

ИНЖЕНЕРНЫЕ СИСТЕМЫ. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ЗДАНИЙ. ПРОБЛЕМЫ ЖКК. ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТЬ И ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ

УДК 697.9

DOI: 10.22227/2305-5502.2021.2.3

Энергетическое обоснование выбора системы кондиционирования воздуха для административно-торгового центра

А.А. Фролова¹, П.И. Лухменев^{1, 2}

¹ *Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет (НИУ МГСУ); г. Москва, Россия;*

² *ООО «Инженерное Дело»; г. Москва, Россия*

АННОТАЦИЯ

Введение. Главным потребителем электроэнергии в административно-торговых зданиях является система кондиционирования воздуха. Потребность в холоде в такого рода зданиях возникает в течение всего года ввиду высоких значений теплоступлений от людей, оборудования (компьютеры, оргтехника, кассовое оборудование), солнечной радиации (большая часть таких зданий имеет наружные ограждающие конструкции в качестве сплошного остекленного фасада), источников искусственного освещения. В классической схеме охлаждения находятся компрессор и конденсаторные агрегаты. Важнейшим шагом к оптимизации и малозатратной в виде энергии системе охлаждения стал отказ от компрессора, конденсаторных агрегатов, помимо этого, в системе применили холод наружного воздуха. Такая схема охлаждения называется система свободного охлаждения. Климатические особенности России позволяют масштабно применять технологию охлаждения естественным холодом. Однако в первоначальном приближении принято решение рассмотреть не северные районы РФ, а центральный с локализацией в г. Москве.

Материалы и методы. Задача решается расчетным путем на примере 35-этажного административно-офисного здания в г. Москве. Рассматриваются различные варианты температуры наружного воздуха для перехода на свободное охлаждение. Сравниваются различные варианты установки сухих охладителей, что, в свою очередь, влияет на длину трассировки холодильных контуров. Для всех рассматриваемых вариантов проводится расчет годовой потребности в холоде.

Результаты. Некоторые результаты представлены в виде таблиц годового энергопотребления различными вариантами системы охлаждения воздуха.

Выводы. Установлено, что расположение сухих охладителей сильно влияет на потребление электроэнергии системы холодоснабжения. Из оценки электропотребления системами охлаждения получено, что переход на машинное охлаждение при более высокой наружной температуре +8 °С энергетически более выгоден, чем переход при +5 и 0 °С.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: свободное охлаждение, кондиционирование воздуха, машинное охлаждение, годовое энергопотребление, энергетическая оценка

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Фролова А.А., Лухменев П.И. Энергетическое обоснование выбора системы кондиционирования воздуха для административно-торгового центра // Строительство: наука и образование. 2021. Т. 11. Вып. 2. Ст. 3. URL: <http://nso-journal.ru> DOI: 10.22227/2305-5502.2021.2.3

Energy-focused substantiation of the choice of an air conditioning system for an office and shopping building

Anastasiya A. Frolova¹, Pavel I. Lukhmenev^{1, 2}

¹ *Moscow State University of Civil Engineering (National Research University) (MGSU); Moscow, Russian Federation;*

² *LLC “Engineering Delo”; Moscow, Russian Federation*

ABSTRACT

Introduction. The air conditioning system is the main consumer of electricity inside office and shopping buildings. The cooling needs arise inside such buildings all over the year due to high amounts of heat emitted by people and equipment (computers, office equipment, cash registers), solar radiation (the envelopes of the majority of these buildings have continuous glazed facades) and sources of artificial lighting. A conventional cooling system has a compressor and condensers. The most important step towards an optimized and low-energy cooling system is the abandonment of compressor and condensers; in addition, the cold extracted from the outdoor air, is used in the system. This cooling technique is called an atmospheric co-

oling system. The climatic features of Russia allow for a large-scale application of the cooling technology that uses natural cold. However, for a start, a decision was made to focus on a central region of the Russian Federation, namely, Moscow, rather than any northern areas of the country.

Materials and methods. The problem is solved by the calculation method applied to the case of a 35-storey office building in Moscow. Various outdoor temperature options were considered as the bases for a transition to an atmospheric cooling system. The co-authors also compare different installation options for dry coolers, which in turn affect the routing length of refrigeration circuits. The annual demand for cold is calculated for all analyzed options.

Results. Some results are presented in the form of tables of annual energy consumption by different types of air cooling systems.

