

ЭКОНОМИЯ
ТОПЛИВА
И ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ

Л.Д. Богуславский

Д-р экон. наук, проф.

СНИЖЕНИЕ РАСХОДА ЭНЕРГИИ ПРИ РАБОТЕ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ

Издание второе, переработанное
и дополненное



МОСКВА
СТРОЙИЗДАТ
1985

ББК 38.762
Б 74
УДК 697 : 620.9.004.183

Печатается по решению секции литературы по инженерному оборудованию редакционного совета Стройиздата.

Рецензент — канд. техн. наук И. Г. Староверов.

Издание 1-е вышло в 1982 г. под названием «Снижение расхода энергии при работе систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха».

Богуславский Л. Д.

Б 74 Снижение расхода энергии при работе систем отопления и вентиляции. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Стройиздат, 1985. — 336 с.: ил. — (Экономия топлива и электроэнергии).

Освещены резервы снижения расхода тепловой и электрической энергии при работе систем отопления и вентиляции в зданиях различного назначения, а также вопросы экономической целесообразности реализации этих резервов. Рассмотрены возможности снижения теплопотерь через ограждающие конструкции проектируемых и эксплуатируемых зданий. Изложена методика определения областей экономически целесообразного применения энергосберегающих мероприятий.

Для инженерно-технических работников проектных строительных организаций, а также служб эксплуатации.

Б $\frac{3206000000-683}{047(01)-85}$ $\frac{33-86}{}$ ББК 38.762
6С.9.4

ЛЕОНТИЙ ДАВЫДОВИЧ БОГУСЛАВСКИЙ

СНИЖЕНИЕ РАСХОДА ЭНЕРГИИ ПРИ РАБОТЕ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ

Редакция литературы по инженерному оборудованию

Зав. редакцией И. В. Соболева
Редактор Н. А. Хаустова
Младший редактор Н. И. Романова
Технические редакторы Н. Г. Алеева, Ю. Л. Циханкова
Корректор М. Е. Шабалина
ИБ № 3802

Сдано в набор 15.03.85 Подписано в печать 30.10.85
Т-20844 Формат 84×108/32 Бумага тип. № 2
Гарнитура «Литературная». Печать высокая. Усл. печ. л. 17,64
Усл. кр.-отт. 17,85 Уч.-изд. л. 19,24 Тираж 22000 экз. Изд. № AVI—881
Заказ 134 Цена 95 коп.

Стройиздат, 101442, Москва, Каляевская, 23а

Подольский филиал ПО «Периодика» Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли
142110, г. Подольск, ул. Кирова, д. 25

© Стройиздат, 1982
© Стройиздат, 1985, с изменениями

ПРЕДИСЛОВИЕ

Потребление энергии во всем мире растет непрерывно, что объясняется происходящим в подавляющем большинстве государств процессом индустриализации, вызывающим повышение расхода материалов на душу населения, ростом населения, увеличением энергозатрат на работу транспорта и добычу природных богатств, на повышение плодородия почв и многими другими причинами.

В результате резкого роста потребления энергии во многих странах мира возник энергетический кризис и иссякают запасы топлива.

Прогнозируемые запасы угля на нашей планете достаточно велики (на 300—500 лет), но рост прямого его сжигания в перспективе будет ограничиваться, так как это вызывает весьма значительное загрязнение окружающей природной среды выбросами сернистого газа и золы.

Однако из сказанного не следует делать чрезмерно пессимистических выводов — извлекаемых ресурсов органического топлива хватит еще надолго, и, кроме того, имеются три пути решения энергетической проблемы в будущем. Это применение новых и более эффективное использование существующих источников энергии, а также более рациональное расходование добытой энергии.

Во многих странах мира быстро развивается атомная энергетика, растет суммарная мощность установок, использующих тепло геотермальных вод, солнечную и ветровую энергию. В странах Азии и Южной Америки широкое распространение находят анаэробная ферментация навоза для получения метана и преобразование растительной массы в этиловый спирт.

В настоящее время при разработке месторождений топлива извлекается в среднем не более 40% содержимого недр — современный уровень науки и технологии не позволяет достичь большей степени его извлечения с достаточным экономическим эффектом. В будущем и эта задача будет решена.

Наиболее экономически эффективным, простым и реально осуществимым в настоящее время является третий путь — рациональное расходование добытой энергии путем утилизации отбросного тепла; повышение коэффициента полезного действия установок, расходующих теплоту или топливо; использование каждого вида топлива для целей, обеспечивающих экономически наиболее целесообразное его расходование. И здесь решающим должна быть экономическая целесообразность любого такого мероприятия.

В нашей стране вопросы перспективного развития энергетики решаются без кризисных явлений. Для обеспечения устойчивого роста энергетики страны на многие годы вперед предусматриваются различные мероприятия. Расширяется строительство атомных и гидравлических станций; в текущей пятилетке на них намечено получить более 70% прироста выработки электроэнергии для всей страны, а в европейской части страны — почти весь ее прирост. В 1985 г. выработка электроэнергии на АЭС составит 220—250 млрд. кВт·ч; за пятилетку будет введено в действие на АЭС 24—25 тыс. МВт новых мощностей. Уже в настоящее время себестоимость электроэнергии, вырабатываемой на ядерном топливе, меньше, чем на тепловых станциях, расположенных в западной и центральной частях страны. В европейской ее части, где плотность населения высока, важно и другое преимущество АЭС — их экологическая чистота.

Значительное развитие в текущей пятилетке получит принципиально новое направление в централизованном теплоснабжении городов — строительство атомных теплостанций, от которых не поступает газовых и зольных выбросов в атмосферу и которые имеют небольшой срок окупаемости капитальных вложений (5—6 лет). Сооружение новых атомных ТЭЦ большой мощности уже начато в ряде городов страны.

Второе направление развития энергетики в нашей стране — максимальное использование богатых месторождений дешевых углей, добываемых открытым спосо-

бом в Восточной Сибири и Казахстане, путем сжигания их на мощных электростанциях, располагаемых вблизи угольных карьеров, и передачи выработанной электроэнергии в европейскую часть страны. В дальнейшем дешевые канско-ачинские угли будут служить также сырьем для выработки синтетического жидкого топлива; строительство первого такого предприятия намечено в двенадцатой пятилетке. Широкое развитие получит и газификация угля: при высокой температуре с помощью водяного пара или воздуха из него вырабатывают синтез-газ, являющийся смесью окиси углерода с водородом.

Возможности осуществления перечисленных мероприятий в нашей стране весьма велики; в ближайшем будущем только Канско-Ачинский топливно-энергетический комплекс будет давать стране больше угля, чем добывается в текущей пятилетке во всей стране. Создана новая транспортная отрасль — Единые нефтегазотранспортные системы, перекачивающие к местам потребления и переработки 95% добываемой нефти и газа.

Однако несмотря на быстрое развитие топливодобывающей промышленности в нашей стране, топливный баланс ее в течение многих лет является весьма напряженным, так как опережающими темпами растет потребность в топливе и во многих случаях оно расходуется неэкономно. Поэтому в настоящее время считается, что среди крупных межотраслевых проблем развития народного хозяйства СССР наиболее важной является топливно-энергетическая.

В связи с напряженностью топливного баланса страны необходимо, чтобы максимально возможное снижение затрат энергии на работу систем теплоснабжения и вентиляции зданий стало одной из основных задач, решаемых при проектировании и эксплуатации этих систем. Результаты проведения соответствующих мероприятий могут быть весьма значительными. В настоящее время только на теплоснабжение жилых и общественных зданий расходуется около 30% всего добываемого в стране твердого и газообразного топлива.

Широкая экономия топлива и электроэнергии должна быть достигнута как путем решительной борьбы с бесхозяйственностью и расточительством, так и осуществлением целенаправленной технической политики и политики капиталовложений. Снижение затрат энергии, кроме того, обеспечит и значительный экономичес-

кий эффект, так как стоимость топлива непрерывно возрастает во всем мире и в нашей стране. Поэтому в текущем пятилетии намечено добиться коренного улучшения в расходовании топливно-энергетических ресурсов.

Соответствующие разработки теперь выполняются даже в масштабе целых областей. Так, для Ленинграда и Ленинградской области под руководством Межведомственного координационного совета АН СССР разработана и осуществляется комплексная программа энергосберегающих мероприятий «Энергия на период до 1990 г.». Осуществление этой программы, охватывающей 13 отраслей народного хозяйства, обеспечит в текущей пятилетке экономию около 14 млн. т условного топлива. Так, в крупном территориально-промышленном комплексе осуществляется единая программа по рациональному использованию топливно-энергетических ресурсов.

ЦК КПСС и Совет Министров СССР в 1981 г. приняли постановление «Об основных направлениях и мерах по повышению эффективности использования топливно-энергетических ресурсов в народном хозяйстве в 1981—1985 годах и на период до 1990 года». В этом постановлении усиление режима экономии топлива и устранение непроизводительных потерь его в народном хозяйстве рассматриваются как необходимое условие и значительный резерв повышения эффективности общественного производства. Поставлена задача обеспечить экономию этих ресурсов в последний год текущей пятилетки по сравнению с 1980 г. в размере 160—170 млн. т условного топлива.

В постановлении отмечается необходимость увеличения объема использования вторичных топливно-энергетических ресурсов; оснащения приборами учета и автоматического регулирования систем отопления, вентиляции, газоснабжения и горячего водоснабжения жилых и общественных зданий, тепловых сетей и отопительных котельных; внедрения энергоэкономичных технологических процессов и др.

Дальнейшее развитие проблема экономии топливно-энергетических ресурсов получила в постановлении ЦК КПСС и Совета Министров СССР «Об усилении работы по экономии и рациональному использованию сырьевых, топливно-энергетических и других материальных ресурсов», принятом также в 1981 г. На выполнение

этой задачи необходимо нацелить научно-техническую и структурную политику, политику капитальных вложений, систему управления, планирования и стимулирования, инициативу трудовых коллективов. Требуется решительно устранять непроизводительные расходы этих ресурсов, всевозможные их потери и излишества, создавать обстановку нетерпимости к любым фактам их расточительства.

В соответствии с этим постановлением при разработке и реализации планов развития отраслей народного хозяйства намечено в первую очередь выделять капитальные вложения, оборудование и мощности строительных организаций для проведения мероприятий по экономии материальных ресурсов. В программах по решению важнейших научно-технических проблем должны предусматриваться специальные задания по рациональному использованию топлива, энергии, сырья и материалов и максимальной утилизации вторичных ресурсов. Одновременно намечается ряд мероприятий, направленных на стимулирование экономии топливно-энергетических и сырьевых ресурсов. Оплата этих ресурсов при расходовании их сверх норм (лимитов) будет осуществляться по повышенным ценам и тарифам; одновременно будут уменьшаться в виде санкций отчисления в фонд экономического стимулирования предприятия, превысившего эти лимиты. В случаях же экономии ресурсов по сравнению с лимитами производятся прямые отчисления в эти фонды от стоимости сэкономленных ресурсов. Расширяется премирование рабочих, мастеров и инженерно-технических работников за экономию указанных ресурсов.

Однако экономия энергии не может быть самоцелью; с народнохозяйственной точки зрения целесообразность внедрения того или иного энергосберегающего мероприятия всегда должна обосновываться экономически. Устанавливают, что более выгодно государству: внедрение этого мероприятия или затраты на дополнительное соответствующее развитие топливодобывающей промышленности.

В первую очередь нужно осуществлять те мероприятия, которые обеспечат не только экономию тепловой и электрической энергии, но и экономический эффект в народном хозяйстве. Для достижения этого эффекта существует много возможностей. Так, расчеты, выпол-

ненные ВНИИ комплексных топливно-энергетических проблем при Госплане СССР, показали, что затраты, связанные с осуществлением мероприятий по экономии топливно-энергетических ресурсов, уже в ближайшей перспективе будут в среднем в 2—3 раза ниже затрат на эквивалентный прирост добычи топлива и производства энергии. Особо ценными являются те мероприятия, для внедрения которых единовременные затраты вообще не нужны: составление экономически целесообразного графика работы котлов, совершенствование объемно-планировочных решений зданий и др. Следовательно, при решении таких задач последнее, решающее слово всегда остается за экономической оценкой. Такую оценку должны получать и многие, казалось бы, чисто технические параметры: эффективность теплообменников, скорость теплоносителя или воздуха, сопротивление теплопередаче ограждающих конструкций зданий и др.

В данной работе сделана попытка именно с этой точки зрения выявить экономическую целесообразность применения ряда известных технических предложений, позволяющих снизить расход тепловой или электрической энергии при работе систем отопления и вентиляции. При решении этой задачи в масштабах всей нашей страны необходимо учитывать, что в отдельных районах как стоимости тепловой и электрической энергии, так и климатические условия отопительного периода весьма значительно отличаются друг от друга. Так, количество градусо-дней отопительного периода у нас колеблется от 845 (Кызыл-Атрек) до 12 200 (Тикси), т. е. изменяется в 14,5 раза. Следовательно, резко изменяется и экономический эффект, достигаемый в данных районах или населенных пунктах от реализации соответствующего мероприятия. Очевидно, что возможны случаи, когда в одних условиях это мероприятие будет экономически целесообразным, а в других — нецелесообразным. Поэтому этот вопрос нельзя решать только для условий, характерных для одного какого-либо района страны; нужно определить область экономически целесообразного применения данного мероприятия в масштабе всей страны. Такое исследование требуется не только для того, чтобы инженеры, проектирующие системы отопления и вентиляции, знали эти области; если для осуществления данного мероприятия необходим монтаж какого-либо оборудования заводского

изготовления, то, зная требуемое количество его в каждой области, можно определить потребность в нем в масштабе всей страны и затем решить вопрос о создании соответствующей производственной базы для выпуска этого оборудования.

Автор приносит глубокую благодарность своим коллегам, любезно предоставившим для опубликования свои материалы по выполненным исследованиям: кандидатам технических наук Г. А. Аврунину (стр. 258—263, 267—272), М. Л. Барскому (стр. 312—320), В. Л. Граповскому (стр. 289—293, 298—311), В. В. Пономаревой (стр. 205—209), А. М. Стражникову (стр. 177—178), В. П. Титову (стр. 74—78, 95—98), канд. экон. наук Ж. М. Адилову (стр. 32—35) и инженерам Ш. А. Исамухамедовой (стр. 43—46, 63—65, 235—238) и А. И. Фурману (стр. 73—74).

Автор выражает глубокую признательность канд. техн. наук И. Г. Староверову за ряд ценных советов, данных им при рецензировании рукописи.

Глава I
МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ МЕРОПРИЯТИЙ

1.1. Основы методики

Необходимо различать энергосберегающие мероприятия двух видов:

1) мероприятия, снижающие затраты тепловой и электрической энергии в здании, но непосредственно не связанные с действием систем отопления и вентиляции (повышение уровня теплозащиты зданий; совершенствование герметизации технологического оборудования и снижение в связи с этим объема вредностей, выделяющихся в помещение; использование вторичных энергоресурсов для технологических нужд и др.). Внедрение таких мероприятий приводит к снижению мощности систем отопления и вентиляции;

2) мероприятия, снижающие затраты тепловой и электрической энергии при работе систем отопления и вентиляции (повышение КПД котельных установок, автоматизация работы систем, использование вторичных энергоресурсов для нагрева приточного воздуха и др.).

Возможны три типа таких задач, решаемых при проектировании новых или реконструкции действующих систем отопления и вентиляции:

1) практически осуществим только один вариант энергосберегающего мероприятия и его сравнивают по экономическому эффекту с так называемым базовым вариантом, не предусматривающим мероприятия по сбережению энергоресурсов, а затем выявляют экономически более целесообразный из них;

2) возможно применение нескольких энергосберегающих мероприятий (или одного, но с различными величинами энергии, сберегаемой при его наличии, режимами работы и др.); в этом случае все эти мероприятия сопоставляют по величине экономического эффекта между собой и с базовым вариантом и выявляют экономически наиболее целесообразный вариант;

3) выявляют экономически оптимальный вариант, т. е. лучший из всех возможных в заданных условиях.

Важнейшим требованием вариантного проектирования является соблюдение условий сопоставимости вариантов. Они должны быть сопоставимы по функциональному назначению (источникам утилизируемой теплоты, режиму функционирования объекта и др.); времени затрат и получения эффекта; ценам, принятым для определения затрат и эффекта; кругу затрат, входящих в объем капитальных вложений; методам исчисления стоимости показателей; по используемым при проектировании энергосберегающих мероприятий нормам, правилам и техническим условиям; по условиям эксплуатации.

Варианты решения допустимо сопоставлять только при одинаковой степени детализации их проектной разработки. В тех случаях, когда осуществление какого-либо варианта требует внесения изменений в решения других смежных элементов системы или конструкций зданий, в расчетах необходимо учитывать и соответствующие изменения затрат на монтаж и эксплуатационные затраты на эти элементы.

Экономическую целесообразность применения энергосберегающего мероприятия определяют [11, 27] исходя из сравнительной экономической эффективности соответствующих капитальных вложений, сопоставляя затраты и результаты, полученные при этих затратах. Показателем наилучшего варианта, определяемого по этой методике, является минимум приведенных затрат $П$, представляющих собой сумму текущих (эксплуатационных) затрат $С$ и капитальных вложений $К$, приведенных к одинаковой размерности в соответствии с нормативным коэффициентом сравнительной эффективности капитальных вложений $E_н$:

$$П_i = C_i + E_н K_i \rightarrow \text{минимум руб/год} \qquad (I.1)$$

$$\text{или } П_i = C_i z_н + K_i \rightarrow \text{минимум руб.} \qquad (I.2)$$

где i — порядковый номер варианта энергосберегающего мероприятия; $z_н$ — нормативный срок окупаемости дополнительных капитальных вложений за счет снижения текущих затрат (величина, обратная $E_н$).

Осуществляемые в течение ряда лет капитальные вложения, эксплуатационные затраты и экономические результаты соизмеряют с помощью норматива для приведения разновременных затрат $E_{н.п.}$, равного 0,08. С учетом этого норматива определяют коэффициент при-

ведения α, в общем виде равный $(1+E_{н.п})d$, где d — число лет, отделяющих затраты и результаты данного года от базисного года. В качестве последнего рекомендуют [22] принять год ввода проектируемого объекта (или мероприятия) в действие. Соответственно для затрат и результатов, осуществляемых и получаемых до начала этого года (например, в период строительства объекта), показатель степени d должен иметь знак плюс, а при последующих за базовым годах — знак минус. Зависимость коэффициента α от числа лет, отделяющих затраты данного года от базисного, приведены в табл. I.1.

Таблица I.1. Коэффициенты для приведения затрат будущих лет к началу базисного года

d	α	d	α	d	α	d	α	d	α
+5	1,462	—5	0,681	—15	0,315	—25	0,148	—35	0,068
+4	1,354	—6	0,63	—16	0,292	—26	0,135	—36	0,063
+3	1,263	—7	0,583	—17	0,27	—27	0,125	—37	0,058
+2	1,166	—8	0,54	—18	0,25	—28	0,116	—38	0,054
1	1,08	—9	0,5	—19	0,232	—29	0,107	—39	0,05
0	1	—10	0,463	—20	0,215	—30	0,099	—40	0,046
—1	0,926	—11	0,429	—21	0,199	—31	0,092	—41	0,043
—2	0,858	—12	0,397	—22	0,184	—32	0,085	—42	0,039
—3	0,794	—13	0,368	—23	0,17	—33	0,079	—43	0,036
—4	0,735	—14	0,34	—24	0,158	—34	0,073	—44	0,034

Однако при определении приведенных затрат следует учитывать, что принятые в настоящее время сроки службы зданий и систем отопления и вентиляции могут быть весьма различными. Так, для производственных и непроизводственных зданий с площадью свыше 5000 м², имеющих железобетонный или металлический каркас и стены из каменных материалов или панелей, срок службы составляет 100 лет, для деревянных, каркасных и щитовых зданий — 20 лет, а для передвижных дерево-металлических зданий — 8 лет [16].

Срок службы систем отопления и вентиляции промышленных зданий теперь часто зависит не только от быстроты их физического износа, но и от продолжительности функционирования принятой в них производственной технологии; при ее смене (значительно убыстрившейся в настоящее время в результате воздействия научно-технической революции) может потребоваться полная или частичная замена отопительных и, главным

Таблица I.3. Значения коэффициента μ при различных сроках службы конструкции, системы или ее элемента и различных сроках учета капитальных вложений и эксплуатационных затрат

Период учета вложений и затрат, лет	Срок службы конструкций, систем и их элементов, лет	μ	Период учета вложений и затрат, лет	Срок службы конструкций, систем и их элементов, лет	μ
50	5	3,06	15	8	1,54
	10	1,82		9	1,5
	15	1,45		10	1,46
	20	1,26		15	1
	25	1,17			
	30	1,1			
	40	1,04	10	2	3,76
	50	1		3	2,92
				4	2,28
15	3	3,32		5	1,68
	4	2,67		6	1,63
	5	2,14		7	1,58
	6	2,03		8	1,54
	7	1,92		9	1,5
				10	1

Для практических расчетов необходимо знать не только срок службы конструкции, системы и ее элемента, но и тот период времени, в течение которого следует учитывать их замену, так как от этого периода зависят и суммарные капитальные вложения, и суммарные эксплуатационные затраты. Для сопоставляемых вариантов ограждающих конструкций здания этот период принимают равным сроку службы здания; исходя из данных табл. I.2 и I.3 этот срок допустимо ограничивать 40—50 годами.

Более сложным является определение периода учета вложений и затрат для систем вентиляции промышленных зданий. Определяющим здесь может быть срок полной смены производственной технологии; при этом весьма часто растет выпуск продукции, заменяется оборудование, изменяются места его расположения и в результате возникает необходимость замены действующих систем вентиляции (даже если они физически и морально не изношены). Однако весьма сложным является и определение сроков смены производственной технологии, так как они зависят от многих факторов: отрасли народного хозяйства, в которой находится предприятие (наименьшие сроки отмечены

в промышленности электронного, электротехнического оборудования, пластических масс, авиационной промышленности), от мощности и степени специализации предприятия, сроков частичного его технического перевооружения (оно увеличивает и интервал между сроками полной смены производственной технологии) и других факторов. Поэтому в настоящее время этот период может быть определен только ориентировочно в 10—15 лет (меньший период характерен для крупных специализированных предприятий в отраслях с высоким уровнем темпов технического и научного прогресса)

Период учета вложений и затрат для чисто отопительных систем промышленных зданий от сроков смены технологии зависит значительно меньше и поэтому его можно принимать равным 40—50 годам (см. табл. 1.2 и 1.3). Тот же срок может быть принят и для систем отопления и вентиляции жилых и гражданских зданий.

В последнее время в связи со значительным ускорением процесса совершенствования оборудования вентиляционных систем важным для определения срока его службы является не только физический, но и моральный износ. С учетом последнего этот срок [10] для вентиляторов, калориферов и отопительных агрегатов установлен 8 лет, для фильтров 6 и клапанов 10 лет Для менее подверженных моральному износу нагревательных приборов этот срок допустимо принимать равным 30—35 лет (меньший срок для конвекторов простейших типов), а для центробежных насосов 10—12 лет. Однако срок физического износа является решающим в тех случаях, когда оборудование, воздуховоды и трубопроводы систем отопления и вентиляции испытывают воздействие корродирующей их среды.

При экономическом сопоставлении двух вариантов энергосберегающего мероприятия (или энергосберегающего мероприятия с базовым вариантом, не предусматривающим экономию энергии) часто определяют срок окупаемости z дополнительных капитальных вложений при варианте с большей их величиной за счет снижения эксплуатационных затрат при осуществлении того же варианта.

Без приведения вложений и затрат будущих лет уровню текущего года формула срока окупаемости имеет вид:

$$z = \Delta K / \Delta C \leqslant z_н, \qquad (I.4)$$

где ΔK — разность капитальных вложений в сопоставляемые варианты; ΔC — разность годовых эксплуатационных затрат; $z_н$ — нормативный срок окупаемости капитальных вложений, лет.

Величина $z_н$ по народному хозяйству в целом принята равной 8,33 года. Однако [27] по соображениям стимулирования технического прогресса и другим мотивам допускается увеличение $z_н$ до 12,5 года. В связи с этим Госстрой СССР в главе СНиП «Строительная теплотехника» для такого энергосберегающего мероприятия, как оптимизация уровня теплозащиты зданий, принял $z_н = 12{,}5$ года. Внедрение энергосберегающих мероприятий в настоящее время является одним из основных путей развития технического прогресса в нашей стране и поэтому следует считать, что такая величина $z_н$ должна быть принята и во всех экономических расчетах указанных мероприятий.

Следует учитывать, что применение формулы (I.4) вносит в расчеты элемент неопределенности. Если годовые эксплуатационные затраты и не меняются во времени, то учет коэффициента α делает их и в этом случае разными по величине: наибольшими они будут в первый год эксплуатации системы, а наименьшими — в последний год ее эксплуатации. Следовательно, величина z в этой формуле зависит от того, какой год работы системы принят для определения ΔC. Поэтому во всех случаях необходимо определять средние годовые эксплуатационные затраты за весь срок их учета ϕ; они очевидно равны $У\overline{C}/\phi$, руб/год.

С учетом приведения капитальных вложений и эксплуатационных затрат к уровню текущего года

$$z = \frac{\Delta (\mu K_0)\, \phi}{\Delta (У\overline{C})} \qquad (I.4а)$$

где $\Delta(\mu K_0)$ — разность приведенных капитальных вложений по сопоставляемым вариантам; $\Delta(У\overline{C})$ — разность эксплуатационных затрат за период ϕ по тем же вариантам проектного решения. Чем меньше μ, K_0, ϕ и больше $У$, тем меньше будет срок окупаемости z.

Пример I.1. Приточные вентиляционные системы одного из цехов авиазавода ($\phi = 10$ лет) могут быть выполнены без использова-

jank2003@ukr.net

относительного периода, ч/год; разности температур внутреннего воздуха и средней за относительный период температуры наружного воздуха; коэффициента, учитывающего отношение термического сопротивления конструкции к ее сопротивлению теплопередаче; коэффициента, учитывающего дополнительные потери теплоты; стоимости тепловой энергии и коэффициента, учитывающего изменение стоимости тепловой энергии в перспективном периоде; $\lambda_{ут}$ — расчетный коэффициент теплопроводности материала конструкции или ее теплоизоляционного слоя, Вт/(м·°С) [ккал/(ч·м·°С)]; $R_{ут}$ — термическое сопротивление конструкции или ее теплоизоляционного слоя, м²·°С/Вт (м²·ч·°С/ккал); $K_{ут}$ — стоимость однородной конструкции или ее теплоизоляционного слоя, руб/м³.

Аналогично составляются формулы, позволяющие оптимизировать расход энергоресурсов при работе систем отопления или вентиляции: оптимальных скоростей теплоносителя в трубопроводах или воздуха в воздуховодах, массовой скорости воздуха в калориферах, оптимальной температуры уходящих газов или воздуха за теплоутилизационными установками и др.

В тех случаях, когда экономия теплоты достигается за счет увеличения расхода электроэнергии, возникает необходимость определения суммарной экономии энергии, которая может быть вычислена с помощью следующих усредненных показателей перевода различных видов энергии в условное топливо: 1 кВт·ч электроэнергии — 0,325 кг усл. топл., тепловая энергия (выработанная в ТЭЦ и определенная без учета потерь теплоты в сетях) — 0,042 кг усл. топл./1000 кДж (0,174 кг усл. топл./1000 ккал). В последний показатель необходимо ввести поправочный коэффициент 1,1—1,15, учитывающий потери теплоты в сетях, а при выработке тепловой энергии в котельных следует определять удельный расход условного топлива $Q_{у.т.}$ по формуле:

$$Q_{у.т.} \quad \frac{0{,}174 \cdot 1{,}15}{\eta_{кот}} \qquad (I.6)$$

где $\eta_{кот}$ — среднегодовой коэффициент полезного действия котельной (см. п. 1.4).

I.2. Учет дополнительных факторов при определении целесообразности применения энергосберегающих мероприятий

А. ПЕРЕХОД ОТ ОПТИМАЛЬНОГО ИЛИ ЭКОНОМИЧЕСКИ НАИБОЛЕЕ ЦЕЛЕСООБРАЗНОГО ВАРИАНТА К ИНТЕРВАЛУ РАВНОЭКОНОМИЧНЫХ ВАРИАНТОВ ПРОЕКТНОГО РЕШЕНИЯ

Во многих случаях при проектировании систем отопления и вентиляции реализовать оптимальный или экономически целесообразный вариант невозможно по следующим причинам:

а) оптимальная величина не совпадает с соответствующими величинами, установленными в действующем ГОСТе или унифицированном ряде этих величин (например, в ряде диаметров воздуховодов вентиляционных систем);

б) конструктивно трудной часто является прокладка воздуховода, если оптимальные скорости транспортируемого воздуха малы;

в) превышаются предельно допустимые уровни шума, возникающего при работе данной системы отопления или вентиляции;

г) принятие оптимального варианта недопустимо, исходя из санитарно-гигиенических требований (экономически оптимальное сопротивление теплопередаче наружной стены может оказаться меньше его величины, минимально допустимой, исходя из указанных выше требований, скорость движения воздуха вблизи рабочих мест может оказаться чрезмерно большой);

д) при реализации оптимального или экономически целесообразного варианта теплоутилизирующего устройства значительно сокращается срок его службы (оптимальная температура газов за экономайзером может быть столь низкой, что это приведет к быстрой коррозии поверхностей теплообмена).

Следует также учитывать, что определенные расчетами приведенные затраты на какой-либо вариант проектного решения могут не совпасть с затратами, произведенными при реализации проекта в натуре и при эксплуатации смонтированного объекта: существует некоторая неопределенность в условиях выполнения монтажных

работ, в периоде времени между проектированием и окончанием монтажных работ могут измениться экономические условия (в том числе фактические цены на материалы и оборудование «франко-объект»), возможны погрешности в сметных и других исходных документах, определяющих сметную стоимость монтажных работ.

В связи с этими особенностями вариантного проектирования при экономическом сопоставлении рассматриваемых вариантов требуется определить также те из них, которые находятся в интервале равноэкономичных значений. Величина этого интервала зависит от отрасли народного хозяйства, в которой будет находиться проектируемый объект, стадии проектирования и степени индивидуализации проектного решения. Наибольшим этот интервал должен быть на стадии предпроектного предложения (отличающейся сравнительно небольшим объемом выполняемых расчетов), меньшим — при раз-

Таблица 1.4. Разность приведенных затрат, % по вариантам, в пределах которой их следует считать равноэкономичными (при условии равной степени законченности разработки вариантов на данной стадии проектирования)

ания	Допускаемая разность приведенных затрат, % при проектных решениях, разработанных на стадии		
	предпроектного предложения	проекта	рабочих чертежей
Горно-обогатительные комбинаты, горнорудные предприятия цветной металлургии и химии, объекты обустройства нефтяных и газовых промыслов, гидроэлектростанции, атомные станции, метрополитены	8	5	3
Металлургические и химические комбинаты и заводы, химико-фармацевтические заводы, предприятия микробиологической промышленности	6	4	2
Прочие предприятия промышленности, сельского хозяйства, транспорта и связи	4	2	1,5
Объекты, проектируемые с использованием комплексных типовых проектов предприятий, зданий, сооружений и типовых конструкций	3	1,5	1

работке проекта, дополнительно он уменьшается на стадии составления рабочих чертежей (табл. I.4) [22].

Переход к интервалу равноэкономичных вариантов проектного решения может внести в последнее значительные изменения, которые могут быть объединены в две группы:

а) оптимизационная формула, с помощью которой была определена точка оптимума, или формула, определяющая экономически более целесообразный вариант решения, продолжает без изменения действовать и в интервале равноэкономичных вариантов; в таких случаях переход к интервалу позволяет одновременно определить область экономически допустимого применения данной формулы;

б) при переходе к указанному интервалу применение данной формулы приводит к неопределенности решения, для устранения которой становится необходимым привлечение дополнительных факторов (экономических, технических и др.).

Примером результата изменений первой группы может быть определение такого интервала при проектировании систем объединенной диспетчерской службы, управляющих работой систем теплоснабжения, котельных и водоснабжения в микрорайонах жилищной застройки (см. стр. 176) и обеспечивающих значительную экономию тепловой и электрической энергии. Площади таких микрорайонов могут быть весьма различными и поэтому выявление интервала экономически допустимых радиусов действия объединенной диспетчерской службы обеспечивает бо́льшие возможности для принятия проектировщиками целесообразного решения, чем исходя только из оптимального радиуса ее действия.

Примером результата изменений второй группы может служить определение интервала равноэкономичных вариантов сопротивлений теплопередаче наружных стен зданий. Общее оптимальное сопротивление теплопередаче $R_0^{эк}$, исходя из которого определяют затраты на компенсацию теплопотерь через наружные стены здания, согласно формуле (I.5) можно представить в виде:

$$R_0^{эк} = \sqrt{\frac{Б^1}{\lambda_{ут} K_{ут}}}, \qquad (I.7)$$

где $Б^1$ — суммарные затраты на компенсацию теплопотерь через

Б. ВЛИЯНИЕ СТЕПЕНИ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ ПРИ СОПОСТАВЛЕНИИ ВАРИАНТОВ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕГО МЕРОПРИЯТИЯ

Экономическая оценка эффективности применения энергосберегающих мероприятий не может производиться без учета степени надежности их отдельных элементов и системы в целом, так как при снижении ее надежности увеличиваются эксплуатационные затраты (какое-то время энергия не сберегается, и возникает потребность в ремонте вышедшего из строя элемента системы).

Надежность — это сохранение качеств элементом или системой во времени. Главным критерием надежности является вероятность безотказной работы системы или ее элемента P в течение заданного периода x часов. Отказом называют событие, при котором система или ее элемент полностью или частично утрачивает работоспособность из-за возникновения такой неисправности, когда хотя бы один из контролируемых параметров выходит за пределы установленных допусков. Отказом считают не только механические повреждения, но и разрегулировку системы. Различают отказы внезапные (поломка) и постепенные (медленное изменение регулируемых параметров среды).

Вторым существенным критерием надежности является ремонтопригодность — свойство системы или ее элемента, характеризующее ее приспособленность к восстановлению исправности и сохранению заданной технической характеристики в результате предупреждения, выявления и устранения отказов. Следовательно, надежность системы характеризуется сохранением показателей качества в течение заданного отрезка времени, и эффективность применения энергосберегающих устройств следует определять с учетом надежности их работы в заданных условиях и режимах эксплуатации.

Чем сложнее система, тем она менее надежна. Надежность можно значительно повысить путем резервирования элементов системы. Так, иногда экономически целесообразно предусмотреть запасной вентилятор в проекте теплоутилизационной установки. Повышение надежности достигается укрупнением и сокращением числа ее элементов, улучшением качества монтажа и приемки

установок в эксплуатацию, своевременным проведением мероприятий планово-предупредительного ремонта и надлежащим межремонтным обслуживанием.

Вероятность безотказной работы P в течение x часов определяют по формуле

$$P(x) = e^{-\omega x}, \tag{I.8}$$

где e — основание логарифмов ($\approx 2{,}72$); ω — параметр потока отказов, 1/год.

При параллельном по надежности включении элементов системы

$$P(x) = 1 - [1 - P_1(x)]^n \tag{I.9}$$

где n — число параллельно включенных элементов системы одного назначения;

при последовательном по надежности их включении

$$P(x) = P_1(x)\, P_2(x) \qquad .P_n(x),$$

где n — число последовательно включенных элементов системы.

Величина $P(x)$ для различных элементов систем отопления и вентиляции определяют исходя из имеющихся результатов длительного изучения степени надежности элемента в принятом эксплуатационном режиме. Так, исследуя элементы различных систем автоматического пофасадного регулирования работы систем отопления жилых зданий, ЦНИИЭП инженерного оборудования выявил следующие значения $P(x)$ при $x = 2000$ ч; заслонка ПРЗ — 0,96; электронный блок — 0,9; исполнительный механизм ИМ 2/120 и термосопротивления ММТ-1 — 0,8.

С учетом надежности элементов систем отопления или вентиляции формулы (I.3б) и (I.4а) приобретают вид:

$$П = \mu K_{0j} + У(\overline{C}_j - \Delta T_н); \tag{I.3в}$$

$$z = \frac{\Delta(\mu K_0)\,ф}{\Delta\,|У(\overline{C} - \Delta T_н)|} \tag{I.4б}$$

где $\Delta T_н$ — уменьшение стоимости сэкономленной тепловой энергии при учете надежности этих элементов, руб./год.

В. УЧЕТ СТЕПЕНИ УЛАВЛИВАНИЯ ПРОДУКТОВ, СОДЕРЖАЩИХСЯ В УДАЛЯЕМОМ ВОЗДУХЕ, ПРИ ЭКОНОМИЧЕСКИХ СОПОСТАВЛЕНИЯХ ВАРИАНТОВ СИСТЕМ ВЫТЯЖНОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ЗДАНИЙ

В удаляемом из производственных зданий воздухе часто содержится большое количество различных продуктов, которые после их улавливания могут снова использоваться для выработки соответствующей продукции. Предельно допустимые концентрации этих продуктов в удаляемом воздухе установлены действующими санитарными нормами. Однако многие из улавливаемых продуктов имеют значительную стоимость (табл. I.5), и в таких случаях следует определять экономическую целесообразность снижения концентрации этих продуктов до величины, меньшей предельно допустимой.

Таблица I.5. Усредненная стоимость некоторых видов улавливаемых продуктов

Вид производства	Уловленный продукт	Стоимость продукта, руб/т
Производство белой сажи	Белая сажа	675
Производство цинковых белил	Глет	690—720
Производство биовитаминных кормов	Скоагулированная пыль	430
Производство сульфанола	Сульфанол	700
Производство цветных металлов	Уловленный продукт	200—350
Цементное производство	Цемент М400	32
Алюминиевое »	Глиноземная пыль	95
Производство стекла	Криолит	79
Никелевое производство	Возгоны ферроникеля	80

Снижение концентрации улавливаемых продуктов достигается при установке дополнительных уловителей; при экономическом обосновании такого мероприятия следует учитывать не только стоимость этих продуктов, но и соответствующее увеличение приведенных затрат — возрастают и капитальные вложения, и эксплуатационные затраты (на дополнительно расходуемую электроэнергию и содержание дополнительного оборудования и воздуховодов).

С учетом этих изменений формулы (I.3б) и (I.4а) приобретают вид:

$$П = У П_р - \mu K_{од} - У C_д; \qquad (I.3г)$$

$$z = \frac{\mu K_{од}}{У (П_р - C_д)}, \qquad (I.4в)$$

где $K_{од}$ — дополнительные первоначально (перед началом эксплуатации установки) осуществленные капитальные вложения; $C_д$ — эксплуатационные затраты на дополнительно устанавливаемое оборудование и воздуховоды; $П_р$ — стоимость уловленного продукта, руб /год.

Такое мероприятие считают экономически целесообразным, если стоимость уловленного продукта больше, чем $\mu K_{од} + УC_д$. Практически подобный результат достигается часто.

Г УЧЕТ ПРИ ЭКОНОМИЧЕСКИХ СОПОСТАВЛЕНИЯХ ВАРИАНТОВ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ, ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА СТЕПЕНИ КОМФОРТНОСТИ, СОЗДАВАЕМОЙ ЭТИМИ СИСТЕМАМИ

При обеспечении этими системами большей степени комфортности расход энергоресурсов обычно увеличивается и это увеличение должно быть оправдано экономически. Сопоставление вариантов проектных решений по формуле (I. 3) полностью правомерно лишь в тех случаях, когда они обеспечивают примерно равные социальные результаты: улучшение физиологических условий жизни (снижение заболеваемости и смертности), изменение характера и условий труда и др. В области отопления и вентиляции социальным результатом является повышение степени комфортности, создаваемой соответствующими системами. Очевидно наличие связи между степенью комфортности и снижением заболеваемости трудящихся, а также дополнительным повышением производительности труда работающих, находящихся в более комфортных производственных и бытовых условиях, что в конечном счете отразится на темпах роста национального дохода в нашей стране.

Для стоимостной оценки эффекта от повышения уровня комфортности в зданиях различного назначения следует рассматривать три показателя: капитальные вложения, себестоимость продукции предприятий (или

эксплуатационные затраты на системы) и достигаемый социальный результат.

С учетом этой предпосылки различают три группы задач по сопоставлению вариантов принятых решений в непроизводственных зданиях.

1. Варианты проектного решения, обеспечивающие примерно одинаковый социальный результат (варианты схем системы водяного отопления с одинаковой температурой теплоносителя, различные способы охлаждения воздуха при одинаковых его параметрах на выходе из системы, различные варианты котельных установок и др.). Во всех таких случаях сопоставление вариантов выполняют по приведенным затратам, применяя формулу (I. 3).

Иногда сравниваемые варианты решения удается привести к одинаковому уровню создаваемой ими комфортности: при сравнении систем водяного и воздушного отопления в первом случае учитывают капитальные вложения и эксплуатационные устройства, обеспечивающие тот же санитарный эффект, что и система воздушного отопления (очистка воздуха от пыли и его увлажнение).

2. Варианты проектного решения, обеспечивающие ранее запланированный уровень повышения степени комфортности зданий (устройство раздельных санитарных узлов в жилых зданиях, наличие в них систем приточно-вытяжной вентиляции и т. п.). При реализации таких мероприятий, как правило, увеличиваются и капитальные вложения, и эксплуатационные затраты, причем это увеличение приведенных затрат планируется заранее; соответственно увеличиваются средства, выделяемые на строительство и эксплуатацию непроизводственных зданий.

3. Мероприятия, обеспечивающие уровень теплового и воздушного комфорта. При их осуществлении часто одновременно достигаются и социальный результат, и снижение эксплуатационных затрат (например, по данным гигиенистов, системы лучистого отопления создают в отапливаемых помещениях лучшие условия, чем системы с открыто расположенными нагревательными приборами; тот же результат обеспечивает оптимизация уровня теплозащиты зданий и др.).

Использование при выявлении более целесообразного варианта таких проектных решений в качестве един-

ственного критерия нормативного коэффициента эффективности оказалось бы неправильным, так как не был бы учтен социальный результат.

Решения по стоимостной оценке этого результата различны:

а) установление для варианта, обеспечивающего более комфортные условия труда и быта, меньшей нормы отчислений на полное восстановление, так как моральный износ соответствующей установки меньше и, следовательно, срок службы больше;

б) увеличение сметной стоимости варианта проектного решения с менее комфортными условиями на стоимость той обслуживаемой площади зданий, которая при этом варианте частично обесценивается (отказ от устройства тепловой завесы в цехе создает дискомфортные условия на участке около ворот и невозможность использования его для производственных нужд; система отопления с регистрами в перегородках существенно обесценивает ту часть жилой площади, которая прилегает к нагреваемому участку перегородки);

в) применение систем кондиционирования воздуха или систем вентиляции с повышенными кратностями воздухообмена в зданиях научно-исследовательских или проектных институтов может быть экономически оправдано повышением производительности труда, снижением заболеваемости работников и сокращением текучести кадров. В таких случаях

$$П = \sum_{j=n}^{\Phi} a K_j + \sum_{j=1}^{\Phi} a C_j - Эф, \qquad (I.10)$$

где Эф — сумма полного социально-экономического эффекта, реально обусловленного применением систем кондиционирования воздуха, определяемая канд. экон. наук И. Н. Сапильниковой как сумма эффектов от указанных выше соответствующих положительных результатов.

Исследования, проведенные в 12 научно-исследовательских и проектных институтах Ташкента, показали, что работоспособность их сотрудников при снижении приведенной температуры помещений с 34 до 25°С повышалась на 11,2%, а интенсивность использования их рабочего времени при этом повышалась на 43%.

В результате применения СКВ причинно обусловленная заболеваемость (в мае — сентябре) снижалась в среднем на 17,5, а текучесть кадров — на 3%. Совместный эффект этих результатов обеспечил окупаемость

капитальных вложений в СКВ в срок, значительно меньший нормативной величины.

Более сложно определение экономической эффективности применения СКВ в промышленных предприятиях, так как одним из важных факторов здесь являются вид и тип вырабатываемой продукции, поэтому исходить при этом из зарубежного опыта нельзя. Указанная эффективность может быть различной не только для предприятий какой-либо отрасли народного хозяйства, но и для различных цехов такого предприятия.

В зависимости от выполненных задач промышленные СКВ (и отчасти вентиляционные системы) подразделяются на следующие группы.

1. Системы, устраиваемые по чисто технологическим требованиям, так как технологический процесс не может осуществляться без поддержания определенных параметров воздушной среды, которые и обеспечивает система (например, выработка искусственного волокна, вентиляция укрытий, двигателей и другого оборудования); здесь системы являются одним из элементов технологического оборудования, поэтому выявлять экономическую эффективность их устройства не следует.

2. Системы для помещений, где технологические процессы таковы, что условия воздушной среды влияют на качество продукции (процент брака, сортность); экономический эффект от работы СКВ этого типа определяют по формуле

$$Эф_2 = \sum_{i=1}^{ф} (g_1 \sum_{j=1}^{n} \alpha\, p_j\, C_j - g_2 \sum_{j=1}^{n} \alpha\, p_j^1\, C_j^1) - \sum_{i=н}^{ф} \alpha\, K_{СКВ_i} \sum_{i=1}^{ф} \alpha\, C_{СКВ_i}, \qquad (I.11)$$

$K_{СКВ_i}$ — капитальные вложения в СКВ в i-м году; $C_{СКВ_i}$ эксплуатационные затраты на СКВ в том же году; g_1, g_2 — выработка j-го сорта продукции после и до начала работы СКВ; p_j, p_j^1 — удельный вес соответствующих сортов продукции после до начала работы СКВ, доли единицы; C_j, C_j^1 себестоимость продукции соответствующих сортов после и до начала работы СКВ (с учетом затрат на исправление брака), руб/ед. прод.; n — число сортов продукции.

3. СКВ (или системы вентиляции, обеспечивающие повышенные, по сравнению с нормами кратности воз-

духообмена), устраиваемые исходя только из гигиенических соображений, а условия производства исключают возможность повышения производительности труда рабочих (задан определенный ритм производства).

Экономический эффект, руб/год, при этом создается за счет снижения заболеваемости и травматизма $Эф_{з.т}$, сокращения затрат в здравоохранении при уменьшении заболеваемости населения $Эф_{зн}$ и за счет уменьшения текучести кадров $Эф_{тек}$:

$$Эф_э = \sum_{i=1}^{ф} \alpha \, (Эф_{з.т} + Эф_{з.н} + Эф_{тек}) - \sum_{i=н}^{ф} \alpha \, K_{СКВ} - \sum_{i=1}^{ф} \alpha \, C_{СКВ}; \tag{I.12}$$

$$Эф_{з.т} = m \, (x + y) \left(\frac{\Delta \beta_з \, z_э}{100} + \frac{\Delta \beta_т \, z_т}{100} \right), \tag{I.13}$$

где m — число работающих, обслуживаемых СКВ; x — размер оплаты больничного листа (в среднем [22] 6,5 руб/день); y — средние потери предприятия за один день болезни работника (от невыработки продукции) — 13,4 руб; $\frac{\Delta \beta_з \, z_з}{100}$ $\frac{\Delta \beta_т \, z_т}{100}$ — разность в количестве потерянных рабочих дней до и после начала работы СКВ; $z_э$, $z_т$ — средняя продолжительность одного случая заболеваемости [13 дней/(чел·год)] или травматизма с потерей трудоспособности, дней; $\beta_э$, $\beta_т$ — заболеваемость или травматизм с потерей трудоспособности (число случаев на 100 работающих в год); величины $\Delta\beta_э$, $\Delta\beta_т$, $z_т$ определяют по статистическим данным, относящимся к данной отрасли или подотрасли промышленности.

$$Эф_{э.н} = Д_б \, (E_н K_б + \bar{u}_б) + Д_п \, (E_н K_п + \bar{u}_п) \, Б \, mg \cdot 10^{-} \tag{I.14}$$

где $Д_б$ — количество койко-дней пребывания в больнице в течение года, приходящееся на одного человека, в среднем равное 5,3 дн [3]; $K_б$ — усредненные капитальные вложения на строительство больниц, приходящиеся на один койко-день (28 руб.); $\bar{u}_б$ — усредненные годовые затраты на содержание больниц, приходящиеся на один койко-день (6,5 руб.); $Д_п$ — среднее количество посещений поликлиники одним человеком в год (10); $K_п$ — усредненные вложения на строительство поликлиник, приходящиеся на одно посещение (0,9 руб.); $\bar{u}_п$ — усредненные годовые текущие затраты на содержание поликлиник, приходящиеся на одно посещение (1,1 руб.); $Б$ — процент сокращения заболеваемости работников в связи с применением СКВ; m — число работников, обслуживаемых СКВ; g — доля времени работы СКВ в году. Величину $Б$ определяют по статистическим данным и результатам соответствующих исследований, относящихся к принятой в расчетах отрасли или подотрасли промышленности.

$$Эф_{тек} = d_{н.х} \, m \, (\alpha_1 - \alpha_2) / 100, \tag{I.15}$$

где $d_{н.х}$ — народнохозяйственные потери от текучести кадров, руб/чел; α_1, α_2 — текучесть кадров до и после внедрения СКВ, %

Таблица 1.6. Расчетные параметры микроклимата производственной среды и наружного воздуха

Город	Параметры микроклимата производственной среды				Параметры наружного воздуха	
	уровень параметров	$t_в$, °С	$\varphi_в$, %	энтальпия, кДж/кг	$t_н$, °С	энтальпия, кДж/кг
Алма-Ата	1	27	67	69	31,2	54,5
	2	25	67	62		
	3	23	67	56		
Москва	1	27	67	66	28,5	54
	2	25	67	59,3		
	3	23	67	53,8		

Ткацкие цеха предприятий текстильной промышленности характеризуются значительными избытками явной теплоты и незначительными влаговыделениями (от людей), которые в расчетах допустимо не учитывать и считать, что для тепловлажностного процесса $\varepsilon = +\infty$.

Для обеспечения выбранных уровней микроклимата производственной среды приняты два варианта КТСКВ: I — с первой рециркуляцией и адиабатическим увлажнением (непосредственный контакт воздуха с рециркулируемой водой), осуществимым только при условии $I_н^р \leqslant I_{пр}$, где $I_н^р$ — расчетная энтальпия наружного воздуха; $I_{пр}$ — энтальпия приточного воздуха; II — с первой рециркуляцией с политропическим охлаждением и необходимым снижением энтальпии обрабатываемого воздуха.

Общая продолжительность теплого периода года для Алма-Аты составляет 3993 ч, а для Москвы 2832 ч/год.

Для различных вариантов СКВ получаются следующие коэффициенты обеспеченности выбранных уровней микроклимата производственной среды (табл. 1.7).

Таблица 1.7. Коэффициенты обеспеченности микроклимата

Уровень микроклимата среды	Коэффициенты обеспеченности для I и II вариантов			
	Алма-Ата		Москва	
				II
1	0,99	1	0,99	1
2	0,969	0,997	0,94	0,99
3	0,791	0,969	0,812	0,94

При всех сопоставляемых вариантах вырабатывалась одна и та же продукция — суровая бязь. Производительность труда при работе СКВ в этих условиях повышалась за счет уменьшения затрат времени, необходимого ткачихам для ликвидации обрыва нитей основы, а также сокращения обрывности этих нитей.

Исследования показали, что между указанными переменными

величинами и температурно-влажностным режимом цеха существует прямая зависимость, которую можно выразить уравнением

$$N = -9{,}72 + 0{,}48\,x_1 + 0{,}4\,x_2 - 0{,}008\,x_1 x_2 + 0{,}014\,x_1^2 - 0{,}004\,x_2^2, \quad (I.17$$

где N — потери времени, с, на ликвидацию обрыва нитей основы при выработке 1 м тканей; x_1 — температура воздуха, °С; x_2 — относительная влажность воздуха в цехе.

Капитальные вложения при втором варианте СКВ увеличиваются по сравнению с первым в основном за счет стоимости источника холодоприготовления. Для Москвы эта разность была такой же, как для Алма-Аты (оборудование оказалось одинаковым) и составила 394,8 тыс. руб. Разность эксплуатационных затрат составила соответственно 108,9 и 108,7 тыс. руб/год.

Принимая срок полной смены производственной технологии в данном случае равным 15 лет и срок службы СКВ 8 лет [4], определим, что $\mu = 1{,}54$, а $Y = 8{,}9$.

$$И_{СКВ} = 394{,}8 \cdot 1{,}54 + 108{,}8 \cdot 8{,}9 = 1576 \text{ тыс. руб.}$$

Повышение эффекта вследствие роста производительности труда при втором варианте по сравнению с первым приведено в табл. I.8.

Таблица I.8. Повышение $Эф_{пр}$ при втором варианте СКВ (по сравнению с первым вариантом)

Город	Коэффициент обеспеченности оптимальных параметров микроклимата цеха, при котором наибольшая производительность труда		Условно-постоянные расходы в себестоимости 100 м суровья $C_{уп}$, руб.	Среднегодовой объем выпускаемой продукции при I варианте О, млн. м	Прирост производительности труда при II варианте Δw, % [по ф-ле (I.17)]
	I вариант $l_{баз}$	II вариант $l_{СКВ}$			
Алма-Ата	0,791	0,969	3,63	69,38	7
Москва	0,812	0,94	3,12	70,96	10

Повышение $Эф_{пр}$ для Алма-Аты составило:

$$10^{-7}\,(0{,}969 - 0{,}791)\;3{,}63 \cdot 69{,}38 \cdot 10^6 \cdot 7 = 31{,}38 \text{ тыс. руб./год.}$$

Для Москвы

$$Эф_{пр} = 10^{-7}\,(0{,}94 - 0{,}812)\;3{,}12 \cdot 70{,}96 \cdot 10^{-6} \cdot 10 = 28{,}31 \text{ тыс. руб./год.}$$

Повышение эффекта $Эф_{тех}$ при варианте II для Алма-Аты составило 7,13, а для Москвы — 6,18 тыс. руб/год.

Повышение $Эф_{з.т} + Эф_{з.н}$ соответственно равнялось 19,13 и 24,31 тыс. руб./год.

Второй вариант следует считать экономически выгодным в том случае, если повышение всех перечисленных эффектов за 8,9 года будет равно или превысит сумму всех дополнительных капитальных вложений и эксплуатационных затрат при этом варианте СКВ.

Для Алма-Аты

$Эф = -1576 \quad (31{,}38 \quad 7{,}13 \quad 19{,}13)\ 8{,}9 = -1063$ тыс руб.;

Для Москвы

$Эф = -1576 + (28{,}31 + 6{,}58 + 24{,}31)\ 8{,}9 = -984$ тыс. руб.

Следовательно, в данном случае экономически целесообразным является вариант I (с адиабатическим увлажнением) — эффект при нем больше, чем при втором варианте.

I.3. Определение капитальных вложений в энергосберегающие мероприятия

А. ПОВЫШЕНИЕ УРОВНЯ ТЕПЛОЗАЩИТЫ ЗДАНИЙ

Рассматриваемую ниже методику применяют на одном из последних этапов проектирования здания, когда уже принят для реализации определенный типовой проект здания данного назначения и следует выявить наиболее целесообразный вариант его ограждающих конструкций (из числа вариантов, содержащихся в этом проекте), а затем отразить принятие решения при проектировании нового или реконструкции действующего завода сборных конструкций.

В связи с такой конечной направленностью расчетов себестоимость ограждающих конструкций нельзя определять по их оптовым ценам; ее необходимо калькулировать исходя из реально существующих условий в данном районе действия завода.

Капитальные вложения, руб/м², в i-й вариант панельной наружной стены или покрытия (чердачного перекрытия) здания при j-й ее толщине определяют по формуле

$$K = [(K_{ij}^{б.к} + K_{ij}^{а.к} + K_{ij}^{ф.к})\ 1{,}015 + K_{ij}^{тр} + K_{ij}^{м}] : S_к, \qquad (I.18)$$

где $K_{ij}^{б.к}$ $K_{ij}^{а.к}$ $K_{ij}^{ф.к}$ — себестоимость приготовления бетонной смеси, арматурных каркасов и сеток, формования и тепловой обработки панели i-й конструкции при j-й ее толщине (с учетом соответствующей части цеховых и общезаводских расходов), руб./панель; 1,015 — коэффициент, учитывающий внепроизводственные расходы (в составе заводской себестоимости изделия); $K_{ij}^{тр}$, $K_{ij}^{м}$ — усредненные затраты на перевозку панели до строящегося объекта и ее монтаж на объекте, руб./панель; $S_к$ — площадь панели (за вычетом площадей световых проемов), м²/панель.

Последовательность расчетов $K_{стij}$ приведена в [5].

При повышении уровня теплозащиты зданий уменьшаются капитальные вложения в систему отопления

$K_{от\,ij}$ и генераторы теплоты $K_{г\,ij}$, их определяют как изменение суммы соответствующих вложений при изменении R_o ограждающих конструкций (вложения в тепловые сети изменяются незначительно и поэтому их можно не учитывать)

$$K_{от\,ij} = b \frac{t_в - t_н}{R_{o\,ij}} a, \qquad (I.19)$$

где b — удельная стоимость смонтированных нагревательных приборов, в среднем равная 0,026 руб/Вт (0,03 руб·ч/ккал) для радиаторов, 0,023 (0,027) для конвекторов и 0,013 (0,011) для воздушного отопления производственных зданий с помощью отопительных агрегатов; a — коэффициент, учитывающий дополнительные потери теплоты, равный 1,19 для стен и окон и 1,1 для покрытий (чердачных перекрытий) зданий.

$$K_{г\,ij} = d \frac{t_в - t_н}{R_{o\,ij}} a' a, \qquad (I.20)$$

где d — удельное приращение стоимости котельной, определяемое исходя из условия изменения числа котлов в ней при изменении R_o ограждающих конструкций зданий, снабжаемых теплотой от этой котельной, руб/Вт (руб·ч/ккал) (табл. I.9); a' — коэффициент, учитывающий потери теплоты наружными теплопроводами: усреднено a' принимают равным 1,2 для районных и квартальных котельных и 1,15 для групповых и производственных котельных.

Таблица I.9. Удельные приращения затрат на котельные d (при трех котлах в котельной)

Теплоноситель	Типоразмер котла	Вид топлива	d		$\eta_{кот}$
			руб/Вт	руб·ч/ккал	
	ДКВР-6,5	Уголь	0,026	0,031	0,75
	ДКВР-10		0,025	0,029	0,75
	ДКВР-20		0,02	0,024	0,75
	Е-25-14		0,012	0,014	0,78
Пар	ДКВР-6,5	Газ	0,016	0,018	0,85
	ДКВР-10		0,012	0,014	0,85
	ДКВР-20		0,011	0,012	0,85
	Е-25-14		0,016	0,018	0,85
	КВТС-10	Уголь	0,020	0,024	0,73
	КВТС-30		0,018	0,021	0,7
	КВТК-50		0,016	0,018	0,7
	Чугунные		0,018	0,021	0,62
Вода	КВГМ-10	Газ	0,016	0,018	0,83
	КВГМ-30		0,01	0,011	0,8
	КВГМ-50		0,008	0,01	0,82
	Чугунные		0,012	0,014	0,73

Величину $K_{тi}$ практически необходимо учитывать только при определении экономически целесообразного сопротивления теплопередаче ограждающих конструкций жилых и общественных зданий, строящихся в новых жилых массивах существующих городов с населением не менее 10 тыс. чел. При меньшем числе жителей изменение R_0 конструкций этих зданий обычно не вызывает изменения числа котлов в квартальных или районных котельных. В производственных зданиях удельный вес затрат теплоты на их отопление обычно невелик и поэтому при изменении R_0 конструкций число котлов и их мощность не изменяются. Капитальные вложения в ТЭЦ по той же причине допускается не учитывать.

Б. КАПИТАЛЬНЫЕ ВЛОЖЕНИЯ В МЕРОПРИЯТИЯ, СБЕРЕГАЮЩИЕ ЭНЕРГИЮ ПРИ РАБОТЕ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ

Капитальные вложения в мероприятия, сберегающие энергию при работе систем отопления и вентиляции, определяют по соответствующим сметам

$$K = \left(\sum_{i=1}^{n} A_i \, Б_i \, \alpha_{н.р\,i} \right) \alpha_п \, \sigma_р, \qquad (I.21)$$

где A_i — количество (объем) i-х работ в единицах сметных норм или единичных расценок; $Б_i$ — сметные прямые затраты на единицу этих работ; $\alpha_{н.р}$ — коэффициент, учитывающий накладные расходы, равный 1,149 для всех работ, за исключением монтажа оборудования; для последнего $\alpha_{н.р}$ принимают равным 70% основной заработной платы рабочих; $\alpha_п$ — коэффициент, учитывающий плановые накопления монтажной организации, равный 1,06; $\alpha_р$ — коэффициент, учитывающий затраты на пуск и регулировку системы (1,01 для систем отопления и 1,03 для вентиляционных систем); n — количество видов работ.

В состав капитальных вложений необходимо включать [10] и стоимость производственной площади промышленных зданий $K_п$, занимаемой оборудованием энергосберегающей установки (и ее воздуховодами, если располагаются в нижней зоне помещения)

$$K_п = K^{м^2} f_{пл}, \qquad (I.22)$$

где $K_п^{м^2}$ — стоимость 1 м² производственной площади, в среднем равная 0,18 тыс. руб. для предприятий черной и цветной металлургии; 0,15 для химической промышленности; 0,13 для машиностроения и промышленности строительных материалов; 0,11 для дерево-

обрабатывающей и целлюлозно-бумажной промышленности; 0,1 для пищевой, медицинской и микробиологической промышленности и 0,09 для легкой промышленности; в среднем по промышленным зданиям $K_{п}^{м^2}=0{,}13$ тыс. руб. — эту стоимость допустимо принимать в тех случаях, когда не указана отрасль, в которой будет эксплуатироваться энергосберегающая установка; при размещении оборудования таких установок в подвальных помещениях гражданских зданий величину $K_{п}^{м^2}$ допустимо усреднять, принимая ее равной 75 руб/м²; $f_{п.л}$ — площадь, занимаемая оборудованием установки, м², определяемая с учетом ширины прохода для обслуживающего персонала между этим оборудованием и стенами, колоннами или иным оборудованием (по 0,7 м по всем сторонам оборудования).

В тех случаях, когда расчеты и деталировка системы еще недостаточны для составления сметы, капитальные вложения на нее могут быть определены приближенно, исходя из переходных коэффициентов от оптовой цены к расчетно-балансовой стоимости и укрупненных величин вложений в воздуховоды [10]. Переходные коэффициенты для центробежных вентиляторов пылевых и общего назначения из углеродистой стали равны 1,44 при I схеме исполнения и 1,4 — при VI схеме, для центробежных крышных вентиляторов из углеродистой стали — 1,6, для осевых вентиляторов — 1,67, для осевых крышных вентиляторов — 1,7, для калориферов — 1,35, для фильтров масляных самоочищающихся — 1,59, сухих рулонных — 1,35 и ячейковых — 1,43, для клапанов с ручным приводом — 1,83, с пневмоприводом — 1,6 и с электроприводом — 1,5.

I.4. Определение эксплуатационных затрат на энергосберегающие мероприятия

Сумму эксплуатационных затрат, руб/год, на энергосберегающие мероприятия определяют по формуле

$$\Sigma C = T + Э + B + P_{к} + P_{т} + З + У, \qquad (I.23)$$

где T — затраты на топливо или тепловую энергию, получаемую от ТЭЦ; $Э$ — затраты на электроэнергию, расходуемую при осуществлении соответствующих энергосберегающих мероприятий; B — отчисления на восстановление соответствующих основных фондов; $P_{к}$, $P_{т}$ — затраты на их капитальный и текущий ремонты и межремонтное обслуживание; $З$ — заработная плата обслуживающего персонала; $У$ — затраты на управление, технику безопасности, охрану труда и др.

