

УДК 628.8 +697.9

## Принцип совместной работы систем кондиционирования и лучистого отопления для встроенного помещения

Канд. техн. наук, доцент **Коченков Н.В.** kochenkov63@mail.ru

**Мотрев А.А.** AleksandrM1991@yandex.ru

Университет ИТМО

191002, Россия, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

*Возрастающий интерес к использованию тепловых насосов (ТН), с одной стороны, и требования к энергоэффективности зданий, с другой стороны, объясняют повышенное внимание к низкотемпературным системам отопления. Все большее использование этих систем обуславливает актуальность вопросов анализа работы центральной системы кондиционирования воздуха (ЦСКВ), функционирующей совместно с лучистой системой отопления (ЛСО), в которой источником теплоты является ТН. Для повышения эффективности применения ТН, использующих в качестве хладагента CO<sub>2</sub>, необходимо осуществлять отбор теплоты в газоохладителе в более широком диапазоне температур. Например, возможна реализация теплоснабжения на двух температурных уровнях: нагрев теплоносителя с температурным режимом 40–30 °С для системы лучистого отопления и нагрев теплоносителя с температурным режимом 70–40 °С для калорифера центрального кондиционера (ЦК), функционирующего в составе ЦСКВ. В зависимости от реализации схемы ТН за счет регулирования давления нагнетания можно изменять соотношение удельной теплоты, идущей на нагрев низкотемпературного теплоносителя для ЛСО и высокотемпературного теплоносителя для калорифера в ЦК. Рассмотрен принцип совместного функционирования ЦСКВ и систем отопления (СО) применительно к встроенному помещению. Показано, что в этом случае на СО возлагается задача по управлению тепловыми нагрузками, приходящимися на ЦСКВ, что расход теплоты в СО определяется только тем, как требуется изменить значение тепловых нагрузок, приходящихся на ЦСКВ, и не зависит от температуры наружного воздуха. Проведена сравнительная оценка потребляемых расходов теплоты для трех конфигураций систем микроклимата: самостоятельно функционирующей ЦСКВ, ЦСКВ совместно с конвективной СО, ЦСКВ совместно с ЛСО.*

**Ключевые слова:** тепловой насос, хладагент, энергоэффективность, центральная система кондиционирования воздуха, конвективная и лучистая система отопления.

doi: 10.17586/2310-1148-2016-9-2-18-27

## The principle of mutual operation of air conditioning systems and radiant heating systems for interior zones

Ph.D. **Kochenkov N.V.** kochenkov63@mail.ru

**Motrev A.A.** AleksandrM1991@yandex.ru

ITMO University

191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov st., 9

*An increasing interest to the heat pumps, on one hand, and requirements of building energy efficiency, on the other hand, results in increasing interest in application of low temperature heating systems. The greater usage of these systems requires analyzing of central air conditioning unit functioning together with radiant low temperature heating system and heat pump system. To improve efficiency of heat pumps, using CO<sub>2</sub> as refrigerant, they must work with large temperature range in gas cooler. For example, heat pump may work on two temperature levels: heating fluid with temperatures 40–30 °C for radiant floor heating, and heating fluid with temperature 70–40 °C for heating coil of central air conditioning unit. Depending on the*

*construction of heat pump system, it is possible to change the ratio of the specific heat needed for heating fluid in the radiant heating system, and specific heat needed for heating fluid in the heating coil of central air conditioning unit. The principle of mutual operation of central air conditioning unit and heating systems for interior zones is considered. Heat system can manage heating loads on central air conditioning unit that do not depend on outdoor temperature. Comparative calculation analysis of heat needed was made for three configurations of microclimate systems: single operating central air conditioning unit, mutual work of central air conditioning unit and convective heating system, mutual work of central air conditioning unit and radiant heating system.*

**Keywords:** heat pump, refrigerant, energy efficiency, central air conditioning unit, convective and radiant heating system.

### Выбор объекта исследования

Оптимизация работы инженерных систем, направленная на минимизацию энергозатрат и повышение качества выполнения системой поставленных задач, является преобладающим направлением в развитии систем отопления, вентиляции и кондиционирования (ОВК). Для решения оптимизационных задач, как правило, применяется системный подход, в котором большое внимание уделяется рассмотрению и моделированию режимов работы системы ОВК и её подсистем для выявления связей между ними и режимов их совместного функционирования [1].

В настоящее время экспертами отмечается возрастающее внимание к применению в системах ОВК технологий использования возобновляемых источников энергии, включающих тепловые насосы (ТН) [2]. Так, по данным, опубликованным в презентации генерального секретаря Европейской ассоциации по тепловым насосам, количество установленных ТН в Европе к 2012 году достигло 5,4 млн. При этом в период с 2005 по 2011 г количество устанавливаемых в год ТН, в 14-и странах Европы, возросло на 71 % – с 419620 до 718134 [3].

