

Энергосберегающие технические решения для местно-центральных систем обеспечения микроклимата при использовании тепловых насосов в качестве местных агрегатов, объединенных в единый водяной контур

Аспирант О.В. Аверьянова*

ГОУ Санкт-Петербургский государственный политехнический университет

Ключевые слова: кондиционирование, отопление, тепловой насос, водяная петля с тепловыми насосами, альтернативные источники энергии, низкопотенциальные источники тепла, коэффициент преобразования теплоты.

23 ноября 2009 года вступил в силу Федеральный закон №261 «Об энергосбережении и повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации». Он призван заменить старый закон от 1996 года. Энергосбережение, то есть эффективное использование энергии, считается сегодня одним из наиболее актуальных направлений развития страны. В современной России использование энергии крайне неэффективно. Безусловно, новый закон является попыткой изменить эту ситуацию.

В соответствии со статьей 14 261-ФЗ и пунктом 68 Плана мероприятий по энергосбережению и повышению энергетической эффективности в Российской Федерации, направленных на реализацию Федерального закона № 261-ФЗ, Министерство экономического развития 17 февраля 2010 года утвердило Перечень мероприятий в области энергосбережения. В этом перечне озвучены мероприятия по увеличению использования в качестве источников энергии вторичных энергетических ресурсов и (или) возобновляемых источников энергии.

На сегодняшний день широко известны способы экономии энергии, при которых в качестве источника тепла используют низкопотенциальную теплоту наружного воздуха, воды, сточных вод, а также тепло внутреннего воздуха. Системы, позволяющие это сделать, используются в Китае, США и Европе. Основным элементом таких систем являются тепловые насосные установки (ТНУ).

Теме использования тепловых насосов для теплоснабжения зданий посвящается все большее количество статей в технических изданиях, но они посвящены, главным образом, пропаганде этого направления. Научные исследования в этой области у нас ведутся касаясь систем, использующих в качестве источника тепла низкопотенциальную теплоту наружного воздуха, воды, сточных вод, либо теплоту от регенератора в цикле Стирлинга [1], [2], [3]. Результаты исследований и описания систем, утилизирующих тепло внутреннего воздуха в помещениях, представлены в недостаточном объеме.

В современных условиях узкой специализации инженеров отдельно решаются вопросы отопления, теплоснабжения, горячего водоснабжения, вентиляции, кондиционирования воздуха и автоматического регулирования объекта, что приводит к созданию энерго- и материалозатратных инженерных систем оборудования здания. Снизить энергопотребление инженерными системами здания могут позволить комплексные решения, реализующие в единой системе функции отопления, охлаждения, горячего водоснабжения, объединяющие одним контуром источники теплоты и холода в здании. Объединение в единую систему дает возможность предусмотреть утилизацию теплоты удаляемого воздуха, теплоты сточной воды [4], [5]. Одним из таких схемных решений является кольцевая водяная система с тепловыми насосами (water loop heat pump system). [6], [7], [8].

Основное назначение системы обеспечения микроклимата – создавать и поддерживать комфортные условия в объеме помещения [9], [10]. Эти условия предполагают постоянное поддержание в зоне пребывания людей определенных сочетаний температуры и относительной влажности воздуха. Согласно приложению 5 (обязательное) СНиП 2.04.05-91* «Отопление, вентиляция и кондиционирование», [11] температура воздуха в обслуживаемой зоне должна быть 20-22°C, относительная влажность должна составлять 30-45%.

Для достижения заданных параметров внутреннего воздуха в помещение подается приточный воздух определенного состояния и в определенном количестве и вода, несущая тепло или холод. Такая схема предполагает независимую обработку рециркуляционного воздуха в местном агрегате и наружного воздуха в центральном кондиционере. Для этого в теплообменнике местного агрегата охлаждается или нагревается в зависимости от периода года рециркуляционный (внутренний) воздух. Приточный воздух в размере минимально необходимого расхода наружного воздуха обрабатывается в ЦК и поступает в помещение через воздухораспределительные устройства. Смешение двух потоков происходит непосредственно в самом

Аверьянова О.В. Энергосберегающие технические решения для местно-центральных систем обеспечения микроклимата при использовании тепловых насосов в качестве местных агрегатов, объединенных в единый водяной контур

помещении. Поддержание температуры в каждом помещении осуществляется при помощи системы управления, которая в соответствии с уставкой посылает сигналы на исполнительные механизмы оборудования.

На начальном этапе проектирования новых или реконструкции действующих систем обеспечения микроклимата перед разработчиками обычно стоит следующая технико-экономическая задача: определить экономически оптимальный вариант решения, то есть лучший из всех возможных в принятых условиях. Экономически наиболее целесообразным будет являться вариант решения, при котором приведенные затраты II , руб./год будут минимальны.

