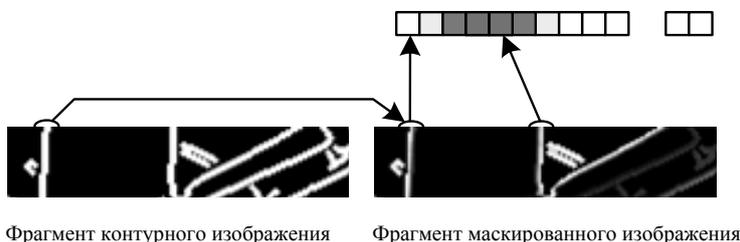


Маскированное изображение, содержащее в себе контурную информацию изображения, нет смысла хранить в двумерном виде, иначе оно будет занимать ровно столько же объема, сколько и исходное изображение до маскирования. Следовательно, маски-

рованное изображение необходимо преобразовать в одномерный вид при помощи одного из типов сканирования (обход строками, обход полосами, зигзаг-сканирование и т. д.), отбрасывая при этом пустые области (рис. 10).



Фрагмент контурного изображения Фрагмент маскированного изображения
Рис. 10. Приведение маскированного изображения к одномерному виду

Учитывая особенности структуры маскированного изображения (контурной информации) и непредсказуемый характер контурных линий, наиболее подходящим будет построчное сканирование; другие виды сканирования не дадут в данном случае никакого выигрыша на большом наборе маскированных изображений, а технически реализовать их достаточно сложно. После сканирования получаем одномерный сигнал, который можно дальше обрабатывать (продолжать компрессию).

Предлагаемый метод контурного сжатия наиболее эффективен на низкочастотных изображениях (с большими областями малого изменения тона), так как доля «изымаемых» областей изображения тем больше, чем больше исходное изображение имеет низкочастотных областей.

Получено 07.11.2014

Установлено, что *JBIG* является наиболее эффективным методом сжатия контурной маски. Для низкочастотных изображений коэффициент сжатия в 4-5 раз больше, чем у *TIFF Group 4*, для среднечастотных изображений – в 3-4 раза больше, и для высокочастотных изображений – в 2-3 раза больше.

Библиографические ссылки

1. Самохвалов А. В. Контурная информация при сжатии полутоновых изображений // Приволжский научный вестник. – 2013. – № 7(23). – С. 46–52.
2. Самохвалов А. В. Контурное кодирование полутонового изображения: выделение контурной информации на изображении // Приволжский научный вестник. – 2013. – № 7(23). – С. 53–61.

УДК 628.81: 621.577.2

Е. В. Корепанов, кандидат технических наук, доцент, Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова

И. Н. Булдакова, Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова

УПРАВЛЕНИЕ ПАРАМЕТРАМИ ВОЗДУШНО-ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ ЗДАНИЯ С ТЕПЛОНАСОСНОЙ СИСТЕМОЙ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ И РЕКУПЕРАЦИЕЙ ТЕПЛОТЫ

Одним из наиболее перспективных путей экономии топливно-энергетических ресурсов является использование экологически чистых нетрадиционных возобновляемых источников энергии, и в первую очередь – энергии грунта, водоемов и воздуха с преобразованием низкопотенциальной энергии с помощью тепловых насосов [1–4].

Применение теплонасосного теплоснабжения, использующего теплоту грунта, связано с большими затратами на изготовление системы съема теплоты. Горизонтальные коллекторы в условиях средней полосы России из-за большой глубины промерзания

грунта эффективны только на глубине 6–10 м, на которой температура грунта составляет приблизительно 3–4 °С. Поэтому целесообразно использовать вертикальные зонды [5, 6]. Высокая стоимость монтажа вертикального коллектора (≈1000–1200 руб./м) приводит к необходимости уменьшения количества скважин применением различных методов снижения теплопотребления здания. Энергопотребление зданий можно снизить применением энергосберегающих окон [7–13] и утилизацией теплоты вентиляционного воздуха [14]. Для выравнивания неравномерности потребления теплоты эффективны фазовые

аккумуляторы, входящие в состав внутренних или наружных стен [15, 16].