В России масштабного применения ТН не наблюдается, но внимание данным технологиям уделяется, особенно после вступления в силу федерального закона № 261 «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации» и появления требований к снижению энергопотребления в строительстве производственных и жилых зданий. Так, например, объекты, вводимые в эксплуатацию в 2016 году должны обладать на 30 % более низким энергопотреблением, чем в 2010 году. Появляются пилотные проекты, к числу которых относится построенный в 2002 году в Москве 17-и этажный жилой дом, использующий систему теплоснабжения на базе геотермальных ТН с системой утилизации тепла удаляемого вентиляционного воздуха. В данном проекте полностью отказаться от центрального теплоснабжения не удалось, но удалось достичь 45 % экономии энергии по сравнению с базовым домом. При этом отмечается, что повышение стоимости крупного объекта, использующего ТН в целях отопления и горячего водоснабжения, как правило, не превышает 10 % [4, 5].

Тепловые насосы используются рядом объектов в Московском парке «Фили» из-за невозможности прокладки теплотрасс в парковой зоне. Реализованы проекты теплоснабжения на базе воздушных ТН для Российских сельских школ, находящихся в северных районах, в значительном удалении от газопроводов, что делало невозможным применение газовых котельных в качестве источника производства тепловой энергии. Мощность же применяемых электродкотельных ограничивалась электрической мощностью выделяемой зданию. Установленная система теплоснабжения на базе ТН, потребляя энергии меньше примерно на 13 %, вырабатывала больше тепловой энергии, чем электродкотельная, что позволило повысить температуру в обслуживаемых помещениях и отапливать ранее не обслуживаемые помещения [6, 7].

Существуют проекты применения котельных на базе ТН в городах, имеющих на своей территории закрытые, затопленные шахты. Применение ТН, использующих низкопотенциальное тепло шахтных вод с температурой 20...30 °С позволит модернизировать центральные системы теплоснабжения этих городов без дополнительного привлечения энергоресурсов. Так в г. Новошахтинск уже установлена теплонасосная котельная, применение которой позволило повысить вырабатываемую тепловую мощность и одновременно с этим отказаться от старых угольных котельных, повысив качество теплоснабжения и снизив вредные выбросы в атмосферу [8, 9].

Возрастающий интерес к использованию ТН, с одной стороны, и требования к энергоэффективности зданий, с другой стороны, объясняют повышенное внимание к низкотемпературным системам отопления, создающим комфортные условия для человека за счёт более равномерного распределения температур по высоте помещения и поддержанию температурной обстановки, при которой температура воздуха отапливаемого помещения ниже температуры его ограждений, за счёт чего требуемая рабочая температура обеспечивается при более низкой температуре воздуха. Это позволяет снизить расход тепла на вентиляцию, по сравнению с помещениями, оборудованными системами отопления конвективного типа [10].

Возрастающая популярность описанных систем делает актуальным вопросы анализа работы центральной системы кондиционирования воздуха (ЦСКВ), функционирующей совместно с ТН и с лучистой системой отопления (ЛСО), а также оценки возможности теплоснабжения зданий только от ТН, обеспечивающего работу и ЦСКВ, и СО, и системы горячего водоснабжения в течение всего отопительного периода.

К тому же стоит обратить внимание на неостанавливающуюся погоню за экологической безопасностью применяемых в парокомпрессионных холодильных установках и ТН рабочих веществ. Одной из проблем, обсуждаемых на мировом уровне, является глобальное потепление, вызываемое эмиссией парниковых газов в атмосферу, к которым относятся и гидрофторуглеродные (ГФУ) хладагенты, широко применяемые на сегодняшний день в технике низких температур. Потенциал глобального потепления (ППП) современных ГФУ хладагентов находится на уровне 1300...4000. К 2030 году применение ГФУ хладагентов должно быть сокращено на 79 %, при этом с 2020 года новые применяемые хладагенты должны будут обладать ППП не более 750 при заправке не более 3 кг, и ППП не более 150 при заправке более 3 кг [11]. В число хладагентов, применение которых будет возможным после 2020 года, входят:

- ГФУ хладагент R32;
- гидрофторолефины (ГФО) R1234yf и R1234ez;
- углеводороды, пропан R290 и изобутан R600a;
- диоксид углерода R744.

Особо следует отметить последний. Диоксид углерода является природным, негорючим (в отличие от остальных перечисленных) хладагентом. Одним из основных недостатков диоксида углерода является низкая нормальная температура кипения, обуславливающая высокий уровень давлений в системе. Но этот недостаток рождает ряд преимуществ – высокий уровень давлений и плотности газообразного диоксида углерода допускают высокие скорости потока при одинаковом с хладагентами гидравлическом сопротивлении, что позволяет сократить проходные сечения каналов, диаметры труб. Реализация высоких скоростей потока позволяет достигнуть высоких коэффициентов теплоотдачи в теплообменных аппаратах и сократить их массу и габариты. Высокая плотность пара и высокая удельная объёмная теплопроизводительность, обуславливают малую требуемую объёмную производительность и размеры компрессора. Поскольку диоксид углерода обладает низкой критической температурой, то в ТН, использующих данный хладагент, реализуются газожидкостные термодинамические циклы (ГЖЦ), в которых неизотермичность процесса охлаждения газообразного диоксида углерода позволяет сократить необратимые потери при передаче теплоты нагреваемому теплоносителю [12].