При сопоставлении вариантов технических решений необходимым является соблюдение условий их сопоставимости: функциональное назначение, режим эксплуатации, способ достижения заданных параметров, производство затрат, цены, определяющие эти затраты. В связи с этим, в качестве местного агрегата для одного варианта, являющегося традиционным, применяется фанкойл. В качестве другого варианта предлагается кольцевая водяная петля с тепловыми насосами в качестве местных агрегатов.

На рис. 1 и 2 представлены модели этих систем.

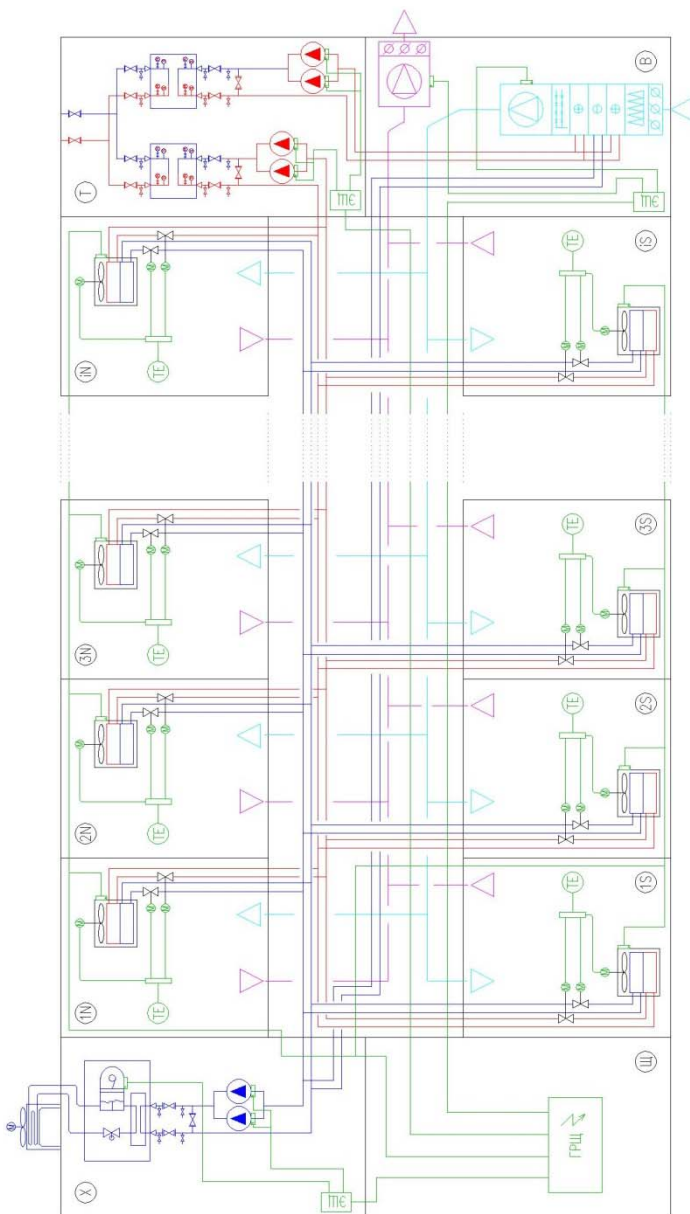


Рисунок 1. Модель водо-воздушной (местно-центральной) системы обеспечения микроклимата с использованием фанкойлов