Определение затрат на теплоту или тепловую энергию, расходуемую на теплоснабжение и вентиляцию зданий, должно учитывать требования, содержащиеся

в [27]. При расчете этих затрат обязателен народнохозяйственный подход, что обеспечит не только эффект в пределах данной отрасли, но и будет способствовать повышению эффективности всего народного хозяйства.

При таком принципе решения данной задачи цены на взаимозаменяемые виды топлива определяют с учетом имеющихся их ресурсов, в частности, с учетом ограниченных возможностей выработки энергии путем сжигания природного газа. Из-за этого увеличение добычи топлива может быть достигнуто лишь в результате разработки тех его месторождений, которые до этого не были введены в топливный баланс вследствие экономической нецелесообразности их разработки. Такое топливо называют замыкающим топливом данного района страны.

Суммируя затраты на добычу и транспортирование этого топлива, определяют районные замыкающие затраты на топливо. Эти затраты представляют собой систему удельных экономических показателей, определяющих реальные народнохозяйственные затраты на получение и транспортирование 1 т условного топлива (т у т.) в различных районах страны. Исходя из этих затрат Госплан СССР предложил при определении эффективности энергосберегающих мероприятий применять стоимостные показатели топлива и тепловой энергии, приведенные в табл. I.10. Согласно указаниям Госстроя СССР от 6. 09. 84 г., их применение является обязательным для нового строительства.

Таблица. 1.10. Стоимостные оценки топлива и тепловой энергии

Экономическая зона страны	Оценка		
	котельно-печного топлива, руб/т.у.т.		тепловой энергии, руб/Гкал
	уголь	газ	
Восточная Сибирь	20	—	11
Западная Сибирь	35	43	13
Казахстан	41	50	14
Средняя Азия	42	51	15
Урал	43	52	14
Европейская часть	50	60	15
Дальний Восток	60	72	21

солнечного сияния в течение отопительного периода; $\Sigma F_{\text{вдп}}$ — суммарная площадь световых проемов в здании, м²; $\Sigma F_{\text{ст}}^{\text{вн}}$, $\Sigma F_{\text{пот}}$, $\Sigma F_{\text{п}}$ — суммарные площади внутренних стен, потолков и полов в здании; $m_{\text{ст}}$, $m_{\text{пот}}$, $m_{\text{п}}$ — коэффициенты, учитывающие аккумуляцию теплоты соответственно внутренними стенами, потолками и полом.

При незагрязненной атмосфере величину p_1 принимают равной 0,65 при одинарных переплетах; 0,6 при двойных и (примерно) 0,55 при тройных переплетах. При незначительной степени загрязнения остекления $p_2=0{,}35$. Величины $m_{\text{ст}}$, $m_{\text{пот}}$ и $m_{\text{п}}$ зависят от материалов этих конструкций, расчетной их толщины и продолжительности периода поступления прямой радиации [24].

Однако полезно, т. е. для поддержания температуры внутреннего воздуха на нормативном уровне, может быть использована лишь часть $Q_{\text{рад}}$. Часть этой теплоты (главным образом на начальном и заключительном этапах отопительного периода) будет приводить только к перегреву помещения, что должно учитываться понижающим коэффициентом β. Значения β должны определяться усредненно для каждого месяца отопительного периода и затем суммарно как отношение потерь теплоты зданием в течение этого периода к теплопоступлениям за тот же срок в помещения за счет солнечной радиации; если полученная величина равна или больше единицы, то β считают равным единице.

Второй причиной, которая может вызвать недоиспользование теплоты, получаемой за счет солнечной радиации, является отсутствие у населения, снабжаемого теплотой от котельных или ТЭЦ, экономических стимулов экономии теплоты. В среднем сейчас в городах жильцы оплачивают затраты на отопление всего по 3—4 коп. за 1 м² жилой площади в месяц независимо от принятия или непринятия ими мер по экономии теплоты. В этих условиях наличие солнечной радиации приведет лишь к дополнительному вентилированию помещений с помощью форточек, а уменьшать теплоотдачу нагревательных приборов не будет.

Иное положение будет в зданиях, снабжаемых теплотой от индивидуальных ее генераторов; в таком случае ее экономия непосредственно отражается на бюджете жильцов. Поэтому соответствующий коэффициент β_1, учитывающий использование жильцами теплоты, поступающей от солнечной радиации, должен быть

разным для домов, снабжаемых централизованно или децентрализованно вырабатываемой теплотой. Поскольку в настоящее время статистические данные о величине β_1 отсутствуют, его можно принимать только ориентировочно равным 0,1 при централизованном теплоснабжении (и наличии надежной арматуры, регулирующей теплоотдачу нагревательных приборов) и 0,8—0,85 при децентрализованном теплоснабжении.

При существующей практике оплаты теплоты, расходуемой на отопление жилых зданий, и отсутствии терморегуляторов автоматического действия можно считать, что коэффициент β_1 целесообразно учитывать главным образом в жилых зданиях с квартирными системами отопления и генераторами теплоты, а также в системах с пофасадным регулированием теплового режима (см. гл. III); в последнем случае (с учетом надежности систем автоматики) до сбора многолетних статистических данных можно принимать $\beta_1 = 0{,}5 \div 0{,}6$.

Если в правила оплаты теплоты будут внесены изменения, стимулирующие заботу жильцов об ее экономии, то коэффициент $\beta_1 = 0{,}7 \div 0{,}8$ можно будет принимать и для многоэтажных жилых зданий, оборудованных системами квартирного отопления, присоединенными к тепловым сетям ТЭЦ или крупным котельным (см. гл. III).

Выявляя влияние теплоты, поступающей за счет солнечной радиации, на эксплуатационные расходы по зданию, необходимо учитывать не только ее поступление через световые проемы, но и снижение теплопотерь через все ограждающие конструкции за счет нагрева их внешних слоев (стены, покрытия) или наружных поверхностей стекла. При отсутствии солнечной радиации имеет место стационарный процесс теплопередачи, и разность температур на внутренней и наружной поверхностях конструкции $\tau_в - \tau_н$ считается постоянной. По мере радиационного нагрева внешних слоев стены или покрытия величина $\tau_н$ постепенно увеличивается, достигая в течение солнечного дня какого-то максимального значения $\tau_н^{макс}$. При таком нестационарном процессе теплопередачи через ограждающие конструкции потери теплоты через нее уменьшаются, так как снижается средняя за сутки разность $\tau_в - \tau_н$.

Значения соответствующих понижающих коэффициентов к величине теплопотерь зависят от многих фак-

ния световых проемов и наружные двери; x, y, ε — коэффициенты, учитывающие уменьшение потерь теплоты через наружные стены, покрытия и заполнения световых проемов в связи с нагревом их наружных поверхностей солнечной радиацией; p, r, i — коэффициенты, учитывающие сниженные расчетные разности температур внутреннего и наружного воздуха при расчетах теплопотерь через покрытие и пол, а также дополнительный расход теплоты в связи с открыванием наружных дверей; $\Sigma F_{н.д}$ — суммарная площадь входных дверей; $R_{oij}^{ст}, R_{oij}^{покр}$ — сопротивление теплопередаче наружных стен или покрытия i-й конструкции при j-й их толщине; $R_{oi}^{зап}$ — то же, заполнений световых проемов i-й конструкции; $R_o^{п}$ $R_o^{н.д}$ — то же, пола и наружных дверей (конструкция этих ограждений при всех вариантах решения принимается неизменной). Значения коэффициентов $a_{ст}$, $a_{покр}$, $a_{зап}$, $a_{н.д}$, p, r, $m_{ст}$, $m_{пот}$ и $m_{п}$ приведены в [24].

Годовые затраты на электроэнергию, руб/(м²·год), расходуемую при работе систем отопления, определяют по формуле

$$Э_{ij} = a\,a'\,10^{-6}\,(N_1 + N_2)\,n_{от}\,c_э\,\frac{t_в - t_н}{R_{oij}} \qquad (I.32)$$

где N_1 — удельный расход электроэнергии, кВт·ч/МВт (кВт·ч/Гкал) (табл. I.12); N_2 — расход электроэнергии на работу агрегатов воздушного отопления в производственных зданиях, в среднем равный 13,8 кВт·ч/МВт (16 кВт·ч/Гкал); $c_э$ — затраты на электроэнергию, руб./(кВт·ч).

Таблица I.12. Расход электроэнергии

Тип котла	Топли	N_1	
		кВт·ч/МВт	кВт·ч/Гкал
КВТС-10 КВТС-30 КВТС-50	Твердое	24	28
КВГМ-10	Газ	19,8	23
КВГМ-30 КВГМ-50		13,75	16
ДКВР	Твердое	15,5	18
ДКВР	Газ	10,3	21
Типа Е	Твердое	12	14
	Газ	9,45	11
Чугунные	Твердое	7,75	9
	Газ	6	7

Затраты на электроэнергию следует определять по новым тарифам. Однако при сопоставлении вариантов проектных решений и определении целесообразности применения мероприятий, обеспечивающих экономию энергии, возникает вопрос, по какому тарифу вести расчеты? Существуют два тарифа: одноставочный и двухставочный. По двухставочному тарифу оплачивают электроэнергию промышленные и приравненные к ним потребители с присоединенной мощностью 750 кв·А и выше. В этом случае $c_э$, руб./(кВт·ч), определяют по формуле:

$$c_э = c_{сч} + \frac{c_{год}}{n_{год}} \qquad (I.33)$$

где $c_{сч}$ — плата за 1 кВт·ч израсходованной энергии по показаниям расчетного счетчика, руб./(кВт·ч); $c_{год}$ — плата за 1 кВт максимальной нагрузки, руб./(кВт·год); $n_{год}$ — длительность работы системы, ч/год.

Как видим, формула (I.33) может быть использована для различных условий работы систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха (тепловые завесы могут работать 250—500 ч в год, а вентиляционные системы во многих цехах — до 7000 ч в год).

При расчетах по одноставочному тарифу величина $c_э$ не учитывает длительность работы системы (плата производится только за израсходованную энергию по показаниям счетчиков) Этим тарифом пользуются предприятия с присоединенной мощностью до 750 кВ·А, непромышленные потребители, население и пр.

Поскольку при пользовании одноставочным тарифом не учитываются народнохозяйственный эффект энергосистем, достигаемый при увеличении длительности суточной работы двигателей, а также специфика работы систем вентиляции, в данной книге все затраты на электроэнергию определены по двухставочному тарифу.

Значение $c_э$ в наибольшей степени зависит от числа использования максимума нагрузки, поэтому в данной энергосистеме эта величина будет наименьшей при сопоставлении вариантов систем вентиляции в цехах с трехсменной работой и наибольшей — для вариантов воздушных или тепловых завес.

Затраты на заработную плату персонала, руб./(м²× ×год), обслуживающего групповые котельные, определяют по формуле

$$З^{гр}_{ij} = n_ч\, l\, \frac{\frac{n_{от}}{24} + 25}{30} = g\,(n_{от} + 600)\, \frac{t_в - t_н}{R_{0\,ij}}\, a\, a', \quad (I.34)$$

где $n_ч$ — число рабочих, обслуживающих котельную; l — средняя заработная плата персонала (с учетом премиального фонда и начислений на заработную плату и увеличения последней в перспективном периоде), равная 150 руб/(чел·мес); 25 — дополнительное время на подготовку котельной к пуску и консервацию ее по окончании отопительного периода, сут/год; g — коэффициент, принимаемый по табл. I.13.

Таблица I.13. Значения g для определения затрат на заработную плату персонала, обслуживающего групповые котельные

	Топливо	$g \cdot 10^{-6}$
4	Газ	1,07
6		0,71
4	Антрацит	1,4
6		1,12

Таблица I.14. Значения g для определения затрат на заработную плату персонала, обслуживающего квартальные и районные котельные

	Число котлов	Топливо	$g \cdot 10^{-6}$
ДКВР-6,5	3	Газ	0,37
		Твердое	0,77
ДКВР-10	3	Газ	0,24
		Твердое	0,59
ДКВР-20	3	Газ	0,16
		Твердое	0,39
Е-25	3	Твердое	0,35
Е-35		Газ	0,3
КВГМ-10	3	Газ	0,25
КВГМ-30			0,12
КВГМ-50			0,08
КВТС-10	3	Твердое	0,32
КВТС-30			0,12

Затраты на заработную плату персонала, обслуживающего квартальные и районные котельные, определяют по формуле (I.34), но среднюю заработную плату увеличивают до 170 руб/(чел·мес) (табл. I.14).

При наличии местных генераторов теплоты необходимо учитывать оплату труда жильцов, обслуживающих такие генераторы. В соответствии с действующей методикой определения эффективности капитальных вложений в непроизводственную сферу [9], время, затрачиваемое на непроизводственные услуги, оценивают (для усредненных расчетов) в размере 0,5—0,7 руб./ч (с учетом региональных условий оплаты труда). В таких случаях вместо обычной формулы $E_н K + C \rightarrow$ минимум применяют формулу $E_н K + C + p n_{жил} \rightarrow$ минимум, где $p = 0{,}5$—$0{,}7$ руб./ч, а $n_{жил}$ — затраты времени населением, ч/год.

Годовые отчисления на восстановление основных фондов (ограждающих конструкций здания, оборудования, трубопроводов и воздуховодов энергосберегающих систем и др.) накапливаются до суммы, достаточной для возмещения их первоначальной стоимости, т. е. ко времени, когда эти фонды должны быть заменены новыми. Указанные отчисления представляют собой перенос по частям произведенных капитальных вложений на выработанную энергию.

Размер отчислений на полное восстановление ограждающих конструкций здания определяется нормативным сроком его службы, а также отдельных его конструкций. Отчисления на восстановление последних устанавливают в виде определенного процента их стоимости. Однако необходимо учитывать, что до момента использования (замены отслужившей конструкций) эти отчисления в течение длительного периода расходуются на другие нужды народного хозяйства, принося прибыль. Через некоторый срок (в настоящее время примерно через 30 лет) эта прибыль может достичь и даже превысить первоначальную стоимость ограждающей конструкции, поэтому при сопоставлении вариантов ограждающей конструкции, служащей более 30 лет, отчисления на полное восстановление допустимо не учитывать.

По-разному решается вопрос учета отчислений на полное восстановление систем отопления и вентиляции. Срок службы систем водяного отопления и отопитель-

ных котлов в настоящее время принят равным 30 лет, поэтому при сопоставлении вариантов этих систем указанные отчисления учитывать не следует. Так же решается эта задача для систем вентиляции жилых зданий. Однако для систем вентиляции, теплоутилизационного оборудования и приборов автоматического регулирования возможны два решения такой задачи. Если срок службы перечисленных систем и оборудования в промышленных зданиях равен или больше срока полной смены производственной технологии (10—15 лет), то восстановительные отчисления, руб./год, определяются по формуле

$$B = \frac{K}{\Phi} \sum_{j=1}^{\Phi} \alpha^{-j} \qquad (I.35)$$

Если срок службы оборудования или системы меньше срока полной смены производственной технологии и в связи с этим возникает необходимость в дополнительных вложениях (осуществляемых в год замены изношенной системы или оборудования), то полностью учитывать восстановительные отчисления нельзя, так как эти вложения будут учтены дважды. В таких случаях отчисления необходимо учитывать, начиная со времени последней смены систем или оборудования (в p-м году), по формуле (I.36)

$$B = \frac{K}{\Phi} \sum_{j=p+1}^{\Phi} \alpha^{-j} \qquad (I.36)$$

Иногда доля этой величины в приведенных затратах очень мала и ее можно не учитывать.

По формуле (I.36) можно определять и восстановительные отчисления по наружным стенам, срок службы которых меньше срока службы здания (например, навесные панели).

Сроки службы некоторых видов оборудования вентиляционных систем приведены на стр. 16. Более сложным является определение сроков службы для средств автоматизации работы отопительных и вентиляционных систем; объем соответствующих статистических сведений недостаточно представителен. Сроки службы различных средств, приведенные в [16], значительно отличаются: для контрольно-измерительных приборов связи — 16 лет, измерительных лабораторий — 12, лабора-

торных приборов — 5, измерительных приборов и приборов для определения температуры, давления и скорости транспортируемой среды (в химической промышленности) — 10, приборов для контроля и регулирования технологических процессов — 8 лет.

Годовые затраты, руб., на капитальный ремонт оборудования систем вентиляции определяют по формуле

$$P_к = c_к \frac{n_{год}}{n_{рес}} \qquad (I.37)$$

где $c_к$ — стоимость капитального ремонта; $n_{год}$ — годовой фонд времени работы данного оборудования, ч; $n_{рес}$ — ресурс времени до первого капитального его ремонта, ч.

В зависимости от типа оборудования и его производительности стоимость капитального ремонта колеблется в большом интервале [10] для центробежного вентилятора Ц4-70, выполненного по схеме I, от 40 руб. (№ 2,5) до 133 руб. (№ 10), а по схеме IV — от 151 руб. (№ 8) до 363 (№ 16); для вентилятора Ц4-76 — от 205 руб. (№10) до 930 руб. (№ 20/2). Для масляных сетчатых фильтров стоимость капитального ремонта колеблется от 66 до 531 руб. (в соответствии с номинальной производительностью по воздуху 10 и 250 тыс. м³/ч) Для калориферов КСк4 эта стоимость колеблется от 31 руб. (№ 6) до 180 руб. (№ 12).

Дополнительно к затратам на капитальный ремонт оборудования систем следует учитывать те же затраты на электродвигатели, приводящие в действие это оборудование (условно можно считать, что капитальный ремонт двигателей по времени совпадает с капитальным ремонтом оборудования). Указанные затраты на двигатели зависят от их типа и мощности и колеблются [10] от 11 до 138 руб.

Годовые затраты на текущие ремонты и межремонтное обслуживание оборудования вентиляционных систем определяют [10] по формуле:

$$P_т = c_{т.р}\, n_{т.р} \frac{n_{год}}{n_{рес}} + c_{еж} + c_ч\, n_ч + c_{ос}\, n_{ос} \frac{n_{год}}{n_{рес}} \qquad (I.38)$$

где $c_{т.р}$ — стоимость текущего ремонта; $n_{т.р}$ — количество текущих ремонтов за ремонтный цикл (между двумя, следующими один за другим, капитальными ремонтами); $c_{еж}$ — годовые затраты на ежедневное обслуживание, руб; $c_ч$ — стоимость одной чистки; $n_ч$ — количество чисток в году; $c_{ос}$ — стоимость одного осмотра; $n_{ос}$ — количество осмотров за ремонтный цикл.

При сопоставлении вариантов проектных решений на стадии технического проекта, когда детализация и расчеты системы еще не выполнены полностью и их стоимость может быть определена только по укрупненным показателям, допустимо усреднять и затраты на ремонты и межремонтное обслуживание этих систем [4]: для систем промышленной вентиляции указанные затраты усредненно принимают равными 0,054 K руб/год при работе в одну смену; 0,09 K — при двухсменной работе и 0,124K — при трехсменной (здесь K — капитальные вложения в систему вентиляции) Затраты на ремонты систем отопления и вентиляции в жилых и гражданских зданиях допустимо принимать равными: для системы водяного отопления с радиаторами — 6% стоимости системы, а с панелями — 4%; для систем воздушного отопления и с механическим побуждением — 8%, а для систем вентиляции с механическим побуждением — 10%. Для котельных $P_к+P_т$ в среднем составляют 5% капитальных вложений в котельную $K_{ген}$.

Нормативные затраты на ремонты ограждающих конструкций также принимают в виде определенного процента от $K_{с.к}$. Однако с увеличением R_o конструкция находится в более благоприятных условиях эксплуатации, так как уменьшается возможность ее отсыревания и последующего разрушения. Поэтому допустимо считать (ввиду отсутствия в настоящее время достоверных статистических данных о такой зависимости), что затраты на ремонт не зависят от K_o конструкции; их можно определять при минимально допустимой по климатическим условиям унифицированной толщине данной конструкции, а полученную величину $P_к+P_т$ принимать одинаковой для всех рассматриваемых толщин этой конструкции.

Для наружных стен гражданских зданий затраты на ремонт составляют 0,006 $K_{с.к}$, дополнительно учитывают затраты на ремонт отдельных слоев фасадов в размере 2% стоимости отделки в год. Для животноводческих и птицеводческих зданий отношение $P_к+P_т/K_{с.к}$ равно 0,049 для кирпичных и 0,06 для керамзитобетонных стен; для плит железобетонных покрытий — 0,01, минераловатных плит — 0,018, фибролитовых плит — 0,03. Для промышленных зданий при расчетной относительной влажности воздуха до 60% это отношение допускается принимать как для гражданских зданий, при боль-

ных затрат на наружные стены, заполнения световых проемов и покрытие (чердачное перекрытие) здания обеспечивается путем сопоставления различных, практически применимых в заданных условиях вариантов этих видов ограждающих конструкций и последующей реализации вариантов с наименьшими удельными приведенными затратами.

Однако оптимизация уровня теплозащиты зданий обеспечивает не только экономию теплоты и снижение величины $П_{сум}$; одновременно повышается уровень комфортности жилищ и, как следствие, увеличивается производительность труда в народном хозяйстве, обеспечивается лучшая сохранность зданий.

Врачи-гигиенисты установили, что люди, проживающие в зданиях с ограждающими конструкциями, имеющими сравнительно малое сопротивление теплопередаче $R_{ю}$, и с большими окнами, чаще подвергаются простудным и невралгическим заболеваниям и поражениям периферической нервной системы, чем люди, проживающие в зданиях с умеренным остеклением и с менее теплопроводными стенами. Чем ниже температура внутренней поверхности наружной ограждающей конструкции $\tau_в$, тем она более интенсивно поглощает лучистую теплоту, что приводит к усиленному тепловому излучению части человеческого тела, обращенной к наружной стене или окну, и заболеванию человека.

Так, институтом «Печорнипинефть» было установлено, что в помещениях школ и детских садов-яслей, имеющих умеренное остекление, дети в 1,4—1,92 раза меньше болеют простудой и пневмонией, чем в помещениях с большой площадью поверхности остекления. При увеличении $R_{ю}$ конструкций условия значительно улучшаются. Исследованиями, проведенными в Таллине, установлено, что школьники, сидящие вблизи окон с тройным остеклением, болеют значительно реже, чем сидящие у окон с двойным остеклением.

Тепловой дискомфорт действует на животных так же, как и на людей: при содержании коров в помещениях с покрытием и наружными стенами, имеющими минимально допустимое $R_{о}$, снижается продуктивность животноводства (удои, привес и сохранность поголовья). В таких случаях чрезмерное тепловое излучение животных на холодные поверхности ограждающих конструкций вынуждает их вырабатывать дополнительную

теплоту путем затраты для этой цели самого дорогого «топлива» — животных белков.

Как известно, температуру внутренних поверхностей ограждающих конструкций $\tau_в$, °С, определяют по формуле

$$\tau_в = t_в - \frac{R_в}{R_o}(t_в - t_н), \qquad (II.2)$$

где $t_в$, $t_н$ — расчетные температуры внутреннего и наружного воздуха; $R_в$ — сопротивление теплоотдаче внутренней поверхности ограждающей конструкции, м²·°С/Вт(м²·°С·ч/0,86 ккал).

В конкретных условиях проектирования здания величина $\tau_н$ зависит только от R_o и, следовательно, при увеличении R_o повышается уровень теплового комфорта в помещениях. Гигиенисты считают, что исходя из этого условия нормируемая разность температур $\Delta t^н = t_в - \tau_в$ не должна превышать 3° для стен и 2° — для потолков. Однако в настоящее время для стен жилых помещений, больниц, школ, поликлиник и детских садов-яслей $\Delta t^н$ принимается равной 6° [25], а для прочих общественных зданий — 7°, для покрытий и чердачных перекрытий $\Delta t^н$ соответственно равна 4° и 5,5°

За рубежом уровень теплозащиты зданий различного назначения в текущем десятилетии значительно повысился, что в основном явилось следствием энергетического кризиса. Однако одновременно были достигнуты и другие положительные результаты — повышение уровня комфортности гражданских зданий и снижение затрат на их эксплуатацию. В результате с 1976 по 1980 гг. в Западной Европе расход теплоты на отопление зданий уменьшился на 20%, несмотря на рост жилищного фонда (в среднем около 2% в год).

В Финляндии, например, установлены новые нормы теплозащиты жилых зданий, возводимых с помощью государственного кредита: сопротивление теплопередаче легких стен и массивных покрытий не менее 3,44 м²×К/Вт (4 м²·ч·°С/ккал), массивных стен — 2,84 (3,3), легких покрытий — 4,3 (5). Столь высокое сопротивление теплопередаче наружных ограждающих конструкций достигается, как правило, не увеличением их толщины, а применением высокоэффективных утеплителей. С 1984 г. в жилищном строительстве Финляндии началось внедрение заполнений световых проемов с четырехслойным остеклением, обеспечивающих снижение теплопотерь через эти заполнения на 50% по сравне-

нию со спаренными переплетами с двойным остеклением.

В Технических условиях на устройство теплоизоляции зданий, принятых в Швеции еще в 1978 г., установлены следующие требуемые сопротивления теплопередаче ограждающих конструкций жилых зданий, строящихся в южной части этой страны (самые низкие температуры наружного воздуха в Стокгольме — 17°С, Мальмё —12°С): для наружных стен — 3,33 м²·К/Вт (3,9 м²·ч·°С/ккал), покрытий — 5 (5,8), окон 0,5 м²·К/Вт (0,58 м²·ч·°С/ккал) (трехслойное остекление) Для северной части Швеции соответствующие сопротивления теплопередаче равны 4 (4,6), 6 (7) и 0,5 м²·К/Вт (0,58 м²·ч·°С/ккал). Значительно уменьшена по сравнению с ранее действующими нормами требуемая площадь световых проемов — для помещений глубиной до 5 м она не должна превышать 15% площади пола.

Если сравнить указанные сопротивления теплопередаче ограждающих конструкций в Швеции с требуемыми по СНиП в Москве, то окажется, что при прочих равных условиях затраты теплоты на отопление московских зданий примерно в 2 раза превышают те же затраты в Швеции. Экономия теплоты дополнительно увеличивается за счет наличия в «Условиях» требований автоматического регулирования температуры воздуха в помещениях здания и оборудования его устройствами для регенерации теплоты систем вытяжной вентиляции.

Следует отметить, что при соблюдении новых шведских норм достигается не только экономия теплоты, но и резко повышается уровень тепловой комфортности жилых комнат: «ощутимая» температура воздуха в них (средняя арифметическая между температурой воздуха и радиационной температурой) не ниже 18°С, а температура пола не ниже 16°С.

Если принять коэффициенты теплопередачи различных видов ограждающих конструкций жилых зданий, строившихся в ФРГ в 1952, равными 100%, то для зданий, возведенных в 1976 г они оказались равными: для стен — 70%, окон — 34%, покрытий — 58%, подвальных перекрытий — 34%. В среднем теплопотери зданий уменьшились в 2,3 раза. С 01.01. 1984 г. с введением в действие новых норм теплозащиты зданий

теплопотери зданий уменьшатся дополнительно на 25%.

Если в 60-е годы за рубежом коэффициент остекления стен зданий достигал 75%, то в последние годы определилась тенденция к его уменьшению до 20—25%.

Высок и уровень теплозащиты промышленных зданий. Нормативные значении R_0 для их стен в северной части Швеции равны 4,6, а для покрытий — 7, в Финляндии — 4 и 5, в Дании — 3,9 и 5, в Канаде 3,5 и 6,4. В центральном районе СССР R_0 соответственно равно 1,6 и 1,9, а в Якутии — 2,3 и 2,7 (данные ЦНИИпромзданий).

В европейских странах также значительно повысились нормативные требования к животноводческим зданиям в отношении сопротивления теплопередаче их ограждающих конструкций, что способствует повышению продуктивности животноводства.

Расход топлива на отопление зданий во многих случаях может быть значительно снижен в результате определения экономически целесообразного уровня их теплозащиты.

В Советском Союзе действуют сотни домостроительных и много.заводостроительных и сельскостроительных комбинатов. Ниже приводится методика определения уровня теплозащиты, учитывающая специфику решения такой задачи в условиях Советского Союза, где основным направлением строительства зданий является монтаж их из конструкций заводского изготовления. Поэтому рассматриваемым объектом должны быть не отдельные здания, а объект деятельности соответствующего завода сборных конструкций — возводимые населенные пункты, их жилые массивы или предприятия, строительные конструкции которых изготовляет домостроительный, заводостроительный или сельскостроительный комбинат.

II.1. Методика определения целесообразной конструкции наружных стен и покрытий (чердачных перекрытий) зданий различного назначения

Варианты этих конструкций необходимо сопоставлять при оптимальном сопротивлении теплопередаче каждого из них. При этом приведенные затраты

на вариант являются минимальными, поэтому для всех вариантов сначала определяют все слагаемые приведенных затрат в функциональной зависимости от толщины однослойной конструкции или теплоизоляционного слоя многослойной конструкции. При увеличении этой толщины затраты на конструкцию возрастают, а затраты на компенсацию потерь теплоты через нее снижаются.

Все расчеты производят с учетом установленного для данной конструкции ряда унифицированных толщин. В качестве минимальной для расчетов принимают ту унифицированную толщину, при которой R_0 конструкции будет равно или несколько выше минимально допустимого в принятых климатических условиях сопротивления теплопередаче $R_0^{тр}$. Затем определяют приведенные затраты для той же конструкции, но при возрастающих унифицированных ее толщинах — до толщины, при которой эти затраты будут бóльшими, чем при предыдущей толщине. Удельные затраты при последней толщине $П^{уд}$ считаются минимальными ($П^{уд}_{мин}$). При расхождении величин $П^{уд}_{мин}$ и ближайших к ним $П^{уд}$ до 1,5% принимают вариант с меньшей толщиной. На последующем этапе расчетов сопоставляют величины $П^{уд}_{мин}$ для всех вариантов конструкции и выявляют вариант с наименьшими приведенными затратами.

Такая методика наиболее применима при проектировании новых или реконструкции действующих заводов сборных конструкций, домостроительных, заводостроительных или сельскостроительных комбинатов. Однако определение целесообразного уровня теплозащиты здания может быть необходимо и при его проектировании, если ограждающие конструкции этого здания возводятся из мелкоразмерных элементов незаводского изготовления. В этом случае допускается несколько упрощенная методика при условии, что конечный результат расчета будет достаточно достоверным.

При сопоставлении вариантов учитывают, что при наличии в панельных стенах стыков, обрамляющих ребер и других теплопроводных включений уменьшается сопротивление теплопередаче панели, определенное по ее полю. Это снижение учитывает коэффициент r, который зависит от конструкции панели, вида утеплителя и модуля конструкции (табл. II.1).

лей стеновых панелей будет экономически наиболее целесообразна. Соответственно и должно планироваться распределение этих утеплителей по отдельным районам страны.

При определении оптимальных сопротивлений теплопередаче наружных стен и покрытий животноводческих и птицеводческих зданий, а также промышленных зданий необходимо учитывать большие технологические тепловыделения, благодаря чему уменьшается длительность отопительного периода по сравнению с гражданскими зданиями, так как выделяющаяся в помещениях этих зданий биологическая или технологическая теплота расходуется на компенсацию теплопотерь через ограждающие конструкции и нагрев приточного воздуха в вентиляционных системах. Чем ниже уровень теплозащиты такого здания, тем выше будет температура наружного воздуха $t_{нач}$, при которой должна начинаться (и заканчиваться) работа системы отопления. Для животноводческих и птицеводческих зданий

$$t_{нач} = t_в - \frac{Q_{жив}}{\Sigma \frac{F_{огр}}{R_o^{огр}} + V_{вент}\, c'} \qquad (II.4)$$

где $\Sigma \frac{F_{огр}}{R_o^{огр}}$ — сумма отношений площадей отдельных ограждающих конструкций к их сопротивлениям теплопередаче; $V_{вент}$ — объем приточного воздуха, м³/ч, определяемый из условия ассимиляции вредностей, выделяемых животными; c' — средняя теплоемкость воздуха при соответствующей его температуре; $c' = 1\gamma$ Дж/(м³·К) [0,24γ ккал/(м³·°С)]; γ — плотность воздуха, кг/м³, при этой же температуре.

В формуле (II.4) величины $t_{нач}$ и R_o взаимосвязаны, поэтому $t_{нач}$ определяют методом последовательного приближения.

В связи с тем, что в таких зданиях $t_{нач} > t_н$, изменяется и средняя температура наружного воздуха для отопительного периода $t_{ср.от}$, которую определяют как среднюю из среднемесячных температур наружного воздуха за период работы системы отопления с учетом времени стояния температур наружного воздуха в течение этого периода (по данным СНиП II-А. 6-72. «Строительная климатология и геофизика»). Длительность периода работы системы отопления определяют по тем же данным.

Определив минимальные приведенные затраты для

каждого сопоставляемого варианта наружной стены или покрытия, выявляют экономически наиболее целесообразный из них, для которого приведенные затраты наименьшие.

Более сложным является определение экономически целесообразных конструкций и толщин наружных ограждений зданий в современных развивающихся сельских поселках. В зависимости от вида сжигаемого топлива и принятой системы теплоснабжения (централизованная или децентрализованная) в этих поселках комплексно решаются системы отопления, горячего водоснабжения и пищеприготовления. Соответственно может варьироваться и уровень теплозащиты здания.

В большинстве районов нашей страны с целью выявления экономически наиболее целесообразного варианта этого уровня с учетом пищеприготовления следует сопоставлять четыре взаимозаменяемых вида топлива: природный и сжиженный газ, уголь и ТПБ (печное бытовое топливо, изготовляемое из керосино-газойлевых фракций нефти со средней теплотой сгорания 41 900 кДж/кг). При использовании природного газа возможны два основных варианта удовлетворения потребности в теплоте на теплоснабжение и пищеприготовление: а) отопление и горячее водоснабжение от домовых котельных, приготовление пищи с помощью газовых плит; б) отопление и горячее водоснабжение от центральной котельной, приготовление лищи с помощью газовых плит.

При сжиженном газе возможны два варианта его использования: а) из баллонов, б) из резервуаров, обслуживающих несколько зданий (в обоих случаях на отопление расходуется уголь).

При сжигании ТПБ возможны три варианта его использования: а) квартирные системы теплоснабжения с централизованным снабжением ТПБ, которое по магистральным трубопроводам поступает к расходным бакам квартирных теплогенераторов типа КГТ, одновременно обеспечивающих отопление, горячее водоснабжение и пищеприготовление; б) квартирные системы теплоснабжения с теплогенераторами КГТ и наземными индивидуальными хранилищами, заполняемыми ТПБ из автоцистерн; в) централизованная система теплоснабжения с центральной котельной и тепловыми сетями; в каждом доме имеются индивидуальное хранилище,

лепном заводе (проектируемом, реконструируемом или действующем), и разность между оптовой и реальной стоимостями может быть весьма значительной. Решающее значение здесь могут иметь мощность завода, стоимость используемого сырья, удельный вес стоимости этих конструкций в годовой программе завода и др. Даже в пределах малой по территории Московской области стоимость однослойных стеновых панелей для жилых домов колеблется до 53%;

б) стоимость трехслойных стеновых панелей нельзя определять по прейскуранту на теплоизоляционные материалы; с увеличением толщины этих панелей возрастают затраты на их легкобетонные ребра и др.;

в) величина $K_{ут}$, руб/м³, принята постоянной и не зависящей от толщины панели и, следовательно, от ее $R_{ут}$, что неверно (табл. II.3).

Таблица II.3. Зависимость $K_{ут}$ однослойных керамзитобетонных стеновых панелей от их плотности и толщины δ (для Московской области)

Плотность, кг/м³	Толщина δ, см	$K_{ут}$		Плотность, кг/м³	Толщина δ, см	$K_{ут}$	
		руб./м³	%			руб./м³	%
900	20	86	100	1200	20	77	100
	25	77,2	90		25	72	94
	30	69	80		30	65,9	86
	35	62	72		35	60,5	79
	40	56,3	66		40	55,5	73
1000	20	83	100	1300	20	71,5	100
	25	74	89		25	68	95
	30	67,5	81		30	62,5	87
	35	60,3	73		35	58,3	82
	40	55,2	67		40	53,7	75
1100	20	76,5	100	1400	20	66,5	100
	25	70,4	93		25	64	96
	30	63,5	83		30	60	91
	35	57,8	76		35	56	85
	40	53	70		40	52	79

Из таблицы следует, что $K_{ут}=f(\gamma, \delta)$ и так как подкоренное выражение в формуле (II.6) получено в результате дифференцирования, то эта формула неверна (переменная величина принята постоянной);

г) в этой формуле не учитывается изменение капитальных вложений в систему отопления при изменении R конструкций;

д) ничего не сказано о том, как определять затраты на выработку тепловой энергии в котельных и в промышленных ТЭЦ;

е) коэффициент $h_{ут}$ не может быть постоянной величиной, так как это отношение переменной величины R $KR+0{,}183$; в зависимости от R величина $h_{ут}$ может изменяться в значительном диапазоне;

ж) затраты теплоты на нагрев инфильтрующегося воздуха в соответствии с [24] не зависят от потерь теплоты через стены; вместе с тем здесь не учтены все дополнительные потери теплоты;

з) лишено обоснования различие величины e для разных зданий. Получается, что в одном промышленном здании могут быть три тарифа на тепловую энергию: для механосборочного цеха $e=1{,}3$; для гальванического $e=1$ и для подсобных помещений $e=1{,}2$. Но в соответствии с действующими нормами амортизационных отчислений по основным фондам народного хозяйства СССР срок службы производственных и непроизводственных зданий принят единым и зависит он только от степени их капитальности (40—100 лет). Кроме того, сейчас все эти цеха и помещения блокируют и, следовательно, величина e должна быть одинакова для зданий любого назначения;

и) любая задача по определению экономически целесообразной величины R ограждающей конструкции может быть сформулирована так: известно минимально допустимое в заданных климатических условиях (требуемое) $R_0^{тр}$ и следует определить экономическую целесообразность увеличения этого сопротивления. Для этой цели необходимо определить тот срок, в течение которого снижением затрат на отопление окупятся затраты на дополнительную теплоизоляцию ограждения или обратная ему величина E — коэффициент эффективности капитальных вложений. А в формуле вместо E приведен коэффициент $E_{н\text{-}п}$, не имеющий отношения к данной задаче;

к) при малом сроке службы конструкции этот коэффициент нельзя принимать всегда равным 0,08 или обратной его величине $У=12{,}5$, при сроке ее службы 20 лет $У=10{,}2$ (см. стр. 14).

Наличие в формуле (II.6) столь значительных ошибок может существенно исказить результаты решения данной задачи.

II.2. Методика выбора целесообразной конструкции заполнений световых проемов зданий

Выбор требуемой конструкции заполнений световых проемов зданий производят, согласно [25], в зависимости от зимней расчетной температуры наружного воздуха. Цель оптимизации этого выбора — выявление такой конструкции, приведенные затраты на которую будут минимальны. Обычным результатом оптимизации выбора конструкции являются увеличение ее сопротивления теплопередаче и уменьшение потерь теплоты.

Площадь световых проемов должна быть минимально допустимой по нормам естественной освещенности. Учитывая, что заполнения световых проемов изготовляют по действующим стандартам, допускается увеличение этой площади до 10% расчетной величины. При увеличении площади остекления несколько уменьшаются затраты на электрическое освещение из-за большей длительности пользования естественным освещением. Однако при указанном пределе увеличения площади световых проемов эти затраты изменяются незначительно, поэтому в расчетах их можно не учитывать.

При сопоставлении различных конструкций заполнений световых проемов необходимо учитывать, что они могут иметь различные коэффициенты светопропускания и, следовательно, разные расчетные площади остекления. Срок их службы равен 40—45 лет ($\mu=1$). Если эти площади остекления одинаковы или отличаются настолько, что при всех вариантах применим один и тот же стандартный оконный или балконный блок, то варианты сопоставляют по приведенным затратам, руб/м^2:

а) при снабжении здания теплотой от котельных:

$$П_i^{зап} = K_i^{зап}(1 + t_i^{зап} y) + \frac{a\,a'}{R_{0\,i}} \left\{ \frac{3{,}6\, n_{от} (t_в - t_{ср.от})\, c_т e\, a''\, y}{Q_{т.у.т}\, \eta_{ген}} + \right.$$

$$\left. + (t_в - t_н) \left[10^{-6} (N_1 + N_2)\, n_{от} c_э\, y + (1 + 0{,}02\, y) \frac{b}{a'} + \right. \right.$$

мов, принятая в Норвегии и используемая во многих странах: хорошей считают ту конструкцию, при которой предельная воздухопроводимость в 3 раза ниже, чем установленная в [25], а отличной — в 12 раз.

Экономически оправданное увеличение R_o заполнений световых проемов зданий в настоящее время получило широкое распространение во всех странах Европы и Северной Америки. Дополнительная экономия теплоты достигается также при изготовлении конструкции: расход энергии для изготовления четырех слоев стекла составляет 16 кг у.т./м², а для изготовления однослойной керамзитобетонной панели с $R_o=0{,}8$ необходимо затратить 60—65 кг у.т/м².

Значительные возможности в экономии теплоты представляет начавшийся в нашей стране переход на заполнения световых проемов с трехслойным остеклением в районах с разностью температур внутреннего воздуха и средней температуры самой холодной пятидневки свыше 49°С (для жилых и общественных зданий).

Однако такое мероприятие приводит и к двум негативным результатам: увеличивается расход высококачественных пиломатериалов и возрастают затраты труда на изготовление заполнений (табл. II.6).

Таблица II.6. Относительные потери теплоты, расход пиломатериалов и затраты труда при различных типах заполнения окон размером 146×132 см

Индекс	ГОСТ	Характеристика заполнения	Потери теплоты, %	Расход пиломатериалов, %	Затраты труда, %
ОС	11214—78	Спаренные переплеты, двухслойное остекление	100	100	100
ОР	11214—78	Раздельные переплеты, двухслойное остекление	91	128	122
ОРС	16289—80	Раздельно-спаренные переплеты, трехслойное остекление	67	157	120
ОРСП	24699—81	Раздельные переплеты со стеклопакетом	67	121	96
ОІР	11214—78	Одинарный переплет, однослойное остекление	200	67	93

Дополнительное снижение расчетной площади остекления при использовании куполов происходит вследствие уменьшения коэффициента запаса (СНиП II-4-79) в среднем на 13% по сравнению с окнами, а также из-за отсутствия коэффициента, учитывающего затенение окон противостоящими зданиями ($\alpha = 1{,}1 \div 1{,}7$). В промышленных зданиях эта площадь уменьшается также вследствие лучшей световой характеристики фонарей по сравнению с окнами. Суммарная по зданию экономия теплоты прямо пропорциональна площади, на которой окна могут быть заменены стеной, и разности коэффициентов теплопередачи окна и стены,

2) отсутствия затрат теплоты на нагрев воздуха, инфильтрующегося через неплотности в конструкции оконного заполнения. В эксплуатационных условиях, когда уплотняющие прокладки постоянно становятся все более воздухопроницаемыми, этот фактор приобретает весьма важное значение:

3) увеличения расчетных сопротивлений теплопередаче куполов, $м^2 \cdot К/Вт$ ($м^2 \cdot °С \cdot ч/ккал$) по сравнению с заполнениями оконных переплетов, которые принимаются равными:

для окон с одинарным остеклением в переплетах:	
деревянных	0,17 (0,2)
металлических	0,16 (0,18)
для окон с двойным остеклением в переплетах:	
деревянных	0,34 (0,4)
металлических	0,32 (0,36)
для окон с тройным остеклением в переплетах:	
деревянных	0,51 (0,6)
металлических	0,48 (0,56)
для кровельных куполов:	
однослойных	0,2 (0,23)
двухслойных	0,42 (0,48)
трехслойных	0,58 (0,62)

Дополнительным преимуществом акриловых куполов является значительное повышение уровня светового комфорта в помещениях: они проводят весь прямой дневной свет, который направлен вниз и которым непосредственно освещается уровень, где производится работа или пребывает человек.

Таблица II.7. Определение $Q_{инф}^{год}$ для условий примера II.3

$i_н$	$\gamma_н$	$\Delta\gamma$	$H_{ок}\gamma_g$		$\bar{p}_v$	$B_{и.пом}$	Q_x, Вт	n_{t_x} ч/год	$Q_x^{год}$	
									кВт·ч/год	тыс. ккал/год
—32	1,47	0,24	7,51	1,21	0,11	1	5920	10	59,2	50,7
—25	1,42	0,2	6,26	1,08	0,23	1,05	4710	140	659,4	568,4
—15	1,37	0,14	4,39	0,85	1,47	1,8	5010	950	4760	4109
—5	1,32	0,09	2,82	0,63	3,05	3,3	4440	2400	10656	9144
+2	1,28	0,05	1,56	0,41	5,85	5,3	2030	1500	3045	2610
								$Q_{инф}^{год}$ =	19 180	16 480

Таблица II.8. Определение $Q_{инф}^{год}$ для условий примера II.5

$t_в$		$\bar{p}_v$	$\Delta\bar{G}$	$B_{и.пом}$	Q_x		$Q_x^{год}$	
					кВт	тыс·ккал/ч	кВт·ч/год	тыс. ккал/год
—32	1,21	0,11	—2,73	2,7	14,2	12,2	158	136
—25	1,18	0,23	—3,06	3,1	11,4	9,8	1970	1694
—15	0,85	1,47	—3,89	4,2	8,6	7,4	10810	9310
—5	0,63	3,05	—5,25	5,9	5,5	4,8	18900	16300
+2	0,41	5,85	—8,12	8,7	3,9	3,4	7310	6300
								33740
							$Q_{инф}^{год}$ =	39 148

Таблица 11.9. Определение $Q_{инф}^{год}$ для условий примера 11.6

$t_и$	l	$\overline{p_0}$	ΔG	$B_{и.пом}$	Q_λ		$Q_{инф}^{год}$	
					кВт	ты ккал/ч	кВт·ч/год	тыс. ккал/год
—32	0,93	0,11	—3,62	—3,55	14,2	12,2	142	122
—25	0,82	0,23	—4,02	—4,02	11,4	9,8	1590	1370
—15	0,65	1,47	—5,1	—5,1	8,6	7,4	8150	7040
—5	0,48	3,05	—6,9	—6,9	5,6	4,8	13 440	11 520
+2	0,35	5,85	—9,6	—10,2	3,9	3,4	5970	5140
						$Q_{инф}^{год} = 29\,292$		25 190

Таблица 11.10. Приведенные затраты на 1 м покрытия здания с зенитными и светоаэрационными фонарями

Тип фонаря	Размеры,	Материал	Конструкция	Число фонарей на ячейку	Приведенные затраты	
					руб./м²	
Зенитный	1,5×7	Сталь	Глухая	80	38,5	84,9
			Открытая		38,5	84,9
		Алюминий	Глухая	80	39,8	87,8
			Открытая		40,5	89,3
	1,5×6,9	Сталь	Глухая	20	37,1	81,7
			Открытая		37,3	82,1
Светоаэрационный	12×60	Сталь	Открытая	1	45,4	100

Расчеты показывают, что дополнительные капитальные вложения, необходимые для замены окон куполами, изготовляемыми в массовом масштабе, окупаются экономией теплоты в течение срока, в среднем значительно меньшего нормативного срока окупаемости этих вложений. В табл. II.10 даны приведенные затраты, определенные ЦНИИпромзданий для производственного здания в Московской обл. при коэффициенте естественной освещенности 3% и ячейке размером 24×72 м.

Значительное снижение потерь теплоты через заполнения световых проемов может быть достигнуто при использовании тройных вентилируемых окон, получивших широкое распространение за рубежом. Применяют два варианта таких окон: с удалением воздуха, прошедшего через окна, в воздуховоды вытяжной вентиляции (рис. II.2,*а*) или с выдавливанием его в атмосферу (рис. II.2, *б*).

При использовании таких окон не только экономится теплота, но и повышается уровень теплового комфорта, так как значительно увеличивается температура поверхности стекол, обращенных в помещение.

Сопротивление теплопередаче их зависит от удельного расхода поступающего воздуха:

Удельный расход воздуха, м³/ч на 1 м ширины	20	40	60	80
Сопротивление теплопередаче:				
м²·К/Вт	1,07	1,42	1,96	2,24
м²·°С·ч/ккал .	1,25	1,65	2,3	2,6
Экономия теплоты (по сравнению с невентилируемым заполнением с трехслойным остеклением), %	52	64	75	77

В результате снижения температуры воздуха по пути его движения в межстекольном пространстве температура поверхности стекол падает и может достичь температуры точки росы (при сравнительно высокой относительной влажности воздуха в помещении)

На рис. II.3 даны эти температуры при высоте окна 2,7 м, $t_н = -20°С$ и $t_в = 22°С$. Нижняя шкала показывает, при какой относительной влажности воздуха в помещении может быть конденсация водяных паров на поверхности стекла. Если конденсация возможна, предусматривают устройство для удаления выпадающей влаги. Приведенные затраты, руб/м², при использовании вентилируемых окон определяют по формулам:

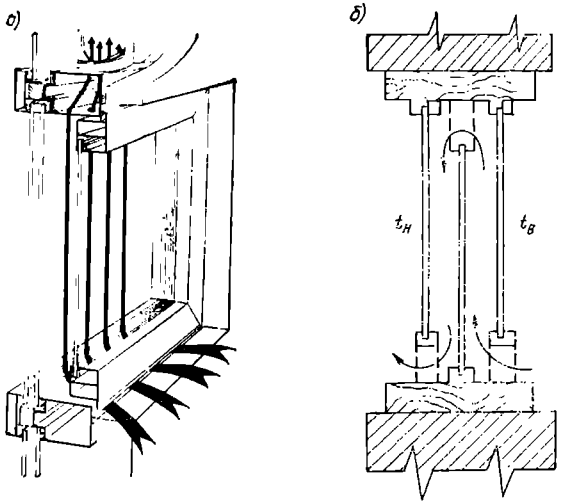


Рис. II.2. Вентилируемые окна, присоединяемые к системам вытяжной вентиляции (*а*) и сообщающиеся непосредственно с атмосферой (*б*)

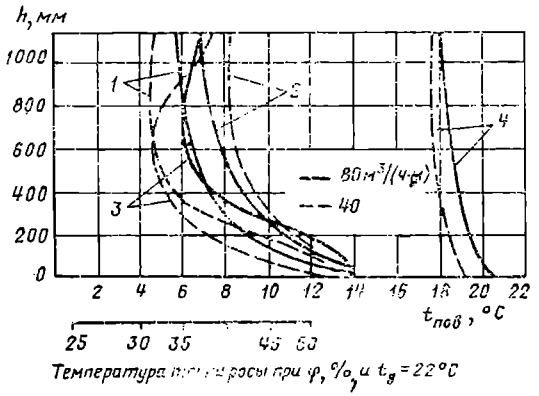


Рис. II.3. Изменение температуры поверхности остекления тройного вентилируемого окна

1 и *2* — на поверхности второго стекла при расстоянии от рамы 10 и 60 мм; *3* — то же, на середине окна; *4* — то же, на середине обращенной в помещение поверхности третьего стекла; *h* — расстояние от нижней кромки окна

а) при присоединении окон к системам вытяжной вентиляции (см. рис. II.3, *а*) и снабжении теплом от ТЭЦ

световых проемов, равен 27—44% (меньшая величина в пятиэтажных зданиях при $t_н$= —20°С, бóльшая — в девятиэтажных зданиях при $t_н$= —40°С), бытовые тепловыделения компенсируют 20—27% потерь теплоты.

В современных жилых зданиях потери теплоты через наружные стены составляют 42—49% общих ее потерь через ограждающие конструкции (здесь и ниже первая цифра относится к пятиэтажным, а вторая к девятиэтажным зданиям), потери через заполнения световых проемов — 32—35%, через подвальные и чердачные перекрытия — 18—11% и через входные двери — 8—5%.

Удельные теплопотери через ограждающие конструкции здания зависят от его этажности, протяженности, ширины, изрезанности плана здания и удельной освещенности помещений. Если принять за 100% эти теплопотери в пятиэтажном здании протяженностью 60 м (четыре секции), то при протяженности его 15 м (одна секция) теплопотери возрастут до 121—125%, а при протяженности 120 м (восемь секций) снизятся до 95,9—94,7% (первая цифра для $t_н$= —40°С, вторая — для $t_н$= —20°С). Для девятиэтажных зданий указанные отклонения соответственно составят 117—121% и 96,7—96,1%. Из приведенных величин удельных теплопотерь зданий через их ограждающие конструкции можно сделать вывод о нецелесообразности возведения одно- и двухсекционных жилых зданий.

При увеличении ширины таких зданий (в домах меридиональной ориентации, при наличии темных лестниц, в домах коридорного типа и др.) значительно снижаются теплопотери через ограждающие конструкции. В пятиэтажных зданиях при увеличении их ширины с 10 до 13—14 м теплопотери уменьшаются на 10—12%, при увеличении ширины девятиэтажных зданий с 11 до 17—18 м теплопотери снижаются на 15—20% (первая цифра при $t_н$= —40°С, вторая при $t_н$= —20°С).

Степень изрезанности плана здания входит как одно из слагаемых в обобщающий показатель — удельный периметр наружных стен — отношение периметра наружных стен к общей площади типового этажа здания. Если принять удельный периметр, равный 0,24, за 100%, то в пятиэтажных зданиях при увеличении его до 0,3 теплопотери возрастают до 108—111% (первая

цифра при $t_н = -20°C$, вторая — при $t_н = -40°C$), а при увеличении до 0,35 — до 115—118%. Для девятиэтажных зданий соответственные увеличения теплопотерь равны 109—112 и 118—124%.

Существенно увеличивается удельный расход теплоты при превышении нормативной освещенности жилых помещений (1:5,5). При увеличении ее до 1:4 удельный расход теплоты увеличивается в среднем на 5% в пятиэтажных зданиях и 6—7% в девятиэтажных.

Удельные расходы теплоты значительно увеличиваются при замене пенополиуретановых прокладок в притворах заполнений световых проемов иными или при их отсутствии: при прокладках из полушерстяного шнура в спаренных переплетах удельный расход теплоты увеличивается на 13—18%, а в раздельных переплетах с двойным или тройным остеклением на 5—10%. При отсутствии прокладок в заполнениях удельные расходы теплоты увеличиваются более, чем в 2 раза.

II.4. Снижение затрат теплоты на нагрев инфильтрующегося воздуха

Решение этой задачи особенно важно для производственных зданий, имеющих значительные по площади ворота, проемы в наружных стенах для установки технологических транспортеров, а также для зданий различного назначения при частом открывании наружных дверей.

Для снижения затрат теплоты на нагрев воздуха, поступающего через проемы, в стенах производственных зданий устраивают высокоскоростные воздушные завесы, благодаря шиберующему действию которых значительно уменьшается количество врывающегося в помещение наружного воздуха. Для этого во входах гражданских зданий устраивают воздушно-тепловые завесы, нагревающие поступивший через проем наружный воздух; кроме того, изменяют конструкцию входа, благодаря чему значительно повышается сопротивление воздухопроницанию. Дополнительно устраивают открытый тамбур у ворот, снабженных воздушной завесой. Достигаемый эффект приближенно можно определить по методике [8] для расчета воздушных завес шиберующего действия для открытых проемов в наружных

тепловую энергию; ε — коэффициент расхода воздуха при действии завесы, зависящий от q и $\bar{F}_{щ}$; $\gamma_{см}$, $\gamma_{н}$, $\gamma_{ух}$ — плотность, кг/м³, воздуха с температурой, допускаемой при действии завесы в районе ворот (~14°С), наружного воздуха и воздуха, уходящего из помещения.

Рекомендуемую величину $\bar{F}_{щ}$ определяют исходя из величины p — отношения суммы $(E_{н}+p_{к}+p_{т})$ завесы к удельным годовым затратам на тепловую энергию, расходуемую завесой, и величины $\Delta t_{расч}$ (табл. II.12)

Таблица II.12. Рекомендуемые величины $\bar{F}_{щ}$

p	Значения $\bar{F}_{щ}$ при $\Delta t_{расч}$, °С		
	35	50	65
0,5	0,1	0,1	0,1
1	0,07	0,1	0,1
2	0,05	0,07	0,1
3	0,03	0,05	0,07
5	0,03	0,03	0,05
5 и более	0,03	0,03	0,03

Средние значения q [8] приведены в табл. 11.13. При наличии тамбура их увеличивают на 7%.

Таблица II.13. Рекомендуемые средние значения q

$\bar{F}_{щ}$	Значения q при $\Delta t_{расч}$, °С		
	35	50	65
0,1	0,7	0,8	0,9
0,07	0,6	0,65	0,73
0,05	0,53	0,55	0,6
0,03	0,5	0,52	0,54

В табл. II.14 приведены значения коэффициентов расхода воздуха ε через открытые ворота при действии двусторонних боковых воздушных завес.

4. Вычисление $G_{з}$, кг/с:

$$G_{з} = q F_{в} \varepsilon \sqrt{2g h_{н.з} (\gamma_{н} - \gamma_{в}) \gamma_{см}}. \qquad (II.21)$$

5. Определение температуры воздуха, подаваемого в завесу, $t_{з}$, °С:

Таблица II.14. Значения ε при различных $F_{щ}$

q	Коэффициент расхода воздуха ε при воротах							
	распашных ($\varepsilon_0=0{,}64$)				раздвижных ($\varepsilon_0=0{,}8$)			
	и различных $\overline{F}_{щ}$							
	0,03	0,05	0,07	0,1	0,03	0,05	0,07	0,1
При выпуске струи воздуха по отношению к плоскости открытых ворот под углом 30°								
0,5	0,27	0,3	0,33	0,36	0,32	0,36	0,39	0,43
0,6	0,24	0,27	0,3	0,33	0,29	0,33	0,35	0,39
0,7	0,22	0,25	0,27	0,31	0,26	0,3	0,33	0,36
0,8	0,2	0,23	0,25	0,28	0,24	0,27	0,3	0,34
0,9	0,19	0,21	0,23	0,27	0,22	0,25	0,27	0,31
При выпуске струи воздуха по отношению к плоскости открытых ворот под углом 45°								
0,5	0,25	0,27	0,3	0,33	0,29	0,33	0,36	0,4
0,6	0,22	0,25	0,27	0,3	0,26	0,3	0,32	0,36
0,7	0,2	0,23	0,25	0,27	0,24	0,27	0,29	0,33
0,8	0,19	0,21	0,23	0,25	0,22	0,25	0,27	0,3
0,9	0,17	0,19	0,21	0,24	0,2	0,23	0,25	0,28

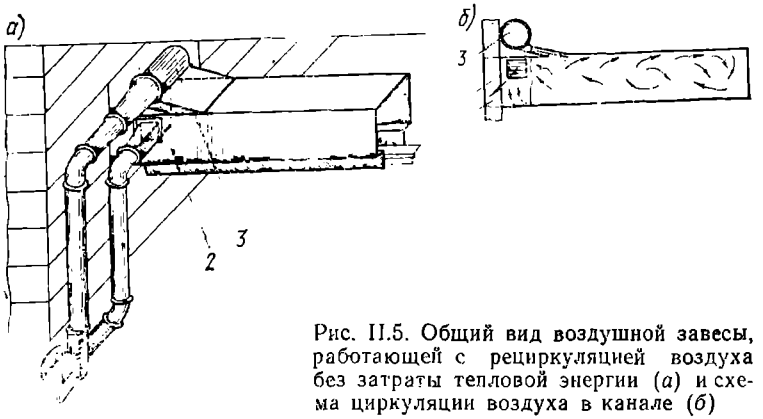


Рис. II.5. Общий вид воздушной завесы, работающей с рециркуляцией воздуха без затраты тепловой энергии (*а*) и схема циркуляции воздуха в канале (*б*)

Дополнительное снижение затрат энергии, расходуемой на воздушные завесы, возможно при оптимизации ширины щелей. Расход тепловой и электрической энергии при работе воздушных завес в значительной степени зависит от принятой начальной ширины выходящей воздушной струи b_0 (ширины щели в воздуховоде завесы). Чем больше эта ширина, тем меньше расход электроэнергии и теплоты, но увеличиваются капитальные вложения, стоимость вентиляторных агрегатов и воздуховодов. Следовательно, при любом сочетании слагаемых затрат, влияющих на конечный результат расчетов (удельная стоимость электрической и тепловой энергии, продолжительность действия завесы и др.), надо определять оптимальную величину b_0, при которой приведенные затраты на устройство и эксплуатацию завесы минимальны:

$$П_з = \mu_1 K_в + \mu_2 K_к + \mu_3 K_{возд} + (a_в K_в + a_к K_к + a_{возд} K_{возд} \quad T + Э)\, У \to \text{минимум}, \qquad (II.27)$$

где $K_в$, $K_к$, $K_{возд}$ — капитальные вложения, руб, соответственно в вентиляторный агрегат, калориферную установку и воздуховоды; μ_1, μ_2, μ_3 — коэффициенты, учитывающие сроки службы вентиляторного агрегата, калориферной установки и воздуховодов; $a_в$, $a_к$, $a_{возд}$ — затраты на ремонты и межремонтное обслуживание вентиляторного агрегата, калориферной установки и воздуховодов, выраженные в долях соответствующих капитальных вложений, 1/год; T — затраты на теплоту, расходуемую для нагрева воздуха в завесе, руб./год; $Э$ — затраты на электроэнергию, расходуемую вентилятором завесы, руб./год.

Таблица II.15. Зависимость $Q_з$ от b_0

b_0, м	x_1, м	y_1, м	v_0, м/с	$L_з$, м³/ч	β_0	$\beta_н$	$\beta_в$	°С	$G_з$		$\Delta p_{вых}$	
									кВт	тыс. ккал/ч	Па	кгс/м²
0,05	2	—0,065	28,1	30 400	0,32	0,13	0,55	44,4	229	197	680	68
0,1	2	—0,105	19,5	42 100	0,47	0,11	0,42	34	190	163	335	33,5
0,15	2	—0,133	15,8	51 200	0,58	0,07	0,35	27	119	102	227	22,7
0,2	2	—0,156	13,5	58 300	0,67	0,03	0,3	22,7	52,5	45,1	168	16,8
0,25	2	—0,18	12	64 800	0,76	0,01	0,23	20,8	17,3	14,9	133	13,3
0,3	2	—0,21	10	70 000	0,82	0	0,18	20	0	0	105	10
0,4	2	—0,255	9,2	79 500	0,93	0	0,07	20	0	0	78	7,8

Таблица 11.16. Определение оптимальной ширины b_0

b_0, м	ΣK, руб	N, кВт	Значения $Э$, руб/год, при $n_{от} c_э$			Значения $Т$, руб./год, при $0{,}55\, n_{от} c_т$			Значения $П$, тыс. руб., при $n_{от} c_э$		
			30	65	100	2000	20 000	40 000	30	65	100
									при $n_{от} c_т$		
									3650	36 500	73 000
0,05	1450	9,6	288	626	960	394	3940	7800	11,15	59,7	112,7
0,1	1430	8,5	255	555	850	326	3260	6520	9,85	50,6	95,6
0,15	1910	6,6	198	430	660	204	2040	4080	8,5	36,5	62,5
0,2	2180	6,6	198	430	660	90	902	1804	7,65	19,4	35
0,25	2205	6,7	201	437	670	30	298	596	6,9	13,1	19,8
0,3	2085	6,2	186	404	620	—	—	—	6,1	8,8	11,5
0,4	2670	6,1	184	397	610	—	—	—	7,2	9,8	12,4

II.5. Пути повышения уровня теплозащиты эксплуатируемых гражданских зданий

Повышение уровня теплозащиты эксплуатируемых гражданских зданий может обеспечить снижение затрачиваемой на их отопление тепловой энергии во много раз больше, чем при выполнении тех же мероприятий при проектировании новых зданий. Объясняется это прежде всего тем, что ежегодный объем нового жилищного строительства составляет примерно всего 4,5% существующего жилищного фонда. Затем следует учитывать, что большинство эксплуатируемых жилых зданий проектировалось со сравнительно низким уровнем теплозащиты — повышающие ее нормативы были введены в действие лишь в начале текущего десятилетия.

Повышению указанного уровня теперь способствуют и новые организационные формы производства капитального ремонта жилых зданий, принятые в Советском Союзе; при наличии мощных ремонтных организаций можно выполнять работы по повышению уровня теплозащиты зданий во время их капитального ремонта экономично, качественно и быстро.

