

УДК 697.97–5

# Энергомоделирование и экспериментальная верификация режимов работы теплового насоса при утилизации теплоты вытяжного воздуха.

## Часть 1. Схемные решения и расчетная модель

В. А. НИКИТИНА<sup>1</sup>, д-р техн. наук А. Б. СУЛИН,  
канд. техн. наук С. С. МУРАВЕЙНИКОВ,  
канд. техн. наук А. А. НИКИТИН, К. МАКАТОВ  
Университет ИТМО

<sup>1</sup>E-mail: veronika97nikitina@gmail.com

*Строительный и жилой сектор являются одним из самых энергозатратных секторов из всех существующих. Разработка новых вариаций эксплуатации систем отопления могут существенно снизить энергопотребление. Это особенно актуально в регионах, где больше половины года требуется нагрев воздуха в помещениях. Использование теплового потенциала вытяжного воздуха систем вентиляции и кондиционирования позволяет снизить энергопотребление при отоплении помещений и, соответственно, сократить экологическую нагрузку на окружающую среду. Исследование динамической взаимосвязи между теплотой вытяжного воздуха и выходной эффективностью при использовании системы рекуперации было проведено с применением программных продуктов OpenStudio, EES и Excel. Режимы работы теплового насоса в составе системы вентиляции смоделированы для двух схемных решений: с утилизацией теплоты вытяжного воздуха и с использованием наружного воздуха в качестве низкопотенциального источника. Модель верифицирована по результатам натурных измерений параметров воздуха и хладагента на экспериментальной установке. На базе верифицированной модели планируется выполнить исследование энергетических, экономических и экологических показателей системы за время отопительного периода в климатических условиях Санкт-Петербурга.*

**Ключевые слова:** тепловой насос, утилизация теплоты, вытяжной воздух, система вентиляции, верификация модели.

### Информация о статье:

Поступила в редакцию 28.08.2023, одобрена после рецензирования 15.09.2023, принята к печати 20.09.2023

DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-4-3-10

Язык статьи — русский

### Для цитирования:

Никитина В. А., Сулин А. Б., Муравейников С. С., Никитин А. А., Макатов К. Энергомоделирование и экспериментальная верификация режимов работы теплового насоса при утилизации теплоты вытяжного воздуха. Часть 1. Схемные решения и расчетная модель. // Вестник Международной академии холода. 2023. № 4. С. 3–10. DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-4-3-10

## Energy modeling and experimental validation of heat pump operating modes in exhaust air heat recovery. Part 1. Design and analysis model

V. A. NIKITINA<sup>1</sup>, D. Sc. A. B. SULIN, Ph. D. S. S. MURAVEINIKOV,  
Ph. D. A. A. NIKITIN, K. MAKATOV

ITMO University

<sup>1</sup>E-mail: veronika97nikitina@gmail.com

*The construction and residential sector are two of the most energy intensive sectors in the field. The development of new variations in the operation of heating systems can significantly reduce energy consumption. This is particularly true in regions where indoor air heating is required for more than half of the year. The use of the thermal potential of the exhaust air from ventilation and air conditioning systems makes it possible to reduce energy consumption for space heating and, accordingly, reduce the environmental burden on the environment. A study of the dynamic relationship between the heat of the exhaust air and the output efficiency when using a recuperation system was carried out using the software products*

*OpenStudio, EES, and Excel. The operating modes of the heat pump as part of the ventilation system are modeled for two designs: with the heat recovery of the exhaust air and with the use of outside air as a low-potential source. The model has been verified based on the results of field measurements of air and refrigerant parameters at the experimental facility. Based on the verified model, it is planned to study the energy, economic and environmental performance of the system during the heating period in the climatic conditions of St. Petersburg.*

**Keywords:** heat pump, heat recovery, exhaust air, air ventilation system, model verification.

#### Article info:

Received 28/08/2023, approved after reviewing 15/09/2023, accepted 20/09/2023

DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-4-4-3-10

Article in Russian

#### For citation:

Nikitina V. A., Sulin A. B., Muraveinikov S. S., Nikitin A. A., Makatov K. Energy Modeling and Experimental Validation of Heat Pump Operating Modes in Exhaust Air Heat Recovery. Part 1. Design and analysis model. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2023. No 4. p. 3–10. DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-4-3-10

## Введение

Современный метод энергомоделирования представляет собой взаимную интеграцию традиционного теплового расчёта и специализированного программного обеспечения. Цель данного исследования заключается в анализе энергетической эффективности системы вентиляции и кондиционирования воздуха при интегрировании теплового насоса для рекуперации теплоты вытяжного воздуха. Расчёт проводится в программах OpenStudio [1] и Excel. Для верификации методики расчета использованы результаты измерения параметров воздуха в системе вентиляции и данные по энергетическим параметрам агрегатов теплового насоса в течение рабочего дня в холодный период года.