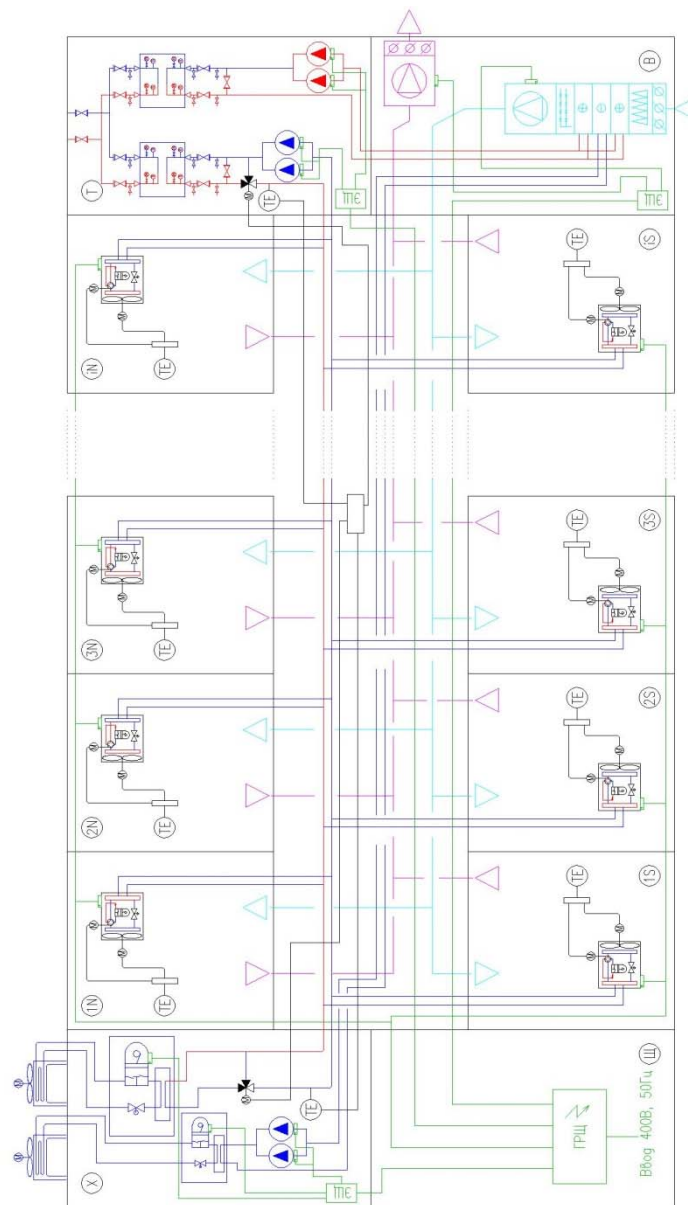


Рисунок 2. Модель водо-воздушной (местно-центральной) системы обеспечения микроклимата с использованием тепловых насосов с водой в качестве источника тепла низкого потенциала

Аверьянова О.В. Энергосберегающие технические решения для местно-центральных систем обеспечения микроклимата при использовании тепловых насосов в качестве местных агрегатов, объединенных в единый водяной контур

Приведенные затраты [12] представляют собой оценочный показатель сравнительной экономической эффективности технического решения, определяется по формуле:

$$П = C + E \cdot K,$$

где C – эксплуатационные затраты, руб/год;

K – прямые инвестиции (капитальные вложения), руб.;

E – нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений (равный обратной величине срока окупаемости), год⁻¹.

Для оценки прямых инвестиций в строительство системы обеспечения микроклимата необходимо, в первую очередь, понимать стоимость используемого оборудования. Для этого нужно подобрать такое оборудование, возможности которого позволят регулировать параметры внутреннего климата в определенном диапазоне в зависимости от возмущающих факторов. Такими факторами являются изменяющиеся параметры наружной среды, теплопритоки и теплопотери в помещении, влагопоступления.

Прямые инвестиции

Расчет капитальных вложений необходимо выполнить при наибольшем и наименьшем значении углового коэффициента ε , характеризующего процесс изменения состояния воздуха в помещении [13], [14], [15], [16], [17], [18]:

$$\varepsilon = \frac{Q_n}{W}, \text{ кДж/кг},$$

где Q_n – полное количество тепла, переданное при изменении состояния воздуха, кДж/ч;

W – количество влаги, переданное в процессе изменения состояния воздуха, кг/ч;

$$Q_n = Q_{c.pад.} + Q_{чел} + Q_{осв} + Q_{обор} - Q_{mn.ст} - Q_{mn.ок},$$

где $Q_{c.pад.}$ – теплопоступления от солнечной радиации через светопрозрачные поверхности и наружные ограждающие конструкции здания для расчетного часа, Вт;

$Q_{чел}$ – полные теплопоступления от взрослых людей при температуре окружающего воздуха в зависимости от выполняемой работы, Вт;

$Q_{осв.}$ – теплопоступления от искусственного освещения, Вт;

$Q_{обор}$ – теплопоступления от технологического оборудования, Вт;

$Q_{mn.ст.}$ – теплопотери через наружные стены в холодный период, Вт;

$Q_{mn.ок.}$ – теплопотери через светопрозрачные конструкции в холодный период, Вт.

Цель данного расчета – определить максимальную холодопроизводительность и теплопроизводительность местного агрегата.