Повышение уровня теплозащиты эксплуатируемых гражданских зданий обусловлено не только необходимостью доведения этого уровня до требований, содержащихся в [25], но и частым несоответствием фактического сопротивления теплопередаче наружных стен, покрытий (чердачных перекрытий) и заполнений световых проемов расчетной его величине. Такое несоответствие чаще всего наблюдается в крупнопанельных и крупноблочных жилых зданиях, оно является следствием не только пониженного качества строительно-монтажных работ, но и в основном повышенной, по сравнению с расчетной, влажности панелей или ее массы, либо обоих этих факторов одновременно.

В том же направлении действует недостаточная герметичность стыковых соединений панелей. Натурные исследования, выполненные ЦНИИЭП жилища по 18 городам, показали, что фактическое R_0 многих исследовавшихся стеновых панелей оказалось в среднем на 20% меньшим, чем минимально допустимая его величина $R_0^{тр}$. Этот дефект присущ стеновым панелям животноводческих и промышленных зданий в значительно большей степени.

Аналогичное положение наблюдается и при применении трехслойных панелей; в них помимо указанных дефектов снижению сопротивления теплопередаче способствует также уплотнение минераловатных плит при сборке панели, а при термообработке таких панелей острым паром увлажнение плит достигает 2—3%, в результате чего теплопроводность их увеличивается на 10—15%.

При экономической оценке указанных дефектов необходимо учитывать, что это может быть следствием таких нарушений технологии, которые устранимы (завышение объемной массы, увеличение потерь теплоты через стыки панелей и др.) .Однако избыточную влажность панелей при существующей технологии их изготовления уменьшить не удается, поэтому ее необходимо учитывать. Массовая влажность панелей возрастает как в результате несовершенства технологических процессов изготовления панелей, так и при хранении их на складах и при монтаже на объектах (в дождливые периоды года). Наблюдениями установлено, что однослойные керамзитобетонные панели, имевшие в цехе среднюю массовую влажность 14,3%, после хранения на закрытом складе в течение 2 мес стали более влажными (15,1%), а при хранении их на открытом складе в течение 5 мес имели влажность 17,8% и через 12 мес — 23%.

В результате совместного воздействия повышенных (по сравнению с расчетными) влажности и массы панелей, вследствие инфильтрации воздуха через неплотности в их стыковых соединениях и в обрамлении световых проемов и термической неоднородности панелей отмечается много случаев промерзания панельных наружных стен зданий. В тех случаях, когда фактическое сопротивление теплопередаче промерзшей ограждающей конструкции в местных условиях определить невозможно, считают допустимым [28] принимать его на 30% меньше расчетной величины, определенной по данным [25].

Для повышения R_0 наружных стен, стыковых соединений, покрытий (чердачных перекрытий), заполнений световых проемов в эксплуатируемых зданиях разрабатываются различные мероприятия. Задача всегда заключается в том, чтобы выявить экономически наиболее целесообразный вариант с наименьшими приведенными затратами на данное мероприятие.

Расчеты по указанной задаче состоят из трех этапов:

а) определяют величины отдельных слагаемых приведенных затрат в функциональной зависимости от сопротивления теплопередаче данной ограждающей конструкции;

б) определяют для принятых вариантов утепления наружных стен, покрытий и чердачных перекрытий приведенные затраты при каждом назначаемом (постоянном по величине) приращении слоя утеплителя — от первого приращения (по сравнению с минимально допустимой в данном населенном пункте толщиной конструкции) и до того приращения, при котором приведенные затраты начинают возрастать; варианты, отличающиеся друг от друга по величине этих затрат менее, чем на 1,5%, считают равноэкономичными, и в таких случаях принимают вариант с меньшими дополнительными капиталовложениями. При выявлении экономической целесообразности устройства дополнительного оконного переплета определяют изменение приведенных затрат на конструкцию и потери теплоты через заполнение $\Delta П$ в результате этого мероприятия;

в) сопоставляют полученные минимальные приведенные затраты по всем вариантам утепления ограждающей конструкции и выявляют экономически более целесообразный из них. Устройство дополнительного оконного переплета экономически целесообразно, если изменение соответствующих приведенных затрат будет положительной величиной (после установки переплета они снижаются).

При практической возможности применения только одного способа утепления ограждающей конструкции выполняют только первые два этапа расчета.

При определении величины снижения затрат на отопление необходимо учитывать неизменность (при увеличении R_0 конструкции) капитальных вложений в систему теплоснабжения здания, затрат на заработную плату обслуживающего персонала и на электроэнергию. При индивидуальных котельных $c_т$ — это полные затраты на топливо (франко-топка), руб/ГДж, определяемые по формуле:

$$c_т = c_{топл} / \eta_{к.у}, \qquad (II.34)$$

где $\eta_{к.у}$ — КПД котельной установки (с учетом потерь теплоты в наружных сетях); $c_{топл}$ — стоимость сжигаемого топлива франко-ко-

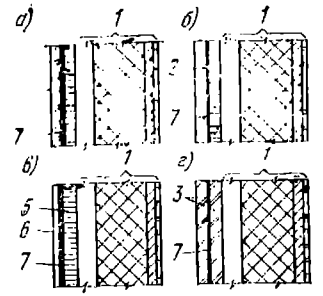


Рис. II.6. Способы утепления промерзших наружных стен

1 — существующая многослойная стеновая панель; *2* — слой асбомineраловатной смеси; *3* — древесно-волокнистая плита; *4* — строительный раствор; *5* — пенопласт ФРП-1; *6* — сухая штукатурка; *7* — пароизоляция

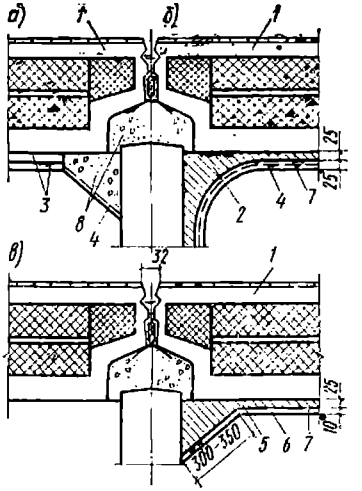


Рис. II.7. Способы утепления стыков наружных стеновых панелей

1 — панель; *2* — асбомineраловатная смесь; *3* — древесно-волокнистая плита; *4* — металлическая сетка; *5* — пенопласт; *6* — сухая штукатурка; *7* — пароизоляция; *8* — легкий строительный раствор

миниевая пленка, средний — вспененная пластмасса, крайний слой — особая бумага, трудновоспламеняемая и стойкая к воздействию сырости, общая толщина обоев 6 мм). Это мероприятие снижает потери теплоты через стены в среднем на 20%. Обои приклеивают к стене так же, как обычные обои.

В ФРГ с той же целью применяют термоизоляционную подштукатурку раствором, состоящим из 85% (по объему) полистирольных гранул, минерального вяжущего и химических добавок; раствор наносится шнековым насосом (со смесителем принудительного действия) слоем 2—6 см. Плотность отвердевшего раствора 200 кг/м^3, теплопроводность 0,7 Вт/(м·К) (1 см штукатурки повышает сопротивление теплопередаче на 0,143 м^2·К/Вт). В условиях ФРГ срок окупаемости этого мероприятия в среднем равен 5—8 лет.

Значительное снижение потерь теплоты обеспечивает гидрофобизация наружных поверхностей стен при наличии их переувлажнения и сквозных промоканий. Ее выполняют после завершения всех ремонтных и

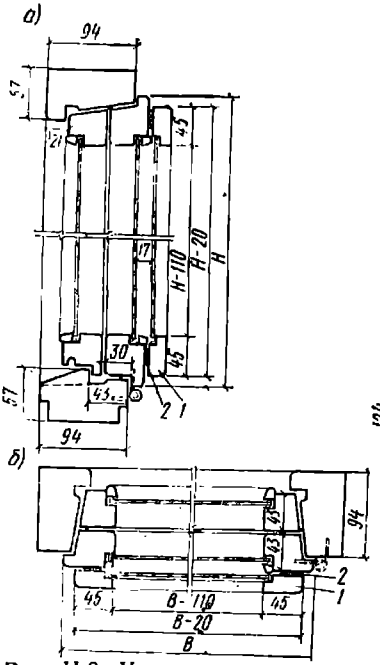


Рис. 11.8. Установка дополнительного переплета при спаренных оконных переплетах

а и *б* — продольный и поперечный разрезы

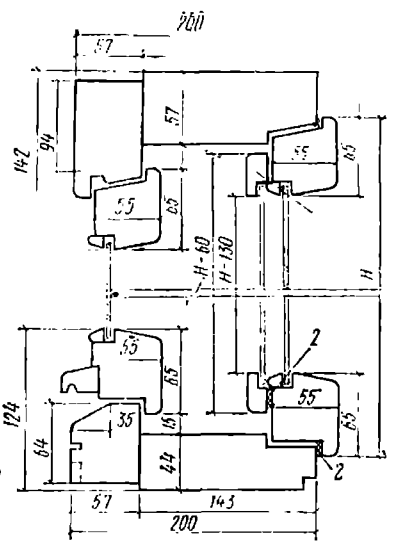


Рис. 11.9. Установка дополнительного переплета при раздельных оконных переплетах

1 — дополнительный переплет; *2* — уплотняющая прокладка

отделочных работ на фасадах здания и после высыхания отремонтированных участков стен. После гидрофобизации R_0 стен увеличивается и отпадает необходимость в учете (в составе приведенных затрат) коэффициента a''', определяемого по формуле (1.30).

Для гидрофобизации наружной поверхности стен применяют кремнийорганические жидкости: водный раствор метилсиликоната натрия (ГКЖ-11) или этилсиликоната натрия (ГКЖ-10). Значительный эффект был достигнут при нанесении на наружную поверхность стен гидрофобной эмульсионной кремнийорганической краски Э-КО-179, разработанной Московским инженерно-строительным институтом. Этот слой краски паропроницаем, несмываем, морозостоек и стоек к воздействию слабых коррозионных сред. Краска наносится краскопультом на стену в два-три слоя с интервалами, достаточными для сушки каждого слоя (15—20 мин).

Пример 11.10. Определить экономическую целесообразность применения гидрофобной краски Э-КО-179 в условиях Москвы при $c_т = 3{,}61$ руб./ГДж (15 руб/Гкал), R_0 однослойных панелей 1 м²·К/Вт (1,16 м²·ч·°С/ккал), $t_{с.р.от} = -3{,}2$°С и $n_{от} = 205$ сут.

Согласно формуле (I.30)

$$a''' = \left(\frac{23{,}2}{21{,}2} - 1\right) 3\,\frac{5}{12{,}5} + 1 = 1{,}13.$$

Следовательно, годовые затраты на теплоту, отнесенные к сроку службы, снижаются на 13%

$$\Delta T = \frac{0{,}13\,(18 + 3{,}2)\,24 \cdot 15 \cdot 205}{10^6} = 0{,}20 \text{ руб/(м}^2\cdot\text{год)}$$

Расход краски Э-КО-179 составляет 0,25 кг/м², а полная стоимость обработки стены этой краской 1,1 руб/м². Эти затраты окупятся стоимостью сэкономленной теплоты примерно за 1,1:0,20=5,5 лет. Однако экономическая эффективность применения этой краски будет практически большей. Нанесенная на наружную поверхность стены краска препятствует поступлению влаги, обеспечивая тем самым ее постоянную влажность на уровне, более низком, чем предусмотрено СНиП, в результате чего увеличивается R_0 стены.

Снижение теплопотерь и количества воздуха, инфильтрующегося через стыковые соединения панелей, обеспечивается [28] утеплением этих соединений путем нанесения легкого строительного раствора по металлической сетке (рис.II.7, *а*), напылением асбоминераловатной смеси с установкой пароизоляционного слоя и последующей оштукатуркой поверхности по металлической сетке (рис. II.7, *б*), вспененным пенопластом ФРП с установкой пароизоляционного слоя и листов сухой штукатурки (рис. II.7, *в*).

Уменьшение теплопотерь через заполнения световых проемов достигается установкой дополнительного съемного переплета и утеплением зазоров между стеной и оконным или балконным блоком. При установке третьего переплета повышается R_0 окна с 0,34 до 0,52 м²·°С/Вт (с 0,4 до 0,6 м²·ч·°С/ккал) при спаренных переплетах или с 0,38 до 0,52 (с 0,44 до 0,6) при раздельных переплетах.

Установка дополнительного переплета при оконном блоке со спаренным переплетом показана на рис. II.8. Дополнительный переплет *1* крепится к внутреннему переплету, между ними находится уплотняющая пенополиуретановая прокладка *2*. Положение дополнитель-

ного переплета фиксируется с помощью фиксаторов, неподвижная половина которых прикреплена к спаренному переплету, а подвижная — к дополнительному переплету.

Крепление дополнительного переплета к внутреннему переплету раздельной конструкции заполнения оконного проема показано на рис. II.9. Достоинством такого способа уменьшения теплопотерь является то, что при нем существующие заполнения световых проемов не требуют какой-либо переделки, это повышает экономическую эффективность и расширяет область целесообразного применения этого мероприятия в Советском Союзе, которая определяется исходя из результатов расчета по формулам:

а) для жилых и гражданских зданий (срок службы заполнений более 40 лет):

$$\Delta П = \Delta T - K - 12{,}5\,(P_к + P_т) \qquad (II.37)$$

где $\Delta П$ — изменение приведенных затрат в результате установки дополнительных переплетов (установка целесообразна, если $\Delta П$ положительная величина); $P_к + P_т$ — затраты на капитальный и текущий ремонты дополнительного переплета; ΔT — снижение стоимости теплоты, теряемой через заполнения при наличии этого переплета;

б) для зданий с повышенной влажностью воздуха в помещениях, что снижает срок службы заполнений световых проемов;

$$\Delta П = \Delta T - \mu K - 12{,}5\,(P_к + P_т) - B, \qquad (II.38)$$

где B — восстановительные отчисления, определяемые с учетом срока времени их накопления, начиная от последней смены дополнительного переплета. Учитывая малую их величину (из-за отдаленности начала накопления отчислений от начала отсчета эксплуатационных затрат), в данном случае эти отчисления можно не учитывать.

Герметизация зазоров между оконным или балконным блоком и стеной (стеновой панелью) необходима не только для уменьшения потерь теплоты помещением, но и во избежание промерзания соседних участков стены при наличии в зимний период потока инфильтрующегося воздуха через эти зазоры. Наиболее целесообразно такую герметизацию выполнять с помощью вспененной пластмассы [26]. Сначала с внутренней стороны блока расчищают уплотнение, выполненное при строительстве здания, а затем в образовавшийся зазор по всему периметру блока инъецируется вспененный пенополиуретан. Для защиты этого материала от последующего увлажнения сверху наносится слой

штукатурки (цементно-песчаный раствор). Зазор между наружной стороной блока и стеной уплотняют (по всему периметру блока) герметиком — гернитовым шнуром. За рубежом с целью снижения инфильтрации воздуха через швы между блоком и стеной деформационные и акустические швы заполняют эластичной массой — двухкомпонентной смесью на основе полисульфида (тиокола). Значительное распространение получило также уплотнение швов лентами из морозоустойчивой ПВХ-пластмассы или синтетической пористой резины с закрытыми порами, не впитывающими влагу. Одна из поверхностей ленты покрыта клеем, содержащим (для упрочнения) стеклянные волокна.

Глава III
СНИЖЕНИЕ РАСХОДА ЭНЕРГИИ ПРИ РАБОТЕ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ ЗДАНИЙ

В настоящее время сверхнормативные расходы теплоты на отопление зданий весьма значительны. Они были определены [2] в 55 московских жилых зданиях, снабжаемых теплотой от ТЭЦ, но не имеющих системы центрального горячего водоснабжения. При климатических условиях отопительного периода, близких к расчетным, оказалось, что перерасход теплоты был во всех этих зданиях: в восьми из них он не превышал 20% расчетной величины, в 25 зданиях составлял 21—40% и 22 зданиях — свыше 40%.

Указанные перерасходы теплоты трудно разделить по вызвавшим их причинам: пониженное по сравнению с проектным сопротивление теплопередаче ограждающих конструкций зданий, перегрев помещений (особенно в переходные периоды года) чрезмерные потери теплоты через изоляцию трубопроводов, смонтированных внутри здания, незаинтересованность организаций, снабжающих здания теплотой, в уменьшении ее расхода, повышенные воздухообмены в помещениях нижних этажей многоэтажных гражданских зданий и др. Все эти перерасходы теплоты могут быть резко уменьшены.

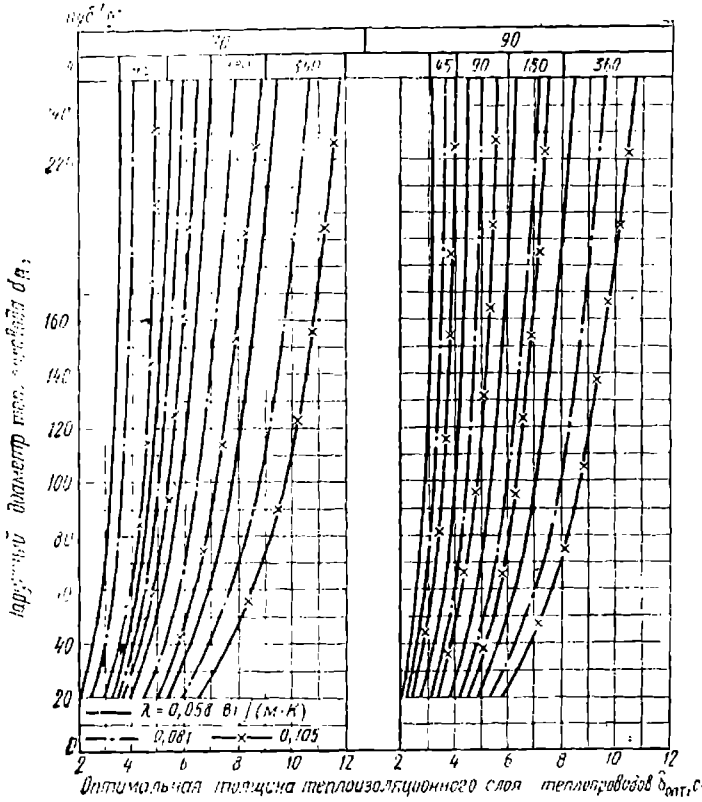


Рис. III.1. Графики для определения оптимальной толщины изоляционного слоя с различной теплопроводностью λ

кровного слоя, м; $\alpha_н$ — коэффициент теплоотдачи от изоляции к воздуху, Вт/(м²·К) [ккал/(ч·м²·°С)].

Оптимальную толщину тепловой изоляции определяют путем дифференцирования $П_{из}$ и последующего приравнивания первой производной нулю. Результаты таких вычислений (рис. III.1.) выполнены исходя из различных, практически встречающихся значений $d_н$, $K_{из}^{м^3}$, Δt, $n_{от}$ ч и $c_т$ при $\lambda_п = 0{,}3$ (асбестоцементное покрытие), $\alpha_н = 11{,}6$ Вт/(м²·К) [10 ккал/(ч·м²·°С)].

Определим оптимальную толщину изоляции $\delta_{опт}$ при $d_н = 0{,}159$ м; $K_{из}^{м^3} = 70$ руб/м³, $\lambda_{из} = 0{,}05$ ккал/(ч·м²·°С): $n_{от} = 5500$ ч/год; 1,3 $c_т = 11$ руб/Гкал;

Таблица III.1. Нормы тепловых потерь изолированными теплопроводами

Наружный диаметр теплопровода, м	Тепловые потери $q_и$ при температурном графике											
	95—70° ($t_{гор}^{ср.год}$=65°С, $t_{о}^{ср.год}$=50°С)						150—70° ($t_{гор}^{ср.год}$=90°С, $t_{о}^{ср.год}$=50°С)					
	подающий теплопровод		обратный теплопровод		суммарные		подающий теплопровод		обратный теплопровод		суммарные	
	Вт/м	ккал/(ч·м)	Вт/м	ккал/(ч·м)	Вт/м	ккал/(ч·м)	Вт/м	ккал/(ч·м)	Вт/м	ккал/(ч·м)	Вт/м	ккал/(ч·м)
0,076	30	26	26	22	56	48	41	35	26	22	66	57
0,089	33	28	27	23	59	51	43	37	27	23	69	59
0,108	35	30	29	25	63	54	47	40	29	25	76	65
0,133	38	33	33	28	71	61	51	44	33	28	84	72
0,159	41	35	36	31	77	66	55	47	36	29	88	76

увеличить толщину существующего ее слоя на 5 см.

В жилых массивах и микрорайонах новых и существующих городов все шире применяют бесканальную прокладку тепловых сетей (от ЦТП до тепловых вводов в здания). Толщину изоляции теплопроводов при проектировании таких сетей обычно определяют исходя из норм потерь теплоты, содержащихся в ВСН 399-79/ММСС СССР («Нормы тепловых потерь при бесканальной прокладке тепловых сетей»). Указанные нормы составлены применительно к первому территориальному району по стоимости теплоизоляционной конструкции и для средневзвешенной себестоимости теплоты 1,2 руб/Гдж (5 руб/Гкал) (территориальные районы приняты согласно «Указаниям по применению единых районных единичных расценок на строительные работы», утвержденным Госстроем СССР).

Потери теплоты изолированными теплопроводами при расчетной температуре грунта $t^{н}_{гр} = 5°C$ и годовом числе часов работы более 5000 приведены в табл. III.1.

При условиях, отличающихся от принятых в табл. III.1, расчетная норма потерь определяется по формуле:

$$q^{р}_{н} = \alpha_1 \alpha_2 \alpha_3 q'_{н}, \qquad (III.5)$$

где $q^{р}_{н}$ — расчетные нормы тепловых потерь, Вт/м [ккал/(ч·м)]; α_1 — коэффициент, учитывающий влияние на $q^{р}_{н}$ изменения стоимости теплоизоляционной конструкции в зависимости от района строительства; α_2 — коэффициент, учитывающий влияние изменения себестоимости теплоты на нормы тепловых потерь; α_3 — коэффициент, учитывающий влияние на $q^{р}_{н}$ изменения стоимости конструкции в зависимости от изменения себестоимости теплоты; $q'_{н}$ — нормы тепловых потерь при отличающихся от принятых в табл. III.1 среднегодовых температурах грунта и теплоносителя для подающего теплопровода, определяемые по формуле:

$$q'_{н} = q_{н} \frac{t^{ср.год.р}_{гор} - t^{р}_{гр}}{t^{ср.год}_{гор} - 5}, \qquad (III.6)$$

$t^{ср.год.р}_{гор}$ — расчетная среднегодовая температура теплоносителя в подающем теплопроводе; $t^{р}_{гр}$ — расчетная температура грунта на глубине заложения теплопровода.

При работе теплопровода в течение 5000 ч/год и менее нормы тепловых потерь теплопроводами увеличиваются в среднем на 14%.

Таблица III.2. Результаты расчетов $\delta_{щ}$

овод	$q_н^р$, Вт/м	$\delta_{из}$,
Подающий	37	0,22
	47	0,14
	58	0,1
	65	0,07
	74	0,055
Обратный	23	0,14
	29	0,08
	34	0,055
	41	0,04
	47	0,03

Таблица III.3. Приведенные затраты на изоляцию теплопроводов, при $c_т = 1{,}22$ руб./ГДж

Стоимость изоляции, руб/м³	Вариант	$П$, руб/м	Стоимость изоляции, руб/м³	Вариант	$П$, руб/м
45	*а*	45,3			
	б	40,4			
	в	42,7			
	г	45,9	65	*а*	55
	д	50,4		*б*	45,2
				в	45,6
55	*а*	50,1		*г*	47,8
	б	42,8		*д*	51,8
	в	44,2			
	г	46,9			
	д	51,1			

Расчет по минимуму приведенных затрат. 1. Поочередно принимаем следующие величины $q^{р}_{н.\,гор}$ и $q^{р}_{н.\,обр}$:

а) 37 и 23 Вт/м (32 и 20 ккал/м·ч), б) 47 и 29 Вт/м (40 и 28), в) 58 и 34 (50 и 29), г) 65 и 41 (56 и 35), д) 74 и 47 Вт/м (64 и 40 ккал/м·ч).

Результаты расчетов всем вариантам дены в табл. III.2.

2. Определяем приведенные затраты для обоих теплопроводов по каждому варианту по формуле (III.1) исходя из соответствующих значений $q^{р}_{н}$ и срока службы тепловых сетей и изоляции 25 лет ($У=11{,}1$). Величину $К^{м^3}_{из}$ принимаем поочередно равной 45, 55 и 65 руб./м³. Затраты на капитальный ремонт изоляции приниимаем равными 0,01 $К_{из}$ и учитываем остаточные восстановительные отчисления.

$$П_{45} = 4{,}9\,[0{,}159\,(0{,}22 + 0{,}14) + 0{,}22^2 + 0{,}14^2]\;45 +$$

$$+ (37 + 23)\;8000 \cdot 1{,}22 \cdot 3{,}6 \cdot 11{,}1 \cdot 10^{-6} = 22 + 23{,}3 = 45{,}3 \text{ руб/м},$$

$$П_{55} = 26{,}8 + 23{,}3 = 50{,}1 \text{ руб/м}, \quad П_{65} = 55 \text{ руб/м}.$$

Результаты расчетов для вариантов *а—д* приведены в табл. III.3.

Из таблицы следует, что экономически наиболее целесообразным является вариант *б*, нормативный вариант *в* менее экономичен.

Пример III.3. Определить экономически более целесообразный вариант теплоизоляции теплопроводов по примеру III.2 при $n_{от}=$ $=3000$, 5500 и 8000 ч/год, стоимости изоляции «в деле» 45, 60 и 75 руб./м³ и стоимости тепловой энергии 2,44; 3,66 и 4,88 руб./ГДж (10, 15 и 20 руб./Гкал).

При стоимости тепловой энергии 3,66 руб./ГДж коэффициент $\alpha_2=0{,}67$, а $\alpha_3=1{,}2$. Для подающего теплопровода:

$$q^{р}_{н} = \alpha_1\,\alpha_2\,\alpha_3\,q_н\,(t^{ср.\,год.\,р}_{гор} - t^{р}_{гр})/(t^{ср.\,год.\,р}_{обр} - 5). \qquad (III.9)$$

Всего приниимаем четыре варианта теплоизоляции, отличающихся величинами $q^{р}_{н}$ от приведеиных выше нормативных значений.

а) на 30% меньше соответствующих величин $q^{р}_{н}$, определенных по иормам (см. табл. III.4), б) на 15% меньше, в) на 10% больше, г) на 20% больше. В табл. III.4 указаны приведенные затраты для всех этих вариантов изоляции теплопроводов (вариант *д* — по данным норм).

Как видно из таблицы, область экономически целесообразного применения «норм тепловых потерь» (ВСН 399-79/ММСС СССР) невелика; из рассмотренных 27 вариантов эти «нормы» оказались экономически целесообразными только в шести случаях, лучшим оказался вариант «*б*» — в 14 случаях, вариант «*а*» — в шести и вариант «*в*» — в одном случае. В основном применение «норм» экономически целесообразно при малой стоимости теплоты и непродолжительной работе теплопроводов

и одновременно при сравнительно большой стоимости теплоизоляционной конструкции. Следовательно, при принятых условиях в 78% вариантов выгодно снизить потери теплоты через изоляцию на 15—20% по сравнению с нормами. Однако при других диаметрах теплопроводов это увеличение может быть иным.

Примерно такой же вывод получается при определении области экономически целесообразного применения «норм» при проектировании теплоизоляционных конструкций из автоклавного армопенобетона [$\lambda_{из}$=12,8 Вт/(м·°С)].

Если бы «нормы тепловых потерь» были представлены в виде номограммы типа показанной на рис. III.1, можно было бы для всех практически встречающихся условий находить экономически наиболее целесообразный вариант.

Следует отметить, что достижение экономии теплоты, теряемой через изоляцию, путем увеличения толщины последней в большинстве случаев не является наилучшим решением. Прежде всего надо выявлять область технической и экономической целесообразности применения той или иной известной конструкции, а также внедрять новые, более экономичные конструкции тепловой изоляции.

Например, необходимо определить область технически и экономически целесообразного применения битумоперлитовой изоляции. В сухих грунтах, обладающих к тому же свойством быстрого дренирования атмосферных вод, эта изоляция имеет хорошие эксплуатационные качества. Однако при температуре теплоносителя до 150°С в процессе эксплуатации происходит ее деструкция, структура слоя делается пористой, появляются радиальные трещины и резко возрастают скорость и степень водонасыщения конструкции. В результате не только увеличиваются потери теплоты, но и резко усиливается коррозия внешней поверхности теплопроводов. Практика показала, что этого недостатка лишена часто применяемая конструкция изоляции из автоклавного армопенобетона.

Весьма большой интерес с экономической точки зрения представляет новый тип теплогидроизоляции, разработанный ВНИПИэнергопром, на основе полимербетонных смесей, — моноконструкция, включающая антикоррозионное покрытие трубы, теплонзоляционный и на-

Таблица III.4. Приведенные затраты на изоляцию теплопроводов при различных $K_{из}^{м^3}$, $c_т$ и $n_{от}$

$K_{из}^{м^3}$, руб/м³	$c_т$, руб/ГДж	$n_{от}$, ч/год	Вариант	$q_н^l$, Вт/м		$\delta_н$, см		$4{,}9\,(d_н\,\delta_{из} + \delta_{из}^2)\,K_{из}^{м^3}$	T, руб/м	$П$, руб/м
				подающий	обратный	подающий	обратный			
45	2,44	3000	*а*	41,8	23,6	17	13,5	15,1	19,2	34,3
			б	50,6	28,7	12	7	9,1	23,4	32,5
			в	66	37	7	4,8	4,7	30,2	34,9
			г	72	40,5	5,5	4,1	3,6	33,7	37,3
			д	59,6	33,7	9	5,5	6	27,5	33,5
		5500	*а*	35,4	20,2	23	18,6	27,8	30	57,8
			б	43	24,5	18	12,4	16,6	36,5	53,1
			в	55	31,7	12	6,7	8	46,9	54,9
			г	60,5	34,6	9	5,4	5,9	51,2	57,1
			д	50,3	28,8	13	8	9,8	43,1	52,9
		8000	*а*	35,4	20,2	23	18,6	27,8	45,3	73,1
			б	43	24,5	18	12,4	16,6	53,4	70
			в	55,6	31,7	12	6,7	8	65,1	73,1
			г	60,5	34,6	9	5,4	5,9	75,2	81,1
			д	50,3	28,8	13	8	9,8	62,4	72,2
		3000	*а*	40	21,8	19	16,2	21	27	48
			б	47,5	26,4	14	10,8	12,2	29,6	41,8
			в	62	34,3	8	5,5	5,5	42,5	48
			г	65,5	36	7	5	4,7	47,2	51,9
			д	56	31	10	6,9	7,2	38,5	45,7

45	3,66	5500	*а*	33	18,5	24	21	30 5	41,5	72
			б	40	22,5	19	15	20	50,5	70,5
			в	51,5	28,2	12	8,7	9,6	64,1	73,7
			г	53,5	30,5	10	7	7,4	71	78,4
			д	47	26,5	14	10;6	12,3	59,4	71,7
		8000	*а*	33	18,5	24	20	30,5	60,8	91,3
			б	40	22,5	19	15	20	73,5	93,5
			в	51,5	28,2	12	9	9,6	94	103,6
			г	53,5	30,5	10	7	7,4	104,2	111,6
			д	47	26,5	14	10,6	12,3	87,1	99,4
		3000	*а*	37,5	21	24	19	28,8	34,5	63,3
			б	45,5	25,5	16	11,3	14,1	42,1	56,2
			в	59	33	10	6	6,9	54,3	61,2
			г	64,5	36	7	5	4,7	59,8	64,5
			б	53,5	29,9	12	7,5	9,1	49,3	58,4
45	4,88	5500	*а*	31,3	17,8	26	22	32,9	53,1	86
			б	38	21,5	21	18,3	24,6	64	88,6
			в	49,1	27,9	13	9	10,6	82,4	93
			г	53,5	30,5	11	7	8,1	90,3	98,4
			д	44,5	25,4	17	11,3	15,3	75,8	91,1
		8000	*а*	31,3	17,8	26	22	32,9	77,1	110
			б	38	21,5	21	18,3	24,6	93	117,6
			в	49,1	27,9	13	9	10,6	120,2	130,8
			г	53,5	30,5	11	7	8,1	132,8	140,9
			д	44,5	25,4	17	11,3	15,3	111,2	126,5

Продолжение табл. III.4

l / $K_{из}^{м^3}$, руб/м³	$c_т$, руб/ГДж	$n_{от}$, ч/год	Вариант	$q_н^l$. Вт/м		$\delta_н$. см		$4{,}9\,(d_н\,\delta_{из} + \delta_{из}^2)\,K_{из}^{м^3}$	T, руб/м	$П$, руб/м
				подающий	обратный	подающий	обратный			
55	2,44	3000	*а*	—			—	20,1	19,2	39,3
			б			—	—	12,1	23,4	35,5
			в	—	—	—	—	6,3	30,2	36,5
			г		—	—	—	4,8	33,7	38,5
			д	—	—	—	—	8,1	27,5	35,6
		5500	*а*	—	—	—	—	38,1	30	68,1
			б	—	—	—	—	22,1	36,5	58,6
				—	—	—	—	10,7	46,9	57,6
			г	—	—	—	—	7,9	51,2	59,1
			д	—	—	—	—	13,1	43,1	56,2
		8000	*а*		—	—	—	38,1	45,3	83,4
			б				—	22,1	53,4	75,5
			в			—	—	10,7	65,1	75,8
			г	—		—	—	17,9	75,2	83,1
			д	—	—	—	—	13,2	62,4	75,6
		3000	*а*	—			—	28	27	55
			б	—			—	16,2	29,6	45,8
			в	—		—	—	7,4	42,5	49,9
			г	—	—	—	—	6,3	47,2	53,5
			д	—	—	—	—	9,6	38,5	48,1

55	3,66	5500	*а*	—		—		40,6	41,5	82,1
			б	—	—	—		26,7	50,5	77,2
			в	—	—	—		13,9	64,1	78
			г	—	—		—	9,9	71	80,9
			д	—	—	—	—	16,4	59,4	75,8
		8000	*а*	—	—	—	—	40,6	60,8	101,4
			б	—	—	—	—	26,7	73,5	100,2
			в	—	—	—	—	13,9	94	107,9
			г	—	—	—	—	9,9	104,2	114,1
			д	—	—	—	—	16,4	87,1	103,5
		3000	*а*	—	—	—	—	25,4	34,5	59,9
			б	—	—	—	—	15,0	42,1	57,1
			в	—	—	—		8,1	54,3	62,4
			г	—	—	—	—	6,7	59,8	66,5
			д	—	—	—	—	10,1	49,3	59,4
55	4,88	5500	*а*	—	—	—	—	29,3	53,1	82,4
			б	—	—	—	—	24,4	64	88,4
			в	—	—	—	—	12	82,4	94,4
			г	—	—	—	—	9,3	90,3	99,6
			д	—	—	—	—	15,1	75,8	90,9
		8000	*а*	—	—	—	—	29,3	77,1	106,4
			б	—	—	—	—	24,4	93	117,4
			в	—	—	—	—	12	120,2	132,2
			г	—	—	—	—	9,3	132,8	142,1
			д	—	—	—	—	15,1	111,2	126,3

Продолжение табл. III-4

$K_{из}^{м^3}$, руб/м³	$c_т$, руб/ГДж	$n_{от}$, ч/год	Вариант	$q_н^I$, Вт/м		$\delta_н$, см		$4{,}9\,(d_ц\,\delta_{из} + \delta_{из}^2)\,K_{из}^{м^3}$	T, руб/м	$П$, руб/м
				подающий	обратный	подающий	обратный			
65	2,44	3000	*а*	—	—	—	—	25,1	19,2	44,3
			б	—	—	—	—	15,1	23,4	38,5
			в	—	—	—	—	7,4	30,2	37,6
			г	—	—	—	—	6	33,7	39,7
			д	—	—	—	—	10	27,5	37,5
		5500	*а*	—	—	—	—	47,6	30	77,6
			б	—	—	—	—	27,6	36,5	64,1
			в	—	—	—	—	13,4	46,9	60,3
			г	—	—	—	—	9,8	51,2	61
			д	—	—	—	—	16,4	43,1	59,5
		8000	*а*	—	—	—	—	47,6	45,3	92,9
			б	—	—	—	—	27,6	53,4	81
			в	—	—	—	—	13,4	65,1	78,5
			г	—	—	—	—	9,8	75,2	85
			д	—	—	—	—	16,4	62,4	78,8
		3000	*а*	—	—	—	—	35	27	62
			б	—	—	—	—	20,2	29,6	49,8
			в	—	—	—	—	9,2	42,5	51,7
			г	—	—	—	—	7,9	47,2	55,1
			д	—	—	—		12	38,5	50,5

65	3,66	5500	*а*					50,7	41,5	92,2
			б	—		—		33,3	50,5	83,8
			в	—		—	—	17,4	64,1	81,5
			г	—	—	—	—	12,4	71	83,4
			д	—	—	—	—	20,5	59,4	79,9
		8000	*а*		—	—	—	50,7	60,8	111,5
			б	—	—	—	—	33,3	73,5	106,8
			в	—	—	—		17,4	94	111,4
			г			—	—	12,4	104,2	116,6
			д	—	—	—	—	20,5	87,1	107,6
		3000	*а*	—	—		—	31,7	34,5	66,2
			б	—	—		—	18,7	42,1	60,8
			в	—	—	—	—	10,1	54,3	64,4
			г	—	—	—	—	8,4	59,8	68,2
			д	—	—	—	—	12,6	49,3	61,9
65	4,88	5500	*а*	—	—	—	—	36,5	53,1	89,6
			б	—	—	—		30,5	64	94,5
			в	—	—	—	—	15	82,4	97,4
			г	—	—		—	11,6	90,3	111,9
			д	—	—	—	—	18,8	75,8	94,6
		8000	*а*	—	—	—	—	36,5	77,1	113,6
			б	—		—		30,5	93	123,5
			в		—		—	15	120,2	135,2
			г	—	—	—	—	11,6	132,8	144,4
			д	—	—	—	—	18,8	111,2	130

ружный слой, обеспечивающий защиту изоляции от проникания влаги. Вся конструкция формируется одновременно в одной технологической операции. При $\gamma = 400$ кг/м³ конструкция имеет $\lambda = 0{,}051$ Вт/(м·°С), что обеспечивает значительное снижение количества теплоты, теряемой через изоляцию теплопроводов.

III.2. Использование геотермальных вод для теплоснабжения зданий

В настоящее время геотермальные воды широко используются во многих странах мира (Италия, Исландия, Новая Зеландия, США, Япония, Венгрия и др.), что дает значительный экономический эффект. Так, в Исландии дополнительные капитальные вложения в связи с устройством систем геотермального теплоснабжения окупаются всего за два года, так как стоимость вырабатываемой теплоты снижается на 40%. В Венгрии стоимость теплоты снижена на 65%. Одновременно при таком решении достигается очищение воздушного бассейна от продуктов сгорания топлива.

О динамике изменения степени использования геотермальных вод за рубежом можно косвенно судить по изменениям мощностей геотермальных электростанций в ряде стран (табл. III.5).

Среди возобновляемых источников энергии геотермальные воды особенно ценны из-за круглогодичной и постоянной возможности их использования. Поэтому в отличие от солнечных и ветровых энергетических установок при использовании геотермальных вод (при условии достаточности их тепловой мощности для снабжения объектов теплотой) отпадает необходимость в наличии дублирующих установок, использующих топливо.

В нашей стране ресурсы геотермальных вод велики; ВНИИ гидрогеологии и инженерной геологии оценивают их запасы как эквивалентные 4—5 млн. т условного топлива в год при фонтанной эксплуатации скважин, 30—40 — при насосной их эксплуатации и 130—140 млн. т при обратной закачке отработавших вод в пласт (с поддержанием необходимых пластовых давлений). Экономически и технически наиболее целесообразно прежде всего использовать геотермальные воды, имеющие слабую минерализацию. Всего 20% запасов геотермальных вод имеют минерализацию, не превышающую 10 г/л.

Таблица III.5. Динамика изменения мощности геотермальных электростанций в ряде стран

Страны	Рост мощности геотермальных электростанций			
	1970 г.		1977 г.	
	МВТ	%	МВТ	%
США	84	100	552	655
Италия	402	100	420	122
Новая Зеландия	170	100	192	113
Япония	31	100	171	550
Исландия	3	100	40,5	1340

Продолжение табл. III.5

Страны	Рост мощности геотермальных электростанций			
	1980 г.		1985 г. (план)	
	МВТ		МВТ	%
США	1080	1290	10 000	11 900
Италия	1000	249	12 000	3 250
Новая Зеландия	390	230	2 000	1 180
Япония	284	920	2 100	6 800
Исландия	87	2900	300	10 000

В 1980 г. было добыто 42,1 млн. м^3 геотермальных вод и 300 тыс. т пара. В 1985 г. добыча геотермальных вод будет доведена до 60 млн. м^3.

Геотермальные воды широко распространены на территории Советского Союза: в Закавказье, Дагестане, Предкавказье, Казахстане, Средней Азии, Сибири, Забайкалье, на Дальнем Востоке, Камчатке и в других районах страны. Тепловой потенциал и условия распространения и залегания геотермальных вод в СССР таковы, что основным направлением их использования будет теплоснабжение зданий; выработка на их базе электроэнергии практически возможна только на Камчатке и в Дагестане.

Низкопотенциальные геотермальные воды применяют для отопления и горячего водоснабжения зданий различного назначения, для обогрева теплиц и других целей. В ближайшие годы геотермальная вода будет широко использоваться для отопления и горячего водоснабжения ряда крупных городов: Алма-Аты, Ташкента, Тюме-

ни, Омска, Петропавловска-Камчатского и др; увеличатся объемы теплоснабжения этими водами Махачкалы, Тбилиси и других населенных пунктов.

Весьма интересен опыт комплексного использования теплоты геотермальных вод в сельском хозяйстве нашей страны — сначала для обогрева теплиц, а затем животноводческих ферм и рыбоводческих хозяйств. Капитальные вложения при таком комплексном использовании теплоты окупаются весьма быстро.

Следует отметить, что во многих гористых местностях нашей страны помимо добычи геотермальных вод имеется возможность реализации и иных тепловых ресурсов недр — огромные количества теплоты, аккумулированные находящимися на глубине 4000—5000 м горными породами, температура которых превышает во многих случаях 200°С. Бурение скважин, по которым вода подводилась бы к этим породам и нагретая до высокой температуры возвращалась бы для использования в системах теплоснабжения или в геотермальных теплоэлектростанциях, позволит сберечь большое количество топлива.

Одна из причин, которые тормозят в нашей стране массовое использование геотермальных вод и глубинной теплоты, — отсутствие отпускной цены на них, экономически обоснованной и учитывающей практические условия добычи, подготовки и транспортировки геотермальных вод. В настоящее время она установлена весьма близкой к ценам на воду, которая поступает из городских водопроводов. Во многих случаях в связи с такими ценами работа предприятий, добывающих геотермальные воды, является убыточной. Учет в отпускной цене на эти воды стоимости содержащейся в них теплоты резко расширил бы области экономически целесообразного их применения.

Принятие той или иной схемы системы геотермального теплоснабжения здания в основном зависит от степени ограниченности ресурсов геотермальной воды. При ограниченных ресурсах геотермальную воду в первую очередь рекомендуется использовать для нужд горячего водоснабжения.

Простейшую схему с непосредственной подачей геотермальной воды применяют в тех случаях, когда ее температура больше минимально допустимой в системе горячего водоснабжения при открытом водозаборе. До-

$P_{сбр}$ — затраты на ремонты насосных станций и насосных установок при использовании геотермальных вод, изменение этих затрат на системы отопления, затраты на ремонты сбросных сетей; $P_{кот}$ — затраты на ремонты котельной; $\Sigma Э_{нас}$ — суммарные затраты на электроэнергию, потребляемую всеми насосами, при использовании геотермальных вод; $З_{кот}$ — заработная плата персонала, обслуживающего котельную; ΣT — затраты на тепловую энергию, расходуемую на нужды отопления и горячего водоснабжения здания.

При значительных тепловых нагрузках потребителей и ограниченных ресурсах геотермальных вод также рекомендуется применять схему с последовательной подачей геотермальной воды на отопление и горячее водоснабжение (рис. III.5, *б*). Ограничениями для применения такой схемы являются температура воды (она должна быть достаточно высокой для обеспечения эффективной работы систем отопления и не меньшей, чем минимально допустимая температура воды в системе горячего водоснабжения), степень ее минерализации и корродирующая ее способность.

При недостаточном тепловом потенциале этой воды в таких условиях применимы две схемы, предусматривающие пиковый догрев отопительной воды: **с параллельной подачей геотермальной воды на отопление и горячее водоснабжение** (рис. III.6, а) **и последовательной ее подачей на эти нужды** (рис. III. 6,б). В пиковой котельной рекомендуется устанавливать паровые котлы и пароводяные теплообменники; геотермальную воду пропускают через трубки теплообменника, а паром заполняется межтрубное пространство. В таких котельных качественное регулирование осуществляется путем достижения определенной степени нагрева геотермальной воды.

По мере повышения температуры наружного воздуха доля пикового догрева уменьшается, а затем котельная переводится на работу с пропусками. Если эта доля невелика, то качественное регулирование целесообразно осуществлять не с помощью пропусков, а путем подмешивания обратной воды (см. рис. III.5). Экономическую эффективность применения таких схем выявляют по формуле (III.10,б), учитывая при этом наличие единовременных и эксплуатационных затрат на пиковую котельную, отсутствие $\Delta K_{от}$ и $K_{сбр}$ при последовательной схеме с соответствующими эксплуатационными затратами, а также уменьшение количества сэкономленного топлива.

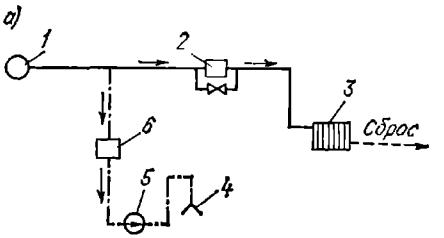


Рис. III.6. Параллельная (*а*) и последовательная (*б*) схемы подачи геотермальной воды на отопление и горячее водоснабжение с пиковым догревом отопительной воды

1 — скважина; *2* — пиковый догрев; *3* — система отопления; *4* — система горячего водоснабжения; *5* — насос; *6* — бак-аккумулятор

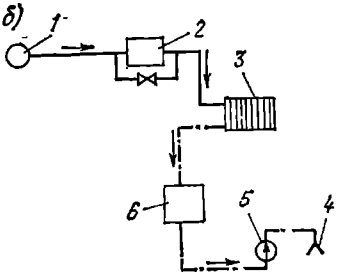
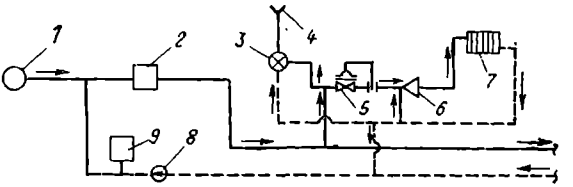
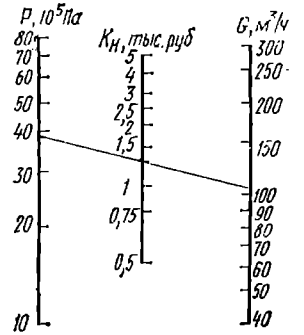


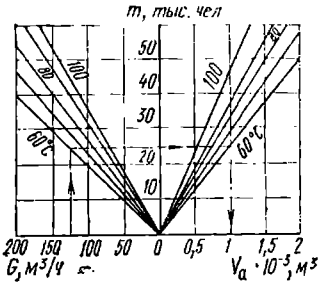
Рис. III.7. Схема бессливной системы теплоснабжения геотермальными водами

1 — скважина; *2* — пиковая котельная; *3* — регулятор постоянства температуры; *4* — система горячего водоснабжения; *5* — регулятор постоянства расхода; *6* — элеватор; *7* — система отопления; *8* — насос; *9* — бак-аккумулятор



Минимальный расход геотермальных вод на единицу расчетной оптимальной нагрузки достигается при применении бессливной системы геотермального теплоснабжения (рис. III.7). При этой системе мощность пиковой котельной и расход топлива наибольшие, но удельный расход геотермальной воды наименьший (по сравнению с рассмотренными ранее схемами геотермального водоснабжения), а коэффициент эффективности — наибольший. Вода из скважины подается по трубопроводу к пиковой котельной в количестве, равном среднечасовому ее расходу на горячее водоснабжение. Нагретая до расчетной температуры вода из пиковых котлов поступает через регулятор расхода и элеватор в систему отопления и параллельно в систему горячего водоснабжения. Температура воды, поступающей в эту систему, поддерживается на заданном уровне с помощью регулятора





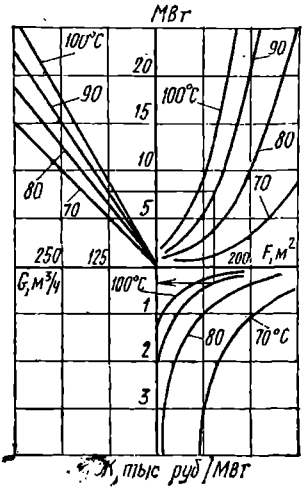




Рис. III.8. Номограмма для определения затрат на установку насосов ЦНСГ

Рис. III.9. Номограмма для определения объема бака-аккумулятора

Рис. III.10. Номограмма для определения площади поверхности нагрева теплообменника и его стоимости в зависимости от параметров геотермальной воды

Так, при ее дебите 125 м³/ч и температуре воды 60°С можно удовлетворить нужды 25 тыс. чел. населения, а объем резервуаров должен составить 1000 м³. При затратах на один типовой железобетонный резервуар объемом 500 м³, равных примерно 17 тыс. руб., суммарные вложения составят $2 \cdot 17 = 34$ тыс. руб.

Номограмма на рис. III.10 предназначена для определения площади поверхности нагрева теплообменника и его стоимости в зависимости от параметров геотермальной воды. При составлении номограммы были приняты следующие исходные данные:

а) подогреватель водяной с площадью поверхности одной секции 40,1 м² (термальная вода проходит по трубному пространству); б) начальная и конечная темпера-

туры нагреваемой воды 5 и 60°С, а конечная температура термальной воды 30°С; в) наличие накипи и загрязнения трубок подогревателя учитывалось введением в расчеты теплопередачи коэффициента 0,7. При температуре геотермальной воды 90°С и ее расходе 125 м³/ч площадь поверхности подогревателя, согласно номограмме, должна быть 160 м², тепловая производительность системы 7,5 МВт (6,5 Гкал/ч), а удельные капитальные вложения 0,37 тыс. руб/МВт (0,32 тыс. руб.·ч/Гкал).

III.3. Использование солнечной энергии для теплоснабжения зданий

За год на поверхность Земли поступает количество солнечной энергии, в 20 раз превышающее энергию, которая может быть получена при сжигании всех мировых запасов органического топлива. Такой потенциально огромный источник энергоснабжения, не вносящий каких-либо загрязнений в окружающую среду, стал в настоящее время особо привлекательным для энергетиков.

Однако для экономически целесообразного использования этой энергии необходимо устранить техническими средствами ряд значительных трудностей осуществления такого энергосберегающего мероприятия и, в первую очередь, рассредоточенность излучения и неравномерность поступления энергии по часам суток и времени года. Первая требует создания устройств для ее концентрации, вторая — создания энергоаккумулирующих емкостей.

Наибольшее применение солнечная энергия получит в системах горячего водоснабжения и отопления зданий: низкотемпературные процессы преобразования солнечной энергии в теплоту могут быть осуществлены с применением сравнительно несложных технических средств. Однако и здесь решающим условием должны быть экономическая целесообразность использования солнечной энергии и, прежде всего, необходимо выявить те области в нашей стране, где такое энергосберегающее мероприятие обеспечит наибольший экономический эффект; там и должна, в первую очередь, использоваться солнечная энергия. В частности, ее применение в большинстве случаев окажется экономически целесообразным в южных курортных районах, в которых численность на-

селения в летнее время резко увеличивается и соответственно возрастает потребность в горячей воде для коммунально-бытовых нужд (максимум потребления теплоты совпадает по времени с максимумом поступления солнечной энергии).

В настоящее время темпы осуществления этого мероприятия в основном зависят от степени усовершенствования систем солнечного теплоснабжения, что позволит значительно повысить их КПД и соответственно увеличить их экономическую эффективность. В этом направлении уже достигнуты значительные успехи, и масштабы использования солнечной энергии для теплоснабжения непрерывно возрастают. Предполагается, что к 2000 г. за счет солнечной энергии в США будет удовлетворяться более 10% энергетических потребностей страны (в 1982 г. число домов, использующих солнечную энергию для теплоснабжения, превысило 300 тыс.).

В СССР возможности использования солнечной энергии весьма велики, особенно в тех районах, где продолжительность солнечного сияния составляет не менее 2000 ч/год: Средняя Азия, Закавказье, Северный Кавказ, Казахстан, южные районы Украины, Молдавии, Поволжья, Забайкалье, некоторые районы Дальнего Востока и др.

Использование солнечной энергии для теплоснабжения зданий возможно двумя путями: устройством системы «солнечного» теплоснабжения или соответствующим уменьшением количества теплоты, поступающей от источника (котельные, ТЭЦ).

В первом случае наиболее эффективными являются комплексные системы, обеспечивающие одновременно и компенсацию потерь теплоты через наружные ограждающие конструкции здания, и нагрев воды для бытовых нужд. Наибольшие возможности для применения таких систем существуют в сельских местностях, где теперь в основном возводятся односемейные жилые дома.

Практическое использование солнечной энергии для теплоснабжения зданий уже началось; построены и успешно эксплуатируются соответственно оборудованные жилые дома, детские сады и другие гражданские здания. Определение экономической целесообразности использования солнечной энергии для отопления зданий затруднено тем, что во всех действующих нормативных документах даны указания по определению количества

теплоты, поступающей с солнечной радиацией только в летний период. Такая информация не может быть использована для определения количества теплоты от солнечной радиации, проникшей через ограждающие конструкции здания в его помещения.

Расчет суммарного поступления теплоты в помещение за счет солнечной радиации в течение всего отопительного периода представляет значительные трудности по следующим причинам: а) количество солнечных дней в этом периоде непостоянно по годам; б) поступление теплоты в помещение в значительной мере зависит от степени загрязнения остекления световых проемов; в) тепловая инерция строительных конструкций может значительно изменять тепловой баланс помещения; г) системы отопления зданий не работают точно по установленному графику зависимости температур воды в системе от температуры наружного воздуха.

Учитывая наличие перечисленных и ряда других сложностей прямого расчета количества теплоты, поступающей в помещения за счет солнечной радиации, инж. Д. Санчин предложил определять это количество балансовым методом, используя с этой целью пустующие жилые комнаты в зданиях, эксплуатируемых не менее четырех лет (в условиях, близких к климатическим условиям Забайкалья, этот срок вполне достаточен для сушки наружных стен). При отсутствии теплопоступлений от людей и бытовых приборов и бездействии вытяжной вентиляции (двери в исследуемые помещения закрывались на ключ, а вытяжная решетка на кухне заклеивалась) можно считать, что приближенно тепловой баланс помещения, Вт (ккал/ч), будет иметь следующий вид:

$$Q_{рад} = Q_{пот} - Q_{пр} - Q_{тр}, \qquad (III.20)$$

где $Q_{рад}$ — теплота, поступившая в помещение за счет солнечной радиации; $Q_{пот}$ — потери теплоты через ограждающие конструкции (при нахождении помещения на среднем этаже через наружные стены и заполнения световых проемов); $Q_{пр}$ и $Q_{тр}$ — отдача теплоты нагревательными приборами, трубопроводами системы отопления.

Величину $t_н$ автор исследования определял как среднюю из четырех замеров в сутки, а $t_в$ — из пяти замеров. По степени суровости период испытаний был близок к средним климатическим условиям. На рис. III.11 приведены данные, позволяющие на основе балансового метода установить примерные удельные веса теп-

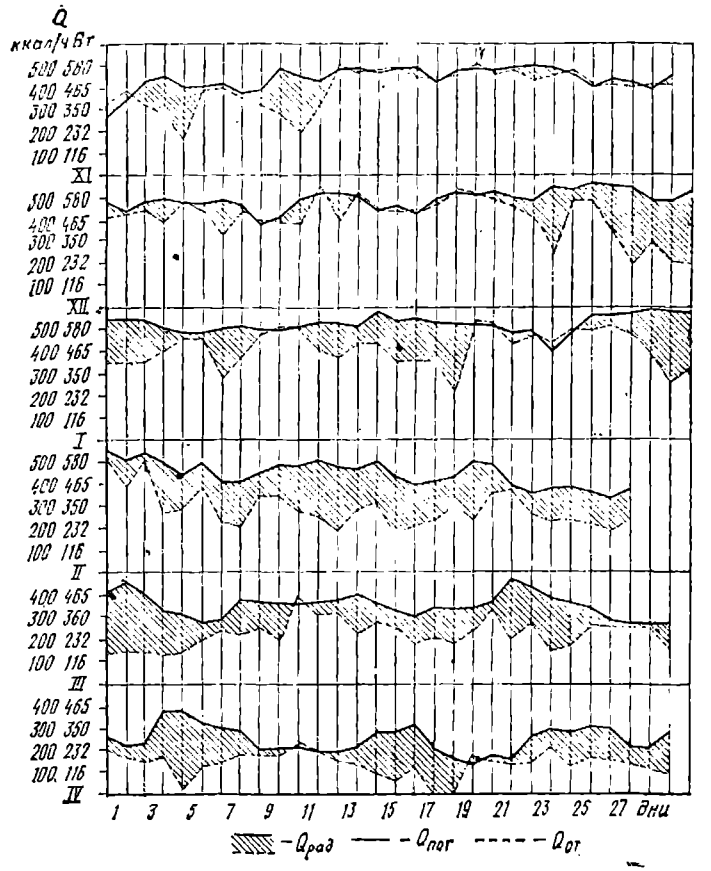


Рис. III.11. График для определения $Q_{п}$ $Q_{от}$, $Q_{рад}$

лопоступлений от системы отопления и за счет солнечной радиации. Последние в среднем за отопительный период составили около 25% всех потерь теплоты через ограждающие конструкции. Однако следует учесть, что ограждающие конструкции выходили на юго-восток, поэтому в среднем по зданию доля солнечной радиации не превысит 15%. В условиях Средней Азии и других районов, где солнечная энергия поступает в течение 2000 ч/год и более, эта доля будет больше.

Различают пассивные и активные технологии использования солнечной энергии для отопления зданий.

Пассивная технология — это возведение зданий, имеющих такие конструктивно-планировочные решения, при которых солнечная энергия воспринимается и аккумулируется самими строительными конструкциями (стенами, полами и перекрытием здания). Активная технология предусматривает наличие систем, в которых солнечная энергия нагревает теплоноситель, направляемый далее для обогрева помещений или горячего водоснабжения. Такие системы требуют бо́льших капитальных вложений и эксплуатационных затрат, чем пассивное солнечное отопление. Обычно солнечное отопление устраивают в одно- или двухэтажных одноквартирных зданиях. На рис. III.2 представлен один из весьма распространенных видов пассивного солнечного отопления с «солнечной» стеной, выходящей на юг, юго-восток или юго-запад и окрашенной в черный цвет. На некотором расстоянии от стены (с целью создания воздушной прослойки) установлен каркас с двойным остеклением, площадь его равна площади стены.

Воздух поступает в образовавшийся между стеной и остеклением воздушный канал через вытяжные кла́паны, находящиеся у пола помещения. Нагретый воздух поступает в помещения через приточные клапаны, расположенные под их потолками. Теплотехнический эффект такого устройства обусловлен постепенным повышением температуры наружной поверхности и массива стены в результате ее облучения солнцем. Это изменение температуры достигает максимума к концу светового дня. При массивных стенах (кирпич, железобетон) за это время часто прогревается большая часть толщины этих стен, что обеспечивает аккумуляцию ими значительного количества теплоты. По окончании поступления солнечной радиации вытяжные клапаны закрывают, и гравитационная циркуляция теплоносителя — воздуха прекращается.

Определим экономическую целесообразность устройства «солнечной» стены в условиях Средней Азии: длительность солнечного сияния в отопительном периоде 1000 ч/год, радиация на стены здания в среднем за этот период 150 Вт/м² [130 ккал/(м²·ч)], стоимость тепловой энергии 3,59 руб/ГДж (15 руб/Гкал), стоимость остекления 26 руб/м², затраты на его ремонт 0,03·26= 0,8 руб/(м²·год), отношение количеств теплоты, поступившей на остекление и воспринятой стеной,

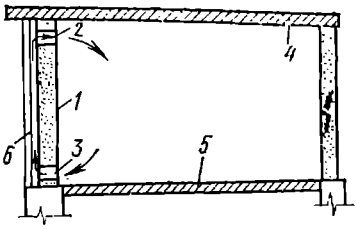


Рис. III.12. Схематический разрез одноэтажного здания с «солнечной» стеной

1 — бетонная или кирпичная стена; *2* — приточное отверстие; *3* — вытяжное отверстие; *4* — перекрытие с эффективной теплоизоляцией; *5* — бетонная плита; *6* — лучепрозрачная панель

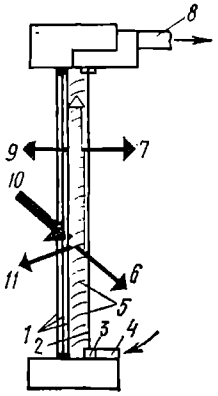


Рис. III.13. Конструкция окна, использующего тепло солнечной радиации для подогрева воздуха, поступающего из помещения

1 — пакет тройного остекления; *2* — одинарное стекло; *3* — щель в нижней части одинарного остекления; *4* — канал для поступления вытяжного воздуха в пространство остекления; *5* — внутриоконные жалюзи; *6* — проникающая радиация; *7* — теплопоступления; *8* — подача нагретого вытяжного воздуха к системе утилизации; *9* — теплопотери; *10* — солнечная радиация (100%); *11* — отраженная радиация

0,7 (здесь учитываются и потери части саккумулированной теплоты через остекленные поверхности).

$$П = 0{,}00013 \cdot 15 \cdot 1000 \cdot 0{,}7 \cdot 12{,}5 - 26 - 0{,}8 \cdot 12{,}5 = -18{,}9 \text{ руб./м}^2.$$

Следовательно, в принятых условиях устройство «солнечной» стены экономически нецелесообразно. При тех же условиях целесообразными они будут лишь при стоимости тепловой энергии 8,8/ГДж (37 руб/Гкал). Отсюда ясна и область экономически целесообразного применения зданий с «солнечной» стеной — это отдельные здания в южных районах страны, находящиеся на значительном расстоянии от железных дорог и газопроводов, в связи с чем стоимость тепловой энергии равна 9 руб/Гдж и более.

За рубежом эффективность солнечного пассивного теплоснабжения повышают путем устройства «солнечной» стены с промежуточной металлической панелью, находящейся в воздушной прослойке между стеной и лучепрозрачной панелью. Теплота солнечной радиации воспринимается металлической панелью, стеной, а также воздухом, циркулирующим в пространстве, образованном этой стеной, металлической и лучепрозрачной

панелями. Запорный клапан, соединенный с датчиком, устанавливаемым в отапливаемом помещении, позволяет автоматически регулировать количество теплоты, поступающей из устройства в помещения.

К числу устройств, «пассивно» использующих теплоту, поступающую от солнечной радиации, следует отнести и обычные заполнения световых проемов в зданиях различного назначения. Здесь дополнительный эффект может быть получен за счет совершенствования этих заполнений. Один из путей решения такой задачи при наличии систем вытяжной вентиляции с механическим побуждением был показан на рис. II.3.