На сегодняшний день мир остро нуждается в более эффективных и экологически чистых видах энергии. В результате наблюдается растущая конкуренция в области энергоэффективных технических решений во многих областях, включая инженерные системы зданий. Растущие потребности в энергии и использование ископаемого топлива представляют серьезную угрозу в связи с изменением климата из-за выбросов парниковых газов, таких как CO<sub>2</sub>. В 2021 г. выбросы от отопления зданий выросли на 5,5%, что составило 80% в строительном секторе [2]. Еще в 1979 г. была проведена первая в мире климатическая конференция, которая подняла важность этой проблемы [3]. Были введены рекомендации для распространения осведомленности в общественности и для поиска альтернативных энергетических ресурсов [4]. При изучении потребления энергии в жилищном секторе были рассмотрены несколько стратегий пассивного охлаждения и обогрева с использованием энергии окружающей среды, выполнена оценка наиболее рациональных подходов к решению проблемы [5].

Одним из направлений внедрения энергосберегающих технологий в строительном секторе является применение тепловых насосов. По анализу Международного энергетического агентства продажи тепловых насосов в мире возросли на 11% за 2022 г., причем такой рост наблюдается второй год подряд [6]. Исследование работы тепловых насосов и сравнение с бойлером выявило, что их интегрирование в инженерные системы снижает влияние на климатические изменения на 31% в теплых регионах, на 27% в умеренном климате, и на 23% в холод-

ных регионах [7, 8]. Установлено, что воздушные тепловые насосы требуют меньше начальных вложений, по сравнению с другими типами тепловых насосов [9]. В качестве источника низкопотенциальной теплоты особо следует выделить теплоту вытяжного воздуха. Этот ресурс может покрывать 30–50% потребности в тепле для жилых многоквартирных домов [10]–[12]. Исследование направлено на изучение потенциала теплоты вытяжного воздуха и использование его для отопления помещения при помощи теплового насоса.

## Описание системы

Для изучения процесса рекуперации теплоты использованы программные продукты OpenStudio, EES и Excel. OpenStudio позволяет проводить анализ параметров здания на энергетическом уровне, выявлять слабые и сильные стороны, сравнивать различные вариации проекта и выбирать наиболее рациональный вариант [13]. В EES проводились математические расчеты работы теплового насоса. Пакет Excel применяется как рабочее пространство для анализа и обработки полученных данных. Современный метод энергомоделирования представляет собой взаимную интеграцию традиционного теплового расчета и специализированного программного обеспечения [14, 15].

Для верификации математической модели выполнены измерения параметров воздуха в системе вентиляции и данные по энергетическим показателям основных узлов теплового насоса. Для выполнения сравнительного анализа выбраны два вида систем с тепловым насосом: с рекуперацией теплоты вытяжного воздуха и без рекуперации, т. е. с использованием в качестве низкопотенциального источника теплоты уличного воздуха. Упрощенные схемы систем представлены на рис. 1 и 2. Обе системы оборудованы тепловым насосом, который работает на хладагенте R410A и обеспечивает нагрев приточного воздуха в обоих случаях. Отличием выступает расположение испарителя. В первом случае испаритель встроен в вытяжную линию воздуховода после помещения, источником низкопотенциальной теплоты является теплый вытяжной воздух (рис. 1). Во втором случае испаритель расположен вне воздуховода и в качестве источника низкопотенциальной теплоты выступает уличный воздух (рис. 2).

На рис. 1 представлена схема системы с рекуперацией теплоты вытяжного воздуха с использованием теплового насоса. Приточный воздух, попадая в воздуховод, нагревается проходя через конденсатор и подается в помещение. Вытяжной воздух из помещения проходит через испаритель, в котором утилизируется теплота воздуха. Полученная в цикле теплового насоса теплота передается конденсатору. Для измерения основных рабочих параметров системы располагаются следующие датчики, обозначенные на рис. 1:

465 — датчик давления (бар);

679 — относительная влажность (%), температура сухого термометра (°C), температура влажного термометра (°C);

744 — относительная влажность (%), температура сухого термометра (°C), температура влажного термометра (°C);

775 — датчик давления (бар);

797 — относительная влажность (%), температура сухого термометра (°C), температура влажного термометра (°C);

813 — относительная влажность (%), температура сухого термометра (°C), температура влажного термометра (°C).

