

Энергоэффективность систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха

1.1. Энергоэффективность и энергосбережение

Важнейшим государственным программным документом в сфере *энергосбережения* в России является Закон РФ «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации» №261-ФЗ» от 23 ноября 2009 года. Кроме того, к таким документам относится Энергетическая стратегия России, последняя действующая редакция которой на период до 2030 года была одобрена постановлением Правительства РФ № 1715-р от 13 ноября 2009 г. В ее предыдущем варианте (до 2020 года), в частности, констатируется (см. О.Д. Самарин. Теплофизика. Энергосбережение. Энергоэффективность. – М.: Изд-во АСВ. – 2014. – 296 с.), что в стране сложилась крайне высокая энергоемкость экономики, в 3 – 4 раза превышающая удельную энергоемкость экономики развитых стран Запада. В условиях повышения экономических и экологических факторов в жизни общества это снижает конкурентоспособность отечественных товаров не только на мировом, но и на внутреннем рынке. Следует также иметь в виду, что для экономически развитых стран с 80-х годов вообще произошел переход к ресурсо- (в том числе энерго-) сберегающему типу развития на новой технологической основе. В частности, увеличение за это время ВВП США на 38% произошло практически без роста энергопотребления, а в целом для стран – членов ОЭСР коэффициент эластичности спроса на первичную энергию по ВВП составил к 1984 году лишь 0,15. При этом изменение цен на топливо – их стабилизация и

даже снижение – уже не останавливают начавшегося процесса энергосбережения.

Поэтому коренное повышение энергоэффективности экономики является центральной задачей Энергетической стратегии. Для повышения действенности энергосберегающей политики Стратегия предполагает осуществление целостной системы правовых, административных и экономических мер. В частности, имеется в виду пересмотр существующих норм в направлении ужесточения требований к энергосбережению, совершенствование правил учета и контроля энергопотребления, установление стандартов энергопотребления, проведение регулярного энергетического аудита, представление государственных гарантий и прямой финансовой поддержки энергосберегающих проектов. При этом указывается, что только за счет малозатратных мер, окупаемых уже при нынешней цене на топливо, можно уменьшить энергопотребление в теплоснабжении на 67 – 76 млн. Гкал в год, а общий потенциал энергосбережения оценивается в 345 – 410 млн. Гкал в год, или 15 – 20% от общего энергопотребления в 2000 году.

В 2015 году в соответствии с Федеральным законом от 28 июня 2014 г. № 172-ФЗ «О стратегическом планировании в Российской Федерации» был также разработан проект Энергетической стратегии на период до 2035 года (ЭС-2035). В ЭС-2035 предписывается необходимость снижения удельных показателей загрязнения окружающей среды предприятиями топливно-энергетического комплекса (ТЭК), минимизация негативного воздействия потребления энергоресурсов на окружающую среду, климат и здоровье людей, а энергосбережение является одним из ключевых направлений указанного процесса.

В соответствии с ФЗ № 261, под *энергоэффективностью* понимается отношение полезного эффекта от использования энергетических ресурсов к затратам

энергетических ресурсов, произведенным в целях получения такого эффекта. Если речь идет не о приборах и оборудовании, которые непосредственно потребляют энергию и создают конкретный продукт, а о пассивных системах и конструкциях (например, ограждениях здания), смысл энергоэффективности в этом случае целесообразно понимать несколько иначе – как степень приближения к минимально возможному для имеющихся условий расходу энергоресурсов, необходимых для функционирования здания и его инженерных систем. В этом случае она характеризуется *коэффициентом снижения энергопотребления* и *коэффициентом полезного использования энергии зданием*.

Коэффициент снижения энергопотребления – отношение снижения суммарного удельного годового энергопотребления здания за счет повышения теплозащиты ограждающих конструкций и применения энергосберегающих мероприятий при проектировании инженерных систем здания к величине суммарного удельного годового энергопотребления в базовом варианте.

Коэффициент полезного использования энергии зданием – отношение количества энергии, полезно использованной для функционирования здания и его инженерных систем в течение года, к расходу энергии, поданной за год в здание от внешнего источника, в пересчете на первичное топливо.

Необходимость комплексного подхода к осуществлению энерго- и ресурсосберегающих мероприятий при проектировании, строительстве и эксплуатации зданий и в первую очередь систем обеспечения их микроклимата не подлежит сомнению и обусловлена главным образом сокращением запасов минерального сырья и ископаемого органического топлива и, как следствие, их постоянным удорожанием. Следовательно, с экономической точки зрения энергосбережение не является самоцелью, а лишь средством для снижения суммарных затрат на

возведение и последующую эксплуатацию здания. Поэтому всегда представляет интерес вопрос о выборе оптимального сочетания инженерных решений, обеспечивающих экономически обоснованное снижение энергопотребления. Но для этого нужно представлять себе структуру энергетического баланса здания и связанные с ней возможности изменения энергозатрат по различным составляющим баланса. В таблице 1.1 представлена такая структура по данным разных источников (см. О.Д. Самарин. Теплофизика. Энергосбережение. Энергоэффективность. – М.: Изд-во АСВ. – 2014. – 296 с.), для зданий, построенных до 1995 года, но составляющих до сих пор большую часть имеющейся застройки.

Таблица 1.1

Энергетический баланс зданий (без учета электропотребления).

Здания	Доля в общих энергозатратах, %			
	Трансмиссионные теплопотери	Инфильтрация и подогрев воздуха для вентиляции	Всего на отопление и вентиляцию	Горячее водоснабжение (ГВС)
Жилые	28 – 42	30 – 48	70 – 78	22 – 30
Общественные	39 – 48	47 – 53	92 – 95	5 – 8

Таким образом, в жилых зданиях энергозатраты по всем составляющим сопоставимы, в общественных относительно меньше доля ГВС, но в обоих случаях наибольший вклад вносит подогрев инфильтрующегося или вентиляционного

воздуха. Поэтому невозможно ограничиваться только одним повышением теплозащиты ограждающих конструкций – необходимы мероприятия, касающиеся и других направлений энергосбережения.

Для создания законодательной базы, позволяющей решать проблемы по оперативному внедрению новых инженерных решений и технологий, в том числе и в области энергосбережения, а также для устранения законодательных препятствий для бизнеса, реализующего инновационные проекты, 27 декабря 2002 года Президентом РФ был утвержден федеральный *Закон № 184-ФЗ «О техническом регулировании»* (ЗТР) с последующими изменениями от 2005 - 2017 г.г.

Основное его содержание заключается в коренном изменении подхода к техническому регулированию и разделению всех нормативных документов на два типа. Первый – обязательные (технические регламенты), содержащие исключительно требования безопасности, защиты жизни и здоровья людей, растений и животных, охраны окружающей среды и предотвращение введения потребителей в заблуждение, и утверждаемые в виде федерального закона или постановления Правительства РФ. Такие документы «с учетом степени риска причинения вреда устанавливают минимально необходимые требования, обеспечивающие безопасность (промышленную, пожарную, механическую и т.д.), а также единство измерений» (Ст.7). Второй – все остальные (национальные стандарты, утверждаемые Национальным органом стандартизации; своды правил, утверждаемые иными органами исполнительной власти при отсутствии национальных стандартов, а также стандарты организаций). Они являются документами добровольного применения. При этом «со дня вступления в силу настоящего Феде-

рального закона впредь до вступления в силу соответствующих технических регламентов требования, установленные нормативными правовыми актами Российской Федерации и нормативными документами федеральных органов исполнительной власти, подлежат обязательному исполнению только в части, соответствующей целям:

- защиты жизни или здоровья граждан, имущества физических или юридических лиц, государственного или муниципального имущества; охраны окружающей среды, жизни или здоровья животных и растений; предупреждения действий, вводящих в заблуждение приобретателей» (Ст.46).

Таким образом, ЗТР допускает также и разработку стандартов организаций (коммерческих, общественных, научных и т.д.) добровольного применения.

В этой связи существенно расширяются возможности по разработке, принятию и использованию документов, соответствующих концепции оптимального нормирования, особенно если учесть, что в соответствии с упомянутым законом добровольные нормы могут быть признаны обязательными для контрагентов по договору между заказчиком и подрядчиком. Основную концепцию ЗТР можно свести к тому, что основная задача технических норм – показать, как НЕЛЬЗЯ проектировать, строить и эксплуатировать здания (технические регламенты), и как МОЖНО это делать (все остальные документы). Но нельзя требовать от нормативов, чтобы они показывали, как НУЖНО строить, поскольку при современном уровне развития науки и техники достижение параметров, превышающих минимально допустимые, в большинстве случаев, возможно несколькими способами, и фиксировать в нормах только один из них – означает давать необоснованные предпочтения одной определенной научной или практической школе и существенно ограничивать внедрение в широкое использование результатов

научных исследований и практического опыта (см. О.Д. Самарин. Гидравлические расчеты инженерных систем. Учебное пособие. 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во АСВ. – 2020. – 144 с., О.Д. Самарин. Вопросы экономики в обеспечении микроклимата зданий. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во АСВ. – 2015. – 134 с.).

В развитие ЗТР 29 июня 2015 года Президентом РФ был также подписан Федеральный закон № 162-ФЗ «О стандартизации в Российской Федерации». Он относится в основном к национальным стандартам (ГОСТ), сводам правил и стандартам организаций, т.е. к добровольным документам в соответствии с ЗТР, и определяет их области применения, порядок разработки и утверждения, а также способы распространения.

Следует иметь, однако, в виду, что в СНиПах и ГОСТах, если они разработаны удачно и соответствуют современному уровню развития науки и техники, ничего плохого нет, ибо они содержат надежные, апробированные решения и рекомендации, основанные на опыте производства и строительства. Но это не означает, что нельзя и как-то по-другому, если кому-то удастся предложить лучший вариант, разумеется, в рамках соблюдения требований безопасности. Другое дело, что это повышает ответственность разработчиков научных, проектных и производственных решений, а схема страхования рисков от такого рода деятельности у нас в стране еще должным образом не отработана.

Наконец, во исполнение правительственной программы по разработке технических регламентов был принят ***Федеральный Закон № 384-ФЗ «Технический регламент "О безопасности зданий и сооружений"»*** (ТР БЗС). Он был подписан Президентом РФ 30 декабря 2009 года и вступил в силу с 1 июля 2010 года. В соответствии с частью 3 статьи 42 ТР БЗС распоряжением Правительства РФ

от 21 июня 2010 года № 1047-р был утвержден перечень действующих на тот момент национальных стандартов и сводов правил, а также их частей, в результате применения которых на обязательной основе обеспечивается соблюдение требований ТР БЗС. Таким образом, распоряжение № 1047-р фактически предусматривает «распаковку» существующих документов с выделением из них обязательных и добровольных составляющих. В настоящее время производится пересмотр нормативной базы в области строительства, в том числе и актуализация основного документа в области строительной теплотехники – СНиП 23-02-2003 «Тепловая защита зданий» для приведения его в соответствие с изменившимися требованиями законодательства, а именно во исполнение части 6 Ст.6 ТР БЗС, где содержится указание о необходимости такого пересмотра для документов, содержащих обязательные требования, не реже, чем раз в пять лет. Сейчас разработаны актуализированные редакции (СП 50.13330.2012 с последующим Изменением № 1) и СНиП 23-01-99* «Строительная климатология» (СП 131.13330.2012 с последующими Изменениями № 1 и 2) – введены с 1 июля 2013 г., а также СНиП 41-01-2003 (СП 60.13330.2016) – введен с 1 июля 2016 г. (вторая актуализированная редакция, первая – СП 60.13330.2012 – была введена уже с 1 января 2013 года), и некоторые другие. Кроме того, эта же статья предусматривает и возможность существования альтернативных документов, имеющих обязательный статус и регулирующих одну и ту же область нормирования, что является дальнейшим развитием идей, заложенных в ЗТР, хотя в настоящее время подобных нормативов пока не существует. Для обеспечения возможности применения актуализированных редакций СНиП и их частей на обязательной основе 26 декабря 2014 года Правительством РФ было принято новое постановление №

1521, содержащее обновленный перечень нормативных документов, вступающий в силу с 1 июля 2015 года с последующими изменениями от 29 сентября 2015 года – № 1033, и от 7 декабря 2016 года – № 1307. В частности, для СП 50 обязательными являются Разделы 1, 4 (пункты 4.3, 4.4 – влажностный режим ограждений и условия эксплуатации ограждающих конструкций) и 5 (пункты 5.1, 5.2, 5.4–5.7 – требования к теплозащите зданий). Сюда же входят и части Разделов 6 (пункт 6.8 – солнцезащита), 7 (пункт 7.3 – нормируемая воздухопроницаемость), 8 (подпункты "а" и "б" пункта 8.1 – требуемое сопротивление паропроницанию), 9 (пункт 9.1 – нормируемое теплоусвоение полов), а также приложение Г (см. Раздел 2 курса). Для СП 131 в обязательные включены Разделы 1 и 3 – 13, т.е. практически весь документ, кроме «Общих положений» и Приложений, которые являются справочными.

В соответствии с положениями ФЗ-184 ЗТР 2 апреля 2020 принят и вступил в силу Приказ Ростехрегулирования при Минпромторге РФ № 687 «Об утверждении перечня документов в области стандартизации, в результате применения которых на добровольной основе обеспечивается соблюдение требований Федерального закона от 30 декабря 2009 г. № 384-ФЗ "Технический регламент «О безопасности зданий и сооружений»"», который с изменениями на 20 апреля 2021 года предписывает применение на добровольной основе актуализированных нормативных документов: СП 50.13330.2012 "СНиП 23-02-2003 «Тепловая защита зданий»" (с изменением № 1), СП 60.13330.2016 "СНиП 41-01-2003 «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха»" (с изменением № 1) до 1 июля 2021 г. и СП 60.13330.2020 – с 1 июля 2021 г., СП 131.13330.2018 "СНиП 23-01-99* «Строительная климатология»" до 25 июня 2021 г. и СП

131.13330.2020 – с 25 июня 2021 г., СП 230.1325800.2015 "Конструкции ограждающие зданий. Характеристики теплотехнических неоднородностей" (с изменением № 1), СП 345.1325800.2017 "Здания жилые и общественные. Правила проектирования тепловой защиты" (с Изменением № 1). При этом ряд пунктов СП 60.13330.2016 и СП 131.13330.2018 уже были включены в перечень обязательных Постановлением № 985 от 4 июля 2020 г.

1.2. Оценка энергопотребления здания

Особенностью данного документа (далее – СП 50) по сравнению с предыдущей редакцией (СНиП 23-02-2003) является введение понятия *удельной теплозащитной характеристики здания* $k_{об}$, Вт/(м³·К). По определению она равна отношению суммарных теплопотерь за счет теплопередачи через наружные ограждающие конструкции $Q_{тп}$, Вт, к отопляемому объему здания $V_{от}$, м³, и к расчетной разности температур внутреннего и наружного воздуха $(t_{в} - t_{н5})$, °С (формулы (Ж.1) – (Ж.3), здесь и далее имеется в виду актуализированная версия СНиП 23-02-2003, т.е. СП 50):

$$\begin{aligned}
 k_{об} &= \frac{Q_{тп}}{V_{от}(t_{в} - t_{н5})} = \frac{\sum \left(\frac{n_i A_i}{R_i} \right) (t_{в} - t_{н5})}{V_{от}(t_{в} - t_{н5})} \\
 &= \frac{\sum \left(\frac{n_i A_i}{R_i} \right)}{V_{от}} = \frac{\sum A_i}{V_{от}} \cdot \frac{\sum \left(\frac{n_i A_i}{R_i} \right)}{\sum A_i} \\
 &= K_{комп} K_{общ}
 \end{aligned} \tag{2.1}$$

где $K_{общ}$, Вт/(м²·К) – общий коэффициент теплопередачи оболочки здания, и коэффициент компактности здания $K_{комп}$, м⁻¹, являясь их произведением. Другие

параметры в формуле для $k_{об}$: A_i и R_i – соответственно площадь, m^2 , и сопротивление теплопередаче, $m^2 \cdot K/Вт$, i -го наружного ограждения (наружных стен, окон, покрытий, перекрытий над техподпольем, полов по грунту и т.д.); n_i – коэффициент положения i -го ограждения по отношению к наружному воздуху. Для основных ограждений можно использовать значения: наружные стены, окна, бесчердачные покрытия, полы по грунту – 1; чердачные перекрытия – 0,9; полы над неотапливаемыми подвалами – 0,6. Разность температур в выражение для $k_{об}$ уже не входит, поскольку сокращается при делении числителя на знаменатель. Следовательно, при использовании величины $k_{об}$ теплозащитные свойства оболочки можно охарактеризовать более полно, потому что она сочетает сразу два показателя: $K_{общ}$ и $K_{комп}$. Расчет $k_{об}$ описан в п.п. 5.5 – 5.6 СП 50, а значит, по упомянутому Постановлению Правительства РФ № 1521 является обязательным.

Предельный уровень этой характеристики ограничивается нормируемой величиной $k_{об}^{тр}$ в зависимости от значения $V_{от}$ и градусо-суток отопительного периода в районе строительства ГСОП, $^{\circ}C \cdot сут/г$. (формула (5.5) СП 50):

$$k_{об}^{тр} = \frac{4,74}{0,00013 \cdot ГСОП + 0,61} \cdot \frac{1}{\sqrt[3]{V_{от}}}, \text{ для } V_{от} \leq 960 \text{ м}^3; \quad (2.2)$$

$$k_{об}^{тр} = \frac{0,16 + \frac{10}{\sqrt{V_{от}}}}{0,00013 \cdot ГСОП + 0,61}, \text{ для } V_{от} > 960 \text{ м}^3.$$

Значения R_i принимаются по выражению $R_o^{норм} = R_o^{тр} m_p$, где $R_o^{тр}$ – базовое значение, определяемое через ГСОП по таблице 3 СП 50; m_p – региональный коэффициент, минимальный уровень которого составляет 0,63 для наружных стен, 0,95 для светопрозрачных конструкций (по Изменению № 1 – 1.0) и 0,8 – для всех

остальных. Затем проверяется условие $k_{об} \leq k_{об}^{тр}$. Если оно не выполняется, необходимо брать $m_p > 1$. Снижение m_p до указанных выше пределов в соответствии с СП 50 с Изменением № 1 допускается в случае выполнения требований по расходу тепловой энергии на отопление и вентиляцию здания по методике Приложения Г из СП 50. Одновременно при необходимости можно определить, насколько можно уменьшить одно из m_p при увеличении другого, чтобы сохранить при этом значение $k_{об}$ на необходимом уровне. Редакция СП 50 от 2018 года допускает снижение m_p при строгом выполнении условия $k_{об} < k_{об}^{тр}$.

Оценка энергоэффективности здания в соответствии с требованиями актуализированной редакции СП 50 в основном сводится к расчету удельной характеристики расхода тепловой энергии на отопление и вентиляцию $q_{от}^p$, Вт/(м³·К), по методике приложения Г данного документа, также являющегося обязательным по Постановлению Правительства РФ № 1521. Соответствующие расчетные формулы выглядят так (формула (Г.1) СП 50):

$$q_{от}^p = [k_{об} + k_{вент} - (k_{быт} + k_{рад})\nu\zeta](1 - \xi)\beta_h. \quad (2.3)$$

Здесь параметры $k_{вент}$, $k_{быт}$ и $k_{рад}$, Вт/(м³·К), представляют собой соответственно удельную вентиляционную характеристику здания, удельную характеристику бытовых тепловыделений здания и удельную характеристику теплопоступлений в здание от солнечной радиации. Параметр ν – это коэффициент снижения теплопоступлений за счет тепловой инерции ограждающих конструкций, $\nu = 0,7 + 0,000025(\text{ГСОП} - 1000)$; ζ – коэффициент эффективности авторегулирования подачи теплоты в системах отопления. Множитель β_h – это коэффициент, учитывающий дополнительное теплопотребление системой отопления, связанное с дискретностью номинального теплового потока номенклатурного ряда отопительных приборов, с их дополнительными теплопотерями через заприборные участки ограждений, теплопотерями трубопроводов, проходящих через

неотапливаемые помещения. Коэффициент ξ учитывает снижение теплопотребления жилых зданий при наличии поквартирного учета тепловой энергии на отопление ($\xi = 0.1$).

Величина $k_{об}$ рассчитывается по формуле (1.1); $k_{вент}$ – по формуле (2.4) (формула (Г.2) СП 50):

$$k_{вент} = 0.28cn_a\beta_v\rho_B^{вент}(1 - k_{эф}), \quad (2.4)$$

где c – удельная теплоемкость воздуха, равная 1 кДж/(кг·К); n_a – средняя кратность воздухообмена здания за отопительный период, ч⁻¹; β_v – коэффициент снижения объема воздуха в здании, учитывающих наличие внутренних ограждающих конструкций. При отсутствии данных следует принимать $\beta_v = 0,85$; $\rho_B^{вент}$ – средняя плотность приточного воздуха за отопительный период, кг/м³, равная $353/(273+t_{от})$, где $t_{от}$ – средняя температура наружного воздуха за отопительный период; $k_{эф}$ – коэффициент эффективности рекуператора (подробнее см. Раздел 3 курса). Таким образом, здесь уже учитывается на уровне расчетных формул возможность использования утилизации теплоты вытяжного воздуха.

В редакции СП 50 от 2018 года значения $q_{от}^p$ и $k_{вент}$ вычисляются по несколько измененным формулам:

$$q_{от}^p = k_{об} + k_{вент} - \beta_{КПИ}(k_{быт} + k_{рад}), \quad (2.3a)$$

Здесь множитель $\beta_{КПИ}$ – коэффициент полезного использования теплопотуплений, определяемый по формуле:

$$\beta_{КПИ} = \frac{K_{рег}}{(1 + 0,5n_B)}, \quad (2.4a)$$

где $K_{рег}$ – коэффициент эффективности регулирования подачи теплоты в системах отопления; n_B – средняя кратность воздухообмена здания за отопительный период, ч⁻¹.

$$k_{вент} = \frac{0,28c(L_{вент}\rho_B^{вент}n_{вент}(1 - k_{эф}) + G_{инф}n_{инф})}{168 \cdot V_{от}}, \quad (2.4б)$$

$L_{\text{вент}}$ – расчетный расход приточного воздуха в здание, м³/ч; $n_{\text{вент}}$ – продолжительность работы механической вентиляции за неделю, выраженная в часах; $G_{\text{инф}}$ – общий массовый расход инфильтрующегося воздуха в здание, кг/ч; $n_{\text{инф}}$ – число часов учета инфильтрации в течение недели, ч, равное 168 для зданий со сбалансированной приточно-вытяжной вентиляцией и $(168 - n_{\text{вент}})$ для зданий, в помещениях которых поддерживается подпор воздуха во время действия приточной механической вентиляции.

Характеристика $k_{\text{быт}}$ вычисляется по следующему выражению (формула (Г.6) СП 50):

$$k_{\text{быт}} = \frac{q_{\text{быт}} A_{\text{ж}}}{V_{\text{от}} (t_{\text{в}} - t_{\text{от}})} \quad (2.5)$$

где $q_{\text{быт}}$ – величина бытовых тепловыделений на 1 м² площади жилых помещений ($A_{\text{ж}}$), принимаемая от 10 до 17 Вт/м² в зависимости от заселенности (соответственно более 45 и менее 20 м² общей площади на человека) или расчетной площади ($A_{\text{р}}$) общественного здания – по расчету.

Характеристика $k_{\text{рад}}$ вычисляется по следующей формуле ((Г.7) СП 50):

$$k_{\text{рад}} = \frac{11,6 Q_{\text{рад}}^{\text{год}}}{V_{\text{от}} \Gamma \text{СОП}} \quad (2.6)$$

где $Q_{\text{рад}}^{\text{год}}$, МДж/г. – тепlopоступления через окна и фонари от солнечной радиации за отопительный период.

Полученное значение $q_{\text{от}}^{\text{р}}$ используется для вычисления фактического удельного расхода тепловой энергии на отопление и вентиляцию здания за отопительный период, кВт·ч/(м³·г.):

$$q = 0,024 \Gamma \text{СОП} q_{\text{от}}^{\text{р}} \quad (2.7)$$

или в качестве варианта для получения результата в размерности кВт·ч/(м³·г.) значение нужно домножить на h – высоту этажа, м.

Величина $q_{от}^p$ затем сравнивается с требуемым уровнем $q_{от}^{тр}$, приведенным в таблицах 13 и 14 СП 50, после чего делается вывод о соответствии здания нормам удельного энергопотребления с учетом принятого класса энергетической эффективности здания по таблице 15 СП 50. Для нового строительства рекомендуется один из трех следующих классов: А (очень высокий) с $q_{от}^p$ ниже, чем $q_{от}^{тр}$, на 40% и более; В (высокий), для которого $q_{от}^p$ ниже, чем $q_{от}^{тр}$, на величину от 15 до 40%, и С (нормальный), с отклонением $q_{от}^p$ от $q_{от}^{тр}$ в пределах от +15% до –15%. В настоящее время данные значения уточняются с перспективой к их ужесточению.

Расчет завершается составлением энергетического паспорта здания (приложение Д СП 50).

В качестве примера приведем результаты расчетов $k_{об}$, $k_{об}^{тр}$, а также $q_{от}^p$ и $q_{от}^{тр}$ (в размерности Вт/(м³·К)) для характерного здания-представителя – средней школы по типовому проекту 221-1-25-387 (см. Строительный каталог. Перечень типовой документации общественных зданий для строительства в городах и поселках городского типа. – М.: ГУП ЦПП. – 1994) – в трех регионах России с различными климатическими условиями. Величина $V_{от}$ для данного здания равна 10100 м², а коэффициент компактности $K_{комп}$, м⁻¹, представляющий собой отношение суммарной площади наружных ограждений $\sum A_i$, м², к $V_{от}$, м³, для данного объекта равен 0.423. Средняя кратность воздухообмена механической вентиляции в рабочее время $n_{раб} = 1,5$ ч⁻¹, продолжительность рабочего времени 10 часов в сутки, тогда $n_a = 1,5 \cdot 10/24 = 0,625$ ч⁻¹. Значение $q_{быт}$ принято по расчету (см. О.Д. Самарин. Теплофизика. Энергосбережение. Энергоэффективность. – М.: Изд-во АСВ. – 2014. – 296 с.) равным 14,9 Вт/м². Если взять для примера, скажем,

Краснодар (ГСОП = 2682 по СП 131.13330.2012), Москву (ГСОП = 4944) и Воркуту (ГСОП = 8905), получается следующая картина. В таблице 1.2 приведены значения $k_{об}$ и $q_{от}^p$ для двух вариантов: 1 – требуемое сопротивление теплопередаче ограждений $R_o^{тр}$, $m^2 \cdot K/Wt$, непосредственно по таблице 3 СП 50, т.е. при $m_p = 1$; 2 – с минимально допустимыми m_p (0,63 для наружных стен, 0,95 для светопрозрачных конструкций и 0,8 – для полов, потолков и т.д.). Коэффициент эффективности рекуператора k был принят равным нулю, чтобы получить максимально возможную величину $q_{от}^p$. В этом случае, если даже при $k = 0$ окажется, что $q_{от}^p < q_{от}^{тр}$, то при $k > 0$ это условие будет соблюдаться еще лучше. Требуемый по таблице 14 СП 50 уровень энергопотребления $q_{от}^{тр}$, $Wt/(m^3 \cdot K)$, указан в третьей колонке, а вычисленные по формуле (1.2) ((5.5) СП 50) значения $k_{об}^{тр}$ – в шестой. В двух последних колонках таблицы 2.1 для наглядности приведена характеристика $k_{вент}$, $Wt/(m^3 \cdot K)$, и сумма характеристик $k_{быт} + k_{рад}$ в той же размерности.

Таблица 2.1

Теплоэнергетические показатели зданий образовательных учреждений

Регион	ГСОП	$q_{от}^{тр}$	$q_{от}^p$		$k_{об}^{тр}$	$k_{об}$		$k_{вент}$	$k_{быт} + k_{рад}$
			Вариант 1	Вариант 2		Вариант 1	Вариант 2		
Краснодар	2682	0,440	0,262	0,316	0,271	0,238	0,286	0,189	0,244
Москва	4944	0,440	0,243	0,284	0,207	0,169	0,205	0,195	0,186
Воркута	8905	0,418	0,226	0,255	0,147	0,12	0,145	0,198	0,147

Таким образом, оказывается, что даже после допустимого снижения теплозащиты величина $q_{от}^p$ будет ниже, чем $q_{от}^{тр}$, и довольно существенно, особенно в

северных районах, даже при отсутствии утилизации теплоты в системах вентиляции. Условие $k_{об} \leq k_{об}^{ТР}$ тоже при этом соблюдается практически всегда, и только в самых южных районах во втором варианте наблюдается небольшое превышение. Это означает, что значения m_p при этом следует брать не на минимально допустимом уровне, а несколько выше его, но в любом случае меньше единицы, т.к. в первом варианте $k_{об}$ и здесь существенно меньше, чем $k_{об}^{ТР}$. Таким образом, m_p можно принимать меньше единицы практически всегда.