Схема заполнения световых проемов в жилых и гражданских зданиях, позволяющая использовать теплоту, поступающую от солнечной радиации, представлена на рис. III.13. Такое заполнение имеет четыре слоя стекла: снаружи трехслойный стеклопакет, а с внутренней стороны — четвертое стекло с щелью в нижней части, через которую в межоконное пространство поступает воздух, удаляемый из помещения; здесь он нагревается и далее поступает в теплоутилизационную установку (см. стр. 286). В межоконном пространстве размещены жалюзи, препятствующие поступлению в помещение солнечной радиации. Практика эксплуатации таких заполнений световых проемов показала, что из 100% теплоты от солнечной радиации, в помещения поступает только 12%, а основная часть этой теплоты (55%) идет на нагрев удаляемого воздуха. Теплопотери через заполнение составляют всего 6%, отраженная радиация — 27%.

При изменении существующей практики оплаты теплоты, расходуемой на теплоснабжение жилых зданий (см. стр. 252), наибольший эффект в таком случае мог бы быть достигнут в зданиях, оборудованных системами квартирного отопления (при посемейном заселении квартир) и снабженных тепломерами. В настоящее время эти системы не только широко применяют в одно-двухэтажных зданиях поселков, но и началось их устройство в многоэтажных зданиях. В качестве примера можно привести разработанные и исследованные Ч. Б. Шалькавичюсом системы квартирного отопления и горячего водоснабжения в группе домов Вильнюса с общим количеством квартир 1130 и расчетной тепловой нагрузкой 9,5 МВт.

В этих зданиях трубопроводы перегретой воды (от ТЭЦ) проходят по подвалам, стояки с этой водой размещены в санитарно-технических шахтах, а квартирные тепловые пункты находятся в ванных комнатах. К этому пункту присоединяют теплообменник горячего водоснабжения квартиры и квартирную систему отопления. Необходимое для отопления комнат снижение температуры поступающей сетевой воды осуществляется элеватором или другими способами.

Следует отметить, что такая система и без учета использования поступающей в помещение теплоты за счет солнечной радиации имеет большую область экономически целесообразного применения. Соответствующие расчеты по указанной выше группе зданий были выполнены Ч. Б. Шалькавичюсом для трех вариантов решения (табл. III.6):

Таблица III.6. Экономическое сопоставление вариантов теплоснабжения группы многоэтажных домов в Вильнюсе

Элементы приведенных затрат	Затраты при варианте					
	1		2		3	
	тыс. руб.		тыс. руб.		тыс. руб.	
Капитальные вложения	522,47	112	508	109	466,69	100
Годовые амортизационные отчисления	41,59		41,38		36,94	
Обслуживание тепловых пунктов	1,62		2,08		6,83	
Электроэнергия, расходуемая в системах горячего водоснабжения	1,25		1,25			
Затраты в связи с потерей теплоты в сетях	13,13		12,39		9,22	
Всего эксплуатационных затрат	57,59	109	57,1	108	52,99	100
Приведенные затраты $П=1{,}26K+12{,}5C$	1382	110	1353	108	1255	100

1) четырехтрубная система теплоснабжения от ЦТП (с установкой в последнем водоподогревателей, работающих по двухступенчатой смешанной схеме) и обычными системами отопления и горячего водоснабжения (базисный вариант);

2) с квартирными системами отопления, состоящими из радиаторов, квартирных элеваторных узлов и трубопроводов и системой горячего водоснабжения такой же, как в первом варианте;

3) двухтрубная система теплоснабжения (без ЦТП) с квартирными системами отопления и горячего водоснабжения (при таком варианте в связи с отсутствием ЦТП уменьшаются суммарная длина и стоимость тепловых сетей, но из-за отсутствия централизованного горячего водоснабжения увеличиваются затраты на прокладку сетей внутреннего водопровода).

С учетом возможной экономии теплоты, достигаемой при местном регулировании теплоотдачи нагревательных приборов в таких системах, и снижения расхода воды на горячее водоснабжение при третьем варианте, экономическая эффективность последнего еще более возрастает.

Использование теплоты солнечной радиации при квартирном отоплении может осуществляться технически просто даже при отсутствии в настоящее время достаточного количества терморегуляторов автоматического действия — путем прикрытия крана на подающей квартирной магистрали, снабжающей водой нагревательные приборы, установленные в комнатах, окна которых направлены на юг, юго-восток, юго-запад, восток и запад. Чтобы не уменьшалась теплоотдача приборов в помещениях, окна которых направлены на другие стороны света (поступление теплоты солнечной радиации через эти окна весьма невелико), к указанным приборам следует монтировать самостоятельный подающий трубопровод. Тепломер должен быть установлен на общем участке обратной квартирной магистрали. В обычных системах водяного отопления многоэтажных зданий теплота солнечной радиации используется при наличии пофасадного автоматического регулирования расхода теплоты (см. стр. 244).

Активные способы использования солнечной энергии широко применяются за рубежом и внедряются в нашей стране. Институт высоких температур АН СССР предложил пять принципиальных схем таких систем, предназначенных для теплоснабжения одноквартирных жилых зданий. В четырех из них теплоносителем, который циркулирует в «солнечном» контуре системы, непосредственно воспринимающем солнечную радиацию,

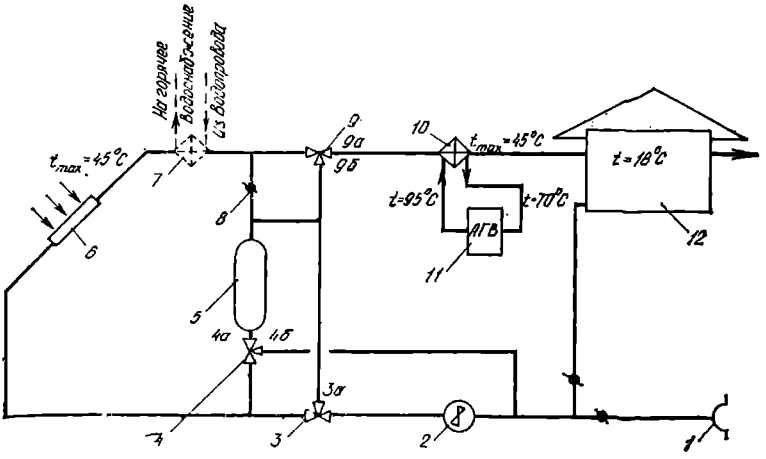


Рис. III.14. Схема системы солнечного теплоснабжения с теплоносителем-воздухом в обоих контурах

1 — воздухозаборная шахта; *2* — вентилятор; *3, 4, 8, 9* — заслонки; *5* — галечный аккумулятор; *6* — гелиотеплообменник; *7, 10* — калориферы; *11* — резервный водоподогреватель; *12* — жилые помещения

является вода. Существенный недостаток этих схем — необходимость предохранения системы от аварии при замерзании воды (слив ее в бессолнечные периоды, специальные устройства для подогрева теплоносителя в эти периоды и др.).

На рис. III.14 показана схема наиболее простой системы солнечного теплоснабжения с теплоносителем-воздухом в обоих контурах. Она состоит из воздухозаборной шахты, вентилятора, гелиотеплообменника, галечного аккумулятора, калорифера *10* для дополнительного подогрева приточного воздуха, резервного водоподогревателя и калорифера *7* для подогрева воды, расходуемой на бытовые нужды.

Работа системы регулируется с помощью заслонок. Если за счет поступления солнечной энергии обеспечивается только компенсация потерь теплоты через наружные ограждающие конструкции, то воздух через открытые заслонки *3* и *3а* поступает в гелиотеплообменник и далее через заслонки *9* и *9а* в жилые помещения, при необходимости воздух может дополнительно догреваться в калорифере *10*. Удаляется воздух через вытяжные каналы, находящиеся в кухне и санитарном узле. При таком режиме заслонки *4, 4а, 4б, 8* и *9б* закрыты.

Если количество поступающей солнечной энергии превышает текущие теплопотери здания, то открывают заслонку *8*, и часть нагретого воздуха поступает в аккумулятор *5*, а затем через открытую заслонку *4б* во всасывающий воздуховод (между шахтой и вентилятором). Избыток солнечной энергии может поступать в калорифер *7* с целью подогрева воды для бытовых нужд.

В бессолнечные периоды при заряженном аккумуляторе воздух поступает в систему через открытые заслонки *4, 4а, 8, 9, 9а* и при необходимости подогревается в калорифере *10*. После разрядки аккумулятора заслонки *3* и *9* закрывают, и воздух через заслонки *3а* и *9а* поступает в калорифер, а затем в жилые помещения здания.

При отсутствии отопительной нагрузки поступившая солнечная энергия расходуется на нагрев воды для бытовых нужд и на зарядку аккумулятора (он в данном случае обеспечивает лишь частичный подогрев этой воды). При таком режиме заслонки *3а* и *9а* закрыты, а заслонки *3, 4б* и *8* открыты.

Гелиотеплообменники размещают на плоской или односкатной (с углом наклона до 45°) кровле, а все остальное оборудование системы — в подвале (иногда их размещают в стеновых панелях, расположенных на южной, восточной и западной сторонах). Обычно применяют гелиотеплообменники типа «теплый ящик», в которых находится коллектор, служащий для нагрева воздуха (рис. III.15,*а*). Поверхность коллектора окрашивают в черный матовый цвет, благодаря чему увеличивается теплопоглощающая способность устройства и уменьшается отражение им теплоты. Для уменьшения потерь теплоты в окружающую среду под коллектором укладывают слой теплоизоляции, а сверху закрывают его двумя слоями стекла.

Более простым и дешевым является гелиотеплообменник типа «подушка» (рис. III.15,*б*), разработанный АН Туркменской ССР. Стоимость его составляет всего 8—10 руб/м², коэффициент полезного действия (отношение количества теплоты, переданной теплоносителю за световой день, к количеству теплоты, поступившей от солнца на поверхность остекления приемника) в среднем равен 0,46.

В условиях Северного Кавказа для жилого дома

Таблица III.7. Срок окупаемости дополнительных капитальных вложений

Стоимость 1 т условного топлива, руб.	Коэффициент использования топлива	Срок окупаемости, лет
40	0,7	24
	0,5	11,5
60	0,7	17
	0,5	8,2
80	0,7	12
	0,5	5,8

ния может быть достигнуто путем разработки специализированных проектов жилых домов с более целесообразными объемно-планировочными решениями и уровнем их теплозащиты.

Значительного повышения экономической эффективности можно достичь, применяя вместо гелиотеплообменников (см. рис. III.15) теплообменники нового типа, разработанные Штутгартским университетом (ФРГ) и имеющие в 2 раза более высокий КПД (рис. III.16). Солнечный свет (не только видимый, но и инфракрасные и ультрафиолетовые лучи), попадая в теплообменник, проходит через две пластины — верхнюю и нижнюю, состоящие из множества расположенных рядом и сваренных между собой капиллярных трубок из прозрачного поликарбоната. Воздух проходит через трубки от верхней к нижней стороне пластины и обратно (процесс протекает не в плоскости, а в объеме). За счет солнечной радиации стенки капилляров нагреваются и отдают свое тепло воздуху, который в зависимости от скорости его движения может нагреваться и до температуры свыше 140°С.

Однако следует отметить, что капитальные вложения в такие теплообменники значительно больше, чем в применяемые в настоящее время, поэтому целесообразность их массового применения должна быть подтверждена экономическими расчетами. Значительный эффект могут обеспечить солнечные элементы — гибкие, сворачиваемые в рулоны полотнища толщиной 6 мм, состоящие из двух профилированных слоев специальной пластмассы черного цвета. Между слоями образуются плоские каналы, по которым протекает вода. Такими полотнищами покрывают крыши зданий или газоны вблизи них.

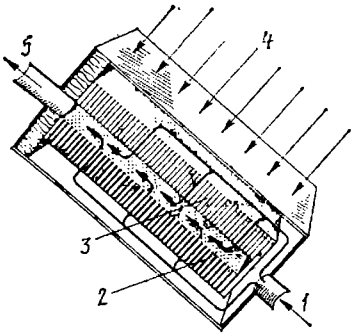


Рис. III.16. Теплообменник нового типа

1 — холодный воздух; *2* и *3* — темные и светлые капилляры; *4* — солнечные лучи; *5* — горячий воздух

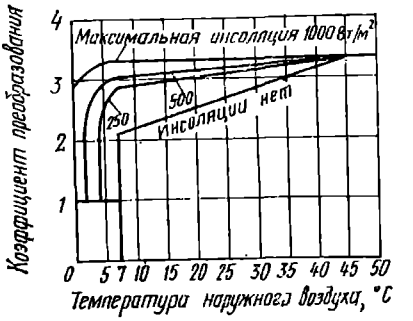


Рис. III.18. Номограмма для определения коэффициентов преобразования установки солнечного теплоснабжения с тепловым насосом

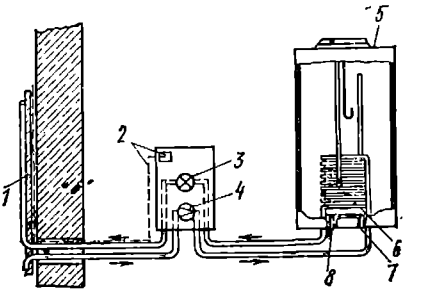


Рис. III.17. Принципиальная схема солнечного теплоснабжения тепловым насосом

1 — пустотелая панель; *2* — термометр; *3* — дроссельный клапан; *4* — компрессор; *5* — резервуар-аккумулятор; *6* — конденсатор; *7* — труба горячей воды; *8* — труба холодной воды

Из многих типов активного использования солнечной энергии для теплоснабжения зданий наиболее целесообразной в наших условиях является установка с тепловым насосом, применимая не только в односемейных жилых зданиях, но и в многоэтажных зданиях. Выпуск ее в массовом масштабе может быть налажен на заводах, выпускающих в настоящее время бытовые холодильники и кондиционеры (основные виды оборудования у них общие).

Принципиальная схема такой установки показана на рис. III.17. Она состоит из воспринимающей теплоту солнечной радиации пустотелой панели, расположенной под окном комнаты, выходящей на юг, юго-запад или юго-восток, дроссельного клапана, компрессора *4*, конденсатора и резервуара, в котором аккумулируется

теплота. Рабочим телом в этой системе является жидкость, не замерзающая при низких температурах наружного воздуха (антифриз и др.); температура жидкости замеряется термометром и соответственно регулируется работа системы.

Принцип ее работы таков: в панели *1* рабочая жидкость, находящаяся под низким давлением, испаряется, забирая скрытую теплоту парообразования из наружного воздуха. Получившийся пар поступает в компрессор *4*, где одновременно повышается и его давление, и температура, а затем поступает в конденсатор, где отдает свою теплоту воде, находящейся в баке-аккумуляторе. Нагретая вода из трубы *7* поступает в систему квартирного горячего водоснабжения. По трубе *8* в бак поступает холодная вода.

Эффективность применения такой системы определяется коэффициентом преобразования — отношением количества выработанной энергии к ее количеству, затраченному на работу двигателя компрессора. Этот коэффициент достигает максимума при расположении панели на южной стороне здания и наличии солнечной радиации. Однако система эффективно работает и при отсутствии радиации (если температура наружного воздуха не менее 7°С).

Установка обеспечивает нагрев до 200 л воды в сутки с коэффициентами преобразования, показанными на рис. III.18. Определим экономическую эффективность такой системы:

$$Эф = g\,\Delta t\, n_{сут}\, 10^{-6}\, c_т - \mu K - 12{,}5\,(P_к + P_т) - \\ - n_{сут}\, N_{ком}\, 12{,}5\, c_э, \qquad (III.21)$$

где $h_{сут}$ — число суток работы системы (считая от $t_в \leqslant 8$°С) в год; $N_{ком}$ — расход электроэнергии, кВт·ч/сут, на работу компрессора; $c_э$ — стоимость 1 кВт·ч электроэнергии, руб; g — объем воды, подогреваемой за 1сут; Δt — разность температур воды, выходящей из бака-аккумулятора и входящей в него; $c_т$ — стоимость 1 ГДж (1 Гкал) тепловой энергии.

Определим Эф для Белгорода при следующих условиях: средний срок службы системы 15 лет (принят исходя из среднего срока службы бытовых холодильников); стоимость комплекта 500 руб, годовые затраты на ремонты равны $0{,}04K = 20$ руб/год; $n_{сут} = 170$; $N_{ком}$ определяется исходя из среднего коэффициента преобразования 3; при $g = 200$ л/сут и $\Delta t = 65$°С количество рас-

ходуемой энергии равно $200 \cdot 65/860 \cdot 3 = 5$ кВт·ч/сут; $c_э = 2{,}17$ коп./(кВт·ч); $c_т = 3{,}6$ руб/ГДж $= 15$ руб./Гкал.

$$Эф = 13\,000 \cdot 70 \cdot 12{,}5 \cdot 10^{-6} \cdot 15 - 1{,}45 \cdot 500 + 0{,}04 \cdot 12{,}5 \cdot 500 + \\ + 170 \cdot 5 \cdot 12{,}5 \cdot 0{,}022 = -790 \text{ руб.}$$

Следовательно, при высокой стоимости тепловой энергии в Белгороде применение «солнечной» установки с тепловым насосом, работающей при наличии дублирующей системы горячего водоснабжения, экономически невыгодно. В связи с этим выясняется и область экономически целесообразного ее применения — это здания сезонного действия, в которых при монтаже данных систем отпадает необходимость устройства систем горячего водоснабжения с котельной (полевые станы, пионерские лагеря, садовые кооперативы, отдельно стоящие лечебно-оздоровительные и спортивные учреждения и т. п.). В этих случаях капитальные вложения резко уменьшаются, а стоимость тепловой энергии весьма высокая. Однако наличие столь крупных потребителей горячей воды требует и создания значительно более мощных установок.

Для современных жилых зданий с экономической точки зрения более перспективно применение своеобразных тепловых насосов, использующих солнечную энергию — встроенных в наружные стены аккумуляторов теплоты с термоэлектрическими элементами Пельтье. В этих аккумуляторах осуществляется выделение или поглощение теплоты при прохождении через спай разнородных проводников электрического тока (направление теплового потока изменяют, меняя направление электрического тока).

Одна из конструкций такого аккумулятора теплоты с элементом Пельтье показана на рис. III.19. Аккумулятор изготовляют из железобетона и заменяют им соответствующую часть стены. Внутри аккумулятора находятся теплопроводящие пластины, соединенные с внешним и внутренним теплообменниками элементами Пельтье. Поскольку дополнительным аккумулятором теплоты является также масса стены, с наружной ее стороны устраивают слой усиленной теплоизоляции, а с внутренней стороны изолируют теплоаккумулирующий элемент стены. Такое устройство включают в работу в период льготного тарифа на электроэнергию так, чтобы одновременно осуществлялась зарядка аккумулятора и

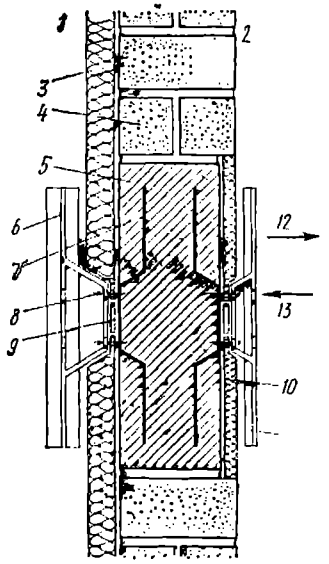


Рис. III.19. Схема аккумулятора теплоты с элемеитом Пельтье

1 — внешняя сторона; *2* — внутренняя сторона; *3* — теплоизоляция; *4* — наружная стена; *5* — теплоаккумулирующий элемент; *6* — внешний теплообменник; *7* — теплопроводящие пластины; *8* — крепежные детали; *9* — термоэлектрический элемент Пельтье; *10* — изоляция теплоаккумулирующего элемента; *11* — внутренний теплообменник; *12* — направление теплового потока при нагревании; *13* — направление теплового потока при охлаждении

работали элементы Пельтье, подавая теплоту в помещения. Работа этих элементов, установленных вблизи наружной поверхности стен, регулируется в соответствии с температурой наружного воздуха.

Преимущество такого теплового насоса — отсутствие механического изнашивающегося оборудования, поэтому срок его службы практически равен сроку службы стены (металлические элементы выполняют из сплавов алюминия). Коэффициент преобразования его зависит от температуры наружного воздуха: при $t_в = 20°C$ он равен 1,16 при $t_н = 15°C$; 1,26 при $-10°C$; 1,4 при $-5°C$; 1,63 при $0°C$; 2,1 при $+5°C$ и 2,8 при $\pm 10°C$.

В нашей стране такое устройство может быть экономически целесообразным в областях, где установлен достаточно низкий льготный тариф на электроэнергию, расходуемую в ночное время. Аналогичное устройство, устанавливаемое в заполнениях световых проемов, описано в [6].

Весьма интересен способ применения тепловых насосов, осуществленный в Швеции: в больших резервуарах-аккумуляторах теплоты (самый большой из них объемом 200 тыс. м^3 расположен в заброшенной шахте) находится вода, нагретая в течение лета с помощью «солнечных» систем и за счет отбросной теплоты промышленных предприятий. С помощью тепловых насосов температуру этой воды ($\sim 35°C$) повышают до уровня, необходимого для обогрева зданий. Многие аккумуляторы теплоты сооружены в грунте. Себестоимость

произведенного 1 кВт·ч энергии в последнем случае колеблется от 0,03 до 0,1 кроны (0,3—1 коп/(кВт·ч), что в условиях Швеции экономически весьма целесообразно.

III.4. Повышение коэффициента полезного действия котельных

Удельный вес котельных в теплоснабжении всех потребителей теплоты в нашей стране составляет около 45%. В перспективном периоде удельный вес котельных дополнительно возрастет.

Такая ситуация создалась в связи с повышением технических показателей котельных установок и, как следствие, повышением экономически целесообразной границы применения комбинированного теплоснабжения до 580—815 МВт (500—700 Гкал/ч) по сравнению с ранее установленной границей 350—465 МВт (300—400 Гкал/ч). Для промышленного теплоснабжения характерна весьма значительная потребность в паре: она составляет около 50% общей потребности промышленных предприятий в теплоте.

В перспективе существенно увеличится количество мощных котельных производительностью более 58 МВт (50 Гкал/ч): в 1980 г. их было 1186, а в 1985 г. будет 1330; соответственные суммарные мощности этих котельных равны 215 и 275 МВт (185 и 237 Гкал/ч), а суммарный расход топлива — 65 и 82 млн. т у. т. Однако более мелкие котельные все же будут иметь значительный удельный вес; в настоящее время в стране работает около 120 тыс. котельных с чугунными секционными котлами, которые обеспечивают до 40% потребности жилищно-коммунального хозяйства в теплоте. Значительно увеличится число котельных в сельских местностях в связи с осуществлением «Продовольственной программы СССР на период до 1990 года», предусматривающей улучшение социально-бытовых условий жизни на селе. Одним из этих условий является применение таких систем теплоснабжения, при которых резко уменьшились бы затраты труда жильцов на их обслуживание и обеспечивался бы более высокий уровень теплового комфорта в помещениях.

Увеличение мощности котельных экономически целесообразно, так как при наличии достаточного числа по-

требителей тепловой энергии увеличение единичной мощности и числа котлоагрегатов приводит к снижению себестоимости продукции и штатного коэффициента. Однако результат может быть иным, если котельные в течение длительного периода работают с низким коэффициентом использования установленной тепловой мощности — явление, характерное для новых городов и поселков, при строительстве которых тепловая нагрузка сначала весьма незначительна, а мощные котельные выходят на условия нормальной эксплуатации лишь через ряд лет. При таких условиях работы удельно (в рублях на единицу выработанной теплоты) возрастают многие слагаемые себестоимости тепловой энергии: амортизационные отчисления, затраты на электроэнергию, заработная плата обслуживающего персонала и др.

На рис. III.20 приведены зависимости удельных затрат на заработную плату и электроэнергию в котельных с тремя типами котлов (ДКВР-6,5, ДКВР-10, ПТВМ-50) от степени использования установленной в них тепловой мощности (данные по дирекциям районных и квартальных котельных Москвы, Подмосковья, Ленинграда, Украины и Латвии). Степень экономической эффективности строительства мощных котельных зависит от темпов возведения города: чем эти темпы выше, тем скорее котельные выйдут на условия нормальной эксплуатации.

Расчеты показали, что в новых городах в связи с этим более целесообразно возводить газифицированные и диспетчеризованные групповые котельные, так как они обеспечивают наименьшие приведенные затраты за срок их службы при наличии сравнительно невысокого штатного коэффициента. Число таких котельных в Советском Союзе непрерывно растет. В созданных МЖКХ РСФСР специализированных предприятиях объединенных котельных и тепловых сетей объединено около 5000 котельных, в которых число чугунных котлов составляет более 85% общего их числа. В 1980 г. было изготовлено таких котлов 5300 тыс. укм, в перспективе выпуск чугунных котлов значительно увеличится.

Технико-экономические показатели универсальных чугунных котлов (при работе на твердом или жидком топливе) за последние 20 лет значительно улучшились: единичная их мощность увеличилась с 0,35 до 0,76 МВт

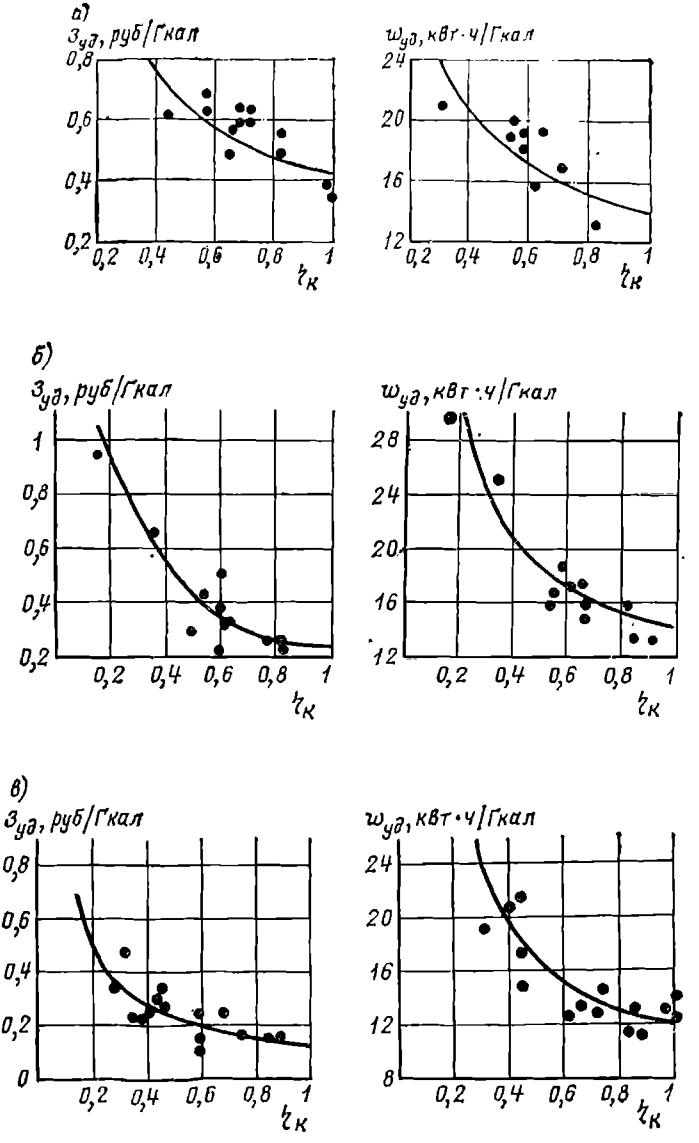


Рис. III.20. Зависимость удельных затрат на заработную плату $З_{уд}$ и электроэнергию $\omega_{уд}$ от степени использования установленной мощности котельных $\eta_к$ с котлами ДКВР-6,5 (*а*), ДКВР-10 (*б*) и ПТВМ-50 (*в*)

(с 0,3 до 0,65 Гкал/ч), а удельный расход металла снизился с 8,2 до 4,1 т/МВт (с 9,5 до 4,8 т·ч/Гкал). Однако серьезнейшим недостатком универсальных отопительных котлов является сравнительно низкий их эксплуатационный КПД: при работе на рядовом угле — 0,55—0,6, а при сжигании газа — 0,75—0,78. КПД котлов в групповых котельных можно повысить путем совершенствования конструкций котлоагрегатов, уменьшения температуры уходящих газов, выбора рационального топочного режима, автоматизации и диспетчеризации работы котельных.

Основным путем повышения КПД отопительных котельных является выпуск котлоагрегатов, имеющих более совершенную по эффективности сжигания в них топлива конструкцию. Таким котлоагрегатом специализированного типа, работающим на жидком и газообразном топливе, является «Факел», выпускаемый Минским заводом отопительного оборудования и предназначенный для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения гражданских зданий. При сжигании газа его мощность равна 1 МВт, а КПД — 0,9; при применении легкого жидкого топлива — соответственно 0,78 и 0,87.

Определим экономическую эффективность такого мощного специализированного котлоагрегата по сравнению с агрегатом универсального типа «Универсал-5М», имеющего КПД при сжигании газа 0,84. При одинаковой мощности агрегатов капитальные вложения в «Факел» составят при сжигании газа (с учетом стоимости площади котельной, занимаемой агрегатами) 6450 руб., а в «Универсал-5 м» — 4300 руб. При длительности отопительного периода 210 сут и средней в этом периоде нагрузке, равной 0,5 расчетной величины, количество израсходованного газа составит при «Факеле» 297 тыс. м³, а при «Универсале-5 м» — 319 тыс. м³. При стоимости газа 28 руб/1000 м³ экономия на топливе при первом варианте составит (319—297) 28=616 руб/год. Принимая прочие эксплуатационные затраты при обоих вариантах равными, определим, что дополнительные капитальные вложения при первом варианте окупятся за счет экономии топлива примерно за (6450—4300):616=3,5 года. Из приведенного примера можно сделать вывод о высокой экономической эффективности совершенствования конструкций котлоагрегатов.

С экономической точки зрения целесообразно пре-

кратить выпуск некоторых типов котлов, работающих на каменном угле с пониженным КПД. Так, по данным НИИ санитарной техники МПСМ СССР, котлы «Универсал-5м» и «Универсал-6м» при номинальной мощности и этом топливе имеют КПД 0,67, а при максимальной мощности — 0,62. В таких же условиях котлы «Энергия-3» имеют КПД соответственно 0,73 и 0,69. Сравнительно небольшое увеличение капитальных вложений при последнем варианте окупится за счет экономии угля всего за 2,5—3 года. Значительно повышает КПД котлоагрегатов механизация и автоматизация рабочих процессов. Так, в настоящее время изготовляется новый автоматизированный, предназначенный для работы только на природном газе котлоагрегат «Братск-1Г», имеющий следующие преимущества по сравнению с выпускаемыми универсальными котлами:

1) высокий КПД при всех режимах работы агрегата (0,9—0,915);

2) высокий теплосъем благодаря резкой интенсификации конвективного теплообмена и усовершенствованному конструктивному решению тепловоспринимающих поверхностей агрегата; в результате значительно снижаются габариты генератора теплоты («Братск-1Г» при мощности 1 МВт имеет габариты 3,22×1,25×2,3 м);

3) компактность, малая металлоемкость, полная заводская готовность и простота монтажа (для установки агрегата не требуется специального фундамента или постамента).

Эксплуатация на угле универсальных котлов с ручным обслуживанием обеспечивает их КПД в среднем около 0,5 (по обследованиям, выполненным НИИ санитарной техники, ЦНИИЭП инженерного оборудования, ГПИ Сантехпроект и др.). Кроме того, эксплуатация таких котлов требует значительных затрат труда в тяжелых условиях. Анализ работы кочегаров показал, что 45% рабочего времени расходуется на забрасывание и шуровку угля, подрезание шлака и чистку топки; 35% на подачу топлива, находящегося в вагонетках; 15% на шлакозолоудаление, а наблюдение за работой котлов занимает всего 5% рабочего времени.

Эффективность сжигания угля главным образом повышают путем комплексной механизации топочного процесса. Наибольший эффект (по данным НИИ санитарной техники и ЦНИИЭП инженерного оборудования) обе-

спечивается при механической топке с шурующей планкой, достаточно простой и надежной в эксплуатации, которая позволяет механизировать подачу топлива на колосниковую решетку, его передвижение по площади решетки, шуровку горящего слоя и удаление образовавшихся шлаков.

Испытания котлов с такой топкой показали, что их эксплуатационный КПД повышается на 15—25% за счет уменьшения потерь теплоты с уходящими газами (бо́льших при зарастании конвективных поверхностей нагрева универсальных котлов сажей и уносом, а также при повышенном избытке воздуха, поступающего в топку) и в результате химического и механического недожога топлива.

КПД механизированного котлоагрегата «Братск-1», снабженного такой топкой, достигает 87%, что позволяет окупить дополнительные капитальные вложения (котлоагрегат дороже универсального котла той же мощности) всего за 3—4 года (в зависимости от мощности котельной и длительности работы в течение года).

Существенное значение для повышения КПД котлов имеет их газоплотность, с увеличением которой одновременно повышается и длительность работы котлов (переток горячих газов из топки в конвективные газоходы через зазоры между секциями чрезмерно нагревает металл). Как показали исследования, при допускаемой по ГОСТу ширине зазора до 2 мм коэффициент избытка воздуха достигает 1,5—1,7 вместо рекомендуемого 1,2 и соответственно увеличиваются потери теплоты с уходящими газами и снижается КПД котлов. Уплотнение зазоров асбестовым шнуром не обеспечивает необходимой газоплотности. Рекомендуется использовать разработанную НИИ сантехники термостойкую герметизирующую мастику «Виксисант», изготовляемую на основе кремнийорганических эластомеров с термостабилизирующими добавками и наполнителями и низкомолекулярного каучука. Эту мастику наносят из труб на поверхность стыкующихся ребер секций.

В настоящее время за рубежом широкое распространение получают чугунные котлы, работающие под наддувом. Достоинства таких котлов — постоянство коэффициента избытка воздуха и, следовательно, высокий КПД, высокий теплосъем с поверхности нагрева. Такие котлы разрабатываются и в нашей стране. Их работа

тенсивность теплообмена между газами и слоем насадки из керамических колец, большая площадь поверхности теплообмена в единице объема и резкое повышение коэффициента полезного действия котельных установок (на 10—15%).

Однако экономайзерам ЭК-БМ присущи и значительные недостатки: большие габариты блока (при мощности 1,22 МВт его длина 2,44, ширина 2 и высота 5 м; большая общая масса — 5 т в том числе масса металлических частей 2,2 т); невозможность использования для подъема нагретой воды к потребителям давления, создаваемого в городской водопроводной сети (из-за разрыва струи воды внутри экономайзера); непригодность экономайзеров для бытового горячего водоснабжения, так как содержащиеся в отходящих газах канцерогенные вещества, окислы азота и углерода при контактном нагреве переходят в воду.

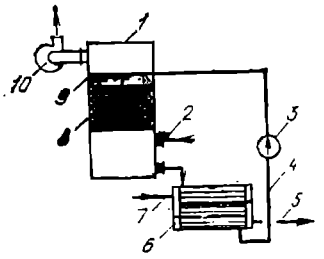


Рис. III.21 Схема двухконтурного контактного экономайзера

1 — экономайзер; *2* — газопровод для газов из сборного борова; *3* — насос; *4* — трубопровод подающей воды; *5* — трубопровод к баку — аккумулятору системы горячего водоснабжения; *6* — теплообменник; *7* — водопроводная труба; *8* — насадка экономайзера; *9* — водораспределитель; *10* — вентилятор-дымосос

Указанные недостатки исключены в двухконтурном контактном экономайзере (рис. III.21), разработанном Т. П. Калашниковой во Фрунзенском политехническом институте. В первом его контуре происходит контактный нагрев воды отходящими газами, во втором контуре нагретая вода передает свою теплоту в поверхностном теплообменнике воде, расходуемой на бытовые нужды. Газы из сборного борова котельной поступают в контактный экономайзер и, отдав свою теплоту с температурой около 30°С, удаляются дымососом в дымовую трубу. Вода поступает в экономайзер через водораспределитель, основной нагрев воды происходит в насадке, состоящей из керамических колец. Нагретая до температуры 65°С вода затем поступает в теплообменник, где отдает свою теплоту водопроводной воде и насосом подается в водораспределитель, а нагретая примерно до 55°С водопроводная вода сливается в бак-

аккумулятор системы горячего водоснабжения. Однако сроки службы теплообменника и насоса невелики из-за наличия в воде первого контура большого и непрерывно увеличивающегося количества свободной углекислоты и кислорода. В связи с этим устанавливают кислотоупорные канализационные насосы и применяют пластмассовые трубы и теплообменники.

Коэффициент теплопередачи теплообменника k, Вт/(м²·К), рекомендуется определять по формуле

$$k = 518 + 14{,}5\ (t_{гор} - 80) - 14{,}3\ (t_{хол} - 46) + 166\ (w_{тр} - 0{,}8) + \\ + 2710\ (w_{м.тр} - 0{,}06) - 1{,}1\ (t_{гор} - 80)\ (t_{хол} - 46) - \\ - 2820\ (w_{м.тр} - 0{,}06)\ (w_{тр} - 0{,}8), \qquad (III.24)$$

где $t_{хол}$, $t_{гор}$ — температура воды первого контура на входе и выходе из теплообменника, °С; $w_{тр}$ и $w_{м.тр}$ — скорость воды, м/с, проходящей по трубам и в междутрубном пространстве.

Теплопроизводительность такого экономайзера для котельной с шестью котлами «Минск-1» теплопроизводительностью по 0,93 МВт (0,8 Гкал/ч) каждый была определена в 1 МВт (0,86 Гкал/ч), что позволило отказаться от установки в котельной одного котла (КПД котлов повысился на 18%). При перспективных затратах на топливо, равных 45 руб/т у. т., срок окупаемости капитальных вложений не превышает 2 года.

Экономическая эффективность применения такого экономайзера в значительной степени зависит от плотности орошения его насадки водой, скорости газов в нем и принятой высоты насадки. При увеличении скорости газов снижается стоимость экономайзера и повышается уровень использования их теплоты, но возрастают затраты на электроэнергию. Одновременно повышаются эти затраты и уровень при увеличении плотности орошения или высоты насадки.

На рис. III.22 показаны экспериментальные зависимости гидравлического сопротивления беспорядочно загруженной в экономайзер насадки из керамических колец 25×25 мм (часто применяемой при теплообменных процессах) и латунной стружки от скорости газа и плотности орошения насадки. Как видим, при увеличении плотности орошения сопротивление возрастает, причем приращение его особенно велико при малых плотностях. Если скорости газов малы, то величины сопротивлений (в принятых на рисунке логарифмических координатах) находятся на прямой линии. Однако

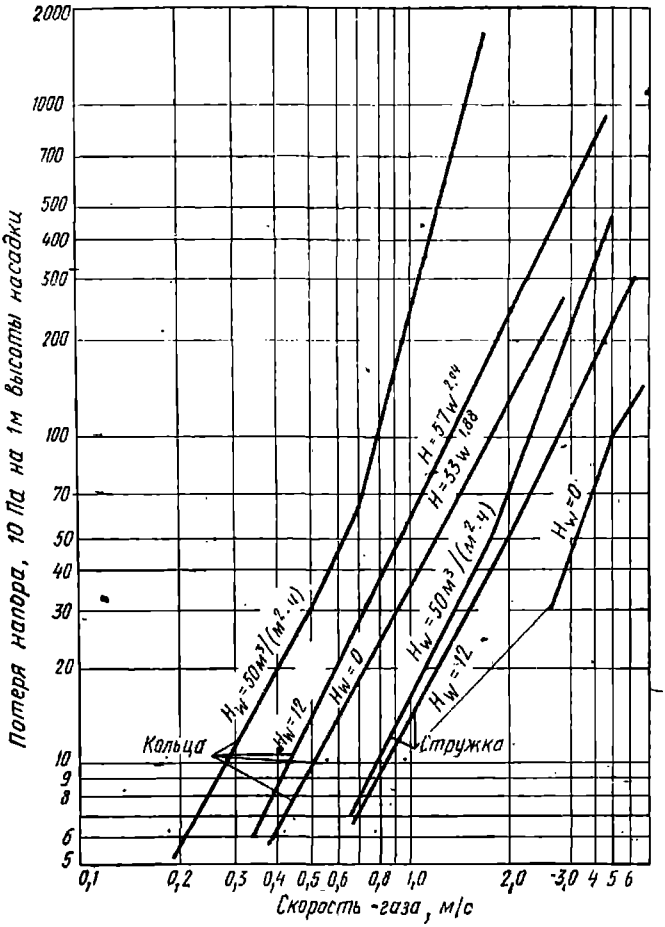


Рис. III.22. Зависимости гидравлического сопротивления насадок экономайзеров от скорости газа (считая по пустому сечению скруббера) и плотности орошения

при увеличении скорости газов эта прямая отклоняется влево, и сопротивление становится приблизительно пропорциональным квадрату скорости газа. При дальнейшем повышении скорости происходит второй перегиб прямой, а затем прямая делается почти перпендикулярной оси абсцисс — наступает неустойчивый режим работы экономайзера с выбросом воды вместе с газом.

Очевидно, что имеются какие-то сочетания величин перечисленных параметров, при которых приведенные затраты на установку были бы минимальными. Сложность нахождения такого оптимального сочетания значительно уменьшается, если предварительно будет найден интервал высокой тепловой эффективности насадок, являющийся частным от деления объемного коэффициента теплопередачи k_V, Вт/(м³·К) [ккал/(ч·м³·°С], на мощность N, затрачиваемую на преодоление сопротивления насадки. Сначала определяют коэффициент ее теплопередачи $k_н$ по формуле Н. М. Жаворонкова:

$$k_н = 7{,}1\, w^{0{,}7}\, g^{0{,}7} \qquad \text{(III.25)}$$

где $k_н$ — коэффициент теплопередачи насадки, Вт/(м²·К) [ккал/ч××м²·°С)] w — скорость газов в экономайзере, м/с; q — плотность орошения насадки, м³/(м²·ч).

Объемный коэффициент теплопередачи k_v является произведением $k_н$ на площадь поверхности 1 м³ насадки (для колец 25×25 мм эта площадь составляет $\approx$205 м²).

Требуемую мощность определяют по общеизвестным формулам. На рис. III.23 приведены величины k_v/N при различных плотностях орошения насадки 25×25 мм и скоростях газа. Как видно из рисунка, при такой насадке средние скорости газов в экономайзере не должны превышать 1—1,2 м/с, а плотности орошения — 5—10 м³/(м²·ч). При таких условиях можно достаточно экономично вести процесс теплопередачи и избежать установки чрезмерно громоздкого и дорогого экономайзерного корпуса. Выбор в этом сравнительно небольшом диапазоне экономически наиболее целесообразного варианта производят по формуле (III.23).

Однако экономическую эффективность экономайзерной установки можно также повысить путем применения иных видов насадки, сочетающих большую площадь поверхности теплообмена с более аэрогидродинамически обтекаемой формой. Выбор той или иной насадки определяется экономическим расчетом.

Экономически весьма эффективную схему применения в котельных контактных теплообменников разработал НИИ санитарной техники и оборудования зданий (Киев). Наличие в таких котельных не только контактных экономайзеров, но и контактных воздухоподогревателей позволяет одновременно уменьшить расход

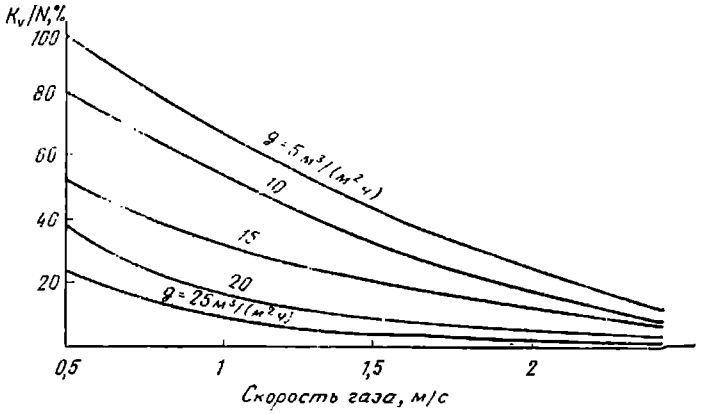


Рис. III.23. Величины k_v/N при различных скоростях газа (считая по пустому сечению) и плотностях орошения

топлива и отказаться от применения химводоочистки для подпитки системы теплоснабжения. Такой результат достигается благодаря тому, что происходящий в контактном экономайзере *2* (рис. III.24) процесс образования конденсата (из содержащихся в газах водяных паров) усиливается за счет увлажнения воздуха, поступающего в контактный воздухоподогреватель *10*. Применение такой схемы в объединенной котельной энерготехнологического комплекса Челябинского завода оргстекла (два котла КВ-ГМ-50 и один котел ГМ-50) показало, что при нагреве поступающего в котлы *1* воздуха может быть получено столько конденсата, что котельная будет эксплуатироваться без химводоочистки (при возврате из системы теплоснабжения более 66% конденсата). Дополнительным эффектом является сниженный в несколько раз выброс (из дымовой трубы в атмосферу) окислов азота.

Нагретая в экономайзере *2* вода стекает в декарбонизатор *4* и далее с помощью насоса направляется в промежуточный теплообменник *7* и теплообменник системы горячего водоснабжения *5*, а затем возвращается в экономайзер *2*. Часть этой воды подается в бак *6*, откуда она затем перекачивается в деаэратор *3* и далее ею подпитывают систему теплоснабжения *9*.

Вода, циркулирующая в воздухоподогревателе *10*, смешивается с водопроводной водой, часть которой

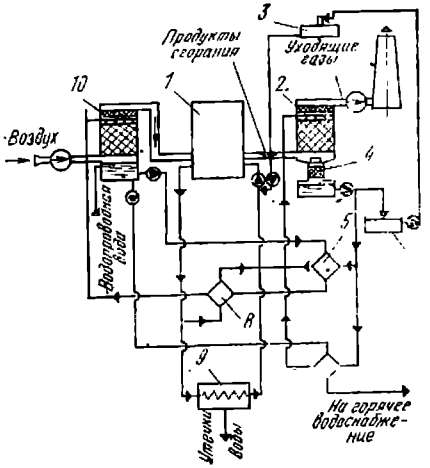


Рис. III.24. Схема котельной без водоумягчительной установки

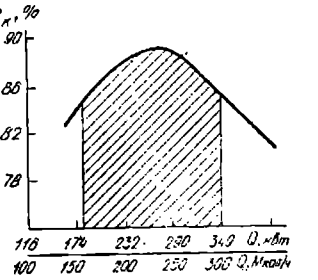


Рис. III.25. Зависимость КПД котла «Универсал» с горелками ГКС-10 от тепловой нагрузки

возмещает ее потери за счет испарения в воздухоподогревателе, а ее остаток удаляется в канализацию, унося с собой содержащиеся в воде соли. В теплообменнике *8* вода, поступившая из подогревателя *10*, проходит через теплообменники *5* и *8*, нагревается и вновь поступает в этот подогреватель.

Эксплуатация такой котельной установки на Челябинском заводе оргстекла позволила снизить себестоимость вырабатываемой тепловой энергии на 15% и удельные капитальные вложения на 10% по сравнению с теми же экономическими показателями для обычной котельной такой же мощности.

Существенное повышение КПД групповых котельных достигается при разработке (в процессе их проектирования) рационального эксплуатационного режима работы котлов; при таком режиме КПД котлов при любой нагрузке на котельную должен быть близок к максимально возможному при данном типе котлов и виде топлива.

Известно, что с увеличением теплопроизводительности котла удельные потери в окружающую среду q_5 уменьшаются, а удельные потери с уходящими газами q_2, химическим q_3 и механическим q_4 недожогом увеличиваются. Сначала снижение потерь q_5 больше увеличения потерь $q_2+q_3+q_4$ и КПД котла возрастает,

но затем потери $q_2+q_3+q_4$ растут скорее, чем снижается q_5, и КПД начинает уменьшаться.

Зная зависимость КПД котлов от их тепловой нагрузки, можно установить и рациональный режим их работы (рис. III.25).

По данным АКХ, наиболее экономична работа котлов Кч-3 и Кч-2, оборудованных форкамерными или инжекционными горелками для сжигания газа, при КПД не менее 85%, а при сжигании мазута — не ниже 82% для котлов Кч-2 и 85% для котлов Кч-3. С учетом этого условия составляют график работы каждого котла при следующих основных предпосылках: 1) число работающих котлов в течение всего отопительного периода должно обеспечивать их работу с КПД не менее минимально допустимого; 2) в первую очередь пускаются в действие котлы с наибольшим КПД.

Исходя из этих условий и с учетом зависимостей на рис. III. 25 можно составить график работы четырех находящихся в одной котельной котлов «Универсал-5» с теплопроизводительностью 1,58 МВт (1,36 Гкал/ч). Один котел должен работать при нагрузке котельной до 0,35 (0,3); два котла — в интервале нагрузок от 0,35 до 0,62 (от 0,3 до 0,53), три котла — от 0,62 до 0,87 (от 0,53 до 0,75) и четыре котла — при нагрузке более 0,87 МВт (0,75 Гкал/ч). Очевидно, что при расчетной теплопроизводительности котельной котлы будут работать менее экономично; этот небольшой период времени наступит тогда, когда нагрузка превысит $0{,}36 \cdot 4 = 1{,}44$ МВт (1,24 Гкал/ч). При расчетных температурах наружного воздуха — 32°С и внутреннего воздуха 18°С один котел должен работать при температуре наружного воздуха выше 5°С, два котла — в интервале от 5 до —2°С, три котла — в интервале от —2 до —10°С и четыре котла — при температуре ниже —10°С. Еще больший эффект будет получен, если помимо этих расчетов будут определены температуры воды, выходящей из каждого котла при разных $t'_н$.

Аналогичные графики должны быть составлены и для котельных с более крупными котлами. Во всех случаях наличие таких графиков в составе проектов соответствующих котельных позволит сэкономить значительное количество топлива без дополнительных капитальных вложений.

Практика показала, что при ручном регулировании теплопроизводительности котлов их КПД значительно меньше расчетного. При использовании автоматически действующих регуляторов КПД газифицированных котлов значительно повышается. При этом теплопроизводительность котельной регулируется путем поддержания температуры воды, выходящей из котлов, в соответствии с расчетным отопительным графиком. Одновременно путем изменения количества воздуха, подаваемого в зону горения (при отрегулированном расходе газа), обеспечивается качественное его сжигание.

Повышение КПД котельных установок достигается также при диспетчеризации их работы и наличии в газифицированных котельных приборов автоматического регулирования горения газа. По данным Ленинградского научно-исследовательского института АКХ, при использовании таких приборов расход газа снижается на 7% расчетной его величины при регулировании процесса горения вручную. Диспетчеризация работы котельных обеспечивает дополнительную экономию теплоты, так как она позволяет своевременно обнаружить и устранить все нарушения процесса горения. Одновременно решается и вторая, весьма важная задача — уменьшение числа рабочих, обслуживающих котельные; во многих случаях это достигается за счет вывода всего эксплуатационного персонала из котельных и периодического обслуживания их слесарями, находящимися в штате диспетчерского пункта.

Так, в ряде городов страны осуществлена, в частности, диспетчеризация работы групповых котельных, организованная по одно- или двухступенчатой схеме. При первой схеме все котельные присоединяют непосредственно к центральному диспетчерскому пункту, при второй схеме центральный пункт связан с местными диспетчерскими пунктами, получающими сигналы о работе каждой котельной, присоединенной к данному пункту. Одноступенчатая схема более проста, но требует самостоятельных линий связи для каждой подключенной котельной. При двухступенчатой схеме стоимость этих линий меньше, но увеличиваются затраты на устройство диспетчерских пунктов.

Экономическую целесообразность диспетчеризации работы котельных определяют путем сопоставления при-

С учетом различного числа слесарей, обслуживающих систему в отопительный и летний периоды, формула (III.28) примет вид:

$$З_д = 12\,З'_{дисп}\,n_{дисп} + \frac{n_{от}}{30}\,З'_{раб}\,n^{зим}_{раб} + \frac{365 - n_{от}}{30}\,З'_{раб}\,n^{летн}_{раб}, \quad (III.28а)$$

где $З'_{дисп}$, $З'_{раб}$ — заработная плата одного диспетчера с начислениями (110 руб/мес) и одного слесаря (130 руб/мес); $\frac{365-n_{от}}{30}$ — длительность периода, в течение которого система отопления не работает, мес/год; $n_{дисп}$ — число диспетчеров — 4 чел. (по одному в смену); $n^{зим}_{раб}$, $n^{летн}_{раб}$ — число слесарей, обслуживающих систему диспетчеризации в отопительный и летний периоды.

Неизвестной в этой формуле являлась численность слесарей $n^{зим}_{раб}$ и $n^{летн}_{раб}$. С целью выявления этих неизвестных величин Т. П. Калашниковой сначала были определены фактические затраты труда рабочих, обслуживающих диспетчеризованные котельные, а затем выявлена зависимость необходимого числа рабочих от количества присоединенных к диспетчерскому пункту котельных. Исследования проводились в 49 котельных г. Луцка (УССР). Собранные статистические данные по отказам системы были разбиты на пять групп: 1) отказы насосов, вентиляторов, дымососов, неисправности трубопроводов; 2) отказы, вызванные прекращением подачи газа, воды или электроэнергии; 3) отказы, вызванные выходом из строя отопительных котлов; 4) отказы в системе автоматики котельных и линиях связи; 5) отказы, вызванные неполадками в электроосвещении котельных.

Отказы по отдельным группам соответственно составили 36,3; 6,5; 10,4; 30,2 и 16,6%, а длительность ликвидации одного отказа равнялась 93, 129, 82, 65 и 72 мин. Задача заключалась в определении числа рабочих, круглосуточно обслуживающих какое-то количество котельных $n_{кот}$, с указанными пяти группами устройств, каждое из которых может в случайные моменты времени отказать. При этом принималось, что профилактический осмотр котельных осуществляется этими же рабочими в свободное от устранения неисправностей время (осмотр котельной производят двое рабочих за 1,5 ч).

При определении числа рабочих, обслуживающих систему диспетчеризации работы котельных, учитывалась максимально допустимая длительность устранения неисправностей, которая принималась исходя из требова-

ния незначительного снижения температуры воздуха внутри жилых помещений при аварии котельной. Продолжительность устранения неисправностей была принята равной 6 ч.

Количество рабочих, согласно расчету, базировавшемуся на основных положениях теории массового обслуживания, составило:

Число котельных	1—30	31—90	91—120
Количество рабочих:			
в смену	2	4	6
в сутки	8	16	24

При таком числе обслуживающего персонала вероятность того, что неисправность не будет устранена в течение 6 ч, весьма небольшая.

Следующий этап расчетов — сопоставление приведенных затрат на обычные и диспетчеризованные котельные и определение того минимального их количества, при котором диспетчеризация будет экономически целесообразной. Учитывая, что конечный результат расчетов зависит от многих факторов (приходящейся на одну котельную длины линий связи, климатических условий, плотности и этажности застройки, стоимости газа и др.), минимально целесообразное число котельных оказалось неодинаковым. В большинстве случаев диспетчеризация уже выгодна при пяти-шести групповых котельных (при расстоянии между ними до 0,6 км).

Экономический эффект диспетчеризации работы котельных повышается в том случае, когда она является одним из элементов объединенной диспетчерской службы микрорайона, осуществляющей контроль и управление работой всего инженерного оборудования зданий, обслуживаемых дирекцией эксплуатации жилых зданий (ДЭЗ): лифтов, ЦТП, тепловых узлов, котельных, насосов водоснабжения и теплоснабжения, вводов электроснабжения и др. Системы объединенной диспетчерской службы (ОДС) позволяют резко сократить численность персонала, обслуживающего это оборудование (рис. III.26).

Одним из основных вопросов, решаемых при проектировании такой службы, является определение экономически целесообразного радиуса обслуживания ею новых или существующих жилых массивов исходя из условия $П \rightarrow$ минимум.

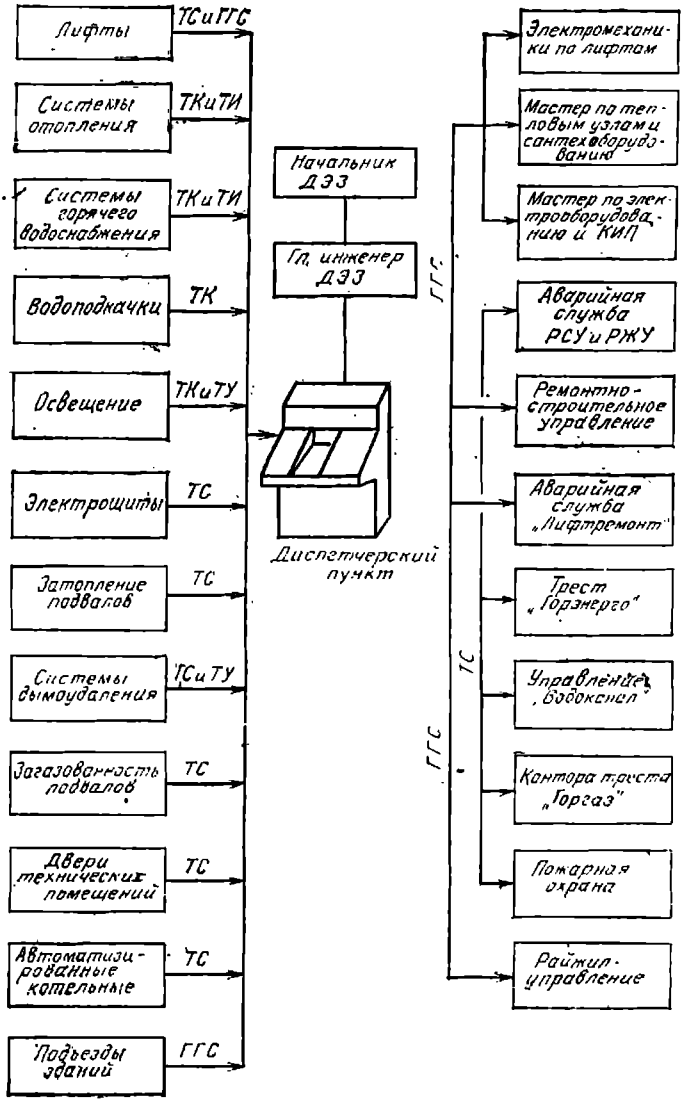


Рис. III.26. Структурная схема организации ОДС

ТС — телесигнализация; *ГГС* — громкоговорящая связь; *ТК* — телеконтроль; *ТИ* — телеизмерение; *ТУ* — телеуправление

Таблица III.8. Зависимость $R_{опт}$ от этажности зданий и плотности застройки в типовых микрорайонах (м² площади/га)

Плотность застройки	Величины $R_{опт}$ при числе этажей зданий				
	5	9	12	14	16
1000	1050	1180	1300	1340	1490
2000	820	920	1020	1060	1190
3000	700	800	880	940	990
4000	650	710	780	840	940
5000	590	680	730	770	890
6000	540	630	680	740	830
7000	520	600	660	700	800
8000	510	580	650	660	760
9000	490	560	620	630	730
10000	470	540	590	610	700
11000	450	520	560	600	670
12000	440	500	540	580	650
13000	430	490	520	560	630

на 1 м² территории; R — радиус обслуживания, м (табл. III.8); $\alpha_л$ — количество лифтов на 1 м² территории; $\alpha_к$ — количество квартир на 1 м² территории.

Расчеты показали, что при обслуживаемой ОДС территории, имеющей форму эллипса, величины $R_{опт}$ незначительно отличаются от приведенных в табл. III.8. Площади проектируемых микрорайонов, как правило, не совпадают с площадями, приведенными в этой таблице; поэтому экономически допустимыми можно считать величины R, находящиеся в интервале 0,7 $R_{опт}$ — 1,35 $R_{опт}$.

Значительное снижение КПД производственно-отопительных котельных наблюдается из-за резких колебаний нагрузок, больших по величине и непродолжительных по времени (в тех случаях, когда тепловые нагрузки на технологические нужды значительно превышают отопительно-вентиляционные и они неравномерны). В связи с переменным расходом теплоты изменяется режим работы топки, которая в силу своей инерционности не сразу приспосабливается к изменившейся нагрузке, и котел работает в условиях неустановившегося состояния; при этом КПД вертикально-водотрубных котлов снижается на 4—8%.

Применение тепловых аккумуляторов обеспечивает работу котлов с постоянной нагрузкой при высоком

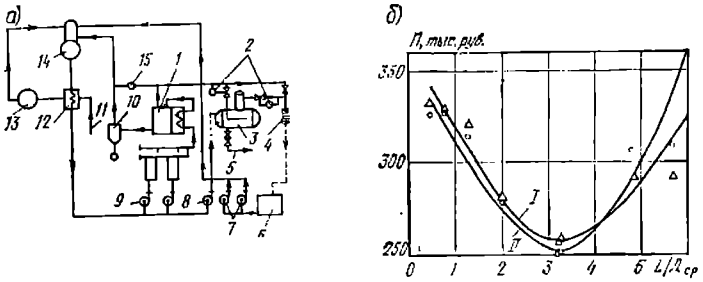


Рис. III.27. Схема включения аккумулятора в систему теплоснабжения при потреблении на объекте пара одного и того же давления (а) и зависимость приведенных затрат П от отношения $L/Д_{ср}$ (б) для котельной с четырьмя котлами (*I*) и котельной с тремя котлами и аккумулятором (*II*)

1 — котлоагрегат; *2* — регуляторы автоматического действия; *3* — аккумулятор; *4* — потребители пара; *5* — дренажный трубопровод; *6* — конденсационный бак; *7* — конденсатные насосы; *8* — насос для предварительного наполнения аккумулятора водой; *9* — питательный насос; *10* — сепаратор непрерывной продувки; *11* — городской водопровод; *12* — теплообменник; *13* — химводоподготовка; *14* — деаэратор; *15* — редуктор

КПД в тех случаях, когда колебания ее у потребителей весьма значительны. Кроме того, аккумуляторы воспринимают часть пиковой нагрузки, что часто позволяет уменьшить число устанавливаемых котлов или их единичную мощность.

При наличии в производственно-отопительной котельной паровых котлов целесообразно применять пароводяные аккумуляторы переменного давления. При понижении в них давления вода перегреется и частично превратится в пар, дополнительно поступающий потребителям. При снижении нагрузки часть вырабатываемого пара поступает в аккумуляторы, где он конденсируется, повышая энтальпию воды, находящейся в аккумуляторах (рис. III.27,а).

Подобные аккумуляторы широко применяются за рубежом. Целесообразность их установки определяют экономическим расчетом, в котором учитывают повышение КПД котельной в среднем на 10%. Область экономически целесообразного применения аккумуляторов зависит от отношения аккумулирующей их способности L, т пара, к средней нагрузке котельной $Д_{ср}$, т/ч. По данным Ю. Л. Гусева и И. И. Павлова, эта область имеет место при $L/Д_{ср}$ до 4,2 при сопоставлении приведенных затрат на котельную с четырьмя газифицированными кот-

лами ДКВР-10 (кривая *1* на рис. III.27,*б*) и котельной с тремя такими же котлами и аккумулятором (кривая *II*).

Наибольший эффект от применения аккумуляторов достигается в котельных, работающих на твердом топливе, так как в таких случаях из-за высокой тепловой инерции топки и слоя топлива вывод котлов на режим работы с высоким КПД (после пиковых или резко сниженных нагрузок) происходит после значительного интервала времени.

На многих предприятиях потери пара иногда достигают 15—20% всей его выработки. Наиболее частыми причинами этих потерь являются неисправность конденсатоотводчиков, образование вторичного пара в конденсатосборных баках и продувка паровых котлов.