На рис. 2 представлена схема, в которой источником низкопотенциальной теплоты служит уличный воздух.

Для верификации математической модели использовался лабораторный стенд (рис. 3), в котором применены датчики для измерения параметров воздуха в системе воздуховодов и параметров хладагента в контуре теплового насоса.

Обозначения, применяемые на рис. 3: 1, 3, 4, 6 — точки измерения параметров воздуха; 2 — теплообменный аппарат линии притока; 5 — теплообменный аппарат линии вытяжки; 7 — тепловой насос; 8 — измерительные приборы параметров  $P$  и  $T$ ; 9 — манометрический коллектор.

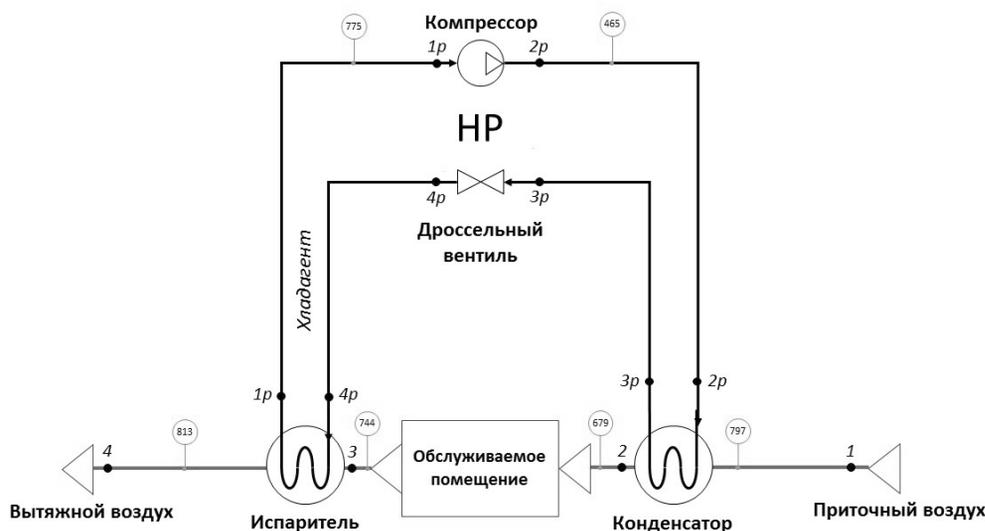


Рис. 1 Упрощенная схема системы вентиляции с встроенным тепловым насосом с рекуперацией теплоты вытяжного воздуха  
 Fig. 1. Simplified diagram of a ventilation system with a built-in heat pump with heat recovery from exhaust air

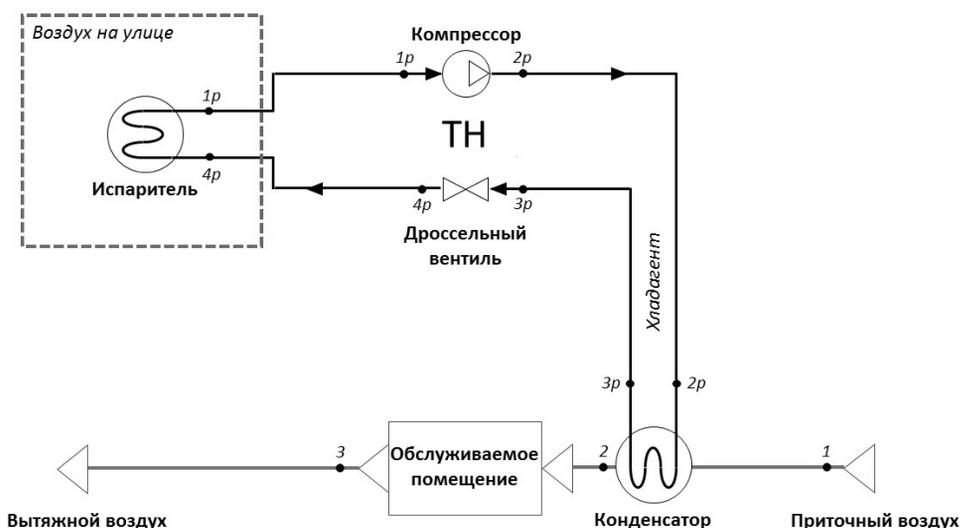


Рис. 2. Упрощенная схема системы вентиляции с встроенным тепловым насосом без рекуперации теплоты  
 Fig. 2. Simplified diagram of a ventilation system with a built-in heat pump without heat recovery

Точки измерения на рис. 1 и 3 соответствуют следующим образом: рис. 3 (точка 1) — рис. 1 (точка 797); рис. 3 (точка 3) — рис. 1 (точка 679); рис. 3 (точка 4) — рис. 1 (точка 744); рис. 3 (точка 6) — рис. 1 (точка 813).