Эффективность функционирования ТН на диоксиде углерода, реализующих ГЖЦ, зависит от величины нагрева теплоносителя – чем больше перепад температур при нагреве, тем выше эффективность цикла. Поэтому использовать ТН только для нагрева теплоносителя в диапазоне температур, например, 70–40 °С неэффективно, необходимо полезно использовать теплоту на большем температурном диапазоне [13]. Уменьшение температуры газообразного диоксида углерода на выходе из газоохладителя на 10 °С (до 30 °С) уже приводит к значительному увеличению коэффициента трансформации цикла, что возможно благодаря характеру расположения и изгиба изотерм в надкритической области.

Для повышения эффективности функционирования ТН возможна реализация теплоснабжения на двух температурных уровнях, например, нагрев теплоносителя с температурным режимом 40–30 °С для системы лучистого отопления и нагрев теплоносителя с температурным режимом 70–40 °С, поступающего в калорифер центрального кондиционера (ЦК), функционирующего в составе ЦСКВ.

Причём, в зависимости от реализации схемы ТН, регулируя давление нагнетания можно изменять соотношение удельной теплоты, идущей на нагрев низкотемпературного теплоносителя для ЛСО и высокотемпературного теплоносителя для подсистемы нагрева (калорифера) в ЦК.

Регулирование тепловых нагрузок между двумя температурными уровнями может осуществляться с целью решения как задачи анализа, при которой ЛСО обеспечивает оптимальный, с точки зрения потребляемых технологических ресурсов, режим функционирования ЦСКВ, так и для решения задачи синтеза, при которой с помощью ЛСО обеспечивается регулирование тепловых нагрузок в помещении, приходящихся на ЦСКВ.

Для дальнейшего исследования выбирается ЦСКВ, функционирующая совместно с СО. При этом больший акцент будет сделан на ЛСО, поскольку для этой местной системы в качестве источника теплоты могут рассматриваться ТН.

### Принцип совместной работы подсистемы нагрева ЦК и СО

Для определения условий совместного функционирования ЦСКВ и СО (как конвективной, так и лучистой) необходимо представить имеющуюся расчётную информацию в виде графоаналитической модели, выполнив построения на  $I-d$  диаграмме влажного воздуха, которые обобщат условия функционирования ЦСКВ и СО, и позволят преобразовать эти условия в расчётные термодинамические схемы (РТС), по которым можно будет определить режимы функционирования системы в целом, а также технологические процессы всех подсистем [14]. Графоаналитическая модель, являющаяся обобщённой формой представления информации о тепловлажностных и газовых нагрузках в помещении, и обеспечивающая определение при этих нагрузках наилучшего режима функционирования ЦСКВ с точки зрения энергозатрат на обработку воздуха, называется исходной термодинамической схемой (ИТС) [15].

ИТС может представляться в двух видах: для идеальной и многофакторной моделей. Первая из них используется для выявления предельно желаемых параметров функционирования в заданных условиях. К этим значениям необходимо стремиться при разработке систем. Вторая модель обеспечивает выявление возможных отклонений от них при учёте возникших ограничений и реальных характеристик оборудования подсистем [14]. Ниже рассматривается идеальная модель.

Рассмотрим принцип совместного функционирования ЦСКВ и СО применительно к встроенному помещению. Встроенным помещением называется такое помещение, для которого внешние возмущающие воздействия на нормируемые параметры воздушной среды проявляются только через изменение термодинамических параметров потребляемого наружного воздуха на входе в ЦСКВ. Ограждающие конструкции такого помещения не граничат с окружающей средой (компенсировать теплопотери через ограждающие конструкции помещения в этом случае не требуется), а тепловлажностная нагрузка в помещении определяется только внутренними тепло- и влагоизбытками [15].

При совместном функционировании ЦСКВ и СО на последнюю возлагается задача по управлению положением ИТС за счёт создания дополнительных тепловых нагрузок, приходящихся на ЦСКВ [15].

В зависимости от того, какая СО рассматривается – конвективная (КСО) или лучистая (ЛСО) задача по управлению положением ИТС будет решаться по-разному.