Conclusions. The co-authors have found that the location of dry coolers strongly affects the power consumption by a cooling system. Power consumption by cooling systems was analyzed, and it was found out that transition to machine refrigeration at the higher outdoor temperature of +8 °C is more efficient from the standpoint of energy efficiency than the same transition at +5 and 0 °C.

KEYWORDS: atmospheric cooling, air conditioning, machine cooling, annual energy consumption, energy efficiency assessment

FOR CITATION: Frolova A.A., Lukhmenov P.I. Energy-focused substantiation of the choice of an air conditioning system for an office and shopping building. *Stroitel'stvo: nauka i obrazovanie* [Construction: Science and Education]. 2021; 11(2):3. URL: <http://inso-journal.ru> DOI: 10.22227/2305-5502.2021.2.3 (rus.).

ВВЕДЕНИЕ

Главный потребитель электроэнергии в офисных зданиях — система кондиционирования воздуха [1–4]. В классической схеме охлаждения находятся компрессор и конденсаторные агрегаты. Важнейшим шагом к оптимизации и малозатратной в виде энергии системе охлаждения стали отказ от компрессора, конденсаторных агрегатов, помимо этого, в системе применили холод наружного воздуха [5–8]. Такая схема охлаждения называется система свободного охлаждения. Климатические особенности России позволяют масштабно применять технологию охлаждения естественным холодом [9–12].

Интересным является вопрос выявления энергетически выгодной температуры перехода на свободное охлаждение от машинного в зависимости от вариантов расположения основного охлаждаемого оборудования.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Цель настоящей статьи — проведение оценки системы кондиционирования воздуха, в состав которой входит контур свободного охлаждения, на целесообразность и эффективность использования такой системы; и выбор наиболее выгодного варианта перехода от свободного охлаждения к машинному при разных температурах наружного воздуха. Задачи данной работы — сравнение энергетических показателей систем охлаждения с переходом от свободного к машинному охлаждению при разных температурах наружного воздуха, при котором возможно применение свободного охлаждения воды для систем кондиционирования воздуха зданий офисного назначения на основе многовариантных расчетов. Так как обычно энергозатраты на свободное охлаждение принимают равными нулю [13–20], то важно было определить энергетические затраты на свободное охлаждение, а также его эффективность.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

В проекте реализована система с двумя внутренними контурами холодоснабжения и одним наружным контуром охлаждения с интегрированной системой зимнего холода (свободное охлаждение) и возможностью последовательного охлаждения холодоносителя в теплообменниках свободного охлаждения и испарителях холодильных машин.

Принятая схема холодоснабжения позволяет применять режим полного свободного охлаждения в целях снижения затрат электроэнергии в зимний период года.

Компоненты контура холодоснабжения: холодильные машины, вентиляторные доводчики. Холодоноситель контура холодоснабжения — вода с параметрами для варианта 1 — 6/14 °C, для варианта 2 и 3 — 14/19 °C. Компоненты контура охлаждения: сухие охладители, холодильные машины. Теплоноситель контура охлаждения — водный раствор этиленгликоля 40 % с параметрами для летнего режима 40/47 °C, для зимнего режима для варианта 1 — 4/12 °C, для варианта 2 и 3 — 12/17 °C.

Внутренний контур холодоснабжения потребителей разделен на две части — контур холодильных машин (первичный контур) и контур потребителей (вторичный контур). Контур холодоснабжения разделен линией гидравлического разделителя с баком-аккумулятором. В системе используются холодильные машины на базе винтовых компрессоров (фирма Climaveneta) с водоохлаждаемыми конденсаторами, сухие охладители (фирма ThermoKey), насосные станции (производитель Grundfos), промежуточный теплообменник (производитель Kelvion Машинпэкс) и запорная арматура (фирма Danfoss).

Циркуляция воды в первичном контуре холодоснабжения производится насосной группой. Расход воды в первичном контуре холодоснабжения — переменный. Предусмотренные в проекте холодильные машины допускают изменение расхода на испарите-

ле со скоростью не более 8 %/мин. Минимально допустимый расход составляет 10 л/с, максимально допустимый — 20 л/с.

Циркуляция воды во вторичном контуре осуществляется насосной группой. Расход воды во вторичном контуре определяется показанием датчика дифференциального давления, которое меняется в зависимости от положения регулирующих клапанов потребителей. Все потребители оснащены 2-ходовыми регулируемыми клапанами.

Циркуляция раствора этиленгликоля в контуре охлаждения проводится насосами. Расход воды в контуре охлаждения изменяется ступенчато в зависимости от режима работы системы.