Для нормальной работы горшка необходимо, чтобы давление у входного его штуцера было не менее 35 КПа (0,35 кгс/см^2) и чтобы он был способен выжать конденсат в конденсатопровод, если последний расположен выше горшка. При наличии меньшего давления устанавливают подпорные шайбы, однако при изменении давления пара ими нельзя соответственно отрегулировать количество отводимого конденсата. Этих недостатков лишена регулируемая подпорная шайба *1* (рис. III.28), сечение проходного отверстия которой может изменяться с помощью винта *2*. Перемещение винта ограничивается втулкой *3*, которая прижата к шайбе *1* сальником *4* и втулкой *5*. Шайбу устанавливают между двумя фланцами. Для ее ремонта, а также для быстрого пропуска большого количества конденсата образующегося в начале работы паропровода, у шайбы монтируют обводную линию с запорным вентилем на ней.

Вместо подпорной шайбы на конденсатопроводе можно последовательно устанавливать два вентиля, которые регулируются так, чтобы через них проходил только конденсат. При таком проектном решении обводная линия не требуется; при необходимости пропуска увеличенного количества конденсата надо лишь открыть полностью два вентиля.

Для того чтобы в конденсатосборном баке не происходило вскипание части конденсата, следует устанавливать пароохладители *6* (рис. III.29,*а*), в которые поступает пар из конденсатосборного бака *1* через трубу *2*. С атмосферой пароохладитель соединен трубой *4*, а с

Рис. III.28. Регулируемая подпорная шайба

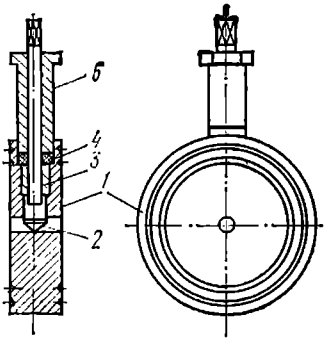
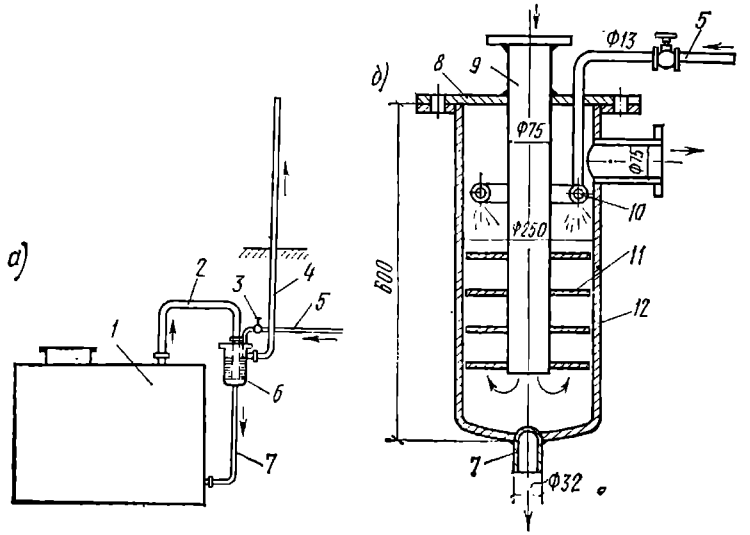


Рис. III.29. Схема установки пароохладителя (*а*) и разрез по пароохладителю (*б*)



нижней частью бака *1* — трубой *7*, по которой в бак стекает подогретая в пароохладителе вода, поступающая из водопроводной трубы *5* (при открывании вентиля *3*).

Пароохладитель (рис. III.29,*б*) состоит из корпуса *12* с фланцем *8*, к которому приварена паровая труба *9*. К нижней ее части приварены частые дырчатые решетки *11* с отверстиями диаметром 8 мм, расположенными эксцентрично друг к другу на разных решетках. Вода поступает в перфорированное трубное кольцо *10* и сливается на решетки *4*, где при контакте с паром происходят подогрев воды и конденсация пара.

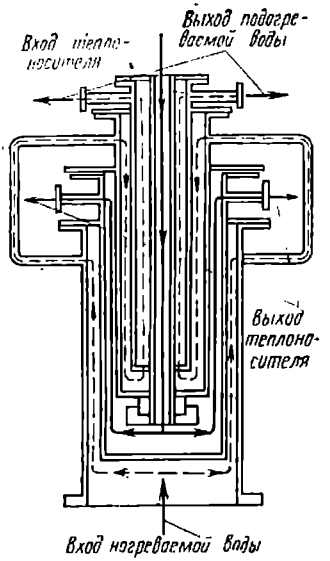


Рис. III.30. Многоходовый теплообменник

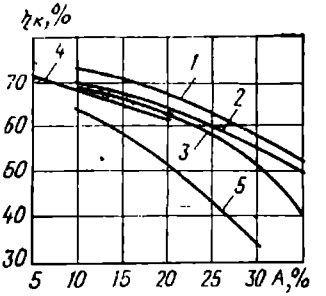


Рис. III.31. Зависимость КПД котельной $\eta_к$ от зольности А сжигаемого антрацита и каменного угля

1 — каменный уголь сортированный $M_{0-6}=20\%$; *2* и *3* — каменный уголь рядовой $M_{0-6}=50\%$ и $M_{0-6}=70\%$; *4* — антрацит АК и АС $M_{0-6}=20\%$; *5* — антрацит АРШ $M_{0-6}=50\%$

При продувке паровых котлов используют тепло уходящей воды для подогрева питательной воды с помощью простого и надежного в эксплуатации многоходового теплообменника (рис. III.30). Он состоит из пяти соединенных друг с другом на фланцах труб диаметром 20, 50, 70, 102 и 127 мм. Вода из котла поступает в первую центральную трубу, затем в кольцевое пространство между третьей и четвертой трубами и далее в канализацию.

Нагреваемая вода из водопровода поступает в теплообменник снизу в кольцевое пространство между четвертой и пятой трубами, затем проходит в пространство между третьей и второй трубами, далее в пространство между второй и первой трубами, выходит из теплообменника и поступает в химводоочистку или в конденсатосборный бак. При непрерывной продувке котлов такой теплообменник дает возможность охладить до 0,5 м³ воды в 1 ч.

Весьма значительным резервом повышения КПД отопительных котельных, работающих на твердом топливе, является улучшение качества топлива путем обога-

щения углей. В настоящее время коммунально-бытовые потребители должны обеспечиваться в основном рядовыми углями с зольностью (по сухой массе): 14—38% для каменных углей, 10—32% для бурых углей и до 20% для антрацита; влажность их не должна превышать 15% для каменных и 45% для бурых углей. Однако фактически эти потребители получают угли, зольность и влажность которых значительно выше, чем предусмотрено соответствующими ГОСТами, в результате чего КПД котлов значительно ниже.

Опыт эксплуатации их показал, что эффективность сжигания топлива в основном зависит от его зольности и размеров кусков. На рис. III.31 показана зависимость КПД от этих факторов для антрацита и каменного угля (здесь M_{0-6} — мелочь размером 0—6 мм).

Академией коммунального хозяйства был определен материальный ущерб, нанесенный Министерству жилищно-коммунального хозяйства РСФСР только в результате поставки углей с отступлениями по зольности, влажности и минеральным примесям, который составил 127 млн. руб., или примерно 56% общей стоимости поставленных каменных углей и антрацита. При обогащении углей, в результате которого качество их приблизилось бы к требованиям стандартов, затраты составили бы около 70 млн. руб., т. е. сумму, примерно вдвое меньшую, чем ущерб. Отсюда очевидна экономическая целесообразность обогащения и сортировки углей, поставляемых коммунально-бытовым потребителям.

Значительным резервом повышения экономической эффективности работы чугунных секционных котлов при сжигании мазута является подмешивание к нему печного бытового топлива (ТПБ). В настоящее время в котельные с такими котлами все чаще поступает мазут с большой вязкостью и из-за того, что обычно в подобных котельных нет паровых котлов, нагрев мазута производится всего до температуры 65—80°С, что недостаточно для его надлежащего распыливания. При добавлении ТПБ процесс сжигания мазута резко улучшается: при содержании ТПБ в смеси с мазутом, равном 40%, КПД повышается с 70 (без ТПБ) до 80%, содержание окислов углерода снижается с 970 до 280 мг/м³, а сажи — с 275 до 15 мг/м³. Такой эффект объясняется тем, что ТПБ — это легкие фракции переработки нефти, и температура вскипания у ТПБ ниже, чем у мазута. В топ-

ке при испарении ТПБ раздробляет капли мазута, что интенсифицирует процесс горения.

Применение такой смеси особенно целесообразно в котельных, расположенных в жилых районах и имеющих невысокие дымовые трубы. При резком уменьшении выбросов в атмосферу окислов углерода и сажи обеспечиваются лучшее состояние воздушной среды и более здоровые условия для пребывания людей.

Определим экономическую целесообразность такого мероприятия при средних оптовых ценах на мазут 37 руб/т и ТПБ 63,6 руб/т, при соответствующей теплоте сгорания 40 500 и 41 900 КДж/кг (9650 и 10000 ккал/кг), расчетной производительности котла 1,16 МВт (1 Гкал/ч), длительности отопительного периода 210 сут и доли ТПБ 40%. Стоимость топлива (без учета затрат на его транспортирование, так как они одинаковы при обоих вариантах) при сжигании одного мазута равна 13 800 руб/год, а при смеси двух топлив — 15 400 руб/год. Следовательно, применение смеси топлив с содержанием 40% ТПБ экономически невыгодно. Определим целесообразность применения этой смеси при уменьшении доли ТПБ до 20% (КПД смеси 0,78). В этом случае стоимость смеси снизится до 13 500 руб/год и данное мероприятие будет экономически целесообразным. При снижении доли ТПБ до 10% КПД уменьшится до 0,75, а стоимость смеси увеличится до 13 900 руб/год. Следовательно, экономически целесообразная доля ТПБ в смеси двух топлив близка к 20%.

На работу установленных в котельной сетевых насосов затрачивается много электроэнергии. Значительное ее количество может быть сэкономлено за счет активации сетевой воды с помощью введения в нее поверхностно-активных веществ, снижающих суммарное гидродинамическое сопротивление тепловых сетей.

В нашей стране в качестве таких веществ применяют 9%-ный полиакриламид, из расчета 0,4 кг на 1 м^3 сетевой воды. Ее активация позволяет либо уменьшить давление, создаваемое сетевыми насосами, либо присоединить к котельной дополнительных потребителей теплоты без смены тепловых сетей. Впервые активация теплоносителя введением в эти сети поверхностно-активных веществ была осуществлена в 1976 г. производственным объединением «Харьковтеплосеть» и за прошедший период не вызвала появления каких-либо от-

ложений на поверхностях теплогенераторов. Введение этих веществ в сети одной из котельных позволило присоединить к ней дополнительную нагрузку 0,9 МВт (0,8 Гкал/ч); при этом расход теплоносителя увеличился с 53 до 59 м³/ч, а расход электроэнергии снизился с 33,6 до 32,1 кВт/ч. Следовательно, относительная экономия электроэнергии за счет введения поверхностно-активных веществ составила 11,5%. В стоимостном выражении удельный экономический эффект (на 1 МВт дополнительно присоединяемой тепловой нагрузки) был определен в 20,3 тыс. руб.

Экономически целесообразной должна быть и вторая часть суммарного сопротивления системы теплоснабжения, преодолеваемого при работе установленного в котельной насоса, — гидродинамическое сопротивление системы отопления зданий. Принятые 24 предельно допустимые скорости воды в ее трубопроводах позволяют изменять указанное сопротивление в большом диапазоне.

Выбор экономически целесообразного суммарного сопротивления следует производить исходя из произведения длительности отопительного периода, ч/год, на стоимость электроэнергии, руб/(кВт·ч). При большом значении этого произведения часто экономически целесообразно принимать сопротивление системы равным 10^4—$1{,}5 \cdot 10^4$ Па, а при малом — в 4—7 раз большим (не превышая при этом предельно допустимые скорости воды в трубопроводах системы).

III.5. Возможности снижения затрат энергии на отопление производственных помещений большого объема

Весьма часто дежурное отопление производственных помещений большого объема осуществляется с помощью отопительных агрегатов или путем использования систем приточной вентиляции, одновременно обеспечивающих отопление помещения в рабочее время. При первом варианте затраты на электроэнергию меньше, чем при втором, так как меньше суммарная мощность работающих электродвигателей. Однако в этом случае увеличиваются капитальные вложения и возникает необходимость в периодическом (в нерабочие периоды) пропуске через калориферы приточных установок горячей воды, вследствие чего увеличивается

годовой расход теплоты в них на 1,5—3%. Выбор варианта, целесообразного для заданных условий, производят на основании результатов сопоставления приведенных затрат на монтаж и эксплуатацию соответствующего устройства. Решающими факторами обычно являются затраты на электроэнергию и длительность работы дежурного отопления в течение года.

Определение области экономически целесообразного применения этих вариантов дежурного отопления производственного помещения большого объема (вариант 1 — с использованием агрегатов СТД, вариант 2 — с использованием систем приточной вентиляции при работе их в качестве дежурного отопления с полной рециркуляцией воздуха) было проведено МИСИ им. В.В. Куйбышева; при втором варианте рассматривались два подварианта, различающихся установленной мощностью электродвигателей вентиляторов (10 и 20 кВт). Расчеты выполнялись по ряду городов страны исходя из следующих принятых данных: удельная тепловая характеристика здания 0,6 Вт/(м³·°С); ширина здания 18 и 36 м; расчетные потери теплоты при дежурном режиме 0,23; 0,47; 0,7; 0,92; 1,2 МВт; высота помещения 8 м.

В расчетах были учтены следующие особенности сопоставления указанных вариантов дежурного отопления: при втором варианте отпадает необходимость в устройстве, предохраняющем калориферы от замораживания, а также не требуется периодический пропуск через калориферы горячей воды, в результате чего уменьшается годовой расход теплоты примерно на 1,5—2%. Затраты на ремонт приняты зависящими от числа смен работы цеха: при работе его в две смены они составляют 13% сметной стоимости соответствующей системы, в одну смену — 9,4%, а при работе в три смены — 16,6%. Следовательно, увеличение этого слагаемого эксплуатационных затрат при втором варианте составило 16,6—13=3,6% сметной стоимости системы при работе цеха в две смены или 16,6—9,4=7,2% при его работе в одну смену.

Затраты на теплоту, руб/год, определяли по формуле

$$T_{\text{деж}} = 1{,}015\, Q_{\text{р}}\, \frac{(t_{\text{в}}^{\text{деж}} - t_{\text{ср.от}})\; 24\, n_{\text{деж}}\, c_{\text{тп}} \cdot 3{,}6}{(t_{\text{в}} - t_{\text{н}})\; 10^{6}}, \quad \text{(III.33)}$$

где $Q_р$ — расчетные потери теплоты цехом; $t_в^{деж}$ — температура внутреннего воздуха, обеспечиваемая в помещении работой дежурного отопления (+5°С); $t_в$ — расчетная температура внутреннего воздуха при работе цеха; $n_{деж}$ — длительность работы дежурного отопления, ч/год.

Результаты расчетов позволили вывести следующие корреляционные зависимости приведенных затрат на вариант системы дежурного отопления от числа смен работы цеха, мощности электродвигателей вентиляционной установки (при втором варианте) и расчетных теплопотерь цеха $Q_р$ (табл. III.9).

Таблица III.9. Зависимость приведенных затрат на дежурное отопление от его вида, расчетных теплопотерь $Q_р$, сменности работы цеха и мощности электродвигателей вентиляционной установки

Вид системы дежурного отопления	Приведенные затраты, руб/год на 1 ГДж, при сменности работы цеха	
	одна смена	две смены
С агрегатами СТД	$2{,}35+\frac{0{,}2}{Q_р}$	$1{,}85+\frac{0{,}2}{Q_р}$
Использование систем приточной вентиляции:		
при $N = 10$ кВт	$1+\frac{0{,}7}{Q_р}$	$0{,}25+\frac{0{,}5}{Q_р}$
»$N = 20$»	$1{,}82+\frac{1}{Q_р}$	$\frac{Q_р}{1{,}2}+1{,}1$

На рис. III.32 показаны области целесообразного применения отопительных агрегатов при различной мощности электродвигателей и той приточной вентиляционной системы, которая должна выполнять и функции дежурного отопления производственного помещения. При работе цехов в две смены (см. рис. III.32,*а*) и мощности электродвигателя 20 кВт вентиляционную систему с приведенными затратами $П_2$ целесообразно применять при расчетных теплопотерях $Q_р \geqslant 0{,}35$ МВт (0,3 Гкал/ч), а при мощности электродвигателя 10 кВт — во всех случаях. При работе цеха в одну смену (см.рис. III.32,*б*) область целесообразного применения воздушного отопления имеется только при мощности электродвигателя 10 кВт, если $Q_р \geqslant 0{,}465$ МВт (0,4 Гкал/ч).

Следует отметить, что обоим указанным вариантам дежурного отопления присущи повышенные расходы теп-

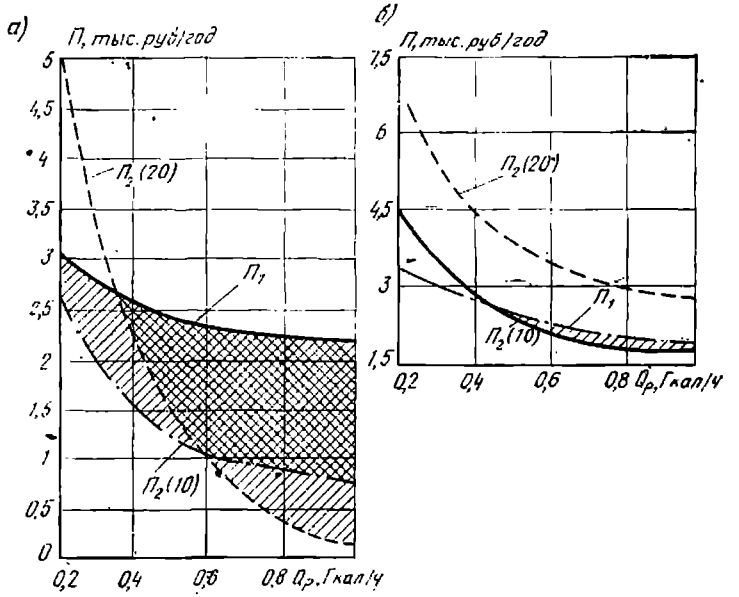


Рис. III.32. Области экономически целесообразного применения системы дежурного отопления с использованием системы приточной вентиляции при работе цеха в две смены (*а*) и в одну смену (*б*)
$П_2(20)$ — приведенные затраты при втором варианте и суммарной мощности электродвигателей вентилятора 20 кВт; $П_2(10)$ — то же, при мощности 10 кВт; $П_1$ — приведенные затраты при установке отопительных агрегатов

ловой энергии из-за сравнительно невысокого КПД котельных (особенно в сельскохозяйственных производственных областях) и потерь теплоты в наружных и внутренних сетях. Эти недостатки устраняются при использовании газовых поверхностных воздухонагревателей ГПВ, разработанных институтами Мосгазпроект и ВНИИпромгаз и серийно выпускаемых отечественной промышленностью. Такие воздухонагреватели можно устанавливать непосредственно в отапливаемых помещениях, производство в которых по пожарной опасности относится к категориям Г и Д. Основные достоинства воздухонагревателей: высокий КПД (0,85—0,86 при номинальной нагрузке) и значительно меньшие (по сравнению с выработкой тепловой энергии в котлах) капитальные вложения. Особенно эффективно применение газовых воздухонагревателей при сравнительно малой концентрации отопительно-вентиляционной нагрузки.

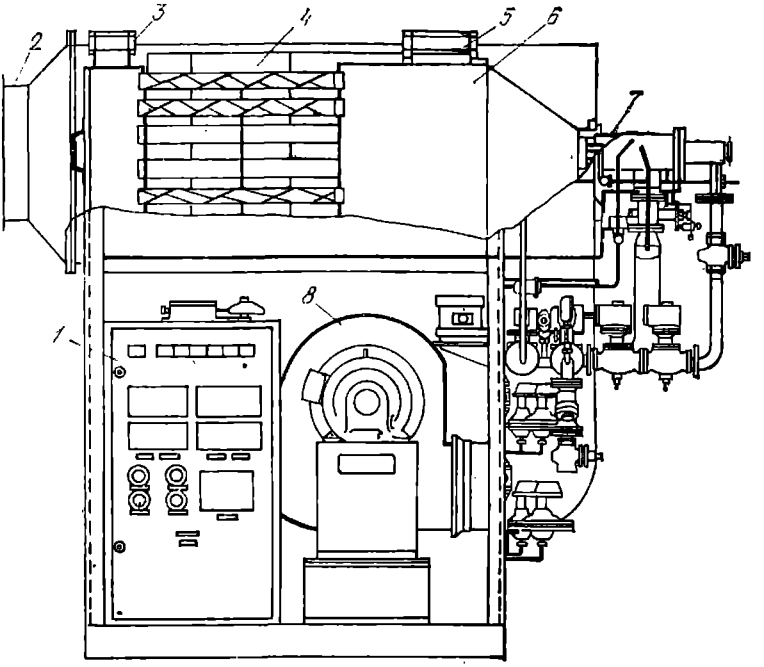


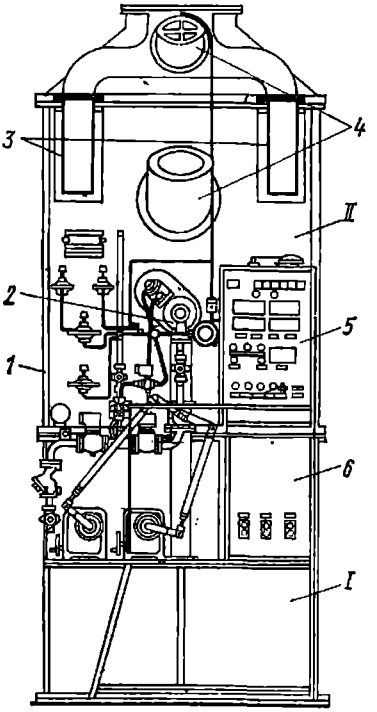
Рис. III.33. Газовый воздухонагреватель ГПВ-100

1 — щит управления; *2* — патрубок для выхода нагретого воздуха; *3* — патрубок для присоединения дымовой трубы; *4* — конвективный пучок; *5* — взрывной предохранительный клапан; *6* — камера сгорания; *7* — горелка; *8* — вентилятор

Воздухонагреватель ГПВ-100 (рис. III.33) поставляется в блочном исполнении; на одной раме с воздухонагревателем установлены вентилятор, щит управления и автоматики и газопроводы с регулирующей и запорной арматурой.

Воздухонагреватель состоит из камеры сгорания, конвективного пучка газоходов с турбулизирующими газовый поток вставками, взрывного предохранительного клапана, газовой горелки. Патрубок *3* служит для присоединения дымовой трубы; нагретый воздух поступает в помещение через патрубок *2*.

Воздухонагреватель снабжен автоматикой программного розжига, безопасности и двухпозиционного регулирования по минимальной и номинальной нагрузке.



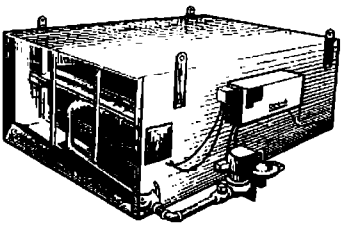


Рис. III.34. Газовый воздухонагреватель ГПВ-100

1 — кожух; *2* — горелка; *3* — дымосборные коллекторы; *4* — взрывные предохранительные клапаны; *5* — щит управления; *6* — щит с магнитными пускателями

Рис. III.35. Воздухонагреватель со сжиганием газа непосредственно в потоке нагреваемого воздуха

При номинальной теплопроизводительности 115 кВт (98 Мкал/ч) количество нагреваемого воздуха равно 4400 м³/ч, сопротивление воздушного тракта 900 Па (90 кгс/м², мощность двигателя 5,5 кВт. Наличие давления за воздухонагревателем, равного 400 Па (40 кгс/м²), позволяет применять его в зданиях значительной длины. Воздухонагреватель отличается небольшими габаритами — 2,07×1×2,4 м.

Серийно выпускаются **воздухонагреватели ГПВ-350 и ГПВ-500.** Воздухонагреватель ГПВ-500 (рис. III.34) состоит из двух частей: вентиляторного отсека *I* и нагревательного блока *II*. В вентиляторном отсеке установлено три вентилятора: два из них подают нагреваемый воздух, а третий — воздух в газовую горелку. Суммарная мощность электродвигателей 22 кВт. Воздух поступает в отсек через решетки, расположенные со всех его сторон. Номинальная производительность аппарата 605 кВт (520 Мкал/ч), количество нагреваемого воздуха 21 600 м³/ч, сопротивление воздушного тракта 680 Па

(68 кгс/м^2), давление за воздухонагревателем 450 Па (45 кгс/м^2)

Экономический эффект от применения воздухонагревателей типа ГПВ весьма значителен, так как одновременно снижаются и капитальные вложения, и затраты на топливо. Если при установке воздухонагревателей ГПВ требуется прокладка наружных и внутренних газопроводов длиной до 1 км, то капитальные вложения при этом варианте все же не превышают вложений в отопительные агрегаты, тепловые сети и необходимое увеличение мощности котельной при обычно применяемом варианте отопления цехов.

Однако еще выше экономическая эффективность применения воздухонагревателей, в которых газ сжигается непосредственно в потоке нагреваемого воздуха. Такие аппараты теплопроизводительностью до 1,2 МВт (1 Гкал/ч) широко применяются в США, Франции и других странах. КПД подобных нагревателей весьма велик, так как в них не только полностью используются явная теплота газообразного топлива, но и часть скрытой его теплоты парообразования (воздух нагревается до 40—50°С, а температура точки росы газообразного топлива около 60°С).

На рис. III.35 изображен подобный агрегат, выпускаемый в США, теплопроизводительностью 0,58—1 МВт (0,5—0,85 Гкал/ч). Агрегат прямоточный, горелка прямого нагрева (без предварительного смешения газа с воздухом) из литой стали со смесительными плитами предназначена для работы на природном газе при его давлении 1,75—1,4 кПа (175—1400 кгс/м^2). Агрегат подвешивают к строительным конструкциям за четыре ушка. Вентиляторы агрегата центробежные с неразъемным сквозным валом и самоцентрирующимися подшипниками.

Для решения вопроса о массовом внедрении таких аппаратов на промышленных предприятиях нашей страны была выполнена гигиеническая оценка таких импортных аппаратов, установленных на двух автозаводах (в камерах пульверизационной окраски кузовов автомобилей). Производительность систем 140 тыс. м^3 воздуха в 1 ч; они автоматически поддерживают температуру приточного воздуха 25°С при $t_н$ от —40 до +5°С. Образовавшаяся газовоздушная смесь очищается сначала в рулонном стекловолокнистом фильтре, затем в рукавном кассетном фильтре из синтетического нетканого мате-

риала и окончательно в ячеистых фильтрах из тонкого стекловолокна (такая сложная очистка смеси необходима для достижения высокого качества окраски кузовов автомобилей).

При изменении расхода газа от 40 до 175 м³/ч и температуры наружного воздуха от +10 до —19°С температура приточного воздуха была +22°С. Было установлено, что формальдегид, сернистый ангидрид и фосген в газовоздушной смеси отсутствовали, а содержание окислов углерода и азота оказалось менее 30% допустимых их концентраций (ПДК), т. е. соответствовало действующим санитарным нормам проектирования промышленных предприятий. Содержание бенз(а)пирена было на уровне ПДК для атмосферного воздуха.

Результаты этих полных исследований позволили приступить к созданию подобных аппаратов отечественного производства; в настоящее время разработан газовый смесительный воздухонагреватель производительностью 60 тыс. м³ воздуха в 1 ч с расчетной разностью его температур 65°С и тепловой мощностью 1,4 Вт (1,2 Гкал/ч). Высокие санитарно-экономические показатели применения таких воздухонагревателей являются убедительным доводом для их массового производства в нашей стране.

Значительная экономия тепловой энергии может быть достигнута при устройстве **лучистого отопления одноэтажных производственных зданий с ленточными панелями**, которые подвешивают под фермами вдоль всего пролета здания (рис. III.36). В таких зданиях при конвективных нагревательных приборах средняя радиационная температура помещений обычно ниже $t_в$ (поверхности стен холоднее внутреннего воздуха). При приборах лучистого отопления средняя радиационная температура выше $t_в$, поэтому одинаковый тепловой комфорт в помещении может быть достигнут при более низкой $t_в$, чем при конвекционной системе, и соответственно снижается расход тепловой энергии. В зависимости от удельной тепловой нагрузки помещения (на 1 м² площади пола) средняя радиационная температура, по английским данным, может на 3—11° превысить температуру внутреннего воздуха: при этом оборудование и строительные конструкции поглощают лучистую теплоту и сами затем ее излучают. Достоинствами лучистого отопления помимо экономии тепловой энергии являются бо-

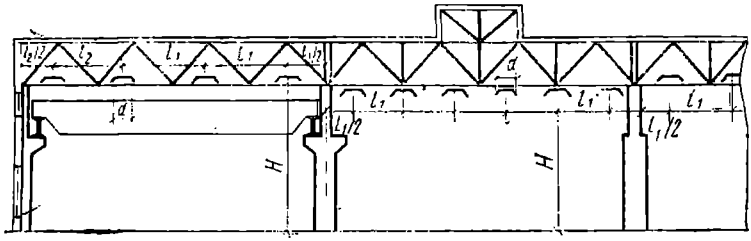


Рис. III.36. Система лучистого отопления цеха с подвесными ленточными панелями

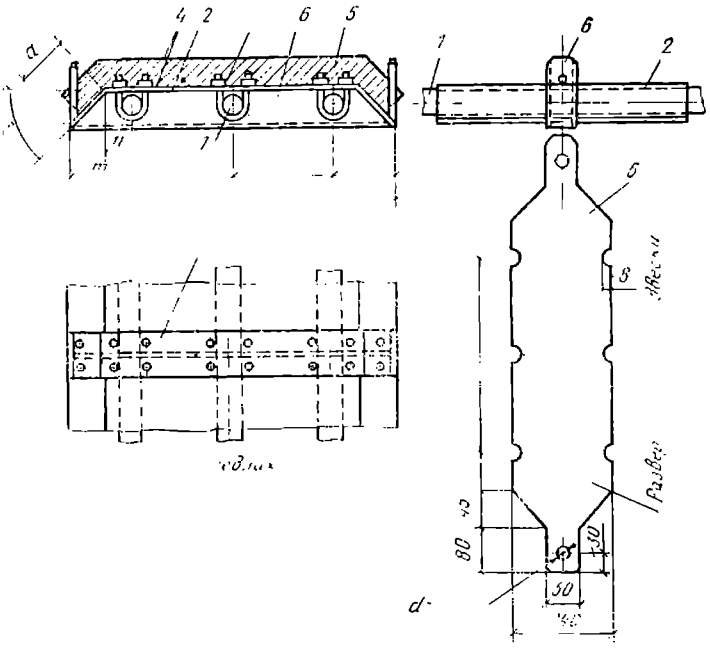


Рис. III.37. Разрез подвесной ленточной панели

лее быстрый нагрев помещения при включении ее в действие после бездействия в нерабочее время и весьма малая ощутимость воздействия на микроклиматические условия в цехе при поступлении в него наружного воздуха при кратковременном открывании въездных ворот.

Панели, имеющие ширину d, располагают равномерно по ширине пролета на расстоянии l_1 друг от друга, но

так, чтобы это расстояние не было бо́льшим, чем величина H — 1 м, где H — высота от пола до излучающей поверхности панели. Расстояние между панелями, находящимися вблизи наружных стен, снижают до 0,5 l_1 и для уменьшения облучения поверхности наружной стены увеличивают размер крыла панели a (рис. III.37).

Панель, изображенная на этом рисунке, широко применяется в ЧССР для отопления производственных и складских зданий. Теплоноситель вода с температурой до 150°С или насыщенный пар давлением до 600 кПа (6 ата) проходит по трубам *1* диаметром 25 мм, которые прижаты скобами *3* к излучающей пластине *2* — стальному листу толщиной 1 мм. Сверху пластины находится слой тепловой изоляции *5* толщиной 4 см (маты из стеклянной шерсти). Отдельные участки панели соединены в непрерывную отопительную полосу *4;* вся конструкция опирается на подвесные балочки *6*, находящиеся друг от друга на расстоянии не более 3 м. В весьма длинных зданиях полосу *4* разрывают на несколько частей и к каждой из них отдельно подводят теплоноситель. Для обеспечения более равномерной температуры на излучающей поверхности панели трубы в ней соединяются в виде змеевика, а перепад температур теплоносителя принимают не более 20—40°С. В табл. III.10 приведены данные применяемых в ЧССР ленточных панелей.

Таблица III.10. Ленточные панели, применяемые в ЧССР

Тип панели	t	m	n	a	Ширина панели d, см, при количестве труб				
	см					2	3	4	5
КМ I	18	9	5	5,5	18	36	54	72	90
КМ II	24	12	8	5,5	—	48	72	96	120

Полная теплоотдача панелей КМ (с нижней и верхней их сторон) зависит от разности средней температуры теплоносителя $t_т$ и температуры воздуха помещения $t_в$; последнюю принимают равной 8°С при тяжелой работе в помещении и 12°С при легкой работе. При разности этих температур 50°С суммарная теплоотдача равна 290—310 Вт/м² (меньшая величина для панели КМII, бо́льшая — для КМI), при 100°С — 580—700 Вт/м² и при 150°С — 870—1280 Вт/м². В суммарной

теплоотдаче панели теплота, отдаваемая верхней ее стороной, должна быть не более 10—15% теплоты, излучаемой нижней поверхностью панели. Необходимую общую площадь панелей определяют как частное от деления расчетных теплопотерь помещения на удельную суммарную теплоотдачу панели, Вт/м². Максимально допустимые средние температуры излучающей поверхности панели приведены в табл. III.11.

Таблица III.11. Зависимость максимально допустимых средних температур поверхности панели от высоты ее подвески H, ширины пролета B и отношения d/l_1 (см. рис. III.37)

	Значения $t_{п.макс}$, °С, при $t_в = 10$°С				
	$B=20$; $d/l_1=0,17$	$B=20$; $d/l_1=0,25$	$B=20$; $d/l_1=0,33$	$B=10$; $d/l_1=0,25$	$B=50$; $d/l_1=0,25$
5	118	92	76	98	90
6	120	94	78	105	90
8	126	99	82	118	91
10	133	105	88	132	92
12	142	112	94	—	94
15	155	122	103	—	96

Величина $t_п$ или $t_п - t_в$ зависит от разности температур $t_т - t_п$ и от коэффициента $\frac{l}{2}$

$$m = \sqrt{\frac{\alpha_п + k'}{\delta \lambda_б}}$$

где $\alpha_п$ — коэффициент теплопередачи от излучающей поверхности, предварительно принимаемый по предлагаемой величине $t_п = t_т - 15$°С; при $t_п = 80$°С $\alpha_п = 7,8$ Вт/(м²·К); при 100°С — 8,5; при 120°С — 9,3 и при 140°С — 10,2 Вт/(м²·К); k' — коэффициент теплопередачи изоляционного слоя панели; δ — толщина излучающего слоя, м; $\lambda_б$ — коэффициент теплопроводности материала этого слоя.

Из табл. III.11 видно, что отношение d/l_1 значительно влияет на теплоотдачу панелей, поэтому его надо принимать из условия максимально возможного приближения $t_п$ к $t_{п.макс}$.

Согласно имеющимся данным, при расчетной температуре наружного воздуха —15°С и средней в отопительном периоде его температуре, равной 0°С, расход теплоты при лучистом панельном отоплении сокращается на 25—30% по сравнению с традиционными системами отопления.

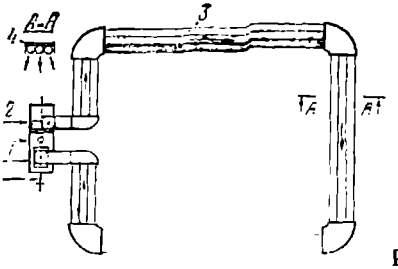


Рис. III.38. Система лучистого отопления производственного здания

1 — генератор теплоты; *2* — вентилятор; *3* — замкнутый кольцевой воздуховод; *4* — щит

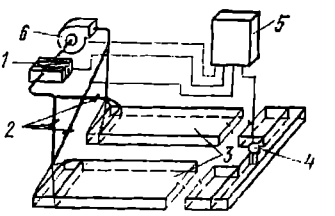


Рис. III.39. Система воздушного обогрева пола животноводческого помещения

1 — электрокалориферы; *2* — воздушные заслонки с исполнительными механизмами; *3* — теплые полы; *4* — датчик температуры; *5* — щит автоматизации; *6* — вентилятор

Расчетная тепловая мощность таких установок колеблется от 47 до 580 кВт (от 40 до 500 тыс. ккал/ч) а мощность вентилятора (при средней скорости движения воздуха 10 м/с) составляет около 3 кВт на 100 тыс. ккал/ч.

При работе такой системы температура излучения всегда выше температуры воздуха в помещении и в рабочую зону поступает более 70% выделяемой теплоты. Это позволяет снизить температуру воздуха на столько же градусов, на сколько повышается температура излучения (обычно 5—6°С). Значительным преимуществом такой системы является теплая поверхность пола, согревающегося благодаря поглощению лучистой энергии. При этом создаются весьма хорошие гигиенические условия пребывания людей в помещении — повышенная температура воздуха у пола и пониженная на уровне головы человека.

Учитывая и другие достоинства такой системы (работа ее почти без давления, незначительная нагрузка на несущие конструкции, отсутствие опасности замерзания, быстрый прогрев системы после перерыва в работе и др.), следует считать целесообразным широкое применение ее для отопления производственных зданий.

Особо важное значение имеет выбор вида отопления животноводческих зданий (коровников, свинарников и др.), при котором должны не только достигаться экономия топлива, но и создаваться санитарно-гигие-

нические условия для животных, обеспечивающие сохранность поголовья и высокую их продуктивность.

С этой точки зрения весьма перспективна разработанная ЦНИИпромзданий Госстроя СССР система воздушного обогрева пола животноводческого помещения (рис. III.39) с замкнутой схемой движения воздуха по системе подпольных каналов *3*. В состав установки входят: вентилятор *6*, калориферы *1* и установленные на металлических воздуховодах четыре воздушные заслонки *2*, перемещаемые четырьмя электрическими исполнительными механизмами (две из них открыты и две закрыты). Для обеспечения большей равномерности нагрева пола, осуществляемого автоматически с помощью щита автоматизации *5*, периодически изменяют положение задвижек и соответственно направление движения воздуха в каналах. С помощью датчиков *4*, устанавливаемых в потоке движущегося воздуха, обеспечивается постоянная его температура (при увеличении этой температуры автоматически снижается теплопроизводительность вентиляторов).

В результате практического применения такого отопления пола было установлено снижение расхода теплоты по сравнению с обычными системами отопления около 20%. Это обеспечивает высокую экономическую эффективность устройства систем с воздушным обогревом пола даже без учета повышенных показателей продуктивности животноводства.

При функционировании промышленных зданий в течение одной или двух смен и практически часто применяемом теплоносителе паре (см. стр. 157) экономия теплоты может быть достигнута за счет полного выключения отопления по окончании рабочих смен, предусматривая последующий натоп помещений перед началом работы. Экономическая эффективность этого мероприятия зависит от длительности натопа и продолжительности работы цеха.

На рис. III.40 приведены результаты анализа пяти возможных режимов прерывистого отопления, выполненного канд. техн. наук А. М. Шкловером (табл. III.12). На оси абсцисс даны значения эквивалентного сопротивления теплопередаче, м²·К/Вт (м²·К·ч/ккал):

$$R_{экв} = R f_0 / f_{нар},$$

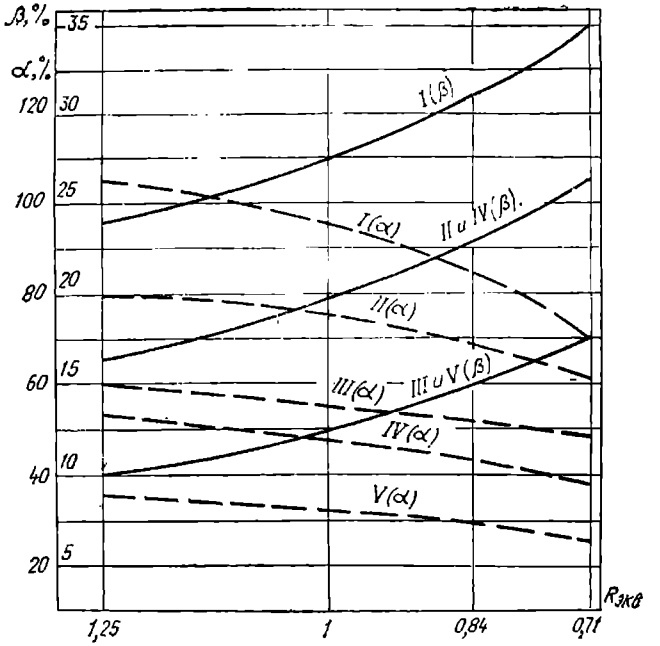


Рис. III.40. Зависимости увеличения тепловой мощности системы α и снижения расхода тепла β от режима прерывистого отопления и величины $R_{экв}$

Таблица III.12. Режимы прерывистого отопления цеха

№ режима	Продолжительность использования помещения, ч/сут	Продолжительность натопа, ч
1	9	3
2	12	3
3	15	3
4	9	6
5	12	6

где R — усредненное сопротивление теплопередаче всех наружных ограждающих конструкций, площадь поверхности которых равна $f_{нар}$; f_o — суммарная площадь поверхности всех ограждающих конструкций, м².

По оси ординат отложены значения α — необходимое увеличение (% расчетной) тепловой мощности системы отопления и β — получаемая при соответствующем

В табл. III.13 приведены значения z_1, z_2 и z_3 для пяти рассмотренных ранее режимов прерывистого отопления при стоимости тепловой энергии 2,9 руб/ГДж (12 руб/Гкал) и длительностях отопительного периода 3500, 4500 и 5500 ч/год.

На основании данных табл. III.13 можно сделать следующие выводы: прерывистое отопление имеет весьма значительную область экономически целесообразного применения в основном в зданиях с $R_{экв} < 0{,}86$ м²×К/Вт (1 м²·°С·ч/ккал) и в тех случаях, когда увеличение расчетной мощности систем отопления на α, %, не приводит к изменению теплопроизводительности котельной. Так, при $R_{экв} = 1{,}09$ м²·К/Вт (1,25 м²·°С·ч/ккал) чрезмерно большой срок окупаемости имеют 29% вариантов, а весьма эффективны (z 8 лет) 51% вариантов. При $R_{экв} = 0{,}86$ (1,0) эти величины соответственно равны 7 и 82%, при $R_{экв} = 0{,}73$ (0,84) — 2 и 91%, а при $R_{экв} = 0{,}61$ (0,71) — 0 и 98%. Из режимных вариантов наиболее экономичны четвертый и пятый, а наименее экономичен третий режим.

С помощью таких же расчетов может быть определена экономическая эффективность применения прерывистого отопления производственных помещений при теплоносителе воде. В таких случаях принятый режим прерывистого отопления несложно осуществлять путем соответствующего включения (или выключения) отопительных агрегатов или работающих с полной рециркуляцией воздуха цеховых вентиляционных систем.

Если воздух, удаляемый из производственного помещения, имеет повышенную температуру и не содержит вредных паров и газов, то его теплоту можно использовать непосредственно для отопления этого помещения. Наличие в воздухе аэрозолей не может препятствовать осуществлению такого решения, если их содержание может быть снижено с помощью пылеосадительных устройств до 30% предельно допустимой концентрации соответствующих вредных веществ в воздухе рабочей зоны помещения.

Теплота удаляемого воздуха широко используется для отопления цехов обогащения асбестообогатительных фабрик, потребляющих 2—9 млн. м³ воздуха в 1 ч (60—160 тыс. м³ воздуха в 1 ч на 1 т готовой продукции). Теплота в таких цехах выделяется перерабатываемой рудой, поступающей в цех с температурой до

Таблица III.13. Сроки окупаемости z в зависимости от $R_{экв}$, $K^{уд}_{доп}$, $n_{от}$ и режима прерывистого отопления

Режим	$K^{уд}_{доп}$		Значения z лет, при $n_{от}$,		
	тыс. руб/МВт	тыс. руб. ч/Гкал	3500	4500	5500
	$R_{экв}=1{,}09$ м²·К/Вт (1,25 м²·°С·ч/ккал				
	21,5	25	20	14	10
	17,2	20	14	10	8
	8,6	10	6	4	4
2	21,5	25	22	14	10
	17,2	20	14	10	8
	8,6	10	6	4	4
3	21,5	25	39	23	16
	17,2	20	23	16	12
	8,6	10	8	6	4
4	21,5	25	14	10	8
	17,2	20	10	8	6
	8,6	10	4	4	2
5	21,5	25	18	12	8
	17,2	20	12	8	6
	8,6	10	6	4	4
	$R_{экв}=0{,}86$ м²·К/Вт (1 м²·°С·ч/ккал)				
1	21,5	25	12	8	8
	17,2	20	8	6	6
	8,6	10	4	4	2
2	21,5	25	14	10	8
	17,2	20	10	8	6
	8,6	10	4	4	2
3	21,5	25	20	12	10
	17,2	20	11	10	8
	8,6	10	6	4	4
4	21,5	25	8	6	4
	17,2	20	6	4	4
	8,6	10	2	2	2

Продолжение табл. III.13

Режим	$K^{уд}_{доп}$		Значения z, лет, при $n_{от}$, 1/год		
	тыс. руб/МВт	тыс. руб. ч/Гкал	3500	4500	5500
5	21,5	25	8	6	6
	17,2	20	6	6	4
	8,6	10	2	2	2
$R_{экв}$ = 0,73 м²·К/Вт (0,84 м²·°С·ч/ккал)					
1	21,5	25	8	6	6
	17,2	20	8	4	4
	8,6	10	4	2	2
2	21,5	25	10	8	6
	17,2	20	8	6	4
	8,6	10	4	2	2
3	21,5	25	14	10	8
	17,2	20	10	8	6
	8,6	10	4	4	2
4	21,5	25	6	4	4
	17,2	20	4	4	2
	8,6	10	2	2	2
5	21,5	25	6	4	6
	17,2	20	4	4	2
	8,6	10	2	2	2
$R_{экв}$ = 0,61 м²·К/Вт (0,71 м²·°С·ч/ккал)					
1	21,5	25	6	4	4
	17,2	20	4	4	4
	8,6	10	2	2	2
2	21,5	25	8	6	6
	17,2	20	6	6	4
	8,6	10	4	2	2
3	21,5	25	10	8	6
	17,2	20	8	6	4
	8,6	10	4	2	2
4	21,5	25	4	4	4
	17,2	20	4	4	2
	8,6	10	2	2	2
5	21,5	25	4	4	4
	17,2	20	4	4	2
	8,6	10	2	2	2

70°С, электродвигателями (суммарная их мощность 30 тыс. кВт и более) и технологическим оборудованием.

Снижение запыленности удаляемого и рециркулирующего воздуха до 0,6 мг/м³ и менее достигается с помощью рукавных фильтров с рукавами из хлопчатобумажной ткани. Коэффициент рециркуляции воздуха, который не должен превышать 0,9, регулируется степенью открытия клапанов в торцах коллектора чистого воздуха. В течение отопительного периода этот коэффициент изменяют в соответствии с температурой наружного воздуха так, чтобы обеспечить в цехе среднюю температуру воздуха 16—19°С.

Технико-экономическое сопоставление такого решения с обычным (отопление цеха, совмещенное с приточной вентиляцией, очистка воздуха в электрофильтрах, рециркуляция воздуха не предусмотрена) было выполнено для условий одного из обогатительных цехов комбината Ураласбест, имеющего объем 1,3 млн. м³, при семикратном его вентилировании. Производительность приточной вентиляции при варианте, предусматривающем рециркуляцию воздуха, составила всего 14% воздухообмена в цехе.

Анализ теплового баланса цеха показал, что за счет рециркуляции части удаляемого воздуха можно поддерживать в цехе среднюю температуру 16°С, если температура наружного воздуха не ниже —28°С. При более низкой температуре наружного воздуха необходимо вводить в действие дополнительный источник теплоты.

Расчетами, выполненными институтом Уралмеханобр, был определен экономический эффект от рециркуляции очищенного воздуха, который превысил 2 млн. руб. в год. Одновременно резко снизился выброс в атмосферу асбестосодержащей пыли. Использование теплоты рециркуляционного очищенного воздуха может найти широкое применение в ряде отраслей народного хозяйства. Дополнительный экономический эффект достигается за счет оздоровления воздушной среды в цехе (стр. 31).

Теплота удаляемого воздуха используется также для локального обогрева рабочих площадок в неотапливаемых производственных помещениях. Число таких площадок и фиксированных рабочих мест в настоящее время быстро возрастает в связи с механизацией и

автоматизацией технологических процессов во многих производствах. Обеспечение требуемых параметров воздуха не во всем объеме цеха, а лишь на рабочих площадках и местах дает значительную экономию энергии.

Согласно СНиП II-33-75, локальный обогрев площадок можно осуществлять периодически действующими газовыми или электрическими инфракрасными излучателями или подогретым воздухом. Применение каждого способа обогрева технически ограничено как категорией обслуживаемого помещения, так и требуемой температурой воздуха на рабочей площадке. Инфракрасные излучатели рекомендуется применять при температуре воздуха на площадке не ниже —25°С, а обогрев с помощью воздушно-отопительных агрегатов при температуре воздуха выше 5°С. Однако расчеты показывают, что последний вариант обогрева всегда является экономически менее эффективным, поэтому далее он не рассматривается.

Исследования вопросов обогрева рабочих площадок и мест в неотапливаемых помещениях теплотой рециркуляционного воздуха, выполненные ЦНИИпромзданий, позволили создать методику расчета этого процесса и определить область технически целесообразного его применения. Обогрев указанным способом рекомендуется применять при температуре воздуха в верхней зоне помещения не менее 30°С и возможном уровне подачи рециркуляционного воздуха не более 15 м. Экономическая эффективность использования теплоты этого воздуха по сравнению с другими способами локального обогрева весьма велика при всех технических условиях применения обогрева рециркуляционным воздухом. Область применения такого обогрева весьма значительна — это прокатные и кузнечно-прессовые цехи, отделения непрерывной разливки стали конверторных и электросталеплавильных цехов и многие другие производства.

Система обогрева рециркуляционным воздухом (рис. III.41) состоит из патрубка *1* для его забора из верхней зоны помещения, вентилятора *2* и подающего воздуховода *3* с приточными насадками *4*. При повышенной запыленности воздуха в верхней зоне система дополняется пылеочистными устройствами. Для обогрева площадок, имеющих в плане форму, близкую к квадрату, применяют цилиндрические приточные насадки, а

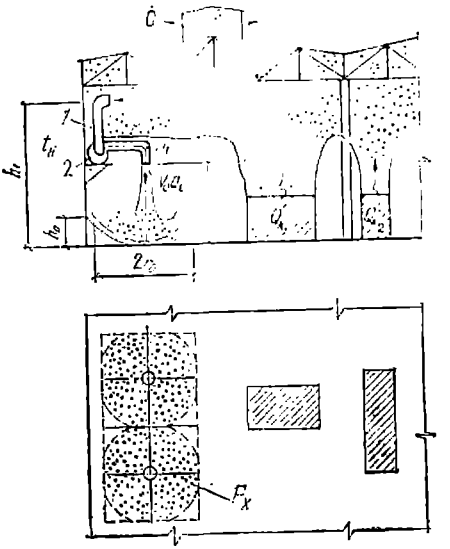


Рис. III.41. Схема воздушного обогрева рабочей площадки

для площадок удлиненной формы — щелевидные насадки.

Поступившая в рабочую зону, находящуюся на высоте $h_р$ от пола, струя воздуха затем выходит из этой зоны (под действием гравитационных сил); пересечение струи с верхним уровнем рабочей зоны определяет радиус r зоны обогрева.

Разработанная ЦНИИпромзданий методика расчета подобных систем исходит из следующих известных проектировщику данных:

1) температура воздуха в верхней зоне помещения $t_о$ и на холодном участке $t_р$, °С;

2) площадь холодного участка $F_х$, м² (см. рис. III. 41);

3) допустимый по конструктивным и технологическим условиям уровень подачи нагретого воздуха h, м;

4) уровень, на котором этот воздух поступает в систему, h_1, м;

5) допустимые температура и скорость движения воздуха в зоне обогрева $t_д$, °С, и $v_д$, м/с.

Предварительно проверяют техническую возможность обеспечения в рабочей зоне требуемых значений $t_д$ и $v_д$ при заданных $F_х$ и h. Расчет производят с помощью графиков (рис. III.42). Так, при $F_х=36$ м² (6×6 м), $t_о=70$°С, $h=10$ м, $t_р=20$°С требуемые значения $t_д=21$°С и $v_д=1$ м/с не могут быть достигнуты. Для этого необходимо уровень подачи нагретого воздуха h снизить до 5 м (или изменить значения $t_д$ и $v_д$, если это допустимо по санитарным и гигиеническим условиям).

В тех случаях, когда локальный обогрев площадок не может быть осуществлен за счет теплоты, отбираемой от воздуха, находящегося в верхней зоне помещения, производят **обогрев инфракрасными излучателями,** которые характеризуются гибкостью и мобильностью эксплуатации, отсутствием тепловой инерционности и сравнительно небольшими капитальными вложениями. Для этого применяют электрообогреватели и газовые излучатели. В электрообогревателях лучи образуются специальными вставками, установленными в рефлекторе, в котором формируется лучистый направленный поток. В газовых излучателях инфракрасные лучи образуются при сгорании газа в керамической излучающей панели. При обогреве площадок инфракрасными лучами (в допустимых пределах облученности) создаются комфортные условия для работы людей.

Методика проектирования электрического лучистого обогрева рабочих мест и зон холодных участков основных цехов черной металлургии была разработана ЦНИИпромзданий совместно с Всесоюзным научно-исследовательским и технологическим институтом электротермического оборудования и НИИ гигиены труда и профзаболеваний АМН СССР. Эта методика применима и для проектирования аналогичных систем и в других отраслях народного хозяйства.

При тепловом расчете системы определяют рациональную схему размещения обогревателей, которая обеспечивает заданные условия в зоне обогрева при минимальной мощности системы. Расчет системы выполняют путем последовательного приближения к оптимальному варианту. В соответствии с заданными условиями в зоне обогрева сначала выбирают предварительную схему размещения излучающих приборов; их рекомендуется располагать параллельно плоскости пола при высоте подвешивания 2,5—3 м или перпендикулярно плоскости, размещая центр прибора на расстоянии 0,7 м от пола.

На следующем этапе расчета определяют коэффициент энергопотребления системы η — отношение установленной мощности системы к произведению размера обогреваемой площади F, м^2, и средней облученности человека. Чем меньше коэффициент η, тем экономичнее система обогрева. Минимальное значение $\eta = 2{,}5 \div 3{,}5$ соответствует площадкам размерами 6×6; 12×12; 18×18 м при высоте подвешивания обогревателей 2,5 м и

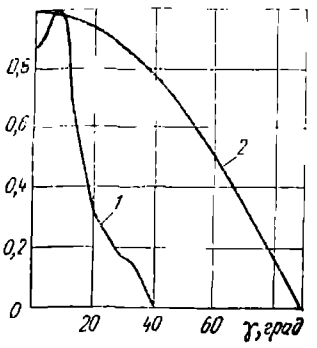
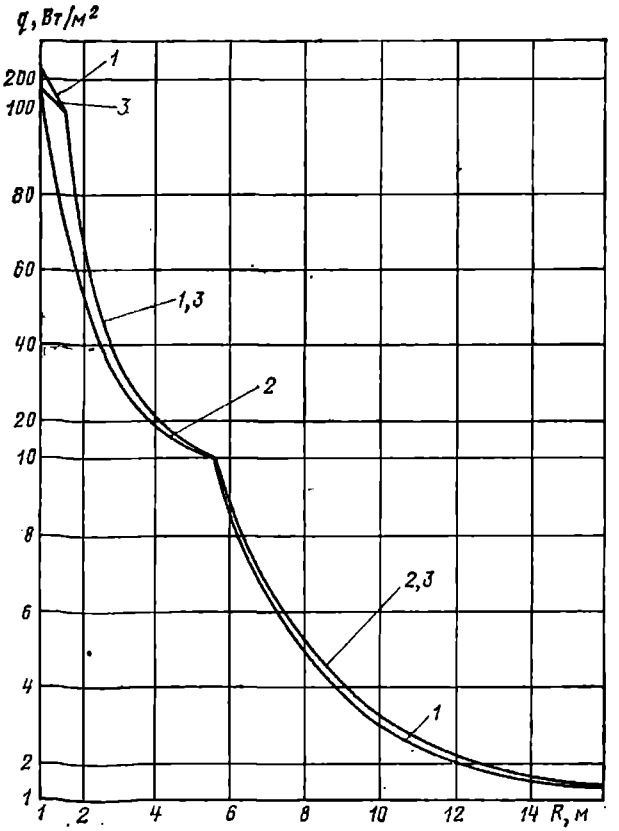


Рис. III. 43. Индикатрисы электрических и газовых инфракрасных излучателей

1 — электрообогревателя; *2* — газовой горелки ГИИ; γ — угол между главной оптической плоскостью и направлением лучей на поверхность тела человека или его участков

Рис. III.44. Зависимость облученности тела человека или его отдельных участков от радиуса зоны обогрева R

1 — для тела человека; *2* — для лица; *3* — для ног



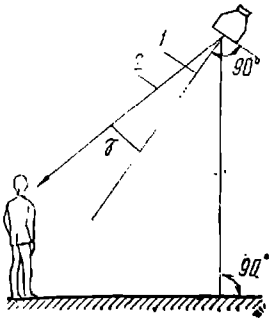


Рис. III.45. Отсчет угла γ между главной оптической плоскостью (*1*) и направлением лучей на поверхность тела человека или его участков (*2*)

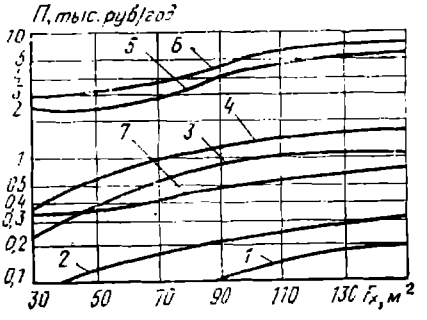


Рис. III.46. Зависимость годовых приведенных затрат на системы подогрева от его способа и исходных данных

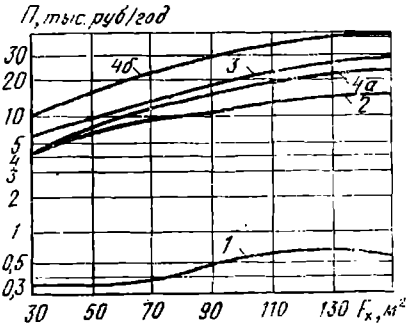


Рис. III.47. Экономическое сопоставление различных способов обогрева (для центральных районов)

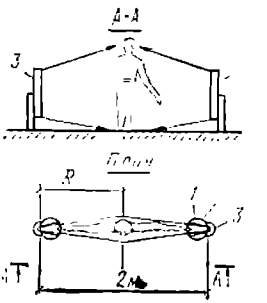


Рис. III.48. Расположение инфракрасных излучателей и человека
1 — индикатриса электрообогревателя (направленная); *2* — индикатриса газовой горелки (ненаправленная); *3* — инфракрасный излучатель

этих затрат для центральных районов страны в зависимости от F_x, $t_ю$, $t_р$, $v_д$, $t_д$ и h.

На рис. III.47 приведены результаты экономического сопоставления различных способов обогрева рабочей зоны помещения в центральных районах: *1* — воздушного (с прямым использованием нагретого воздуха верхней зоны при $h=10$ м; $t_о=50°C$; $v_д=0{,}7$ м/с; $t_д=18°C$); *2* — воздушно-отопительно-рециркуляционными агрега-

тами типа АО; 3 — лучистыми электрообогревателями типа ИЭТ-46-41; *4* — газовыми горелками типа «Звездочка» без учета системы местных отсосов (4а) и с их учетом (4б).

Обогрев рабочего производится обогревателями, расположенными вертикально с двух сторон от человека (рис. III.48); системы 3 и 4 обеспечивали одинаковую облученность рабочего в любой точке данной площадки. Единичные мощности электрообогрева 2,1 кВт (1800 ккал/ч), а газового — 2,5 кВт (2150 ккал/ч); продолжительность работы систем 5 тыс. ч/год, стоимость газа 8,7 руб/Гкал, а электроэнергии 0,023 руб/(кВт·ч).

Как следует из рис. III.48, экономически наиболее целесообразным является обогрев с прямым использованием нагретого воздуха верхней зоны. Этот вариант оказался наиболее экономичным для всех районов нашей страны.

Экономическая эффективность применения этого способа обогрева еще более возрастет при учете социально-экономического эффекта от улучшения условий труда и уменьшения в связи с этим числа простудных и других заболеваний (см. стр. 31).

Использование вторичных энергоресурсов (ВЭР) для теплоснабжения промышленных зданий приобретает все большие масштабы. Экономически это вполне оправдано — затраты на экономию 1 т условного топлива за счет использования ВЭР в 3—4 раза меньше затрат на его добычу и транспортировку. Уже сейчас степень использования так называемых горючих ВЭР (конверторный газ, хвостовые газы, образующиеся при выработке многих продуктов, горючие газы легкой промышленности и др.), по данным ВНИПИэнергопрома, превышает 90%, в результате чего экономится более 70 млн. т условного топлива в год. Годовой объем «тепловых» ВЭР в нашей стране составляет более 4,5 млрд. ГДж; из них более половины относится к высокопотенциальным ВЭР — это теплота продуктов производства, теплота уходящих газов ($t<300$°С), энергия избыточного давления газов и др. Низкопотенциальные ВЭР — это теплота промышленных стоков, конденсата, уходящих газов ($t>300$°С), оборотного водоснабжения, вентиляционных выбросов и др.

Высокопотенциальные «тепловые» ВЭР, по тем же данным, в настоящее время используются примерно на

60% (экономия более 18 млн. т условного топлива в год). В значительно меньшей степени используются низкопотенциальные ВЭР, в ряде случаев без должного экономического эффекта.

Во всех случаях экономическая задача заключается в том, чтобы в первую очередь использовать те источники ВЭР, при которых эффект будет наибольшим. С этой целью предварительно должна быть проведена паспортизация всех источников ВЭР с указанием их количеств, температур, степени загрязнения, продолжительности и режима поступления ресурсов. К числу этих источников относятся различные технологические ресурсы (отходящие газы, пар и нагретая вода, являющиеся результатами работы технологического оборудования, котельных, компрессорных и др.), а также вентиляционные выбросы. Одновременно определяют возможных потребителей ВЭР — технологические процессы, отопление, горячее водоснабжение, вентиляция и др. Следующим этапом является составление баланса количества ВЭР и потребности в них с подразделением последней на группы по температурам ВЭР (высокопотенциальная и низкопотенциальная теплота)*.

Заключительными этапами должны быть: а) выбор экономически наиболее целесообразного способа утилизации ВЭР по каждому их источнику (если на предыдущем этапе выявлена потребность в использовании этого источника); б) определение экономического эффекта от каждого соответствующего мероприятия и в) отбор для реализации наиболее эффективных мероприятий (если количество ВЭР, которые могут быть утилизированы, превышает потребность предприятия в них).

Новым перспективным и экономически наиболее целесообразным направлением решения этой задачи является комплексный подход к утилизации ВЭР в масштабе отдельных промышленных узлов или всего города. Это позволяет наиболее полно и эффективно использовать все имеющиеся в узле или городе ВЭР и соответственно отражать все принятые по их утилизации решения в перспективном плане теплоснабжения города.

Весьма большой интерес представляет выполненная институтом Латгипропром, Рижским политехническим

*Подробнее содержание этапов паспортизации ВЭР освещено в п. 2 гл. IV.