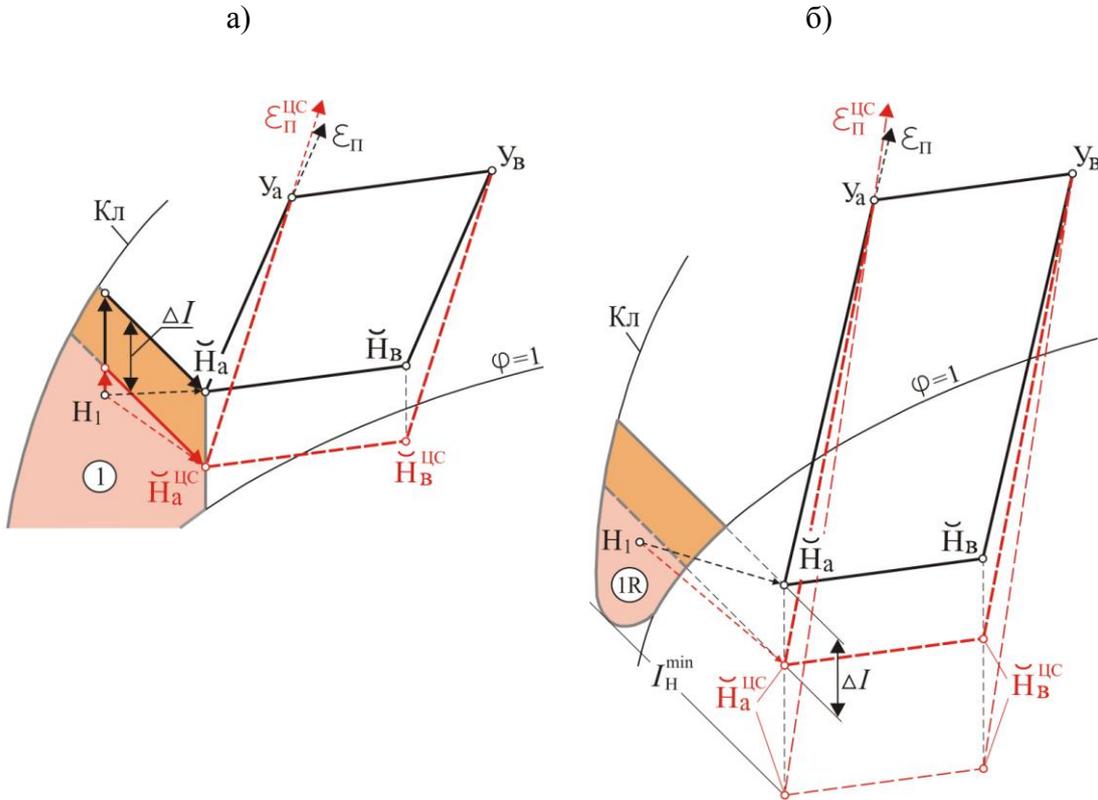
Управление положением ИТС за счёт КСО показано на рис. 1. За счёт создания дополнительных тепловыделений в помещении от КСО тепловая нагрузка, приходящаяся на ЦСКВ,  $q_{\Pi}^{IC}$ , увеличится и составит:

$$q_{\Pi}^{IC} = q_{\Pi} + q_{КСО}, \text{ кВт/м}^2, \quad (1)$$

где,  $\Pi$  – удельные тепловыделения в помещении (для встроенного помещения они складываются только из внутренних теплоизбытков), кВт/м<sup>2</sup>;  $КСО$  – тепловыделения от КСО, кВт/м<sup>2</sup>.

В результате положение ИТС изменится таким образом, что верхняя граница расчётной зоны 1 (рис. 1, а) или 1R (рис. 1, б), проходящая ранее через опорную точку  $\check{H}_a$ , соответствующую удельному минимально-неизбежному расходу наружного воздуха  $m_H$ , сместится вниз на величину  $\Delta I$ , равную:

$$\Delta I = I_{\check{H}_a} - I_{\check{H}_a}^{IC}, \text{ кДж/кг.}$$



**Рис. 1. Изменение положения ИТС за счёт КСО:**  
 а – для I класса нагрузок; б – для II (III) класса нагрузок

Это приведёт к изменению положения вектора режима функционирования для ЦСКВ с  $H_1\check{H}_a$  на  $H_1\check{H}_a^{IC}$ , а, следовательно, к уменьшению теплоты  $q_T^{IC}$ , потребляемой в подсистеме нагрева в ЦСКВ, на величину  $\Delta q_T^{IC}$ , равную:

$$\Delta q_T^{IC} = m_H (I_{\check{H}_a} - I_{\check{H}_a}^{IC}), \text{ кВт/м}^2.$$

В результате произойдёт перераспределение потребляемой теплоты между подсистемой нагрева в ЦСКВ и КСО: часть теплоты, потребляемой ранее в подсистеме нагрева, расходуется теперь в КСО, при этом соблюдается следующее соотношение:  $\Delta q_T^{IC} = q_{КСО}$ . Общее же количество теплоты, потребляемой в ЦСКВ и в КСО,  $q_T^\Sigma$ , равное  $q_T^\Sigma = q_T^{IC} + q_{КСО}$ , остаётся прежним, а получаемый эффект от такого перераспределения налицо – изменится положение ИТС  $IC_{Pi}$  в нужном направлении.

Следует отметить, что для встроенного помещения вариант с одиночно функционирующей ЦСКВ и вариант, где в качестве «регулятора» положением ИТС используется КСО, по значениям потребляемых технологических параметров (ТП) полностью равноценны. Отличие между ними состоит лишь в том, что во втором варианте появляется возможность управлять положением ИТС.