Режимы работы системы кондиционирования воздуха:

- летний — работают холодильные машины. Проток холодоносителя через теплообменные аппараты свободного охлаждения перекрыт. Проток теплоносителя контура охлаждения через теплообменные аппараты свободного охлаждения перекрыт;
- зимний — работают сухие охладители и теплообменные аппараты свободного охлаждения. Проток холодоносителя и теплоносителя через холодильные машины перекрыт.

Офисные помещения характеризуются значительными тепlopоступлениями в ходе рабочего дня. Для установления нагрузки на систему охлаждения воздуха проводился расчет нестационарного теплового режима в течение представительных суток в каждом сезоне года.

В здании учитывались тепlopоступления от людей, искусственного освещения, компьютерной техники, солнечной радиации.

Рассматриваются варианты с расположением драйкулеров на кровле здания (табл. 1) (вариант 1 *a, b, c*) и около здания (вариант 2 *a, b, c*).

Анализируется вариант максимальной расчетной температуры наружного воздуха 26 °С.

Из промежуточного теплообменника выходят два контура системы. Первый контур заполнен водой — приняты значения температуры воды 6–14 °С для более раннего перехода на машинное охлаждение (при 0 °С, варианты 1 *a* и 2 *a*), также для

вариантов 1 *b, 1 c, 2 b* и 2 *c* приняты значения 14–19 °С, для более позднего перехода на машинное охлаждение при температуре 5 и 8 °С. Обычно для систем кондиционирования воздуха принимается температура охлажденной воды 7 °С и отепленной воды 12 °С. Но при данном диапазоне температур машинное охлаждение может осуществляться вплоть до температуры наружного воздуха, равной 0 °С. Причем важно, что принятая температура воды не пересушивает воздух в помещениях, т.е. не увеличивает холодильную нагрузку на фанкойл, хоть и требуется применение немного большего размера данного вентиляторного конвектора. Максимальную холодопроизводительность в режиме свободного охлаждения определяет рабочая поверхность промежуточного теплообменника.

Второй контур относится к конденсатору и системе свободного охлаждения. Этот контур заполнен 40%-ным этиленгликолем, который при разной температуре наружного воздуха имеет разную температуру. При заявленном диапазоне температуры воды в контуре между теплообменником и сухой градирней система свободного охлаждения должна охлаждать незамерзающую жидкость до температуры 8 °С и нагреваться в промежуточном теплообменнике до 17 °С (для вариантов 1 *b, c, 2 b* и *c*). Благодаря процентному содержанию этиленгликоля работа системы в холодное время года возможна вплоть до температуры наружного воздуха –28 °С. При температурах наружного воздуха ниже –28 °С работа системы невозможна, так как этиленгликолевый раствор становится более густым, и насос не сможет его прокачать.

Все насосы этиленгликолевого контура оснащены частотными преобразователями, которые ограничены минимальным расходом, устанавливаемым программой подбора для каждого насоса. Частотные преобразователи на вентиляторах сухих градирен регулируются до скорости вращения 30 % от номинальной.

В табл. 2 представлены годовые выработки холода и электроэнергии для всех вариантов расчета, а также вычислен коэффициент преобразования EER.

Табл. 1. Характеристика рассматриваемых вариантов

Варианты	Летний период		Зимний период		Высота расположения драйкулеров, м	Температура, до которой работает драйкулер, °С	
	Температура внешнего контура	Температура внутреннего контура	Температура внешнего контура	Температура внутреннего контура			
1	<i>a</i>	4/12	6/14	47/52	6/14	130	0
	<i>b</i>	12/17	14/19	47/52	6/14	130	5
	<i>c</i>	12/17	14/19	47/52	6/14	130	8
2	<i>a</i>	4/12	6/14	47/52	6/14	25	0
	<i>b</i>	12/17	14/19	47/52	6/14	25	5
	<i>c</i>	12/17	14/19	47/52	6/14	25	8