Регулирование производительности теплового насоса обеспечивается за счет периодического вывода из зацепления рабочих спиралей компрессора. Такой способ регулирования производительности предложен компанией Emerson и реализуется при помощи компрессоров Copeland Digital Scroll. Такая технология позволяет плавно регулировать производительность в диапазоне от 10 % до 100 % без ограничения рабочего диапазона. Такой способ регулирования приводит к периодическому изменению давления всасывания и нагнетания и, как следствие, к изменению массового расхода хладагента. Параметры узловых точек рабочего цикла в этом случае изменяются во времени таким образом, чтобы соответствовать требуемой производительности. Пример измерения давления до и после компрессора при регулировании производительности приведен на рис. 4.

### Моделирование и верификация системы

Для моделирования работы системы в пакете EES в коде программы использованы следующие исходные параметры: измеренные давления кипения и конденсации (рис. 4), измеренные температуры до и после теплообменников (конденсатор и испаритель) (рис. 5, 6), зна-

чения падения давлений на сопротивление, температура перегрева/переохлаждения, коэффициенты эффективности теплообменников, температура наружного воздуха, температура воздуха на входе в теплообменные аппараты, температурные напоры в теплообменных аппаратах.

После сбора необходимых исходных данных был построен цикл работы теплового насоса в программе EES с использованием текущих значений давлений всасывания и нагнетания (рис. 4), а также температуры воздуха (рис. 5, 6).

Расчет проводился для реального цикла теплового насоса, поэтому помимо нахождения точек для идеального цикла были найдены параметры, зависящие от перепада давлений и температуры перегрева и переохлаждения.

Параметры реального процесса сжатия:

$$\Delta h = h_2 - h_1;$$

$$\Delta h_p = \Delta h / \eta,$$

где  $h_1$  и  $h_2$  — энтальпии точек в цикле, кДж/кг;  $\eta$  — КПД компрессора.

После определения параметров узловых точек узловых точек выполнен расчет показателей энергетической эффективности пароконденсационного насоса с предварительным определением коэффициентов производительности теплообменников  $\alpha$  и  $\beta$ . Определение данных коэффициентов основано на измеренном объемном рас-

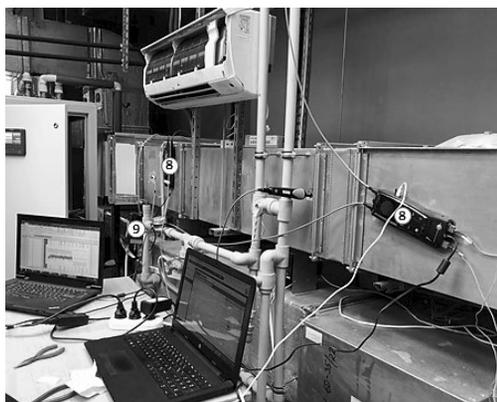


Рис. 3. Общий вид экспериментальной установки

Fig. 3. General view of the experimental setup

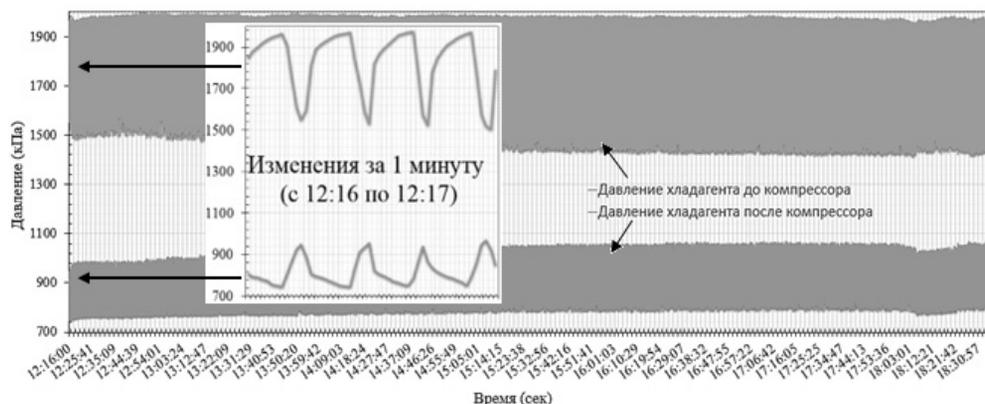


Рис. 4. Измеренные давления до и после компрессора

Fig. 4. Measured pressures before and after the compressor

ходе воздуха (на притоке 0,598 м<sup>3</sup>/с; на вытяжке 0,638 м<sup>3</sup>/с) с учетом его плотности при заданной температуре (плотность воздуха на притоке 1,2134 кг/м<sup>3</sup>; на вытяжке 1,2319 кг/м<sup>3</sup>):

$$\dot{m}_{\text{возд}} = L \cdot \rho,$$

где  $L$  — объемный расход воздуха (измеренные данные), м<sup>3</sup>/с;  $\rho$  — плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>.