Подбор основного оборудования по итогам расчетов

Исходные данные для подбора фанкойлов в качестве местных агрегатов:

$G_{рец}$ – расход воздуха, кг/ч;

$Q_{вдX}^{max}$ – холодопроизводительность фанкойла, Вт;

$Q_{вдТ}^{max}$ – теплопроизводительность фанкойла, Вт;

$t_{вд}$ – конечная температура воздуха на выходе из ВД, °С;

$t_{вн}$ – начальная температура воздуха, входящего в ВД, °С;

$t_{н}^2$ – начальная температура горячего теплоносителя, °С;

$t_{к}^2$ – конечная температура горячего теплоносителя, °С;

$t_{н}^x$ – начальная температура холодного теплоносителя, °С;

$t_{к}^x$ – конечная температура холодного теплоносителя, °С.

Аверьянова О.В. Энергосберегающие технические решения для местно-центральных систем обеспечения микроклимата при использовании тепловых насосов в качестве местных агрегатов, объединенных в единый водяной контур

Исходные данные для подбора тепловых насосов [19], [20], [21] в качестве местных агрегатов:

$G_{\text{рец}}$ – расход воздуха, кг/ч;

$Q_{\text{вдХ}}^{\text{max}}$ – холодопроизводительность ТН, Вт;

$Q_{\text{вдТ}}^{\text{max}}$ – теплопроизводительность ТН, Вт;

$t_{\text{вн}}$ – начальная температура воздуха, входящего в ВД, °С;

$t_{\text{вд}}$ – конечная температура воздуха на выходе из ВД, °С;

$t_{\text{вн}}$ – начальная температура воды, °С;

$t_{\text{вк}}$ – конечная температура воды, °С;

хладагент – R407C.

Эксплуатационные затраты

Для системы с местными агрегатами – фанкойлами.

Общие затраты будут складываться:

$$C = T + \mathcal{E}_x + \mathcal{E}_{\text{нх}} + \mathcal{E}_{\text{нт}},$$

где T – затраты на теплоту, поступающую в систему теплоснабжения фанкойлов, руб/год;

\mathcal{E}_x – затраты на электроэнергию, потребляющую компрессором холодильной машины, руб/год;

$\mathcal{E}_{\text{нх}}$ – затраты на электроэнергию, потребляемую насосом, поддерживающим давление в системе теплоснабжения фанкойлов, руб/год;

\mathcal{E}_c – затраты на электроэнергию, потребляемую насосом, поддерживающим давление в системе холодоснабжения фанкойлов, руб/год.

Затраты на тепловую энергию, потребляемую системой:

$$T = Q_{\text{год}} \cdot p,$$

где p – стоимость 1 Гкал тепла, руб/Гкал;

$Q_{\text{год}}$ – годовое потребление тепла, Гкал.

Потребление тепла за год:

$$Q_{\text{год}} = \sum_{\text{м=январь}}^{\text{декабрь}} \sum_{\text{д=1}}^{30(31)} \sum_{\text{ч=1}}^{24} Q_{\text{мдч}},$$

где $Q_{\text{ч}}$ – потребление тепла в расчетный час [22], [23].

Затраты на электроэнергию, потребляемую приводом компрессора холодильной машины:

$$\mathcal{E}_x = N_{\text{э}}^{\text{год}} \cdot C_{\text{э}},$$

где $C_{\text{э}}$ – плата за электроэнергию, руб./(кВт·ч);

$N_{\text{э}}^{\text{год}}$ – расчетный расход электроэнергии за год, кВт.

Электрическая мощность рассчитывается:

$$N_{\text{э}}^{\text{год}} = \sum_{\text{м=январь}}^{\text{декабрь}} \sum_{\text{д=1}}^{30(31)} \sum_{\text{ч=1}}^{24} N_{\text{мдч}},$$

где $N_{\text{ч}}$ – мощность для привода компрессора в расчетный час, кВт.

Электрическая мощность рассчитывается:

$$N_{\text{тн}}^{\text{час}} = \frac{Q_{\text{ч}}^x \cdot l}{q_x \cdot \eta_{\text{мех}} \cdot \eta_{\text{эл}} \cdot \eta_i},$$

Аверьянова О.В. Энергосберегающие технические решения для местно-центральных систем обеспечения микроклимата при использовании тепловых насосов в качестве местных агрегатов, объединенных в единый водяной контур

где Q_c^x – потребление холода в расчетный час.

Затраты на электроэнергию, потребляемую насосным оборудованием:

$$\mathcal{E}_n = N_9^{zod} \cdot C_9,$$

где C_9 – плата за электроэнергию, руб/(кВт·ч);

N_9^{zod} – расчетный расход электроэнергии за год, кВт.