институтом и АН Латвийской ССР схема комплексного использования ВЭР промышленных предприятий г. Либаны. Утилизация высокотемпературных ВЭР (стекольный завод и др). позволила не только покрыть имн собственное теплопотребление, но и использовать их в тепловой сети города. В связи с этим городская ТЭЦ стала работать в буферном режиме, вырабатывая теплоту в зависимости от изменившегося теплопотребления. Применение для использования ВЭР контактных теплообменников, тепловых насосов, утилизация теплоты вентиляционных выбросов позволили не только удовлетворить все потребности предприятий города в ВЭР, но и иметь их излишек (17—24 МВт), который будет использован при расширении предприятий. По расчетам, суммарные капитальные вложения, необходимые для утилизации ВЭР на предприятиях, окупятся менее чем за год.

Различны источники ВЭР, которые могут быть использованы для отопления производственных зданий большого объема, различно и оборудование, с помощью которого реализуют эти ресурсы. Так, для утилизации теплоты газов, уходящих из термических печей, сначала устанавливают водяные подогреватели, в которых газы охлаждаются до 200—250°С, а затем контактные аппараты с активной насадкой, конструкция которых разработана институтом Латгипропром и Рижским политехническим институтом (рис. III.49). Установка состоит из утилизатора с активной насадкой *III* и конвективным трубным пучком *II* и воздухоподогревателя с активной насадкой *V* и конвективным пучком *IV* Газы, выходящие из термических печей *I* с температурой ~400°С, охлаждаются сначала в пучке *II*, а затем в активной насадке *III* утилизатора, и, охлажденные до 40—50°С, удаляются вентилятором (дымососом) в дымовую трубу. Вода подогревается в утилизаторе до 50°С, а затем часть ее дополнительно подогревается в пучке *II* до 95—150°С. Эта часть воды поступает в сеть теплоснабжения для отопления и горячего водоснабжения завода, а также расходуется для технологических его нужд. Остальная часть воды поступает в воздухоподогреватель, где отдает свою теплоту на нагрев приточного воздуха до 12°С, и, охлажденная до 20°С, поступает снова на нагрев в утилизатор. Воздух далее нагревается в калориферах до температуры, принятой

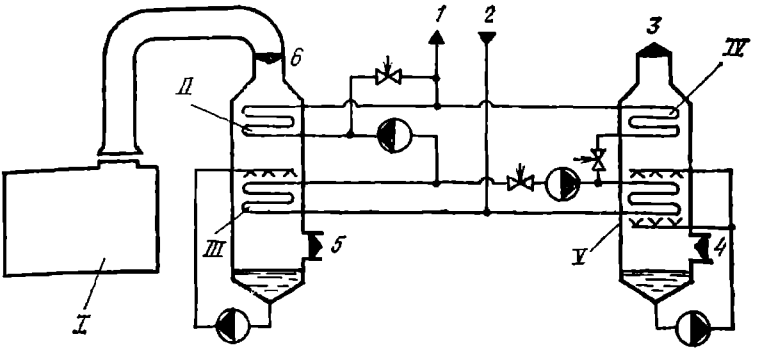


Рис. III.49. Схема применения контактных теплообменных аппаратов с активной насадкой, использующих теплоту уходящих газов
1 — вода для систем горячего водоснабжения, t=95°С; *2* — вода из системы горячего водоснабжения, t=20°С; *3* — нагретый воздух в цех, t=12°С; *4* — наружный воздух, t=—30°С; *5* — охлажденные дымовые газы, t=40—50°С; *6* — дымовые газы из термических печей, t=400°С

для воздушного отопления или приточной вентиляции.

По данным эксплуатации таких установок можно считать, что они обеспечивают экономию теплоты 8—12%, снижение капиталовложений в систему теплоснабжения до 15% и примерно на столько же снижение эксплуатационных расходов по этой системе. Такой высокий эффект должен обеспечить весьма большую область применения описанной установки. Если охлажденные в утилизаторе газы содержат значительное количество взвешенных веществ, то выходящую из него воду необходимо сначала направлять в отстойный бак, где взвеси осядут и не будут загрязнять разбрызгивающее устройство активной насадки *III* и соответствующий циркуляционный центробежный насос.

Большой экономический эффект обеспечивает во многих случаях «каскадный» способ утилизации высокотемпературных ВЭР. Примером может быть предложенная Казахским институтом объединения «Союзсантехпроект» схема утилизации теряемой теплоты паровоздушной смеси (выпар из конденсатных баков после упарки вырабатываемого продукта) в количестве 27 МВт (23 Гкал/ч). По этой схеме сначала теплота смеси расходуется в системах с большим круглогодичным потреблением промывочной воды на технологиче-

ские цели (17,4 МВт), затем на подогрев воды для систем отопления и вентиляции (7,7 МВт) и как конечный этап — на нагрев воды для систем горячего водоснабжения (1,8 МВт).

При реализации данной схемы расход тепловой энергии, получаемой от ТЭЦ, снизится на 197 тыс. МВт/год и будет обеспечен экономический эффект примерно 700 тыс. руб/год. В теплый период года излишек ВЭР, составляющий 7,7 МВт, будет использован для выработки холода в абсорбционных бромистолитиевых холодильных машинах. Такое решение резко повышает экономическую эффективность использования ВЭР в тех случаях, когда одним из основных потребителей их теплоты являются системы отопления и вентиляции.

Большинство промышленных предприятий имеет компрессорные, теплота сжатого воздуха в которых бесполезно сбрасывается в градирнях. Использование этой теплоты (60—70°С) для горячего водоснабжения или технологических нужд технически несложно и обеспечивает значительный экономический эффект. Такая утилизационная установка, запроектированная Гипромезом Минчермета СССР для двух компрессоров типа К-500-66-1, обеспечила экономию теплоты в количестве 142,5 тыс. ГДж/год и дала экономический эффект 416 тыс. руб/год.

III.6. Подогрев открытых площадок производственного назначения с использованием вторичных энергоресурсов

В настоящее время все чаще часть технологического оборудования размещают на открытых площадках (предприятия нефтехимической, химической, нефтеперерабатывающей и других отраслей промышленности). Такое решение на 10—20% снижает сметную стоимость зданий, ускоряет ввод строящегося предприятия в эксплуатацию, снижает трудоемкость строительно-монтажных работ и уменьшает взрывоопасность цехов.

Однако наличие снега и наледи на таких площадках препятствует нормальной эксплуатации размещенного на них оборудования. Удаление снега и наледи вручную связано с большими затратами времени и труда, портит покрытия площадок при использовании острых

приспособлений (ломы и др.), а иногда недопустимо по соображениям взрывоопасности производства. За рубежом с этой целью широко применяют подогрев покрытия открытых площадок. Выбор установки для их подогрева производят в зависимости от расчетной механической нагрузки на это покрытие и степени насыщенности площадки подземными инженерными коммуникациями.

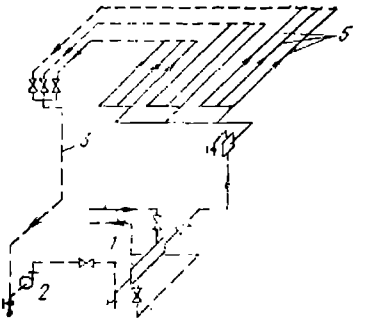


Рис. III.50. Схема системы подогрева открытой площадки с применением антифриза

При значительной механической нагрузке на покрытие или при наличии многих подземных коммуникаций применяют жидкостную установку с заделкой в конструкцию покрытия площадки регистров из стальных труб, в которых циркулирует антифриз (рис. III.50).

Первичный теплоноситель вода (используемый вторично энергоноситель) поступает в межтрубное пространство теплообменника *1*, и, пройдя его, в обратный трубопровод. Подогретый в теплообменнике антифриз далее с помощью насоса *2* через подающий трубопровод *3* поступает в регистры *5*. Обратные трубопроводы устраивают раздельными для каждого регистра. Регистры присоединяют к трубопроводам *3* по схеме с попутным движением теплоносителя, что обеспечивает более равномерное поступление антифриза во все регистры. С той же целью на обратных трубах от каждого из них устанавливают регулирующие краны *4*. Для обеспечения равномерности плавления снега на всей подогреваемой площади перепад температур антифриза в регистрах принимают равным всего 10—15°С, а расстояние между осями соседних труб — не более 35 см. Расширительный бак *6* служит для удаления из установки воздуха и для вмещения излишков теплоносителя, образовавшихся при его нагреве в теплообменнике *1*. Регистры и трубопроводы *3* укладывают с уклоном в сторону спускного вентиля, находящегося в самой низкой точке установки. Для полного удаления образующейся воды площадка должна иметь уклон в сторону водоприемной решетки.

Теплоотдача регистров зависит от конструкции покрытия, суммарной толщины материалов над трубой, диаметра труб регистра и средней температуры антифриза. Чем ближе находится регистр к поверхности, тем скорее плавится снег, но при этом возникает опасность появления в бетоне трещин. Поэтому толщина слоя бетона, находящегося над и под трубой, должна быть не менее чем по 5 см. С целью уменьшения потерь теплоты в грунт толщину укладываемого под конструкцией щебня принимают не менее 10 см.

Для увеличения теплопроводности покрытия применяют тяжелый и жесткий бетон (например, 280 кг/м³ цемента, 1200 гранитной или базальтовой крошки, 700 мелкого речного песка и 180—200 кг/м³ воды), тщательно уплотняя все его слои.

Рассчитывают установку исходя из имеющихся сведений об интенсивности снегопадов в данной местности в течение последних 15—20 лет (для Москвы в среднем 10 мм/ч). Расчет производят при $t_ц = 0$; при этой температуре снег имеет наибольшую массу 115 кг/м³ [для Москвы удельная масса выпадающего снега $g = 0{,}01 \times 115 = 1{,}15$ кг/(м²·ч)].

Расход теплоты, затрачиваемой на удаление снега, Вт/м² [ккал/(ч·м²)], определяют по формуле

$$q = q_{пл} + q_{гр} + q_{атм} + q_{исп}, \qquad (III.46)$$

где $q_{пл}$ — скрытая теплота плавления снега, равная 80 g; $q_{гр}$ — потери теплоты в грунте, находящемся под площадкой, в среднем составляющие 20—40% $q_{пл}$; $q_{атм}$ — потери теплоты в атмосферу конвекцией и радиацией, составляющие при плавлении слоя снега около 10% $q_{пл}$; $q_{исп}$ — потери теплоты на испарение части образовавшейся воды, принимаемые при плавлении слоя снега равными 0,1 $q_{пл}$.

С учетом потерь теплоты в трубопроводах установки рекомендуется принимать расход теплоты при плавлении слоя снега равным 630 кДж/кг (150 ккал/кг). Если образование слоя снега на подогреваемой площадке недопустимо и его необходимо плавить в момент выпадения на подогреваемую поверхность, то величины $q_{атм}$ и $q_{исп}$ резко возрастают и величину q рекомендуется принимать равной 1250 кДж/кг (300 ккал/кг); соответственно для Москвы $q = 204$ Вт/м² [175 ккал/(ч·м²)] при слоевом плавлении или 408 Вт/м² [350 ккал/м²)] при плавлении снега в момент его выпадения.

В пусковой период работы установки теплота затрачивается не на плавление снега, а на нагрев сред, ок-

ружающих антифриз (металла, бетона, асфальта, гравия, почвы), а также на нагрев антифриза; в этот период расход теплоты всегда больше расхода ее на плавление снега.

Если допустимо начать плавление снега с опозданием на 1,5—2 ч, то расчетную мощность установки определяют по расходу теплоты, Вт (ккал/ч), в рабочий период:

$$Q_{раб} = q F_{пл} \cdot 1,15, \qquad (III.47)$$

где $F_{пл}$ — подогреваемая площадь, м²; 1,15 — коэффициент, учитывающий наличие дополнительных потерь теплоты и неточность регулировки работы установки.

В противном случае расчетную мощность установки $Q_{сред}$ определяют по формуле

$$Q_{сред} = \sum_{1}^{n} g_i c_i \Delta t_i, \qquad (III.48)$$

где n — число окружающих антифриз сред; g_i — удельная масса i-той среды, кг/л или кг/дм³; c_i — теплоемкость этой среды, Дж/(кг·К) [ккал/кг·°С]; Δt_i — необходимое повышение температуры i-той среды в течение 1 ч, °С, которое принимают равным 7° для асфальта, 10° для бетона, 5° для щебня, 3° для грунта под конструкцией и равным средней расчетной температуре для металла и антифриза.

Для установки, подогревающей в Москве 400 м² площади и состоящей из регистров и трубопроводов общей массой 3 т, антифриза массой 1 т, слоя асфальта толщиной 3 см, слоев бетона 10 см и щебня 10 см, $Q_{сред}$ = =355 кВт (305 тыс. ккал/ч), $Q_{раб}$ = 196 кВт (168 тыс. ккал/ч), т. е. всего 55% $Q_{сред}$.

Необходимую площадь поверхности водоантифризного теплообменника допустимо определять так же, как и водоводяного, но с коэффициентом 1,25, учитывающим особенности этой жидкости. Антифризный насос подбирают с учетом принятого перепада температур антифриза в установке и увеличенной его вязкости по сравнению с водой; при этом исходят из той его вязкости, которая наблюдается при низшей наружной температуре воздуха при снегопадах в данной местности (для Москвы она равна — 18°С).

Для стандартного антифриза (53% этиленгликоля) потери на сопротивление трения, выраженные в долях сопротивления трения при движении воды, равны: 1,75 при $t_н$ = —18°С; 1,55 при 0°С; 1,4 при 10°С и 1,35 при

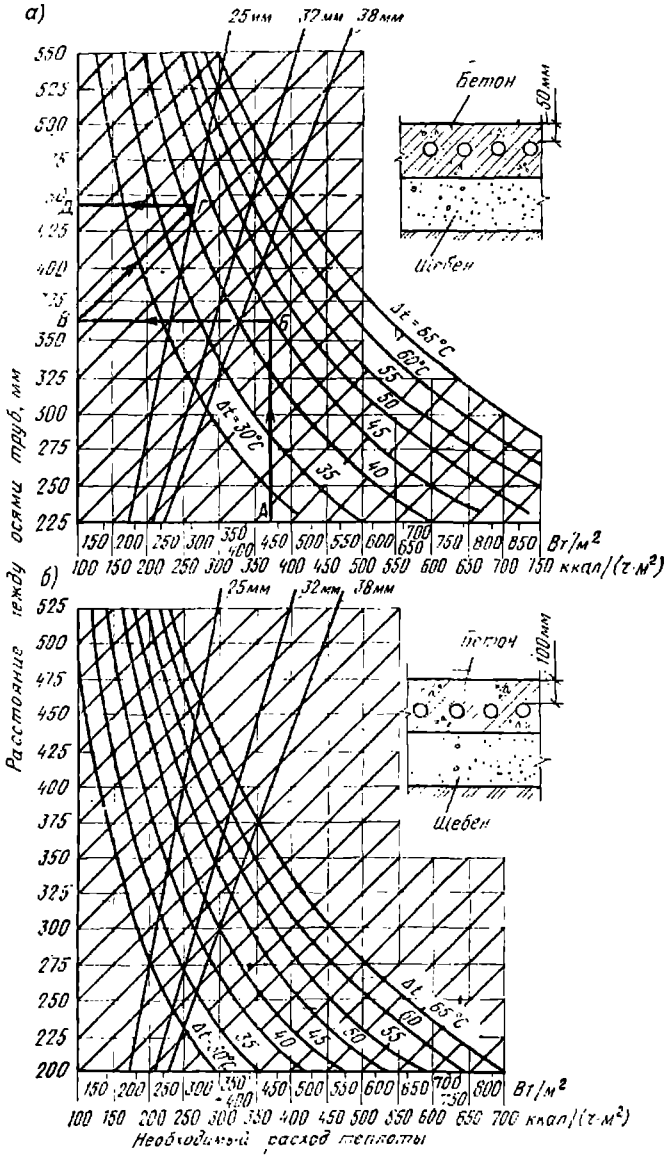
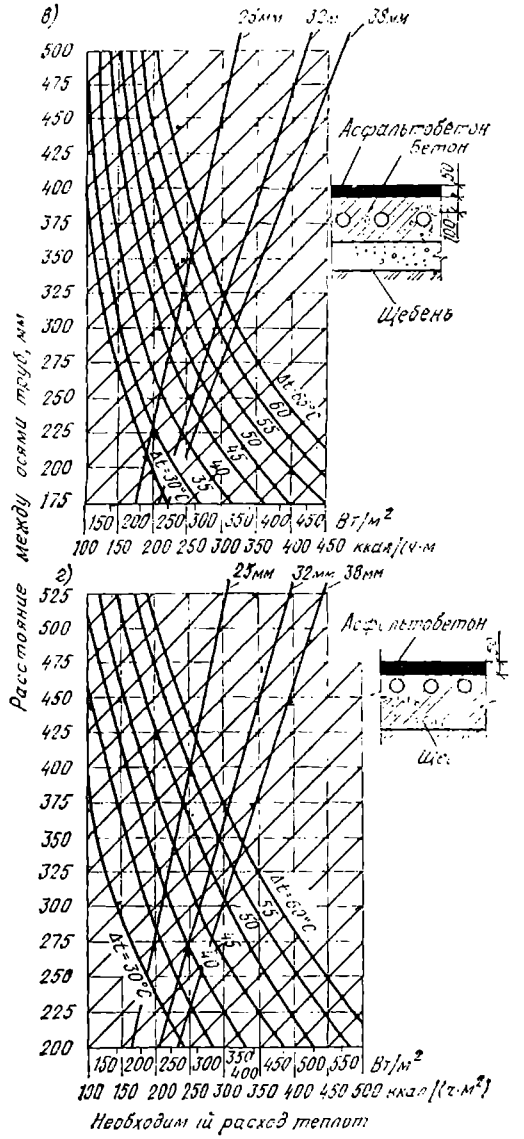


Рис. III.51. Графики для определения диаметров труб регист-
а — при заделке труб в слой бетона высотой над трубами 50 мм;
асфальтобетона; *г* — при слое



ров

б — то же, при высоте 100 мм; *в* — то же, с дополнительным слоем асфальтобетона над трубами

20°С. Объем расширительного бака (с учетом необходимости хранения некоторого запаса антифриза) принимают равным 10% его объема в установке.

Расчет установки производят в следующем порядке:

а) определяют по формуле (III.47) или (III.48) расчетный расход теплоты на подогрев площадок, Вт(ккал/ч);

б) выявляют возможность использования для этой цели имеющихся вторичных тепловых ресурсов как исходя из количества теплоты, которая может быть использована, так и их температур. В первую очередь следует использовать жидкостные ресурсы, имеющие более высокую температуру, которая на входе в водоантифризный теплообменник не должна превышать 75°С во избежание разложения антифриза. Минимально допустимая температура используемого ресурса 35—40°С;

в) выбирают конструкцию пола площадки. Если условия эксплуатации этой площадки допускают применение различных конструктивных решений, то выбирают конструкцию, при которой приведенные затраты на устройство и эксплуатацию площадки и установки для ее подогрева будут наименьшими (см. стр. 232);

г) выбирают диаметры труб регистров (в соответствии с расходом теплоносителя, необходимым расстоянием между осями соседних труб и скоростью антифриза в регистрах не более 1—1,5 м/с). Решение задачи упрощается, если пользуются графиками (рис. III.51), по которым определяют указанное расстояние при различных возможных конструкциях пола площадки.

Последовательность графического решения показана на рис. III.51, *а*. Из точки *А* ($Q_{раб}$=430 Вт/м²) проводят перпендикуляр до точки *Б*, соответствующей разности между средней температурой антифриза в регистрах и температурой поверхности площадки при плавлении на ней снега (1°С); в данном случае Δt=45°С. Затем проводят горизонтальную прямую до пересечения с ординатой в точке *В* и прямую *ВГ*, параллельную наклонной шкале графика, до пересечения с прямой, относящейся к трубе диаметром 25 мм, и, наконец, прямую *ГД*, параллельную оси абсцисс. Искомое расстояние между осями труб (точка *Д*), заделанных в слое бетона толщиной 5 см (до оси труб), равно 44 см, что больше рекомендуемого предела (35 см). Поэтому трубы большего диаметра неприменимы, а трубы диаметром 25 мм

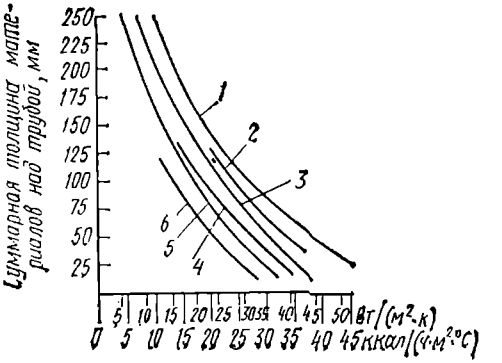


Рис. III.52. Величины теплоотдачи труб $d=25$ мм, заделанных в бетон (*1*), в бетон, покрытый плитами (*2*), в песок со слоем бетона снизу и сверху (*3*), в смесь песка и гравия при асфальтовом покрытии (*4*), в щебень при бетонном покрытии (*5*), в щебень при асфальтовом покрытии (*6*)

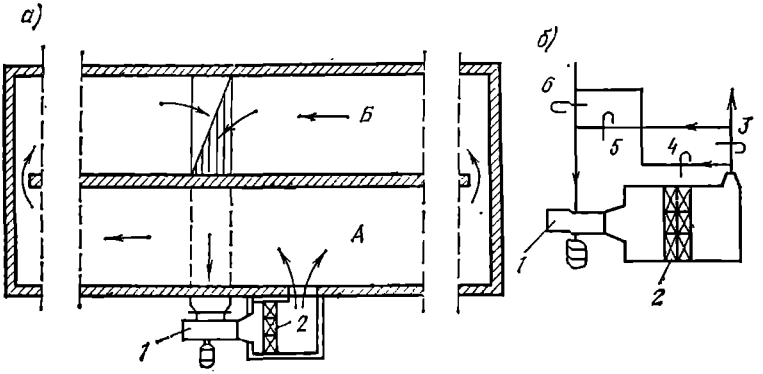


Рис. III.53. Схема установки для подогрева открытых площадок с теплоносителем воздухом (*а*) и устройство каналов (*б*)

следует укладывать на расстоянии 35 см друг от друга. Если средняя температура антифриза составит $\frac{35+25}{2}=$ $=30°С$, то расстояние между трубами этого диаметра должно быть 28 см и 32 см при трубах диаметром 32 мм.

При тех же условиях, но толщине слоя бетона 10 см (рис. III.51, *б*) и $\Delta t=45°С$ расстояние между трубами диаметром 25 мм должно быть 31 см, при дополнительном слое асфальтобетона над трубами, заделанными в бетон (рис. III.51, *в*), — 26 см, а при слое асфальтобетона и расстоянии между осью труб и асфальтобетоном 10 см (рис. III.51, *г*) — 23 см. Величины теплоотдачи труб диаметром 25 мм, заделанных в покрытия различной конструкции, показаны на рис. III.52.

Для нагрева антифриза могут быть использованы разные вторичные тепловые ресурсы — оборотная вода (после охлаждения ею технологического оборудования или от теплоспутников материалопроводов и др) или воздух с высокой температурой, удаляющийся от технологического оборудования.

Одним из наиболее эффективных вариантов такого решения является использование теплоты сжатого воздуха, часто выходящего из компрессорных с температурой 60—70°С, а иногда и более высокой. Если этот воздух требует осушки, то его предварительно охлаждают со сбросом теплоты в градирнях. Установка теплообменников позволяет целесообразно и комплексно использовать эту теплоту: частично на подогрев открытых площадок, а в бесснежные периоды или при наличии избыточной теплоты — для системы горячего водоснабжения, нагрева подпиточной воды в котельных установках и других целей.

Выполненный Харьковским ПромстройНИИпроектом такой проект для краматорского завода «Энергомашспецсталь» обеспечил экономию теплоты около 0,75 ГВт, что достаточно для подогрева открытых площадок общей площадью 1800 м².

Системы с воздушным подогревом открытых площадок обладают рядом достоинств по сравнению с антифризным подогревом: не требуются стальные трубы, теплообменники и антифриз; нет опасности утечки последнего через неплотности в трубопроводах, арматуре и теплообменниках. Недостатками систем воздушного подогрева являются недопустимость большой механической нагрузки на подогреваемую площадку и несколько увеличенный по сравнению с ранее описанной установкой расход электроэнергии.

Принципиальная схема установки с воздушным подогревом площадок показана на рис. III.53,*а*. Подогретый в калориферах *2* воздух поступает в находящиеся под площадкой воздушные каналы — подающие *А*, а затем в обратные *Б*, образующие замкнутый контур. Пройдя эти каналы, воздух охлаждается и вентилятором *1* нагнетается в калориферы *2* и вновь поступает в каналы *А*.

Указанная схема установки обеспечивает достаточно равномерное плавление снега на площадке только при длине подающих или обратных каналов до 50 м. При

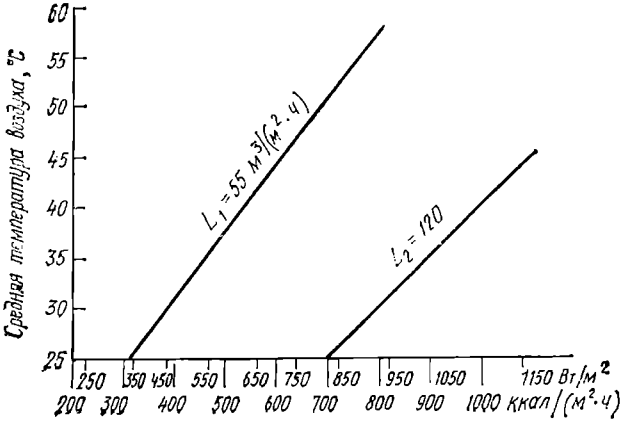


Рис. III.54. Зависимость теплоотдачи через плиты каналов от средней температуры и расхода воздуха

большей их длине целесообразно применять схему (рис. III.53,*б*), обеспечивающую возможность периодического изменения направления воздуха в каналах; для этого закрывают установленные в воздуховодах шиберы *6* и *7* и открывают шиберы *4* и *5*.

Эффективность работы установки зависит от теплопроводности плит перекрытия канала, которые должны выполняться из тяжелого и жесткого железобетона. При укладке элементов каналов необходимо предотвращать возможность перетекания воздуха из подающего канала в обратный, а также обеспечивать уклоны вдоль площадки для стока образующейся воды к водопоглощающей решетке. Сверху каналы покрывают слоем асфальтобетона толщиной 2,5—3 см или специальными плитками при наличии химически агрессивных сред.

Необходимое количество и среднюю температуру воздуха определяют по экспериментальным данным (рис. III.54), полученным автором [расходу воздуха 55 м³/(м²·ч) соответствовала скорость 4 м/с, а расходу 120 м³/(м²·ч) — 8,6 м/с; плиты перекрытия были изготовлены из тяжелого бетона толщиной 6 см, сверху перекрытия находился асфальтобетон толщиной 3 см]. Во избежание значительной неравномерности плавления снега перепад температур воздуха в каналах ограничивают. 10—20°С. При меньшем перепаде температур про-

тифризом в среднем равна 8 руб/м², а с воздушным подогревом — 7,5 руб/м². В условиях Москвы удаление снега и наледи с вывозкой их на свалки обходится 1,8—2,3 руб/(м²·год). На основании этих данных можно сделать вывод о большой экономической эффективности подогрева открытых площадок производственного назначения.

III.7. Снижение расходов теплоты за счет внедрения новых видов и совершенствования применяемых отопительных систем

В последние годы за рубежом резко возросли масштабы применения электрического отопления жилых и общественных зданий. Так, в США в 1971 г. такое отопление имелось в 31% новых жилых зданий, в 1975 г. — в 60%, а к концу века достигнет 70%. Во Франции свыше 96% строящихся жилых индивидуальных зданий оборудованы электроотоплением. Достоинствами этого отопления являются: возможность просто и надежно обеспечить автоматическое регулирование теплоотдачи нагревательных приборов и использовать энергию в периоды снижения нагрузок на энергосистему; отсутствие продуктов сгорания, загрязняющих атмосферу, и необходимых для их удаления каналов или труб; быстрота монтажа системы; небольшая масса нагревательных приборов; меньшие капитальные вложения и др.

При внепиковом электроотоплении (с использованием электроэнергии в часы ночного снижения нагрузки) затраты на электроэнергию считают следующими: ОЭЭС Центра и Юго-Запада 16 руб/(МВт·ч); Средней Волги, Юга, Северного Кавказа, Закавказья — 15; Средней Азии, Дальнего Востока — 12; Урала — 11 и Северного Казахстана — 7 руб/(МВт·ч) (переменная часть графика электрической нагрузки в ОЭЭС Сибири целиком заполнена гидроэлектростанциями, поэтому тепловые электростанции этой системы работают с полной нагрузкой во все часы суток и внепиковой энергии не производят).

Размер возможной экономии теплоты при применении такого отопления зависит и от уровня теплозащиты обслуживаемых зданий. При большей стоимости теплоты, получаемой за счет преобразования электроэнергии,

чем теплоты при сжигании топлива, оптимальный уровень теплозащиты зданий возрастает и соответствующее снижение затрат теплоты на их отопление должно учитываться как одно из слагаемых общего эффекта. Результаты расчетов французских исследователей (учитывающих изменение уровня теплозащиты жилых зданий при электрическом их отоплении) приведены в табл. III.15.

Таблица III.15. Снижение затрат энергии при электрическом отоплении зданий

Вид отопления	Потребность в теплоте, %	КПД использования теплоты	Расход теплоты в здании, %	КПД системы	Расход первичной энергии, %	Общий КПД	Относительный расход первичной энергии, %
Централизованное	100	0,65	154	0,8	193	0,52	100
Индивидуальное на жидком топливе	100	0,9	111	0,7	159	0,63	82
Электрическое	50	1	50	0,35	143	0,35	64

Достоинствами внепикового электроотопления являются отсутствие дополнительных вложений на сооружение электростанций и только частичный учет затрат на сооружение внешних электросетей. Различают два вида аккумуляционного электроотопления: центральное и местное. Наиболее распространена схема центрального аккумуляционного отопления с теплоносителем водой. Вырабатываемая в электрокотле теплота накапливается в баках-аккумуляторах. Количество вырабатываемой и расходуемой теплоты регулируется с помощью датчиков наружной и комнатной температуры.

Местное аккумуляционное электроотопление весьма часто осуществляют напольным, когда теплота накапливается в бетонном массивном перекрытии. Толщина массива при аккумулировании теплоты в течение 8 ч ночью и дополнительно 2 ч днем должна быть не менее 80 мм.Нагревательные приборы замоноличивают в массив при его бетонировании.

Определим ориентировочно область экономически целесообразного применения электрического отопления,

условно считая, что капитальные вложения в него равны вложениям в систему водяного отопления с генераторами теплоты и тепловыми сетями с учетом экономии энергии 20% (почти нет потери в сетях и точнее регулируется теплоотдача нагревательных приборов). Принимаем, что при обоих вариантах уровень теплозащиты зданий и годовые затраты на ремонт и межремонтное обслуживание систем одинаковы.

Варианты сопоставляются по величинам произведения $n_{от}\ (t_в - t_{ср.от.})\ c_э$, где $n_{от}$ — длительность отопительного периода, ч/год; $c_э$ — стоимость энергии, тепловой или электрической, руб/(кВт/ч) (табл. III.16).

Таблица III.16. Ориентировочная область экономически целесообразного применения электроотопления жилых зданий при льготной стоимости электроэнергии

Город	Значения $n_{от} \times (t_в - t_{ср.от})\ c_э \times 10^{-6}$ при системе отопления		Город	Значения $n_{от} \times (t_в - t_{ср.от})\ c_э \times 10^{-6}$ при системе отопления	
	от ТЭЦ	электрической		от ТЭЦ	электрической
Алма-Ата	0,96	0,45 (0,28)	Минск	1,23	1,15 (0,72)
Владивосток	2,01	1,05 (0,66)	Москва	1,44	1,33 (0,83)
Воронеж	1,04	1,3 (0,81)	Рига	1,15	1,17 (0,73)
Иркутск	1,62	1,07 (0,67)	Ростов-на-Дону	1,04	0,95 (0,59)
Калининград	1,05	1,11 (0,69)	Свердловск	1,62	1,16 (0,74)
Киев	1,11	1,03 (0,64)	Таллин	1,32	1,27 (0,8)
Куйбышев	1,54	1,43 (0,89)	Ташкент	0,64	0,49 (0,31)
Ленинград	1,38	1,36 (0,85)	—	—	—

Примечание. В скобках даны значения при 50% экономии энергии.

В настоящее время при принятых условиях (20% экономии теплоты) электрическое отопление экономически целесообразно лишь в Казахстане, Воронежской и Калининградской областях из-за высоких тарифов на тепловую энергию. Однако положение изменится, если уровень теплозащиты зданий при электрическом отоплении повысить до оптимального при этом отоплении уровня (см. гл. I); область экономически целесообразного применения его значительно расширится.

При установлении льготных тарифов на электроэнергию электрическое отопление выгоднее водяного во всех

15 городах, приведенных в табл. III.16, в которой принята минимальная экономия теплоты при использовании электроэнергии для отопления зданий. Однако результаты многолетних исследований, проведенных за рубежом, показали, что эта экономия значительно больше, особенно при аккумуляционных электросистемах потолочного отопления. Сравнительные испытания трех видов электроотопления — потолочного, напольного и с аккумуляционными нагревателями, выполненные в ФРГ, показали, что потребление энергии в квартирах жилого здания с аккумуляционными нагревателями на 52% больше, чем в квартирах с потолочным отоплением, а при напольном отоплении на 37% больше, чем при потолочном, когда возможно достаточно точное регулирование теплоотдачи нагревателей с использованием для компенсации теплопотерь бытовых тепловыделений.

Сопоставление расходов энергии при работе системы отопления за счет сжигания жидкого топлива и при электрическом отоплении (во многих малоэтажных и многоэтажных жилых зданиях) показало, что при отсутствии в квартирах счетчиков теплоты расход энергии при электроотоплении составлял всего 38% расхода энергии систем водяного отопления. При поддержании одинаковой температуры воздуха в комнатах при обоих сопоставляемых видах отопления экономия энергии при электроотоплении составила примерно 50%.

Следовательно, при одинаковом уровне теплозащиты зданий электроотопление экономически целесообразно в 12 городах из 15 (см. табл. III.16).

Таким образом, установление льготных ночных тарифов на электроэнергию при широком внедрении электрического отопления может дать значительную экономию энергии и экономический эффект.

Некоторую сложность представляет определение в заданных условиях экономически наиболее целесообразного вида отопления новых поселков, производимое с учетом потребностей теплоты для горячего водоснабжения и пищеприготовления. Как указывалось ранее (стр. 63), при практической возможности использования для этой цели четырех видов топлива (уголь, природный и сжиженный газы, ТПБ) могут быть осуществлены девять вариантов их использования с квартирными и централизованными генераторами теплоты.

Однако возможны и более сложные дополнительные

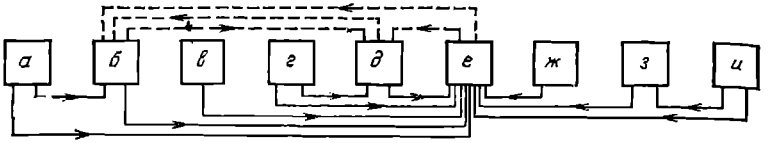


Рис. III.56. Варианты перехода от одного вида теплоснабжения сельского поселка к другому

а — квартирный генератор теплоты, топливо — уголь; *б* — центральная котельная, топливо — уголь; *в* — квартирные системы с теплогенераторами КГТ и индивидуальными хранилищами ТПБ; *г* — то же, с централизованным снабжением ТПБ; *д* — центральная котельная, топливо — ТПБ; *е* — центральная котельная, топливо — природный газ; *ж* — квартирный генератор теплоты, топливо — природный газ; *з* — теплоснабжение — квартирный генератор теплоты, топливо — уголь, пищеприготовление — на природном газе из баллонов; *и* — то же, снабжение газом — из групповых резервуаров

варианты, при которых в первые годы существования поселка целесообразно (из-за малой потребности в теплоте) осуществлять местное теплоснабжение, а затем переходить на централизованное; при этом часто изменяется и вид топлива, сжигаемого в генераторах теплоты. Такое решение является единственным и в тех случаях, когда отводящую линию от магистрального газопровода прокладывают не в первые годы существования поселка.

На рис. III.56 показаны одиннадцать возможных подвариантов, восемь из которых предусматривают переход от местных и центральных генераторов теплоты к центральной газифицированной котельной (сплошные линии). Однако, учитывая повышение удельного веса углей в энергетическом балансе страны, в перспективном периоде возможен переход на уголь при теплоснабжении от центральной котельной, работающей на газе или на ТПБ.

Если план перспективного развития поселка предусматривает неизменность какого-либо варианта его теплоснабжения на ближайшие 30—40 лет (считая от года его возникновения), то приведенные затраты на данный вариант определяют по обычной формуле. Более сложным является определение их для вариантов, предусматривающих последовательное применение двух видов теплоснабжения, так как здесь требуется выявить не только наиболее целесообразный в заданных условиях вариант, но и тот год перехода от первого подварианта ко второму, когда экономический эффект оказался бы наибольшим.

Такое решение находят, выполняя последовательно два его этапа. Так, если выявляется целесообразность перехода от варианта с квартирными теплогенераторами КГТ с подземными индивидуальными хранилищами ТПБ (вариант «в» на рис. III.56) к варианту с центральной котельной, работающей на ТПБ (вариант «д»), то сначала определяют $П_{ijв}$ и $П_{ijд}$, считая, что перехода в течение 30—40 лет не будет. Если $П_{ijв} < П_{ijд}$, то переход от варианта «в» к варианту «д» всегда будет невыгодным: необходимость осуществления новых капитальных вложений в год перехода еще более увеличит невыгодность такого перехода.

Если $П_{ijв} > П_{ijд}$, то определяют целесообразный год перехода от варианта «в» к «д» в интервале 4—30 лет; меньший срок перехода от децентрализованного теплоснабжения к централизованному практически нереален: как правило, в развивающемся поселке потребность в теплоте сначала сравнительно невелика — за этот срок построено еще мало жилых зданий; в этих условиях переход к централизованному теплоснабжению приведет к значительному росту себестоимости единицы теплоты. Осуществлять переход в последние пять — десять лет расчетного периода практически нецелесообразно, так как к этому времени возможно полное моральное устарение примененной техники теплоснабжения сельских поселков (следовательно, возникает необходимость внедрения каких-то новых решений по виду топлива и системе теплоснабжения). Кроме того, могут изменяться намеченные темпы прироста потребности их в теплоте.

Примерно в такой же последовательности определяется экономически наиболее целесообразный вариант отопления инвентарных передвижных жилых зданий. Такими вариантами могут быть: отопление местными устройствами, работающими на различных видах органического топлива; применение электронагревательных приборов; отопление от групповой котельной или от ТЭЦ. Решающими факторами здесь являются срок пребывания зданий на одном месте, стоимость топлива и электроэнергии, а также климатические и гидрогеологические условия местности.

При сопоставлении вариантов отопления необходимо учитывать, что для каждого из них экономически наиболее целесообразный уровень теплозащиты зданий,

как правило, будет разным, поэтому перед сопоставлением следует определить эти уровни. Приведенные затраты на отопление инвентарных зданий определяют исходя из срока их службы (8 лет). Практически тот же срок службы может быть принят для транспортабельных отопительных котлов, которые будут работать в весьма тяжелых условиях эксплуатации (быстрый рост слоя накипи на поверхностях нагрева котлов, низкая квалификация обслуживающего персонала и др.), а также для тепловых сетей от котельной к домикам.

При варианте с местным отоплением в приведенных затратах необходимо учитывать оплату труда лиц, осуществляющих это отопление (стр. 49).

Значительные возможности снижения затрат тепловой энергии на отопление гражданских зданий представляет работа отопительных систем с перерывами. При этом расчетная мощность системы должна быть большей по сравнению с обычной так же, как и в производственных зданиях (см. стр. 199). Однако для многих таких зданий, в основном административных, соответствующие расчеты более сложны — необходимо обеспечить поддержание примерно одинаковых температур воздуха во всех помещениях здания, хотя тепловая инерция их ограждающих конструкций может быть разной (например, угловые и средние помещения промежуточных и верхнего этажей).

В МИСИ им. В. В. Куйбышева была выполнена работа по определению экономически наиболее целесообразного режима прерывистого отопления административного здания объемом 24 тыс. м³ с керамзитобетонными наружными стеновыми панелями, железобетонными перекрытиями и гипсобетонными перегородками при следующих принятых условиях: перерыв в работе системы происходит один раз в сутки; температура воздуха во всех помещениях в рабочий период суток должна находиться в интервале 18—22°С. Исследование выполнялось при коэффициентах увеличения тепловой мощности системы, равных 1,3; 1,5 и 1,7 (при большем α температура воздуха в помещениях верхнего этажа выходит из указанного интервала). Достигаемая при этих увеличениях мощности системы экономия теплоты приведена в табл. III.17. [Данные получены исходя из климатических условий Москвы и расчетного

Однако результат расчетов может быть иным при другой длительности отопительного периода и стоимости тепловой энергии.

Приведенные расчеты показывают, что, проектируя прерывистое отопление типового здания, необходимо выявлять как область экономически целесообразного применения этого энергосберегающего мероприятия в различных районах страны, так и более целесообразный в этих районах коэффициент мощности системы.

III.8. Снижение расхода теплоты за счет оснащения систем отопления более совершенной арматурой и приборами

Снижение расхода теплоты в системах отопления может быть достигнуто за счет устранения практически весьма значительных (см. стр. 107) перегревов помещений в результате применения более совершенной регулировочной арматуры и автоматически действующих приборов.

Системы отопления нуждаются как в централизованной, так и в индивидуальной регулировке, которая необходима в связи с периодическими поступлениями в помещение теплоты солнечной радиации и бытовых тепловыделений и в связи с изменяющимся количеством наружного воздуха, инфильтрующегося в помещение. Эти тепловыделения не совпадают по времени в каждом помещении, поэтому представляется возможным использовать их для снижения расхода теплоты при наличии автоматически действующих регуляторов, устанавливаемых у каждого нагревательного прибора. Такие регуляторы позволят экономить не менее 12% топлива, расходуемого на отопление зданий.

К регуляторам предъявляются следующие требования:

а) высокая надежность и стабильность характеристики, обеспечивающие работу регулятора без его ремонта в течение 10 лет и более;

б) простота конструкции, обеспечивающая небольшую его стоимость и небольшой расход энергии приводом регулирующего органа;

в) бесшумность (при установке в жилых зданиях);

г) малые габариты;

(считая от полного закрытия клапана) практически дал расход 47—48 л/ч. Следовательно, монтажная (вертикальная) регулирующая способность такого крана ничтожна и изменение расхода воды с его помощью может быть достигнуто лишь второй эксплуатационной регулировкой (горизонтальной). Учитывая также невизуальность регулирования краном, быстрое «закипание» крана, легкое изменение регулирующей его позиции жильцами, можно считать, что он не оправдывает своего назначения.

Значительное снижение расхода теплоты на отопление зданий (до 12% расчетной величины) может быть достигнуто путем применения **автоматических систем пофасадного регулирования теплового режима.** Суточные изменения направления и скорости ветра, угла падения солнечных лучей (или их отсутствие), изменение температуры наружного воздуха по-разному воздействуют на температуру воздуха в помещениях, расположенных на разных фасадах здания. Пофасадное автоматическое регулирование работы системы отопления позволяет устранить эти негативные явления.

В настоящее время конкурентоспособными являются две системы автоматического регулирования теплового режима в зданиях, разработанные институтом Челябинскгражданпроект и ЦНИИЭП инженерного оборудования.

На рис. III.57, *а* представлена схема такой системы, разработанная институтом Челябинскгражданпроект для зданий с бифилярной системой отопления при наличии ЦТП. Узел управления оснащается двумя унифицированными блоками (по одному на каждый фасад), состоящими из поворотно-регулирующей заслонки (ПРЗ), исполнительного механизма ИМ 2/120 и пропорционального терморегулятора ПТР-П. Унифицированные блоки соединены электропроводкой с датчиками температуры, которые располагаются в нескольких контрольных комнатах первого этажа соответствующего фасада. При отклонении $t_в$ в этих комнатах от нормальной сигнал от датчиков поступает в измерительный мост, усиливается и включает двигатель, воздействующий (через винтовую передачу) на заслонку, изменяя расход теплоносителя, проходящего через нее. Угол поворота заслонки зависит от величины сигнала рассогласования между заданным режимом стабилизации и $t_в$ в контрольном помещении

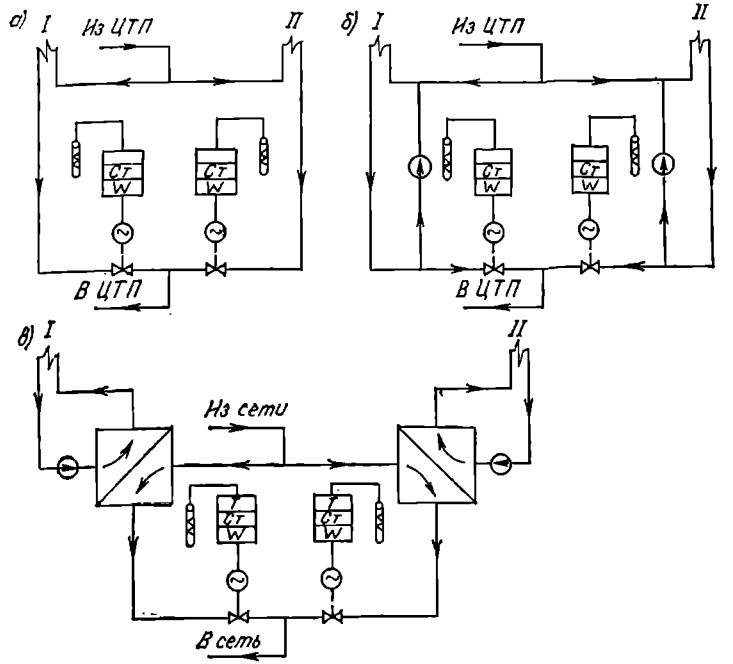


Рис. III.57 Схемы пофасадного регулирования отопительных систем, разработанные Челябинскгражданпроектом

а — при наличии ЦТП; *б* — при наличии подмешивающего насоса; *в* — при независимом подсоединении отопительной системы; *I* и *II* — системы соответственно северного и южного фасадов

(сигнал поступает в цепь измерительного моста терморегулятора, обеспечивая пропорциональный закон регулирования).

В зданиях с независимым подсоединением отопительных систем или при наличии подмешивающих насосов (рис. III.57, *б, в*) обычно применяют унифицированный бесконтактный блок автоматики, состоящий из той же заслонки, исполнительного двигателя Д-32П2, усилителя УПМ-Д5 и преобразователя ПФ-6. Практика эксплуатации показала, что система, разработанная Челябинскгражданпроектом, обеспечивает постоянство $t_в$ в интервале ± 1°С и сохраняет работоспособность при температуре окружающей среды 5—50°С и относительной влажности воздуха до 90%.

Гидравлическую систему автоматического пофасад-

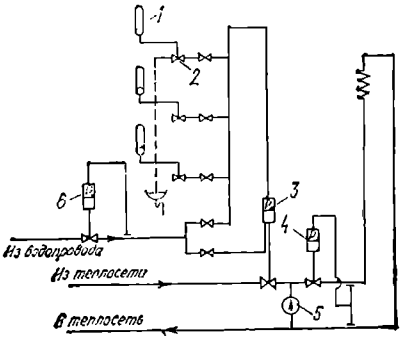
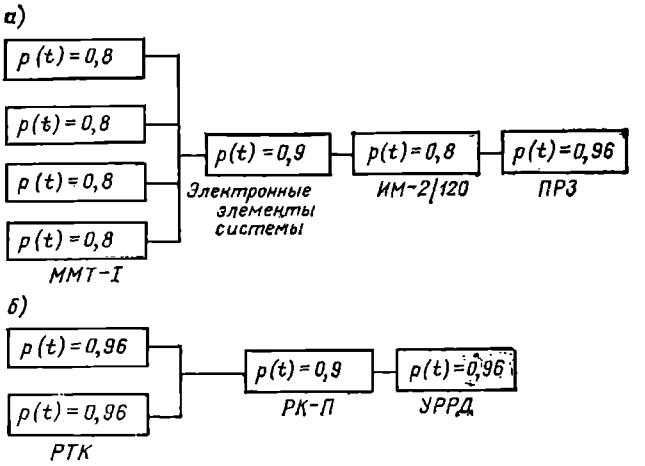


Рис. III.58. Схема пофасадного регулирования отопительных систем, разработанная ЦНИИЭП инженерного оборудования

1 — термобаллон (датчик температуры воздуха); *2* — игольчатый вентиль; *3* — регулирующий клапан; *4, 6* — регуляторы расхода; *5* — насос

Рис. III.59. Схемы для расчета надежности систем автоматики Челябинскгражданпроекта *(а)* и ЦНИИЭП инженерного оборудования *(б)*



ного регулирования, разработанную ЦНИИЭП инженерного оборудования, применяют при независимом подсоединении отопительной системы к тепловой сети и при наличии подмешивающего насоса (рис. III.58). В нескольких контрольных помещениях здания устанавливают датчики температуры воздуха — термобаллоны, присоединяемые к игольчатым вентилям и гидравлической системе регулирования. В ней предусмотрены два регулятора расхода типа УРРД (регулятор *6* устанавливают до узла смешения, а регулятор *4* служит стабилизатором расхода), а также редукционный клапан РК-II.

Область целесообразного применения подобных автоматически действующих систем определяют не только

исходя из капитальных вложений в них и эксплуатационных затрат на систему. Дополнительно учитывают вероятность безотказной работы, отчего зависит количество сэкономленной теплоты. Как известно, под безотказной работой понимают способность изделия сохранять работоспособность. Вероятность безотказной работы P за выбранный промежуток времени определяют по формуле (I.10).

На рис. III.59, *а* дана схема расчета надежности системы автоматики, предложенной институтом Челябинскгражданпроект. ЦНИИЭП инженерного оборудования, сопоставлявший все системы, вероятность безотказной работы при $P=0{,}8$ за 2000 ч принял равной: для заслонки ПРЗ — 0,96, электронного блока — 0,9, исполнительного механизма ИМ2/120—0,8 и для термосопротивлений ММТ-1—0,8.

При таких условиях

$$P(x) = [1-(1-0{,}8)^4]\ 0{,}8\cdot 0{,}9\cdot 0{,}96 = 0{,}69.$$

Для системы, предложенной ЦНИИЭП инженерного оборудования (рис. III.59,*б*), по расчетам авторов,

$$P(x) = [1-(1-0{,}96)^2]\ 0{,}9\cdot 0{,}96 = 0{,}85.$$

Принимая одинаковой для всех систем максимально возможную экономию теплоты при наличии пофасадного регулирования теплового режима в зданиях в размере 12% расчетного годового расхода теплоты на отопление, определим экономию теплоты для первой системы $0{,}69\cdot 12 = 8{,}3\%$, для второй — $085\cdot 12 = 10{,}2\%$.

Капитальные вложения, по данным ЦНИИЭП инженерного оборудования, соответственно равны 1320 и 1350 руб. на здание. Срок службы систем может быть установлен только ориентировочно примерно 8 лет. В этом случае $\mu=2{,}1$ (см. гл. I) и учитываемая величина капитальных вложений составит соответственно 2780 и 2830 руб. Затраты на ремонты могут быть приняты одинаковыми для всех систем — 130 руб/год (данные ЦНИИЭП инженерного оборудования).

Определим целесообразность применения указанных систем при следующих условиях: здание объемом 10 000 м^3 имеет расчетные теплопотери 232 КВт (0,2 Гкал/ч), а средние за отопительный период 116 кВт (0,1 Гкал/ч); стоимость теплоты 3,6 руб/ГДж $\times$ $\times$(15руб/Гкал); длительность отопительного периода 5000 ч/год.

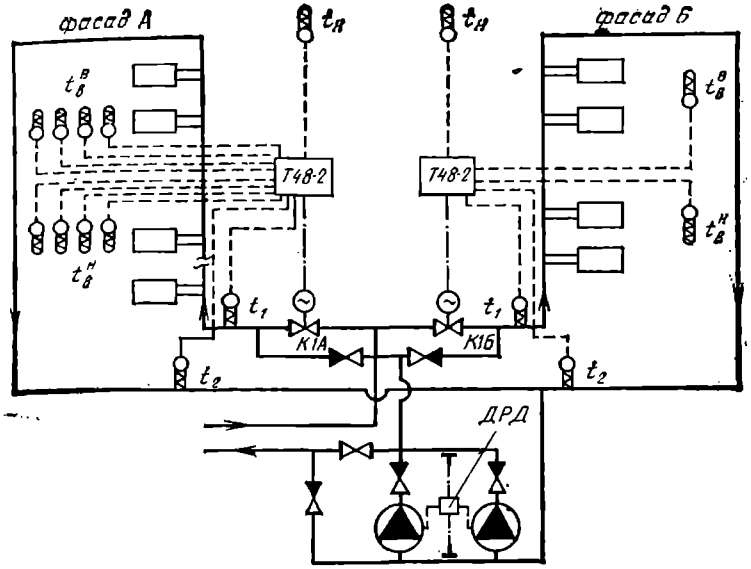


Рис. III.60. Рекомендуемая схема автоматизации системы отопления с пофасадным регулированием

стоимость элеваторного присоединения, а также отсутствие значительного шума при работе системы. Новые предложения по совершенствованию элеваторных присоединений, позволяющих достичь переменного коэффициента смешения, представлены на рис. III.61 и III.62.

На рис. III.61 изображена схема с двухсопловым элеватором, предложенная Ленинградским институтом Академии коммунального хозяйства. В нее входят: двухсопловый элеватор *1;* два независимых трубопровода *4* и *5;* подающих сетевую воду к основному *3* и вспомогательному *2* соплам элеватора; регулирующий орган *6* с исполнительным механизмом *7* и командным аппаратом *8;* датчики температуры наружного воздуха *9* и температуры воды *10,* поступающей в систему отопления *11.* Датчиками служат медные термометры сопротивления, командный аппарат выполнен на базе транзисторного усилителя УТ.ТС и реле времени 2ВРМ, рабочий орган — регулирующий клапан с исполнительным механизмом ПР-1М. Если температура воды равна или выше расчетной, то регулятор *6* закрыт и вода поступает в элеватор через сопло *3;* при пониженной температуре во-

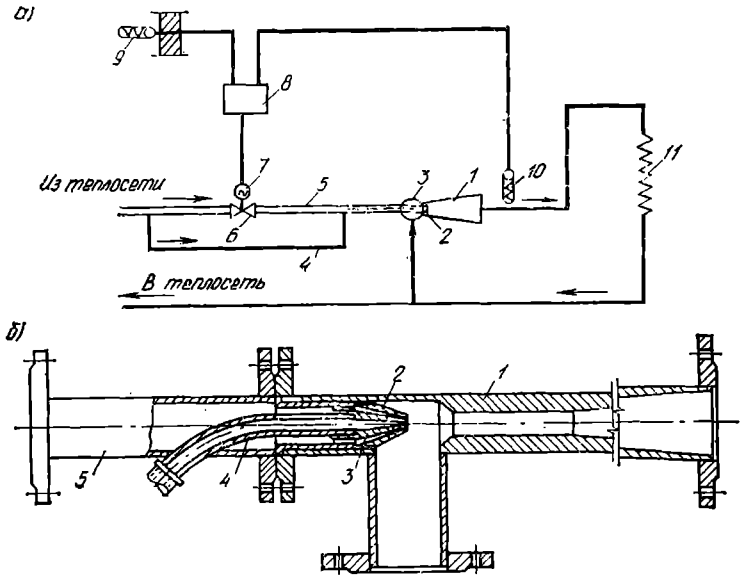


Рис. III.61. Элеваторный узел (*а*) с двухсопловым элеватором (*б*)

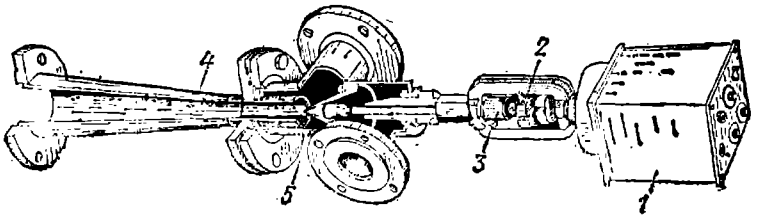


Рис. III.62. Элеватор с регулируемым соплом «Электроника»

ды в системе отопления регулятор включает вспомогательное сопло *2*, вода начинает поступать в элеватор и через это сопло, в результате чего увеличивается расход сетевой воды, и температура поступающей в систему воды повышается.

На рис. III.62 изображен элеватор с регулируемым соплом «Электроника Р-1М1», серийно выпускаемый отечественной промышленностью производительностью от 0,12 (№ 1) до 1,13 МВт (№ 7) (0,1—0,97 Гкал/ч). Регуляторный узел состоит из электронного блока *1* исполнительного механизма *2*, уплотнительного уст-

ройства *3* и гидроэлеватора *4*, внутри которого находится регулирующий шток *5* с игольчатым наконечником, жестко связанный с механизмом *2*. Под воздействием последнего наконечник может в различной степени прикрывать выходное сечение элеваторного сопла, соответственно изменяя коэффициент смещения и, следовательно, температуру воды, поступающей в отопительную систему (указанный коэффициент может изменяться от 2 до 6). Автоматически выполняемое регулирование этой температуры производится в соответствии с температурным графиком отпуска теплоты, задаваемым ручками настройки, и в соответствии с сигналами задатчика максимальной температуры смешанной воды и датчика наружного воздуха (на рисунке не показаны). Если температура этой воды отклонится от температуры, заданной графиком, то электронный блок включит электродвигатель исполнительного механизма и соответственно изменятся положение игольчатого наконечника и количество поступающей в систему сетевой воды.

Проведенные МНИИТЭП Мосгорисполкома исследования работы систем отопления с автоматизированными элеваторами показали, что применение последних может обеспечить годовую экономию теплоты в размере до 15% по сравнению с неавтоматизированными системами. При такой экономии срок окупаемости дополнительных капитальных вложений составит всего 2 года [при стоимости тепловой энергии соответственно 2,4 руб/ГДж (10 руб/Гкал) и теплопроизводительности устройства 0,88—0,35 МВт].

Возможности экономии теплоты при установке двухсоплового элеватора несколько меньшие, чем при использовании элеватора «Электроника», но он более прост — в элеваторе нет подвижных частей, в связи с чем он более надежен. Поэтому экономическое сопоставление указанных двух элеваторов будет возможно только после накопления достаточного количества результатов представительных исследований для определения величины вероятности их безотказной работы $P(x)$. Вероятно, этот показатель и будет решающим для окончательного выявления экономически наиболее целесообразного варианта.

III.9. Возможности снижения расхода теплоты системами отопления гражданских зданий путем совершенствования структуры эксплуатационных предприятий и принципа оплаты за расходуемую теплоту

В СССР имеется большое число мелких котельных, работающих с весьма низким КПД и высокой себестоимостью вырабатываемой теплоты. Структура полной себестоимости теплоты, вырабатываемой котельными различной мощности, приведена в табл. III.18.

Таблица III.18. Структура полной себестоимости теплоты при котельных различной мощности

Статья затрат	Структура себестоимости, %, при мощности котельной, МВт (Гкал/ч)			
	до 0,58 (до 0,5)	0,58—1,16 (0,5—1)	1,16—3,5 (1—3)	свыше 3,5 (свыше 3)
Топливо	31,9	39,3	43,2	52,2
Заработная плата	35,2	34,9	28,7	17
Амортизация	10,1	8	8,5	7,8
Электроэнергия	11,8	7,2	8,7	11,6
Вода	0,4	0,4	0,4	0,4
Цеховые и общеэксплуатационные расходы	10,6	10,2	10,5	11
Всего	100	100	100	100

Уровень себестоимости теплоты весьма значительно зависит и от степени использования установленной мощности котлов (табл. III.19).

Перерасход топлива наблюдается при полной загрузке мелких котельных (из-за низкого КПД малых котлов) и при недостаточном использовании установленной мощности (увеличиваются потери с отходящими газами и в окружающую среду).

По данным АКХ, практические КПД эксплуатируемых котлов весьма отличаются друг от друга (табл. III.20).

Таблица III.19. Уровень себестоимости теплоты (данные АКХ по 653 котельным)

Установленная мощность котлов		Степень использования установленной мощности котлов, %	Уровень себестоимости теплоты, %
МВт	Гкал/ч		
До 0,58	До 0,5	До 25	233
		25—50	113
		50—75	89
		Более 75	76
0,58—1,16	0,5—1	До 25	207
		25—50	127
		50—75	93
		Более 75	69
1,16—3,5	1—3	До 25	172
		25—50	124
		50—75	104
		Более 75	75

Примечание. Средний уровень себестоимости теплоты по каждой группе мощности принят 100%.

Таблица III.20. Эксплуатационные КПД водогрейных котлов различных типов

Тип котла	КПД котла, %, при сжигании топлива			
	газа	мазута	каменного угля	бурого угля
Чугунные с межниппельным расстоянием 1330 и 1100 м	74	68	68	65
Трубчатые сварные	74	68	67	63
ДКВР-4/13	90,8	89,8	82,1	75,8
ТВГМ-30	89	88	—	—
ПТВМ-50	95	—	—	—

Удельный расход электроэнергии на выработку теплоты при полной загрузке котельной зависит от ее мощности незначительно:

Мощность котельной, МВт (Гкал/ч)	0,58 (0,5)	2,3—3,5 (2—3)
Удельный расход электроэнергии, МВт/МВт (МВт/Гкал) . . .	17,2 (20)	16,5 (18)

Однако этот результат резко изменяется при сравнительно небольшой степени использования установленной мощности котельной.

Следовательно, для снижения расхода энергии на отопление зданий необходимо укрупнять котельные, что позволит не только применять более мощные котлы, но и повысить уровень использования установленной их мощности. Препятствием в этом деле являются ведомственная разобщенность потребителей теплоты. С целью преодоления этого препятствия в последние годы широкое распространение получил новый принцип организации работы городских отопительных котельных — объединение их в единое хозрасчетное предприятие объединенных котельных и тепловых сетей независимо от их ведомственной принадлежности. Эти предприятия реконструируют, и строят новые котельные и тепловые сети, обращая особое внимание на снижение удельных затрат топлива и энергии.

Однако эта организационная мера еще не обеспечивает достижения максимально возможного эффекта, так как при этом не изменился основной показатель оценки работы предприятия объединенных котельных — выполнение плана выработки теплоты. Предприятию выгодно перевыполнять этот план, так как при этом уменьшаются удельные (приходящиеся на единицу выработанной теплоты) затраты на амортизацию, заработную плату и цеховые расходы. Такая же тенденция реально существует и в дирекциях тепловых сетей Горэнерго. В результате в течение определенных месяцев отопительного периода (в основном весеннего и осеннего) перерасходуется большое количество теплоты и из-за высокой температуры воздуха в помещениях создаются дискомфортные условия.

Радикальным средством устранения этих недостатков явилась бы передача эксплуатации систем отопления гражданских зданий в ведение организаций, снабжающих эти здания теплотой, — управлению тепловых сетей или предприятию объединенных котельных. При этом действенным стимулом экономии теплоты может стать оплата за нее исходя не из фактического, а из расчетного расхода теплоты, указанного в проекте системы отопления.