Массовый расход воздуха на притоке составляет 0,737 кг/с, массовый расход воздуха на вытяжке — 0,774 кг/с.

Затем для заданного периода времени рассчитаны производительности конденсатора и испарителя:

$$Q = \dot{m}_{\text{возд}} c (T_a - T_b),$$

где  $c$  — удельная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К);  $T_a$  и  $T_b$  — температуры воздуха до и после теплообменных аппаратов, °С (рис. 5).

Средние значения производительности теплообменных аппаратов:

$$Q_{\text{исп}} = 9,168 \text{ кВт};$$

$$Q_{\text{конд}} = 11,578 \text{ кВт}.$$

Коэффициенты производительности испарителя и конденсатора  $\alpha$  и  $\beta$  определены с использованием средних значений производительности из следующих выражений:

$$Q_{\text{исп}} = \alpha (T_{\text{amb}} - T_{\text{ID1}});$$

$$Q_{\text{конд}} = \beta (T_3 - T_H),$$

здесь  $T_{\text{amb}}$  — температура воздуха, проходящая через испаритель, °С;  $T_H$  — температура воздуха, проходящая через конденсатор, °С;  $T_{\text{ID1}}$  — температура хладагента в точке 1 идеального цикла, °С;  $T_3$  — температура хладагента в точке 3 реального цикла, °С.

Коэффициенты  $\alpha$  и  $\beta$  составляют 0,655 кВт/°С и 1,053 кВт/°С, соответственно.

Методикой предусмотрены расчеты следующих параметров для каждого момента времени.

Расчет полных нагрузок:

— в испарителе:

$$Q_{\text{исп}} = \alpha (T_{\text{amb}} - T_{\text{ID1}});$$

— в конденсаторе:

$$Q_{\text{конд}} = \beta (T_3 - T_H).$$

Расчет энергопотребления компрессора:

$$W = Q_{\text{конд}} - Q_{\text{исп}}.$$

Расчет массового расхода хладагента:

$$\dot{m} = \frac{W}{h_2 - h_1}.$$

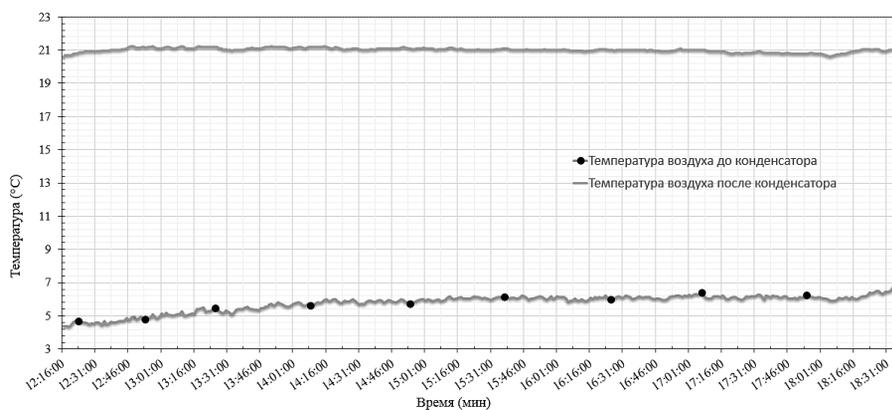


Рис. 5. Измеренные температуры воздуха до и после конденсатора  
Fig. 5. Measured air temperatures before and after the condenser

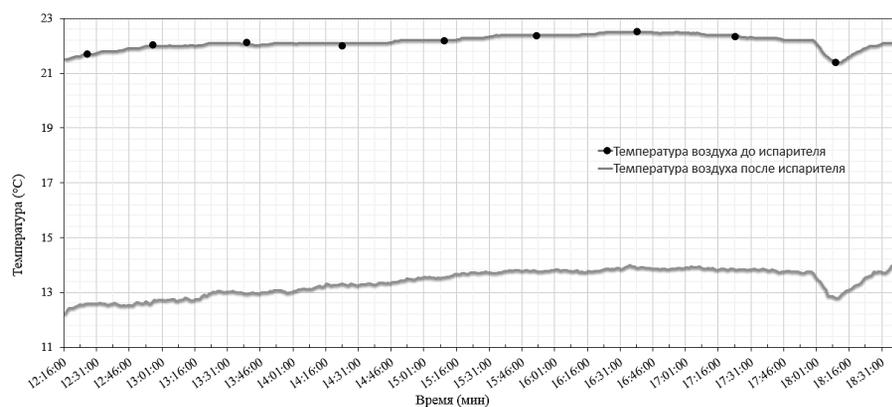


Рис. 6. Измеренные температуры воздуха до и после испарителя  
Fig. 6. Measured air temperatures before and after the evaporator