Наиболее существенным недостатком применения теплонасосного теплоснабжения в системах водяного отопления является то, что из-за низкой температуры теплоносителя (50–55 °С) необходимо увеличивать площадь отопительных приборов. На рис. 1 приведено отношение теплового потока Q_o поступающего от отопительных приборов системы водяного отопления с низкотемпературным теплонасосным теплоснабжением к тепловому потоку Q_{oq} , рассчитанному по температурному графику 95–70 °С качественного регулирования. Для вычисления использовалось уравнение [17]

$$\frac{Q_o}{Q_{oq}} = \left(\frac{\Delta t_o}{\Delta t_{oq}} \right)^{1+n} \frac{F_o}{F_{oq}},$$

где $\Delta t_o = 0,5(t_{wh} + t_{wo}) - t_{int}$ – температурный напор отопительного прибора при температурном графике 95–70 °С; Δt_{oq} – температурный напор отопительного прибора при температурном графике теплового насоса; F_o – площадь отопительного прибора при температурном графике 95–70 °С; F_{oq} – площадь отопительного прибора при температурном графике теплового насоса; t_{int} , t_{ext} – температура внутреннего и наружного воздуха; t_{wh} , t_{wo} – температура воды на входе и выходе отопительного прибора.

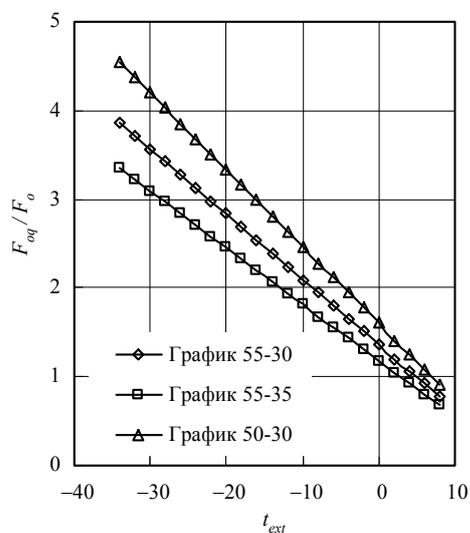


Рис. 1. Увеличение площади отопительных приборов при изменении температурного графика

При снижении температурного графика с 95–70 °С до 55–35 °С система отопления, рассчитанная по графику 95–70 °С, обеспечивает необходимый температурный режим в помещении только при температуре наружного воздуха $t_{ext} \geq 2,5$ °С. В условиях применения температурного графика 50–30 °С исходная площадь отопительных приборов практически не способна поддерживать требуемый микроклимат в течение всего отопительного периода, а для обеспечения комфортных условий при расчетной на

отопление температуре наружного воздуха площадь отопительных приборов необходимо увеличивать от 3,4 раз (график 55–35 °С) до 4,6 раз (график 50–30 °С). Таким образом, традиционная система водяного отопления при использовании теплонасосной нагревательной установки становится громоздкой и металлоемкой.

Применение системы теплых полов также сопряжено с определенными трудностями: ограничением на температуру поверхности пола, загромождение помещения мебелью, использование ковровых покрытий и др. С такими же трудностями связано применение панельно-лучистого отопления, как обычно, так и с применением фазовых теплоаккумулирующих материалов.

В этой ситуации наилучшие результаты могут быть получены при использовании совместного водяного и воздушного отопления с рекуперацией теплоты вытяжного воздуха и догревом приточного воздуха после рекуператора в калорифере теплоносителя, нагреваемым в теплонасосной установке. Теплотери здания компенсируются системой водяного отопления Q_w и системой воздушного отопления Q_{ae} .

Доля теплоты Q_{ae} от общей мощности системы отопления Q_o , которая должна компенсироваться системой воздушного отопления, приведена на рис. 2.

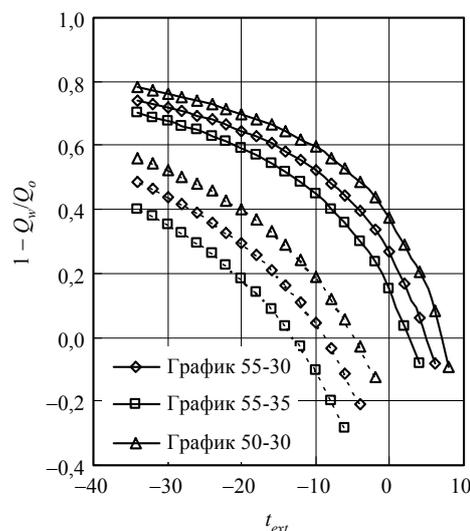


Рис. 2. Доля теплового потока воздушной системы отопления: сплошная линия – $F_o / F_{oq} = 1$; пунктирная линия – $F_o / F_{oq} = 2$

Для площади отопительных приборов, вычисленной по графику 95–70 °С, водяная система отопления поддерживает комфортные температурные условия только при положительной температуре наружного воздуха. При отрицательной температуре дефицит теплоты компенсируется системой воздушного отопления, который при расчетной на отопление температуры наружного воздуха достигает 70–78 %. Увеличенная в 2 раза площадь отопительных приборов достаточна при отрицательных температурах от –7 до –12 °С в зависимости от температурного графика теплонасосной системы теплоснабжения. При рас-

четной на отопление температуре наружного воздуха доля воздушного отопления составляет 40–55 %. Таким образом, регулировать соотношение доли водяного и воздушного отопления возможно подбором площади отопительных приборов, которая ограничивается местом их расположения.