Электрическая мощность рассчитывается:

$$N_n = k \frac{g \cdot Q \cdot H \cdot \gamma}{\eta_{нас} \cdot \eta_{пер}},$$

где k – коэффициент запаса;

g – ускорение свободного падения, 9,8 м/с²;

Q – расход перекачиваемой среды, м³/ч;

H – расчетная высота подачи, м;

γ – плотность среды, кг/м³;

$\eta_{нас}, \eta_{пер}$ – КПД насоса и КПД передачи.

Для системы с местными агрегатами – тепловыми насосами.

Общие затраты будут складываться:

$$C = T + \mathcal{E}_x + \mathcal{E}_{mn} + \mathcal{E}_c,$$

где T – затраты на теплоту, поступающую в контур, руб/год [22], [23];

\mathcal{E}_x – затраты на электроэнергию, потребляющую компрессором холодильной машины, руб/год;

\mathcal{E}_{mn} – затраты на электроэнергию, потребляющую компрессором ТН, руб/год;

\mathcal{E}_c – затраты на электроэнергию, потребляющую насосом, поддерживающим давление в водяном контуре, руб/год.

Затраты на тепловую энергию, потребляемую системой:

$$T = Q_{zod} \cdot p,$$

где p – стоимость 1 Гкал тепла, руб./Гкал.

Q_{zod} – годовое потребление тепла, Гкал.

Потребление тепла за год:

$$Q_{zod} = \sum_{m=\text{январь}}^{\text{декабрь}} \sum_{d=1}^{30(31)} \sum_{c=1}^{24} Q_{mдч},$$

где Q_c – потребление тепла в расчетный час.

Часовая теплопотребность будет равна:

$$Q_c = \left(\sum_{n=1}^i G_{nS} + \sum_{m=1}^i G_{mN} \right) \cdot \Delta t_w,$$

где $\Delta t_w = t_{wk} - t_w$, когда $\Delta t_w > 0$.

В этом выражении t_w – уставка для системы автоматического управления, которая принимается 20°С;

$$t_{wk} = \frac{\sum_{n=1}^i [G_{nS} \cdot (t_{wk})_{nS}] + \sum_{m=1}^i [G_{mN} \cdot (t_{wk})_{mN}]}{\sum_{n=1}^i G_{nS} + \sum_{m=1}^i G_{mN}}.$$

Аверьянова О.В. Энергосберегающие технические решения для местно-центральных систем обеспечения микроклимата при использовании тепловых насосов в качестве местных агрегатов, объединенных в единый водяной контур

Если ТН работает на обогрев, то t_{wk} – нижнее значение теплоносителя-воды в водяной петле, принимается 17,5°C.

Расход теплоносителя G , кг/ч, по каждому помещению принимается из выражения:

$$G = \frac{3,6Q_{нагр}}{4,2 \cdot (t_{верхн} - t_{нижн})},$$

где $Q_{нагр} = Q_{вд} - N_i$, если ТН работает на обогрев;

$$N_i = \frac{Q_{вд} \cdot l}{q_k \cdot \eta_i}.$$

Параметры l и q_k определены для рассматриваемой модели [5], [19], их значения сведены в таблицы.

Затраты на электроэнергию, потребляемую приводом компрессора холодильной машины:

$$\mathcal{E}_x = N_9^{год} \cdot C_9,$$

где C_9 – плата за электроэнергию, руб./(кВт·ч);

$N_9^{год}$ – расчетный расход электроэнергии за год, кВт.

Потребляемая мощность привода компрессора холодильной машины в год:

$$N_9^{год} = \sum_{m=\text{январь}}^{\text{декабрь}} \sum_{d=1}^{30(31)} \sum_{c=1}^{24} N_{мдч},$$

где $N_{ч}$ – мощность для привода компрессора в расчетный час, кВт.

Электрическая мощность рассчитывается:

$$N_{мч}^{час} = \frac{Q_{ч}^x \cdot l}{q_x \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_{эл} \cdot \eta_i}.$$

Потребление холода в расчетный час:

$$Q_{ч}^x = \left(\sum_{n=1}^i G_{nS} + \sum_{m=1}^i G_{mN} \right) \cdot \Delta t_w,$$

где $\Delta t_w = t_{wk} - t_w$, когда $\Delta t_w < 0$.

В этом выражении t_w – уставка, которая принимается 20°C;

$$t_{wk} = \frac{\sum_{n=1}^i [G_{nS} \cdot (t_{wk})_{nS}] + \sum_{m=1}^i [G_{mN} \cdot (t_{wk})_{mN}]}{\sum_{n=1}^i G_{nS} + \sum_{m=1}^i G_{mN}}.$$

Если ТН работает на охлаждение, то t_{wk} – верхнее значение теплоносителя-воды в водяной петле, принимается 22,5°C.