При моделировании экспериментальной модели с рекуперацией теплоты получены следующие усредненные данные за период в 6 ч:

- коэффициент преобразования COP — 2,68;
- производительность испарителя — 13,38 кВт;
- производительность конденсатора — 21,41 кВт;
- мощность компрессора 8,03 кВт.

Следующим этапом исследования являлась верификация модели системы по результатам физического эксперимента. И модель, и эксперимент рассчитаны в программе EES по заранее написанному коду расчета. Результаты измерения основных параметров, необходимых для верификации модели, приведены на рис. 4, 5 и 6. Верификация проводилась при одинаковых условиях в виде усредненной температуры воздуха в конденсаторе и средней температуре воздуха в испарителе. Средние значения получены при помощи данных по температуре

Таблица 1

## Отклонения в точках цикла

Table 1

## Deviations at cycle points

	$\Delta h, \%$	$\Delta P, \%$	$\Delta T, \%$
1	0,00	0,75	3,80
2	0,06	0,01	0,37
3	0,01	0,01	0,09
4	0,01	0,74	8,09

на входе и выходе из аппаратов. Отклонения между расчетами по модели и по данным эксперимента в среднем не превышают 5 % (табл. 1, 2, рис. 7). Таким образом, расчетная модель может быть применена для анализа эффективности системы в течение продолжительного времени работы.

Таблица 2

## Отклонения параметров работы теплового насоса

Table 2

## Deviations of the heat pump parameters

$\Delta T_H, \%$	$\Delta T_{amb}, \%$	$\Delta COP, \%$	$\Delta \dot{m}, \%$	$\Delta Q_{evap}, \%$	$\Delta Q_{cond}, \%$	$\Delta W_{comp}, \%$
0,38	0,41	0,78	2,92	0,26	0,41	1,50

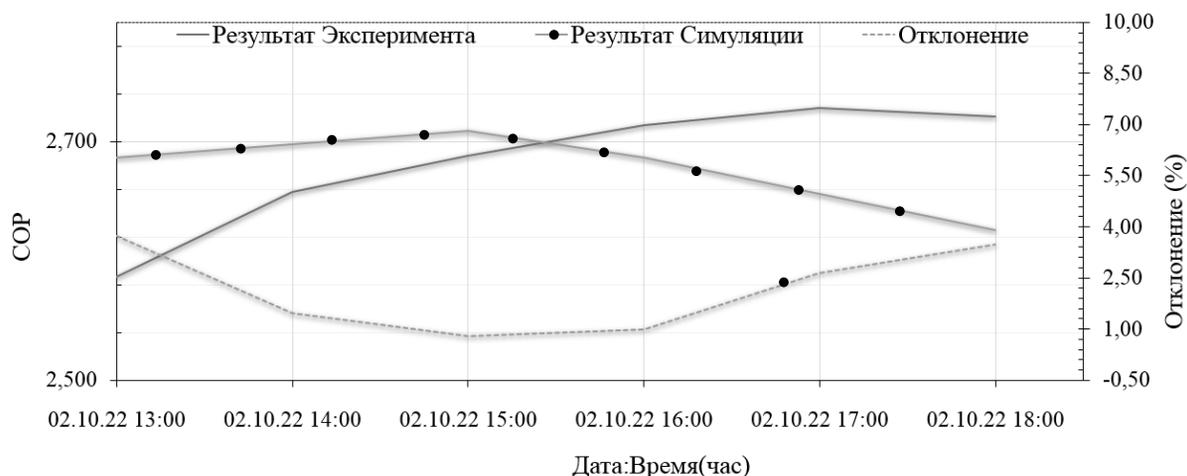


Рис. 7. Верификация значений COP

Fig. 7. Verification of COP values

В результате моделирования систем с рекуперацией и без рекуперации теплоты вытяжного воздуха построена  $P-h$ -диаграмма, на которой изображены циклы работы теплового насоса с рекуперацией и без рекуперации теплоты вытяжного воздуха при одинаковой температуре воздуха в конденсаторе в 18:00 11 ноября (рис. 8).