Табл. 2. Энергетические показатели различных вариантов системы холодоснабжения

	Система	Варианты					
		1			2		
		<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>
Годовое потребление электроэнергии, Втч	Свободное охлаждение	267 210	268 292	422 319	146 403	116 233	188 662
	Машинное охлаждение	1 149 452	912 689	670 977	807 445	602 279	445 795
	Итого	1 416 662	1 180 982	1 093 296	953 849	718 512	634 457
Годовая выработка холода, Втч	Свободное охлаждение	1 190 566	1 485 406	2 283 704	1 190 566	1 485 406	2 283 704
	Машинное охлаждение	3 188 834	2 893 995	2 095 697	3 188 834	2 893 995	2 095 697
	Итого	4 379 401	4 379 401	4 379 401	4 379 401	4 379 401	4 379 401
Коэффициент преобразования (EER)	Свободное охлаждение	4,45	5,55	5,4	8,13	12,78	12,10
	Машинное охлаждение	2,77	3,17	3,12	3,95	4,81	4,70

ЗАКЛЮЧЕНИЕ И ОБСУЖДЕНИЕ

Интересно заметить, что расположение сухих охладителей сильно влияет на потребление электроэнергии системы холодоснабжения, в частности на выбор типоразмера насосов. Потребление электроэнергии вариантов с расположением сухих охладителей на кровле здания (1 *a*, *b*, *c*) больше на 50–70 %, чем у сухих охладителей, расположенных около эксплуатируемого здания (2 *a*, *b*, *c*), что объясняется длиной холодильного контура.

Проанализировав и сравнив показатели коэффициентов преобразования (EER) вариантов (2 *a*, *b*, *c*) и вариантов (1 *a*, *b*, *c*), получается, что показатель эффективности свободного охлаждения для вариантов (2 *a*, *b*, *c*) на 180–230 % эффективнее, чем для вариантов (1 *a*, *b*, *c*) из-за различия в длине трасси-

ровки холодильного контура, что влечет за собой выбор наиболее мощной насосной группы. В случае сравнения соответствующих вариантов для машинного охлаждения получаем показатель эффективности больше на 140–150 %, что подтверждает тот факт, что свободное охлаждение с точки зрения электропотребления намного эффективнее, чем машинное охлаждение.

Из оценки электропотребления системами охлаждения (машинное и свободное суммарно) для выработки воды с температурой 4–12/12–17 °С за время от отрицательной температуры наружного воздуха до +8 °С можно сделать вывод, что переход на машинное охлаждение при более высокой наружной температуре +8 °С энергетически более выгоден, чем переход при +5 и 0 °С.

ЛИТЕРАТУРА

1. Фролова А.А. Влияние теплозащиты офисного здания с большими теплоизбытками на мощность и энергопотребление системами отопления-охлаждения // Интеграция, партнерство и инновации в строительной науке и образовании : сб. мат. Междунар. науч. конф. М., 2017. С. 794–799.
2. Цой А.П., Бараненко А.В., Грановский А.С., Цой Д.А., Корецкий Д.А., Джамашева Р.А. Компьютерное моделирование годового цикла работы комбинированной системы хладоснабжения с использованием ночного радиационного охлаждения // Омский научный вестник. Серия: Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т. 4. № 3. С. 28–37. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-3-28-37
3. Гаряев А.Б., Коротке Ю.В. Оценка масштабов и перспектив использования холода окружающей среды для экономии энергии // Вестник Московского энергетического института. Вестник МЭИ. 2018. № 4. С. 58–70. DOI: 10.24160/1993-6982-2018-4-58-70
4. Paiho S., Abdurafikov R., Hoang H. Cost analyses of energy-efficient renovations of a Moscow residential district // Sustainable Cities and Society. 2015. Vol. 14. Pp. 5–15. DOI: 10.1016/j.scs.2014.07.001
5. Малявина Е.Г., Фролова А.А., Силаев А.С. Энергетическая и экономическая оценка систем свободного и машинного охлаждения для кондиционируемых помещений офисов // АВОК: Вентиляция, отопление, кондиционирование воздуха, теплоснабжение и строительная теплофизика. 2014. № 1. С. 42–46.
6. Малявина Е.Г., Фролова А.А., Силаев А.С. Энергетическая и экономическая оценка систем свободного и машинного охлаждения для кондиционируемых помещений офисов // АВОК: Вентиляция, отопление, кондиционирование воздуха, теплоснаб-

жение и строительная теплофизика. 2014. № 2. С. 68–72.

7. Ермолов Д.А. Использование естественного холода в качестве нетрадиционного источника холодообеспечения // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2017. № 12–1. С. 223–225.

8. Серегин А.И. Энергоэффективные решения для торговых центров // АВОК: Вентиляция, отопление, кондиционирование воздуха, теплоснабжение и строительная теплофизика. 2019. № 1. С. 30–37.

9. Евушкин А.И., Шереметьев С.С. Энергоэффективные решения кондиционирования серверных помещений // Наука, техника и образование. 2017. № 3 (33). С. 61–63.