Вариант схемы комбинированной водовоздушной системы отопления здания с использованием как теплоты грунта, так и теплоты уходящего

воздуха представлен на рис. 3. Такая схема уменьшает нагрузку на отопительные приборы водяного отопления, обеспечивается вентилирование помещений, что особенно важно для помещений, оснащенных герметичными окнами со стеклопакетами, а также снижается количество грунтовых коллекторов. Последнее обстоятельство особенно важно для регионов с низкой температурой грунта, к которым относится средняя полоса России.

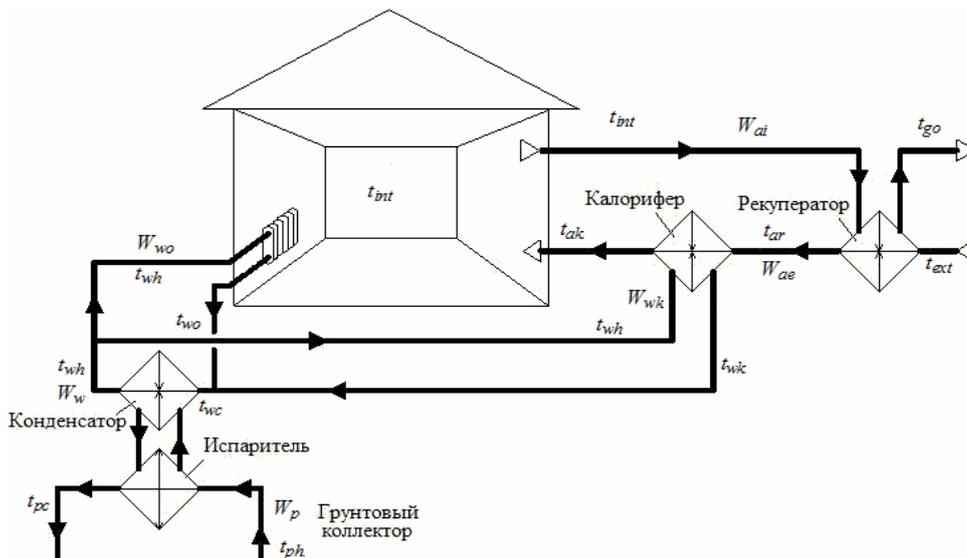


Рис. 3. Комбинированная теплонасосная система отопления здания

Важнейшим фактором микроклимата жилых помещений является температура воздуха. Оптимальные температурные параметры в условиях холодного климата варьируют в пределах от 20 до 23 °С. Задача управления тепловым режимом помещения заключается в поддержании данной температуры в необходимом диапазоне в условиях изменения температуры наружного воздуха.

Математическая формулировка задачи управления тепловым режимом здания описывается системой уравнений:

$$Q_o = \sum Q_{htr,i} - \sum Q_{he,i} - Q_{ae};$$

$$Q_{ae} = W_{ae} (t_{int} - t_{ak});$$

$$Q_k = W_{wk} (t_{wh} - t_{wk});$$

$$Q_r = W_{ai} (t_{ar} - t_{ext});$$

$$Q_{ev} = \varepsilon_{ev} W_p (t_{ph} - t_{ev});$$

$$Q_{con} = Q_{ev} = f(t_{con}, t_{wh});$$

$$t_{wk} = t_{wh} - (t_{wh} - t_{ar}) \min(W_{ae}, W_{wk}) \varepsilon_k / W_{wk};$$

$$t_{ar} = t_{ext} - (t_{int} - t_{ext}) \min(W_{ae}, W_{ai}) \varepsilon_r / W_{ae};$$

$$t_{ak} = t_{ar} - (t_{wh} - t_{ar}) \min(W_{ae}, W_{wk}) \varepsilon_k / W_{ae};$$

$$t_{go} = t_{int} - (t_{int} - t_{ext}) \min(W_{ae}, W_{ai}) \varepsilon_r / W_{ae};$$