Расход теплоносителя G , кг/ч, по каждому помещению принимается из выражения:

$$G = \frac{3,6Q_{нагр}}{4,2 \cdot (t_{верхн} - t_{нижн})},$$

где $Q_{нагр} = Q_{вд} + N_i$, если ТН работает на охлаждение;

$$N_i = \frac{Q_{вд} \cdot l}{q_x \cdot \eta_i}$$

Параметры l и q_x определены для рассматриваемой модели [5], [19], их значения сведены в таблицы.

Затраты на электроэнергию, потребляемую компрессором ТН:

$$\mathcal{E}_{mn} = \left(\sum_{n=1}^{iS} (N_{mn}^{zod})_{nS} + \sum_{m=1}^{iN} (N_{mn}^{zod})_{mN} \right) \cdot C_9,$$

где C_9 – плата за электроэнергию, руб/(кВт·ч);

N_{mn}^{zod} – расчетный расход электроэнергии привода компрессора ТН, установленного в i -м помещении за год, кВт.

Расчетный расход электроэнергии в расчетный час на привод компрессора ТН в помещении будет зависеть, помимо всего прочего, и от режима работы ТН, то есть от того, обеспечивает ли он в расчетный час охлаждение или нагрев помещения. Влияние температур кипения и конденсации используемого хладагента на производительность и КПД холодильного цикла достаточное, чтобы им не пренебрегать. Поэтому, применимо к рассматриваемой модели, соотношения между основными показателями циклов вычислены при различных температурах кипения для режима отвода тепла (охлаждение помещения) и различных температурах конденсации для режима компенсации теплопотерь (обогрев помещения).

Таблица 1. Циклы паровой компрессионной машины при температуре конденсации хладагента R407C 28°C, давлении конденсации 10,92 Бар и различных температурах кипения

| Давление кипения, Бар | Температура кипения, °C | Удельная холодопроизводительность, кДж/кг | Массовый расход, кг/(с·кВт) | Удельный объем всасываемого пара, м³/кг | Теплота сжатия, кДж/кг | Потребляемая теоретическая мощность, кВт/кВт |
|-----------------------|-------------------------|---|-----------------------------|---|------------------------|--|
| 5,55 | 6 | 187,80 | 0,00532 | 0,045 | 24,55 | 0,1307 |
| 5,74 | 7 | 188,42 | 0,00531 | 0,043 | 23,33 | 0,1238 |
| 5,93 | 8 | 189,04 | 0,00529 | 0,042 | 22,12 | 0,1170 |
| 6,12 | 9 | 189,66 | 0,00527 | 0,041 | 20,92 | 0,1103 |
| 6,33 | 10 | 190,49 | 0,00525 | 0,039 | 19,73 | 0,1036 |
| 6,53 | 11 | 190,89 | 0,00524 | 0,038 | 18,56 | 0,0972 |
| 6,75 | 12 | 191,31 | 0,00523 | 0,037 | 17,39 | 0,0909 |
| 6,96 | 13 | 191,73 | 0,00522 | 0,035 | 16,23 | 0,0847 |
| 7,19 | 14 | 192,14 | 0,00520 | 0,034 | 15,08 | 0,0785 |
| 7,42 | 15 | 192,76 | 0,00519 | 0,033 | 13,94 | 0,0723 |
| 7,65 | 16 | 193,38 | 0,00517 | 0,032 | 12,82 | 0,0663 |

Таблица 2. Циклы паровой компрессионной машины при температуре испарения хладагента R407C 15°C, давлении испарения 7,41 Бар и различных температурах конденсации

| Давление конденсации, Бар | Температура конденсации, °C | Удельная холодопроизводительность, кДж/кг | Удельная теплопроизводительность, кДж/кг | Массовый расход, кг/(с·кВт) | Удельный объем всасываемого пара, м³/кг | Теплота сжатия, кДж/кг | Потребляемая теоретическая мощность, кВт/кВт |
|---------------------------|-----------------------------|---|--|-----------------------------|---|------------------------|--|
| 8,64 | 20 | 206,85 | 213,10 | 0,00483 | 0,033 | 5,49 | 0,0265 |
| 8,91 | 21 | 205,31 | 212,46 | 0,00487 | 0,033 | 6,57 | 0,0320 |
| 9,17 | 22 | 203,74 | 212,07 | 0,00491 | 0,033 | 7,64 | 0,0375 |
| 9,45 | 23 | 202,16 | 211,17 | 0,00495 | 0,033 | 8,71 | 0,0431 |
| 9,73 | 24 | 200,57 | 211,00 | 0,00499 | 0,033 | 9,77 | 0,0487 |
| 10,02 | 25 | 198,98 | 210,34 | 0,00503 | 0,033 | 10,82 | 0,0544 |
| 10,31 | 26 | 197,37 | 209,42 | 0,00507 | 0,033 | 11,86 | 0,0601 |
| 10,61 | 27 | 195,76 | 208,99 | 0,00511 | 0,033 | 12,91 | 0,0659 |
| 10,92 | 28 | 194,13 | 208,32 | 0,00515 | 0,033 | 13,94 | 0,0718 |
| 11,24 | 29 | 192,50 | 208,12 | 0,00519 | 0,033 | 14,97 | 0,0778 |