Следует отметить, что значения R_i для светопрозрачных конструкций значительно зависят от температуры наружного воздуха. Поэтому при расчете $k_{об}$ для последующего вычисления $q_{от}^p$ и оценки класса энергосбережения здания, в отличие от расчета для проверки условия $k_{об} \leq k_{об}^{ТР}$, величину R_i для окон, строго говоря, необходимо принимать для средних условий отопительного периода. Авторами некоторых работ (О.Д. Самарин, П.В. Винский. Подтверждение экспериментальной оценки теплозащитных свойств оконных блоков. // Журнал «СОК». 2018. № 4. С. 81 – 83, О.Д. Самарин, П.В. Винский. Теоретическое обоснование экспериментальной зависимости для сопротивления теплопередаче оконных блоков. // Журнал «СОК». 2020. № 1. С. 85 – 87) показывается, что для современных заполнений светопроемов в виде стеклопакетов повышающий коэффициент к расчетному значению R_i должен составлять около 1,13.

1.3. Энергосберегающая климатизация зданий

В качестве основных малозатратных, быстрокупаемых и наиболее эффективных энергосберегающих мероприятий в гражданских зданиях можно рассматривать следующие (см. О.Д. Самарин. Теплофизика. Энергосбережение. Энергоэффективность. – М.: Изд-во АСВ. – 2014. – 296 с.):

- Утепление несветопрозрачных наружных ограждений до оптимального уровня.

- Замена остекления на более энергоэффективное.
- Утилизация теплоты вытяжного воздуха. Наименее затратным является применение схемы с промежуточным теплоносителем.
- Установка в системах ГВС индивидуальных водосчетчиков, смесителей с левым расположением крана горячей воды и кранов с регулируемым напором, а также применение ТНУ для подогрева воды.
- Установка автоматических терморегуляторов у отопительных приборов, дающая возможность учесть бытовые тепловыделения, а также теплопоступления от солнечной радиации через окна.
- Другие мероприятия, возможные в конкретном проекте.

Для оценки сравнительной эффективности решений по снижению энергопотребления удобно использовать альтернативную методику, разработанную О.Д. Самариним для общественного Стандарта РНТО строителей «Нормы теплотехнического проектирования ограждающих конструкций и оценки энергоэффективности зданий» СТО 175 32043-001-2005. Стандарт был создан в соответствии с ЗТР и введен в действие с 1 января 2006 года постановлением расширенного заседания Бюро Совета РНТО строителей от 30 сентября 2005 года. Оценка энергоэффективности здания в соответствии с этим Стандартом основывается на сравнении двух вариантов устройства здания и его инженерных систем. За базисный вариант (далее – Вар.1) принимаем здание без энергосберегающих мероприятий и с наружными ограждениями по СНиП 23-02-2003 до внесения изменений №3 и №4, но с использованием в качестве расчетной температуры наиболее холодных суток $t_{н1}$, °С, обеспеченностью 0,92 по данным СНиП 23-01-99* или, в настоящее время, СП 131.13330.2012:

$$R_1 = \frac{(t_{в.от} - t_{н1})n}{\alpha_{в}\Delta t^H}, \quad (3.1)$$

где: $t_{в.от}$ – средняя температура внутреннего воздуха в здании для расчета системы отопления; $\alpha_{в} = 8,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ – коэффициент теплоотдачи внутренней по-

верхности конструкции; Δt^H – нормируемый перепад температур между воздухом помещения и внутренней поверхностью, принимаемый для зданий 1-й категории в размере 6°C , а для зданий 2-й категории – 7°C для наружных стен; для потолков соответственно 4 и $5,5^\circ\text{C}$; для полов – 2 и $2,5^\circ\text{C}$.

За альтернативный вариант (Var.2) принимаем использование возможных энергосберегающих мероприятий, перечисленных выше.

Расчет сопротивлений теплопередаче по Var.2 производится по методике Стандарта РНТО (автор Г.С. Иванов), основанной на технико-экономической оптимизации теплозащитных свойств несветопрзрачных ограждений, исходя из текущей стоимости теплоизоляционных материалов и единовременных затрат на устройство теплоизоляции. Соответствующая формула выглядит так:

$$R_2 = m_0 R_1, m_0 = n \cdot \left[1 + \sqrt{\frac{1 + (B - 1)}{n}} \right]; \quad (3.1a)$$

$$B = \frac{C_p}{R_1 \lambda_{yt} C_{yt}}$$

Здесь R_1 и R_2 , $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$ – сопротивления теплопередаче по Var.1 и Var.2; $n = r_1/r_2$ – отношение коэффициентов теплотехнической однородности ограждающих конструкций соответственно до и после утепления, поэтому при $n = 1$ $m_0 \approx 1 + \sqrt{B}$; C_p , руб./ м^2 – стоимость дополнительных единовременных затрат сверх стоимости материала утеплителя, C_{yt} , руб./ м^3 , и λ_{yt} , $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ – соответственно стоимость утеплителя и его теплопроводность.

Оценка энергоэффективности зданий по Стандарту РНТО сводится к определению их энергетической эксплуатационной характеристики. Она равна удельным суммарным затратам $\sum Q_i$ тепловой и электрической энергии, $\text{кВт} \cdot \text{ч}/(\text{м}^2 \cdot \text{г.})$, на 1 м^2 отапливаемой площади здания за один отопительный период в годовом цикле эксплуатации за вычетом теплопоступлений $Q_{\text{тп}}$ от людей, электробытовых приборов и солнечной радиации через световые проемы:

$$q = 10^3 \left(\sum Q_i - Q_{\text{тп}} \right) / F_{\text{от}}, \quad (3.2)$$

Составляющие энергозатрат и теплопоступления вычисляются следующим образом (см. О.Д. Самарин. Теплофизика. Энергосбережение. Энергоэффективность. – М.: Изд-во АСВ. – 2014. – 296 с.):

А. Трансмиссионные теплопотери, МВт·ч/г., за счет теплопередачи через ограждающие конструкции оболочки зданий следует определять по формуле:

$$Q_1 = \beta_1 \beta_2 M \sum (n_i F_i / R_i) \cdot 10^{-3}, \quad (3.3)$$

Здесь: β_1 – коэффициент, учитывающий добавочные потери теплоты через ограждения, для жилых зданий $\beta_1 = 1,13$, для общественных $\beta_1 = 1,10$;

β_2 – коэффициент учета округления тепловой мощности отопительных приборов: для протяженных зданий $\beta_2 = 1,13$, для зданий башенного типа $\beta_2 = 1,11$;

$M = 0.024 \cdot \text{ГСОП}$ – характеристика отопительного периода, тыс. градусо-часов;

$t_{\text{оп}}, z_{\text{оп}}$ – средняя температура, °С, и продолжительность, сут, периода со средней суточной температурой воздуха ниже или равной 8°С по СП 131.13330.2018.

n_i – коэффициент, принимаемый в зависимости от положения наружной поверхности ограждающих конструкций по отношению к наружному воздуху по таблице 5 СП 50.

F_i и R_i – площадь, м², и сопротивление теплопередаче, м²·К/Вт, ограждающих конструкций оболочки зданий: соответственно, наружных стен, окон, балконных дверей, перекрытия над неотапливаемым подвалом или техническим подпольем, пола по грунту, чердачного перекрытия или покрытия и др. Значения R_i принимаются в зависимости от варианта энергосберегающих мероприятий.

Б. Энергозатраты, МВт·ч/г., на подогрев инфильтрующегося холодного воздуха или воздуха для вентиляции помещений здания следует определять по формуле:

$$Q_2 = 10^{-3} \cdot 0,33 M V K_p, \quad (3.4)$$

Здесь: $0,33 = \rho c / 3600 = 1,29 \cdot 1006 / 3600$ – коэффициент (ρ – плотность, c – удельная теплоемкость воздуха);

V – отапливаемый объем здания, м^3 ;

K_p – эффективная кратность воздухообмена, ч^{-1} ;

$$K_p = [(1 - k_{\text{эф}})z_p K_{p\text{раб}} + k(24 - z_p)K_{p\text{н}}] / 24, \text{ где}$$

z_p – продолжительность рабочего времени в учреждении;

$K_{p\text{раб}}$ – кратность воздухообмена в рабочее время, ч^{-1} , $K_{p\text{раб}} = L_{\text{расч}} / V$,

где $L_{\text{расч}}$ – расчетный воздухообмен, $\text{м}^3/\text{ч}$, определяемый по данным проекта или, при отсутствии данных, по укрупненным показателям;

$K_{p\text{н}}$ – кратность воздухообмена в нерабочее время (при отсутствии данных может быть принята равной $0,5 \text{ ч}^{-1}$);

Для жилых зданий вместо произведения $V \cdot K_p$ следует применять произведение $3 \cdot F_{\text{жил}}$, где $F_{\text{жил}}$ – суммарная жилая площадь здания, м^2 , исходя из нормативного воздухообмена $3 \text{ м}^3/\text{ч}$ на 1 м^2 жилой площади.

k – коэффициент учета встречного теплового потока при естественном воздухообмене здания; принимается равным $0,7$ для стыков панелей стен и окон с тройными переплетами, $0,8$ – для окон и балконных дверей с отдельными переплетами и $1,0$ – для одинарных окон, окон и балконных дверей со спаренными переплетами и открытых проемов;

$k_{\text{эф}}$ – коэффициент температурной эффективности устройств утилизации теплоты при наличии механической вентиляции, принимаемый равным 0 в случае отсутствия утилизации теплоты вытяжного воздуха. При наличии утилизации коэффициент принимается по проектным данным, а при их отсутствии – в раз-

мере $0,4 \div 0,5$ при использовании утилизаторов с промежуточным теплоносителем, $0,5 \div 0,55$ при использовании рекуперативных утилизаторов, $0,6 \div 0,85$ при использовании вращающихся регенераторов; при использовании ТНУ – до 1.

В. Энергозатраты на ГВС, МВт·ч/г.:

$$Q_3 = 1,163 \cdot 10^{-6} q_{u,m}^h \Delta t_{z_{оп}} k_h, \quad (3.5)$$

Здесь $q_{u,m}^h$ – норма расхода горячей воды в средние сутки, л/сут, принимаемая для жилых зданий в 12 этажей и ниже из расчета 105 л/сут на человека, выше 12 этажей – 115 л/сут на человека;

$1,163 \cdot 10^{-6} = (4,19/3,6) \cdot 10^{-6}$ МВт·ч/(кг·К) – удельная теплоемкость воды;

Δt – разность температур, К, холодной и нагретой воды в системе горячего водоснабжения, при отсутствии использования ВЭР для подогрева воды принимается равной 55; при использовании ВЭР принимается равной $60 - t_{вэр}$, где $t_{вэр}$ – температура нагреваемой воды после устройства, использующего ВЭР (ТНУ и др.).

В нашем примере величина Δt во всех случаях принималась равной 55°C .

k_h – коэффициент снижения расхода горячей воды за счет применения мероприятий по снижению водопотребления. При отсутствии данных его допускается принимать равным $1 - \Delta k_{h,i}$, где $\Delta k_{h,i}$ – относительное снижение расхода воды за счет того или иного мероприятия, в том числе: 0,05 при установке поквартирных водосчетчиков, 0,03 – при использовании смесителей с левым расположением крана горячей воды или кранов с регулируемым напором воды (см. О.Д. Самарин. Теплофизика. Энергосбережение. Энергоэффективность. – М.: Изд-во АСВ. – 2014. – 296 с.); при отсутствии специальных мероприятий k_h принимается равным 1.

Г. Энергопотребление всеми электроприводами инженерных систем здания (механическая вентиляция, кондиционеры, насосы водоснабжения, лифты), МВт·ч/г. , следует определять по формуле:

$$Q_4 = 10^{-3} \sum N_{\text{пр.}i} k_{\text{сп.}i} z_{\text{р.}i} z_{\text{оп}} ; \quad (3.6)$$

где: $N_{\text{пр.}i}$ – максимальная мощность различных электроприводов, кВт, принимаемая по проектным данным;

$k_{\text{сп.}i} < 1$ – коэффициент спроса на электроэнергию;

$z_{\text{р.}i}$ – продолжительность работы каждого потребителя в течение одних суток. При отсутствии данных величину $z_{\text{р.}i}$ можно принимать: для насосов водоснабжения и лифтов – 24 час/сут; для систем механической вентиляции и кондиционирования – равным рабочему времени учреждения.

Для удобства пользования Стандартом значения коэффициентов спроса для основных потребителей включены непосредственно в текст Стандарта.

Д. Электропотребление на освещение помещений, а также электробытовыми приборами (кухонные плиты, стиральные машины, компьютеры, телевизоры, теплые полы и пр.) определяется аналогично п.Г. со своими значениями мощности $N_{\text{э.}i}$ и коэффициентов $k_{\text{сп.}i}$ и $z_{\text{р.}i}$:

$$Q_5 = 10^{-3} \sum N_{\text{э.}i} k_{\text{сп.}i} z_{\text{р.}i} z_{\text{оп}} ; \quad (3.7)$$

Для общественных зданий величину $z_{\text{р.}i}$ допускается принимать равной рабочему времени учреждения. Значение $k_{\text{сп.}i}$ определяется по данным Стандарта РНТО. При отсутствии проектных данных по мощности освещения и электроприборов величину $\sum N_{\text{э.}i}$ в общественных зданиях допускается вычислять как $n_{\text{э.}i} \cdot N_{\text{изм}}$, где $n_{\text{э.}i}$ – удельная нагрузка, кВт/измеритель, $N_{\text{изм}}$ – измеритель (рабочее место, м², полезной площади и др.). Для удобства пользования Стандартом соответствующая таблица также включена непосредственно в его текст.

Для жилых зданий при отсутствии проектных характеристик

$$Q_5 = \beta_5 q_5 N_{\text{чел}} z_{\text{оп}} / 365; \quad (3.7a)$$

где $N_{\text{чел}}$ – число жителей в здании; q_5 – удельные затраты электрической энергии, МВт·ч/(чел·г.), принимаемые по таблице 3.1, приведенной в Стандарте РНТО:

Таблица 3.1.

Удельное электропотребление, q_5 , на освещение и бытовые нужды

Для жилого фонда, оборудованного:	q_5 , МВт·ч/(чел·г.), при количестве человек в семье:					
	1	2	3	4	5	6
Газовыми плитами	0,921	0,56	0,439	0,379	0,343	0,318
Электроплитами	1,541	0,94	0,719	0,639	0,579	0,538
Плитами на тв. топливе	1,447	0,795	0,578	0,470	0,405	0,361

β_5 – поправочный коэффициент, учитывающий число квартир в здании, принимаемый по таблице 3.2, , приведенной в Стандарте РНТО:

Таблица 3.2.

Значения поправочного коэффициента β_5

Для жилого фонда, оборудованного:	Коэффициент β_5 при числе квартир в здании:												
	1–3	6	9	12	15	18	24	40	60	100	200	400	600
Газовыми плитами	5,26	4,04	3,07	2,54	2,28	2,02	1,75	1,40	1,23	1,05	0,88	0,79	0,75

Электро- плитами	7,19	3,60	2,88	2,47	2,21	2,06	1,85	1,54	1,34	1,18	1,03	0,92	0,87
Плитами на тв. топливе	5,59	3,64	2,80	2,31	2,10	1,89	1,61	1,40	1,26	1,12	1,05	0,98	0,91

Е. Теплопоступления, МВт·ч/г., от людей, электробытовых приборов и солнечной радиации через светопрозрачные ограждения в случае, если эти теплопоступления можно полезно использовать, например, за счет установки автоматических терморегуляторов у отопительных приборов, следует определять по формуле:

$$Q_{\text{тп}} = Q_{\text{быт}} + Q_{\text{рад}} \quad (3.8)$$

Здесь: $Q_{\text{быт}} = Q_4 + Q_5 + 10^{-6} q_{\text{ч.я}} N_{\text{чел}} z_p z_{\text{оп}}$ – бытовые тепловыделения за отопительный период в годовом цикле;

$q_{\text{ч.я}}$ – поступления явной теплоты от одного человека, Вт/чел; рекомендуется $q_{\text{ч.я}}$ принимать равным 90 Вт/чел;

$N_{\text{чел}}$ – количество людей в здании, определяемое по проектным данным;

$q_{\text{быт}} = Q_{\text{быт}} / (10^{-6} \cdot 24 z_{\text{оп}} F_{\text{от}})$ – бытовые тепловыделения на 1 м² пола отапливаемой площади. Данная величина определяется после расчета $Q_{\text{быт}}$ и является контрольным параметром, т.к. должна составлять не менее 10 Вт/м²;

$Q_{\text{рад}} = \tau_{\text{ок}} k_{\text{ок}} \sum (F_{\text{ок.}i} I_i / 3600)$ – солнечная радиация за отопительный период через окна;

$\tau_{\text{ок}}$ – коэффициенты, учитывающие затенение светового проема окон непрозрачными элементами заполнения, принимаемые по проектным данным;

$k_{ок}$ – коэффициенты относительного проникания солнечной радиации для светопропускающих заполнений окон, принимаемые по паспортным данным соответствующих светопропускающих изделий.

$F_{ок.i}$ – площадь светопрозрачных ограждений соответствующей ориентации, м²,

I_i – интенсивность солнечной радиации через окна, МДж/м², принимаемая по данным СП 131.13330.2018, в зависимости от их ориентации по сторонам света с учетом поправки на среднюю облачность (понижающий коэффициент около 0,6).

Таким образом, предлагаемая методика действительно позволяет учитывать все основные составляющие энергетического баланса здания, а при расчете каждой составляющей – все основные энергосберегающие мероприятия, а значит, пригодна для комплексной оценки энергоэффективности здания. После расчета энергетической эксплуатационной характеристики по обоим вариантам определяется относительное снижение энергопотребления для Вар.2 за счет принятых решений по энергосбережению:

$$\Delta q = (1 - q_2/q_1) \cdot 100\%; \quad (3.9)$$

Далее величина Δq сравнивается с требуемым снижением энергопотребления, заданным заказчиком, и делается вывод о достаточности принятого комплекса энергосберегающих мероприятий. Рекомендуется принимать величину Δq в размере не менее 50%. После этого производится расчет абсолютного и относительного снижения энергопотребления по каждому мероприятию и оценивается их сравнительная энергетическая эффективность. Расчет завершается составлением энергетического паспорта здания и оценкой экономической целесообразности принятого решения по снижению энергопотребления.

На рисунке 3.1 (см. О.Д. Самарин. Теплофизика. Энергосбережение. Энергоэффективность. – М.: Изд-во АСВ. – 2014. – 296 с.) представлен энергетический баланс зданий до и после реализации перечисленного комплекса энергосберегающих мероприятий.

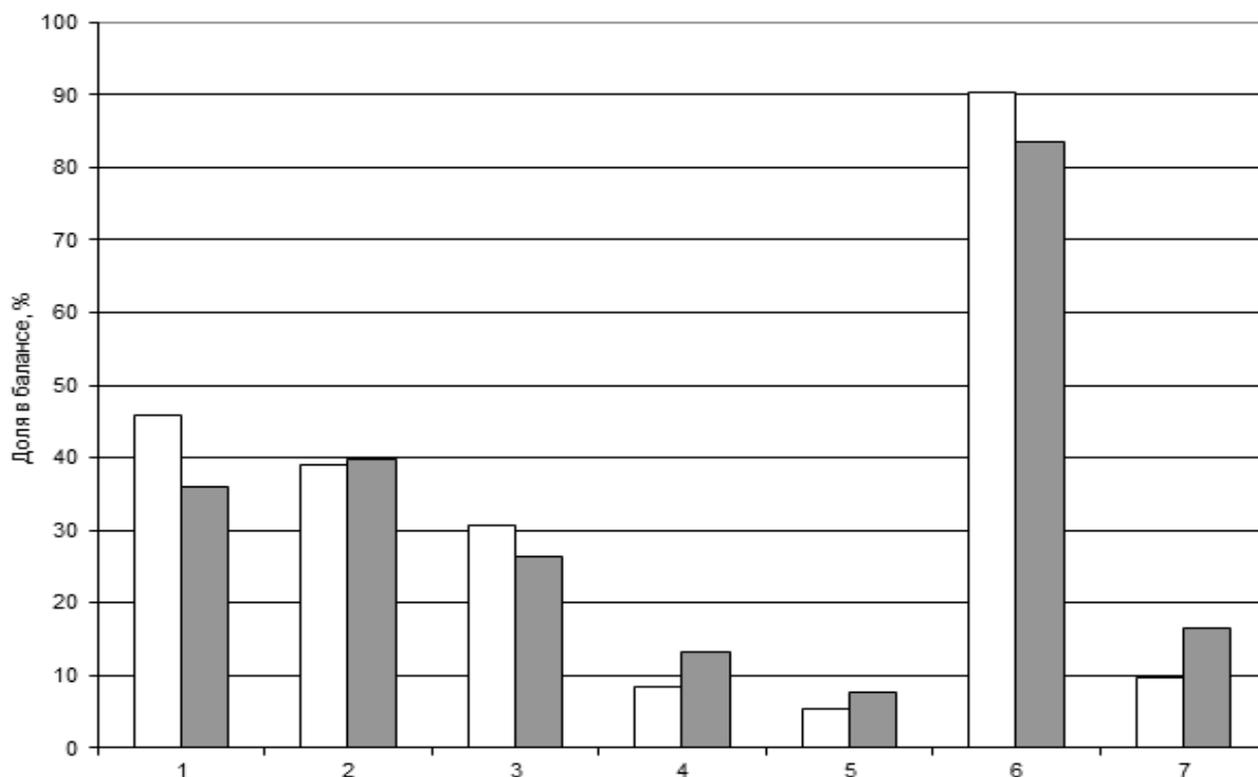


Рис.3.1. Энергетический баланс здания до и после реализации энергосберегающих мероприятий

В таблице 3.3 объединены данные по относительному снижению энергопотребления за счет применяемых мероприятий в зданиях, рассмотренных в данной работе.

Таблица 3.3.

Относительное снижение энергопотребления в % за счет применения энергосберегающих мероприятий в общественных зданиях

Здания	Дополнительная теплоизоляция	Замена остекления	Теплоутилизация	Установка термopanов	Мероприятия ГВС	Всего
1	20	7,62	18,7	16	0,07	62,39
2	16,7	4,45	16,34	25,3	0,079	62,87
3	18,3	3,45	17,58	20,75	0,23	60,31
4	24,5	3,2	14,9	23,6	0,3	66,5
5	36,4	1,18	15,8	9,11	0,04	62,53
6	24,6	2,81	13,9	30	0,5	71,81
7	15,8	2,28	9,7	13,92	2,14	43,84
8	21,6	4,5	11,7	27,7	0,1	65,6
9	25,96	6,27	11,42	13,63	0,15	57,43
10	17,42	7,66	15,51	19,84	0,04	60,47
11	25,77	5,67	10,21	12,87	0,12	54,64
12	15,3	4,85	25,06	8,72	0,09	54,02
Среднее	22,10	4,46	14,97	17,83	0,386	60,79

Особенно это заметно на примере Здания 5, для которого из-за малого коэффициента остекления эффект от замены окон мало ощутим. Определенные особенности имеет также Здание 7, где в силу повышенной доли затрат на горячее водоснабжение в общем энергетическом балансе относительная эффективность мер по снижению остальных составляющих энергопотребления оказывается несколько меньше, чем на других объектах. Наибольшее относительное снижение энергопотребления имеет место в Здании 6 из-за увеличенных бытовых тепловыделений в силу повышенной загрузки помещений постоянно работающим персоналом.

Для наглядности среднее снижение энергопотребления изображено на рисунке 3.2 в виде столбчатой диаграммы. Здесь уже очевидно, что относительная энергетическая эффективность мероприятий в пределах выбранного комплекса обнаруживает чрезвычайную статистическую устойчивость. Можно показать, что средние значения при добавлении следующих объектов меняются уже очень незначительно, в пределах точности инженерного расчета. В несколько меньшей степени это характерно для абсолютного энергопотребления. Разница обуславливается в основном назначением и объемно-планировочными решениями, в том числе несовпадением коэффициентов компактности и соотношений площадей стен, окон и покрытий, а также различием норм по воздухообмену и расходу горячей воды.

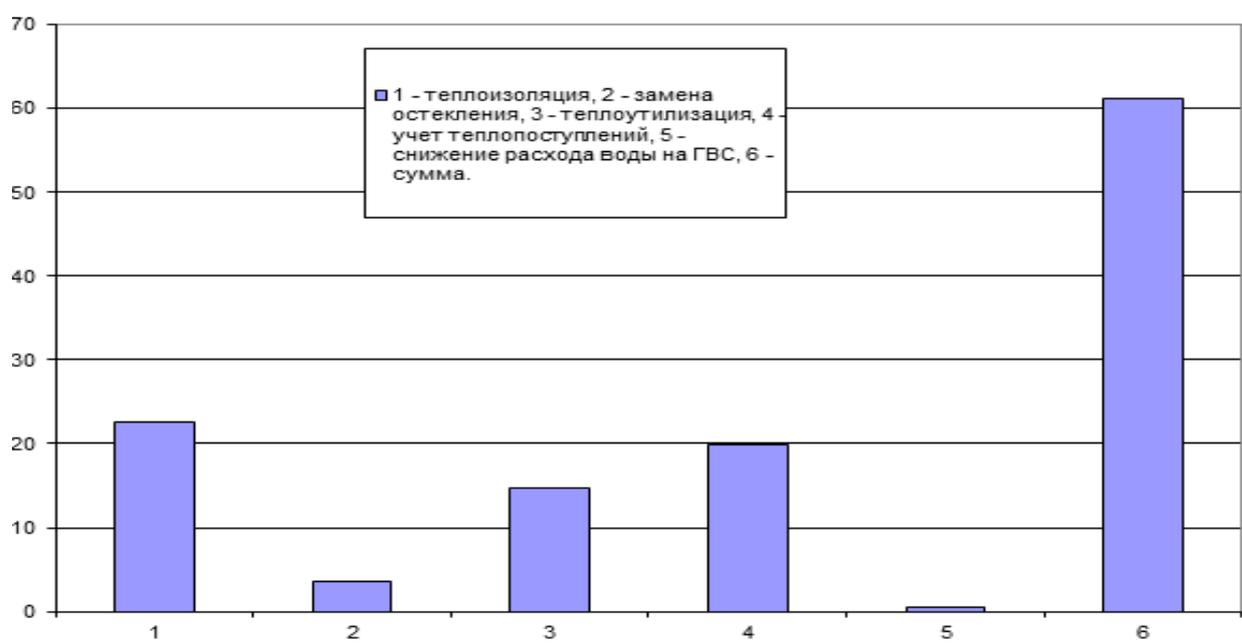


Рис.3.2. Среднее относительное снижение энергопотребления в общественных зданиях за счет различных энергосберегающих мероприятий, %

Особое значение имеет Здание 8 – характерное здание-представитель – средняя школа по типовому проекту 221-1-25-387. Результаты расчетов для данного объекта мы приводим, в первую очередь, поскольку на его примере могут иссле-

доваться возможности различных энергосберегающих мероприятий и определяться их оптимальные характеристики. Поэтому целесообразно показать все параметры данного здания, как конструктивные, так и относящиеся к инженерным системам, а также результаты комплексной реализации энергосберегающих мероприятий для сравнения с индивидуальными решениями по снижению энергопотребления. Соответствующие показатели по данным того же источника приведены в таблицах 3.4 и 3.5.

Таблица 3.4.