$$t_{wo} = t_{wh} - Q_o / (W_{wo});$$

$$t_{pc} = t_{ph} - Q_{ev} / (W_p n_{ch});$$

$$t_{wh} = t_{con} - (t_{con} - t_{wc}) \exp(-k_{con} F_{con} / W_w);$$

$$t_{ev} = t_{ph} - Q_{ev} / (\varepsilon_{ev} W_p);$$

$$t_{wc} = (W_{wk} t_{wk} + W_{wo} t_{wo}) / W_w;$$

$$t_{ph} = f(W_p, \lambda_s, H_{ch}, d, b_d, t_{ext}, t_{pc}),$$

где Q_o – мощность системы отопления; Q_{ae} – теплопоступления с воздушным отоплением; Q_k – мощность калорифера; Q_r – мощность рекуператора; $\sum Q_{htr,i}$ – сумма трансмиссионных теплотерь через ограждения; $\sum Q_{he,i}$ – сумма теплопоступлений; Q_{con} – мощность конденсатора теплового насоса; Q_{ev} – теплопроизводительность теплового насоса; $W_{ae}, W_{ai}, W_{wk}, W_{wo}, W_p, W_w$ – водяные эквиваленты приточного воздуха, вытяжного воздуха, теплоносителя на выходе из калорифера, греющего теплоносителя, рассола на выходе из коллектора, рассола на выходе из конденсатора; $\varepsilon_k, \varepsilon_r, \varepsilon_{ev}$ – безразмерная теплопроизводительность калорифера, рекуператора, испарителя; t_{ar}, t_{ak}, t_{go} – температура приточного воздуха на входе в калорифер, вытяжного воздуха после рекуператора; $t_{wk}, t_{wh}, t_{wc}, t_{wo}$ – температура воды на выходе из калорифера, теплоносителя на выходе из конденсатора,

теплоносителя на входе в конденсатор, теплоносителя на выходе из системы отопления; t_{pc} , t_{ph} , t_{ev} – температура рассола на выходе из испарителя (на входе в коллектор), рассола на входе в испаритель, температура испарения фреона; n_{ch} – количество скважин; H_{ch} – глубина скважин; λ_s – теплопроводность грунта; d – диаметр трубы грунтового коллектора; b_d – расстояние между подъемной и опускной трубами U-образного грунтового коллектора.

Безразмерная теплопроизводительность вычисляется по формулам, приведенным в [18, 19]. Температура рассола t_{ph} на входе в испаритель (на выходе из грунтового коллектора) получена в результате решения задачи теплопроводности грунта с коллектором [20–22].

В качестве рекуператора используется пластинчато-ребристый рекуператор. Каналы рекуператора выполнены в форме треугольника, образующие гладкие ребра. Параметр теплопередачи kF определяется как

$$\frac{1}{(kF)_h} = \frac{1}{(kF)_c} = \frac{1}{(\alpha\eta F)_h} + \frac{\delta}{\lambda F} + \frac{1}{(\alpha\eta F)_c}$$

Эффективность оребренной стенки:

$$\eta = 1 - \frac{F_r}{F_{rw}} \left[1 - \frac{\text{th}(m)}{m} \right]$$

Здесь $m = 0,5h\sqrt{2\alpha/(\delta\lambda)}$ – параметр ребра; h – высота ребра; δ – толщина ребра; λ – теплопроводность материала ребра; $(kF)_h$ и $(kF)_c$ – параметр теплопередачи со стороны горячего и холодного теплоносителя; F_r – площадь боковой поверхности ребра; F_{rw} – площадь оребренной поверхности.

Коэффициент теплоотдачи калорифера с гладкими ребрами определяется по уравнениям:

$$\alpha = \frac{0,0089 \text{Re}^{0,095} \text{Pr}^{3/2}}{c\rho v}, \text{ при } \text{Re} = 2000 \dots 6500;$$

$$\alpha = \frac{0,21 \text{Re}^{-0,52} \text{Pr}^{3/2}}{c\rho v}, \text{ при } \text{Re} = 500 \dots 2000.$$

Для оценки эффективности рекуперации был выполнен расчет для коттеджа с мощностью системы отопления $Q_{htr \max} = 20,8$ кВт в г. Ижевске. Температура внутреннего воздуха поддерживалась на уровне $t_{int} = 22$ °С. Нагрузка системы вентиляции от общих теплопотерь составляет 62,5 %, а нагрузка системы отопления – 37,5 %. Соотношение нагрузок при изменении температуры наружного воздуха практически не изменяется. Расчеты выполнены при температуре конденсации $t_{con} = 50$ °С.