Обозначение процессов на диаграмме:

- $1_{id}-1$  — потери давления на входе в компрессор;
- $1-2_{id}$  — сжатие в компрессоре;
- $2_{id}-2$  — потери давления на выходе из компрессора;
- $2-3_{id}$  — конденсация;
- $3_{id}-3$  — переохлаждение;

3–4 — дросселирование;

4– $1_{id}$  — испарение.

## Заключение

Циклы работы парокомпрессионного теплового насоса в составе системы вентиляции смоделированы в программном коде специализированного пакета EES для случаев использования в качестве низкопотенциального источника вытяжного воздуха и наружного воздуха. Проведение верификации расчетной модели выявило низкие значения отклонения от экспериментальных данных, что позволяет использовать модель для дальнейших исследований.

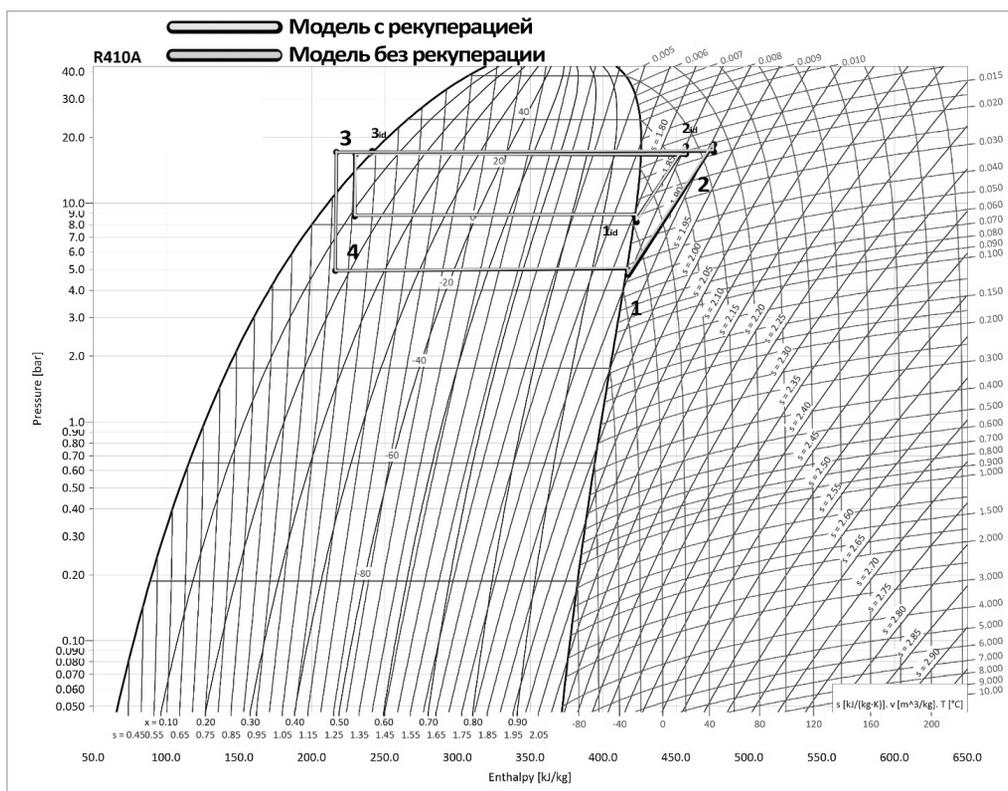


Рис. 8. Циклы теплового насоса в модели

Fig. 8. Heat pump cycles in the model

## Литература

## References

1. Brackney L. et al. Building energy modeling with OpenStudio. New York: Springer International Publishing, 2018.
2. International Energy Agency: official site. France, 2022. URL: <https://www.iea.org/reports/heating> (accessed date 20.04.2023).
3. Wmo G. et al. Proceedings of the World Climate Conference: a conference of experts on climate and mankind Geneva, 12–23 Feb. 1979.
4. De Moel M. et al. Technological advances and applications of geothermal energy pile foundations and their feasibility in Australia // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2010. vol. 14. no. 9. p. 2683–2696.
5. Rashad M. et al. The utilisation of useful ambient energy in residential dwellings to improve thermal comfort and reduce energy consumption // *International Journal of Thermofluids*. 2021. vol. 9. p. 100059.
6. IEA. Global heat pump sales continue double-digit growth, 2023. URL: <https://www.iea.org/commentaries/global-heat-pump-sales-continue-double-digit-growth> (accessed date 15.07.2023).
7. Famiglietti J. et al. A comparative environmental life cycle assessment between a condensing boiler and a gas driven absorption heat pump // *Science of the Total Environment*. 2021. vol. 762. p. 144392.
8. Famiglietti J. et al. Heat pumps for space heating and domestic hot water production in residential buildings, an environmental comparison in a present and future scenario // *Energy Conversion and Management*. 2023. vol. 276. p. 116527.
9. Sadeghi H., Ijaz A., Singh R. M. Current status of heat pumps in Norway and analysis of their performance and payback
1. Brackney L. et al. Building energy modeling with OpenStudio. New York: Springer International Publishing, 2018.
2. International Energy Agency: official site. France, 2022. URL: <https://www.iea.org/reports/heating> (accessed date 20.04.2023).
3. Wmo G. et al. Proceedings of the World Climate Conference: a conference of experts on climate and mankind Geneva, 12–23 Feb 1979.
4. De Moel M. et al. Technological advances and applications of geothermal energy pile foundations and their feasibility in Australia. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2010. vol. 14. no 9. p. 2683–2696.
5. Rashad M. et al. The utilisation of useful ambient energy in residential dwellings to improve thermal comfort and reduce energy consumption. *International Journal of Thermofluids*. 2021. vol. 9. p. 100059.
6. IEA. Global heat pump sales continue double-digit growth, 2023. URL: <https://www.iea.org/commentaries/global-heat-pump-sales-continue-double-digit-growth> (accessed date 15.07.2023).