10. Евушкин А.И., Шереметьев С.С. Энергоэффективные решения кондиционирования серверных помещений в климатических условиях московского региона // Политехнический молодежный журнал. 2017. № 3 (8). С. 3. DOI: 10.18698/2541-8009-2017-3-83

11. Поликарпов Е. Высокоточные системы кондиционирования. М.: Медиа Технолоджи, 2013. 82 с.

12. Болотатов В.Н. Вентиляция и кондиционирование воздуха: проблемы отрасли // АВОК: Вентиляция, отопление, кондиционирование воздуха, теплоснабжение и строительная теплофизика. 2019. № 3. С. 50–57.

13. Hani A., Koiv T.-A. Energy consumption monitoring analysis for residential, educational and public buildings // Smart Grid and Renewable Energy. 2012. Vol. 3. Issue 3. Pp. 231–238. DOI: 10.4236/sgre.2012.33032

14. Колесников М.С., Ильина Т.Н. Инновационные способы создания микроклимата в помещениях значительного объема // Альманах мировой науки. 2020. № 1 (37). С. 86–89.

15. Daraghmeh H.M., Wang C.-C. A review of current status of free cooling in datacenters // Applied Thermal Engineering. 2017. Vol. 114. Pp. 1224–1239. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2016.10.093

16. Yang Y., Wang B., Zhou Q. Energy saving analysis of free cooling system in the data center // Procedia Engineering. 2017. Vol. 205. Pp. 1815–1819. DOI: 10.1016/j.proeng.2017.10.239

17. Ma Y., Ma G., Zhang S., Zhou F. Cooling performance of a pump-driven two phase cooling system for free cooling in data centers // Applied Thermal Engineering. 2016. Vol. 95. Pp. 143–149. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2015.11.002

18. Суханкин В.П., Финкельштейн Б.И. Как увеличить энергоэффективность климат-контроля телекоммуникационных объектов // Главный энергетик. 2017. № 5–6. С. 83–87.

19. Panchabikesan K., Vellaisamy K., Ramalingam V. Passive cooling potential in buildings under various climatic conditions in India // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2017. Vol. 78. Pp. 1236–1252. DOI: 10.1016/j.rser.2017.05.030

20. Бройда В.А., Дорофеев Н.С. Эффективность прямого естественного охлаждения в системе кондиционирования воздуха для помещений со значительными поступлениями тепла // Известия Казанского государственного архитектурно-строительного университета. 2019. № 4 (50). С. 279–287.

Поступила в редакцию 9 июня 2021 г.

Принята в доработанном виде 24 июня 2021 г.

Одобрена для публикации 24 июня 2021 г.

О Б АВТОРАХ: Анастасия Анатольевна Фролова — кандидат технических наук, доцент кафедры теплогазоснабжения и вентиляции; Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет (НИУ МГСУ); 129337, г. Москва, Ярославское шоссе, д. 26; РИНЦ ID: 938815, Scopus: 57200089334; FrolovaAA@mgsu.ru;

Павел Игоревич Лухменев — студент; Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет (НИУ МГСУ); 129337, г. Москва, Ярославское шоссе, д. 26; инженер систем отопления и вентиляции; ООО «Инженерное Дело»; 127015, г. Москва, ул. Бутырская, д. 62, этаж 4; luhmenev@yandex.ru.

INTRODUCTION

The main consumer of electricity inside office buildings is the air conditioning system [1–4]. A traditional cooling system has a compressor and condensers. The most important step towards optimization and reduction of energy-related costs is the abandonment of a compressor and condensers; in addition, outdoor air cold is con-

sumed by the system [5–8]. This cooling pattern is called an atmospheric cooling system. The climatic features of Russia make it possible to use the technology of large-scale natural cold consumption [9–12].

It is interesting to identify the best temperature for the transition to an atmospheric cooling pattern from the machine one, depending on the location of the principal items of equipment to be cooled.

MATERIALS AND METHODS

The purpose of this article is to evaluate the air conditioning system, that has an atmospheric cooling circuit, in terms of its feasibility and efficiency and to choose the most efficient transition from an atmospheric cooling system to the machine one at different outdoor air temperatures. The objective of this work is to compare the energy performance of cooling systems following the transition from atmospheric to machine cooling systems at different outdoor air temperatures, that ensure atmospheric water cooling needed for the air conditioning systems of office buildings. Multivariate calculations are made for this purpose. Since the energy consumed by atmospheric cooling is usually taken to be equal to zero [13–20], it is important to determine the amount of energy consumed by the atmospheric cooling system, as well as its efficiency.