В принципе подсистема нагрева в ЦСКВ может быть вообще исключена, если значение  $q_{\Pi}^{IC}$  увеличить за счёт  $q_{КСО}$  настолько, чтобы вместо расчётной зоны 1 (или 1R) стала зона без потребления теплоты. В этом случае расход теплоты в КСО должен быть таким, чтобы опорная точка  $\check{H}_a^{IC}$  переместилась в точку, энтальпия которой будет равна минимальной расчётной энтальпии наружного климата  $I_H^{min}$ , что показано на рис. 1,б. Тогда значение потребляемой теплоты в ЦСКВ  $q_T^{IC}$  будет равно нулю, а значение  $q_{КСО}$  в КСО составит:

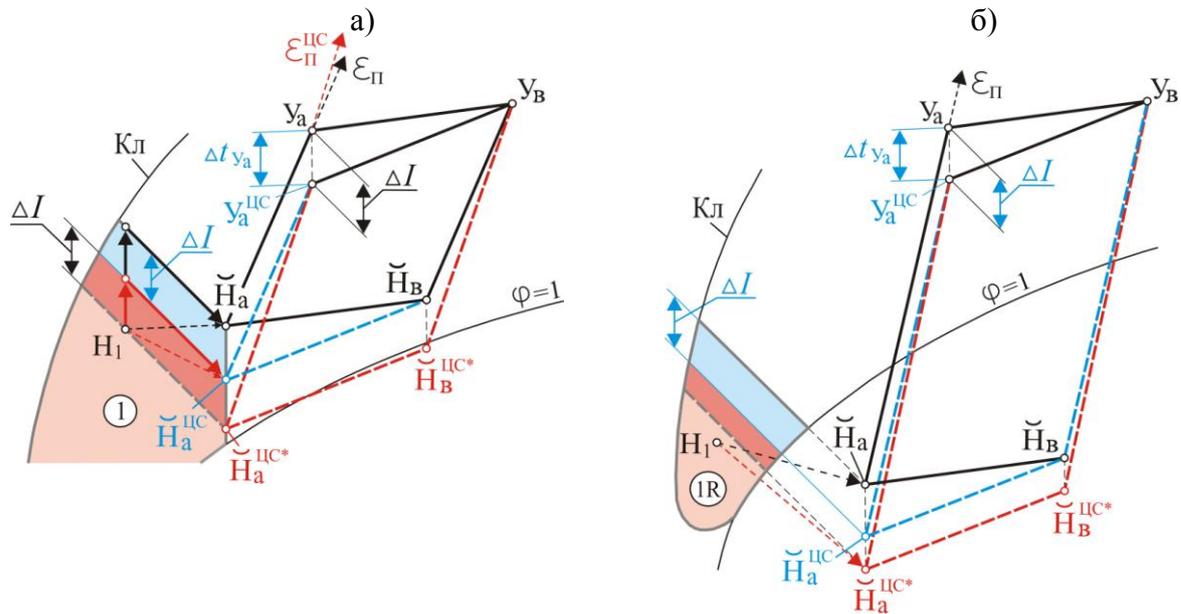
$$q_{КСО} = m_{\check{H}}(I_{\check{H}_a} - I_H^{min}), \text{ кВт/м}^2.$$

Суммарное же потребление теплоты в ЦСКВ и в КСО  $q_T^{\Sigma}$  останется таким же, как и при ЦСКВ, функционирующей самостоятельно без КСО.

Управление положением ИТС за счёт ЛСО показано на рис. 2. В отличие от КСО, при которой вся теплота  $q_{КСО}$  полностью идёт на создание дополнительной тепловой нагрузки на ЦСКВ, при ЛСО её производительность по теплоте  $q_{ЛСО}$  в общем случае состоит из двух частей:

$$q_{ЛСО} = q_{РТ} + q_{ЛСО}^{IC}, \text{ кВт/м}^2, \tag{2}$$

где,  $q_{РТ}$  – удельный расход теплоты в ЛСО для поддержания в помещении требуемой результирующей температуры, кВт/м<sup>2</sup>;  $q_{ЛСО}^{IC}$  – удельный расход теплоты в ЛСО, идущей на создание дополнительных тепловых нагрузок на ЦСКВ, кВт/м<sup>2</sup>.



