

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 $П, руб./год$ 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.

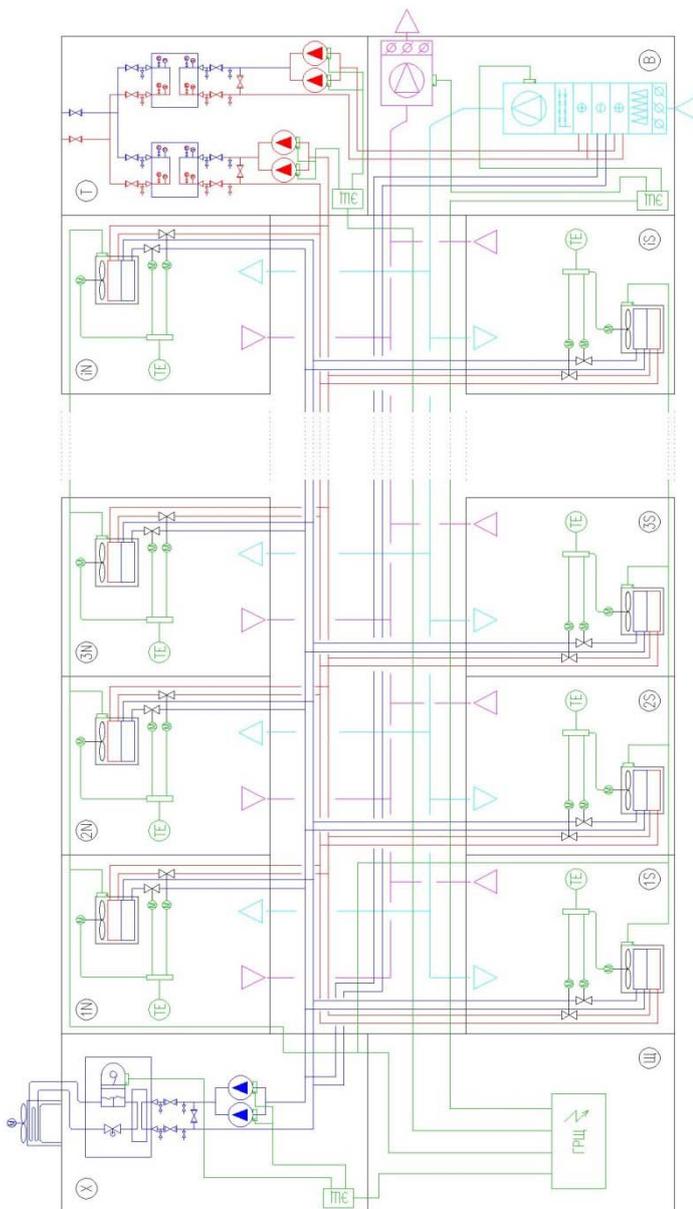


Рисунок 1. Модель водо-воздушной (местно-центральной) системы обеспечения микроклимата с использованием фанкойлов

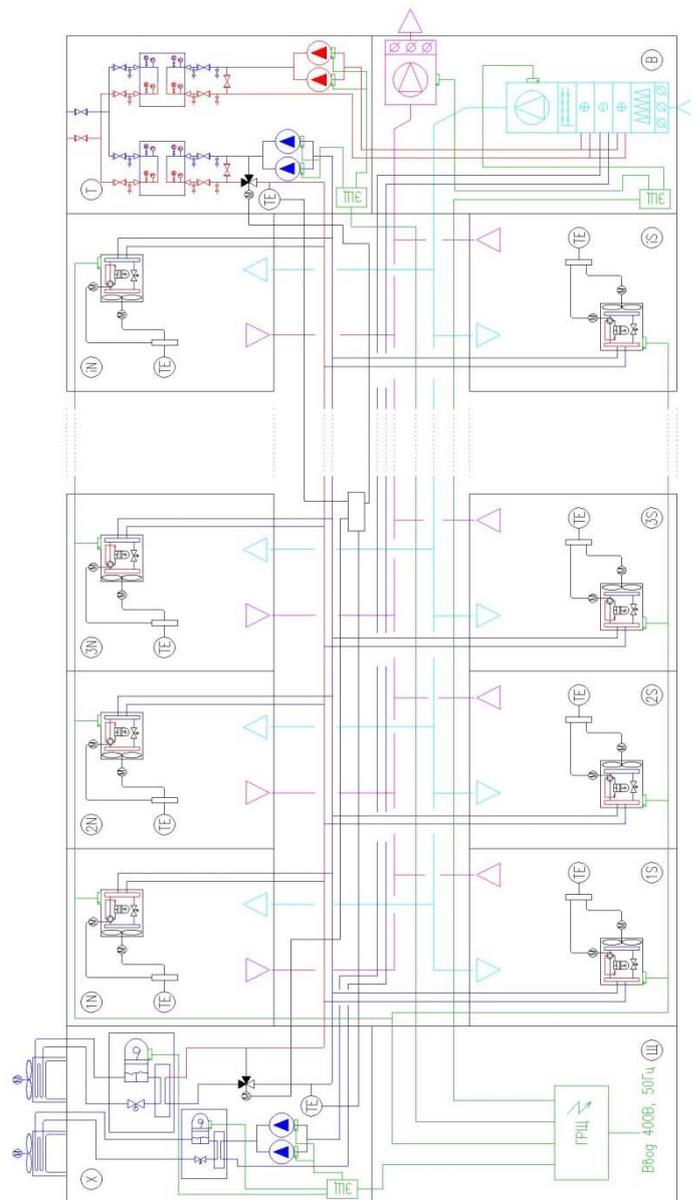


Рисунок 2. Модель водо-воздушной (местно-центральной) системы обеспечения микроклимата с использованием тепловых насосов с водой в качестве источника тепла низкого потенциала

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, $9,8 \text{ м/с}^2$;

Q – расход перекачиваемой среды, $\text{м}^3/\text{ч}$;

H – расчетная высота подачи, м;

γ – плотность среды, кг/м^3 ;

$\eta_{нас}, \eta_{пер}$ – 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:

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

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°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 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:

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

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

$N_{mn}^{год}$ – 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 хладона R407C 28°C, давлении конденсации 10,92 Бар и различных температурах кипения

Давление кипения, Бар	Температура кипения, °C	Удельная холодо-производительность, 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 хладона R407C 15°C, давлении испарения 7,41 Бар и различных температурах конденсации

Давление конденсации, Бар	Температура конденсации, °C	Удельная холодо-производительность, кДж/кг	Удельная тепло-производительность, 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):

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

Режим компенсации теплопотерь (нагрев помещения):

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

Затраты на электроэнергию, потребляемую насосным оборудованием:

$$\mathcal{E}_n = N_n^{\text{год}} \cdot C_n,$$

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

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

Электрическая мощность рассчитывается:

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

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;

$\eta_{\text{нас}}, \eta_{\text{пер}}$ – 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