RESULTS

The project represents a refrigeration system that has two internal refrigeration circuits and one external refrigeration circuit with an integrated atmospheric cooling system and the possibility of sequential cooling of the refrigerant in atmospheric cooling heat exchangers and evaporators of refrigeration machines.

This refrigeration pattern allows for the implementation of a complete atmospheric cooling mode in order to reduce energy costs in the winter season.

The refrigeration circuit has chillers and fan coils. The refrigerant of the refrigeration circuit is water. Its parameters for option 1 are +6/14 °C, for options 2 and 3 — +14/19 °C. Cooling circuit components include dry coolers, chillers. The 40 % aqueous solution of ethylene glycol is the coolant for the cooling circuit with +40/47 °C as the summer mode parameters, as for the winter mode, the parameters for option 1 are +4/12 °C, for options 2 and 3 — +12/17 °C.

The internal cooling circuit, designated for consumers, is divided into two parts, a circuit for refrigeration machines (the primary circuit) and a circuit for consumers (the secondary circuit). Refrigeration circuits are separated by a low-loss header line with a storage tank. The system uses refrigeration machines that have screw compressors (Climaveneta company) with water-cooled condensers, dry coolers (Thermokey company), pumping

stations (Grundfos company), an intermediate heat exchanger (Kelvion Mashimpex company) and valves (Danfoss company).

The circulation of water in the primary cooling circuit is carried out by a pumping group. Water consumption in the primary cooling circuit is variable. Project chillers allow for a change in the evaporator flow rate that does not exceed 8 %/min. The minimum acceptable flow rate is 10 l/s, the maximum flow rate is 20 l/s.

The circulation of water in the secondary circuit is carried out by the pumps. The secondary circuit water flow is determined by the reading of the differential pressure sensor, which changes depending on the position of consumers' control valves. All consumers are equipped with two-way control valves.

The circulation of the ethylene glycol solution in the cooling circuit is carried out by pumps. The water flow in the cooling circuit changes step by step, depending on the operating mode of the system.

The air conditioning system has the following operating modes:

- the summer mode: refrigerating machines are in operation. The coolant flow through cooling heat exchangers is blocked. The flow of the heat carrier of the cooling circuit through cooling heat exchangers is blocked;
- the winter mode: dry coolers and cooling heat exchangers are in operation. The flow of the coolant and heat carrier through refrigerating machines is blocked.

Office premises feature significant heat emissions during the working day. A non-stationary thermal regime was analyzed for a representative day of each season of the year to determine the load on the air cooling system.

The indoor heat emitted by people, artificial lighting, computers, solar radiation was taken into account.

The location of dry coolers on the roof of the building (option 1 *a, b, c*) and near the building (option 2 *a, b, c*) are considered.

The characteristics of the options under consideration are presented in Table 1.

We consider the maximum design temperature of the outdoor air of 26 °C.

Two circuits pass through the intermediate heat exchanger. The first circuit is filled with water; the water temperature is +6–14 °C to ensure the early transition to

Table 1. Characteristics of the options under consideration

Options	Summer period		Winter period		Elevation of dry coolers, m	The maximal temperature of operation of a dry cooler, °C
	External circuit temperature	Internal circuit temperature	External circuit temperature	Internal circuit temperature		
1 <i>a</i>	4/12	6/14	47/52	6/14	130	0
1 <i>b</i>	12/17	14/19	47/52	6/14	130	5
1 <i>c</i>	12/17	14/19	47/52	6/14	130	8
2 <i>a</i>	4/12	6/14	47/52	6/14	25	0
2 <i>b</i>	12/17	14/19	47/52	6/14	25	5
2 <i>c</i>	12/17	14/19	47/52	6/14	25	8

machine cooling (at 0 °C, options 1 *a* and 2 *a*), and for options 1 *b*, *c*, 2 *b* and *c*, the values of +14–19 °C are taken, for the late transition to machine cooling, the water temperature is +5 °C and +8 °C. As a rule, the temperature of chilled water is +7 °C and the temperature of heated water is +12 °C in the air conditioning systems. However, within this temperature range, machine cooling can be carried out to match the outdoor temperature which is equal to 0 °C. Moreover, it is important that the pre-set water temperature does not dry the indoor air, so that it does not increase the cooling load on the fan coil unit, although a slightly larger size of this fan convector is required. The maximum cooling capacity in the atmospheric cooling mode is determined by the working surface of the intermediate heat exchanger.