**Рис. 2. Изменение положения ИТС за счёт ЛСО:**  
**а – для I класса нагрузок; б – для II (III) класса нагрузок**

При работе ЛСО может не создаваться дополнительных тепловых нагрузок на ЦСКВ и значение  $q_{\Pi}^{IC}$  будет оставаться неизменным, равным  $q_{\Pi}$ . В этом случае ЛСО выполняет только одну задачу – поддержание результирующей температуры в помещении  $t_{y_a}^{IC}$ , а её производительность по теплоте  $q_{ЛСО}$  должна быть равна  $q_{РТ}$ . Значение  $q_{РТ}$  рассчитывается по уравнению:

$$q_{РТ} = m_{\check{H}}(I_{y_a} - I_{y_a}^{IC}) = m_{\check{H}}(I_{\check{H}_a} - I_{\check{H}_a}^{IC}), \text{ кВт/м}^2,$$

а положение ИТС изменяется таким образом, что граница расчётной зоны 1 (или 1R), проходящая ранее через точку  $\check{H}_a$  смещается вниз на величину  $\Delta I$ , равную:

$$\Delta I = I_{y_a} - I_{y_a}^{IC} = I_{\check{H}_a} - I_{\check{H}_a}^{IC}, \text{ кДж/кг},$$

и проходит теперь через точку  $\check{H}_a^{IC}$ . Это ведёт к перераспределению потребляемой теплоты между подсистемой нагрева в ЦСКВ и ЛСО, аналогично тому, как это было показано выше при КСО.

Изменяя производительность  $q_{PT}$ , можно управлять текущим положением точки  $Y_a^{IC}$ , «скользящей» по линии постоянного влагосодержания между точками  $Y_a$  и  $Y_a^{IC}$ , и тем самым регулировать положение ИТС (положение точки  $\check{H}_a^{IC}$ ). Предельное положение точки  $Y_a^{IC}$  ( $\check{H}_a^{IC}$ ), т. е. максимальное значение  $\Delta t_{y_a}$ , зависит от функционально-технических характеристик оборудования ЛСО.

Если  $q_{ЛСО}$  окажется больше чем  $q_{PT}$ , то часть теплоступлений от ЛСО  $q_{ЛСО}^{IC}$  в количестве, равном  $q_{CO}^{IC} = q_{ЛСО} - q_{PT}$ , идёт на создание дополнительной тепловой нагрузки на ЦСКВ (на увеличение значения  $q_{П}^{IC}$ ), в результате чего положение ИТС изменяется точно так же, как при такой же дополнительной нагрузке от КСО: точка  $\check{H}_a^{IC}$  перемещается в точку  $\check{H}_a^{IC*}$ , а точка  $\check{H}_b$  в точку  $\check{H}_b^{IC*}$ , по соответствующим линиям постоянного влагосодержания.

Значение  $q_{П}^{IC}$  рассчитывается по уравнению:

$$q_{П}^{IC} = q_{П} + q_{ЛСО}^{IC} = q_{П} + m_{\check{H}} (I_{\check{H}_a^{IC}} - I_{\check{H}_a^{IC*}}), \text{ кВт/м}^2.$$

Суммарное же потребление теплоты  $q_T^{\Sigma}$  в ЦСКВ и в ЛСО, где  $q_T^{\Sigma} = q_T^{IC} + q_{ЛСО}$ , останется неизменным, таким же, как при ЦСКВ, функционирующей самостоятельно без ЛСО. В случае, если производительность  $q_{ЛСО}$  будет таковой, что точка  $\check{H}_a$  переместится в точку  $\check{H}_a^{IC}$  с энтальпией, равной энтальпии наружного воздуха  $I_{H_1}$  для данного момента времени, то расчётная зона для точки климата  $H_1$  изменится и вместо зоны 1 (1R) станет зона без потребления теплоты. Следовательно, расход теплоты  $q_T^{IC}$ , потребляемой в ЦСКВ, станет равным нулю. Это показано на рис. 2,а.

Таким образом, расход теплоты  $q_{CO}$  в СО (как в конвективной, так и в лучистой) для встроенного помещения определяется только тем, как требуется изменить положение ИТС и не зависит от температуры наружного воздуха  $t_{H_1}$ . Однако при этом следует иметь в виду, что управлять положением ИТС за счёт СО во встроенном помещении целесообразно только в том случае, если точка климата  $H_1$  принадлежит к расчётной зоне 1 или 1, т. е. если  $I_{H_1}$  меньше  $I_{\check{H}_a}$ .

Для ЛСО в качестве источника теплоты могут рассматриваться ТН. В последующих работах будет показано, какие факторы могут оказывать влияние на принятие такого решения.

Рассмотрим для помещения встроенного типа следующие конфигурации систем микроклимата: ЦСКВ, ЦСКВ и КСО, ЦСКВ и ЛСО и сравним потребляемые ими расходы теплоты.

Исходные данные:

- внутренние удельные тепловыделения:  $q_{вн} = 0,08 \text{ кВт/м}^2$ ;
- внутренние удельные влаговыделения:  $w_{вн} = 0,005 \text{ г/(с}\cdot\text{м}^2)$ ;
- минимально-неизбежный расход наружного воздуха:  $m_{\check{H}} = 0,002 \text{ кг/(с}\cdot\text{м}^2)$ ;
- точка климата  $H_1$  с координатами  $I_{H_1} = -24,1 \text{ кДж/кг}$ ,  $d_{H_1} = 0,4 \text{ г/кг}$ ;
- координаты точки удаляемого воздуха  $Y_a$ :  $t_{y_a} = 20^\circ\text{C}$ ,  $I_{y_a} = 31,11 \text{ кДж/кг}$ ;
- производительность СО:  $q_{CO} = 0,02 \text{ кВт/м}^2$ ;
- поскольку помещение является встроенным, то  $q_{П} = q_{вн}$ ;  $w_{П} = w_{вн}$ .