Результаты определения энергетических показателей для здания средней школы по типовому проекту 221-1-25-387

Параметр	Ед. изм.	Значение	
		Вар.1	Вар.2
Число учащихся	Чел	392	
Площадь остекления	м ²	464	
Площадь наружных стен (без окон)	м ²	1014	
Площадь покрытия	м ²	1397	
Площадь перекрытия над техподпольем	м ²	1397	
Коэффициент остекления	-	0,314	
Отапливаемая площадь	м ²	2794	
Отапливаемый объем	м ³	10102	
Средняя температура внутреннего воздуха	°С	+20	
Средняя температура нар. воздуха за от. период	°С	-3,1	
Продолжительность отопительного периода	сут	214	
Характеристика отопительного периода	тыс.К·час	118,6	
Сопротивление теплопередаче стен	м ² ·К/Вт	0,92	2,77
То же, покрытия	м ² ·К/Вт	1,66	3,70
То же, перекрытия над техподпольем	м ² ·К/Вт	1,38	3,25
Сопротивление теплопередаче окон	м ² ·К/Вт	0,42	0,54

Суммарная площадь наружных ограждений	м ²	4272	
Коэффициент n наружной стены	-	1	
То же, покрытия	-	1	
То же, перекрытия над техподпольем	-	0,6	
То же, окон	-	1	
Коэффициент компактности	м ⁻¹	0,423	
Коэффициенты добавочных теплопотерь	-	1,1, 1,13	
Трансмиссионные теплопотери	МВт·ч/г.	538,8	273,9
Расчетный воздухообмен (по проекту)	м ³ /ч	15200	
Кратность воздухообмена (в рабочее время)	ч ⁻¹	1,505	
То же, в нерабочее время (принято)	ч ⁻¹	0,5	
Коэффициент эффективности устройств теплоутилизации	-	0	0,5
Коэффициент учета встречного теплового потока	-	0,8	0,7
Рабочее время (исходя из режима работы)	час/сут	10	
Эффективная кратность воздухообмена	ч ⁻¹	0,86	0,52
Энергозатраты на подогрев воздуха для вентиляции	МВт·ч/г.	340,0	205,6
Норма расхода горячей воды в средние сутки	л/сут	1333=3,4· $N_{\text{чел}}$	
Перепад температур в системе гор. водоснабжения	К	55	
Коэффициент снижения расхода горячей воды	-	1	0,94
Энергозатраты на горячее водоснабжение	МВт·ч/г.	18,2	17,1
Мощность электроприводов инженерных систем	кВт	20	
Коэффициент спроса для электроприводов	-	0,5	
Энергопотребление электроприводами инженерных систем	МВт·ч/г.	21,4	

Удельная нагрузка на освещение и электроприборы	кВт/1 уч.	0,22	
Мощность освещения и электроприборов	кВт	86,2	
Коэффициент спроса для освещения и электроприборов	-	0,76	
Электропотребление на освещение и электроприборами	МВт·ч/г.	140,2	
Бытовые теплопоступления на 1м ² отапливаемой площади	Вт/м ²	14,9	
Бытовые тепловыделения	МВт·ч/г.	213,1	
Коэффициент затенения светового проема	-	0,65	0,5
Коэффициент относит. проникания солнечной радиации	-	0,57	0,83
Теплопоступления от солнечной радиации через окна	МВт·ч/г.	72,2	80,9
Суммарные теплопоступления	МВт·ч/г.	-	294,0

Примечание. Вар.1 – без применения энергосберегающих мероприятий,
Вар.2 – с применением рассмотренного комплекса таких мероприятий

Таблица 3.5.

Сравнительная эффективность энергосберегающих мероприятий для здания
средней школы по типовому проекту 221-1-25-387

Энергосберегающие мероприятия	Снижение энергопотребления	
	кВт·ч/(м ² ·г.)	%

Утепление несветопрозрачных наружных ограждений	81,7	21,6
Замена двойного остекления на тройное		
- повышение термического сопротивления	12,9	3,4
- снижение неорганизованного воздухообмена	4,1	1,1
Утилизация теплоты вытяжного воздуха	44,3	11,7
Установка смесителей с левым расположением крана горячей воды и кранов с регулируемым напором	0,4	0,1
Учет бытовых тепловыделений	76,2	20,1
Учет теплоступлений от солнечной радиации через окна	28,9	7,6
Итого	248,5	65,6

Для сравнения в таблицах 3.6 и 3.7 приведены результаты еще для двух зданий.

Таблица 3.6.

Результаты определения энергетических показателей Зданий 9 – 10.

Параметр	Ед. изм.	Значение			
		Здание 9		Здание 10	
		Вар.1	Вар.	Вар.1	Вар.
Количество людей (по проекту)	Чел.	218		150	
Площадь остекления	м ²	392		1124,4	
Площадь наружных стен (без окон)	м ²	2345		2943,1	
Площадь покрытия	м ²	1308		2790,4	
Площадь перекрытия над техподпольем	м ²	1308		900	
Коэффициент остекления	-	0,17		0,38	
Отапливаемая площадь	м ²	3447,2		6061,3	
Отапливаемый объем	м ³	16480,8		21445,3	

Средняя температура внутреннего воздуха	°С	18		20	
Средняя температура наружного воздуха за отопительный период	°С	-3,1			
Продолжительность отопительного периода	сут	214			
Характеристика отопительного периода	тыс.К- час	108		119	
Сопротивление теплопередаче стен	м ² ·К/Вт	0,90	2,41	0,87	2,34
То же, покрытия	м ² ·К/Вт	1,15	2,89	1,10	2,78
То же, перекрытия над техподпольем	м ² ·К/Вт	0,69	1,20	0,66	1,10
Сопротивление теплопередаче окон	м ² ·К/Вт	0,31	0,54	0,31	0,54
Суммарная площадь наружных ограждений	м ²	5353,0		7757,9	
Коэффициент <i>n</i> наружной стены	-	1			
То же, покрытия	-	1			
То же, перекрытия над техподпольем	-	0,6			
То же, окон	-	1			
Коэффициент компактности	м ⁻¹	0,325		0,362	
Трансмиссионные теплопотери	МВт·ч/г.	827,3	378,0	1529, 7	712,5
Расчетный воздухообмен (по проекту)	м ³ /ч	24721		42890	
Кратность воздухообмена (в рабочее время)	ч ⁻¹	1,5		2,0	
То же (в нерабочее время)	ч ⁻¹	0,5		0,5	
Коэффициент эффективности устройств теплоутилизации	-	0	0,5	0	0,5
Коэффициент учета встречного теплового потока	-	0,8	0,7	0,8	0,7
Рабочее время	час/сут	9		15	
Эффективная кратность воздухообмена	ч ⁻¹	0,81	0,5	1,55	0,89

Энергозатраты на подогрев воздуха для вентиляции	МВт·ч/г.	478,9	294,7	1301	745,2
Норма расхода горячей воды в средние сутки	л/сут	2616		1800	
Коэффициент снижения расхода горячей воды	-	1	0,94	1	0,94
Энергозатраты на горячее водоснабжение	МВт·ч/г.	35,8	33,7	24,6	23,2
Мощность электроприводов инженерных систем	кВт	100		200	
Коэффициент спроса для электроприводов	-	0,5		0,5	
Энергопотребление электроприводами инженерных систем	МВт·ч/г.	96,3		513,6	
Удельная нагрузка на освещение и электроприборы	кВт/1 чел л	0,036		0,036	
Мощность освещения и электроприборов	кВт	7,848		5,4	
Коэффициент спроса для освещения и электроприборов	-	0,85		0,85	
Электропотребление на освещение и электроприборами	МВт·ч/г.	12,8		14,7	
Бытовые теплопоступления на 1м ² отапливаемой площади	Вт/м ²	8,3 (10)		6,2 (10)	
Бытовые тепловыделения	МВт·ч/г.	177		571	
Коэффициент затенения светового проема	-	0,65	0,50	0,65	0,50
Коэффициент относит. проникания солнечной радиации	-	0,57	0,83	0,57	0,83
Теплопоступления от солнечной радиации через окна	МВт·ч/г.	18,5	20,7	89,2	99,9
Суммарные теплопоступления	МВт·ч/г.	-	197,8	-	691,6

Таблица 3.7.

Сравнительная эффективность энергосберегающих мероприятий в Зд. 9 – 10.

Энергосберегающие мероприятия	Снижение энергопотребле-			
	кВт·ч/(м ² ·Г,)		%	
	Зд,9	Зд,10	Зд,9	Зд,10
Утепление несветопрозрачных наружных	109,3	97,2	25,96	17,42
Замена двойного остекления на тройное:				
- за счет повышения термического сопротив-				
ления	21	37,6	5	6,73
- за счет снижения неорганизованного возду-				
хообмена	5,34	5,19	1,27	0,93
Утилизация теплоты вытяжного воздуха	48,09	86,58	11,42	15,51
Установка смесителей с левым расположе-				
нием крана горячей воды и кранов с регули-	0,62	0,24	0,15	0,04
руемым напором				
Учет бытовых тепловыделений	51,36	94,31	12,2	16,89
Учет теплопоступлений от солнечной радиа-				
ции через окна	6,01	16,48	1,43	2,95
Итого	$q_1 - q_2$		$\Delta q = (1 - q_2/q_1) \cdot 100$	
	242	337	57,43	60,4

Кроме того, в Здании 12 из-за большой кратности воздухообмена в рабочее время в системе механической вентиляции (около 6,4), связанной с наличием бассейна, снижение энергопотребления за счет теплоутилизации заметно возрастает и в относительных величинах выходит на первое место. Поэтому очевидно, что чем выше доля затрат на механическую вентиляцию в общем балансе здания, тем больше доводов в пользу утилизации теплоты вытяжного воздуха. Остается

только добавить, что экономия за счет мероприятий ГВС в данном случае получилась незначительной из-за малого нормативного расхода горячей воды в общественных зданиях. Однако в жилых зданиях эти мероприятия могут дать большой эффект из-за высокой доли ГВС в общем энергетическом балансе.

При этом вклад каждого мероприятия в относительное снижение энергопотребления различен, но для всех зданий это распределение имеет сходный вид. Поэтому указанные в таблице 3.3 средние значения можно с большой уверенностью использовать для предварительной ориентировочной оценки каждого мероприятия в общее снижение энергопотребления. Суммарная экономия энергии весьма значительна и мало отличается для большинства зданий, находясь в пределах 55 – 65%, причем на долю утепления несветопрозрачных ограждений приходится, как правило, всего около 20 %. Иначе говоря, ни в одном из вариантов не удастся достичь 40%-ной экономии только за счет утепления несветопрозрачных ограждений. Это еще раз свидетельствует о необходимости комплексного подхода к энергосбережению. В то же время энергетическая эффективность теплоутилизации и установки автоматических терморегуляторов сравнима с дополнительной теплоизоляцией, однако эти мероприятия являются существенно менее затратными.

Остановимся теперь подробно на одном из энергосберегающих мероприятий, а именно на утилизации теплоты вытяжного воздуха в системах механической вентиляции для частичного подогрева притока в холодный период года, как требующей наиболее подробной технологической разработки в процессе проектирования систем В и КВ. Можно показать, что срок окупаемости дополнительных капитальных затрат по устройству простейшего и наиболее дешевого вида теплоутилизации – с промежуточным теплоносителем – не превышает 3-4 лет

(см. О.Д. Самарин. Вопросы экономики в обеспечении микроклимата зданий. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во АСВ. – 2015.– 134 с.). Это особенно существенно в условиях нестабильной рыночной экономики с заметно меняющимся уровнем цен на оборудование и тарифов на энергетические ресурсы, что не позволяет применять капиталоемкие инженерные решения.

Утилизаторы теплоты вытяжного воздуха

а) Пластинчатые рекуператоры

Такие теплообменники представляют собой пакет металлических (обычно алюминиевых) пластин в кубическом корпусе, между которыми образуются плоские каналы для воздуха (рис. 3.3, 3.3а, 3.3б, 3.3в) (см. О.Я. Кокорин. Современные системы кондиционирования воздуха. – М.: Физматлит. – 2003. – 272 с., Е.М. Белова. Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях. – М.: Евроклимат. – 2006. – 640 с., В.Н. Богословский, М.Я. Поз. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. – М.: Стройиздат. – 1983.).

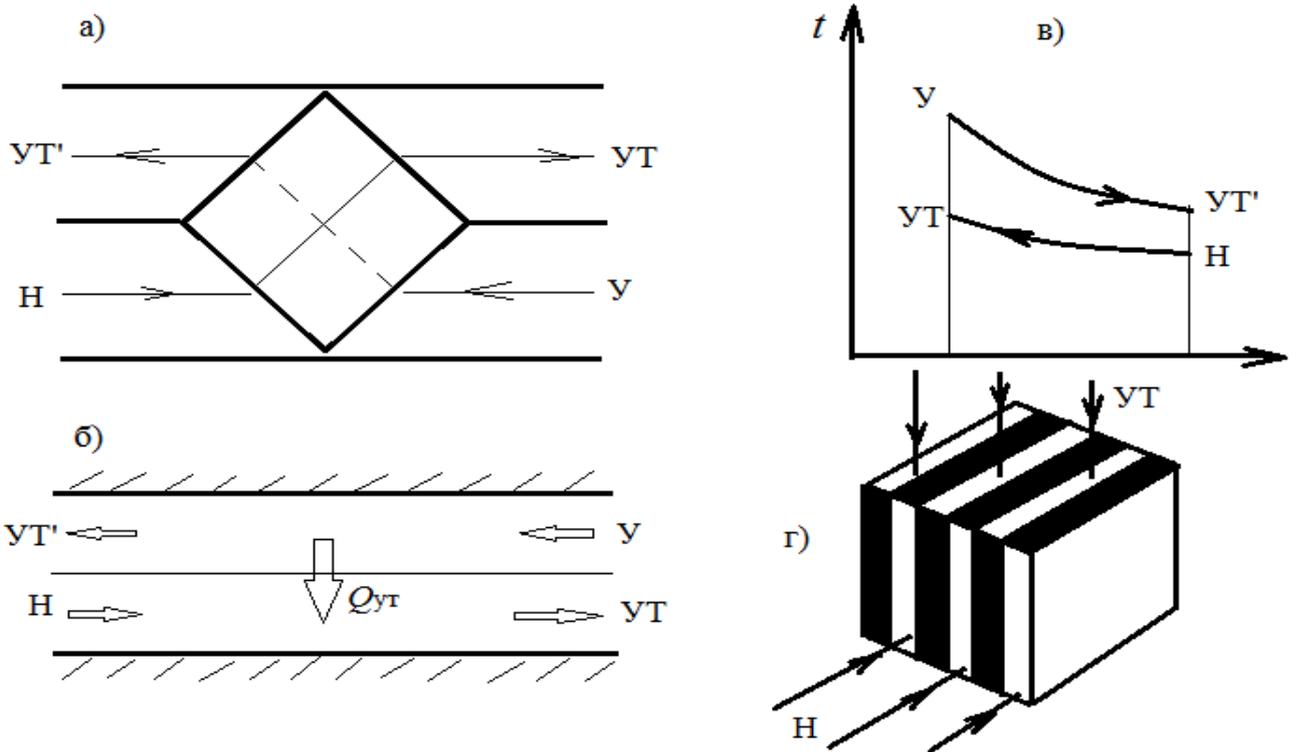


Рис. 3.3. Схема пластинчатого рекуператора и процессов в нем:

а) продольный разрез; б) направление потока теплоты в смежных каналах; в) характер изменения температуры потоков воздуха вдоль поверхности пластины; г) аксонометрическое изображение устройства теплообменника;

$Н$ – состояние наружного воздуха перед аппаратом; $УТ$ – то же, после аппарата; $У$ – состояние вытяжного воздуха перед аппаратом; $УТ'$ – то же, после аппарата



Рис.3.3а. Общій вид пластинчатого рекуператора (варіанти конструкції)



Рис.3.36. Общій вид пластинчатого рекуператора (варіант конструкції)

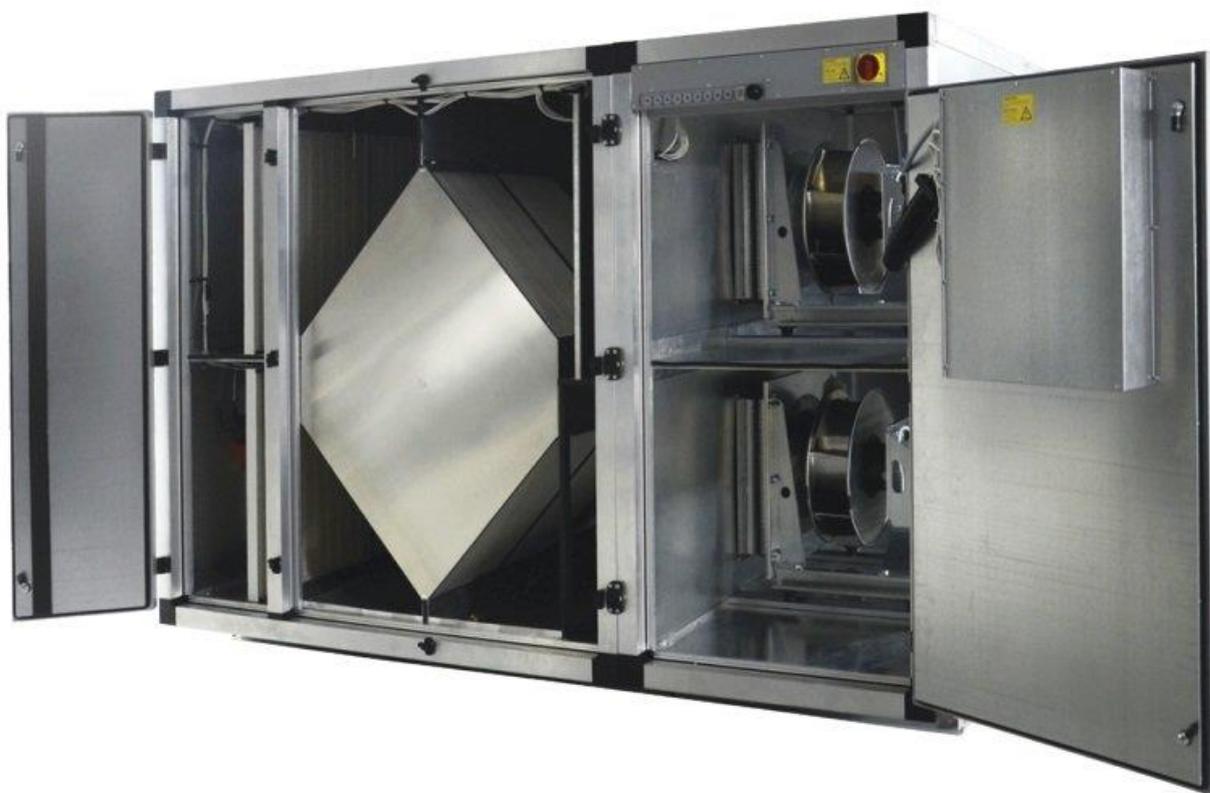


Рис.3.3в. Общий вид установки кондиционирования воздуха с пластинчатым рекуператором

По четным каналам перемещается нагреваемый наружный воздух, по нечетным – греющий вытяжной, и утилизируемая теплота $Q_{ут}$, Вт, через стенки каналов, роль которых и играют пластины, передается притоку. Такая конструкция требует объединения приточной и вытяжной установки в единый агрегат, при этом направление потоков воздуха в теплообменнике оказываются перекрестным, поэтому часто данные теплоутилизаторы называют перекрестноточными.

Основным показателем теплотехнического совершенства теплоутилизатора является его коэффициент температурной эффективности $k_{эф} = \frac{t_{yt} - t_n}{t_y - t_n}$ (подробнее см. ниже). Достоинством пластинчатого рекуператора является достаточно высокое значение этого коэффициента – примерно 0,5 – 0,6.

В то же время недостаток теплообменника данного типа, помимо необходимости объединения установок, заключается еще в сложности борьбы с обмерзанием каналов вытяжного воздуха, когда выпадающий конденсат намораживается на пластину и закупоривает каналы. Схема соответствующей системы автоматизации показана на рис. 3.4.

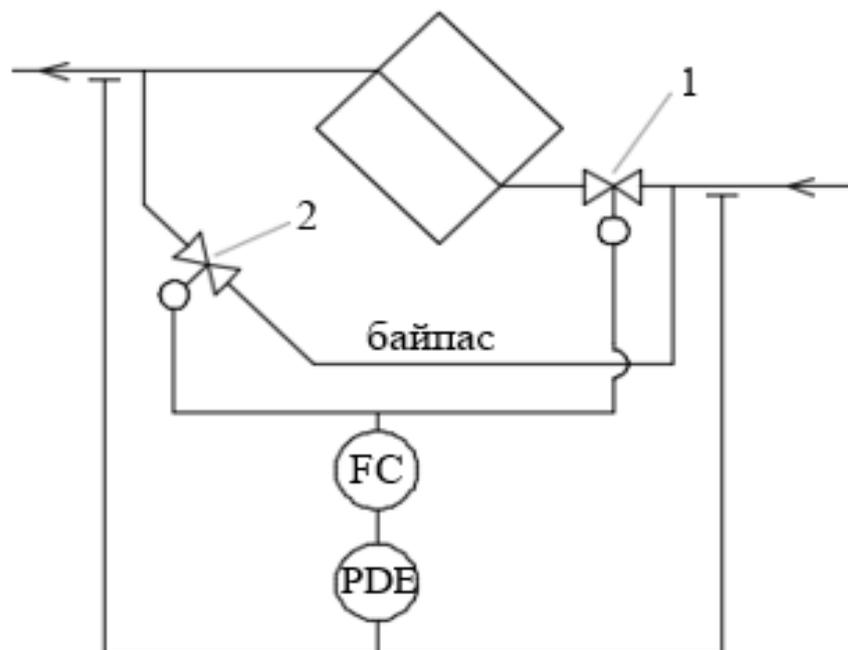


Рис. 3.4. Функциональная схема системы автоматизации размораживания пластинчатого рекуператора: 1 и 2 – клапаны; FC – регулятор расхода; PDE – датчик разности давления до и после утилизатора

В этом случае в конструкции аппарата предусматривается обводной канал (байпас), через который при необходимости пропускается вытяжной воздух, пока осуществляется оттаивание. Разумеется, в этот период теплоутилизация не осуществляется. Сигналом к началу оттаивания является достижение установ-

ленной разности давлений, измеряемой датчиком PDE, поскольку по мере закупорки каналов замерзшим конденсатом аэродинамическое сопротивление аппарата по ходу вытяжного воздуха увеличивается. После этого перекрывается клапан 1 и открывается клапан 2 на байпасе.

б) Роторные регенераторы

Такое устройство представляет собой барабан, заполненный насадкой из алюминиевой фольги (рис. 3.5, рис. 3.5а, рис. 3.5б, рис.3.5в) (см. О.Я. Кокорин. Современные системы кондиционирования воздуха. – М.: Физматлит. – 2003. – 272 с., Е.М. Белова. Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях. – М.: Евроклимат. – 2006. – 640 с., В.Н. Богословский, М.Я. Поз. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. – М.: Стройиздат. – 1983.). Ось барабана совпадает с направлением потока воздуха. Барабан медленно проворачивается, делая один оборот примерно за 6 – 12 секунд. При этом, пока пластины насадки находятся в потоке вытяжного воздуха, они нагреваются, воспринимая от него теплоту $Q_{ут}$, а затем, при их перемещении в приточную часть установки, отдают эту теплоту притоку. Скорость вращения выбирается таким образом, чтобы, с одной стороны, пластины практически полностью успевали нагреться и затем охладиться, а с другой, чтобы как можно меньше было перетекание вытяжного воздуха в приток. Тем не менее, полностью избежать этого эффекта не удастся, поэтому такие теплообменники нельзя применять при повышенных требованиях к качеству воздуха в помещениях, например, в лечебных учреждениях.

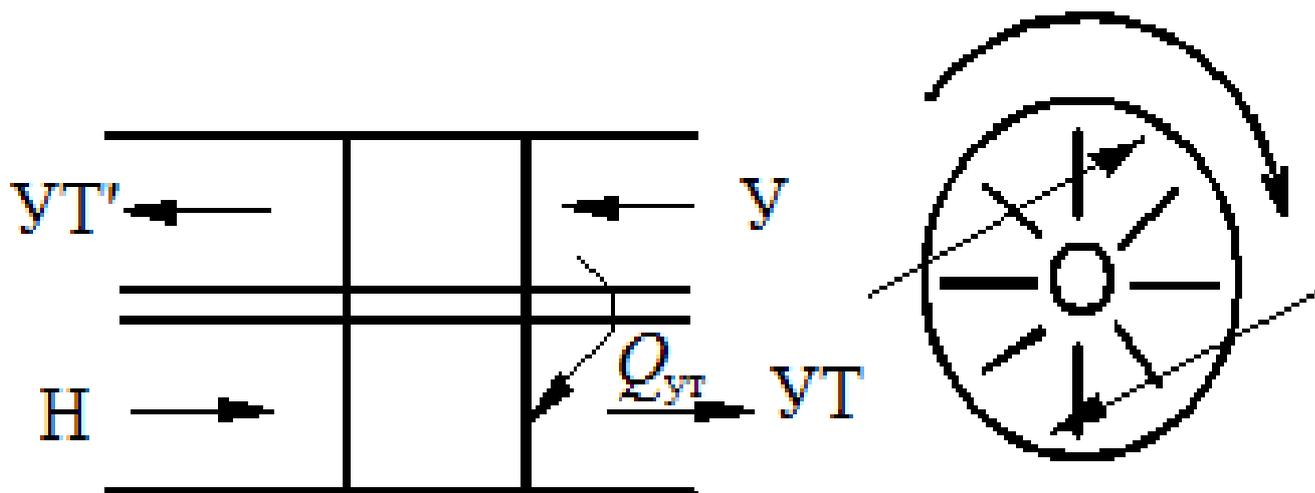


Рис. 3.5. Схема роторного регенератора

Достоинством роторного утилизатора является высокое значение $k_{эф}$ – порядка 0.7 – 0.8, а также защищенность от обмерзания, поскольку конденсат за время нахождения пластин в потоке вытяжного воздуха успевает оттаять.



Рис. 3.5а. Общий вид установки кондиционирования воздуха с роторным регенератором

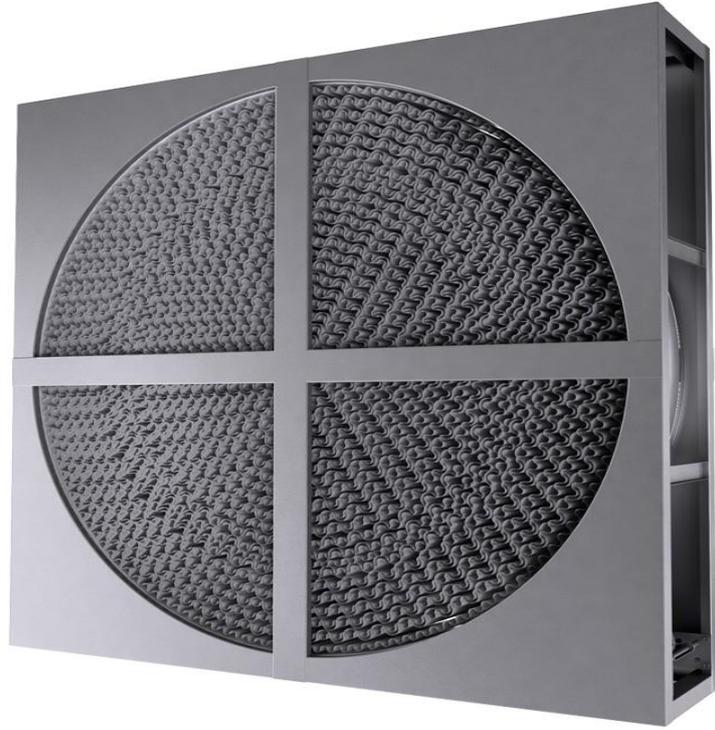




Рис.3.5а. Общий вид роторного регенератора (варианты конструкции)

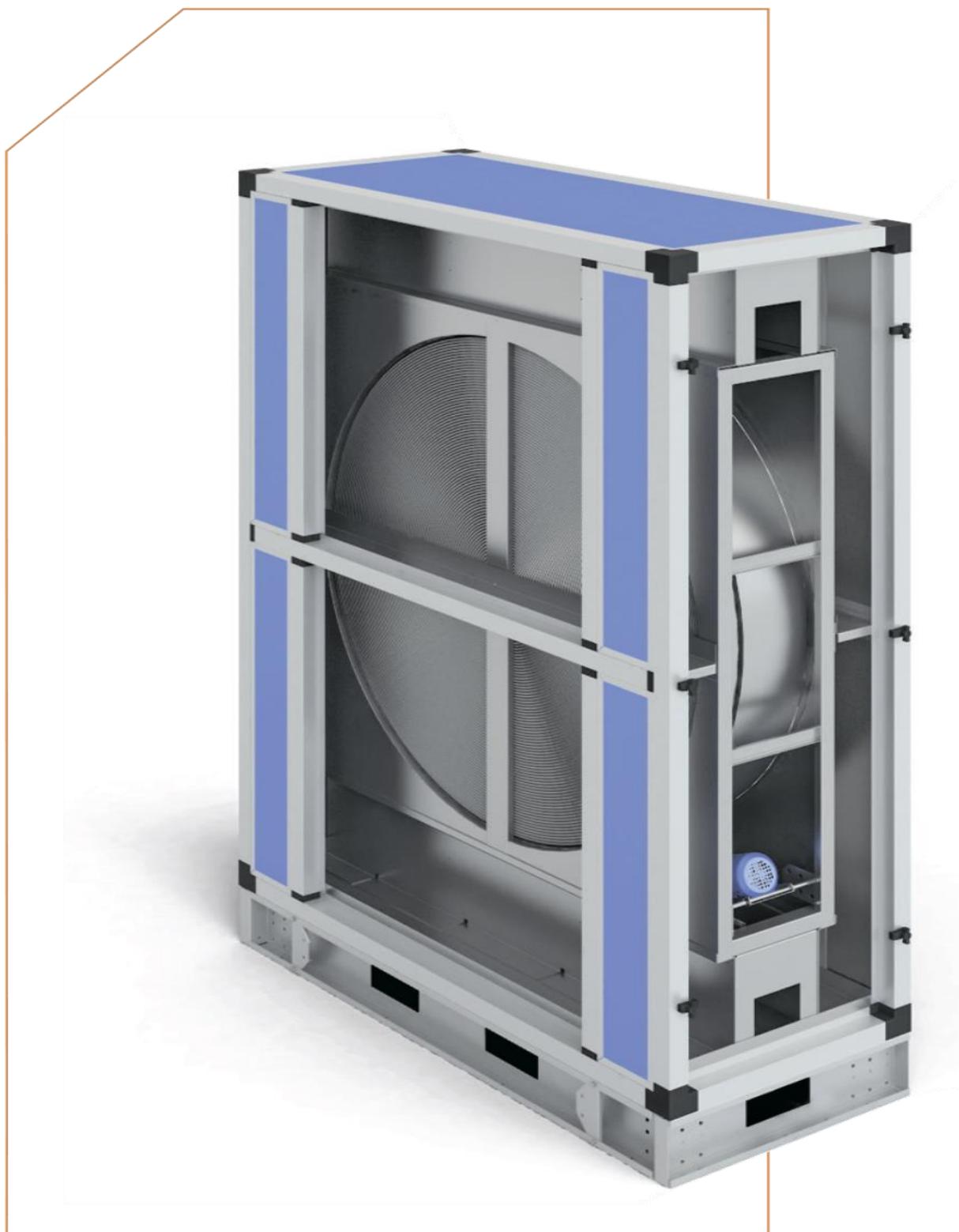


Рис.3.5б. Общий вид роторного регенератора (вариант конструкции)

Если используется насадка из картона, то она может быть пропитана раствором хлористого или бромистого лития. Такая насадка называется сорбирующей.