The second circuit has a condenser, and it operates within the framework of the cooling system. This circuit is filled with 40 % solution of ethylene glycol, whose temperature varies depending on the outdoor temperature. If the water temperature range in the circuit between

the heat exchanger and the dry cooling tower varies within the range specified above, the atmospheric cooling system must cool the non-freezing liquid to the temperature of +8 °C and heat it in the intermediate heat exchanger to +17 °C (for options 1 *b*, *c*, 2 *b* and *c*). Due to the percent content of ethylene glycol, the system can operate in the cold season when the outdoor temperature is above –28 °C. At when the outdoor air temperatures is below –28 °C, the system cannot operate, since the ethylene glycol solution becomes thicker and the pump cannot pump it.

All pumps of the ethylene glycol circuit are equipped with frequency converters, which are limited to the minimum flow rate, set by the software for each pump. Frequency converters, attached to the fans of dry cooling towers, are adjustable up to the speed of rotation which is 30 % of the nominal one.

Table 2 shows the annual output of cold and electricity for all calculation options, as well as the calculated EER conversion ratio.

Table 2. Energy indicators of various options for the refrigeration system

	System	Options					
		1			2		
		<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>
Annual electricity consumption, wh	Atmospheric cooling	267,210	268,292	422,319	146,403	116,233	188,662
	Machine cooling	1,149,452	912,689	670,977	807,445	602,279	445,795
	Total	1,416,662	1,180,982	1,093,296	953,849	718,512	634,457
Annual cold production, wh	Atmospheric cooling	1,190,566	1,485,406	2,283,704	1,190,566	1,485,406	2,283,704
	Machine cooling	3,188,834	2,893,995	2,095,697	3,188,834	2,893,995	2,095,697
	Total	4,379,401	4,379,401	4,379,401	4,379,401	4,379,401	4,379,401
Conversion ratio (EER)	Atmospheric cooling	4.45	5.55	5.4	8.13	12.78	12.10
	Machine cooling	2.77	3.17	3.12	3.95	4.81	4.70

CONCLUSIONS

It is interesting to note that the location of dry coolers strongly influences the power consumption by the refrigeration system, in particular, the choice of pumps. The power consumed if dry coolers are placed on the roof of a building (1 *a*, *b*, *c*) is 50–70 % higher than that if dry coolers are located near the building (2 *a*, *b*, *c*), which is explained by the length of the refrigeration circuit.

After analyzing and comparing the values of conversion ratio EER for options (2 *a*, *b*, *c*) and options (1 *a*, *b*, *c*), we identified that the efficiency index of atmospheric cooling for options (2 *a*, *b*, *c*) is 180–230 % higher than that for options (1 *a*, *b*, *c*) due to differences

in the length of the refrigerant circuit routing, which determines the choice of the most powerful pumps. In the case of comparison of the same options for machine cooling purposes, the efficiency index increases by 140–150 %, which confirms the fact that atmospheric cooling is much more efficient than machine cooling in terms of energy consumption.

As for the assessment of power consumption by the cooling systems (machine and atmospheric ones in total) that produce water having the temperature of +4–12/+12–17 °C during the period between the negative values of the outdoor air and +8 °C, it can be concluded that transition to machine cooling at the higher outdoor temperature of +8 °C is more energy efficient than the same transition at +5 and 0 °C.

REFERENCES

1. Frolova A.A. The influence of thermal protection of an office building with large heat surpluses on the power and energy consumption of heating — cooling systems. *Integration, partnership and innovation in con-*

struction science and education: collection of materials of the international scientific conference. Moscow, 2017; 794-799. (rus.).

2. Tsoy A.P., Baranenko A.V., Granovskiy A.S., Tsoy D.A., Koretskiy D.A., Jamasheva R.A. Computer simulation of annual work cycle of combined refrigeration system using night radiative cooling. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2020; 4(3):28-37. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-3-28-37 (rus.).

3. Garyaev A.B., Korotke Yu.V. Assessing the scales and prospects of using the environmental cold for energy saving purposes. *Bulletin of the Moscow Power Engineering Institute. MEI Bulletin*. 2018; 4:58-70. DOI: 10.24160/1993-6982-2018-4-58-70 (rus.).