7. Famiglietti J. et al. A comparative environmental life cycle assessment between a condensing boiler and a gas driven absorption heat pump. *Science of the Total Environment*. 2021. vol. 762. p. 144392.
8. Famiglietti J. et al. Heat pumps for space heating and domestic hot water production in residential buildings, an environmental comparison in a present and future scenario. *Energy Conversion and Management*. 2023. vol. 276. p. 116527.
9. Sadeghi H., Ijaz A., Singh R. M. Current status of heat pumps in Norway and analysis of their performance and payback time.

- time // *Sustainable Energy Technologies and Assessments*. 2022. vol. 54. p. 102829.
10. Ryabova T. V. et al. Equivalent parameters of thermal comfort of the room // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. IOP Publishing, 2019. vol. 656. no 1. p. 012045.
  11. Korpela T. et al. Waste heat recovery potential in residential apartment buildings in Finland's Kymenlaakso region by using mechanical exhaust air ventilation and heat pumps // *International Journal of Thermofluids*. 2022. vol. 13. p. 100127.
  12. Sarvelainen H. et al. Energy efficiency optimization of actively used and underused buildings based on demand-controlled ventilation according to indoor climate // *Nutzung Regenerativer Energiequellen und Wasserstofftechnik*. 2019.
  13. Tatarenko Iu. V., Mitropov V. V., Nikitin A. A. Mathematical model of compressor-condenser unit // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. IOP Publishing, 2020. vol. 826. no 1. p. 012005.
  14. Thalfeldt M., Kurnitski J., Latõšov E. Exhaust air heat pump connection schemes and balanced heat recovery ventilation effect on district heat energy use and return temperature // *Applied Thermal Engineering*. 2018. vol. 128. p. 402–414.
  15. Yunna W., Ruhang X. Green building development in China-based on heat pump demonstration projects // *Renewable energy*. 2013. vol. 53. p. 211–219.

### Сведения об авторах

#### Никитина Вероника Александровна

Аспирант, ассистент образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, veronika97nikitina@gmail.com

#### Сулин Александр Борисович

Д. т. н., профессор образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, miconata@rambler.ru

#### Муравейников Сергей Сергеевич

К. т. н., доцент образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, ssmuraveinikov@itmo.ru

#### Никитин Андрей Алексеевич

К. т. н., доцент образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, aanikitin@itmo.ru

#### Макатов Кирилл

Аспирант, инженер образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, kmakatov@itmo.ru

### Information about authors

#### Nikitina Veronika A.

Postgraduate student of Educational Center «Energy Efficient Engineering Systems» of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, veronika97nikitina@gmail.com

#### Sulin Aleksandr B.

D. Sc., professor of Educational Center «Energy Efficient Engineering Systems» of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, miconata@rambler.ru

#### Muraveinikov Sergey S.

Ph. D., associate professor of Educational Center «Energy Efficient Engineering Systems» of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, ssmuraveinikov@itmo.ru

#### Nikitin Andrey A.

Ph. D., associate professor of Educational Center «Energy Efficient Engineering Systems» of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, aanikitin@itmo.ru

#### Makatov Kirill

Postgraduate student of Educational Center «Energy Efficient Engineering Systems» of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, kmakatov@itmo.ru