Она способна передавать потоку приточного воздуха не только теплоту, но и влагу. В этом случае перетекание вытяжного воздуха в приточный уже не имеет значения, поскольку соли лития обладают бактерицидным действием. Однако такие конструкции в настоящее время не являются серийными.

в) Утилизаторы с промежуточным теплоносителем

Теплообменники-утилизаторы в такой схеме представляют собой обычные воздухонагреватели и воздухоохладители (рис. 3.6, рис. 3.6а, 3.6б) (см. О.Я. Кокорин. Современные системы кондиционирования воздуха. – М.: Физматлит. – 2003. – 272 с., Е.М. Белова. Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях. – М.: Евроклимат. – 2006. – 640 с., В.Н. Богословский, М.Я. Поз. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. – М.: Стройиздат. – 1983.).

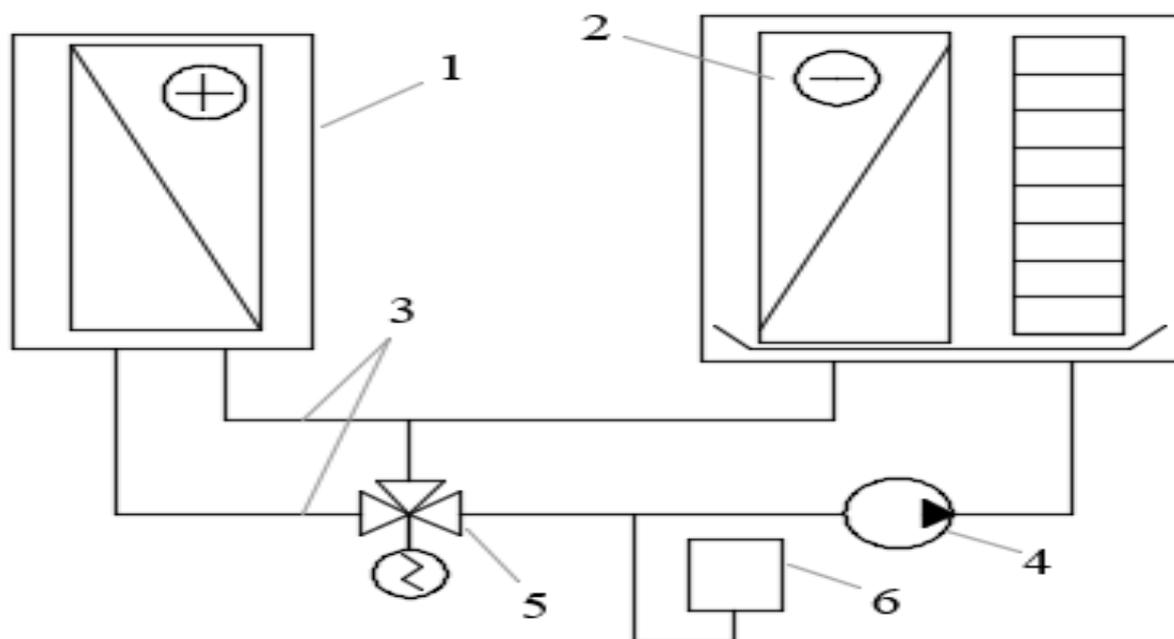


Рис. 3.6. Схема теплоутилизации с промежуточным теплоносителем:

1 – калорифер-утилизатор для подогрева притока в приточной установке; 2 – воздухоохладитель-утилизатор для отбора теплоты от вытяжного воздуха в вытяжной установке; 3 – циркуляционный контур с промежуточным теплоносителем (антифриз); 4 – циркуляционный насос; 5 – трехходовой клапан; 6 – расширительный бачок



Рис.3.6а. Общий вид теплообменников для схемы с промежуточным теплоносителем



Рис.3.6б. Общий вид теплообменников для схемы с промежуточным теплоносителем (вариант)

Достоинством такой установки является то, что она собирается из стандартных элементов и не требует объединения приточной и вытяжной установки в один агрегат, а недостаток – невысокий коэффициент эффективности (0.4 – 0.5). Это связано с ограничением глубины процесса теплоутилизации для предотвращения обмерзания охладителя-утилизатора.

г) Утилизаторы с тепловыми трубами

Такие аппараты (рис. 3.7) (см. О.Я. Кокорин. Современные системы кондиционирования воздуха. – М.: Физматлит. – 2003. – 272 с., Е.М. Белова. Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях. – М.: Евроклимат. – 2006. – 640 с., В.Н. Богословский, М.Я. Поз. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. – М.: Стройиздат. – 1983.) представляют собой разновидность утилизатора с промежуточным теплоносителем, использующего фазовые превращения. В такой конструкции поток вытяжного воздуха должен быть внизу. Тогда жидкость в трубках воспринимает его теплоту и испаряется, при этом пары поднимаются внутри трубок в их верхнюю часть и там конденсируются на стенках, а теплота конденсации передается притоку. Таким образом, циркуляция теплоносителя осуществляется именно внутри каждой трубки.

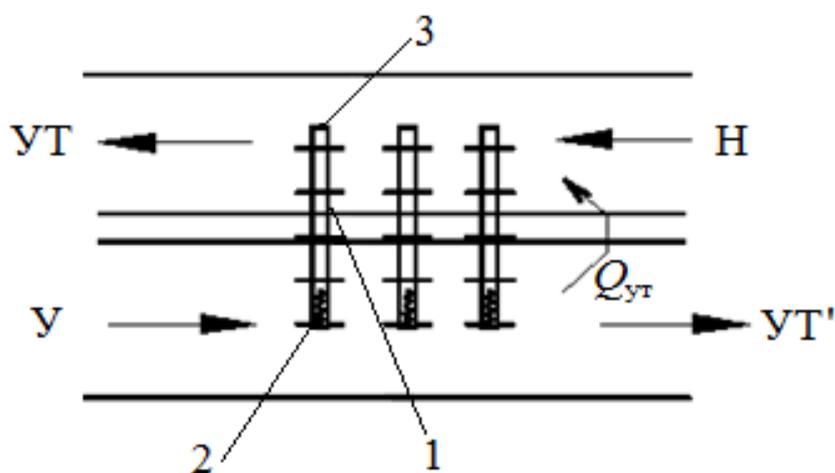


Рис. 3.7. Конструкция теплоутилизатора с тепловыми трубами: 1 – ребренные трубки; 2 – легкокипящая жидкость; 3 – пары жидкости

Рассмотрим подробнее утилизацию теплоты с промежуточным теплоносителем. Схема процессов обработки воздуха на $I-d$ -диаграмме в теплоотдающем и теплоизвлекающем теплообменниках при использовании схемы с промежуточным теплоносителем приведена на рис.3.8.

Наносим на диаграмму точку H наружного воздуха по значениям t_H и I_H , а также точку $У$ удаляемого воздуха по результатам построения процесса изменения состояния воздуха в помещении и определяем энтальпию в этой точке I_U и влагосодержание d_U . С учетом существующих рекомендаций (см. О.Д. Самарин. Вопросы экономики в обеспечении микроклимата зданий. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во АСВ. – 2015.– 134 с. и О.Я. Кокорин. Современные системы кондиционирования воздуха. – М.: Физматлит. – 2003. – 272 с.) наносим на линию $\phi = 100\%$ точку F при предельной температуре поверхности теплоизвлекающего теплообменника t_F , равной $+2^\circ\text{C}$, из условия необмерзания его поверхности.

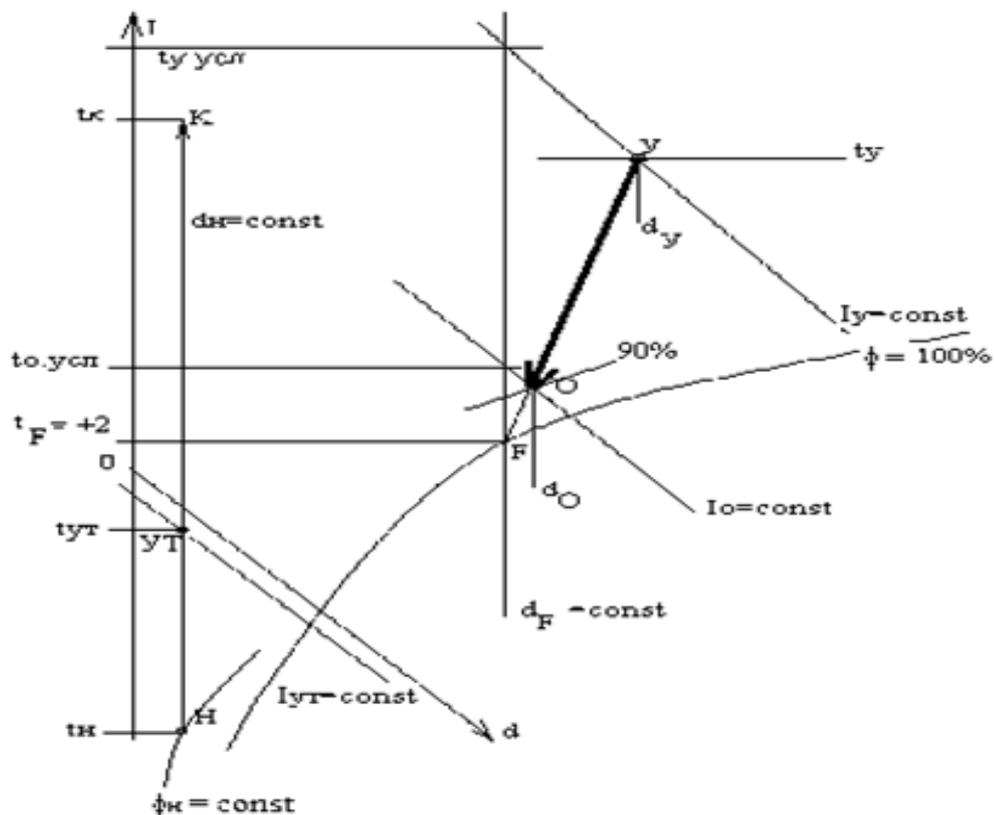


Рис.3.8. Схема процессов обработки воздуха в системе теплоутилизации с промежуточным теплоносителем

Соединяем точку $У$ с точкой F и отмечаем на построенном отрезке точку O при $\varphi = 90\%$, отвечающую состоянию воздуха после охлаждения в воздухоохладителе. Определяем энтальпию в этой точке I_o и влагосодержание d_o . Проводим линию $d_F = const$, а также линии $I_y = const$ и $I_o = const$, и определяем температуры $t_{y,усл}$ и $t_{o,усл}$ в точках их пересечения с $d_F = const$ – условные температуры воздуха до и после охладителя в пересчете на условный «сухой» процесс охлаждения (см. рис. 3.8). Они будут нужны при расчете теплоизвлекающей секции.

При малом влагосодержании уходящего воздуха может оказаться, что $d_y < d_F$, т.е. точка $У$ лежит левее линии $d_F = const$. Это означает, что процесс охлаждения в теплоизвлекающем теплообменнике будет «сухим» (по линии $d_y = const$), и нужно считать $t_{y,усл} = t_y$ и $t_{o,усл} = t_F = +2$.

Находим среднюю температуру антифриза: $T_{cp} = t_F - 1 = 1^\circ\text{C}$. Задаемся разностью температур антифриза на входе и на выходе из теплообменников: $\Delta T = T_1 - T_2 = 6^\circ\text{C}$. Тогда температура антифриза на выходе из теплоизвлекающего теплообменника (и на входе в теплоотдающий) $T_1 = T_{cp} + \Delta T/2 = 4^\circ\text{C}$, а на входе в теплоизвлекающий теплообменник (и на выходе из теплоотдающего) $T_2 = T_{cp} - \Delta T/2 = -2^\circ\text{C}$.

Определяем массовый расход уходящего воздуха: $G_y = L_y \rho_y$, кг/ч. Находим количество утилизируемой теплоты: $Q_{ут} = G_y(I_y - I_o)/3,6$, Вт. Определяем массовый расход нагреваемого воздуха: $G_{п} = L_{п} \rho_{п}$, кг/ч. Проверяем температуру воздуха за теплоотдающим теплообменником: $t_{ут} = \frac{3,6 \cdot Q_{ут}}{G_{п} c_v} + t_{п}$, $^\circ\text{C}$.

В приведенных формулах $L_{п}$ и L_y – это значения расхода воздуха соответственно для приточной и вытяжной установок, $\text{м}^3/\text{ч}$; $c = 1,005$ кДж/(кг·К) – удельная теплоемкость воздуха; $\rho_{п}$ и ρ_y – плотность соответственно приточного и уходящего воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$: $\rho_{п} = \frac{353}{273+t_{п}}$; $\rho_y = \frac{353}{273+t_y}$. Здесь $t_{п}$ – температура приточного воздуха, $^\circ\text{C}$, принимаемая по расчету процесса изменения состояния воздуха в помещении.

Если оказывается, что $t_{yt} > +2^{\circ}\text{C}$, нужно принять более высокую температуру t_F (выше, чем +2), и повторить построения и расчеты. Значение t_{yt} будет необходимо при расчете теплоотдающей секции. Вычисляем коэффициент температурной эффективности теплоутилизатора: $k_{\text{эф}} = \frac{t_{yt} - t_n}{t_y - t_n}$. Нормальное значение коэффициента эффективности должно составлять 0,4 – 0,5. Величина $k_{\text{эф}}$ используется в технико-экономическом расчете (см. Раздел 4 курса). После вычисления основных параметров процесса теплоутилизации рассчитываются сами теплообменники, т.е. определяется их поверхность теплообмена, число рядов трубок, шаг пластин и число ходов теплоносителя. В качестве исходных данных при этом используются значения $Q_{\text{ут}}$, t_n , t_{yt} , $t_{y.\text{усл}}$, $t_{o.\text{усл}}$, T_1 , T_2 , а также $L_{\text{п}}$ и L_y . Методика такого расчета изложена, например, в Методических указаниях к выполнению Домашнего задания № 2 и других источниках.

Пример изображения реальных процессов на $I-d$ -диаграмме для холодного периода с применением теплоутилизации и последующего адиабатного увлажнения в сотовом увлажнителе и в теплый период с использованием охлаждения с осушкой представлен на рисунке 3.8а, то же для в холодный период для условий Самары – на рисунке 3.8б, а для холодного периода с применением теплоутилизации в случае изотермического характера процесса в помещении, т.е. при нулевых избытках явной теплоты, что бывает, когда отопительные приборы оборудованы автоматическими терморегуляторами (в этом случае обычно принимается, что точка У совпадает с точкой В) – на рисунке 3.8в. В последнем случае также можно заметить, что процесс охлаждения вытяжного воздуха в охладителе-утилизаторе идет без осушки, по линии $d = \text{const}$, из-за малого влагосодержания в точке У. То же самое для климатических условий Казани – на рисунке 3.8г.

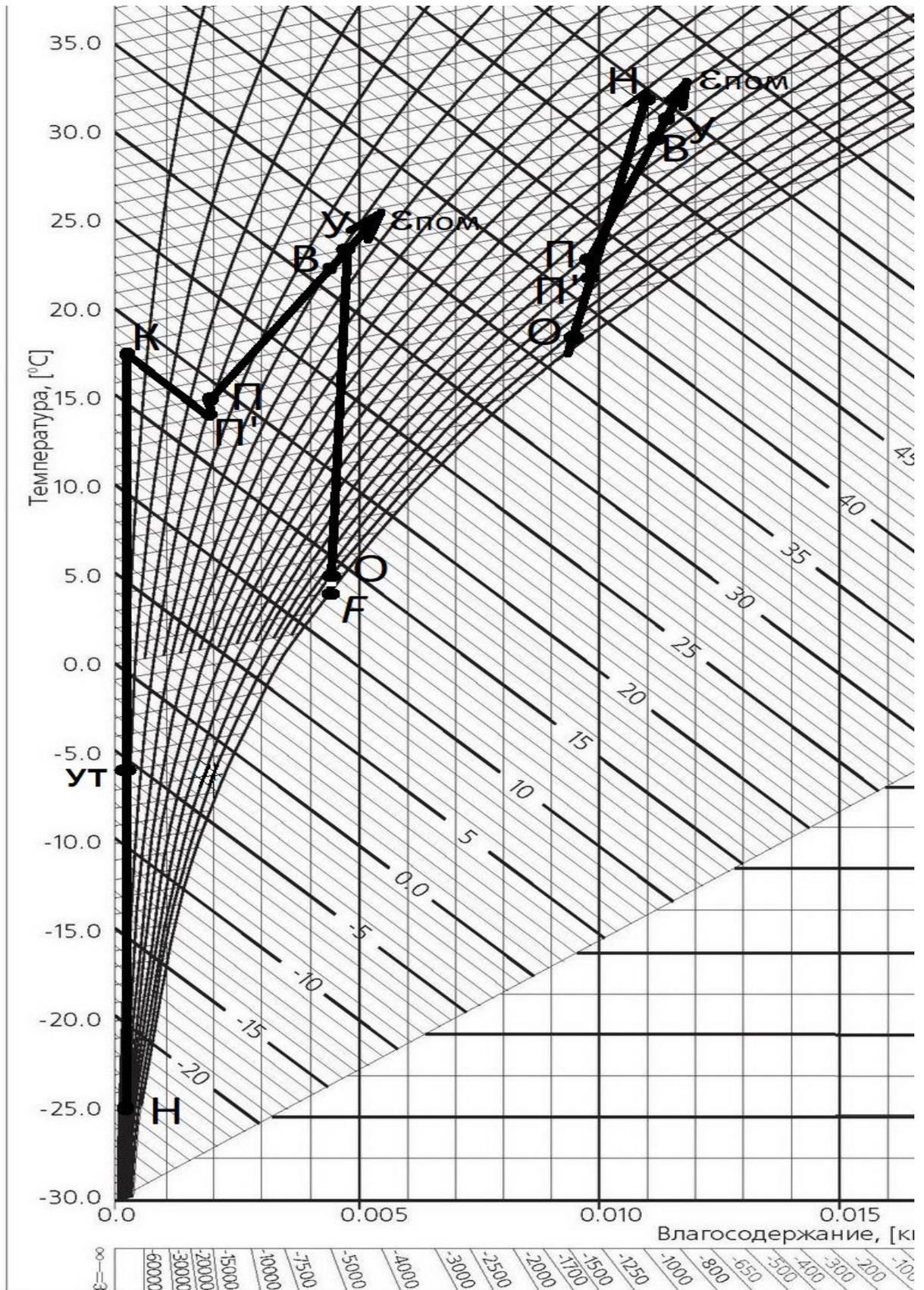


Рис.3.8а. Пример изображения в I-d-диаграмме процессов обработки воздуха в установке кондиционирования для климатических условий Москвы (слева – холодный период, справа – теплый)

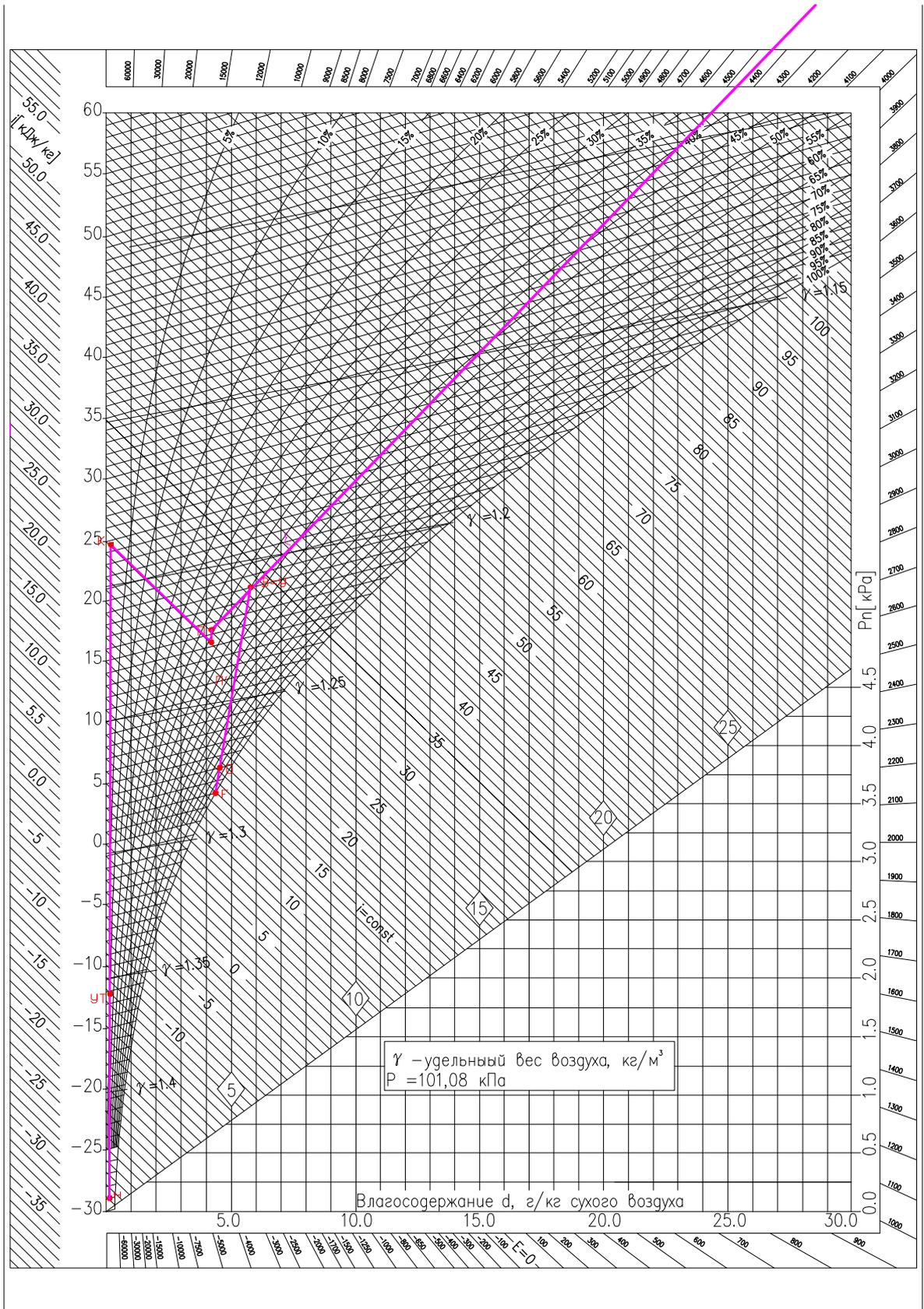


Рис.3.8б. Пример изображения в I-d-диаграмме процессов обработки воздуха в установке кондиционирования в ХП для климатических условий Самары

Однако по сравнению с другими способами теплоутилизации, и, прежде всего, с помощью роторных аппаратов и в меньшей степени в пластинчатых рекуператорах, устройства с промежуточным теплоносителем все-таки дают более низкое значение температурной эффективности. Кроме того, они не позволяют передавать приточному воздуху влагу. Поэтому при необходимости увеличения влагосодержания притока используются те же приемы, что и в отсутствие утилизации, а это сохраняет значительные габариты приточной установки и к тому же требует дополнительных затрат энергии на испарение влаги или на перегрев воздуха перед адиабатным увлажнением.

Решить данную проблему можно путем комбинации нескольких способов снижения энергопотребления. Но если говорить о малозатратных мероприятиях, среди них остается лишь применение рециркуляции, т.е. подмешивание части вытяжного воздуха к притоку. Здесь тоже происходит увеличение, как температуры, так и влагосодержания приточного воздуха, а температурная и энтальпийная эффективность процесса ограничена только долей рециркуляционного воздуха в суммарном объеме притока. Основное достоинство рециркуляции заключается в практическом отсутствии дополнительных капитальных затрат, поскольку в конструкцию приточной и вытяжной установки добавляется соответственно лишь смесительная и разделительная секция и соединительный воздуховод, если установки непосредственно не контактируют друг с другом. Поэтому если рециркуляция допустима по санитарно-гигиеническим соображениям, ее целесообразно использовать как дополнение к теплоутилизации с промежуточным теплоносителем.

Рассмотрим наиболее характерный пример такой комбинации. Так, **О.Я. Кокориным** (см. О.Я. Кокорин. Современные системы кондиционирования воздуха.

– М.: Физматлит. – 2003. – 272 с.) приводится энергоэффективная схема обработки приточного воздуха для помещения бассейна. Особенностью бассейнов являются значительные влаговыведения и, как следствие, необходимость расчета требуемого количества наружного воздуха, исходя именно из условия ассимиляции поступающей влаги. Вместе с тем, в бассейнах допустима рециркуляция. Исходя из этого, О.Я. Кокориным в этой же работе предлагается первичный подогрев наружного воздуха в теплоутилизаторе, затем его догрев в калорифере от внешнего источника и потом подмешивание рециркуляционного воздуха. При этом в смеси достигаются требуемые температура и влагосодержание притока. После отбора на рециркуляцию оставшаяся часть вытяжки пропускается через теплоизвлекающий теплообменник для первичного подогрева наружного воздуха. В этом случае удастся за счет совместного использования утилизации и рециркуляции получить 80 – 85% полной теплоты, требуемой на обработку притока. Необходимость нагрева наружного воздуха именно до подмешивания рециркуляции связана здесь с высоким влагосодержанием вытяжки – примерно 14 – 14,5 г/кг, в результате чего при попытке непосредственного смешения такого воздуха с неподогретым наружным мы попадаем в область тумана.

Однако недостатком такой схемы является то обстоятельство, что через теплообменники и в приточной, и в вытяжной установке проходит только количество воздуха, равное наружному, а через вентиляторы – полный расход с учетом рециркуляции. Это вынуждает для обеспечения рациональной массовой скорости воздуха около 3 – 4 кг/(м²·с) выполнять установки с переменным поперечным сечением, что при использовании современных каркасно-панельных агрегатов не технологично. Если же сохранять постоянное сечение, тогда теплообменники будут работать с пониженной скоростью воздуха, что приведет к уменьшению

коэффициента теплопередачи и завышению поверхности теплообмена. Поэтому О.Д. Самариным (см. О.Д. Самарин. Теплофизика. Энергосбережение. Энергоэффективность. – М.: Изд-во АСВ. – 2014. – 296 с.) была предложена несколько иная схема, при которой вся вытяжка пропускается через теплоизвлекающий теплообменник и после охлаждения в нем частично направляется на рециркуляцию, а частично выбрасывается в атмосферу.

Изображение процессов на $I-d$ -диаграмме приведено на рис. 3.9. При этом подмешивание рециркуляции происходит сразу после подогрева наружного воздуха в утилизаторе, и только потом опять-таки суммарный расход пропускается через догревающий калорифер. Таким образом, из трех теплообменников только теплоотдающая секция утилизатора работает с пониженным расходом воздуха. С энергетической точки зрения данная схема эквивалентна рассмотренной в книге О.Я. Кокорина, но удобнее для компоновки. Кроме того, поскольку через теплоизвлекающую секцию проходит весь расход, удастся подогреть наружный воздух в утилизаторе до температуры $t_{ут}$, более высокой, чем для схемы О.Я. Кокорина, т.е. около $+10^{\circ}\text{C}$, и тем самым сократить возможность туманообразования при отключении теплоснабжения.