Аверьянова О.В. Энергосберегающие технические решения для местно-центральных систем обеспечения микроклимата при использовании тепловых насосов в качестве местных агрегатов, объединенных в единый водяной контур

| Давление конденсации, Бар | Температура конденсации, °С | Удельная холодопроизводительность, кДж/кг | Удельная теплопроизводительность, кДж/кг | Массовый расход, кг/(с·кВт) | Удельный объем всасываемого пара, м ³ /кг | Теплота сжатия, кДж/кг | Потребляемая теоретическая мощность, кВт/кВт |
|---------------------------|-----------------------------|---|--|-----------------------------|--|------------------------|--|
| 11,56 | 30 | 190,85 | 207,18 | 0,00524 | 0,033 | 15,99 | 0,0838 |
| 11,89 | 31 | 189,20 | 206,52 | 0,00529 | 0,033 | 17,01 | 0,0899 |
| 12,22 | 32 | 187,54 | 205,60 | 0,00533 | 0,033 | 18,02 | 0,0961 |
| 12,56 | 33 | 185,97 | 204,98 | 0,00538 | 0,033 | 19,02 | 0,1023 |
| 12,91 | 34 | 184,18 | 204,37 | 0,00543 | 0,033 | 20,02 | 0,1087 |
| 13,27 | 35 | 182,49 | 203,10 | 0,00548 | 0,033 | 21,01 | 0,1151 |

Режим отвода теплоизбытков (охлаждение помещения):

$$N_{тн}^{час} = \frac{Q_{ио} \cdot l}{q_x \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_{эл} \cdot \eta_i} = \frac{Q_{вд} \cdot l}{q_x \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_{эл} \cdot \eta_i}$$

Режим компенсации теплопотерь (нагрев помещения):

$$N_{тн}^{час} = \frac{Q_{ит} \cdot l}{q_x \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_{эл} \cdot \eta_i} = \frac{(Q_{вд} - N_i) \cdot l}{q_x \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_{эл} \cdot \eta_i}$$

Затраты на электроэнергию, потребляемую насосным оборудованием:

$$\mathcal{E}_н = N_э^{год} \cdot C_э,$$

где $C_э$ – плата за электроэнергию, руб/(кВт·ч);

$N_э^{год}$ – расчетный расход электроэнергии за год, кВт.

Электрическая мощность рассчитывается:

$$N_n = k \frac{g \cdot Q \cdot H \cdot \gamma}{\eta_{нас} \cdot \eta_{пер}},$$

где k – коэффициент запаса;

g – ускорение свободного падения, 9,8м/с²;

Q – расход перекачиваемой среды, м³/ч;

H – расчетная высота подачи, м;

γ – плотность среды, кг/м³;

$\eta_{нас}, \eta_{пер}$ – КПД насоса и КПД передачи.

Таблица 3. Приведенные затраты местно-центральной системы кондиционирования с тепловыми насосами и фанкойлами на 1 кв.м. ограждающих конструкций, выполненных в соответствии со СНиП 23-02, в Санкт-Петербурге за 1 год

| Статья затрат | Система с фанкойлами | Система с тепловыми насосами | Тариф |
|---|--|--|-----------------|
| Капитальные вложения | | | |
| Стоимость оборудования и материалов | 1116 руб. (удельная стоимость 7,2руб./1Вт) | 3146,5 руб. (удельная стоимость 20,3руб./1 Вт) | - |
| Эксплуатационные затраты | | | |
| Тепловая энергия, кВт/м ² наружн. огр. | 151,06 | 69,65 | 1000 руб/1Гкал |
| Электропотребление холодильных машин, кВт*ч/ м ² наружн. огр. | 44,5 | 25,26 | 3,45 руб/1кВт*ч |
| Электропотребление насосного оборудования, кВт*ч/ м ² наружн. огр. | 0,172 | 0,289 | 3,45 руб/1кВт*ч |
| Электропотребление приводов | 0 | 47,43 | 3,45 руб/1кВт*ч |