На рис. 4 представлена зависимость тепловых потерь Q_{htr} , тепловых нагрузок систем вентиляции Q_{ae} и отопления Q_o , а также необходимой мощности калорифера Q_k , рекуператора Q_r и конденсатора Q_{con} в зависимости от температуры наружного воздуха. Из рисунка видно, что теплопотери с увеличением

температуры сокращаются с 20,8 кВт при $t_{ext} = -34$ °С (расчетная на отопление температура наружного воздуха) до 4,6 кВт при $t_{ext} = +8$ °С, соответственно, происходит уменьшение нагрузок на системы отопления и вентиляции. Отопление уменьшается с 7,8 кВт до 1,7 кВт, а вентиляции – с 13 кВт до 2,9 кВт. Пропорционально уменьшению нагрузки на систему вентиляции уменьшаются тепловые потоки от рекуператора с 6,3 кВт до 1,4 кВт и калорифера – с 6,7 кВт до 1,5 кВт. Тепловой поток конденсатора также уменьшается с 14,5 кВт до 3,2 кВт в связи с уменьшением необходимой нагрузки на калорифер и отопительные приборы.

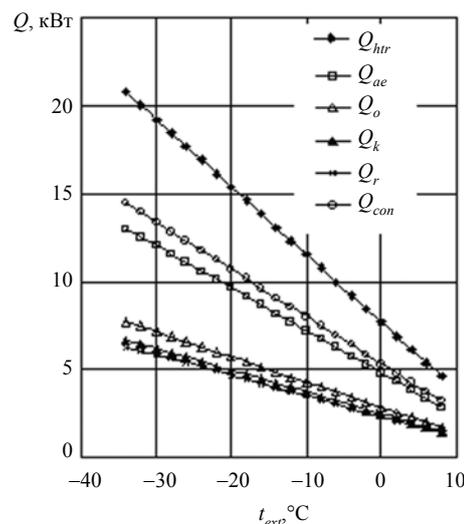


Рис. 4. Зависимость тепловых нагрузок от температуры наружного воздуха

Температура вытяжного и приточного воздуха после рекуператора приведена на рис. 5. В рекуператоре происходит нагрев наружного воздуха до $t_{ar} = -7,7$ °С при $t_{ext} = -34$ °С и до 13,8 °С при $t_{ext} = 8$ °С. Воздух из здания уходит в атмосферу с температурой t_{go} , которая изменяется от $-6,23$ °С при $t_{ext} = -34$ °С и до 14,17 °С при $t_{ext} = 8$ °С.

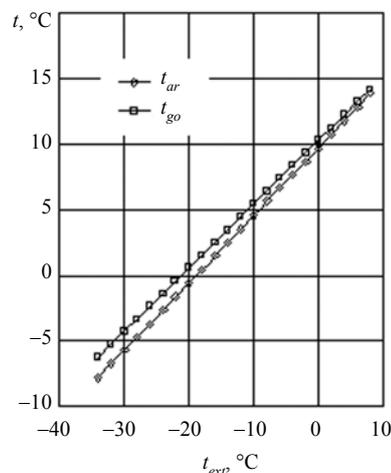


Рис. 5. Температура приточного t_{ar} и вытяжного t_{go} воздуха после рекуператора

В расчетный на отопление период температура греющей воды после калорифера t_{wk} составила $9,7\text{ }^{\circ}\text{C}$, температура обратной воды из системы отопления – $t_{wo} = 35,1\text{ }^{\circ}\text{C}$, а температура греющей воды перед тепловым насосом – $t_{wc} = 29,1\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Тепловая мощность рекуператора составляет в пределах 48,5 % от необходимой нагрузки на вентиляцию. Остальная нагрузка, 51,5 %, приходится на калорифер, где в качестве греющего теплоносителя используется вода, нагреваемая в теплонасосной установке. Общая нагрузка на тепловой насос снижается на 30 %, что приводит, в свою очередь, к уменьшению экономических затрат на приобретаемое оборудование и изготовление скважин.