При анализе рис. 1.9 следует иметь в виду, что расчетные теплоизбытки в помещении бассейна в холодный период приняты равными нулю, поскольку теплоступления компенсируются снижением теплоотдачи от системы отопления, оборудованной автоматическими терморегуляторами. Поэтому процесс изменения состояния воздуха в помещении является изотермическим. Следовательно, температура притока $t_{п}$ должна равняться температуре $t_{в}$, принятой в обслуживаемой зоне помещения. Кроме того, воздух в помещении достаточно хорошо

перемешивается. Поэтому, особенно с учетом изотермического характера процесса, можно считать точку «У», характеризующую состояние удаляемого воздуха, совпадающей с точкой «В», относящейся к воздуху обслуживаемой зоны. Другие обозначения на рис.3.9: «Н» и «УТ» – состояние наружного воздуха до и после подогрева в утилизаторе; «О» – состояние вытяжного воздуха за теплоизолирующим теплообменником, $Q_{УТ}$ – количество теплоты, Вт, передаваемое в утилизаторе. Для соблюдения баланса влаги в помещении и вентиляционных установках необходимо, чтобы охлаждение вытяжки проходило без выпадения конденсата, т.е. при условии постоянства влагосодержания: $d_0 = d_u$. Точка «С» – состояние смеси рециркуляционного и подогретого в утилизаторе наружного воздуха, выбираемое таким образом, чтобы ее влагосодержание d_c равнялось требуемому влагосодержанию притока $d_{п}$, вычисляемому, исходя из имеющихся влаговыделений и расхода наружного воздуха для их ассимиляции.

Определение расходов воздуха и параметров характерных точек производится по следующей схеме. Принимаем с учетом $I-d$ -диаграммы параметры точки «В» по рекомендациям О.Я.Кокорина для помещений бассейнов: $t_B = 28^\circ\text{C}$; $\phi_B = 60\%$; $d_B = 14,2$ г/кг; $I_B = 64,2$ кДж/кг, и «Н» по данным СНиП 23-01-99* (редакция 2004 года): $t_H = -28^\circ\text{C}$; $I_H = -27,3$ кДж/кг; $d_H = 0,3$ г/кг (для условий Москвы). Находим расход наружного воздуха G_H , кг/ч, для компенсации влаговыделений в бассейне $G_H = \frac{W \cdot 10^3}{d_B - d_H}$, где W – влаговыделения, кг/ч; сравниваем его с расходом, вычисленным, исходя из санитарной нормы в объеме 80 м³/ч на человека, и используем для дальнейшего расчета бóльший из них. Принимаем ориентировочно долю наружного воздуха \overline{G}_H около $0,22$ (22%) и соответственно долю рециркуляционного $\overline{G}_p = 1 - \overline{G}_H = 0,78$ (78%). Вычисляем расход приточного воздуха $G_{п} = G_H / \overline{G}_H$, и рециркуляционного $G_p = G_{п} - G_H$. Принимаем $t_{УТ}$

Рис.3.9. Схема процесса обработки воздуха с теплоутилизацией, рециркуляцией и вторичным подогревом для бассейна

Этот коэффициент по физическому смыслу представляет собой долю теплоты для подогрева приточного воздуха до требуемых параметров в точке «П», получаемой за счет вторичных энергоресурсов (в данном случае – утилизации и рециркуляции), т.е. степень экономии тепловой энергии в системе вентиляции, в данном случае 80 – 85%, как и в схеме О.Я. Кокорина.

В теплый период года сохранение рециркуляции в рассматриваемых условиях позволяет избежать как подогрева, так и охлаждения, а также увлажнения и осушки наружного воздуха. Дело в том, что точка «Н» по данным СНиП 23-01-99* (редакция 2004 года) для Москвы в этом случае имеет параметры $t_H = +26,3^\circ\text{C}$; $I_H = 52,5$ кДж/кг; $d_H = 10,47$ г/кг при обеспеченности 0.98 (для расчета кондиционирования воздуха). Поэтому, как показывает построение процесса на $I-d$ -диаграмме, при простом смешении наружного и рециркуляционного воздуха без какой-либо дальнейшей обработки можно получить воздух с параметрами, достаточными для непосредственной подачи в помещение – с влажностью, равным $d_{п}$, и температурой на 0,5 – 1 градус ниже величины $t_{п}$ с учетом последующего подогрева смеси в вентиляторе. Требуемая доля рециркуляционного воздуха здесь получается по расчету процесса смешения и будет значительно ниже, чем в холодный период – примерно 20%. Суммарный расход притока по условиям эксплуатации вентиляционного оборудования и организации воздухообмена в помещении при этом должен оставаться таким же, как и в холодный период, поэтому абсолютное значение G_H в теплый период будет существенно выше, чем в холодный.

Для помещений со значительными теплоизбытками и малыми влаговыделениями совместное применение теплоутилизации и рециркуляции позволяет при определенных условиях вообще обойтись без вторичного подогрева от внешнего источника и тем самым достичь максимально возможного энергосбережения. В этом случае необходима только электрическая энергия на привод вентиляторов

и $d_H = 0,3$ г/кг принимаем, как в первом примере. Залы для ЭВМ относятся к помещениям «точного кондиционирования», в которых требуется поддержание температуры $t_b = 20 \pm 1^\circ\text{C}$ и относительной влажности $\phi_b = 60 \pm 15\%$. Назначая для холодного периода ϕ_b на минимально допустимом уровне 45%, по построению получаем $d_y = d_o = 6,6$ г/кг.

Решая систему уравнений для остальных параметров, получим: $t_o = t_{n+1} = 15^\circ\text{C}$, $t_c = t_{yt} - (t_y - t_o) = 7^\circ\text{C}$, доля рециркуляционного воздуха $\overline{G}_p = \frac{t_c - t_H}{t_o - t_H} = 0,81$, $d_c = \overline{G}_H d_H + \overline{G}_p d_y = 5,4$ г/кг. По первоначальному построению $d_n = 6,4$ г/кг, поэтому в помещении требуется местное доувлажнение. Общий коэффициент температурной эффективности составляет примерно 0,82, т.е. лежит на том же уровне, что и в первом примере.

Таким образом, совместное применение рециркуляции и теплоутилизации с промежуточным теплоносителем на самом деле позволяет добиться очень существенной экономии энергии на нагрев и увлажнение притока в холодный период года. В ряде случаев такая схема дает возможность полностью отказаться от внешнего источника теплоты и специального оборудования для увлажнения, а также от специальной обработки воздуха в теплый период года. Необходимо только тщательное построение оптимального процесса обработки воздуха на $I-d$ -диаграмме, учитывающее особенности взаимного расположения точек «Н», «П» и «У», а также детальный расчет параметров остальных характерных точек и расходов воздуха. Только в этом случае удастся добиться максимального снижения энергопотребления и предельного упрощения конструкции приточных и вытяжных установок.

Использование теплонасосных установок для утилизации теплоты вытяжного воздуха

При наличии холодильной машины (ХМ) с водяным охлаждением конденсатора ее можно использовать и в холодный период года для утилизации теплоты вытяжного воздуха в режиме теплового насоса. Тогда в ряде случаев можно обойтись без внешнего источника теплоты и получить компактную многофункциональную установку, обеспечивающую в холодный период подогрев притока, а в теплый его охлаждение с использованием одного и того же оборудования – теплообменников и ХМ. Необходимо только обеспечить переключение потоков воды, чтобы в ХП вода поступала в теплообменник приточной установки, играющий здесь роль нагревателя, от конденсатора ХМ, а в теплообменник вытяжной – от испарителя ХМ, где и будет извлекаться теплота из удаляемого воздуха. При этом в ТП направление водяных потоком будет обратным – от конденсатора в вытяжной теплообменник, который тогда становится «сухой градирней», где сбрасывается теплота конденсации, а от испарителя – в приточный, исполняющий функции воздухоохладителя. Для переключения потоков используются четырехходовые краны (см. рис. 3.11, расширительные бачки условно не показаны).

В приточной установке

В вытяжной установке

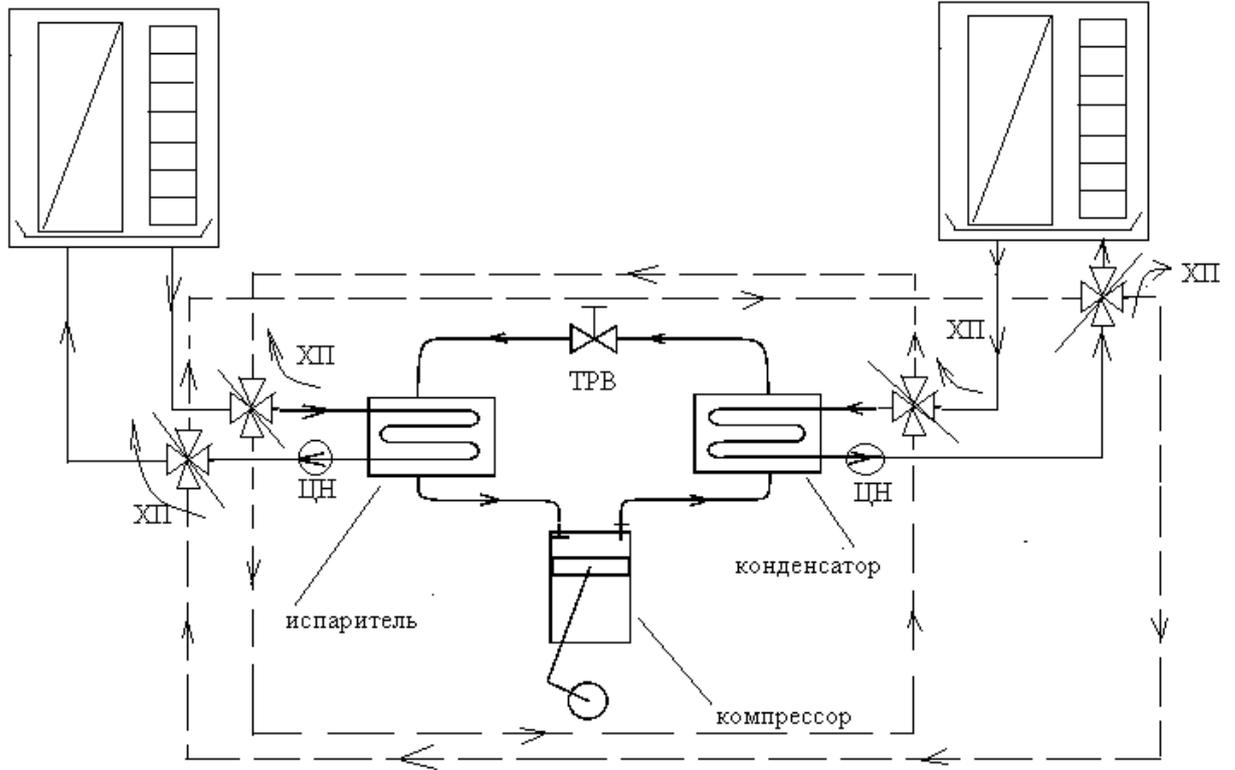


Рис. 3.11. Схема использования ХМ для охлаждения притока в ТП и нагрева в ХП в режиме теплового насоса.

ТРВ – терморегулирующий вентиль; ЦН – циркуляционный насос.



Рис.3.11а. Общий вид холодильной машины с водяным охлаждением конденсатора, способной использоваться в рассматриваемой схеме в качестве теплового насоса

Направление переключения показано стрелками. Подобная схема была предложена проф. **О.Я. Кокориным**. Нужно только отметить, что, поскольку в данной схеме каждый теплообменник попеременно может выступать и как нагреватель, и как охладитель, а процесс охлаждения обычно сопровождается выпадением конденсата, то оба теплообменника должны снабжаться каплеуловителем и поддоном для сбора конденсата. Разумеется, при использовании этой схемы мощность ХМ должна подбираться, исходя из требований обоих периодов

года – как по холодильной нагрузке в ТП, так и по тепловой в ХП. Заметим, однако, что перепад температур для нагрева притока в ХП обычно значительно выше, чем для охлаждения в ТП. Поэтому, несмотря на то, что теплопроизводительность ХМ в режиме теплового насоса также выше, чем холодопроизводительность, на величину мощности компрессора за вычетом потерь тепловой мощности, она может оказаться недостаточной. Тогда в дополнение к ХМ в качестве первой ступени может быть использована обычная схема теплоутилизации с промежуточным теплоносителем.



Рис.3.11б. Общий вид холодильной машины с водяным охлаждением конденсатора, способной использоваться в рассматриваемой схеме в качестве теплового насоса (вариант)

Автоматические терморегуляторы (термоклапаны) в системах водяного отопления

В современных системах водяного отопления на подводках к отопительным приборам обычно устанавливаются автоматические терморегуляторы (термоклапаны) для индивидуального регулирования теплоотдачи приборов в зависимости от колебаний температуры воздуха в помещении под действием теплопоступлений. Принципиальная схема конструкции клапана показана на рисунке 3.12 (см. О.Д. Самарин. Гидравлические расчеты инженерных систем. Учебное пособие. 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во АСВ. – 2020. – 144 с.), а возможный общий вид – на рисунке 3.12а, в разрезе – на рис.3.12б.

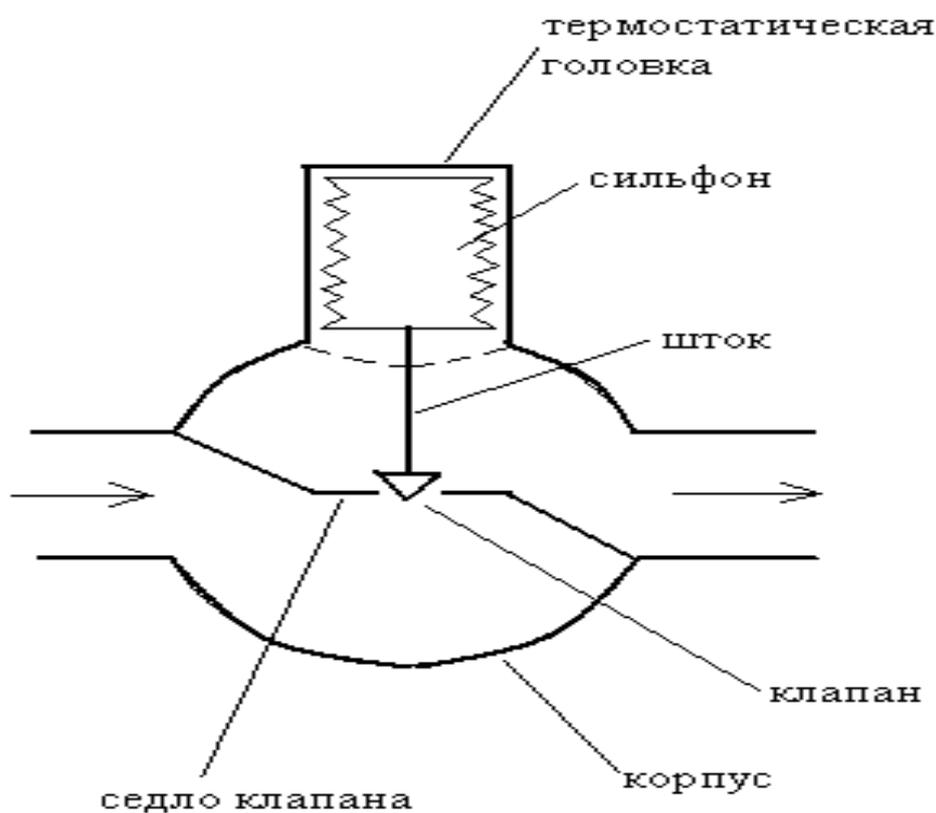


Рис.3.12. Принципиальная схема конструкции автоматического терморегулятора для систем водяного отопления



Рис.3.12а. Автоматический терморегулятор (термоклапан) – вид снаружи (вариант конструкции)

Большинство терموклапанов имеют предварительную настройку на несколько позиций, что позволяет использовать их для первичной наладки и гидравлической увязки системы. Конечно, при этом в процессе функционирования системы и работы терморегуляторов расход воды через прибор непрерывно будет меняться, а вместе с этим будет колебаться и сопротивление регуляторов. Но расчет системы ведется для наиболее неблагоприятного режима, т.е. на наибольший расход при максимально открытом клапане, насколько это позволяет принятая настройка.

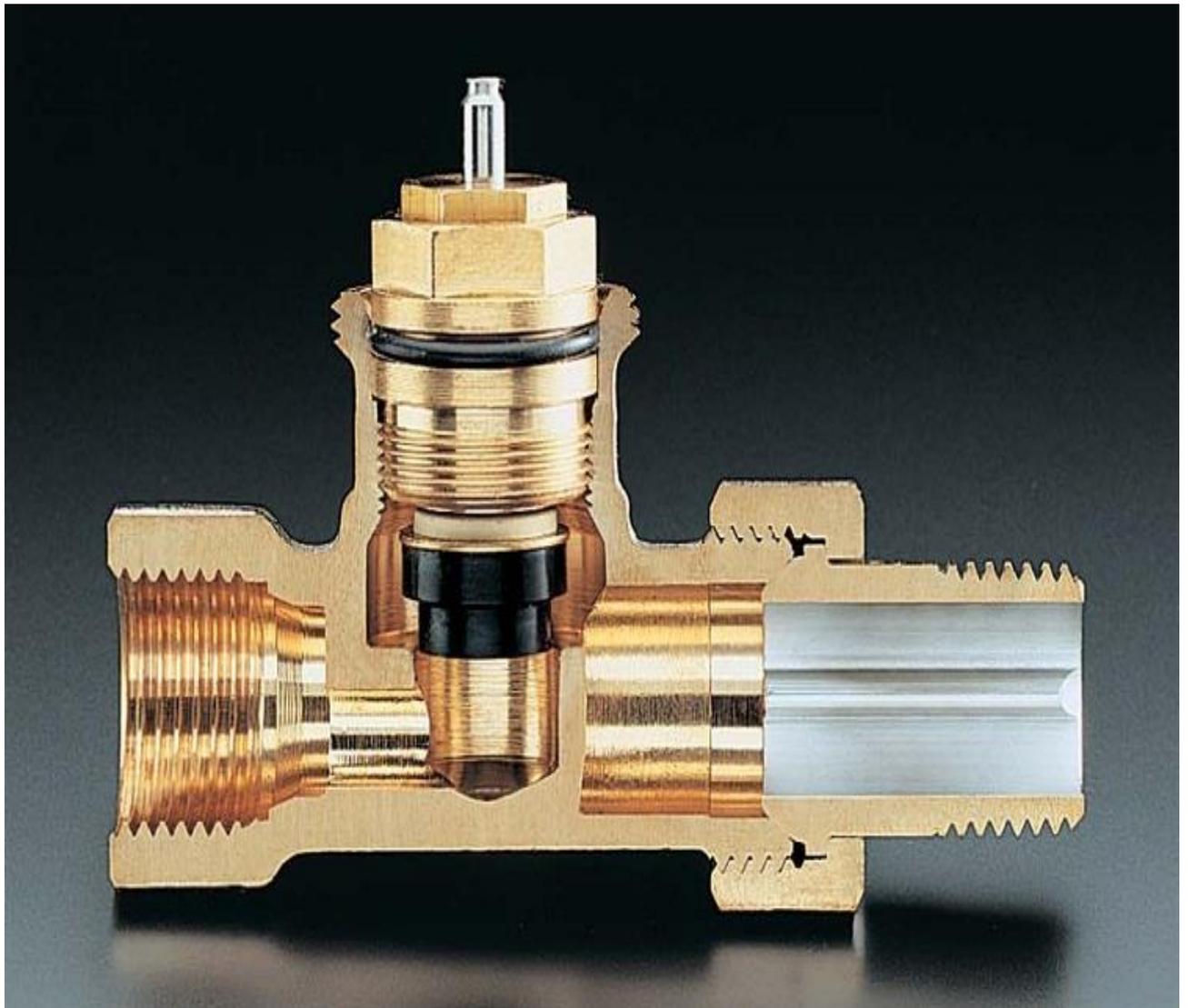


Рис.3.12б. Автоматический терморегулятор (термоклапан) – вид в разрезе (вариант конструкции)

Такой регулятор является пропорциональным, прямого действия, устанавливается на подающей подводке. В сильфоне находится вещество, значительно расширяющееся при небольшом нагревании, как правило, это легкокипящая жидкость. Если температура воздуха в помещении повышается, жидкость закипает, объем сильфона увеличивается, и его дно вместе со штоком перемещается вниз. Это приводит к закрытию клапана и уменьшению расхода воды через отопи-

тельный прибор, что снижает его теплоотдачу до тех пор, пока температура воздуха не снизится до исходного уровня. При охлаждении помещения пары в сильфоне конденсируются, он сжимается, шток поднимается и клапан приоткрывается. Расход теплоносителя через прибор возрастает, его теплоотдача увеличивается, и помещение вновь нагревается.

Чтобы конвективная струя нагретого воздуха, возникающая над подводкой, не искажала работу регулятора, его устанавливают так, чтобы термостатическая головка была направлена не вверх, а вперед – в сторону помещения. Существуют и регуляторы непрямого действия с выносным датчиком температуры, который в данном случае можно располагать в любом нужном месте помещения, с электронным контроллером и механическим приводом клапана. Наличие клапанов учитывается в таблице гидравлического расчета следующим образом. На основном циркуляционном кольце после участка, соответствующего расчетному отопительному прибору, в следующей строке указываются потери в клапане $\Delta P_{\text{кл}}$, Па. Они определяются по его гидравлической характеристике, исходя из расчетного расхода воды через прибор G , кг/ч, при некоторой промежуточной настройке (обычно 3 – 5) так, чтобы величина $\Delta P_{\text{кл}}$ лежала в пределах 4 – 10 кПа (рисунок 3.13, слева), и учитываются в общей сумме потерь по кольцу (см. О.Д. Самарин. Гидравлические расчеты инженерных систем. Учебное пособие. 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во АСВ. – 2020. – 144 с.). При увязке второстепенных колец номер настройки определяется по характеристике, исходя из требуемых для полной увязки потерь на клапане и расхода G . Принимается настройка, соответствующая линии на характеристике, ближайшей к получаемой рабочей точке (рисунок 3.13, справа). Расстояние по вертикали от рабочей точки до принятой линии составит остаточную невязку, которая должна лежать в допустимых для данного типа системы пределах ($\pm 5\%$ для попутных систем и $\pm 15\%$ для тупиковых).

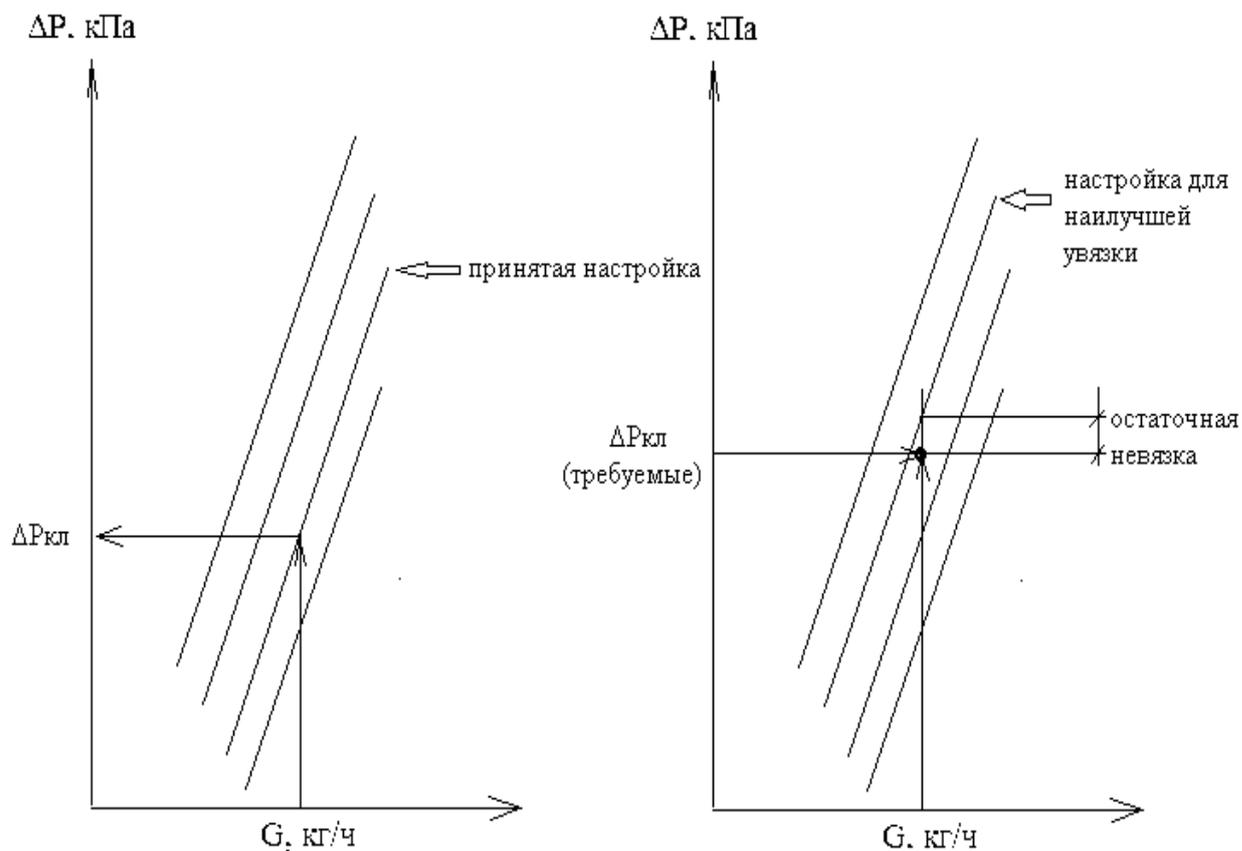


Рис.3.13. Правила пользования гидравлической характеристикой термоклапана

Использование термоклапанов повышает гидравлическую устойчивость системы отопления, поскольку при этом увеличивается доля потерь давления в стояках по сравнению с потерями в магистралях. В двухтрубных системах это приводит еще и к устранению опасности возникновения обратной циркуляции в промежуточных стояках. Графически это отражается повышением расстояния между линиями, изображающими давления в подающей и обратной магистрали на соответствующей эюре. В однотрубных системах такой опасности нет, но относительный рост потерь в стояках облегчает гидравлическую увязку и позволяет не ограничивать максимальное число стояков в одной ветви числом 5 – 7, как это рекомендуется в системах без термоклапанов. Тем не менее, в некоторых случаях подбором настройки термоклапанов увязку полностью осуществить все же не удастся. Тогда окончательная увязка производится уточнением диаметров трубопроводов, как и в обычных системах отопления.

В многоэтажных зданиях (более 4-х этажей) для максимальной стабилизации гидравлического режима и выравнивания потерь во всех стояках на них могут устанавливаться дополнительно балансировочные клапаны. Это тоже пропорциональные регуляторы прямого действия. Роль чувствительного элемента (датчика) играет сам стояк, поскольку между перепадом давлений на стояке (без учета потерь в самом регуляторе) $\Delta P_{ст} = P_1 - P_2$ и расходом воды через него (а значит, и через весь регулятор) $G_{ст}$ существует однозначная связь: $\Delta P_{ст} = S G_{ст}^2$, где S – характеристика сопротивления стояка, Па/(кг/ч)², являющаяся известной постоянной величиной. Давление P_1 передается в верхнюю часть камеры, в которой находится поршень, через импульсную трубку, присоединяющуюся к подающему стояку (см. рисунок 3.14, 3.14а, 3.14б), а давление P_2 действует на поршень снизу непосредственно через пространство вокруг штока клапана (см. О.Д. Самарин. Гидравлические расчеты инженерных систем. Учебное пособие. 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во АСВ. – 2020. – 144 с.).

Таким образом, на поршень действует перестановочная сила $F_{пер} = (P_1 - P_2)A_{п} = \Delta P_{д} \cdot A_{п}$, Н, где $A_{п}$ – площадь поршня. Поскольку $P_1 > P_2$, эта сила направлена сверху вниз. В стационарных условиях она уравновешивается реакцией пружины $F_{упр} = -kx$, где k – жесткость пружины, Н/м; x – смещение поршня относительно начального положения, м.

Если по какой-либо причине расход воды через стояк, а значит, и через регулятор увеличивается по сравнению с заданным, сразу повышается и величина $\Delta P_{ст}$, поскольку она равна $S G_{ст}^2$. Следовательно, растет и перестановочная сила, которая больше не уравновешивается реакцией пружины. Поэтому под влиянием их равнодействующей поршень со штоком перемещается вниз, и клапан прикрывается, уменьшая величину $G_{ст}$. В конце концов, устанавливается новое положение равновесия, потому что при смещении поршня вниз происходит сжатие пружины, и ее реакция возрастает до тех пор, пока не уравновесит перестановочную силу.