**Конфигурация ЦСКВ.** Для точки климата  $H_1$  определяется расход теплоты в подсистеме нагрева ЦСКВ  $q_{T_1}$  (см. рис.1):

$$q_{T_1} = m_{\check{H}}(I_{\check{H}_a} - I_{H_1}) = m_{\check{H}} \left( I_{y_a} - \frac{q_{\Pi}}{m_{\check{H}}} - I_{H_1} \right) = 0,002 \left( 31,11 - \frac{0,08}{0,002} - (-24,1) \right) = 0,03042 \text{ кВт/м}^2.$$

**Конфигурация ЦСКВ и КСО** (см. рис. 1).

В соответствии с уравнением (1) определяется значение тепловой нагрузки  $q_{\Pi_1}^{\text{IC}}$  на ЦСКВ:

$$q_{\Pi_1}^{\text{IC}} = q_{\Pi} + q_{\text{КСО}_1} = 0,08 + 0,02 = 0,1 \text{ кВт/м}^2.$$

Определяется энтальпия точки  $\check{H}_a^{\text{IC}}$ , в которую должна переместиться опорная точка  $\check{H}_a$ :

$$I_{\check{H}_a^{\text{IC}}} = I_{y_a} - \frac{q_{\Pi_1}^{\text{IC}}}{m_{\check{H}}} = 31,11 - \frac{0,1}{0,002} = -18,89 \text{ кДж/кг}.$$

Для точки климата  $H_1$  определяется расход теплоты в подсистеме нагрева ЦСКВ  $q_{T_1}^{\text{IC}}$ , кВт/м<sup>2</sup>:

$$q_{T_1}^{\text{IC}} = m_{\check{H}}(I_{\check{H}_a^{\text{IC}}} - I_{H_1}) = 0,002(-18,89 - (-24,1)) = 0,0104 \text{ кВт/м}^2.$$

Суммарный расход теплоты в ЦСКВ и в КСО  $q_{T_1}^{\Sigma}$  составит:

$$q_{T_1}^{\Sigma} = q_{T_1}^{\text{IC}} + q_{\text{КСО}_1} = 0,01042 + 0,02 = 0,03042 \text{ кВт/м}^2.$$

**Конфигурация ЦСКВ+ЛСО** (см. рис. 2).

Удельный расход теплоты в ЛСО  $q_{\text{ЛСО}}$  известен по условию задачи и составляет 0,02 кВт/м<sup>2</sup>. В соответствии с уравнением (2) поделим значение  $q_{\text{ЛСО}}$  между составляющими его частями  $q_{\text{РТ}_1}$  и  $q_{\text{ЛСО}_1}^{\text{IC}}$  (варианты рассматриваемых комбинаций обозначены как *a*, *b*, *в* и приведены в верхней части таблицы, в строках 2, 3).

Для каждого из вариантов, *a*, *b*, *в* определяются следующие показатели:

- тепловая нагрузка на ЦСКВ  $q_{\Pi_1}^{\text{IC}}$  (строка 4) и соответствующий ей коэффициент луча процесса  $\epsilon_{\Pi}$  (строка 5);
- энтальпия точки  $Y_a^{\text{IC}}$ , в которую переместится точка  $Y_a$  (строка 6);
- энтальпия точки  $\check{H}_a^{\text{IC}*}$ , в которую переместится точка  $\check{H}_a$  (строка 7);
- расход теплоты в подсистеме нагрева ЦСКВ,  $q_{T_1}^{\text{IC}}$  (строка 8);
- суммарный расход теплоты в ЦСКВ и в ЛСО,  $q_{T_1}^{\Sigma}$  (строка 9).

Результаты расчётов для вариантов *a*, *b*, *в* приведены в таблице. Из их сравнительного анализа следует отметить, что во всех вариантах положение точки  $Y_a^{\text{IC}}$  (значение энтальпии  $I_{y_{\text{IC}}}$  в строке 6) будет различным, поскольку оно зависит от значения  $q_{\text{РТ}_1}$ . Положение же точки  $\check{H}_a^{\text{IC}*}$  (значение энтальпии  $I_{\check{H}_a^{\text{IC}*}}$  в строке 7) в вариантах, *a*, *b*, *в* будет одно и то же ( $I_{\check{H}_a^{\text{IC}*}} = -18,89$  кДж/кг), поскольку оно определяется только суммарным значением  $q_{\text{ЛСО}_1}$  (строка 1). Расходы теплоты  $q_{T_1}^{\text{IC}}$  (строка 8) и суммарные  $q_{T_1}^{\Sigma}$  (строка 9) в вариантах *a*, *b*, *в* так же будут одинаковыми.