Библиографические ссылки

1. Булдакова И. Н., Корепанов Е. В. Определение теплопроизводительности вертикального грунтового коллектора теплонасосной установки в климатических условиях УР // Материалы 3-й Междунар. науч.-техн. конф. «Теоретические основы теплогазоснабжения и вентиляции». – М. : МГСУ, 2009. – С. 107–110.
2. Палагин А. В., Корепанов Е. В. Моделирование нестационарного теплообмена грунта с U-образным коллектором теплонасосной установки // Вестник МГСУ. – 2011. – № 7. – С. 456–462.
3. Булдакова И. Н., Корепанов Е. В. Нагрев теплоносителя в трубе U-образного грунтового коллектора теплонасосной установки // Интеллектуальные системы в производстве. – 2014. – № 2(24). – С. 175–177.
4. Агафонов С. А., Булдакова И. Н., Корепанов Е. В. Математическая модель управления тепловым режимом здания с теплонасосной установкой // Наука и молодежь: проблемы, поиски решения : сб. статей ; под общ. ред. Л. П. Мышляева. – Новокузнецк, 2010. – С. 206–210.
5. Булдакова И. Н., Корепанов Е. В. Определение теплопроизводительности вертикального грунтового коллектора. ...
6. Палагин А. В., Корепанов Е. В. Указ. соч.
7. Агафонов С. А., Булдакова И. Н., Корепанов Е. В. Указ. соч.
8. Корепанов Е. В. Численное моделирование процесса теплопередачи через стеклопакеты с газовым наполнением // Вестник ИжГТУ. – 2004. – № 3. – С. 29–32.

Получено 29.09.14

9. Корепанов Е. В. Термическое сопротивление теплопередаче окна с селективным покрытием и газовым наполнением // Энергосбережение и водоподготовка. – 2005. – № 6. – С. 59–62.

10. Корепанов Е. В. Температурные поля и тепловые потоки в окнах с тройным остеклением // Вестник ИжГТУ. – 2005. – № 3. – С. 18–23.

11. Корепанов Е. В. Теплопередача через наклонные окна с двойным остеклением // Изв. высших учебных заведений. Строительство. – 2006. – № 2. – С. 101–107.

12. Корепанов Е. В. Влияние неизотермичности поверхности стекол на теплопередачу через остекление // Светопрозрачные конструкции. – 2008. – № 5-6. – С. 39–41.

13. Корепанов Е. В. Математическое моделирование теплопередачи через наружные стены зданий с окнами : монография. – Ижевск : Изд-во ИжГТУ, 2011. – 192 с.

14. Самарин О. Д., Ильинский Ю. В. Обоснование применения утилизации теплоты вытяжного воздуха с учетом ее влияния на систему теплоснабжения // Вестник МГСУ. – 2011. – № 7. – С. 118–123.

15. Дюпин А. В., Корепанов Е. В. Динамика охлаждения помещения с теплоаккумулирующими материалами в конструкции стен // Вестник Волгоградского государственного архитектурно-строительного университета. Серия: Строительство и архитектура. – 2013. – Вып. 33(52). – С. 41–46.

16. Дюпин А. В., Корепанов Е. В. Моделирование теплового режима помещения с учетом применения теплоаккумулирующих материалов // Вестник МГСУ. – 2011. – № 7. – С. 137–142.

17. Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети : учебник для вузов. – М. : Изд-во МЭИ, 1999. – 472 с.

18. Уонг Х. Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров : справочник ; пер. с англ. – М. : Атомиздат, 1979. – 216 с.

19. Минин В. Е. Воздухонагреватели для систем вентиляции и кондиционирования воздуха. – М. : Стройиздат, 1975. – 199 с.

20. Булдакова И. Н., Корепанов Е. В. Определение теплопроизводительности вертикального грунтового коллектора. ...

21. Палагин А. В., Корепанов Е. В. Указ. соч.

22. Булдакова И. Н., Корепанов Е. В. Нагрев теплоносителя в трубе U-образного грунтового коллектора. ...

УДК 62-55:681.515

А. В. Хомяков, Армавирский механико-технологический институт, филиал Кубанского государственного технологического университета

Ю. Н. Хижняков, доктор технических наук, доцент, Пермский национальный исследовательский политехнический университет

АДАПТИВНОЕ НЕЧЕТКОЕ УПРАВЛЕНИЕ СИНХРОННОГО КОМПЕНСАТОРА С ПРИМЕНЕНИЕМ НЕЙРОННОЙ ТЕХНОЛОГИИ

Компенсацию реактивной мощности в полной мере можно отнести к энергосберегающим технологиям. Источники реактивной мощности предназначены для реализации баланса реак-

тивной мощности в электроэнергетической системе. Они обеспечивают генерирование и потребление реактивной мощности. Основным параметром регулирования источника реактивной мощности является