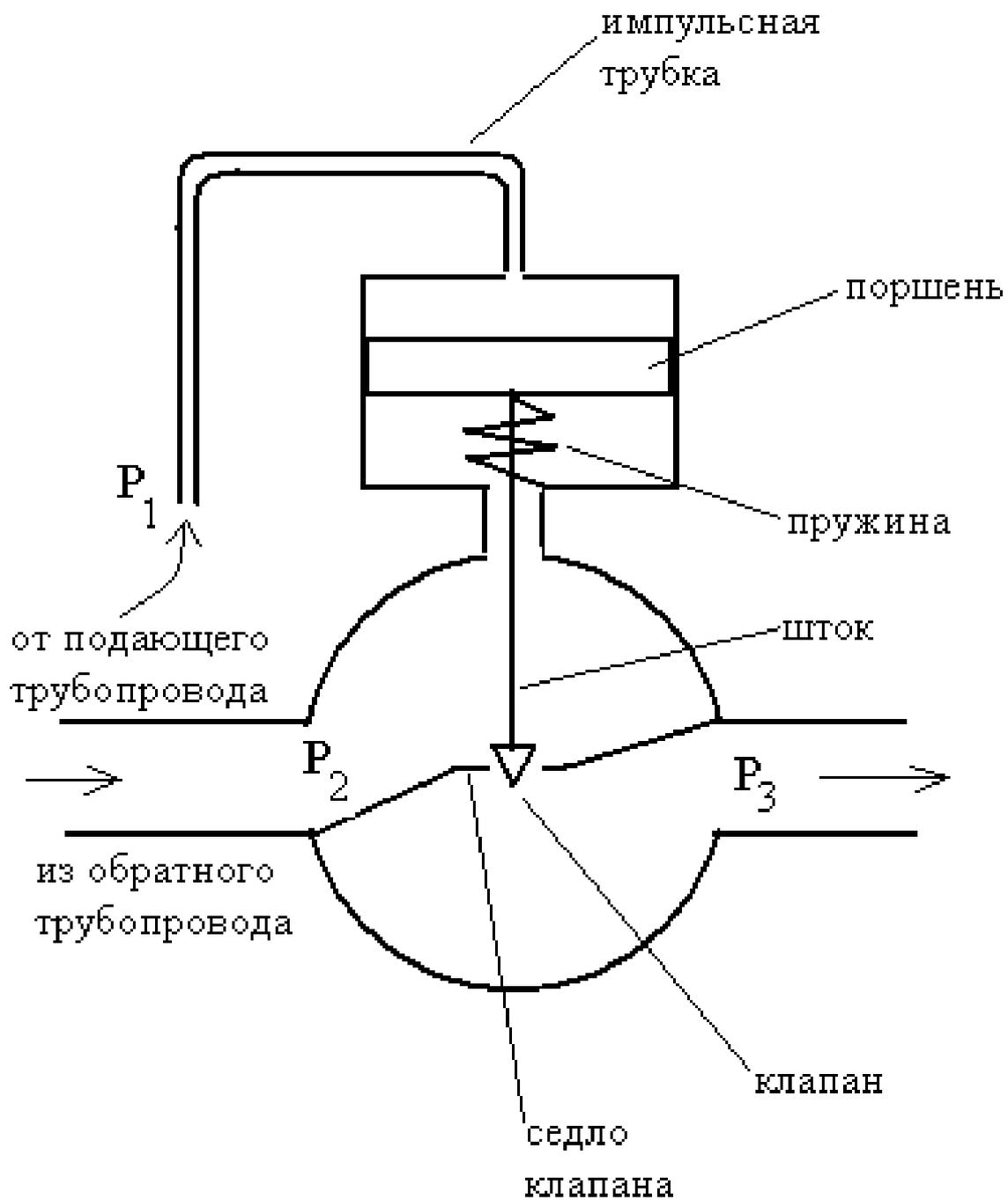


Рис.3.14. Принципиальная схема конструкции балансировочного клапана для системы водяного отопления



Рис.3.14а. Балансировочный клапан (вид снаружи, вариант конструкции)



Рис.3.14б. Балансировочный клапан (вид снаружи, вариант конструкции)

Подбор регулятора осуществляется по его собственной расходной характеристике k_v , связывающей величину G с перепадом давления на регуляторе в целом (т.е. на стояке с учетом потерь в регуляторе) $\Delta P_{\text{рег}} = P_1 - P_3$: $k_v = G / \sqrt{\Delta P_{\text{рег}}}$. Настройка регулятора на конкретное значение G осуществляется начальным сжатием пружины.

Термоклапаны и их настройку тоже можно подбирать по их расходным характеристикам, если известна величина G и требуемый уровень $\Delta P_{\text{кл}}$: $k_v = 10^{-3} G / \sqrt{\Delta P_{\text{кл}}}$. Здесь $\Delta P_{\text{кл}}$ необходимо подставлять в барах (1 бар = 10^5 Па = 100 кПа). Коэффициент 10^{-3} в данном выражении появляется из-за того, что непосредственно в каталогах приводятся не массовые, а объемные расходы воды в м³/ч. Соответственно при известной k_v действительный перепад давлений на клапане можно вычислить как $\Delta P_{\text{кл}} = 0,1(G/k_v)^2$, Па. Здесь коэффициент $0,1 = 10^5 \cdot (10^{-3})^2$.

Оценка эффективности устройств регенерации теплоты и снижения энергопотребления

Нужно отметить, что коэффициент температурной эффективности удобнее всего использовать при поверочном расчете аппаратов теплоутилизации, когда определяется фактическая температура приточного воздуха после подогрева, особенно в переменных режимах в течение отопительного сезона:

$$t'_{\text{yt}} = t'_\text{н} + k_{\text{эф}}(t_\text{y} - t'_\text{н}) \quad (3.10)$$

Удобство данного показателя заключается в том, что величина $k_{\text{эф}}$ является практически постоянной в течение отопительного периода, так как не зависит от температуры воздуха. Максимально возможная эффективность теплоутилизации при прочих равных условиях достигается при одинаковых расходах притока и вытяжки. Если известны конструктивные характеристики теплоутилизационного оборудования, величину $k_{\text{эф}}$ можно определить по выражениям (3.11) – (3.13), получающимся из записанных в безразмерном виде уравнений теплового баланса и теплопередачи в рассматриваемых аппаратах (см. О.Д. Самарин. Теплофизика. Энергосбережение. Энергоэффективность. – М.: Изд-во АСВ. – 2014. – 296 с., Е.М. Белова. Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях. – М.: Евроклимат. – 2006. – 640 с., В.Н. Богословский, М.Я. Поз. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. – М.: Стройиздат. – 1983.):

для утилизаторов с промежуточным теплоносителем:

$$k_{\text{эф}} = \frac{NTU}{NTU + 1} \quad (3.11)$$

для рекуперативных пластинчатых перекрестноточных утилизаторов:

$$k_{\text{эф}} = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (3.12)$$

для вращающихся роторных регенераторов:

$$k_{\text{эф}} = \frac{NTU_i}{1 + NTU_i} \quad (3.13)$$

Здесь $NTU = \frac{3600 \cdot KF}{L_{\text{п}} c_{\text{p}}} = \frac{3 \cdot KF}{L_{\text{п}}}$ – безразмерное *число единиц переноса теплоты* для теплоутилизационного оборудования рассматриваемой системы приточной вентиляции или КВ, где K – коэффициент теплопередачи соответствующего теплообменника, Вт/(м²·К); F – его поверхность теплообмена, м², принимаемые по характеристикам соответствующего оборудования; $L_{\text{п}}$ – воздухопроизводительность приточной установки, где установлен рассматриваемый теплообменник, м³/ч;

$NTU_{\text{p}} = \frac{Kz}{\delta_{\text{p}} c_{\text{p}} \rho_{\text{p}}}$ – безразмерное *число единиц переноса теплоты для ротора* вращающегося регенератора, где z – время одного полного оборота ротора, с; δ_{p} – толщина пластин насадки ротора, м; c_{p} , Дж/(кг·К), и ρ_{p} , кг/м³ – соответственно удельная теплоемкость и плотность материала насадки, принимаемые по характеристикам соответствующего оборудования.

Формулы (3.11 – 3.13) справедливы при расходе вытяжного воздуха в теплоизвлекающей части теплоутилизатора, отличающемся от $L_{\text{п}}$ не более чем на 10%. Заметим, что, в отличие от схемы с промежуточным теплоносителем, где $k_{\text{эф}}$ можно определить по результатам построения процесса в $I-d$ -диаграмме для расчетных условий холодного периода, в случае пластинчатых рекуператоров и роторных регенераторов расчет $k_{\text{эф}}$ через величину NTU является единственно возможным, поскольку эти теплообменники представляют собой готовые изделия с конкретной заданной поверхностью теплообмена. Поэтому при их применении количество утилизируемой теплоты и фактическое состояние вытяжного воздуха за аппаратом определяются после вычисления $k_{\text{эф}}$:

$$Q_{\text{ут}} = G_{\text{п}} c_{\text{в}} (t_{\text{ут}} - t_{\text{н}}) / 3.6 \quad (3.14)$$

$$I_o = I_y - 3.6Q_{yt}/G_y \quad (3.15)$$

Заметим еще, что, помимо утилизации теплоты вытяжного воздуха существуют и другие малозатратные энергосберегающие мероприятия. В частности, таковым является снижение воздухообмена в помещении, если это удастся обосновать соответствующим расчетом. В этом случае уменьшается средняя кратность воздухообмена и соответственно характеристика $k_{\text{вент}}$ (см. Раздел 2 курса). Данный прием вообще не требует дополнительных капиталовложений. Наоборот, в этом случае капитальные затраты даже уменьшаются. Рассмотрим характерный случай, когда это возможно, а именно при проектировании автоматизированных систем вентиляции и кондиционирования воздуха (В и КВ).

Основной особенностью здесь является необходимость расчета нестационарного теплового режима обслуживаемого помещения с учетом автоматического регулирования систем В и КВ. В этих условиях, за счет совместного использования собственной теплоустойчивости помещения и регулирующего воздействия систем автоматического управления (САУ) удастся сократить установочную тепло- (холодо) производительность вентиляционного оборудования по сравнению с максимальным в течение суток значением теплоизбытков (или теплопотерь) Q_{max} и уменьшить в том же соотношении и воздухообмен (см. О.Д. Самарин. Теплофизика. Энергосбережение. Энергоэффективность. – М.: Изд-во АСВ. – 2014. – 296 с.,).

Указанное сокращение можно произвести, если имеются переменные в течение рабочего дня (или суток, если системы В и КВ (СКВ) работают круглосуточно) составляющие теплового баланса. К ним относятся: в теплый и переход-

ный периоды года (ТП и ПП) – теплопоступления от солнечной радиации; в холодный период (ХП) – теплопоступления от освещения (кроме помещений с постоянно работающим освещением в течение всего рабочего дня). Кроме того, для любого расчетного периода года сюда входят теплопоступления от людей и технологического оборудования, если есть данные об их неравномерном характере в течение дня.

Основой предлагаемой методики является предположение, что общая теплоустойчивость системы «помещение-СКВ-САР» складывается из показателя теплопоглощения помещения и управляющего воздействия САР

Можно показать, что в рассматриваемых условиях поддержание $t_b = \text{const}$ физически невозможно, хотя бы из-за наличия существенной зоны нечувствительности у датчиков температуры, входящих в САР.

Поэтому нужно задаться максимальной амплитудой колебаний t_b (A_{t_b}).

При этом сама СКВ и ее САР образуют для помещения отрицательную обратную связь по каналу «телопоступления $Q_{\text{возм}} - t_b$ », поскольку входной информацией для их работы является величина отклонения t_b от заданного среднего уровня, а результатом их действия – тепловой поток $Q_{\text{рег}}$, который добавляется к $Q_{\text{возм}}$, полностью или частично компенсируя его и внося, таким образом, дополнительное стабилизирующее воздействие в систему «помещение-СКВ-САР».

Оптимальное значение A_{t_b} можно задать, например, из соображений предотвращения чрезмерного теплового дискомфорта. Получаемая амплитуда будет непосредственно влиять на требуемую установочную мощность СКВ и воздухообмен в помещении. При этом стремление значения A_{t_b} к нулю равносильно применению автоматического регулятора с бесконечным коэффициентом передачи и на практике нереализуемо.

Для ориентировочных расчетов можно принимать, что максимум всех переменных теплопоступлений приходится на середину рабочего дня, кроме теплопоступлений от освещения, которые в этот момент, наоборот, имеют минимум. Это особенно верно для ХП. Что касается ТП и ПП, то, учитывая, что основной вклад в тепловую нагрузку на помещение вносят теплопоступления от солнечной радиации, можно считать, что максимум общих теплопоступлений совпадает по времени с максимумом теплопоступлений от солнечной радиации, определенным в процессе соответствующего расчета.

В этом случае средняя за рабочее время нагрузка на системы В и КВ, Вт, должна определяться следующим образом:

$$Q_{\text{ср}} = Q_{\text{пост}} + Q_{\text{пер}}/2, \quad (3.16)$$

где $Q_{\text{пост}}$ – сумма постоянных составляющих теплового баланса помещения; $Q_{\text{пер}}$ – то же для переменных составляющих.

Амплитуда колебаний тепловыделений при этом определится по формуле (3.17):

$$A_q = Q_{\text{пер}}/2 (\text{для ТП и ПП}); A_q = |Q_{\text{пер}}/2 - Q_{\text{осв}}| (\text{для ХП}); \quad (3.17)$$

где $Q_{\text{осв}}$ – теплопоступления от освещения. Во всех случаях предполагается, что определяемые обычным расчетом максимальные значения каждой составляющей теплового баланса примерно в 2 раза больше средних за рабочее время (если есть более точные данные, расчет должен их учитывать). Формула (3.17), кроме того, учитывает, что, в отличие от остальных составляющих, тепловыделения от освещения в середине рабочего дня минимальны.

Определяем нормируемую амплитуду колебаний температуры внутреннего воздуха в соответствии с назначением помещения и технологическими требованиями. При отсутствии специальных требований в ХП и ПП $A_{\text{тв}} = 1^\circ\text{C}$, а в ТП – 1

.. 2°C (меньшее значение – при расчете КВ). Более точно эту амплитуду можно определять из условий комфортности.

Вычисляем показатель собственной теплоустойчивости помещения, Вт/К:

$$P_{\text{пом}} = P_{\text{огр}} + P_{\text{вент}}, P_{\text{вент}} = Lc\rho \quad (3.18)$$

Однако при автоматическом регулировании систем В и КВ под расходом воздуха L в формуле (3.18) понимается только неорганизованный воздухообмен (инфильтрация, эксфильтрация и т.д.). При этом L следует подставлять в м³/с; $c = 1,005$ кДж/(кг·К) – удельная теплоемкость воздуха, а $\rho = 1,2$ кг/м³ – его плотность в условиях расчета.

$$P_{\text{огр}} = \frac{1,1 + (0,25 - 0,1D_{\text{ср}})q_{\text{к}}}{1/\gamma_{\text{в}}\Delta t + \alpha/\gamma_{\text{с}}\Delta t} \quad (3.19)$$

где $D_{\text{ср}} = \Sigma DA/\Sigma A$ – осредненная тепловая инерция ограждений помещения; ΣYA – суммарный показатель теплоусвоения внутренних поверхностей ограждений; $\Sigma \alpha A$ – то же для конвективного теплообмена; $\Sigma \alpha A = \alpha_{\text{ср}}\Sigma A$, где $\alpha_{\text{ср}}$ можно принимать равным около 2 Вт/(м²К); $q_{\text{к}}$ – доля конвективной составляющей в переменной части тепловыделений. Следует только заметить, что при $D_{\text{ср}} < 1$ в формулу (1.28) следует подставлять $D_{\text{ср}} = 1$, а при $D_{\text{ср}} > 2,5$ следует подставлять $D_{\text{ср}} = 2,5$.

Значения $q_{\text{к}}$ определяются для различных видов тепlopоступлений по выражению:

$$q_{\text{к}} = \Sigma q_{\text{к},i} Q_i / \Sigma Q_{\text{пер}}, \quad (3.20)$$

где Q_i – i -я составляющая переменных тепловыделений; $q_{\text{к}i}$ – доля конвективной части в Q_i . Для тепловыделений от солнечной радиации $q_{\text{к}} = 0,15 \dots 0,2$; от людей – около 0,4 .. 0,6 (по явной теплоте); от освещения люминесцентными лампами – порядка 0,4 .. 0,5; от технологического оборудования – в пределах от 0,2 до 0,8

(определяется индивидуально). Ориентировочно в ТП и ПП $q_k = 0,25 \dots 0,3$; в ХП – $0,4 \dots 0,5$.

Значения $D_{ср}$ и ΣYA определяются расчетом соответствующих показателей для каждого ограждения по обычным формулам. При этом в большинстве случаев величину ΣYF и $P_{отр}$ можно определить таким же способом, как и $\Sigma \alpha A$, т.е. через ΣA и средние удельные коэффициенты теплоусвоения $Y_{уд}$ и теплопоглощения $P_{уд}$ внутренних поверхностей ограждающих конструкций, Вт/м²·К, которые зависят главным образом от материала слоев ограждений, обращенных в помещение, и для наиболее типичных сочетаний материалов и характерных соотношений размеров поверхностей могут быть приняты по таблице 3.8.

Таблица 3.8.

Характеристики различных вариантов ограждений

Материал со стороны помещения :				$Y_{уд}$, Вт/м ² ·К	ΣYA / $\Sigma \alpha A$	$P_{уд}$, Вт/м ² · К
Наружная стена	Пол	Потолок	Внутренние стены			
Шлакобетон	Линолеум	Ж/бетон	Гипсобетон	12,2	6,1	1,72
Кирпич	То же	То же	Кирпич	10,6	5,3	1,68
То же	То же	То же	Сухая штукатурка	7,8	3,9	1,59
Легкий бетон	Паркет	Фибролит	То же	4,6	2,3	1,39
То же	Ж/бетон	Ж/бетон	Гипсобетон	11,4	5,7	1,70
Кирпич	Линолеум	То же	То же	10,0	5,0	1,67
Шлакобетон	Паркет	То же	Сух.штукат.	8,8	4,4	1,60
Легкий бетон	Линолеум	То же	То же	8,2	4,1	1,61
Дерево	Дерево	Дерево	Дерево	6,2	3,1	1,51

Соответствующее уравнение общего теплового баланса помещения из-за допущения некоторой амплитуды колебаний внутренней температуры получается в следующем виде:

$$(1 - q_k)Q_{\text{возм}} - Q_{\text{рег}} - P_{\text{огр}}[(1 - q_k)Q_{\text{возм}}/\Sigma\alpha A + t_b] = 0, \quad (3.21)$$

Вычисляем динамический коэффициент регулирования систем В и КВ:

$$R_{\text{дин}} = \frac{A_{t_b} P_{\text{пом}}}{A_q} \text{ (безразмерный)}. \quad (3.22)$$

Если $R_{\text{дин}} > 1$, то собственной теплоустойчивости помещения хватает для поддержания температуры внутреннего воздуха в требуемых пределах. Тогда автоматическое регулирование по отклонению внутренней температуры не требуется, а расчетное значение тепловыделений (для расчета воздухообмена) $Q_{\text{расч}} = Q_{\text{ср}}$. Если же $R_{\text{дин}} < 1$, то необходимо автоматическое регулирование систем В и КВ. Тогда расчетное значение тепловыделений, равное амплитуде $Q_{\text{рег}}$, Вт, вычисляется по формуле (3.23):

$$Q_{\text{расч}} = Q_{\text{ср}} + K_{\text{асс}} A_q, \quad (3.23)$$

где $K_{\text{асс}}$ – коэффициент ассимиляции переменных тепловыделений, по смыслу равный отношению требуемой амплитуды колебаний $Q_{\text{рег}}$ к амплитуде колебаний $Q_{\text{возм}}$ и определяемый по формуле (3.24):

$$K_{\text{асс}} = A(1 - B \cdot R_{\text{дин}}) B_o, \quad (3.24)$$

Данное соотношение получается после замены текущих значений переменных их амплитудами и некоторых преобразований из уравнения (3.21). Физическая сущность множителя в выражении (3.24), стоящего в скобках, заключается в снижении необходимой установочной мощности автоматизированных систем В и КВ за счет частичного использования теплоинерционности помещения при поддержании внутренней температуры в заданном диапазоне, так что на долю САР в этом случае возлагается задача по компенсации только той части теплового возмущения, которая не может быть погашена самим помещением.

По определению коэффициент ассимиляции всегда меньше 1, т.к. собственная теплоустойчивость помещения никогда не равна нулю. При этом

предполагается, что доля лучистой составляющей в теплоотдаче (теплоассимиляции) СКВ не превышает соответствующую долю в тепловом возмущении, что отвечает известному положению (В.Н. Богословский, Е.Г. Малявина) о предпочтительности конвективного способа компенсации лучистых тепловыделений. В частном случае, когда собственных ресурсов помещения достаточно для поддержания расчетных внутренних условий в требуемых пределах, коэффициент ассимиляции равен нулю, а автоматическое регулирование по отклонению от среднего не требуется. В противном случае определяется коэффициент передачи управляющего устройства, связанный с коэффициентом ассимиляции и обеспечивающий требуемое управляющее воздействие САР.

Параметр B_o – показатель ассимиляции лучистых тепловыделений конвективными системами В и КВ;

$$B_o = \frac{1 + 0,7q_k \Sigma YA / \Sigma \alpha A}{1 + 0,7 \Sigma YA / \Sigma \alpha A} \quad (\text{безразмерный}). \quad (3.25)$$

Ясно, что B_o всегда меньше единицы, поскольку $q_k < 1$. Параметры A и B зависят в общем случае от $R_{\text{дин}}$, q_k и используемого закона регулирования. При пропорциональном регулировании (когда тепло(холодо) производительность систем В и КВ меняется прямо пропорционально отклонению температуры внутреннего воздуха от заданного среднего значения) для A и B в среднем имеем: при $R_{\text{дин}} > 0,75$ $A = 1,15$, $B = 1$; при $R_{\text{дин}} < 0,75$ $A = 1$, $B = 0,9$.

В общем случае сложного лучисто-конвективного характера теплопоступлений и теплоотдачи(теплоассимиляции) систем В и КВ, а также при сложных законах регулирования, в формуле (3.24) появляются числовые коэффициенты, учитывающие свойства регулятора и СКВ, но структура приведенной зависимости, состоящей из двух множителей, описывающих управляющее воздействие и теплоинерционность помещения, остается неизменной.

Полученное значение $Q_{\text{расч}}$ используется в дальнейшем для расчета воздухообмена по явной теплоте. Поскольку по смыслу приведенных зависимостей $K_{\text{асс}}$

всегда меньше единицы, а значит, и $Q_{\text{расч}} < Q_{\text{max}}$, учет автоматического регулирования действительно приводит к сокращению максимальной тепловой или холодильной нагрузки установок В и КВ и к уменьшению в той же пропорции их воздухопроизводительности. При этом получаемая экономия носит комплексный характер, поскольку помимо сокращения установочной мощности и габаритов вентагрегатов, при этом уменьшаются размеры трубопроводов, воздуховодов и воздухо-распределительных устройств, а также затраты электроэнергии на привод вентиляторов и насосов.

Более того, повышается коэффициент использования установленной мощности оборудования, т.к. сокращается разрыв между максимальной и средней нагрузкой на СКВ. По сути дела, предлагаемый способ сокращения воздухообмена представляет собой возможно более полное использование пассивных (конструктивных и объемно-планировочных) элементов систем обеспечения микроклимата для поддержания требуемых параметров воздушной среды и сокращение за счет этого роли активных компонентов, а значит, и возможность энергосбережения (по сравнению с традиционными решениями).

О масштабах достигаемой в данном случае экономии можно судить на основании следующего характерного примера. Расчеты проведены для помещения площадью 16 м^2 с максимальными тепловыделениями $Q_{\text{max}} = 1500 \text{ Вт}$ и средними за рабочее время продолжительностью 9 часов $Q_{\text{ср}} = 750 \text{ Вт}$. Предполагалось, что поступления избыточного тепла связаны преимущественно с солнечной радиацией, так что доля лучистой составляющей в них равна 0,8. Остальные 20% проникают за счет конвекции на поверхностях остекления, т.е. $q_{\text{к}} = 0,2$. В качестве СКВ принята воздушная конвективная система охлаждения. Характеристики ограждений соответствуют рядовому помещению в здании со стенами из силикатного кирпича, перегородками из гипсобетона и перекрытиями из железобетонных пустотных панелей. В этом случае при высоте этажа 2,7 м собственная теплоустойчивость помещения $P_{\text{пом}} = 460 \text{ Вт/К}$, а показатель B_0 равен 0,57.

Тогда при пропорциональном законе регулирования СКВ и довольно жестких требованиях к амплитуде внутренней температуры (в 1 градус) коэффициент ассимиляции переменных тепловыделений получается равным всего 0,25, и в этих условиях достаточная установочная мощность оборудования $Q_{\text{расч}} = 940$ Вт. Это на 37% ниже максимальной нагрузки на помещение и на 16% ниже значения, получаемого по существующей методике расчета нестационарного теплового режима помещения, не учитывающей влияние автоматического регулирования на мощность СКВ.

При применении оптимального регулирования по пропорционально-дифференциальному закону, когда предварение регулирующего воздействия компенсирует запаздывание колебаний теплового возмущения за счет теплоинерционности помещения, требуемая мощность еще более уменьшается. При этом разница между ней и максимальной нагрузкой увеличивается соответственно до 39% и 19%, а при расширении допустимого диапазона колебаний внутренней температуры до 1,65 °С в обе стороны от средней установочная мощность принимает минимально возможное значение, равное $Q_{\text{ср}} = 750$ Вт. В такой же пропорции снижается и годовой расход теплоты на подогрев приточного воздуха, что следует признать очень значительным результатом, тем более что он достигается вообще без дополнительных капиталовложений.

Предлагаемую методику сокращения воздухообмена целесообразно использовать для помещений, в которых требуется подробный его расчет по тепловыделениям. Дело в том, что часто в таких помещениях фактическая кратность воздухообмена бывает существенно выше, чем там, где она определяется по нормативам. В то же время нормативную кратность снижать нецелесообразно, поскольку она определяется главным образом по требованиям безопасности, а значит, в соответствии с действующими в РФ документами эти нормативы должны иметь обязательный характер. Поэтому при необходимости уменьшить в про-

цессе подробного расчета суммарный расход приточного воздуха на здание в целом такая методика может оказаться единственным способом обеспечения такого соответствия.

1.4. Экономика энергосбережения

Если считать, что для приобретения дополнительного оборудования и материалов привлекаются собственные средства инвестора, тогда *совокупные дисконтированные затраты СДЗ*, руб., приведенные к концу расчетного срока, для каждого варианта определяются по следующей формуле (см. В.Г. Гагарин. Методы экономического анализа повышения уровня теплозащиты ограждающих конструкций зданий. Часть 1. // Журнал АВОК. – 2009. – № 1. – с. 10 – 16, О.Д. Самарин. Вопросы экономики в обеспечении микроклимата зданий. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во АСВ. – 2015.– 134 с.):

$$\text{СДЗ} = K(1 + p/100)^T + \sum_{i=1}^T \dot{Э}_i (1 + p/100)^i \quad (4.1)$$

где K – *капитальные единовременные затраты*, руб., и $\dot{Э}_i$ – *суммарные годовые эксплуатационные затраты за i -й год*, руб./год, для рассматриваемого варианта; p – *норма дисконта*, %. Она учитывает упущенную выгоду от того, что эти средства вложены в энергосбережение вместо размещения под проценты в банке. В расчетах ее можно принимать равной среднерыночной банковской ставке по кредитам или, по крайней мере, не ниже ключевой ставки ЦБ РФ. По состоянию на середину 2021 года эта ставка составляет 6,5% годовых. Величина p связана с текущей величиной данной ставки, а также с коммерческими рисками капиталовложений. В существующих рекомендациях (см. А.Н. Дмитриев, Ю.А.

Табунщиков, И.Н. Ковалев, Н.В. Шилкин. Руководство по оценке экономической эффективности инвестиций в энергосберегающие мероприятия. – М.: АВОК-ПРЕСС. – 2005. – 120 с.) предлагается принимать $p = 10\%$.