Годовая оплата теплоты, руб/год, расходуемой на отопление зданий, может быть определена по формуле

$$T = \frac{(Q t_в - t_{ср.от}) n_{от} c_т}{10^6 (t_в - t_н)} \beta_1 \beta_2 \beta_3, \qquad (III.52)$$

где β_1 — коэффициент, учитывающий фактические климатические условия данного отопительного периода, вызвавшие несоответствие фактической средней температуры наружного воздуха величине $t_{ср.от}$; β_2 — коэффициент, учитывающий остаточную неотрегулированность системы (вызванную в основном несовершенством современных кранов двойной регулировки) и некоторое превышение потерь теплоты через наружные ограждающие конструкции по сравнению с расчетной величиной (в основном из-за более низких сопротивлений теплопередаче стен и покрытий и неплотностей в притворах заполнений световых проемов). Для крупнопанельных зданий ориентировочно можно принять $\beta_2 = 1{,}25—1{,}3$, а для зданий с кирпичными стенами $\beta_2 = 1{,}2—1{,}25$; β_3 — коэффициент, учитывающий потери теплоты в наружных сетях; $\beta_3 = 1{,}1—1{,}2$ (в зависимости от их протяженности).

При оплате за теплоту по расчетному ее расходу система премирования персонала дирекции тепловых сетей или предприятий объединенных котельных будет наиболее правильной — она будет направлена на снижение затрат теплоты (при условии поддержания в отапливаемых помещениях зданий нормативной температуры в течение всего отопительного периода). Одновременно будут обеспечены: а) тщательная регулировка систем (при ее отсутствии неминуема убыточность работы организации, снабжающей здания теплотой); б) уменьшение потерь теплоты в наружных тепловых сетях; в настоящее время эти потери во многих случаях в 2 раза и более превышают расчетные (в основном из-за отсыревания и разрушения тепловой изоляции сетей).

Экономии теплоты будет также содействовать реализация предложения Академии коммунального хозяйства, предусматривающего внедрение бригадного подряда в эксплуатацию котельных, тепловых сетей и систем теплоснабжения зданий. При наличии такой комплексной бригады, осуществляющей не только обслуживание указанных объектов, но и их ремонты, может быть достигнута весьма значительная экономия теплоты.

ходом воздуха $V=21\,600$ м³/ч $\left(\sum_{1}^{5} e^{0,5l}=91\right)$.

Результаты расчетов приведены в табл. IV.1.

На основании данных табл. IV.1 можно сделать следующие выводы: 1) увеличение производительности системы в 4 раза привело к снижению $v_{ср.опт}$ в среднем на 26%, и эти скорости оказались меньшими, чем обычно принимаемые в средних вытяжных системах; 2) средняя оптимальная скорость воздуха существенно изменяется лишь при весьма малой длительности работы (в основном завесы и местные отсосы); 3) величины μ и $У$ влияют на $v_{ср.опт}$ незначительно; 4) значительно влияют на эту скорость стоимость электроэнергии и сумма коэффициентов местных сопротивлений системы.

Из этих расчетов следует, что $v_{ср.отп}$ часто значительно меньше принимаемых в настоящее время скоростей воздуха. Следовательно, при технической возможности прокладки воздуховодов с увеличенным их сечением необходимо принимать скорость движения воздуха в них близкой к оптимальной. При этом следует учитывать, что при высоких скоростях воздуха в воздуховодах и возросших в связи с этим потерях давления в местных сопротивлениях резко уменьшаются возможности регулирования системы для работы в расчетном режиме. В результате часто (в основном в разветвленных системах) расходы электроэнергии и теплоты увеличиваются из-за невозможности достижения расчетных расходов воздуха в наиболее удаленных от вентилятора участках. В таких случаях либо увеличивают частоту вращения рабочего колеса вентилятора, либо заменяют его на более производительный по расходу и давлению, в результате чего увеличивается расход энергоресурсов.

Основными причинами несоответствия фактических расходов воздуха проектным в указанных участках являются:

а) невозможность достижения точной увязки потерь давления в узлах слияния (разделения) воздушных потоков из-за неточного изготовления и монтажа воздуховодов;

б) сложность точного расчета их сопротивления (приближенными являются коэффициенты местных сопротивлений; их значения часто отклоняются от принятых величин из-за взаимного влияния чрезмерно близко рас-

Таблица IV.1. Определение $v_{ср.опт}$ в воздуховодах вытяжной вентиляционной системы

$n_в$	$\sum_1^5 \xi$	μ	Y	$c_э$	$v_{ср.опт}$ при V, м³/ч	
					5400	21600
4000	9	1,54	8,9	1,5 3	6,7 5	5 3,8
		2,14	8,9	1,5 3	7,3 5,5	5,5 4,1
		1,54	6,97	1,5 3	7 5,4	5,2 4,2
		1,68	6,97	1,5 3	7,3 5,5	5,5 4,1
	6	1,54	8,9	1,5 3	7,9 6	6 4,5
		2,14	8,9	1,5 3	8,6 6,3	6,5 4,7
		1,54	6,97	1,5 3	8,4 6,2	6,4 4,7
		1,68	6,97	1,5 3	8,5 6,3	6,5 4,7
	3	1,54	8,9	1,5 3	10,4 7,9	7,8 6
		2,14	8,9	1,5 3	11,4 8,6	8,7 6,5
		1,54	6,97	1,5 3	10,9 8,4	8,3 6,4
		1,68	6,97	1,5 3	11,1 8,5	8,5 6,5
2000	9	1,54	8,9	2,5 5	6,8 5,2	5,3 3,9
		2,14	8,9	2,5 5	7,7 5,9	5,8 4,4

Продолжение табл. IV.1

$n_в$	$\sum_{1}^{5} \xi$	μ	Y	$c_э$	$v_{ср.опт}$ при V, м³/ч	
					5400	21600
2000	9	1,54	6,97	2,5 5	7,4 5,5	5,5 4,1
		1,68	6,97	2,5 5	7,6 5,7	5,7 4,3
	6	1,54	8,9	2,5 5	7,9 6	6 4,5
		2,14	8,9	2,5 5	9,1 6,8	6,9 5,3
		1,54	6,97	2,5 5	8,6 6,6	6,5 5
		1,68	6,97	2,5 5	9 6,8	6,8 5,3
	3	1,54	8,9	2,5 5	10,5 8	8 6,1
		2,14	8,9	2,5 5	11,8 9	9 6,9
		1,54	6,97	2,5 5	11,3 8,6	8,6 6,5
		1,68	6,97	2,5 5	11,8 9	9 6,9
400	9	1,54	8,9	7 10	7,9 7	6 5,3
		2,14	8,9	7 10	8,6 7,7	6,5 5,7
		1,54	6,97	7 10	8,6 7,7	6,5 5,7
		1,68	6,97	7 10	9 8	6,9 6,1

Продолжение табл. IV.1

$n_в$	$\sum_1^5 \xi$	μ	Y	$c_э$	$t_{ср.опт}$ при V, м³/ч	
					5400	21600
400	6	1,54	8,9	7 10	9,3 8,2	7,1 6,3
		2,14	8,9	7 10	10,1 9	7,7 6,9
		1,54	6,97	7 10	10,3 9,1	7,7 6,9
		1,68	6,97	7 10	10,7 9,5	8 7,2
	3	1,54	8,9	7 10	12,3 11	9,3 8,3
		2,14	8,9	7 10	13,4 11,9	10,2 9
		1,54	6,97	7 10	13,5 12	10,2 9,1
		1,68	6,97	7 10	14 12,4	10,6 9,4

положенных тройников, отводов и других источников местных сопротивлений);

в) неточность наладки системы при использовании имеющихся в настоящее время средств регулировки (не учитывается возможность ошибки при поосевых замерах скоростей воздуха из-за изменения этих скоростей вне осей их замера); погрешность аппаратурных замеров часто достигает 15—20%;

г) недостаточно точное регулирование наладчиками расходов воздуха по отдельным участкам системы из-за большой трудоемкости этой работы; при изменении положения заслонок (дроссель-клапанов) на одном из ответвлений происходит перераспределение расходов воздуха во всех участках воздуховода, поэтому наладочные операции приходится повторять много раз, постепенно приближаясь к проектным данным.

Вследствие указанных отступлений от этих данных

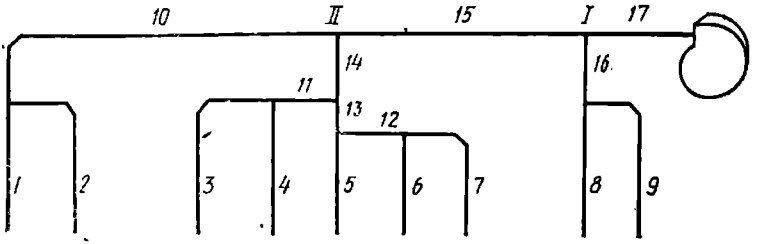


Рис. IV.1. Схема разветвленной вентиляционной системы

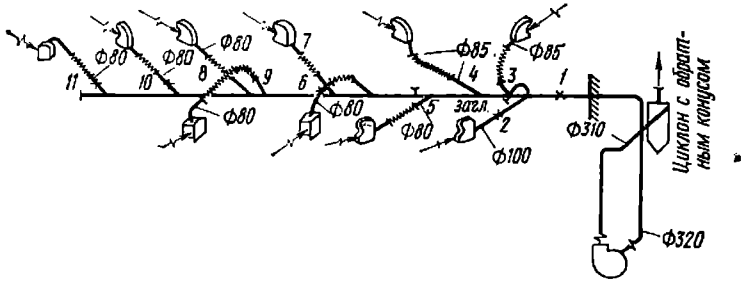


Рис. IV.2. Схема замеров расхода воздуха в ответвлениях от шлифовальных станков

в вентиляционных системах расходы воздуха по отдельным их участкам часто снижаются до недопустимой величины (отклонение допускается на 4—5%, если нет особых ограничений, недопускающих уменьшение расхода вообще). Это явление наблюдается чаще всего в системах с большим количеством участков. В связи с этим не следует без особых обоснований проектировать чрезмерно протяженные и разветвленные системы, и в тех случаях, когда это экономически целесообразно и технически осуществимо, надо проектировать более децентрализованные системы.

Рассмотрим **разветвленную вентиляционную систему, состоящую из двух магистральных узлов и 17 участков** (рис. IV.1).

Предположим, что в результате неувязки суммарных сопротивлений участков сети, образующих узел *I*, расход воздуха на участке *15* оказался меньше расчетного и что такая же ситуация возникнет в узле *II* — в участок *14* будет поступать уменьшенное количество возду-

ха. Но так как расход на участке *15* тоже уменьшен, то расход воздуха в участке *14* будет зависеть уже от размеров двух этих уменьшений. Если такая ситуация возникнет в ряде последовательно расположенных узлов, то в каком-то из участков отклонение окажется уже недопустимым (это может произойти уже через пять — семь делений воздуха в узлах).

Такое положение создалось, например, в одной из вентиляционных систем нового корпуса харьковского ПО «Электроприбор» (рис. IV.2), объединяющей местные отсосы от круглошлифовальных (точки замера *2, 3, 4, 5, 7, 8, 10*) и плоскошлифовальных станков (точки *6, 9, 11*).

Расчетные расходы воздуха были приняты 290—300 м³/ч на отсос, а фактические приведены в табл. IV.2. Из таблицы следует, что колебания относительно расходов воздуха по отдельным отсосам составляли от 0 до 200% расчетной величины.

Таблица IV.2. Результаты аэродинамических замеров воздуха в участках вытяжной вентиляционной системы

№ точек	м³/ч	v, м/с	*d*, мм
2	425	15,0	100
3	585	28,7	85
4	465	22,8	85
5	390	21,4	80
6	215	12,0	45×70
7	320	28,4	80
8	330	19,2	80
9	0	0	80
10	266	14,3	80
11	0	0	80

Примечание. Расчетные расходы в каждом ответвлении 290—300 м³/ч.

Во избежание такого несоответствия работы системы проектным условиям могут быть предусмотрены следующие мероприятия:

а) применение систем коллекторного типа с одноучастковыми присоединениями воздуховодов к коллектору (такое решение исключает несоответствие аэродинамических сопротивлений и расходов, возникающее в обычной системе); скорость воздуха в коллекторе (обычно до 6 м/с) во многих случаях является экономически вполне целесообразной (см. табл. IV.1);

ные затраты на систему при данной частоте вращения вентилятора. Так же определяют эти затраты при прочих возможных его частотах вращения и сопоставляют их друг с другом. Обычно при сопоставлении экономических показателей вентиляторов с частотами вращения 720, 960 и 1440 об/мин наиболее целесообразным является первый вариант, обеспечивающий одновременно и минимальный расход энергии, и наименьшие приведенные затраты (при любых сочетаниях производительности и давлений, создаваемых вентиляторами № 2—5).

Но для реализации такого варианта в ассортимент выпускаемых отечественной промышленностью электродвигателей следует включить (пока невыпускаемые) двигатели мощностью 0,6—2 кВт с частотой вращения 750 об/мин. Для принятия подобного решения недостаточно выявить область целесообразного применения таких установок, необходимо определить суммарную потребность в тихоходных двигателях и экономическую целесообразность организации их массового изготовления. Выполненные расчеты показали, что суммарная потребность в таких электродвигателях вполне достаточна для организации их крупносерийного производства, которое обеспечит весьма большой экономический эффект.

Дополнительная возможность снижения затрат электроэнергии вентиляционной установкой возникает в том случае, если воздуховоды рассчитывают не исходя из $v_{ср}$, а из реальных условий проектирования. При этом оптимальные диаметры воздуховодов определяют исходя из унифицированных их значений; варьируются не только диаметры воздуховодов при каком-то одном принятом располагаемом давлении, но и частота вращения и типоразмеры вентилятора; производится оптимальное распределение располагаемого давления в системе с одновременным выбором наивыгоднейшего типа оборудования.

Применение ЭВМ позволяет решать подобную задачу для весьма разветвленных систем приточной и вытяжной вентиляции и аспирационных систем. Если число возможных значений давления, создаваемого вентиляторами, ограничено набором их стандартных характеристик и обычно не превышает трех — восьми, то число возможных вариантов распределения этого давления по участкам системы весьма велико: если система состоит всего из десяти участков, каждый из которых может иметь не

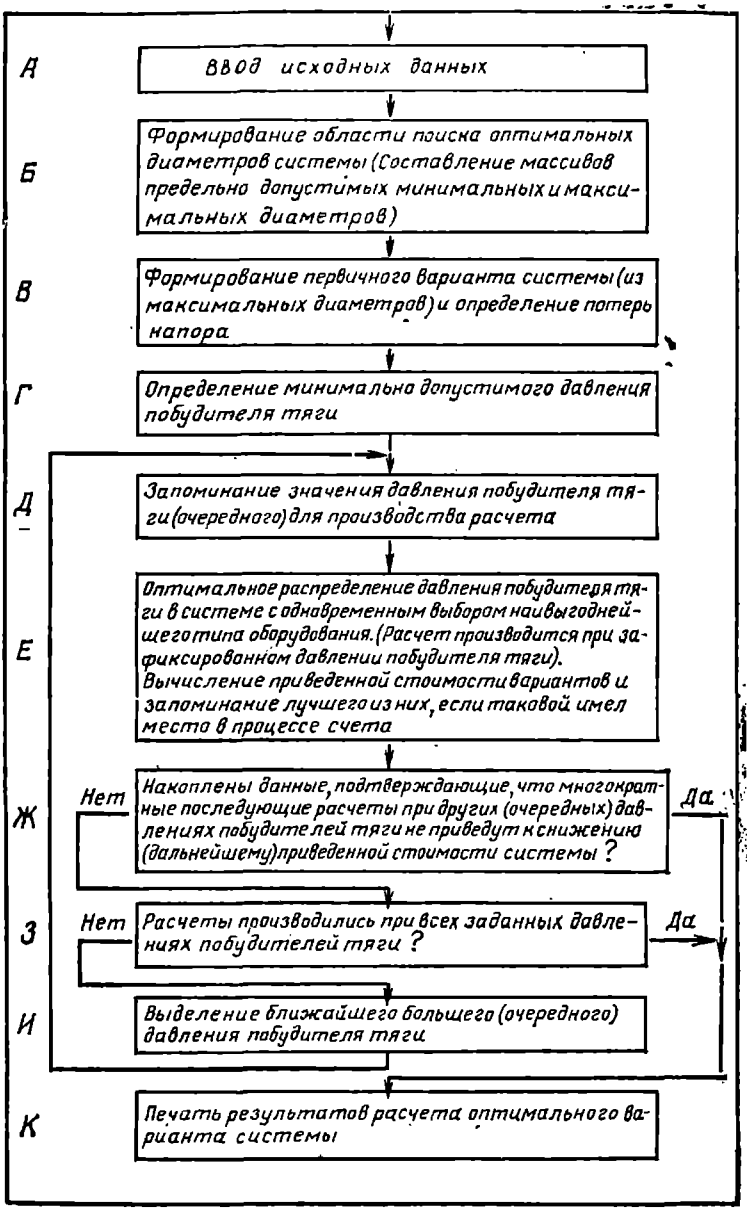


Рис. IV.3. Укрупненная блок-схема алгоритма решения задачи оптимального расчета вентиляционных систем

более двух значений диаметра, то число возможных вариантов распределения давления будет больше 1000.

Для подобного расчета вентиляционных систем наиболее целесообразен метод, предложенный Харьковским Сантехпроектом. Укрупненная блок-схема алгоритма решения задачи приведена на рис. IV.3. После ввода в ЭВМ исходных данных (этап А) производят формирование области поиска оптимальных диаметров системы — определяют интервал технически допустимых вариантов и составляют массив предельно допустимых минимальных и максимальных диаметров воздуховодов (этап Б). С этой целью сначала задаются максимальной и минимальной допустимыми скоростями движения воздуха (исходя из допустимого уровня возникающего шума и условий прокладки воздуховодов), а затем определяют соответствующие наибольшие и наименьшие диаметры воздуховодов.

Следующей операцией является округление полученных значений диаметров до стандартных; при этом минимальные диаметры участков округляют до ближайших больших диаметров из стандартного ряда, максимальные — до ближайших меньших (чтобы фактические предельные диаметры обеспечивали скорости движения воздуха в расчетном их интервале). Затем проверяют созданные массивы предельных минимальных и максимальных стандартных диаметров участков на «телескопичность» для выполнения условия, что диаметр любого сборного участка равен или больше диаметра каждого из исходных участков.

Вариант системы с максимальными стандартными диаметрами принимают в алгоритме как первичный. Для него определяют потери давления, которые являются наименьшими допустимыми для системы (этап В). На этом этапе выявляют те давления вентиляторов, которые меньше потерь давления в системах первичных вариантов, в связи с чем эти давления далее из расчетов исключаются.

Следующий этап (Г) — определение минимально допустимого давления вентилятора, исходя из которого осуществляется оптимальное распределение давления в системе с выбором наилучшего по приведенным затратам варианта и с его запоминанием (этап Е).

Равенство приведенных затрат на вариант, полученных после очередного цикла перераспределения давле-

ния, создаваемого вентилятором, с приведенными затратами варианта системы, полученными в результате предыдущего цикла перераспределения, свидетельствует о необходимости прекращения счета, поскольку лучшего распределения давления на участках системы уже получить нельзя.

На основании результатов большого количества расчетов вентиляционных систем, выполненных рядом проектных институтов, можно считать, что оптимизация аэродинамических расчетов вентиляционных систем по данной программе снижает приведенные затраты на них в среднем на 11%, а расход электроэнергии — на 6—7%.

Значительный перерасход электроэнергии происходит при чрезвычайной централизации вентиляционных систем. Они иногда имеют производительность до 250 тыс. м³ воздуха в 1 ч, а протяженность воздуховодов (от места забора воздуха до конечной точки его раздачи) достигает 500 м. **При децентрализации таких установок** (если она практически возможна) суммарная длина магистральных воздуховодов уменьшается, снижаются расход электроэнергии и приведенные затраты на систему. Одновременно возрастают суммарные затраты на вентиляторные и калориферные установки; соответственно изменяются и затраты на ремонты этих установок и воздуховодов. В общем виде сопоставление вариантов централизованных и децентрализованных установок производят по формуле

$$П = \mu\,(K_в + K_к + K_{вент}) + У\,(P_к + P_в + P_{вент} + Э), \quad (IV.13)$$

где $K_в + K_к + K_{вент}$ — сметная стоимость централизованной установки или суммарная стоимость децентрализованных установок.

Обычно при средних по производительности установках число вариантов их децентрализации невелико и, применяя формулу (IV.13), можно достаточно просто выявить более целесообразный вариант. В больших цехах для этого выполняют соответствующие расчеты с помощью ЭВМ по специальным программам, разработанным Харьковским Сантехпроектом.

Рассмотрим функцию изменения приведенных затрат $П$ на комплекс вентиляционных систем в цехе в зависимости от их числа (рис. IV.4). Теоретически максимально возможное число систем может быть равно числу вентилируемых точек n, а минимальное равно единице (при наибольшей централизации).

Максимально допустимого числа систем практически

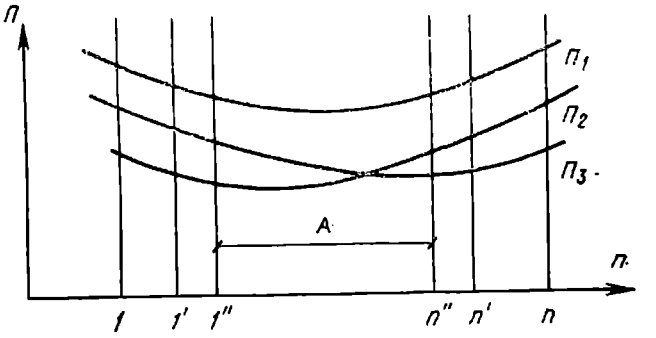


Рис. IV.4. Зависимость приведенных затрат на вентиляционные системы от их числа

не достигают из-за ограниченного числа возможных мест для размещения вентиляторных установок и оборудования для обработки воздуха (линия n') и ограниченного числа возможных мест воздухозабора для приточных систем (линия n'').

Таким образом, интервал допустимых вариантов, в котором может осуществляться поиск оптимального числа вентиляционных систем в здании (оптимальная степень централизации), находится между линиями $1''$ и n'' Оптимум приведенных затрат может находиться внутри этого интервала. Примеры положения оптимума показаны точками на возможных функциях $П_1$, $П_2$ и $П_3$.

На рис. IV.5 приведена укрупненная блок-схема алгоритма определения оптимального числа вентиляционных систем в цехе.

Машинная реализация этого алгоритма, которая возможна при условии предварительной разработки методики решения задачи оптимального трассирования воздуховодов и объединения их в системы, позволит повысить качество проектирования вентиляционных систем.

Однако и в настоящее время возможно использование этого алгоритма с «ручной» реализацией этапа трассирования воздуховодов и формированием в связи с этим ограниченного числа проверяемых объемно-планировочных решений систем, из которых можно получать наилучшие при использовании существующих программ оптимального расчета вентиляционных систем на ЭВМ (например, «Харьков-074»).

Создание указанной методики — дело будущего, од-

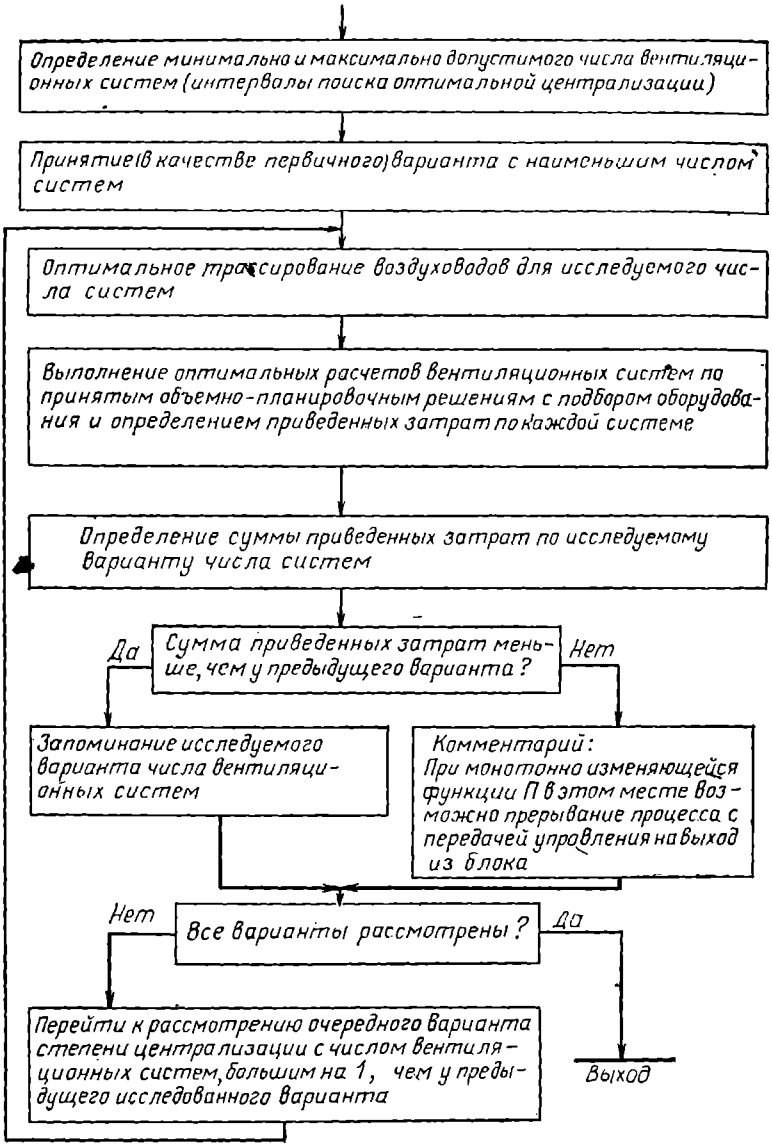


Рис. IV.5. Укрупненная блок-схема алгоритма решения задачи определения оптимального числа вентиляционных систем в цехе

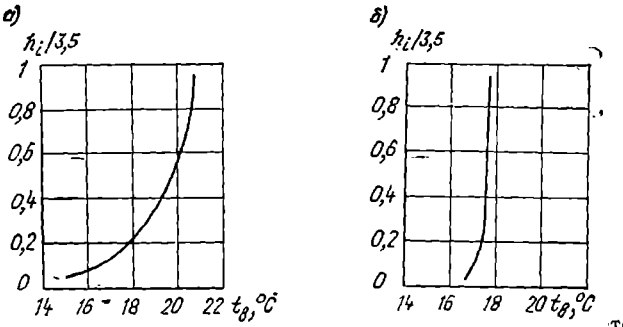


Рис. IV.6. Распределение $t_в$ по высоте помещения профилактория для телят при $t_н$ = —19,5°С, при воздушном отоплении (а) и при установке потолочных вентиляторов (б) h_i — точка замера; 3 — 5 м — высота помещения

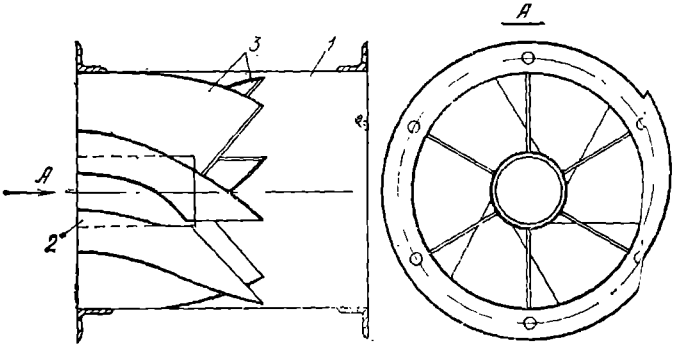


Рис. IV.7. Воздухораспределитель ВЗ
1 — корпус; *2* — полая втулка; *3* — лопатка

нако изучение процесса традиционного трассирования уже сейчас делает реальным повышение качества проектирования вентиляционных систем.

Значительное снижение расхода электроэнергии и теплоты может быть достигнуто при более рациональном расположении воздухораспределителей и организации воздушных потоков в вентилируемом помещении. Такой эффект, к примеру, достигается при применении в профилактории для телят потолочных вентиляторов (предложение МИСИ им. В. В. Куйбышева и ВИЭСХ). Обычно в помещениях профилактория устраивают системы воздушного отопления, совмещенные с приточной вентиляцией (или системы водяного отопления). При воздушн-

ном отоплении перегретый воздух подается в верхнюю зону помещения, а затем под действием гравитационных сил он стремится занять наиболее высокое положение, что приводит к перегреву верхней зоны помещения. На рис. IV.6, *а* приведено распределение температур воздуха по высоте помещения $h=3{,}5$ м при работе вентиляции с нагревом приточного воздуха электрокалориферами.

При наличии ряда источников теплоты (приборов водяного отопления, электрокалориферов, приточной вентиляционной системы и ламп инфракрасного излучения) тепловой баланс помещения, кВт (ккал/ч), имеет следующий вид:

$$Q_{в} + Q_{огр} + Q_{вл} + Q_{инф} = Q_{от} + Q_{эл.к} + Q_{и.л} + Q_{ж}, \quad (IV.14)$$

где $Q_{в}$ и $Q_{инф}$ — количество теплоты, необходимой для нагрева воздуха приточного и инфильтрующегося через неплотности наружных ограждающих конструкций; $Q_{огр}$ — теплопотери через наружные ограждающие конструкции; $Q_{вл}$ — количество теплоты, необходимой для испарения влаги; $Q_{от}$, $Q_{эл.к}$, $Q_{и.л}$ — теплота, поступающая от системы отопления, электрокалориферов и ламп инфракрасного излучения; $Q_{ж}$ — биологическая теплота, выделяемая животными.

Тепловой баланс обеспечивается при той температуре внутреннего воздуха, которая должна быть под клетками, где находятся животные. Поскольку в верхней зоне помещения воздух имеет температуру на 4—5° больше, чем воздух над клеткой, целесообразно использовать теплоту верхней зоны, например, с помощью потолочных вентиляторов. Натурные исследования показали, что в таких случаях изменение температуры воздуха по высоте помещения практически отсутствует (рис. IV.6,*б*). Было установлено, что для обеспечения расчетной температуры внутреннего воздуха в зоне клеток (17°С) при традиционной схеме необходимо тепловой расчет помещения производить исходя из $t_{в}=21$°С. При использовании потолочных вентиляторов эта расчетная температура снижается до 17°С, вследствие чего мощность электрокалориферов уменьшается на 20%. Полученный результат мало изменится при учете мощности, потребляемой потолочными вентиляторами; она примерно в 40 раз меньше мощности электрокалориферов.

Весьма существенное снижение капитальных вложений и суммарных затрат электроэнергии может быть достигнуто при использовании эжекционных «закручивающих» воздухораспределителей, обеспечивающих приток воздуха на большую площадь цеха, в связи с чем

сеть воздуховодов может быть уменьшена на 20—30%. Однако широко применяемые воздухораспределители с плосколопаточными закручивателями ВЭС имеют коэффициент местного сопротивления 5,2 и при скорости воздуха на выходе из прибора, равной 10 м/с, потери в них составляют 314 Па (32 кгс/м^2), то есть свыше 30% суммарного сопротивления приточных вентиляционных систем. Причина столь высокого сопротивления устройства — нерациональный, с аэродинамической точки зрения, профиль шести плоских лопаток закручивателя, закрепленных на сплошной втулке; при натекании на них воздуха происходит удар.

Более целесообразная конструкция воздухораспределителя ВЗ, разработанная лабораторией отопления и вентиляции ЦНИИпромзданий, имеет значительно меньшее сопротивление. Такой воздухораспределитель (рис. IV.7) состоит из цилиндрического корпуса, внутри которого расположен закручиватель — полая цилиндрическая втулка с установленными на ее внешней поверхности лопатками. Исследования показали, что коэффициент местного сопротивления ВЗ равен 1,35 — почти в 4 раза меньше, чем у воздухораспределителя ВЭС, а потеря давления равна 80 Па (8 кгс/м^2).

Аэродинамическими испытаниями воздухораспределителей ВЗ и ВЭС установлено , что интенсивность затухания максимальной скорости движения и максимальной избыточной температуры воздуха вдоль закрученной его струи практически одинакова; следовательно, область их применения одна и та же. При использовании воздухораспределителей ВЗ достигается экономия электроэнергии, но они дороже, чем ВЭС, поэтому целесообразность применения ВЗ должна быть установлена экономическим расчетом.

По данным института Проектпромвентиляция, в 1980 г. потребность воздухораспределителях составила 7330 шт., в том числе 10,1% диаметром 800 мм, 52,6% диаметром 1000, 22,4% диаметром 1250, 14,9% диаметром 1400 и 1600 мм. Общее количество распределяемого ими воздуха составило $\Sigma V = 248 \cdot 10^6$ м^3/ч. На основании данных по 128 приточным системам уменьшение мощности электродвигателей практически возможно у 65% этих систем. Общее же уменьшение мощности двигателей равно 11 400 кВт, что снизит сметную стоимость систем на 11 11 400 = 125,4 тыс. руб. Сопоставление ка-

мерно в 4 раза и соответственно снизить мощность электрокалориферов, подогревающих приточный воздух.

В крупных зрительных и спортивных залах и цехах производственных зданий высотой более 6 м значительный эффект достигается при применении разработанных ЦНИИЭП инженерного оборудования совместно с институтом Моспроект-2 воздухораспределителей ВПС с поворотным соплом. Они состоят из камеры статического давления, в которой установлено поворотное сопло. Поворот сопла в вертикальной плоскости осуществляется с помощью встроенного в воздухораспределитель исполнительного механизма в пределах плюс 20 — минус 30° по отношению к оси устройства, а по горизонтали — на угол до ±15°.

Высокие аэродинамические и акустические характеристики этого устройства достигнуты за счет наличия в нем элементов, обеспечивающих плавное расширение и сужение потоков воздуха в нем. Испытания, проведенные в зданиях спортивного комплекса «Олимпийский» в Москве, показали, что внедрение таких воздухораспределителей позволяет снизить эксплуатационные затраты за счет экономии электроэнергии на 13% и уменьшить расход металла на изготовление систем на 15%.

Значительное увеличение расхода электроэнергии происходит в тех случаях, когда воздух поступает в вентилятор из прямоугольных коробок, имеющих значительные габариты.

Испытания 25 таких вентиляционных систем, выполненные институтом Проектпромвентиляция, показали, что аэродинамическое сопротивление подобных коробок составило 30—50% сопротивлений всей системы (неучтенных при проектировании) — так сказались появление здесь больших вихревых зон внутри коробок и создавшаяся неравномерность потока воздуха во входном отверстии вентилятора. Последнее изменение также непосредственно влияет на величину местных сопротивлений фасонных элементов, находящихся вблизи вентилятора. Этот недостаток может быть устранен лишь при поступлении воздуха в вентилятор через воздуховод, диаметр которого существенно не отличается от диаметра входного патрубка вентилятора, а при невозможности выполнения этого условия — путем создания сравнительно равномерного потока воздуха на входе в вен-

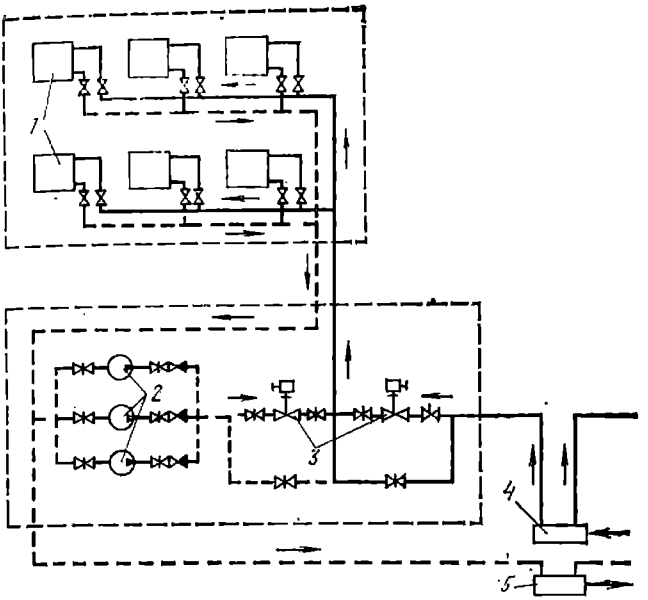


Рис. IV.8. Схема теплоснабжения воздухонагревателей центральной приточной станции с повышенной эффективностью теплоиспользования

1 — воздухонагреватели КТЦ 250; *2* — насосы; *3* — регулирующие клапаны с исполнительными механизмами; *4* и *5* — подающий и обратный коллекторы узла ввода

тилятор (согласно рекомендациям ЦНИИпромзданий, разработанным в 1981 г.).

Существенные возможности снижения расхода тепловой энергии могут быть предусмотрены при проектировании центральных приточных станций, обслуживающих ряд цехов и других зданий крупных промышленных предприятий. Недостатками существующих схем теплоснабжения воздухонагревателей, устанавливаемых в этих станциях, является то, что температура приточного воздуха здесь регулируется путем снижения расхода сетевой воды регулирующими клапанами, устанавливаемыми на обратных трубопроводах. Однако такое решение снижает гидравлическую устойчивость системы и может привести к переохлаждению первых рядов воздухонагревателей и срабатыванию системы защиты их от замораживания. Изменение положений отводных воздушных

клапанов в таких случаях практически мало улучшает результат.

Указанный недостаток устранен в предложенной Харьковским Сантехпроектом схеме теплоснабжения центральных приточных станций. Теплопроизводительность воздухонагревателей регулируется температурой поступающего в них теплоносителя, расход которого неизменен (к сетевой воде от ТЭЦ подмешивается обратная вода). Регулирующие клапаны с исполнительными механизмами (рис. IV.8) обеспечивают необходимую температуру смешиваемой воды по датчику температуры, установленному в приточном воздуховоде (на рисунке не показан). Такая схема была осуществлена в центральной приточной станции Череповецкого металлургического завода с суммарным расходом теплоты 55 МВт (47 Гкал/ч) и производительностью по воздуху 3,6 млн. м³/ч. Экономия теплоты составила 143 тыс. ГДж/год (36,5 тыс. Гкал/год), а годовой экономический эффект — 221 тыс. руб.

В производственные помещения, освещение которых осуществляется закрытыми люминесцентными светильниками, встроенными в подшивной потолок, поступает 80% и более теплоты, генерируемой светильниками, в связи с чем соответственно увеличивается производительность вентиляционных систем. Совмещение осветительных и вентиляционных систем в таких случаях позволяет в 2—2,5 раза уменьшить прямые радиационные теплопоступления от светильников в помещения и одновременно увеличить на 20—25% световой поток ламп с соответственным уменьшением их числа (данные получены в результате испытаний, проведенных ЦНИИ промзданий).

Как показали расчеты, экономически наиболее целесообразной для обычных производственных помещений является схема, предусматривающая прохождение всего воздуха, удаляемого из помещения, через светильники, в которых он нагревается, а затем частично поступает на рециркуляцию, а остальное его количество выбрасывается в атмосферу (с предварительной утилизацией части его теплоты). В особо чистых помещениях нагретый в светильниках воздух выбрасывается в запотолочное пространство, откуда удаляется через шахты или вентилятором. В этом случае часть теплоты выбрасываемого воздуха утилизируется для нагрева приточного воздуха.

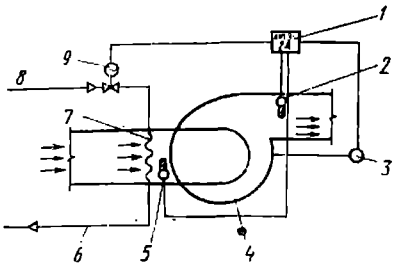


Рис. IV.9. Схема автоматического регулирования температуры приточного воздуха

1 — электронный блок; *2* — датчик температуры нагретого воздуха; *3* — электродвигатель вентилятора; *4* — вентилятор; *5* — датчик системы защиты калорифера от замерзания; *6* — обратный теплопровод; *7* — нагреватель; *8* — подающий теплопровод; *9* — исполнительный механизм

Первое решение используют при светильниках типа ЛВП-31(02) и ЛВП-33(01), а второе — при светильниках ЛВП-31(04).

Расход теплоты при работе приточных вентиляционных систем можно существенно снизить, применяя установки для автоматического регулирования температуры приточного воздуха АРТЗ-2А (рис. IV.9), состоящие из электронного блока, исполнительного механизма с регулирующим клапаном, установленным на подающем теплопроводе, датчика температуры нагретого воздуха и датчика системы защиты калориферов от замерзания. Электронный блок состоит из трех субблоков (питания, измерительной части и усилителя), выходные его цепи служат для управления исполнительным механизмом, имеющим конденсаторный электродвигатель. Его функциями также являются: автоматическая линейная коррекция температуры теплоносителя по температуре наружного воздуха; временное снижение или повышение температуры воздуха на заданную величину (с использованием электроконтактных часов); отключение привода вентилятора при возникновении опасности замерзания калориферов (если температура воздуха за ними будет ниже допустимой); дистанционное изменение задания по температуре наружного воздуха (дается унифицированный сигнал постоянного тока). Практика работы таких установок в системе производственного объединения тепловых сетей и котельного хозяйства «Запорожтеплосеть» подтвердила высокую их экономическую эффективность.

Значительную экономию электроэнергии достигают за рубежом [13], применяя осевые вентиляторы, производительность которых можно регулировать путем изменения угла атаки лопастей. Так, в Швеции выпускают ряд типоразмеров таких вентиляторов диаметром 800—

1800 мм, производительностью 10—400 тыс. м³/ч; создаваемое ими давление 588—1862 Па (60—190 кгс/м²). Угол атаки лопастей изменяют на ходу с помощью пневматических или электрических исполнительных механизмов по команде регуляторов давления или температуры.

В табл. IV.4 дано сопоставление относительного расхода энергии при различных способах регулирования производительности вентиляторов. Как видно из таблицы, наиболее эффективен способ регулирования производительности вентилятора путем изменения угла атаки лопастей.

Таблица IV.4. Относительный расход электроэнергии при различных способах регулирования производительности осевых вентиляторов

Способ регулирования	Относительный расход энергии, %, при относительной подаче воздуха, %						
	40	50	60	70	80	90	100
Изменением угла атаки лопастей	10	20	25	35	50	70	100
Направляющим аппаратом	43	48	52	57	68	80	100
Дросселированием	58	70	75	81	88	95	100

В гражданских зданиях высотой 9 этажей и более часто в квартирах нижних этажей наблюдаются чрезмерно большая инфильтрация воздуха через неплотности в заполнениях световых проемов и соответственно повышенные по сравнению с нормами воздухообмены и сверхнормативные затраты теплоты на нагрев инфильтрующегося воздуха. Для устранения этих затрат Челябинским политехническим институтом и институтом Челябинскгражданпроект был разработан автоматический стабилизатор вытяжной вентиляции жилых зданий (рис. IV.10), устанавливаемый в устьях вентиляционных каналов в кухнях и санузлах. Он представляет собой регулирующий орган прямого действия, состоящий из двух поворотных, параллельно расположенных заслонок *1*, шарнирно связанных тягой *9* и закрепленных на горизонтальных валах *6* (последние установлены в корпусе *5* в одной плоскости); уравновешивающего приспособления, выполненного в виде трех грузов, один из которых *12* закреплен на рычаге *15*, жестко связанном с валом

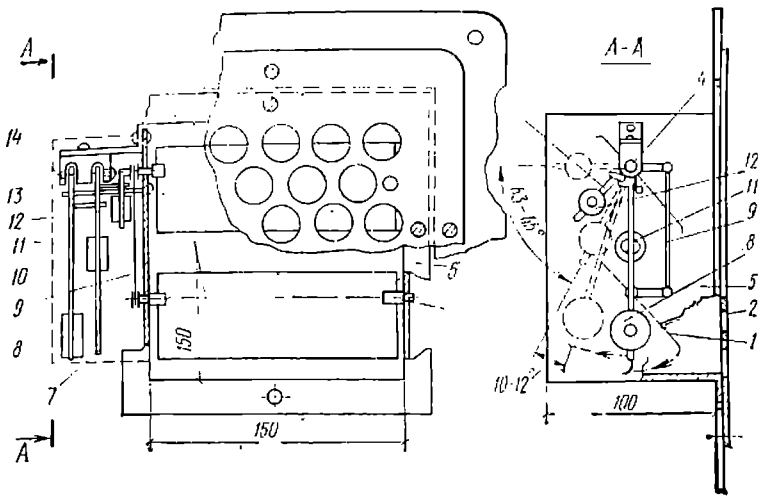


Рис. IV.10. Автоматический стабилизатор расхода воздуха в помещениях гражданских зданий

верхней заслонки и перпендикулярном плоскости последней, а второй *11* и третий *8* закреплены на концах двуплечих рычагов *7* и *13* (с углами, указанными на рисунке), шарнирно установленных на жестко связанной с корпусом и соосной валу заслонке оси *14* (с возможностью их поворота вокруг этой оси в перпендикулярных ей плоскостях, причем короткие плечи рычагов второго и третьего грузов выполнены с возможностью их сцепления соответственно с рычагом первого и длинным плечом рычага второго груза). К корпусу стабилизатора крепится жалюзийная решетка *2*, которая вместе с корпусом прикрепляется винтами *4* к раме-кронштейну *3*. Для предохранения от механических повреждений уравновешивающее приспособление закрывается защитным кожухом *10*, на внутреннюю поверхность которого приклеена схема установки грузов на расходы воздуха 50—60, 70—80, 90—100 или 120—130 м³/ч.

Воздух, поступая в стабилизатор, оказывает на заслонки шибера давление большее, чем естественная тяга. Под воздействием давления воздуха заслонки поворачиваются на валах, пропорционально прикрывая

или открывая проходное сечение стабилизатора и соответственно изменяя его сопротивление так, что расход воздуха, проходящего через стабилизатор, остается в заданных пределах. При этом уравновешивающее приспособление обеспечивает на валу заслонки уравновешивающий момент, который изменяется пропорционально переменному динамическому давлению воздуха.

При небольших давлениях воздуха стабилизация обеспечивается первым грузом *12*. С возрастанием давления угол поворота заслонок увеличивается, вместе с валом верхней заслонки поворачивается рычаг *15* первого груза, который зацепляет короткое плечо рычага *9* второго груза *11* и тянет его за собой. При дальнейшем повороте заслонок длинное плечо рычага *7* второго груза зацепляет короткое плечо рычага *13* третьего груза *8*. Так, с возрастанием крутящего момента от давления воздуха пропорционально возрастает уравновешивающий момент от грузов и осуществляется автоматическая стабилизация вытяжки во всем диапазоне давлений воздуха.

Наблюдениями за работой таких стабилизаторов в нескольких девятиэтажных жилых зданиях Челябинска (стабилизаторы были установлены в квартирах на первом — пятом этажах этих зданий) установлено, что за три месяца (январь — март) экономия теплоты составила 39% ее расхода на нагрев воздуха, уходящего через вентиляционные решетки при отсутствии регулирующих устройств (перепад температур внутреннего и наружного воздуха колебался в этом периоде от 25 до 50°С, а экономия теплоты на квартиру составила 5 ГДж).

Определим экономическую эффективность применения автоматических стабилизаторов расхода воздуха для девятиэтажных зданий, считая, что экономия теплоты в результате их работы может колебаться от 3 (в теплых районах) до $Q=9$ ГДж/год (в более холодных районах страны) на одну квартиру, где устанавливаются два стабилизатора. При сроке их службы 40 лет ($\mu=1$, $У=12{,}5$) и годовых затратах на ремонты, равных 2% их стоимости, определим максимально допустимую их стоимость из условия: $1{,}25 \cdot 2K = 12{,}5\,Q\,C_т$, откуда $K=5\,Q\,c_т$, где Q — количество сэкономленной теплоты, ГДж/квартиру в год (табл. IV.5).

Таблица IV.5. Максимально допустимая стоимость стабилизатора

Q	$C_т$	$K_{макс}$	Q	$C_т$	$K_{макс}$	Q	$C_т$	$K_{макс}$	Q	$C_т$	$K_{макс}$
3	2,4	3,6	5	2,4	6	7	2,4	8,4	9	2,4	10,8
	3,6	5,4		3,6	9		3,6	12,6		3,6	16,2
	4,8	7,2		4,8	12		4,8	16,8		4,8	21,6

При массовом изготовлении автоматических стабилизаторов их стоимость (с учетом транспортирования, монтажа и наладки) едва ли превысит 6 руб. Следовательно, они будут иметь весьма широкую область экономически целесообразного применения.

IV.2. Использование теплоты удаляемого вентиляционного воздуха и вторичных производственных энергоресурсов для нагрева приточного воздуха

Использование теплоты удаляемого воздуха для нагрева приточного воздуха позволяет на 50—60% снизить расход теплоты вентиляционными системами. Для этой цели применяют рекуперативные и регенеративные теплообменники. В рекуперативных теплообменниках теплота от удаляемого вентиляционного воздуха передается приточному через разделяющую стенку, а в регенеративных теплообменниках теплообменная насадка поочередно омывается потоком удаляемого и приточного воздуха. В качестве рекуперативных теплообменников широко применяют калориферы, тепловые трубы и воздуховоздушные теплообменники, а в качестве регенерационных — вращающиеся регенеративные теплообменники. При близком расположении приточных и вытяжных воздуховодов чаще всего используют рекуперативные воздуховоздушные и вращающиеся регенеративные теплообменники и тепловые трубы.

Вращающиеся регенеративные теплообменники (рис. IV.11) имеют различную конструкцию, но во всех их типах применены насадки из металлических сеток или асбестового картона, пропитанного солями хлористого лития. Такие теплообменники используют не только явную, но и скрытую теплоту, поэтому их называют энтальпийными.

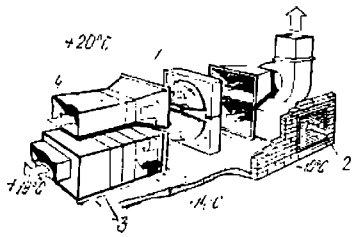


Рис. IV.11. Установка вращающегося регенеративного теплообменника

1 — теплообменник; *2* — приточная решетка; *3* — оборудование для догрева и увлажнения приточного воздуха; *4* — воздуховод вытяжной вентиляции; *5* — вытяжной вентилятор

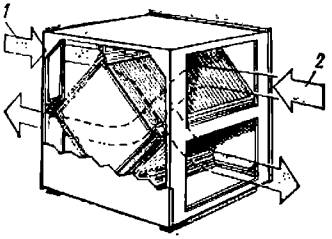


Рис. IV.13. Рекуперативный воздухоздушный теплообменник

1 — поток удаляемого воздуха; *2* — поток приточного воздуха

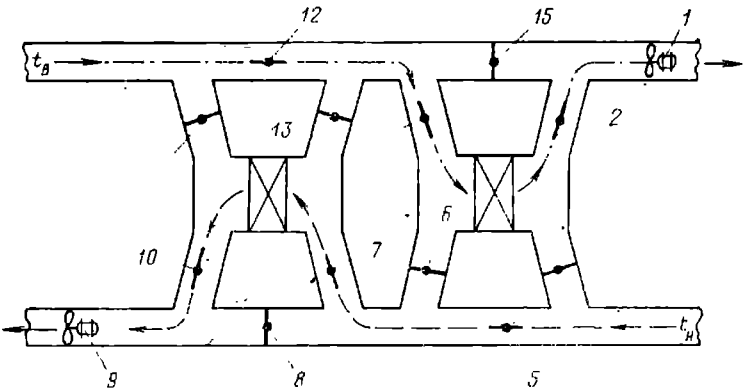


Рис. IV.12. Регенеративный теплообменник с неподвижной насадкой

1 — вытяжной вентилятор; *2, 4—8, 10—15* — клапаны (положение их показано условно); *3* — теплообменники; *9* — приточный вентилятор; —·—·—·— поток удаляемого воздуха; — — — — — поток приточного воздуха

Наиболее целесообразно применять регенеративные вращающиеся энтальпийные теплообменники с насадкой из сорбирующего материала, что обеспечивает перенос не только явной, но и скрытой теплоты. Насадку обычно изготовляют из асбестового листа толщиной 0,1—0,15 мм, пропитанного составом на основе хлористого лития. Производительность таких теплообменников достигает 150 тыс. м³ воздуха в 1 ч с каждой из сторон, диаметры рабочих колес до 5 м, глубина по ходу воздуха обычно 0,3—0,4 м, максимальная частота вращения 10 об/мин.

Коэффициенты эффективности таких теплообменников, достигающие 0,75, зависят от скорости набегающего потока воздуха, частоты вращения колеса и свойств насадки. Однако вращающиеся теплообменники применяют только на таких объектах, в вытяжном воздухе которых не содержатся химические или бактериальные вредности или неприятные запахи.

Оригинальная конструкция регенеративного теплообменника разработана МИСИ им. В. В. Куйбышева. В нем теплообменная насадка неподвижна, а направление потоков вытяжного и приточного воздуха в теплообменнике периодически изменяется. Возможна следующая схема такой конструкции. Одновременно работают оба теплообменника (рис. IV.12): в левом наружный воздух нагревается, а в правом отдает часть своей теплоты вытяжной воздух. Через каждые 2 мин с помощью автоматически действующих клапанов направление воздушных потоков, проходящих через теплообменники, изменяется на противоположное. Насадкой могут служить полиэтиленовые шарики диаметром 10 мм, а также другие материалы. Весьма большое достоинство такого теплообменника — малая металлоемкость, а недостаток — меньшая его компактность по сравнению с вращающимся регенеративным теплообменником.

Для автономной вентиляции помещений МИСИ им. В. В. Куйбышева разработана установка, состоящая из реверсивного вентилятора и соединенного с ним диффузором регенеративного теплообменника — пористой вставки в наружной стене помещения. При удалении воздуха из помещения через эту вставку она нагревается; затем через заданный и постоянный интервал времени вентилятор начинает работать в инфильтрационном режиме, и наружный холодный воздух, проходя через вставку, нагревается. Такая установка обеспечивает значительную экономию теплоты, высокую экономичность и резкое снижение расхода стали. Однако в больших помещениях более целесообразен монтаж двух таких установок, работающих с одновременной подачей воздуха в противоположных направлениях, что обеспечивает и непрерывность обмена воздуха в помещении.

При отсутствии реверсивных вентиляторов в такой схеме могут быть применены и обычные — осевые или центробежные вентиляторы с установкой в примы-

кающих к ним воздуховодах автоматически переключающихся клапанов.

Рекуперативный воздуховоздушный теплообменник (рис. IV.13) имеет насадку, состоящую из щелевых каналов, образованных смежными тонкими листами алюминия, стекла, полимерных или других материалов. Щелевые каналы для прохода удаляемого воздуха чередуются с такими же каналами для прохода приточного воздуха.

Для утилизации теплоты удаляемого воздуха применяют также тепловые трубы (термосифоны) — замкнутые полости, из которых выкачивают воздух, и затем часть их объема заполняют легкокипящей жидкостью (фреоном и др.). Теплообменник, состоящий из пучка таких труб, обеспечивает перенос теплоты благодаря изменению агрегатного состояния этой рабочей жидкости при наличии температурного напора в двух частях устройства, отделенных друг от друга герметичной перегородкой. Левая часть теплообменника находится в потоке удаляемого воздуха, а правая часть — в холодном потоке наружного воздуха.

Воспринимая скрытую теплоту испарения от удаляемого воздуха, теплоноситель испаряется; образующийся пар поступает в правую часть труб, отдает свою скрытую теплоту и конденсируется. Конденсат возвращается в испарительную зону самотеком или под действием капиллярных сил, возникающих при наличии внутри труб «фитилей». С внешней стороны трубы имеют ребра.

Достоинства тепловых труб — высокая эффективность теплообмена, отсутствие насоса, бесшумность, долговечность и несложная эксплуатация. Трубы с «фитилями» более сложны и дороже бесфитильных труб, но недостатком последних является малая их длина, что препятствует рассредоточению воздухоохладителя и воздухонагревателя.

Весьма эффективная конструкция такого утилизатора разработана и исследована КиевЗНИИЭПом. В качестве теплообменников используются стандартные калориферы: один из них служит испарителем и устанавливается в вытяжном воздуховоде, а второй является конденсатором и размещается в приточном воздуховоде. Рабочей жидкостью (фреоном-30) заполняется 25% общего объема системы. При расчете такой установки учитывают, что количество теплоты, воспринятой в испарите-

ле, составляет 83—95% ее количества, отданного в конденсаторе, из-за теплопотерь системы.

Исследованиями установлено, что коэффициенты теплообмена при подборе калориферов можно принимать примерно такими же, как для калориферов, работающих на паре. Эффективность применения таких установок весьма велика. Так, при расходе воздуха 50000 м³/ч и температурах наружного воздуха —24°С и вытяжного воздуха 29°С система утилизации может нагреть приточный воздух до температуры —2,6°С при одновременном снижении температуры удаляемого воздуха до 0°С. В результате расход теплоты на подогрев приточного воздуха снижается на 40—50%, а срок окупаемости соответствующих капитальных вложений составляет всего 1,2 года. Однако недостатком установки являются повышенные затраты металла так как необходимая площадь поверхности калориферов оказалась 1060 м². С целью снижения этих затрат рекомендуется применять в установках-утилизаторах биметаллические калориферы КСК, имеющие высокие коэффициенты теплообмена, и в первую очередь проектировать их для тех промышленных и общественных зданий, где температура вытяжного воздуха достигает 40—50°С.

При расположении каналов приточного и удаляемого воздуха на большом расстоянии друг от друга применяют **рекуперативные теплообменники с промежуточным теплоносителем** (рис. IV.14), который бы не замерзал при обдувании его наружным воздухом, имел незначительную вязкость, высокую теплопроводность и удовлетворительную химическую инертность по отношению к металлам. Наиболее целесообразным с этой точки зрения теплоносителем в системе являются этиленгликоль и 28%-ный водный раствор нитрита натрия.

МНИИТЭП Мосгорисполкома совместно с ЦНИИпромзданий разработал инженерный метод расчета калориферов такой установки и определения количества циркулирующего промежуточного теплоносителя. Расчеты производят исходя из известных количеств подаваемого или удаляемого воздуха G, кг/ч, температуры наружного воздуха $t_н$, температуры удаляемого воздуха $t_у$.

Сначала, задаваясь массовой скоростью воздуха $v_р$=3—7 кг/(м²·с), определяют необходимое живое сечение по воздуху калориферной установки и по этому

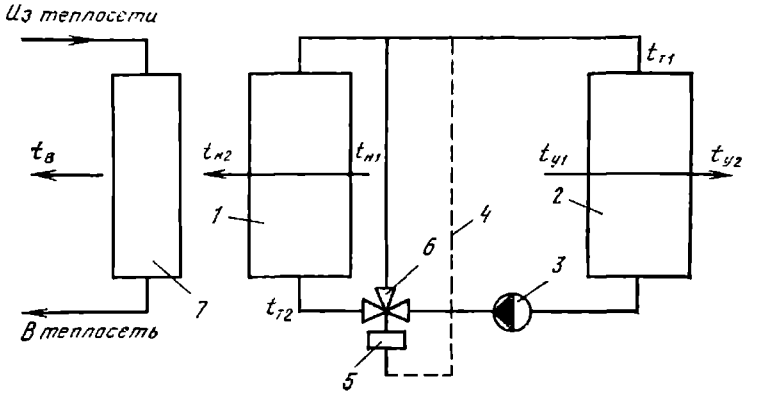


Рис. IV.14. Схема рекуперативного теплообменника с промежуточным теплоносителем

1, 2 — теплообменники; *3* — насос; *4* — обводной трубопровод; *5* — терморегулятор; *6* — трехходовой клапан; *7* — калорифер для дополнительного нагрева воздуха

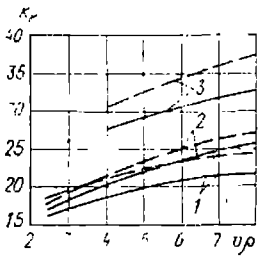


Рис. IV.15. Зависимость коэффициента теплопередачи калориферов от массовой скорости воздуха

1 — калориферов КВС, КВБ; *2* — секций подогрева центральных кондиционеров КТ; *3* — калориферов $КС_Б$; ——— теплоноситель — раствор этиленгликоля; — — — 28%-ный раствор нитрита натрия

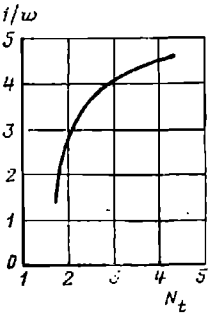


Рис. IV.16. Зависимость параметров N_t и $1/\omega$ при условии обеспечения положительной температуры на поверхности теплообменника

сечению подбирают число калориферов, располагая их так, чтобы общая глубина калориферной установки соответствовала примерно трем калориферам большой модели (ГОСТ 7201—80). Исходя из полученной фактической скорости движения воздуха, по рис. IV.15 определяют коэффициент теплопередачи калориферов $k_н$.

Следующий этап — определение безразмерного параметра N_t по формуле

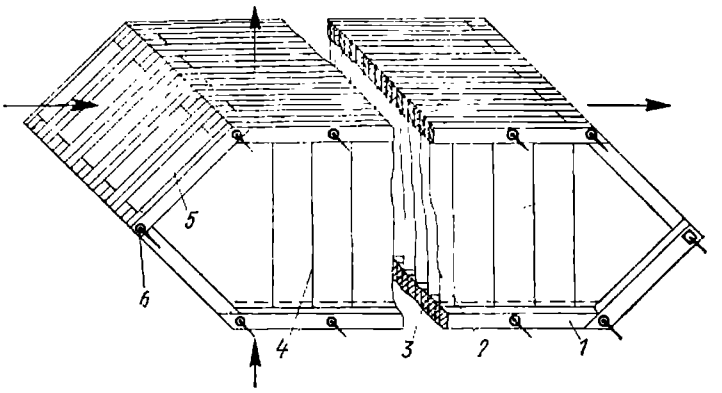


Рис. IV.18. Рекуперативный теплообменник (пленочный)

костью. К числу таких аппаратов относится **рекуперативный теплообменник из гибкой полимерной пленки** (рис. IV.18), разработанный Челябинским политехническим институтом. Он состоит из пакета рамок *1*, на которые натянута гибкая пленка *2* так, чтобы можно было на теплопередающей поверхности создавать дискретные выступы и вибрацию пленки под давлением воздушной среды, проходящей через каналы *5*. Армирующие пленку струны *4*, прикрепленные к рейкам рамки *3*, упорядочивают ее вибрацию и соответствующую интенсификацию процесса теплопередачи.

Несущие рамки стягиваются друг с другом с помощью стяжных болтов *6*. Это позволяет быстро заменять отдельные рамки при повреждении пленки в процессе эксплуатации или монтажа утилизатора. Конденсат, выпадающий из удаляемого воздуха при его охлаждении в утилизаторе, удаляется из конденсатоотводчика, куда он поступает самотеком.

Интенсификация теплоотдачи в пленочных рекуперативных теплообменниках позволяет уменьшить их габариты на 35% по сравнению с обычными пластинчатыми теплоутилизаторами. Благодаря малой металлоемкости утилизатора резко снижается сметная стоимость. В результате, несмотря на сравнительно небольшой срок службы пленки (около 3 лет, а при длительных испытаниях на Челябинском трубопрокатном заводе даже 5 лет), экономический эффект от применения такого теплоутилизатора, по данным ЧПИ, в условиях Урала со-

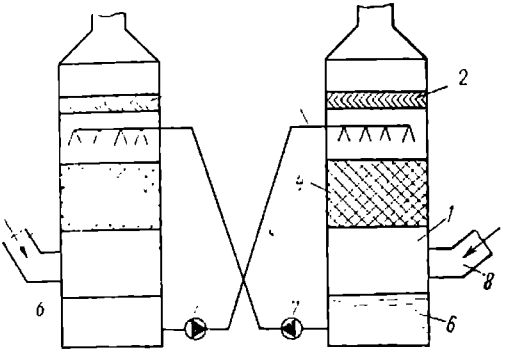


Рис. IV.19. Контактный утилизатор капельного типа

ставляет более 500 руб. в год на каждые 10 000 м³/ч воздуха.

С той же точки зрения большие перспективы внедрения имеет **контактный утилизатор капельного типа,** использующий в качестве рабочей жидкости 38—42%-ный раствор хлорида лития. Помимо значительного экономического эффекта достоинством такого аппарата является наименьший удельный расход металла по сравнению со всеми другими видами теплоутилизаторов. Колонны *1* утилизатора (рис. IV.19) могут быть выполнены из асбестоцементных труб, а насадка *4,* в которой осуществляется теплообмен между воздухом и хлоридом лития, может быть изготовлена из гофрированной полимерной ленты с пересекающимися каналами или блоков крафт-бумаги, пропитанной эпоксидной смолой.