4. Paiho S., Abdurafikov R., Hoang H. Cost analyses of energy-efficient renovations of a Moscow residential district. *Sustainable Cities and Society*. 2015; 14:5-15. DOI: 10.1016/j.scs.2014.07.001

5. Malyavina E.G., Frolova A.A., Silaev A.S. Power and economic assessment of systems to free and machine cooling for conditioned office rooms. *ABOK: Ventilation, Heating, Air Conditioning, Heat Supply and Building Thermal Physics*. 2014; 1:42-46. (rus.).

6. Malyavina E.G., Frolova A.A., Silaev A.S. Power and economic assessment of systems to free and machine cooling for conditioned office rooms. *ABOK: Ventilation, Heating, Air Conditioning, Heat Supply and Building Thermal Physics*. 2014; 2:68-72. (rus.).

7. Ermolov D.A. The natural cold as unconventional source of cooling. *Bulletin of the Tula State University. Technical Science*. 2017; 12-1:223-225. (rus.).

8. Seregin A.I. Energy efficient solutions for shopping centers. *ABOK: Ventilation, Heating, Air Conditioning, Heat Supply and Building Thermal Physics*. 2019; 1:30-37. (rus.).

9. Evushkin A.I., Sheremetyev S.S. Energy-efficient air conditioning solutions for server rooms. *Science, Technology and Education*. 2017; 3(33):61-63. (rus.).

10. Evushkin A.I., Sheremetyev S.S. Energy efficient solutions of server rooms air conditioning in climatic conditions of the Moscow region. *Polytechnic*

Youth Journal. 2017; 3(8):3. DOI: 10.18698/2541-8009-2017-3-83 (rus.).

11. Polikarpov E. *High-precision air conditioning systems*. Moscow, Media Technology, 2013; 82. (rus.).

12. Bolomatov V.N. Ventilation and air conditioning: industry challenges. *ABOK: Ventilation, Heating, Air Conditioning, Heat Supply and Building Thermal Physics*. 2019; 3:50-57. (rus.).

13. Hani A., Koiv T.-A. Energy consumption monitoring analysis for residential, educational and public buildings. *Smart Grid and Renewable Energy*. 2012; 3(3):231-238. DOI: 10.4236/sgre.2012.33032

14. Kolesnikov M.S., Ilyina T.N. Innovative ways to create a microclimate in large rooms. *Almanac of World Science*. 2020; 1(37):86-89. (rus.).

15. Daraghmeh H.M., Wang C.-C. A review of current status of free cooling in datacenters. *Applied Thermal Engineering*. 2017; 114:1224-1239. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2016.10.093

16. Yang Y., Wang B., Zhou Q. Energy saving analysis of free cooling system in the data center. *Procedia Engineering*. 2017; 205:1815-1819. DOI: 10.1016/j.proeng.2017.10.239

17. Ma Y., Ma G., Zhang S., Zhou F. Cooling performance of a pump-driven two phase cooling system for free cooling in data centers. *Applied Thermal Engineering*. 2016; 95:143-149. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2015.11.002

18. Sukhankin V.P., Finkelshtein B.I. The ways to increase power efficiency of climate control of telecommunication facilities. *Chief Power Engineer*. 2017; 5-6:83-87. (rus.).

19. Panchabikesan K., Vellaisamy K., Ramalingam V. Passive cooling potential in buildings under various climatic conditions in India. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2017; 78:1236-1252. DOI: 10.1016/j.rser.2017.05.030

20. Broyda V.A., Dorofeenko N.S. Efficiency of direct free cooling in an air conditioning system for rooms with significant heat input. *Izvestiya Kazan State Architectural and Construction University*. 2019; 4(50):279-287. (rus.).

Received July 9, 2021.

Adopted in revised form on July 24, 2021.

Approved for publication on July 24, 2021.

BIONOTES: Anastasiya A. Frolova — Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Heat and Gas Supply and Ventilation; **Moscow State University of Civil Engineering (National Research University) (MGSU)**; 26 Yaroslavskoe shosse, Moscow, 129337, Russian Federation; ID RISC: 938815, Scopus: 57200089334; FrolovaAA@mgsu.ru;

Pavel I. Lukhmenev — student; **Moscow State University of Civil Engineering (National Research University) (MGSU)**; 26 Yaroslavskoe shosse, Moscow, 129337, Russian Federation; Engineer of heating and ventilation systems; **LLC “Engineering Delo”**; floor 4, 62 Butyrskaya st., Moscow, 127015, Russian Federation; lukhmenev@yandex.ru.