Таблица

**Результаты расчётов для конфигурации ЦСКВ и ЛСО**

№ п/п	Варианты комбинаций ( $q_{PT_1} + q_{ЛСО_1}^{IC} = 0,02$ кВт/м <sup>2</sup> )	а	б	в
1	$q_{ЛСО_1}$ , кВт/м <sup>2</sup>	0,02		
2	$q_{PT_1}$ , кВт/м <sup>2</sup>	0,005	0,01	0,015
3	$q_{ЛСО_1}^{IC}$ , кВт/м <sup>2</sup>	0,015	0,01	0,005
Результаты расчётов				
4	$q_{П_1}^{IC} = q_{П_1} + q_{ЛСО_1}^{IC}$ , кВт/м <sup>2</sup>	0,095	0,09	0,085
5	$\epsilon_{П_1} = (q_{П_1}^{IC} / w_{П_1}) \cdot 1000$ , кДж/кг	19000	18000	17000
6	$I_{y_a^{IC}} = I_{y_a} - (q_{PT_1} / m_{\bar{H}})$ , кДж/кг	28,61	26,11	23,61
7	$I_{\bar{H}_a^{IC*}} = I_{y_a^{IC}} - (q_{П_1}^{IC} / m_{\bar{H}})$ , кДж/кг	-18,89	-18,89	-18,89
8	$q_{T_1}^{IC} = m_{\bar{H}} (I_{\bar{H}_a^{IC*}} - I_{H_1})$ , кВт/м <sup>2</sup>	0,01042	0,01042	0,01042
9	$q_{T_1}^{\Sigma} = q_{T_1}^{IC} + q_{ЛСО_1}$ , кВт/м <sup>2</sup>	0,03042	0,03042	0,03042

Таким образом, расход теплоты  $q_{T_1}^{IC}$ , потребляемой в подсистеме нагрева, при конфигурации ЦСКВ, больше чем аналогичная величина при конфигурациях ЦСКВ + КСО (ЛСО). Однако суммарный расход теплоты  $q_{T_1}^{\Sigma}$  в трёх рассмотренных конфигурациях систем микроклимата остаётся одним и тем же. Различие между этими конфигурациями состоит только в положении ИТС.

**Литература**

1. Рымкевич А.А. Системный анализ оптимизации общеобменной вентиляции и кондиционирования воздуха. – СПб: АВОК Северо-Запад, 2003. – 272 с.
2. Мировые тенденции в области ОВК: мнения экспертов // АВОК. – Москва: АВОК-Пресс. – 2014. – № 8. – С. 4-12.
3. Nowak T. Heat pump market and statistics report 2013 // Oak Ridge National Laboratory.
4. Горнов В.Ф. Теплонасосные системы теплоснабжения – опыт проектирования // АВОК. – Москва: АВОК-Пресс. – 2015. – №8. – С. 50-56.
5. Васильев Г.П. Энергоэффективный экспериментальный жилой дом в микрорайоне Никулино-2 // АВОК. – Москва: АВОК-Пресс. – 2002. – №4. – С. 10-21.
6. Новомлинская Е. Пять секретов экономии [Электронный ресурс] // РБК+ [Сайт]. URL: <http://www.rbplus.ru/news/556c4f9d7a8aa97335aca9b0>
7. Тепловые насосы Zubadan. Сравнение с другими вариантами отопления // Юнидо в России. – 2011. – №4. – С. 56-58.
8. Черни А.В. Модернизация систем теплоснабжения шахтёрских городов России // Энергосовет. – Москва: Новости теплоснабжения. – 2011. – №4(17). – С. 11-12.
9. Новошахтинск согреют теплом шахтных вод // Вестник. – Ростов-на-Дону: МедиаЮГ. – 2011. – №3(58). – С. 70-71.
10. Olesen B.W. Теория и практика напольного лучистого отопления // АВОК. – Москва: АВОК-Пресс. – 2003. – №1. – С. 44-52.

11. Andrea V. Новые правила по регуляции выбросов фторированных газов: запрет ГФУ с GWP > 750 к 2025 г. по материалам журнала «JARN» // Интернет-портал холодильной отрасли «Refrigeration Portal».
12. *Калнинь И.М., Пустовалов С.Б., Савицкий А.И.* Тепловые насосы на диоксиде углерода для систем теплогенерирования // Вестник Российской академии естественных наук. – Москва. – 2009. – №1. – С. 81-86.
13. *Калнинь И.М., Пустовалов С.Б., Кривцов Д.В.* Масштабы и перспективы применения тепловых насосов на R744 // Холодильная техника. – 2013. – №3. – С. 22-26;
14. *Рымкевич А.А.* Особенность метода обобщения условий функционирования СКВ за годовой цикл их эксплуатации // Арктический СНИП. – 2002. – № 1(9). – С. 22-25
15. *Коченков Н.В.* Энергосберегающие режимы систем кондиционирования воздуха: монография. – СПб: ВКА им. А.Ф. Можайского, 2009. – Ч. 1: СКВ, обслуживающие помещения с однохарактерными нагрузками. – 399 с.

*Статья поступила в редакцию 21.04.2016 г.*