Аверьянова О.В. Энергосберегающие технические решения для местно-центральных систем обеспечения микроклимата при использовании тепловых насосов в качестве местных агрегатов, объединенных в единый водяной контур

| Статья затрат | Система с фанкойлами | Система с тепловыми насосами | Тариф |
|---|----------------------|------------------------------|-----------------|
| компрессоров, кВт*ч/ м ² наружн. огр. | | | |
| Общее электропотребление, кВт*ч/ м ² наружн. огр. | 44,7 | 72,98 | 3,45 руб/1кВт*ч |
| Всего | 15 260,84 руб. | 7 217,44 руб. | - |
| Приведенные затраты при нормативном коэффициенте эффективности капитальных вложений 0,2 | | | |
| | 15 484,04 руб. | 7 846,74 руб. | |

Расчет приведенных затрат показал, что наиболее экономически привлекательным техническим решением является система обеспечения параметров микроклимата с тепловыми насосами в качестве местных агрегатов, объединенных в единый водяной контур. Срок окупаемости этого решения при сложившихся тарифах на тепловую и электроэнергию составит около 2,5 лет.

Литература:

1. Дацюк Т. А., Васильев В. Ф., Дерюгин В. В., Ивлев Ю. П. Новая технология проектирования систем обеспечения микроклимата зданий // Вестник гражданских инженеров. 2005. №3(4). С. 57-63.
2. Дацюк Т. А., Леонтьева Ю. Н., Мелех Т. Х. Улучшение тепловой защиты зданий // Инженерные системы. 2007. №3(30). С. 52-55.
3. Авсюкевич Д. А., Осовский В. А. Термоэкономическая модель системы теплоснабжения. // Материалы Международной научно-технической конференции «Теоретические основы теплогазоснабжения и вентиляции». М. : МГСУ, 2005.
4. Белова Е. М. Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях. М.: Евроклимат, 2006. 399 с.
5. Белова Е. М. Системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами. М.: Евроклимат, 2003. 640 с.
6. Аверьянова О. В. Климатические системы с тепловыми насосами и водяным контуром // Инженерно-строительный журнал. 2009. № 2. С. 19-22.
7. Аверьянова О. В. Системы кондиционирования для ЦОД // Вентиляция. Кондиционирование. Отопление. 2010. Февраль. С. 36-39.
8. Аверьянова О. В. Возможности использования внутренних теплопоступлений в системах кондиционирования // Инженерные системы. 2009. № 1(38). С. 26-28.
9. СНиП 31-06-2009 Общественные здания и сооружения.
10. СНиП 31-05-2003 Общественные здания административного обозначения.
11. СНиП 2.04.05-91* Отопление, вентиляция и кондиционирование.
12. Райзберг Б. А., Лозовский Л. Ш., Стародубцева Е. Б. Современный экономический словарь : 5-е изд., перераб. и доп. М.: ИНФРА-М, 2007. 495 с.
13. СНиП 23-01-99* Строительная климатология.
14. СНиП 41-01-2003* Отопление, вентиляция и кондиционирование.
15. СНиП 2.01.01-82 Строительная климатология и геофизика.
16. СНиП II-3-79* Строительная теплотехника.
17. Пособие 2.91 к СНиП 2.04.05-91.
18. Влажный воздух : Справочное пособие АВОК 1-2004. М. : АВОК-ПРЕСС, 2004. 46 с.
19. Доссат Р. Дж. Основы холодильной техники / Пер. с англ. М. : Легкая и пищевая пром-ть, 1984. 520 с.
20. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Учебное пособие для вузов / Под ред. чл.-корр. АН СССР П.Г. Романкова. – 10-е изд., перераб. и доп. Л. : Химия, 1987. 576 с.
21. Цветков О. Б., Лаптев Ю. А., Пятаков Г. Л. Расчет горизонтального кожухотрубного испарителя холодильной установки: Метод. указания для студентов специальностей 140401,140504, 190603, 260601, 260602, 220301, 260202, 260204, 260301, 260303, 260504,280201 / СПбГУНИПТ. СПб. , 2008. 31 с.
22. СП 23-101-2004 Проектирование тепловой защиты.
23. СНиП 23-02-2003 Тепловая защита зданий.

**Олеся Валерьевна Аверьянова, Санкт-Петербург, Россия
Тел. моб.: +7(911)996-83-47; эл. почта: olesyaav@yandex.ru*

Аверьянова О.В. Энергосберегающие технические решения для местно-центральных систем обеспечения микроклимата при использовании тепловых насосов в качестве местных агрегатов, объединенных в единый водяной контур