Воздух из системы вытяжной вентиляции поступает в правую колонну *1* через патрубок *8* и в насадке *4* увлажняется разбрызгиваемой спиралью *3* рабочей жидкостью, которая нагревается и отбирает часть влаги воздуха, который затем проходит через сепаратор *2* и далее в атмосферу. Нагретый агент сливается в бак *6,* откуда насосом *7* подается в правую колонну *1* и вступает в контакт с наружным воздухом, поступающим в нее через патрубок *5.*

При контакте с теплым раствором наружный воздух нагревается и увлажняется, а затем поступает для догрева в приточную вентиляционную установку. Особо высокий эффект достигается в тех случаях, когда такие утилизаторы используются круглогодично (летом для охлаждения воздуха).

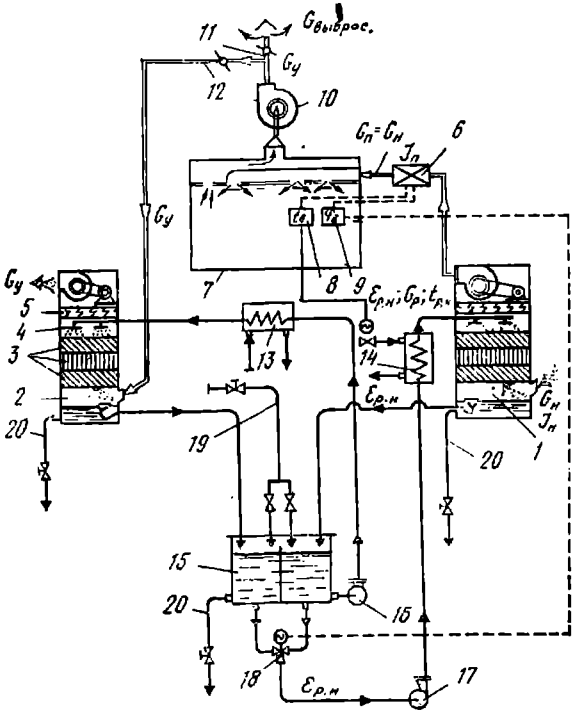


Рис. IV.20. Схема контактного утилизатора круглогодичного действия

1 — основной контактный аппарат круглогодовой обработки приточного воздуха; *2* — вспомогательный контактный аппарат утилизации; *3* — орошаемая насадка; *4* — форсунки; *5* — сепараторы; *6* — аппараты окончательной обработки приточного кондиционируемого воздуха; *7* — кондиционируемое помещение; *8* — датчик температуры; *9* — датчик влажности; *10* — вытяжной вентилятор; *11* — выброс; *12* — воздуховоды для возврата вытяжного воздуха; *13* — теплообменник нагрева слабого раствора; *14* — теплообменник нагрева или охлаждения рабочего раствора; *15* — бак для раствора; *16* — насос подачи слабого раствора; *17* — насос подачи рабочего раствора; *18* — смесительный клапан; *19* — водопровод; *20* — слив

Принципиальная прямоточная схема такой системы показана на рис. IV.20. При режиме охлаждения воздуха наружный воздух проходит через орошаемую раствором насадку *3* основного контактного аппарата *1*, и при этом снижаются его влагосодержание и энтальпия (до требуемой энтальпии проточного воздуха). Разжиженный раствор стекает в правую часть бака *15* и оттуда насосом *16* нагнетается в теплообменник слабого раствора *13*, в трубках которого циркулирует вода, нагретая теплотой

утилизируемых энергоресурсов. Затем нагревшийся раствор орошает насадку *3* вспомогательного контактного аппарата *2* навстречу воздуху, удаляемому из помещения. При этом часть влаги из нагретого разжиженного раствора испаряется, и крепкий раствор сливается в левую часть бака. Процентное содержание в смеси крепкого и разжиженного растворов регулируется автоматически воздействием датчика контроля влажности внутреннего воздуха *9* и соответственно изменяется положение смесительного клапана *18*, после которого рабочий раствор насосом *17* нагнетается в теплообменник *14*, где температура раствора доводится до требуемой для протекания процесса. Окончательная доводка параметров приточного воздуха в летний период обычно осуществляется прямым его адиабатическим увлажнением.

Экономический эффект от применения таких аппаратов существенно зависит от стоимости хлорида лития. Применение их для кондиционирования воздуха в глазной клинике Тбилиси при их производительности 5 тыс. м³/ч обеспечило годовой экономический эффект $\approx$8 тыс. руб.

Утилизаторы теплоты удаляемого воздуха получат в ближайшие годы широкое внедрение. Особое внимание должно быть обращено на развитие производства оборудования и приборов, необходимых для утилизации указанных ресурсов, что позволит достичь экономии теплоты только за счет утилизации теплоты воздуха, удаляемого из промышленных зданий, около 5 млн. т условного топлива в пятилетку, а в перспективном периоде до 8 млн. т.

Однако предварительно должно быть организовано крупносерийное промышленное производство таких теплоутилизаторов, которые были бы экономически наиболее эффективны, надежны и просты в эксплуатации и имели бы сравнительно невысокий удельный расход металла. Но в настоящее время все затрудняется тем, что еще не выявлена область экономически целесообразного применения тех или иных видов теплоутилизаторов в климатических и эксплуатационных условиях нашей страны и, следовательно, отсутствуют экономические обоснования для проектирования завода по выпуску теплоутилизаторов.

Прежде всего должны быть выявлены типы утилизаторов, экономически наиболее эффективных в весьма раз-

нообразных условиях их устройства и эксплуатации в различных районах страны, а затем необходимо определить (с достаточным приближением) число утилизаторов каждого типа, которое потребуется в перспективном периоде (5—10 лет). При этом, очевидно, надо исходить из какой-либо принятой разбивки утилизаторов по унифицированному ряду производительностей вытяжных вентиляционных установок (например, 10, 20, 40, 80 тыс. м³/ч).

Для решения такой задачи наиболее целесообразно применять метод последовательной оптимизации, который предусматривает поэтапное снижение приведенных затрат на сопоставляемый вариант решения путем нахождения таких условий его устройства и эксплуатации, при которых он будет экономически наиболее эффективным.

Подобное решение состоит из девяти последовательно выполняемых этапов, представленных в виде блок-схемы на рис. IV.21.

На **этапе А** производят отбор типов утилизаторов, которые на следующих этапах будут сопоставляться, а также назначают ряд унифицированных производительностей вентиляционных установок, снабжаемых этими утилизаторами. На рисунке типам утилизаторов присвоены номера I, II и т. д. При определении приведенных затрат на утилизаторы различных типов обязательным условием является одинаковая производительность этих установок.

На **этапе Б** производят выбор населенных пунктов, для климатических условий которых будут сопоставляться типы утилизаторов. При этом следует учитывать, что одними из основных факторов, влияющих на конечные результаты экономических расчетов, здесь являются удельная стоимость сэкономленной теплоты $c_т$ и число градусо-часов отопительного периода $n_{от}$. Поэтому из множества возможных населенных пунктов следует отобрать те 10—15 городов, для которых $c_т$ $n_{от}$ достаточно равномерно возрастает. На рисунке такие города обозначены номерами *1, 2* и т. д.

На **этапе В** принимается решение о наборе величин относительного перепада температур $\Delta\bar{t}$, являющегося коэффициентом использования начального температурного напора E. Набор величин $\Delta\bar{t}$ позволяет выбрать наиболее экономичную конструкцию утилизатора и учесть мно-

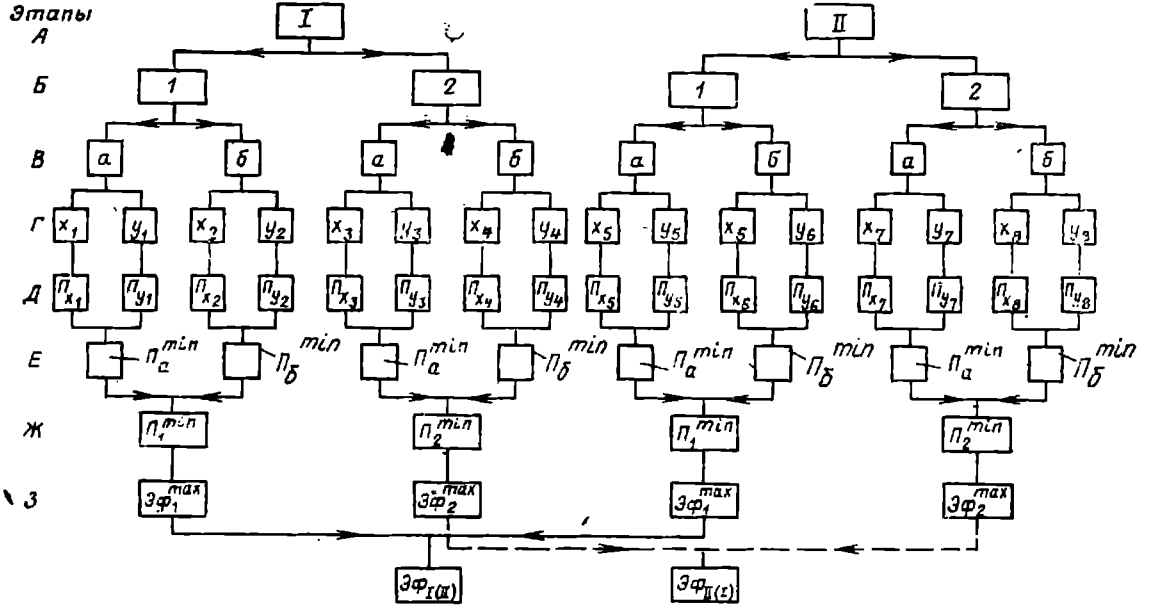


Рис. IV.21. Последовательность определения области экономически целесообразного применения утилизаторов теплоты различных типов

гообразие требований, предъявляемых к установкам утилизации теплоты по требуемой температуре приточного воздуха при заданных параметрах теплообменивающихся сред. От величины $\Delta\bar{t}$ зависят все слагаемые приведенных затрат. При сопоставлении вариантов утилизаторов рекомендуется принимать шаг ряда этих величин, равный 0,2 ($\Delta\bar{t}=0{,}3$; 0,5; 0,7) или 0,1 ($\Delta\bar{t}=0{,}3$; 0,4; 0,5; 0,6; 0,7). На рис. IV.21 условно приведены лишь два значения $\Delta\bar{t}$, обозначенные *а* и *б*.

На **этапе Г** определяют способы предотвращения инееобразования на поверхностях теплообмена. Использование того или иного способа значительно влияет на экономическую эффективность работы утилизатора. Эффективность применения какого-либо из этих способов зависит и от величины $\Delta\bar{t}$, и от расчетной температуры наружного воздуха, поэтому этап Г необходим для выполнения последующих расчетов. Для всех перечисленных типов утилизаторов могут быть применены следующие способы предотвращения инееобразования:

а) предварительный подогрев воздуха в калориферах;

б) применение обводных каналов, позволяющих повысить температуру поверхности теплообмена при уменьшении расхода приточного воздуха через утилизатор;

в) периодическое (непродолжительное) отключение подачи приточного воздуха в систему (следует учитывать, что такое решение, в основном возможное для систем общеобменной вентиляции, приводит к соответствующему увеличению стоимости вентилятора и калориферов и затрат на ремонт этого оборудования).

Для утилизаторов с промежуточным теплоносителем можно предусматривать увеличение расхода теплоносителя или его подогрев, вследствие чего повысится средняя температура поверхностей теплообмена. Инееобразование на поверхностях регенеративного вращающегося утилизатора можно предотвратить уменьшением частоты вращения ротора. На рисунке условно показаны лишь два таких способа, обозначенные буквами *х* и *у*.

На **этапе Д** определяют приведенные затраты на утилизатор при всех сочетаниях вариантов, предусмотренных этапами А — Г ($П_{x1}$, $П_{y1}$, $П_{x2}$, ...).

На **этапе Е** их сопоставляют, выявляют наименьшие из них и, таким образом, находят экономически наиболее целесообразный способ предотвращения инееобразо-

вания при следующих данных: величине $\Delta\bar{t}$, населенном пункте и типе утилизатора ($П_а^{min}$, $П_б^{min}$ и т. д.).

Дальнейшая оптимизация решения выполняется на этапе **Ж** путем выявления для каждого города (по приведенным затратам) экономически наиболее целесообразного коэффициента $\Delta\bar{t}$ ($П_1^{min}$, $П_2^{min}$ и т. д.).

На **этапе З** определяют максимально возможный экономический эффект, получаемый при устройстве утилизатора данного типа в принятом для расчета населенном пункте ($Эф_1^{max}$, $Эф_2^{max}$ и т. д.).

На **этапе И** выявляют те населенные пункты, в которых выгодно устройство утилизатора определенного типа, и тем самым находят области целесообразного применения каждого типа утилизатора $Эф_{1(п)}$, $Эф_{п(п)}$.

Выполнив подобный расчет для всех предусмотренных в ряду производительностей вентиляционных установок, можно затем определить перспективную потребность в утилизаторах различных типов и мощностей в целом по стране.

Экономически наиболее целесообразным в заданных условиях считают тот тип утилизатора, при котором экономический эффект Эф будет наибольшим. Этот эффект для вентиляционных систем гражданских зданий и общеобменных систем в промышленных зданиях определяют по формуле

$$Эф = П_{баз} - П_{ут} = \mu K_{баз} + K_{пл.баз} + \\ + У C'_{баз} - (\mu K_{ут} + K_{пл.ут} + У C'_{ут}), \qquad (IV.20)$$

где $П_{баз}$, $П_{ут}$ — приведенные затраты соответственно в базовый вариант (без утилизатора) и вариант с утилизатором; $K_{баз}$ — полная стоимость калориферной установки при базовом варианте, определяемая с учетом базовых цен на соответствующее оборудование и коэффициентов, включающих затраты на транспортирование, монтаж и наладку этого оборудования; $K_{пл.баз}$ — стоимость занимаемой этой установкой площади в здании; $K_{ут}$ — сметная стоимость утилизаторов, устройств, предотвращающих инеобразование на поверхности теплообмена утилизатора и дополнительных воздуховодов; $K_{пл.ут}$ — стоимость занимаемой утилизаторами и указанными устройствами площади в здании [24]; при размещении их на рабочих площадях и фермах можно принимать $K_{пл.ут}=0$; $C'_{баз}$, $C'_{ут}$ — годовые эксплуатационные расходы при базовом варианте и варианте с утилизаторами теплоты.

Сроки службы утилизаторов в настоящее время могут быть определены лишь весьма приближенно, так как почти полностью в нашей стране отсутствуют соответст-

Таблица IV.8. Эффективность применения регенеративного вращающегося утилизатора с сорбирующей насадкой в условиях Москвы в зависимости от величины $\Delta\bar{t}$, L и числа смен работы цеха

$\Delta\bar{t}$	L, тыс. м³/ч	Число смен	$K+K_{пл}$		Э		Р		Т		П		ЭФ
			а	б	а	б	а	б	а	б	а	б	
0,5	5	1	0,0575	0,177	0,0013	0,041	0,0027	0,0086	0,0923	0,035	1,28	1,24	0,04
		2	0,0575	0,177	0,00174	0,049	0,0054	0,010	0,1846	0,069	2,47	1,81	0,66
		3	0,0575	0,177	0,0021	0,060	0,0011	0,025	0,2768	0,104	3,69	2,57	1,12
	10	1	0,0557	0,105	0,0013	0,031	0,0022	0,0058	0,0923	0,033	1,28	1,09	0,19
		2	0,0557	0,105	0,00174	0,0356	0,0043	0,0103	0,1846	0,070	2,47	1,61	0,86
		3	0,0557	0,105	0,0021	0,0592	0,0065	0,0154	0,2768	0,105	3,67	2,38	1,29
	20	1	0,0547	0,0756	0,0013	0,029	0,00215	0,0036	0,0923	0,035	1,27	0,94	0,33
		2	0,0547	0,0756	0,00174	0,0383	0,00431	0,0073	0,1846	0,07	2,47	1,54	0,93
		3	0,0547	0,0756	0,0021	0,0566	0,00646	0,011	0,2768	0,105	3,66	2,26	1,40
0,7	5	1	0,0575	0,168	0,0013	0,05	0,0027	0,0078	0,0923	0,0126	1,28	1,05	0,23
		2	0,0575	0,168	0,00174	0,07	0,0054	0,0156	0,1846	0,0252	2,48	1,56	0,92
		3	0,0575	0,168	0,0021	0,0939	0,0081	0,0235	0,2768	0,0378	3,64	2,11	1,53
	10	1	0,0557	0,1093	0,0013	0,0394	0,0022	0,008	0,0923	0,0126	1,31	0,87	0,44
		2	0,0557	0,1093	0,00174	0,052	0,0043	0,016	0,1846	0,025	2,47	1,29	1,18
		3	0,0557	0,1093	0,0021	0,0803	0,0065	0,024	0,2768	0,0379	3,67	1,88	1,79

	20	1	0,0547	0,069	0,0013	0,043	0,00215	0,0031	0,0923	0,0126	1,27	0,81	0,46
		2	0,0547	0,069	0,00174	0,0657	0,00431	0,0062	0,1846	0,025	2,47	1,29	1,18
		3	0,0547	0,0069	0,0021	0,0899	0,00646	0,0124	0,2768	0,0379	3,67	1,88	1,79
	5	1	0,0575	0,184	0,0013	0,0779	0,0027	0,0064	0,0923	0,0018	1,28	1,28	0
		2	0,0575	0,184	0,00174	0,1017	0,0054	0,0128	0,1846	0,0036	2,48	1,68	0,80
		3	0,0575	0,184	0,0021	0,135	0,0081	0,0192	0,2768	0,0054	3,69	2,20	1,49
	10	1	0,0557	0,115	0,0013	0,044	0,0022	0,0032	0,0923	0,0018	1,28	1,11	0,17
		2	0,0557	0,115	0,00174	0,102	0,0043	0,0064	0,1846	0,0036	2,47	1,53	0,94
		3	0,0557	0,115	0,0021	0,145	0,0065	0,0096	0,2768	0,0054	3,67	2,15	1,52
0,8													
	20	1	0,0547	0,086	0,0013	0,072	0,00215	0,0027	0,0923	0,0018	1,27	1,06	0,21
		2	0,0547	0,086	0,00174	0,0953	0,00431	0,0054	0,1846	0,0036	2,48	1,41	1,07
		3	0,0547	0,086	0,0021	0,125	0,00646	0,011	0,2768	0,0054	3,67	1,88	1,79

Примечания: 1. Буквой «а» обозначены результаты соответствующих расчетов при базовом варианте (без теплоутилизатора), а буквой «б» — при варианте с теплоутилизатором.
2. Капитальные вложения и приведенные затраты даны в тыс. руб. на 1000 м³/ч, а эксплуатационные затраты — в тыс. руб/год на 1000 м³/ч.

разования, как предварительный подогрев наружного воздуха в электрокалорифере, применение данного утилизатора в подавляющем большинстве случаев будет экономически целесообразным.

Доведение $\overline{\Delta t}$ до величины, большей 0,65 при односменной работе и 0,75 при трехсменной, во всех случаях приводит к уменьшению экономического эффекта, так как сбережение теплоты при этом достигается за счет чрезмерного роста приведенных затрат на устройство и эксплуатацию утилизаторов и расхода металла. Наибольшее влияние на экономический эффект оказывает продолжительность работы системы — при трехсменной ее работе эффект резко возрастает. Рост эффекта при увеличении L объясняется в основном непропорциональным ростом удельных затрат на оборудование и занимаемую им площадь. Однако при производительности 40 тыс. м³/ч и более непропорциональность резко уменьшается, так как показатели устанавливаемого оборудования больше совпадают с расчетными.

На рис. IV.24 приведены результаты аналогичных расчетов, выполненных для четырех типов утилизаторов: рекуперативного теплообменника с промежуточным теплоносителем (рис. IV.24, *а*), вращающегося регенеративного теплообменника с несорбирующей насадкой (рис. IV.24,*б*) и с сорбирующей насадкой (рис. IV.24,*в*) и пластинчатого рекуперативного теплообменника (рис. IV.24,*г*). В отличие от табл. IV.8 здесь дополнительно приведены значения экономического эффекта, достигаемого при предотвращении инееобразования путем периодического отключения подачи приточного воздуха (на 3—5 мин через 1 ч работы установки в условиях инееобразования).

Значения Эф определяли для следующих условий:

1) все оборудование размещается на полу здания;

2) рекуперативный теплообменник устроен из калориферов $КС_К$ соединенных трубопроводами диаметром 32—70 мм и суммарной длиной 70 м; трубы заполнены 28%-ным раствором нитрита натрия (стоимость 0,4 руб/кг сухого вещества); побудителем циркуляции служат центробежные насосы 1,5К-6;

3) во вращающихся регенеративных теплообменниках материалом сорбирующей насадки принят гофрированный технический картон с толщиной листа 0,2 мм, пропитанный раствором хлористого лития (стоимость подго-

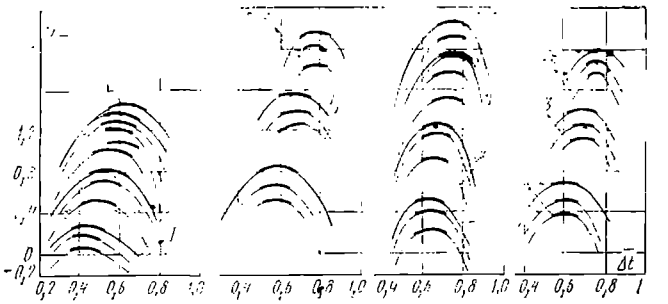


Рис. IV.24. Зависимость экономического эффекта применения теплоутилизаторов в условиях Москвы от вида теплообменников, величины Δt, продолжительности работы установки и способа предотвращения инеобразования
I — предварительный электроподогрев; *II* — периодическое отключение точного воздуха; *1, 2, 3* — число смен работы установки

товленной насадки 200 руб/т). Вращение конструкции осуществляется электродвигателем мощностью 1—2 кВт, соединенным с редуктором (стоимость металлической конструкции теплообменника принята равной 0,45 руб/кг);

4) поверхностью теплообмена в регенеративных теплообменниках с несорбирующей насадкой является гофрированная алюминиевая фольга толщиной 0,15 мм (стоимость 1,57 руб/м²);

5) корпус пластинчатого рекуперативного теплообменника изготовлен из профилированной стали, а насадка — из алюминиевой фольги толщиной 0,2 мм (стоимость 1,5 руб/м²).

Наиболее экономически эффективным в условиях Москвы является применение вращающегося регенеративного теплообменника с сорбирующей насадкой. Более низкая экономическая эффективность применения несорбирующего регенератора по сравнению с регенератором с сорбирующей насадкой обусловлена наличием теплообменной поверхности из цветного металла (алюминия) и более высокой температурой начала инеобразования.

При практических расчетах проектировщики, как правило, не могут подобрать соответствующее оборудование так, чтобы полученный экономический эффект был равен максимально возможному. В связи с этим при расчетах

рекомендуется ориентироваться не на точку максимума эффекта, а исходить из общепринятого интервала экономически целесообразных решений, определяемого из условия

$$П_{доп} = 1{,}05\, П_{min} \qquad (IV.31)$$

где $П_{доп}$ — приведенные затраты на установку с утилизатором на границе указанного интервала. На рис. IV 24. этот интервал показан утолщенными участками на всех кривых.

В приведенных расчетах учтена специфика проектирования чисто вентиляционных установок. При использовании утилизаторов в системах круглогодичного кондиционирования воздуха экономический эффект резко возрастает — они будут экономить не только теплоту, но и холод.

При возможности утилизации нескольких имеющихся в помещении видов вторичных энергоресурсов (тепловыделений от вырабатываемой продукции, технологического оборудования и др.) выявляют их количество и сопоставляют с потребностью в теплоте на отопительно-вентиляционные и другие нужды. Если количество ВЭР больше потребности в них, то используют те источники, утилизация теплоты которых даст наибольший экономический эффект.

Однако для выявления таких источников ВЭР необходимо предварительно разработать проекты и сметы на утилизирующие установки для всех этих источников. Такой трудоемкой и дорогостоящей работы можно избежать, выполнив упрощенные расчеты (экспресс-метод), предложенные канд. техн. наук М. А. Барским. На первом этапе можно обойтись без разработки проектов указанных установок с тем, чтобы на следующем этапе выполнять их только для тех источников ВЭР, использование которых при заданных условиях экономически наиболее целесообразно.

Такие расчеты следует выполнять только для низкотемпературных ВЭР, а возможность утилизации для нагрева приточного воздуха высоко- и среднетемпературных ВЭР нужно выявлять только с санитарно-гигиенической точки зрения, так как экономическая целесообразность их утилизации, как правило, весьма высокая.

Экономически целесообразные для утилизации источники низкотемпературных ВЭР выявляют путем последовательной оптимизации соответствующего решения, добиваясь наибольшей (практически в заданных усло-

Таблица IV.9. Соотношение потребности в теплоте и экономически целесообразной выработки ВЭР

Предприятие	Источник ВЭР	Температура ВЭР, °С	Выход ВЭР, ГДж/год	Возможная выработка ВЭР, ГДж/год	Экономически целесообразная выработка ВЭР, ГДж/год	Потребность в энергоресурсах, ГДж/год		
						Отопление и вентиляцию	Горячее водоснабжение	Технологические нужды
Липецкий радиаторный завод	Уходящие газы	350—650	162 497	110 957	30 063			
	Охлаждающая вода	65	26 509	20 620	10 308	30 125	3 595	19 604
	Удаляемый воздух	30—40	18 894	14 410	4 038	Всего 53 324 ГДж/год (25,6 % выхода ВЭР)		
	Всего		207 900 (100%)	145 987 (70%)	44 409 (21,3%)			
Ростовский радиаторный завод	Уходящие газы	200—500	217 941	140 276	38 203	—	—	—
	Охлаждающая вода	40—60	27 537	19 103	19 103	36 993	5 317	5 672
	Удаляемый воздух	30—40	23 764	15 938	4 656	Всего 47 982 ГДж/год (17,8% выхода ВЭР)		
			269 242 (100%)	175 317 (65%)	61 962 (23%)			

Примечание. Выход ВЭР — их количество, образующееся в процессе производства продукции; возможная выработка ВЭР — максимальное количество энергоресурсов, которое может быть получено за счет данного вида ВЭР с учетом режимов работы соответствующего производственного оборудования.

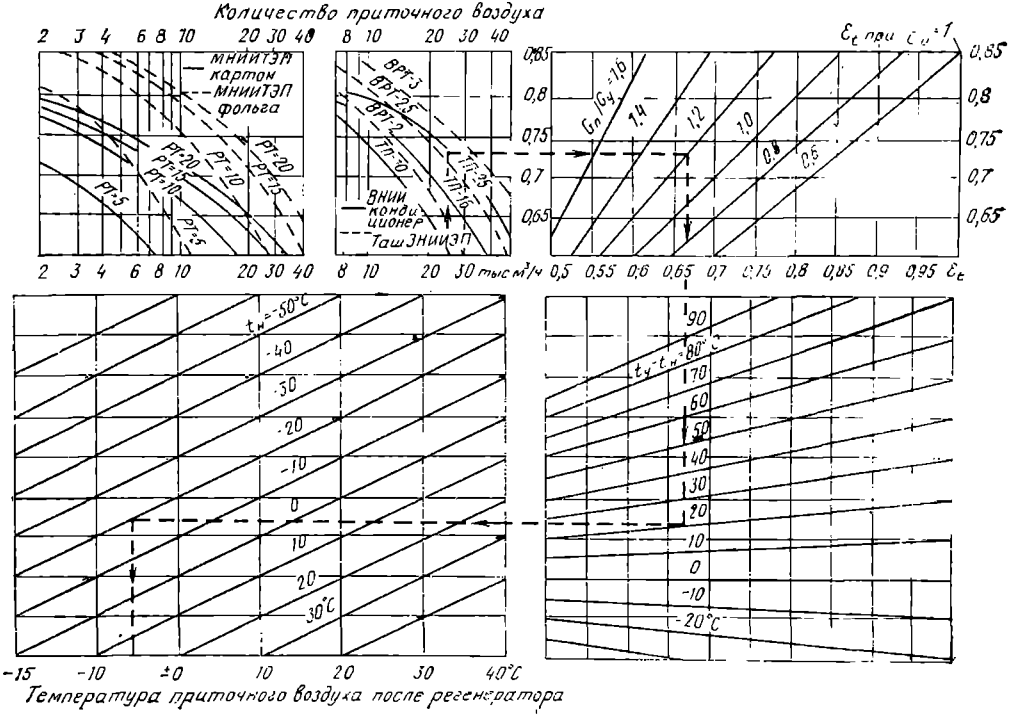


Рис. IV.25. Номограмма для определения $\Delta\bar{t}$ вращающегося теплоутилизатора (данные М. А. Барского)

Таблица IV.10. Значения коэффициентов использования теплоты ВЭР $\overline{q}$ в зависимости от температур наружного приточного и удаляемого воздуха и эффективности теплообмена в утилизаторах тепла

Температура воздуха °С		Средняя температура наружного воздуха в отопительный период, °С, при $\Delta\overline{t}$ 0,4; 0,6; 0,8											
		0			—5			—10			—15		
приточного	удаляемого	0,4	0,6	0,8	0,4	0,6	0,8	0,4	0,6	0,8	0,4	0,6	0,8
10	20	1	0,88	0,67	0,97	0,90	0,76	1	0,93	0,83	1	0,96	0,90
	30	0,85	0,58	0,54	0,90	0,70	0,55	0,95	0,80	0,63	0,96	0,83	0,71
	40	0,67	0,50	0,40	0,64	0,55	0,45	0,88	0,70	0,55	0,92	0,75	0,58
	50	0,60	0,37	0,30	0,71	0,45	0,35	0,72	0,60	0,46	0,87	0,65	0,50
	60	0,45	0,26	0,21	0,63	0,41	0,31	0,65	0,51	0,38	0,79	0,53	0,42
20	20	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	30	1	1	0,90	1	1	0,91	1	1	0,93	1	1	0,95
	40	1	0,80	0,63	1	0,90	0,70	1	0,93	0,75	1	0,95	0,80
	50	1	0,70	0,55	1	0,80	0,60	1	0,85	0,65	1	0,90	0,70
	60	0,85	0,55	0,42	0,93	0,70	0,54	0,96	0,75	0,58	1	0,76	0,60
30	20	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	30	1	1	0,95	1	1	0,96	1	1	0,98	1	1	1
	40	1	0,90	0,80	1	0,95	0,81	1	0,97	0,87	1	1	0,90
	50	1	0,85	0,72	1	0,90	0,78	1	0,92	0,82	1	0,94	0,85
	60	0,93	0,68	0,55	0,97	0,75	0,58	1	0,80	0,63	1	0,85	0,66
40	20	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	30	1	1	0,97	1	1	0,98	1	1	1	1	1	1
	40	1	0,95	0,85	1	0,96	0,88	1	1	0,92	1	1	0,94
	50	1	0,90	0,70	1	0,92	0,75	1	0,95	0,82	1	0,97	0,85
	60	1	0,80	0,62	1	0,85	0,72	1	0,87	0,75	1	0,90	0,78

ной производительностью 25 000 м³/ч (ТП=25), 16 000 (ТП=16) и 10 000 м³/ч (ТП-10). Учитывая малый удельный вес затрат на электроэнергию в приведенных затратах при работе теплоутилизатора, допустимо считать, что размер первых обратно пропорционален производительности установки — 0,013 руб/ год на 1 м³/ч при ТП-25; 0,02 при ТП-16 и 0,033 при ТП-10. Согласно соответствующим расчетам, $\Delta\bar{t}$ для ТП-16 равно 0,67, а для ТП-10—0,61.

При теплоутилизаторе ТП-25 Эф=6520 руб.

При теплоутилизаторе ТП-16

$$Эф = 25\,000 \cdot 8{,}9 \left(0{,}136 \frac{0{,}67}{0{,}72} - 0{,}02\right) - 16\,000 \left[(0{,}09 \cdot 0{,}29 + \right.$$

$$\left. + 0{,}03 \cdot 0{,}08)\ 8{,}9 + 1{,}54 \left(0{,}29 + \frac{14 \cdot 80}{16\,000}\right) + 0{,}08\right] = 9510 \text{ руб.}$$

При теплоутилизаторе ТП-10

$$Эф = 25\,000 \cdot 8{,}9 \left(0{,}136 \frac{0{,}61}{0{,}72} - 0{,}033\right) - 10\,000 \left[(0{,}09 \cdot 0{,}29 \right.$$

$$\left. + 0{,}03 \cdot 0{,}08)\ 8{,}9 + 1{,}54 \left(0{,}29 + \frac{14 \cdot 80}{10\,000}\right) + 0{,}08\right] = 8690 \text{ руб.}$$

Следовательно, экономически наиболее целесообразно применение вращающегося регенеративного теплоутилизатора ТП-16.

Кроме того, независимо от результатов экономического сопоставления утилизаторов во многих случаях необходимо учитывать инженерные, гигиенические или другие факторы. В частности, недопустимость переноса вредностей и запахов из вытяжного воздуха в приточный иногда не позволяет применять регенеративные теплообменники, а большое расстояние между приточными и вытяжными воздуховодами обусловливает использование установок с промежуточным теплоносителем.

Во многих производственных зданиях возможна утилизация теплоты, содержащейся в воздухе, потоком которого охлаждается технологическое оборудование. Так, мощные электродвигатели главных приводов прокатных станов и другого крупного оборудования и преобразовательные агрегаты теперь изготовляют с каналами для подвода охлажденного воздуха и отвода нагретого (рис. IV.26). Применение в таких случаях теплообменников с промежуточным теплоносителем антифризом наиболее эффективно. Аналогичное решение целесообразно и при использовании теплоты от воздухоохлаждаемых светильников и других источников утилизируемой теплоты.

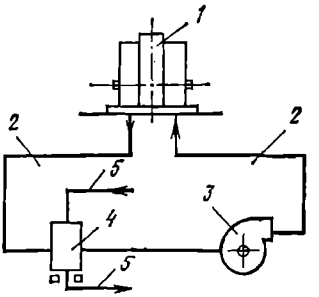


Рис. IV.26. Схема отвода теплоты от мощного электродвигателя

1 — двигатель; *2* — воздуховоды; *3* — вентилятор; *4* — теплообменник; *5* — трубопроводы промежуточного теплоносителя

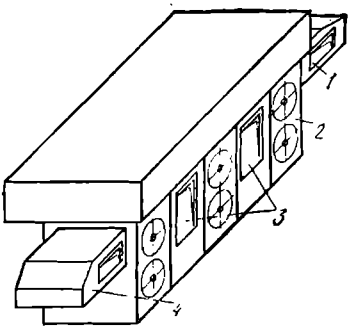


Рис. IV.27. Схема расположения встроенных вытяжных устройств стана холодной прокатки

1 — зонт над моталкой; *2* — стан; *3* — отсос из межклетьевого пространства; *4* — зонт над разматывателем

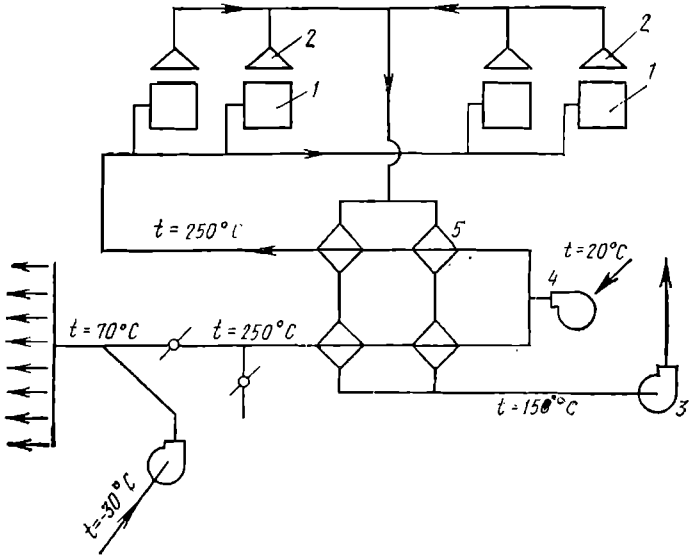


Рис. IV 28. Схема утилизации теплоты уходящих газов

Наиболее эффективная утилизация теплоты удаляемого воздуха достигается при наличии встроенных отсосов, изготовленных вместе с оборудованием; при этом не только уменьшается количество теплоты, паров и

газов, поступающих в цех, но и выше температура удаляемого воздуха. На рис. IV.27 показана схема расположения встроенных вытяжных устройств стана холодной прокатки, присоединяемых к системам вытяжной вентиляции цеха.

Если температура воздуха или паровоздушной смеси, удаляемых от технологического оборудования, высокая (70—80°С), утилизацию теплоты часто выполняют в несколько этапов. Примером могут служить бумагокартоноделательные и сушильные машины. Температура паровоздушной смеси, удаляемой от них, достигает 75—80°С. Рекуперацию теплоты в этом случае сначала осуществляют для нагрева сушильного воздуха, затем для нагрева наружного воздуха в системах приточной вентиляции (вторая ступень) и, наконец, для нагрева воды для технологических нужд.

Значительная экономия тепловой энергии была достигнута в результате осуществления проекта использования теплоты уходящих газов от печей для нагрева воздуха в кузнечно-прессовом цехе Выксунского завода (Горьковский Сантехпроект) Температура газов на выходе из 12 печей, достигающая 630—1170°С (рис. IV.28), снижалась за счет смешивания с внутренним воздухом в зонтах *2*. Эта смесь затем поступает в централизованную воздухоподогревательную установку, состоящую из четырех подогревателей *5*, где охлаждается до 150°С и далее с помощью вентиляторов *3* выбрасывается в атмосферу. Нагреваемой средой здесь является внутренний воздух, который с помощью вентилятора *4* нагнетается в подогреватели и нагревается там до 250°С. Часть нагретого воздуха далее поступает в печи *1*, а остальной воздух смешивается с нагнетаемым вентилятором *6* наружным воздухом и поступает с температурой около 70°С для воздушного отопления и вентиляции корпуса. За счет использования вторичных энергоресурсов при такой схеме экономится 1,9 МВт (1,6 Гкал/ч) на отопление и 0,95 МВт (0,8 Гкал/ч) на нагрев дутьевого воздуха (круглогодично), а всего 36 500 Гдж/год (8650 Гкал/год); экономический эффект составил 24,4 тыс. руб/год.

Утилизировать теплоту уходящих газов можно даже в тех случаях, когда они загрязнены механическими примесями. Такие газы в скруббере *1* (рис. IV.29) промывают водой, причем примеси выпадают в нижнюю

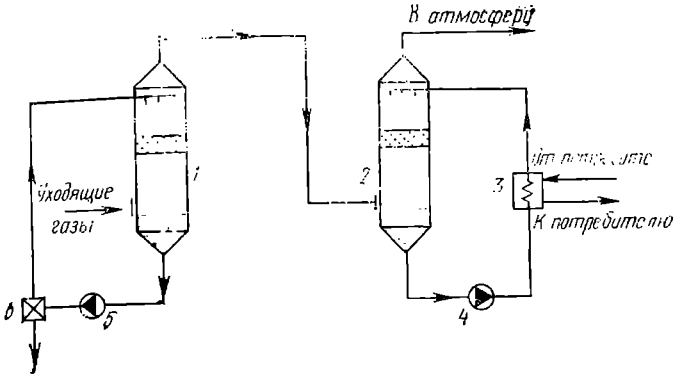


Рис. IV.29. Схема утилизации теплоты газов, загрязненных механическими примесями

его часть и далее с помощью насоса *5* направляются в отстойник *6;* очищенная вода вновь затем направляется в скруббер *1,* и процесс повторяется, а примеси периодически удаляют из отстойника. Корпус скруббера *1* покрыт слоем тепловой изоляции, и газы в нем почти не охлаждаются. Они затем поступают в скруббер *2,* отдают свою теплоту в насадке поступающей в нее воде, и охлажденные, удаляются в атмосферу. Нагретая вода насосом *4* направляется в теплообменник *3* системы приточной вентиляции или теплоснабжения, охлаждается и вновь поступает в скруббер *2.* Очевидно, что удельные капитальные вложения в подобную систему больше, чем при установках, использующих чистую воду. Поэтому область экономически целесообразного их применения меньше — в основном при температуре уходящих газов более 150—200°С и поступлении их в течение всего года. Недостатком системы является также ее значительная удельная металлоемкость.

Весьма эффективной может быть утилизация теплоты, выделяющейся в конденсаторах холодильных машин, для нагрева наружного воздуха, поступающего в обслуживаемые холодильной установкой помещения. Определим экономическую целесообразность такого решения для установки, обслуживающей крытый каток и состоящей из четырех фреоновых компрессоров марки ФУ-175/1. Вода, поступающая из конденсаторов, охлаждается в брызгальных бассейнах, после чего ее вновь направляют в конденсаторы.

В рассматриваемом варианте часть нагретой воды направляют по трубам к калориферам приточных установок и затем возвращают в конденсаторы. Суммарная производительность приточных установок равна 46,3 тыс. кг/ч и для нагрева этого воздуха достаточно использовать теплоту от двух конденсаторов, а охлаждение воды из двух других конденсаторов должно круглогодично производиться в брызгальных бассейнах. Частично они используются и для охлаждения воды первой пары конденсаторов, так как количество и температура поступающей в калориферы воды в течение всего отопительного периода неизменны, а потребность в теплоте на нагрев приточного воздуха изменяется в зависимости от текущей температуры наружного воздуха. Вода в калориферах должна охлаждаться до температуры не выше 8—10°С; при более высокой ее температуре будет соответственно повышаться температура воды, выходящей из конденсатора, что ухудшит условия работы холодильных машин. Поддержание температуры воды на указанном уровне обеспечивается автоматически с помощью датчика, установленного в холодильной станции на обратном водоводе.

Капитальные вложения при такой схеме утилизации теплоты значительно больше, чем при обычной схеме: увеличиваются затраты на насосные установки и автоматическое управление работой утилизаторов; возникают затраты на прокладку водоводов между отдельно расположенной холодильной станцией и калориферными установками. Возрастание эксплуатационных затрат произойдет из-за увеличения расхода электроэнергии на преодоление аэродинамического сопротивления калориферных установок и перемещение воды в водоводах между этими установками и холодильной станцией, а также вследствие увеличения затрат на ремонт. Одновременно снизятся эксплуатационные затраты из-за уменьшения количества теплоты, расходуемой на нагрев приточного воздуха.

При перепаде температур воды в водоводах 5°С и расстоянии между станцией и калориферными установками 170 м суммарные капитальные вложения при наличии утилизационной установки увеличиваются по сравнению с обычным решением на 4200 руб.

Снижение затрат на теплоту, руб/год, расходуемую на подогрев приточного воздуха, составит 377 $c_т$. За-

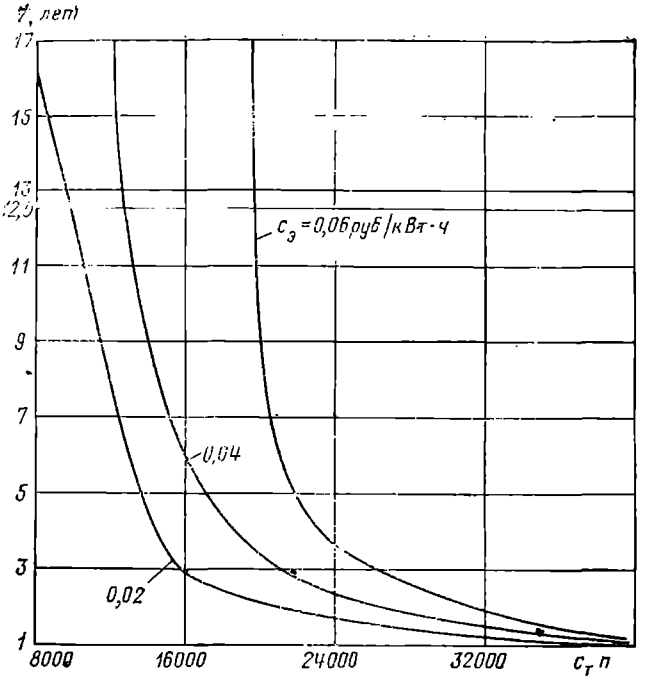


Рис. IV.30. Зависимость экономической эффективности утилизации теплоты, выделяющейся в коиденсаторах холодильных машин, от затрат на тепловую $c_т$ и электрическую $c_э$ энергию и длительности работы установки

траты на электроэнергию при этом варианте увеличатся на 39 000 $c_э$. Затраты на ремонты при этой схеме возрастают на 196 руб/год.

На рис. IV.30 показаны сроки окупаемости капитальных вложений, необходимых для осуществления схемы с утилизацией теплоты, выделяющейся в конденсаторах холодильных машин, при различных практически встречающихся в Советском Союзе величинах $c_т$, $c_э$ и длительностях отопительного периода n, ч/год (средняя температура наружного воздуха в течение отопительного периода условно принята постоянной, так как учет ее изменения в расчетах незначительно отразился бы на результатах) Область экономически целесообразного применения данной схемы весьма вели-

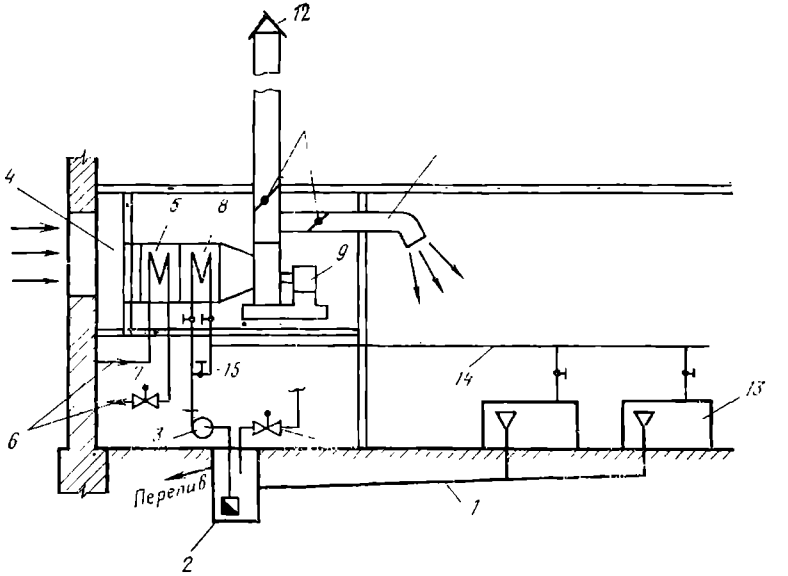


Рис. IV.31. Схема использования теплоты, содержащейся в воде системы оборотного технологического водоснабжения, для нагрева вентиляционного воздуха

1 — отвод нагретой воды; *2* — водозаборная камера; *3* — насос; *4* — воздухозабор; *5* — первый ряд калориферов (теплоноситель — теплофикационная вода); *6* — трубопроводы теплоснабжения; *7* — регулирующий клапан; *8* — второй ряд калориферов (теплоноситель — охлаждаемая вода); *9* — вентиляционный агрегат; *10* — приточный воздуховод; *11* — заслонка с ручным приводом; *12* — выброс нагретого воздуха в атмосферу; *13* — охлаждаемое оборудование; *14* — трубопровод охлаждаемой воды; *15* — аварийная перемычка с нормально закрытым вентилем; *16* — электромагнитный вентиль подпитки из водопровода

ка, но недостатком является повышенная металлоемкость системы.

Весьма эффективной может быть схема использования теплоты, содержащейся в нагретой воде системы оборотного технологического водоснабжения; в ней предусматривается замена градирен, отводящих избыточную теплоту в атмосферу, калориферами приточной вентиляционной системы. Такой вариант, разработанный институтом Мурманскпромпроект (рис. IV.31) для арматурного цеха завода железобетонных изделий, предусматривает утилизацию теплоты, содержащейся в отработавшей воде от сварочных агрегатов (расход воды 8 м³/ч, нагрев воды в агрегатах на 10°С). Эта вода самотеком поступает в воздухозаборную камеру,

откуда насосом нагнетается в калориферы и далее поступает в технологическое оборудование.

Теплоносителем в первом ряду калориферов является теплофикационная вода, а во втором ряду — вода из системы оборотного водоснабжения, догревающая приточный воздух до расчетной его температуры (15°С). Наличие в цехе датчиков температуры позволяет изменять расход теплофикационной воды, в результате чего обеспечиваются неизменность количества воды, проходящей через второй ряд калориферов, и расчетная температура приточного воздуха.

Летом эта вентиляционная установка используется как вытяжная, для чего предусматривается соответствующее ответвление 12 (рис. IV.31). На время ремонта калориферов водоснабжение технологического оборудования переводят с оборотного на прямой режим с подачей воды в водозаборную камеру *2;* нагретая вода при этом удаляется в водосток через перелив, находящийся в камере *2.*

Такая схема обеспечивает экономический эффект не только за счет экономии теплоты, расходуемой на нагрев приточного воздуха (около 10% расчетного расхода), но и вследствие замены градирни более дешевыми калориферами. Кроме того, как показала практика, при таком проектном решении достигается снижение затрат труда на обслуживание и ремонт системы оборотного водоснабжения (она более проста). Применение ее целесообразно во всех тех случаях, когда имеется возможность, несмотря на высокую температуру наружного воздуха летом, обеспечить расчетную температуру воды, подаваемой к технологическому оборудованию.

Весьма значительны возможности утилизации теплоты, выделяемой животными в животноводческих помещениях; некоторые схемы представляют возможность использования при этом не только явной, но и скрытой биологической теплоты. Институтом МосгипроНИИсельстрой разработана и внедрена такая схема с применением аппаратов с электроаккумуляционным и теплоутилизационным подогревом приточного воздуха (рис. IV.32).

Аппарат, имеющий вид пристенного шкафа, устанавливают у наружной стены. Работает он за счет естественного побуждения, что упрощает его обслу-

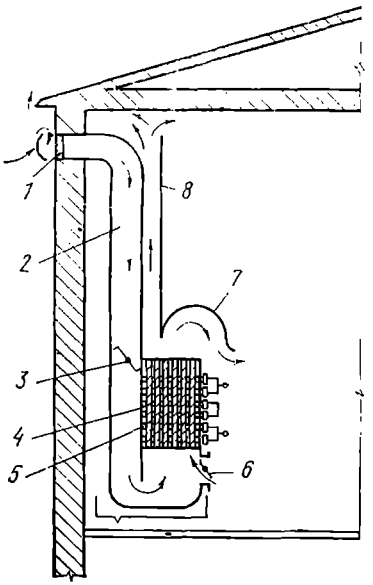


Рис. IV.32. Схема утилизационного приточного аппарата

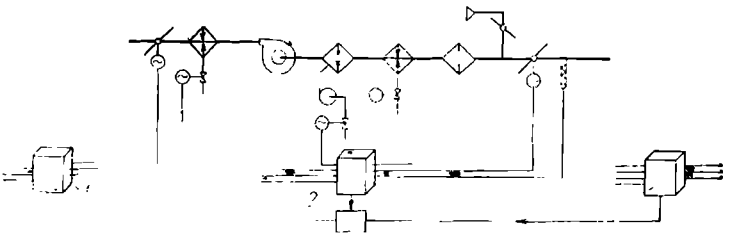


Рис. IV.33. Схема диспетчеризации и управления системами вентиляции и кондиционирования воздуха

1 — щиты автоматики; *2* — диспетчерский пункт

живание и не создает шума при его работе. Наружный воздух поступает в опускной канал *2* через решетку, снабженную обтекателем *1;* количество воздуха регулируется с помощью дроссель-клапана или заслонки *3*. Наружные стенки этого канала оребрены, благодаря чему увеличивается теплопередача от внутреннего воздуха к приточному — процесс, сопровождающийся конденсацией влаги на поверхности канала, что позволяет использовать и скрытую теплоту внутреннего воздуха.

Подогревшийся в канале приточный воздух далее смешивается с рециркуляционным, поступающим в канал через клапан *6*, и смесь догревается до расчетной температуры в электронагревателе *4* с теплоаккумулирующей насадкой из многощелевого кирпича *5*. Нагре-

тый воздух частично поступает по каналу *8* и отдает некоторую часть своей теплоты через общую стенку холодному воздуху, движущемуся в канале *2*. Наличие канала *8* необходимо также для создания гравитационного давления, достаточного для преодоления аэродинамического сопротивления аппарата. Основная часть нагретого воздуха через патрубок *7* поступает в зону дыхания животных.

Результаты выполненных институтом МосгипроНИИсельстрой испытаний такого аппарата показали, что даже при более низких, чем расчетная, температурах наружного воздуха (в Московской обл. при температуре до —35°С) аппараты обеспечивали расчетную внутреннюю температуру воздуха (8—12°С) при относительной влажности воздуха 65—75%.

По данным института, применение описанных аппаратов позволяет снизить расход электроэнергии отопление коровников примерно в 10 раз, а расход металла (по сравнению с принудительной системой) — в 1,5 раза. Экономический эффект от применения таких аппаратов в коровнике привязного содержания на 200 голов (было смонтировано десять аппаратов производительностью по воздуху 300—400 м³/ч) составил около 10 тыс. руб. в год.

IV.3. Снижение расхода энергоресурсов при диспетчеризации работы систем вентиляции

При диспетчеризации работы систем промышленной вентиляции устраняются перерасходы тепловой и электрической энергии, имевшие место в недиспетчеризованных системах. В соответствии с действующими правилами, к моменту начала работы в цехе должны быть включены все общеобменные вентиляционные системы, поэтому эти системы приходится включать за некоторое время до начала работы, а выключать их в течение некоторого времени после окончания работы цеха. Дополнительный перерасход электроэнергии происходит в том случае, если технология производства допускает выключение вентиляционных систем на время обеденных перерывов; за это время вручную остановить, а затем включить все эти системы практически

невозможно, и часть их продолжает работать, бесполезно расходуя электроэнергию.

На рис. IV.33 показана одна из часто применяемых схем диспетчеризации управления системами вентиляции и кондиционирования воздуха. При такой схеме контролируются все регулируемые параметры объекта.

Объем диспетчеризации должен быть минимально необходимым и сочетаться с принятым в диспетчеризуемых системах уровнем автоматизации. Все агрегаты одной системы (вентилятор, насос, масляный фильтр) должны быть между собой сблокированы, чтобы включения и выключения системы производились от одного командного импульса.

В объем диспетчерского управления входит управление всеми общеобменными системами вентиляции и установками кондиционирования воздуха. В объем диспетчерской сигнализации входят световая сигнализация работы систем, а также световая и звуковая сигнализация аварийного отключения систем, отклонения основных регулируемых параметров от заданного значения и аварийного прекращения подачи тепло- и холодоносителя. На щит диспетчера обычно выносится один общий сигнал о состоянии системы в целом. В объем диспетчерского контроля входит измерение температуры и относительной влажности воздуха в помещении, температуры и давления поступающего тепло-и холодоносителя, давления сжатого воздуха, поступающего в систему пневматического регулирования, и др.

Контрольно-измерительные приборы, аппаратуру управления и контроля в диспетчерских щитах и пультах располагают по одному из следующих вариантов: 1) на щите размещают всю аппаратуру управления, вызов телеизмерения, сигнальные лампы и КИП; 2) на щите располагают мнемоническую схему со световыми сигналами состояния систем, общие световые сигналы и ключи управления, а на пульте — ключи вызова телеизмерения и КИП.

Выбор того или иного варианта производится исходя из числа диспетчеризуемых систем и их взаимного расположения. При выборе варианта и места расположения пульта и щита предусматривают максимально возможное сокращение протяженности линий связи. Однако устройство систем диспетчеризации всегда должно быть экономически обосновано.

Достигаемая при наличии этой системы сумма уменьшений затрат на тепловую энергию ΔT, электроэнергию $\Delta Э$, а также на заработную плату слесарей $\Delta З$ (осуществляющих пуск вентиляционных систем до начала рабочих смен и остановку их после окончания смен) за срок $У$, лет, должна быть не менее капитальных вложений в систему диспетчеризации $К_{диспч}$. Следует также учитывать, что при диспетчеризации появляются и дополнительные эксплуатационные затраты: на ремонты и межремонтное обслуживание системы $Р_{диспч}$ и на заработную плату диспетчеров $З_{диспч}$. Эффективность капитальных вложений определяют по формуле

$$\Delta П = \mu К_{диспч} + У (Р_{диспч} + З_{диспч} - \Delta Т - \Delta Э - \Delta З). \quad (IV.33)$$

В формуле (IV.33) не учтены два, не имеющих в настоящее время стоимостного выражения, но весьма важных преимущества диспетчеризации: улучшение технологии производства (в том числе и уменьшение брака продукции) и условий труда рабочих благодаря поддержанию в обслуживаемом цехе более стабильного температурно-влажностного режима. Очень часто в цехах не устраивают отдельную систему диспетчеризации работы вентиляционных установок — она общая для технологических процессов, вентиляции и других нужд. В таких случаях экономическую целесообразность устройства системы определяют исходя из суммарного значения $К_{диспч}$, $\Delta Т$, $\Delta Э$ и $\Delta З$ в цехе.

При определении эффективности $К_{диспч}$ исходят из следующих предпосылок:

1) сначала в основном включают вытяжные, а затем приточные системы; выключение систем производят в обратном порядке;

2) сначала, по возможности, включают системы, имеющие меньшую тепловую и электрическую мощность, а наиболее мощные системы включают в последнюю очередь; выключение систем производят в обратном порядке;

3) приточные системы (в том числе и системы кондиционирования воздуха) автоматизированы;

4) если время на пуск и остановку систем превышает 1 ч, то эту работу выполняют два слесаря, если более 2 ч — три слесаря и т. д. При определении этого времени принимают [20] следующие усредненные его затраты, учитываемые на первом этапе расчетов:

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие

Глава I. Методика определения экономической целесообразности применения энергосберегающих мероприятий 10

I.1. Основы методики 10
I.2. Учет дополнительных факторов при определении целесообразности применения энергосберегающих мероприятий 20
I.3. Определение капитальных вложений в энергосберегающие мероприятия 35
I.4. Определение эксплуатационных затрат на энергосберегающие мероприятия

Глава II. Снижение расчетных потерь теплоты зданиями

II.1. Методика определения целесообразной конструкции наружных стен и покрытий (чердачных перекрытий) зданий различного назначения 58
II.2. Методика выбора целесообразной конструкции заполнений световых проемов зданий 68
II.3. Методика определения габаритов здания с наименьшими потерями теплоты 83
II.4. Снижение затрат теплоты на нагрев инфильтрующегося воздуха 86
II.5. Пути повышения уровня теплозащиты эксплуатируемых гражданских зданий 99

Глава III. Снижение расхода энергии при работе систем отопления зданий 107

III.1. Снижение потерь теплоты изолированными теплопроводами . 108
III.2. Использование геотермальных вод для теплоснабжения зданий 124
III.3. Использование солнечной энергии для теплоснабжения зданий 140
III.4. Повышение коэффициента полезного действия котельных 157
III.5. Возможности снижения затрат энергии на отопление производственных помещений большого объема . 185
III.6. Подогрев открытых площадок производственного назначения использованием вторичных энергоресурсов 220
III.7. Снижение расходов теплоты за счет внедрения новых видов и совершенствования применяемых отопительных систем 232
III.8. Снижение расхода теплоты за счет оснащения систем отопления более совершенной арматурой и приборами . 240
III.9. Возможности снижения расхода теплоты системами отопления гражданских зданий путем совершенствования структуры эксплуатационных предприятий и принципа оплаты за расходуемую теплоту 250

Глава IV. Снижение расхода энергии системами вентиляции 254

IV.1. Снижение расхода тепловой и электрической энергии системами вентиляции путем совершенствования их проектных решений .254
IV.2. Использование теплоты удаляемого вентиляционного воздуха и вторичных производственных энергоресурсов для нагрева приточного воздуха 285
IV.3. Снижение расхода энергоресурсов диспетчеризации систем вентиляции 329
Список литературы . 338

Список литературы

1. **Богословский В. Н.** Тепловой режим здания. — М.: Стройиздат, 1979.
2. **Богуславский Л. Д.** Экономика теплогазоснабжения и вентиляции. — М.: Стройиздат, 1967.
3. **Богуславский Л. Д.** Экономика теплозащиты зданий. — М.: Стройиздат, 1971.
4. **Богуславский Л. Д.** Экономика теплогазоснабжения и вентиляции.— М.: Стройиздат, 1977.
5. **Богуславский Л. Д.** Экономическая эффективность оптимизации уровня теплозащиты зданий. — М.: Стройиздат, 1981.
6. **Богуславский Л. Д.** Снижение расхода энергии при работе систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. — М.: Стройиздат, 1982.
7. **Вентиляция** и кондиционирование воздуха/Под ред. И. Г. Староверова. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Стройиздат, 1977. (Справочник проектировщика)
8. **Воздушные** завесы в промышленных, вспомогательных и гражданских зданиях / Проектпромвентиляция. — М., 1964.
9. **Временная** методика определения эффективности затрат в непроизводственную сферу. — В кн.: 33-й сборник научной информации научного совета по эффективности основных фондов, капитальных вложений и новой техники АН СССР. — М.: Наука, 1982.
10. **Инструкция** по определению экономической эффективности нового оборудования для кондиционирования воздуха и вентиляции / ЦНИИТЭСтроймаш. — М., 1978.
11. **Инструкция** по определению экономической эффективности капитальных вложений в строительстве: СН 423—71/Госстрой СССР. — М.: Стройиздат, 1979.
12. **Кирпис Е. Е.** Способы и средства повышения энергетической эффективности систем кондиционирования воздуха. — М., 1974.
13. **Карпис Е. Е.** Повышение эффективности работы систем кондиционирования воздуха. — М.: Стройиздат, 1977.
14. **Кокорин О. Я., Сергишвили М. Д.** Пути снижения расхода энергии в системах отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. — М., 1982 (Обзор. информ./ВНИИС Госстроя СССР).
15. **Методические** указания по экономической оценке систем кондиционирования и холодоснабжения гражданских зданий/ЦНИИЭП инженерного оборудования. — М., 1977
16. **Нормы** амортизационных отчислений по основным фондам народного хозяйства СССР. — М., 1975.
17. **Отопление** и вентиляция: Учебник для вузов. В 2-х ч. Ч. II. Вентиляция/В. Н. Богословский, В. И. Новожилов, Б. Д. Симаков, В. П. Титов; Под ред. В. Н. Богословского. — М.: Стройиздат, 1976.
18. **Правила** и нормы технической эксплуатации жилищного фонда. — М.: Стройиздат, 1974.
19. **Перспективы** применения тепловых насосов для теплоснабжения/ ВНИПИЭнергопром. — М., 1977.
20. **Рекомендации** по проектированию диспетчеризации внутренних санитарно-технических систем. — М., 1963.
21. **Рекомендации** по определению тепловой эффективности жилых зданий в зависимости от объемно-планировочных решений/ЦНИИЭП жилища. — М., 1979.
22. **Руководство** по выбору проектных решений в строительстве. — М.: Стройиздат, 1982.
23. **СНиП II-Л.1-71.** Жилые здания. — М.: Стройиздат, 1978.
24. **СНиП II-33-75.** Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. — Стройиздат, 1982.
25. **СНиП II-3-79.** Строительная теплотехника. — М.: Стройиздат, 1979.
26. **Технические** указания по повышению теплотехнических качеств наружных ограждающих конструкций эксплуатируемых крупнопанельных жилых зданий с применением полимерных материалов. ОНТИ АКХ. — М., 1981.
27. **Типовая** методика определения экономической эффективности капитальных вложений. — В кн.: 33-й сборник научной информации научного совета по эффективности основных фондов, капитальных вложений и новой техники АН СССР. — М.: Наука, 1982.
28. **Указания** по определению экономически целесообразного уровня тепловой защиты жилых и коммунальных зданий при их реконструкции и капитальном ремонте/ОНТИ АКХ. — М., 1980.