Если \mathcal{E}_i за каждый год одинаковы, формулу можно привести к более простому виду (см. В.Г. Гагарин. Методы экономического анализа повышения уровня теплозащиты ограждающих конструкций зданий. Часть 1. // Журнал АВОК. – 2009. – № 1. – с. 10 – 16, О.Д. Самарин. Вопросы экономики в обеспечении микроклимата зданий. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во АСВ. – 2015. – 134 с.):

$$\text{СДЗ} = K\left(1 + \frac{p}{100}\right)^T + \mathcal{E}[(1 + p/100)^T - 1] \left(\frac{100}{p}\right), \text{ руб.} \quad (4.2)$$

Обычно на стадии ТЭО сравниваются два варианта: один из них требует больших капитальных затрат K_1 , но отличается пониженными эксплуатационными расходами \mathcal{E}_1 (как правило, за счет реализации тех или иных энергосберегающих мероприятий), а второй – наоборот, требует более низких капитальных затрат K_2 , но отличается более высокими эксплуатационными \mathcal{E}_2 . Таким образом, для сравниваемых вариантов выполняются неравенства $K_1 > K_2$, но $\mathcal{E}_1 < \mathcal{E}_2$.

Капитальные затраты включают в себя стоимость устанавливаемого оборудования и используемых материалов с учетом расходов на монтаж, наладку и автоматизацию. Эти затраты определяются по смете или для предварительных расчетов – по укрупненным показателям, например, через удельную стоимость на единицу мощности или воздухопроизводительности установки (см. О.Д. Самарин. Вопросы экономики в обеспечении микроклимата зданий. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во АСВ. – 2015. – 134 с.). Стоимость теплоизоляционного

материала в конструкциях наружных ограждений может быть вычислена по формулам в зависимости от сопротивления теплопередаче ограждения. Подробнее данный вопрос будет рассмотрен в конце данной главы.

Эксплуатационные затраты включают расходы на тепловую и электрическую энергию, заработную плату обслуживающего персонала и амортизационные отчисления. Их можно оценить с использованием следующей методики (см. Л.Д. Богуславский, А.А. Симонова, М.Ф. Митин. Экономика теплогазоснабжения и вентиляции. – М.: Стройиздат. – 1988. – 351 с.), адаптированной для применения на стадии ТЭО.

А. Затраты, связанные с потреблением электроэнергии системой отопления, вентиляции или кондиционирования воздуха (В и КВ), определяются по формуле (4.3):

$$\mathcal{E}_{\text{эл}} = Z_p N_{\text{раб}} N_{\text{уст}} C_{\text{эл}}, \text{ руб./г.} \quad (4.3)$$

где Z_p – число часов в сутки, когда отопительное или вентиляционное оборудование работает; $N_{\text{раб}}$ – число рабочих дней в году, определяемое исходя из режима работы объекта; $N_{\text{уст}}$ – установочная мощность оборудования (электродвигателей насосов и вентиляторов), кВт; $C_{\text{эл}}$ – стоимость электроэнергии, руб/кВт·ч, принимаемая в зависимости от типа потребителя по таблице 4.2. Для систем В и КВ установочную мощность по укрупненным показателям можно оценить по данным таблицы 4.1.

Таблица 4.1.

Удельная мощность вентиляционных агрегатов систем В и КВ.

Тип системы	Мощность, кВт на 1 тыс. м ³ /ч	Увеличение мощности при использовании теплоутилизации
-------------	----------------------------------------------	-------------------------------------------------------

Приточная	0,3 – 0,4	0,05
Приточная КВ	0,45 – 0,55	0,05
Вытяжная	0,25 – 0,3	0,1

Б. Затраты, связанные с потреблением тепловой энергии системой В или КВ за отопительный период, вычисляются по формуле (4.4):

$$\mathcal{E}_{\text{т.вент}} = 10^{-6} Z_p G_{\text{п}} c_{\text{в}} \text{ГСОП} (1 - k_{\text{эф}}) C_{\text{т}} / 4,19, \text{ руб./г.} \quad (4.4)$$

где Z_p – то же, что и в п. А (среднее за неделю); ГСОП – градусо-сутки отопительного периода. $G_{\text{п}}$ – массовый расход нагреваемого воздуха, кг/ч, $G_{\text{п}} = L \cdot \rho_{\text{в}}$, где плотность воздуха $\rho_{\text{в}}$ можно принимать равной $1,2 \text{ кг/м}^3$; $c_{\text{в}} = 1,005 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ – удельная теплоемкость воздуха; параметр $k_{\text{эф}}$ представляет собой коэффициент температурной эффективности теплоутилизатора (при наличии в рассматриваемом варианте утилизации теплоты), определяемый по расчету теплоутилизационного оборудования (см. Раздел 3 курса). На стадии предварительных вычислений можно принимать $k_{\text{эф}} = 0,4 - 0,5$ для систем с промежуточным теплоносителем, $0,5 - 0,55$ – для пластинчатых перекрестно-точных теплообменников и $0,7 - 0,8$ – для вращающихся (роторных) регенераторов (см. п.1.3). $C_{\text{т}}$ – стоимость единицы тепловой энергии, руб./Гкал, принимаемая в зависимости от типа потребителя по таблице 4.2.

Если известно годовое энергопотребление системой В и КВ $Q_{\text{вент}}^{\text{г}}$, МДж/г. (см. курс «Строительная теплофизика и микроклимат зданий»), величину $\mathcal{E}_{\text{т.вент}}$ можно вычислить как $Q_{\text{вент}}^2 C_{\text{т}} / 4190$.

В. Затраты, связанные с потреблением тепловой энергии за отопительный период системой отопления, на стадии ТЭО определяются так:

а) если мощность системы отопления $\Sigma Q_{от}$, кВт, известна, например, из подробного расчета теплотерь здания, используем выражение (4.5):

$$\mathcal{E}_{т.от} = 0,0864 \frac{\Sigma Q_{от}}{4190} \Gamma_{СОП} \cdot C_T, \text{ руб./г.} \quad (4.5)$$

б) если $\Sigma Q_{от}$ неизвестна, предварительно определяют ее ориентировочное значение.

Если известно годовое энергопотребление системой отопления $Q_{от}^г$, МДж/г. (см. курс «Строительная теплофизика и микроклимат зданий»), величину $\mathcal{E}_{т.от}$ можно вычислить как $Q_{от}^г C_T / 4190$.

При оборудовании приборов системы отопления автоматическими терморегуляторами (термоклапанами) из величины $\mathcal{E}_{т.от}$ необходимо вычесть экономию $\mathcal{E}_{пост}$ за счет полезного использования теплоступлений в помещения здания. На стадии предварительных расчетов это можно сделать по выражению (4.6):

$$\mathcal{E}_{пост} = 0,0864 q_{пост} A_{от} z_{от} C_T \cdot 10^{-3} / 4,19, \text{ руб./г.} \quad (4.6)$$

где $A_{от}$ – отапливаемая площадь здания, m^2 , принимаемая по архитектурно-строительным чертежам; $q_{пост}$ – удельные теплоступления на $1 m^2$ отапливаемой площади, Вт/ m^2 , от людей, освещения и электроприборов, приводов инженерных систем и солнечной радиации. Величину $q_{пост}$ в общественных зданиях можно принимать в размере 10 – 15 Вт/ m^2 .

Если известны годовые теплопоступления $Q_{\text{пост}}^{\Gamma}$, МДж/г. (см. курс «Строительная теплофизика и микроклимат зданий»), величину $\mathcal{E}_{\text{пост}}$ можно вычислить как $Q_{\text{пост}}^z C_T / 4190$.

Г. Годовые амортизационные отчисления на оборудование систем отопления, вентиляции или кондиционирования воздуха определяются по формуле (4.7):

$$\mathcal{E}_{\text{ам}} = \frac{1,5 \cdot K}{T}, \text{ руб./г.} \quad (4.7)$$

где K – капитальные затраты, руб., для соответствующего варианта; $T_{\text{ам}}$ – расчетный срок службы оборудования, лет, принимаемый в зависимости от его назначения и технических характеристик. На стадии ТЭО можно считать $T_{\text{ам}} = 30 - 40$ лет для систем отопления и $10 - 15$ лет для систем вентиляции и кондиционирования воздуха. При технико-экономическом обосновании применения дополнительной теплоизоляции ограждающих конструкций величина $T_{\text{ам}}$ выбирается равной расчетному сроку службы здания. Формула (4.7) учитывает расходы на полное возмещение стоимости, а также капитальный и текущий ремонт оборудования.

Д. Годовые расходы на оплату труда рабочих, обслуживающих оборудование систем отопления, В и КВ:

$$\mathcal{E}_{\text{зп}} = 12C_{\text{ср}}N_{\text{чел}}n_{\text{см}}, \text{ руб./г.} \quad (4.8)$$

где $C_{\text{ср}}$ – средняя ставка заработной платы рабочих, руб./мес; $N_{\text{чел}}$ – численность рабочих в бригаде; n – количество смен (бригад) обслуживания в сутки.

Данные параметры принимаются на основании раздела проекта «Технология строительного производства».

Суммарные годовые эксплуатационные затраты по вариантам:

$$\mathcal{E} = \mathcal{E}_{\text{эл}} + \mathcal{E}_{\text{т}} + \mathcal{E}_{\text{ам}} + \mathcal{E}_{\text{зп}}, \text{ руб./год} \quad (4.9)$$

Таблица 4.2.

Тарифы на электрическую и тепловую энергию в Москве (с 01.07.2021).

Вид энергии	Потребитель	Ед. изм.	Тариф, руб./ед.изм.	Источник
Электрическая	Прочие	кВт·ч	5 – 6 (мощность до 670 кВт)	ОАО «Мосэнерго-сбыт»
	Население (эл. плиты)		5.15	
	Население (газ. плиты)		5.92	
Тепловая	При подключении до ТП*	Гкал	2033.84	ОАО «МОЭК»
	При подключении после ТП*		2546.83	

*) ТП – тепловой пункт, эксплуатируемый теплоснабжающей или теплосетевой организацией

Для оценки эффективности дополнительных капитальных вложений и определения срока их окупаемости необходимо построить графики зависимости СДЗ₁ и СДЗ₂ от T и найти их точку пересечения (рис.4.1).

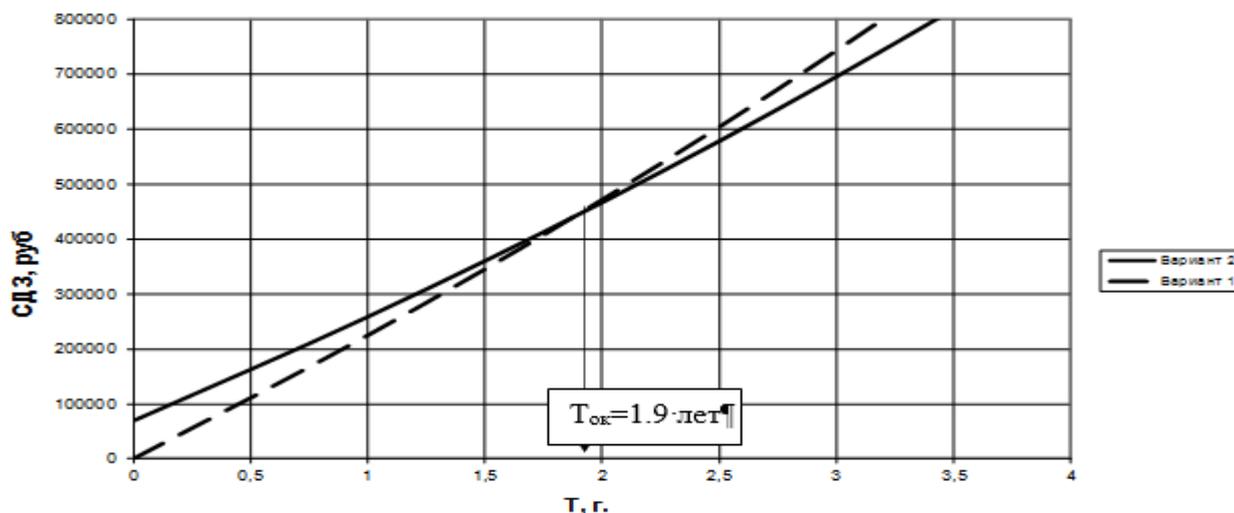


Рис. 4.1. Пример графика зависимости СДЗ по вариантам от времени и определения расчетного срока окупаемости

Если графики не пересекаются или пересекаются при $T > T_{ам}$, дополнительные капитальные вложения в осуществление энергосберегающих мероприятий экономически нецелесообразны.

Более точно дисконтированный срок окупаемости можно вычислить по формуле (см. А.Н. Дмитриев, Ю.А. Табунщиков, И.Н. Ковалев, Н.В. Шилкин. Руководство по оценке экономической эффективности инвестиций в энергосберегающие мероприятия. – М.: АВОК-ПРЕСС. – 2005. – 120 с.):

$$T_{ок} = \frac{-\ln\left(1 - \frac{pT_0}{100}\right)}{\ln\left(1 + \frac{p}{100}\right)}, \text{ лет;} \quad (4.10)$$

$$\text{где } T_0 = \frac{K_1 - K_2}{\mathcal{E}_2 - \mathcal{E}_1}$$

– бездисконтный срок окупаемости, г.

Формула для $T_{ок}$ будет корректной, когда аргумент логарифма в числителе оказывается положительным. Таким образом, критерием окупаемости дополнительных капитальных затрат при учете дисконтирования служит неравенство $(\mathcal{E}_2 - \mathcal{E}_1) > (K_1 - K_2) \cdot \frac{p}{100}$, смысл которого состоит в том, что годовая экономия эксплуатационных затрат по выбранному варианту должна быть больше, чем упущенная выгода.

Проведем технико-экономическое сравнение двух вариантов устройства утилизации теплоты вытяжного воздуха в системе механической вентиляции для здания средней школы в г. Москве по типовому проекту 221-1-25-387 (см. таблицу 3.5). Расчеты ведем в ценах 2010 года (см. О.Д. Самарин. Вопросы экономики в обеспечении микроклимата зданий. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во АСВ. – 2015.– 134 с.). Отапливаемый объем здания $V_{зд} = 10,1$ тыс. m^3 – определяем по архитектурно-строительным чертежам. Принимаем среднюю кратность воздухообмена $n_a = 1,5$, тогда ориентировочная воздухопроизводительность системы $L = 1,5 \cdot 10,1 = 15,2$ тыс. $m^3/ч$. Удельную стоимость приточной установки в базовой комплектации при такой величине L можно взять в размере 27 тыс. руб. на 1 тыс. $m^3/ч$, тогда общая стоимость этой установки будет равна $K_{пу} = 15,2 \cdot 27 = 410,4$ тыс. руб. Массовый расход воздуха составит $G_{п} = 15,2 \cdot 10^3 \cdot 1,2 = 18240$ кг/ч, где 1,2 – плотность воздуха, $кг/м^3$.

В 1-м варианте предусматриваем теплоутилизацию с роторными регенераторами, во 2-м – с промежуточным теплоносителем. Поскольку варианты отличаются только способом теплоутилизации, будем рассматривать капитальные затраты только на теплоутилизационное оборудование. Для 1-го варианта они составят примерно 65% от $K_{пу}$, а с учетом автоматики (30% от стоимости дополнительного оборудования) и добавки в 60% на монтаж и наладку (к общей сумме с учетом автоматики) будут равны:

$$K_1 = 1,6 \cdot (410400 \cdot 0,65 \cdot (1 + 0,3)) = 554861 \text{ руб.}$$

Для 2-го варианта затраты на теплоутилизационное оборудование равны около 33% от $K_{пу}$, а с учетом всех добавок получаем:

$$K_2 = 1,6 \cdot (410400 \cdot 0,33 \cdot (1 + 0,3)) = 281699 \text{ руб.}$$

Определим годовые эксплуатационные расходы. В данном случае теплоутилизация используется в обоих вариантах, поэтому в первом приближении затраты на электроэнергию можно также считать одинаковыми и не рассматривать, как и затраты на заработную плату. Затраты на тепловую энергию будут

различаться, поскольку коэффициент температурной эффективности утилизатора в 1-м варианте будет выше. Принимаем $k_{эф.1} = 0,75$ (среднее значение для роторного регенератора) и $k_{эф.2} = 0,45$ (среднее для схемы с промежуточным теплоносителем). Время работы системы вентиляции в течение недели считаем равным $Z_p = 12$ час/сут. Тогда получим:

$$\mathcal{E}_{\text{т.вент1}} = \frac{12 \cdot 18240 \cdot 1,005 \cdot 4515 \cdot (1 - 0,75) \cdot 1290,81 \cdot 10^{-6}}{4,19}$$

$$= 76493 \text{ руб./г.};$$

$$\mathcal{E}_{\text{т.вент2}} = \frac{12 \cdot 18240 \cdot 1,005 \cdot 4515 \cdot (1 - 0,45) \cdot 1290,81 \cdot 10^{-6}}{4,19}$$

$$= 168284 \text{ руб./г.}$$

Амортизационные отчисления при расчетном сроке службы системы $T_{ам} = 15$ лет: $\mathcal{E}_{ам.1} = 1,5 \cdot K_1 / T_{ам} = 1,5 \cdot 554861 / 15 = 55486$ руб./г.; $\mathcal{E}_{ам.2} = 1,5 \cdot K_1 / T_{ам} = 1,5 \cdot 281699 / 15 = 28170$ руб./г. Суммарные годовые эксплуатационные затраты: $\mathcal{E}_1 = \mathcal{E}_{\text{т.вент1}} + \mathcal{E}_{ам1} = 76493 + 55486 = 131979$ руб./г.; $\mathcal{E}_2 = \mathcal{E}_{\text{т.вент2}} + \mathcal{E}_{ам2} = 168284 + 28170 = 196454$ руб./г.

Вычисляем совокупные дисконтированные затраты при $p = 10\%$ и строим графики их зависимости от времени T по вариантам (рис. 4.2). Из графика видно, что расчетный срок окупаемости $T_{ок}$ установки роторного регенератора по сравнению со схемой с промежуточным теплоносителем составляет примерно 6 лет, что существенно меньше, чем $T_{ам} = 15$ лет. Поэтому к дальнейшей разработке принимаем 1-й вариант – с применением роторных регенераторов.

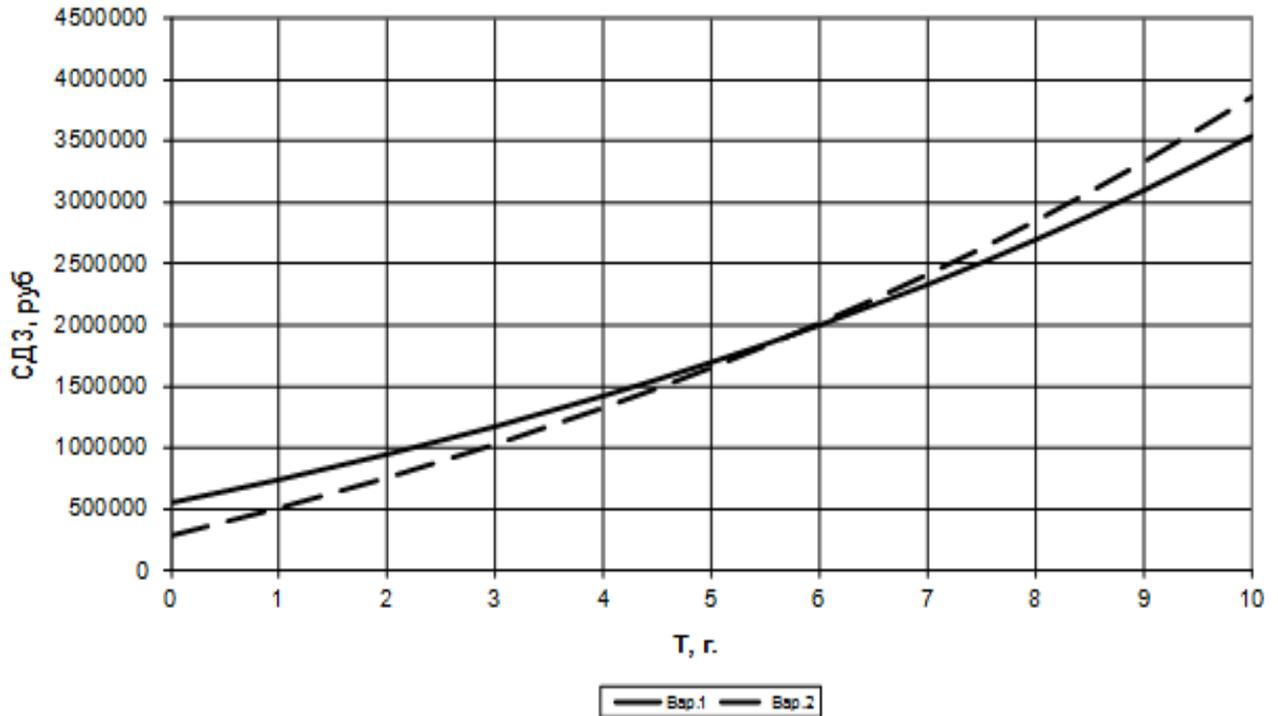


Рис. 4.2. Зависимость СДЗ от T по вариантам для рассмотренного примера

Уточняем $T_{ок}$ по формуле:

$$T_0 = \frac{554861 - 281699}{196454 - 131979} = \frac{273162}{64475} = 4,24 \text{ г.};$$

$$T_{ок} = \frac{-\ln\left(1 - \frac{10 \cdot 4,24}{100}\right)}{\ln\left(1 + \frac{10}{100}\right)} = 5,79 \text{ г.}$$

Для этого же здания можно рассмотреть технико-экономическое обоснование всего комплекса энергосберегающих мероприятий (второй вариант в таблице 3.5). В данном случае удобно рассматривать только дополнительные затраты по сравнению с другим вариантом, поэтому получается, что $K_1 = 0$ и $\mathcal{E}_2 = 0$. Тогда получаем (см. О.Д. Самарин. Вопросы экономики в обеспечении микроклимата зданий. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во АСВ. – 2015.– 134 с.):

$Q_{co2} = Q_{1.(Var.2)} \cdot (t_b - t_{н5}) \cdot 10^3 / M = 273,9 \cdot (18+28) \cdot 10^3 / 118,6 = 110850 \text{ Вт}$ – мощность системы отопления по Вар.2;

$N_{TK} = Q_{co2}/1000 = 110850/1000 = 111$ шт – количество термоклапанов, исходя из средней мощности отопительного прибора 1000 Вт;

$K_{col} = C_{TK} \cdot N_{TK} = 111 \cdot 430 = 47730$ руб. – затраты на термоклапаны (исходя из стоимости одного термоклапана 430 руб.);

$K_{Ty} = 281699$ руб. (см. выше) – затраты на теплоутилизационное оборудование;

$K_{ок} = \Delta C_{ок} \cdot A_{ок} = 400 \cdot 464 = 185600$ руб. – затраты на замену остекления, где $\Delta C_{ок} = 400$ руб./м² – разность стоимости 1 м² остекления для сравниваемых вариантов (принимается минимальное значение по среднерыночным ценам 2010 года);

$V_{ти} = \Sigma(A_i \cdot \Delta R_i) \cdot \lambda_{ти} / r = (1,85 \cdot 1014 + 2,04 \cdot 1397 + 1,87 \cdot 1397) \cdot 0,045 / 0,8 = 413$ м³ – объем утеплителя. Здесь в качестве теплоизоляционного материала принимаем плиты минераловатные производства ЗАО «Минеральная вата» с плотностью 125 кг/м³ и стоимостью $C_{ти} = 1800$ руб./м³ (см. О.Д. Самарин. Вопросы экономики в обеспечении микроклимата зданий. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во АСВ. – 2015.– 134 с., таблица 1) и теплопроводностью $\lambda_{ти} = 0,045$ Вт/(м·К) для условий эксплуатации «Б» по прил.Т СП 50. Величину коэффициента теплотехнической однородности r принимаем средней для всех несветопрозрачных ограждений и равной 0,8. Параметр ΔR_i представляет собой разность сопротивлений теплопередаче i -й несветопрозрачной ограждающей конструкции для сравниваемых вариантов (см. таблицу 3.5).

$K_{ти} = C_{ти} \cdot V_{ти} + C_p \cdot \Sigma A_i = 1800 \cdot 413 + 180 \cdot (4272 - 464) = 743400 + 685440 = 1428840$ руб. – затраты на теплоизоляцию, но в данном случае, поскольку в Вар.1 теплоизоляция эффективным утеплителем вообще не предусмотрена, необходимо к стоимости материала добавить еще стоимость работ по утеплению. Величина ΣA_i в данном случае показывает суммарную площадь несветопрозрачных

ограждений, подвергающихся утеплению в Вар.2, $C_p = 180$ руб./м² – стоимость работ по утеплению 1 м² конструкции.

$K_2 = \Sigma K_i = 1943869$ руб. – суммарные дополнительные капитальные затраты по Вар.2.

$\mathcal{E}_{1,т} = (q_1 - q_2) \cdot A_{от} \cdot 10^{-3} \cdot 0,86 \cdot C_T = (378,9 - 130,4) \cdot 2794 \cdot 10^{-3} \cdot 0,86 \cdot 1290,81 = 770750$ руб./Год – тепловая энергия;

$\mathcal{E}_{1,ам} = -1,5 \cdot K_2 / T_{ам} = -1,5 \cdot 1943869 / 45 = -64796$ руб./Г. – амортизационные отчисления. Величину $T_{ам}$ принимаем равной 45 годам, как для здания в целом. Знак минус говорит о том, что данная составляющая затрат в Вар.1 меньше.

Разностью затрат на электроэнергию и на зарплату персонала между сравниваемыми вариантами в данном примере можно пренебречь, поэтому величина \mathcal{E}_1 складывается только из разницы в расходе тепловой энергии и амортизационных отчислений:

$$\mathcal{E}_1 = \mathcal{E}_{1,т} + \mathcal{E}_{1,ам} = 770750 - 64796 = 705954 \text{ руб./Г.}$$

Легко видеть, что $\mathcal{E}_{1,ам}$ составляет всего примерно 8% от \mathcal{E}_1 , поэтому при ориентировочных вычислениях эту величину тоже можно не учитывать.

Вычисляем совокупные дисконтированные затраты при $p = 10\%$ и строим графики их зависимости от времени T по вариантам (рис.4.3).

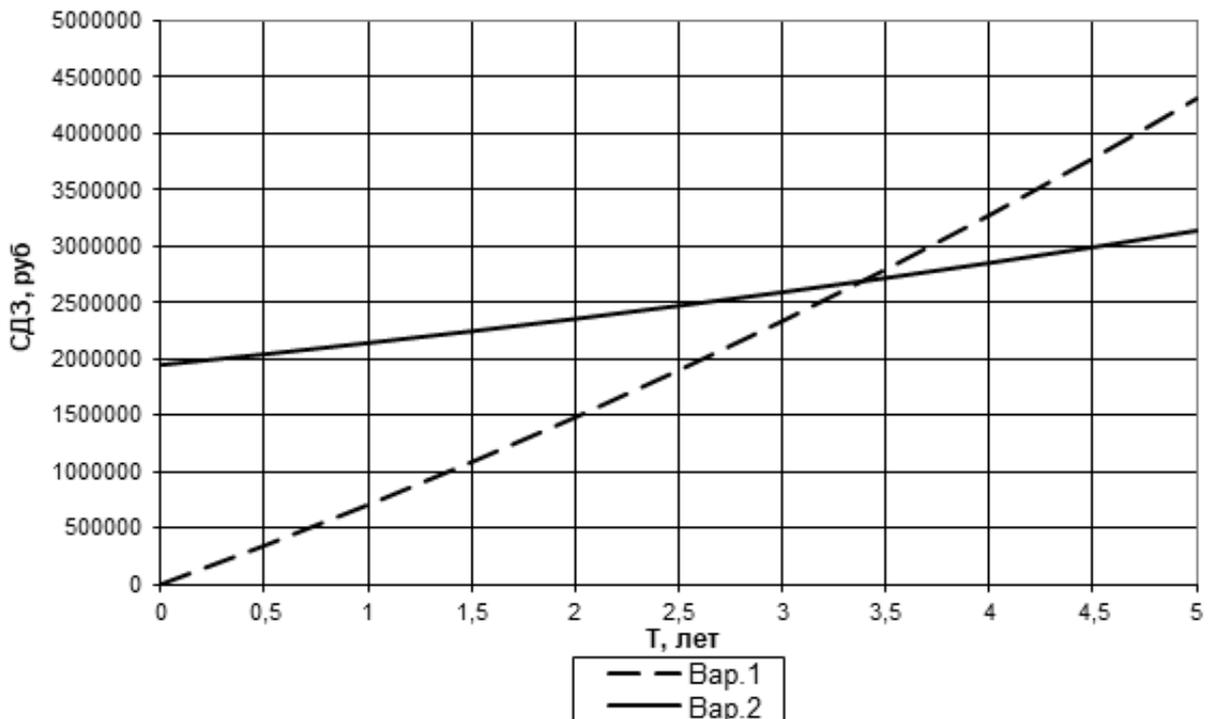


Рис. 4.3. Зависимость СДЗ от T по вариантам для рассмотренного примера

Из графика видно, что расчетный срок окупаемости $T_{ок}$ составляет примерно 3,4 года.

Уточняем $T_{ок}$ по формуле:

$$T_0 = \frac{1943869-0}{705954-0} = 2,75\text{г.}; T_{ок} = \frac{-\ln(1-10 \cdot 2,75/100)}{\ln(1+10/100)} = 3,38\text{г.}$$

Рассматриваемый комплекс мероприятий является весьма быстрокупаемым. Следует, однако, заметить, что сроки окупаемости каждого отдельно взятого мероприятия могут существенно отличаться от приведенных цифр как в меньшую, так и в большую сторону. Можно показать, что наименее затратным является устройство утилизации теплоты в системах вентиляции и автоматизация системы отопления.

Срок окупаемости будет зависеть и от конструктивных характеристик здания. На рис. 4.4 представлена корреляционная зависимость дисконтированного срока окупаемости рассматриваемого комплекса энергосберегающих мероприятий $T_{ок}$ от коэффициента компактности $K_{комп}$ по результатам расчетов (см. О.Д.

Самарин. Вопросы экономики в обеспечении микроклимата зданий. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во АСВ. – 2015.– 134 с.) с использованием приведенной в данном примере методики для 23 общественных зданий различного назначения, размеров и площади. Видно, что с ростом $K_{\text{комп}}$ окупаемость постепенно замедляется. Это можно объяснить, если учесть, что по определению коэффициент компактности является отношением суммарной поверхности наружных ограждений здания к его отапливаемому объему (см. далее таблицу 4.3). В то же время объем теплоизоляции, а, значит, и затраты на повышение теплозащиты, т.е., как уже было отмечено, на наиболее дорогостоящее инженерное решение, при прочих равных условиях пропорциональны именно площади нестепрозрачных ограждающих конструкций. При сравнительно мало меняющемся коэффициенте остекления эта площадь достаточно близка к общей поверхности наружных ограждений и аналогично ей ведет себя при изменении конструктивных параметров здания.

Для рассматриваемой совокупности объектов имеет место некоторая отрицательная корреляция между $K_{\text{комп}}$ и коэффициентом остекления k_o , т.е. у зданий с относительно более высоким остеклением коэффициент компактности оказывается в среднем более низким. Дело в том, что площадь остекления, выбираемая по необходимому значению коэффициента естественной освещенности (КЕО), в целом пропорциональна отапливаемой площади и, следовательно, при одной и той же высоте этажа – отапливаемому объему. Поэтому возрастание отношения площади наружных ограждений к этому объему ведет к снижению относительной площади светопроемов, т.е. к снижению k_o .

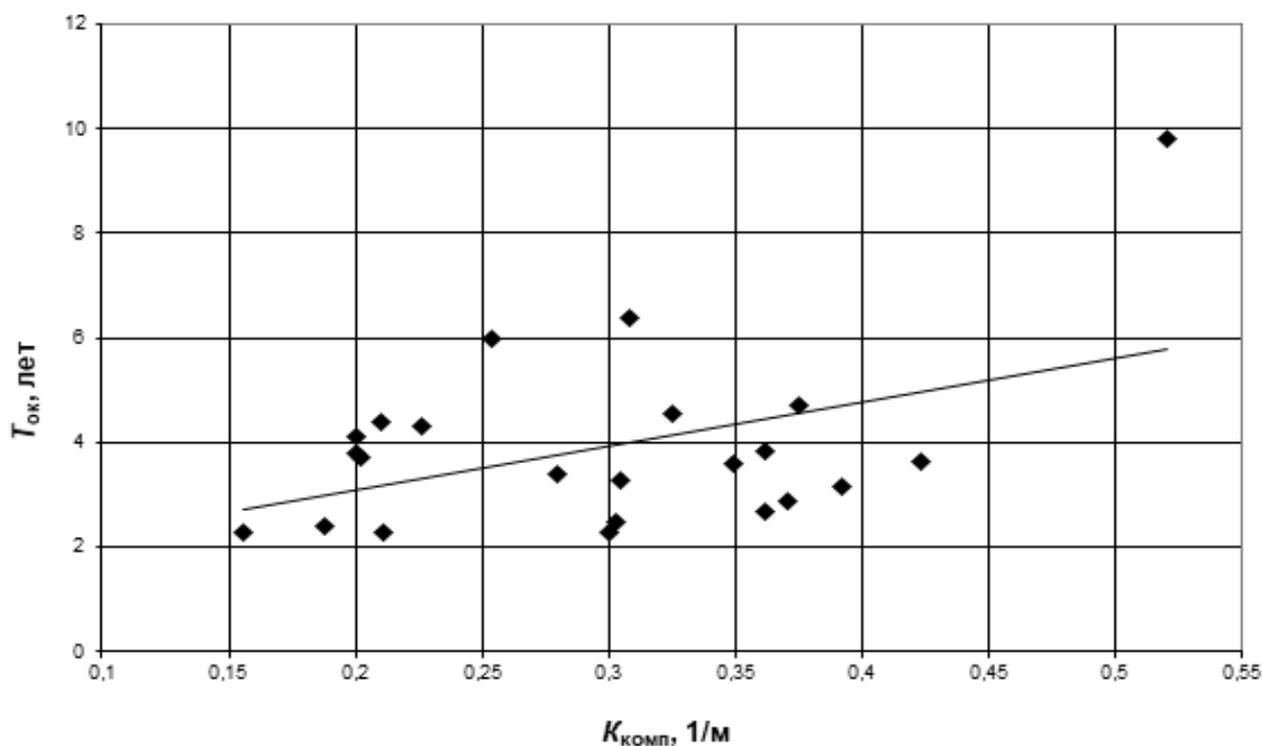


Рис.4.4. Корреляционная зависимость между коэффициентом компактности $K_{\text{комп}}$ и величиной $T_{\text{ок}}$ энергосберегающих мероприятий для группы общественных зданий

Поэтому с ростом $K_{\text{комп}}$ относительная площадь несветопрозрачных ограждений для совокупности рассматриваемых зданий повышается даже быстрее, чем суммарная, поскольку коэффициент остекления k_o при этом в среднем уменьшается. В то же время затраты на другие мероприятия (теплоутилизация, установка терморегуляторов, замена смесителей для ГВС и т.д.) связаны в основном с объемом здания. Следовательно, при увеличении $K_{\text{комп}}$ возрастает относительная доля теплоизоляции в общих расходах на энергосбережение, что и приводит к замедлению окупаемости всего комплекса мероприятий.

На рис.4.5 (см. О.Д. Самарин. Вопросы экономики в обеспечении микроклимата зданий. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во АСВ. – 2015.– 134 с.) показана связь срока окупаемости с коэффициентом остекления для той же группы зданий. Легко видеть, что с увеличением k_o окупаемость несколько ускоряется.

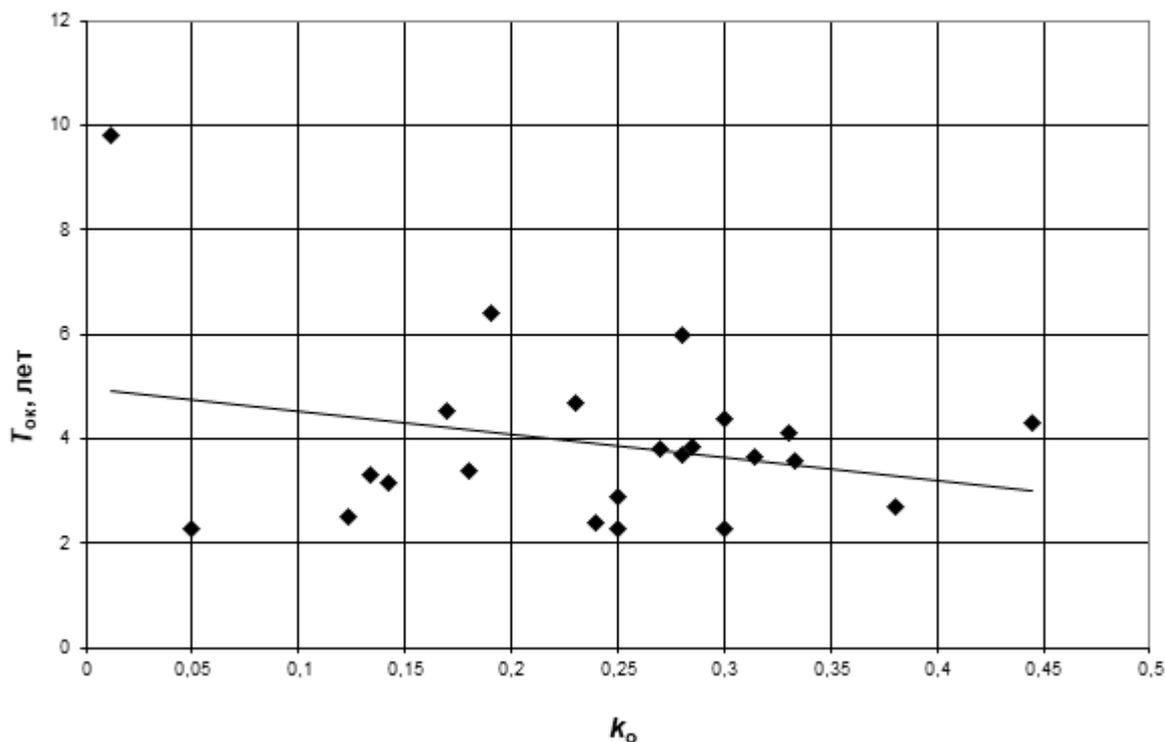


Рис.4.5. Корреляционная зависимость между коэффициентом остекления k_o и величиной $T_{ок}$ энергосберегающих мероприятий для группы общественных зданий

Однако можно показать (см. О.Д. Самарин. Теплофизика. Энергосбережение. Энергоэффективность. – М.: Изд-во АСВ. – 2014. – 296 с.), что энергопотребление здания в условиях применения рассматриваемого комплекса энергосберегающих мероприятий от k_o практически не зависит. Это связано с компенсацией дополнительных теплотерь через увеличивающуюся площадь остекления дополнительными теплоступлениями от солнечной радиации, которые в данном случае могут быть полезно использованы путем соответствующего снижения теплоотдачи от системы отопления с помощью автоматических терморегуляторов. Следовательно, корреляция $T_{ок}$ и k_o имеет косвенный характер и наблюдается именно в силу уменьшения коэффициента компактности с ростом k_o и всеми вытекающими из этого последствиями, рассмотренными выше.

Необходимо только иметь в виду, что до сих пор мы рассматривали расчеты энергетических и технико-экономических показателей исследуемых объектов,

исходя из детерминированных значений наружных метеорологических параметров. Однако на самом деле при рассмотрении вопроса о прогнозе энергопотребления здания и оценке сроков окупаемости комплекса энергосберегающих мероприятий необходимо иметь в виду следующее (см. О.Д. Самарин. Вопросы экономики в обеспечении микроклимата зданий. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во АСВ. – 2015.– 134 с.). Расчетные климатические условия, на основании которых осуществляется выбор теплозащиты светопрозрачных и нестепрозрачных ограждений, практически фиксированы, поскольку пересмотр соответствующих нормативных документов осуществляется раз в несколько лет (см. Раздел 1 курса). Поэтому объем теплоизоляционного материала в конструкциях, увеличение стоимости заполнений светопроемов и соответственно дополнительные капитальные затраты на осуществление мероприятий по утеплению также оказываются заданными. Расчетный воздухообмен в здании вообще мало зависит от климатических параметров в районе строительства, а определяется в основном функциональным назначением помещений, их строительным объемом и характером тепло- и влагопоступлений. Следовательно, расходы на устройство утилизации теплоты в системах вентиляции и кондиционирования воздуха, пропорциональные воздухообмену, тоже являются заранее определенными.

В то же время фактическое потребление теплоты системами обеспечения микроклимата в течение отопительного периода, а, следовательно, и основная составляющая годовых эксплуатационных издержек, связанная с величиной такого потребления, зависят непосредственно от текущих погодных условий. Таким образом, в условиях постепенного изменения климата, которое стало особенно заметным в последние 20 лет (см. О.Д. Самарин. Теплофизика. Энергосбережение. Энергоэффективность. – М.: Изд-во АСВ. – 2014. – 296 с.), прогнозирование окупаемости энергосберегающих мероприятий на достаточно длительную перспективу становится весьма затруднительным. Дело здесь главным образом в том, что фактическая наружная температура и продолжительность ее

стояния все более отклоняются от нормативных значений, рассчитанных по данным метеорологических наблюдений за предыдущие периоды. Причем это отклонение носит систематический характер в сторону сокращения продолжительности отопительного периода и повышения его средней температуры.

Поэтому, как показывают расчеты (см. О.Д. Самарин. Вопросы экономики в обеспечении микроклимата зданий. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во АСВ. – 2015.– 134 с.), фактический срок окупаемости всех энергосберегающих мероприятий будет на самом деле несколько (а в ряде случаев даже заметно) выше, чем это получается при расчете по рассмотренной выше методике с фиксированными значениями климатических параметров, поскольку действительная экономия по наиболее значительной составляющей затрат – затратам на тепловую энергию – окажется меньше.

В этих условиях особое значение приобретает технико-экономическое обоснование принимаемых решений с учетом среднесрочных и долгосрочных прогнозов изменения климатических и стоимостных факторов. Помимо этого, представляется целесообразной более оперативная корректировка нормативных и справочных документов типа СП 131.13330.2018 с использованием рядов метеорологических наблюдений за последние годы. В этом случае рассмотренная проблема, вызванная рассогласованием расчетных и фактических параметров наружного климата, будет в значительной мере ликвидирована, что приведет к значительной экономии материальных и энергетических ресурсов, как при строительстве, так и при эксплуатации зданий. В определенной степени данная задача была решена введением в 2013 и 2018 году в действие новых редакций СП 131.13330.2012 и СП 131.13330.2018, где для наиболее крупных населенных пунктов климатические параметры были скорректированы.

Дальнейшее развитие рассматриваемой методики приводит к понятию *технико-экономической оптимизации*. Основная идея технико-экономической оптимизации какого-либо инженерного решения и, в частности, энергосберегающих мероприятий при использовании метода СДЗ заключается в нахождении

значения некоторого параметра, характеризующего степень реализации данного мероприятия, при котором величина СДЗ принимает минимальное значение для заданного расчетного срока T СП 50.

В качестве параметра может быть, например, сопротивление теплопередаче ограждения, диаметр трубопровода или воздуховода, скорость теплоносителя, габариты вентиляционной установки, температурная эффективность теплоутилизатора и т.д. Оптимизация возможна, если при одном и том же изменении параметра капитальные затраты K увеличиваются, а эксплуатационные \mathcal{E} – уменьшаются или наоборот, т.е. меняются в разных направлениях. Например, при повышении теплозащиты ограждающих конструкций, с одной стороны, снижаются расходы на тепловую энергию (в данном случае $\mathcal{E}_{\text{т.от}}$) за счет уменьшения трансмиссионных теплопотерь, а с другой – возрастают затраты на теплоизоляционный материал ($K_{\text{ти}}$). Аналогично при уменьшении диаметров трубопроводов или воздуховодов сокращается их стоимость ($K_{\text{тр}}$) из-за уменьшения массы металла, но увеличиваются затраты на электроэнергию ($\mathcal{E}_{\text{эл}}$) для привода насосов или вентиляторов вследствие возрастания потерь давления при движении теплоносителя. Таким образом, технико-экономическая оптимизация представляет собой обобщение рассмотренных ранее примеров, когда сравнивались только два варианта, для которых выполняется соотношение $K_1 > K_2$, но $\mathcal{E}_1 < \mathcal{E}_2$, потому что теперь речь идет о бесконечном множестве непрерывно переходящих друг в друга сочетаний параметров, среди которых и нужно выбрать наилучший в смысле минимальной величины СДЗ.

Если при оптимизации изменяется только один параметр, а все остальные предполагаются постоянными, такая оптимизация называется однофакторной. В этом случае получаются наиболее простые и наглядные решения, позволяющие четко выявить влияние основного исследуемого фактора на результат, отвлекаясь от второстепенных воздействий. При этом, однако, приходится делать ряд допущений – например, учитывается связь изменения K и только основной со-

ставляющей Э, как правило, это расходы на тепловую или электрическую энергию, а сопутствующим увеличением или уменьшением амортизационных отчислений, расходов на обслуживающий персонал и т.п. пренебрегают. Однако, как показывают результаты расчетов в предыдущих примерах, обычно относительная доля этих статей затрат невелика, так что значительной погрешности такие допущения не вносят. Если варьируются сразу несколько разных параметров, такая оптимизация будет многофакторной, но она значительно сложнее и здесь не рассматривается.

Чтобы найти оптимальное значение интересующего нас параметра, необходимо выразить через него величину СДЗ, т.е., в конечном счете, найти функциональную связь ее основных составляющих – К и Э – с этим параметром, и найти минимум этой функции. Если функция непрерывна, для этого достаточно найти производную СДЗ по параметру и приравнять ее нулю: $\frac{d(\text{СДЗ})}{dx} = 0$. Заметим при этом, что в выражение для СДЗ (1.24) входят значения расчетного срока Т и нормы дисконта p , поэтому при их изменении результаты расчетов также будут другими. Подробнее это обстоятельство будет рассмотрено в дальнейшем, при анализе различных примеров оптимизации.

Получаемое в результате решения оптимизационной задачи наилучшее значение не всегда может быть точно реализовано в конкретном проекте. Например, вычисленный диаметр трубопровода или воздухопровода либо толщина утеплителя могут не совпадать со стандартными. Кроме того, возможны конструктивные ограничения, когда применение оптимального результата технически невозможно или крайне затруднительно – скажем, при отсутствии достаточного места для прокладки трубопроводов или воздухопроводов необходимого размера. Наконец, в отдельных случаях результат технико-экономической оптимизации может не удовлетворять даже минимальным требованиям безопасности, устанавливаемым техническими регламентами. Тогда приходится принимать значение параметра, которое хотя и является по возможности ближайшим к оптимальному, но

лежит в пределах, допускаемых другими ограничениями, накладываемыми на данный параметр.

Пример оформления теплотехнического и технико-экономического расчета вариантов конструкции наружных ограждений

Геометрические параметры здания и результаты расчетов основных теплотехнических показателей сводятся в таблицу по следующей форме.

Таблица 4.3.

Теплотехнические показатели здания (вариант 1)

Ограждение	$A_i,$ м ²	$R_i,$ м ² ·К/Вт	n_i	$A_i n_i / R_i,$ Вт/К	$K_{\text{комп}} =$ $= \frac{A_{\text{н}}^{\text{сум}}}{V_{\text{от}}},$ м ⁻¹	$K_{\text{общ}} =$ $\frac{\sum n_i A_i / R_i}{A_{\text{н}}^{\text{сум}}},$ Вт/(м ² ·К)	$k_{\text{об}} =$ $= K_{\text{комп}} K_{\text{общ}},$ Вт/(м ³ ·К)
Наружная стена							
Бесчердачное покрытие							
Пол над подвалом							
Окна							
Сумма	$A_{\text{н}}^{\text{сум}}$ =	—	—	$\sum n_i A_i / R_i =$			

Если сравниваются два варианта устройства ограждений, аналогичная таблица составляется и для второго варианта. Затем определяется удельная теплозащитная характеристика и проверяется ее соответствие требуемому значению по

формуле (2.2). После этого для наружной стены рассчитывается толщина утеплителя и коэффициент теплотехнической однородности r с учетом точечных и линейных теплотехнических неоднородностей в ее конструкции. Принимая требуемое приведенное сопротивление теплопередаче $R_o^{пр}$ по таблице 4.3 (если сравниваются разные варианты конструкции стены – для каждого варианта), а количество неоднородностей по строительным чертежам здания, расчет в целом оформляем в виде таблицы 4.4:

Таблица 4.4.

Сводная таблица тепловых потоков через теплопроводные включения и узлы

Вид неоднородности	Ед. изм.	Суммарная протяженность линейных элементов, м	Удельная длина l_j , м/м ² , или количество точечных элементов n_k , шт/м ²	Значение величины дополнительного теплового потока ψ_j , Вт/(м·К), или χ_k , Вт/К, по СП 230.1325800.2015	Дополнительные потери теплоты через узлы (произведение значений, указанных в кол. 4 и 5), Вт/(м ² ·К)
1	2	3	4	5	6
Тарельчатые дюбели	шт				
Оконные откосы	м				
Углы вогнутые	м				
Углы выпуклые	м				

Примыкание к фундаменту	м				
Примыкание к кровле	м				
1	Суммарные дополнительные удельные теплотери через теплотехнические неоднородности $\Delta K = \sum \psi_j l_j + \sum \chi_k n_k$, Вт/(м ² ·К) – итого по кол.6				
	Теплотехнические показатели стены			Вар.1	Вар.2
2	Коэффициент теплопередачи K , Вт/(м ² ·К), соответствующий требуемому приведенному сопротивлению теплопередаче $R_o^{пр}$: $K = \frac{1}{R_o^{пр}}$				
3	$U_{тр} = K - \Delta K$				
4	$R_{ут}$, м ² ·К/Вт – по формуле (4.11)				
5	Требуемая толщина слоя утеплителя $\delta_{ут}$, м, где $\lambda_{ут}$ – теплопроводность материала утеплителя, Вт/(м·К): $\delta_{ут} = R_{ут} \lambda_{ут}$				
6	Коэффициент теплотехнической однородности (для оценки эффективности использования утеплителя) $r = \frac{U_{тр}}{K}$				

При этом требуемое сопротивление теплопередаче слоя утеплителя можно вычислить по выражению:

$$R_{ут} = \frac{1}{U_{тр}} - \left(\frac{1}{\alpha_в} + \sum R_{к.i} + \frac{1}{\alpha_н} \right) \quad (4.11)$$

Здесь $\alpha_в$ и $\alpha_н$ – соответственно коэффициенты теплоотдачи внутренней и наружной поверхности ограждающей конструкции, Вт/(м²·К). Для наружной стены по СП 50.13330.2018 можно принимать $\alpha_в = 8,7$ Вт/(м²·К); $\alpha_н = 23$ Вт/(м²·К).

Величина $\sum R_{k,i}$ – это суммарное термическое сопротивление всех слоев однородной части фрагмента конструкции, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$, кроме теплоизоляционного. При этом для каждого слоя $R_i = \delta_i / \lambda_i$, где δ_i , м, и λ_i , $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ – соответственно толщина и теплопроводность материала i -го слоя.

С использованием полученного значения r для наружной стены заполняем таблицы по форме 4.5 для технико-экономического сравнения вариантов:

Таблица 4.5.

Технико-экономические показатели здания (вар. 1)

Ограждение	A_i , м^2	R_i , $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$	r_i	n_i	$V_{\text{ти},i}$, м^3 *	$n_i A_i / R_i$, $\text{Вт}/\text{К}$
Наружная стена						
Бесчердачное покрытие						
Пол над техподпольем						
Окна						
*) $V_{\text{ти},i} = 0.8 \lambda_{\text{ут}} R_i A_i / r_i$ – объем теплоизоляции. Для наружных стен более точно $V_{\text{ти}} = \delta_{\text{ти}} A_{\text{нс}}$, где $\delta_{\text{ти}}$ принимается по таблице 4.4. 0,8 – средняя доля термического сопротивления слоя утеплителя в общей величине R_i ; **) $\Sigma Q_{\text{от}} = \beta_1 \beta_2 (\Sigma n_i A_i / R_i) (t_{\text{в.от}} - t_{\text{н5}})$ – суммарная мощность системы отопления здания, Вт.					$\Sigma V_{\text{ти}} =$	$\Sigma n_i A_i / R_i =$
					$K_{\text{ти}} =$	$\Sigma Q_{\text{от}} =$
					$\mathcal{E}_{\text{ам}} =$	$\mathcal{E} =$

При этом для бесчердачного покрытия и перекрытия над техподпольем можно принимать $r = 0,9 - 0,95$. В то же время, если предусматриваются различ-

ные варианты конструкции наружной стены, по результатам заполнения таблицы 4.4 значения r в общем случае будут различными для каждого варианта. Обычно r уменьшается с ростом $R_o^{пр}$. После заполнения таблиц по форме 4.5 вычисляются СДЗ, строятся графики их зависимости от T и определяется срок окупаемости, как было описано в начале Раздела 4 курса.

Таким образом, в настоящее время существует достаточно широкий набор энергосберегающих мероприятий и технологий, как уже сложившихся и хорошо разработанных, так и относительно новых (см. О.Д. Самарин. Вопросы экономики в обеспечении микроклимата зданий. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во АСВ. – 2015.– 134 с.). Исследования характеристик и эффективности энергосберегающего оборудования и конструкций и определение области их целесообразного применения составляют значительную область современных исследований в области строительной теплофизики и смежных отраслей науки. К сожалению, практическая реализация ряда таких мероприятий в современных условиях России ограничена, а фактически используемые относятся к довольно узкой группе. Поэтому технико-экономическое обоснование необходимости использования решений по снижению энергопотребления и, в особенности, комплексного подхода к энергосбережению является одной из основных задач, возникающих в работе специалиста по созданию систем обеспечения микроклимата зданий и будет подробно рассмотрено в дальнейшем.

Предлагаемые инженерные решения должны выполнять поставленные перед ними задачи без ущерба для безопасности людей и снижения уровня комфорта их среды обитания. Такая постановка вопроса особенно актуальна в настоящее время, в условиях действия ЗТР. Иначе говоря, при выборе способов экономии энергетических и других ресурсов сравниваемые в процессе технико-экономического обоснования проекта варианты должны обеспечивать одинаковый уровень безопасности и комфорта, и только тогда эти варианты будут сопоставимыми.

Следовательно, основное направление энергоресурсосбережения действительно лежит на пути применения соответствующих технологий, которые позволяли бы получать снижение потребления материальных и энергетических ресурсов «автоматически», без непосредственного участия потребителя. Повышенный уровень комфорта достигается благодаря использованию усовершенствованных инженерных решений при более низком уровне эксплуатационных затрат, а у потребителя не будет ощущения, что он сознательно чем-то жертвует ради их уменьшения. Тогда можно получить безоговорочную заинтересованность в энергоресурсосбережении и избавиться от психологического барьера, который часто возникает при внедрении нового из-за необходимости менять при этом те или иные привычки и существующий уклад жизни.

Литература:

А) Основная

1. О.Д. Самарин. Теплофизика. Энергосбережение. Энергоэффективность. – М.: Изд-во АСВ. – 2014. – 296 с.
2. О.Д. Самарин. Гидравлические расчеты инженерных систем. Учебное пособие. 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во АСВ. – 2020. – 144 с.
3. О.Д. Самарин. Вопросы экономики в обеспечении микроклимата зданий. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во АСВ. – 2015.– 134 с.

Б) Дополнительная

4. СП 50.13330.2018 «Актуализированная редакция СНиП 23-02-2003 "Тепловая защита зданий"». – М.: Минстрой РФ, 2018.
5. СП 131.13330.2018 «Актуализированная редакция СНиП 23-01-99* "Строительная климатология"». – М: Минстрой РФ, 2018.
6. СП 60.13330.2016 «Актуализированная редакция СНиП 41-01-2003 "Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха"». – М.: Минстрой РФ, 2016.

7. Строительный каталог. Перечень типовой документации общественных зданий для строительства в городах и поселках городского типа. – М.: ГУП ЦПП. – 1994.
8. О.Д. Самарин, П.В. Винский. Подтверждение экспериментальной оценки теплозащитных свойств оконных блоков. // Журнал «СОК». 2018. № 4. С. 81 – 83.
9. О.Д. Самарин, П.В. Винский. Теоретическое обоснование экспериментальной зависимости для сопротивления теплопередаче оконных блоков. // Журнал «СОК». 2020. № 1. С. 85 – 87.
10. О.Я. Кокорин. Современные системы кондиционирования воздуха. – М.: Физматлит. – 2003. – 272 с.
11. Е.М. Белова. Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях. – М.: Евроклимат. – 2006. – 640 с.
12. В.Н. Богословский, М.Я. Поз. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. – М.: Стройиздат. – 1983.
13. В.Г. Гагарин. Методы экономического анализа повышения уровня теплозащиты ограждающих конструкций зданий. Часть 1. // Журнал АВОК. – 2009. – № 1. – с. 10 – 16.
14. А.Н. Дмитриев, Ю.А. Табунщиков, И.Н. Ковалев, Н.В. Шилкин. Руководство по оценке экономической эффективности инвестиций в энергосберегающие мероприятия. – М.: АВОК-ПРЕСС. – 2005. – 120 с.
15. Л.Д. Богуславский, А.А. Симонова, М.Ф. Митин. Экономика теплогазоснабжения и вентиляции. – М.: Стройиздат. – 1988. – 351 с.
16. СП 230.1325800.2015 «Конструкции ограждающие зданий. Характеристики теплотехнических неоднородностей. – Минстрой России. – 2015.