

УДК 536.7

<https://doi.org/10.25587/2222-5404-2025-22-2-59-67>

Оригинальная научная статья

Анализ выбора хладагента для тепловых насосных установок по ключевым критериям

В. Г. Реев^{1,2} ✉, У. Д. С. Гунасекара³

¹Северо-Восточный федеральный университет им. М.К. Аммосова,
г. Якутск, Российская Федерация

²Институт физико-технических проблем Севера им. В.П. Ларионова,
г. Якутск, Российская Федерация

³Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
г. Санкт-Петербург, Российская Федерация

✉ rvg_1998@mail.ru, uthumgunasekara@yandex.ru

Аннотация

В работе приведен анализ критериев выбора хладагентов (фреонов) для тепловых насосных установок (ТНУ). В настоящее время в мире идет тенденция к внедрению ТНУ в качестве источника тепловой энергии в связи с их эффективностью, отсутствием выбросов вредных веществ в атмосферу и использованием возобновляемых источников энергии. Рассмотрены три основных критерия: 1) степень озонобезопасности; 2) значение энергетической эффективности; 3) стоимость. По степени озонобезопасности существуют 3 вида классификации: озонобезопасные, частично безопасные и особо опасные. Исходя из национальных и международных документов по защите климата следует выбирать хладагенты (фреоны), относящиеся к классификации озонобезопасных. Для выявления наиболее энергетически эффективных хладагентов (фреонов) следует выполнить теплофизический расчет цикла ТНУ. Для проведения расчетов были отобраны 4 марки хладагентов (фреонов) из классификации озонобезопасных: R-32, R-717 (аммиак), R-134a, R-410A. Исходя из результатов исследования, выявлено, что наиболее эффективным хладагентом (фреоном) является марка R-717 (аммиак), коэффициент преобразования электроэнергии которого равен $COP = 3,29$. Однако из проведенного анализа стоимости следует, что данный хладагент имеет высокую стоимость (11510,5 руб. за 1 кг вещества) ввиду особенностей производства. Хладагенты (фреоны) марки R-410A и R-32 имеют примерно одинаковую стоимость, равную 1400–1550 руб. за 1 кг вещества, и примерно близкую энергетическую эффективность $COP = 3,01–3,03$. Выявлено, что наиболее оптимальным выбором является хладагент (фреон) марки R-134a, удовлетворяющий всем трем критериям: энергетическая эффективность $COP = 3,23$, стоимость за 1 кг вещества 2200 руб., классификация озонобезопасный $ODP = 0$.

Ключевые слова: тепловая насосная установка, COP, коэффициент трансформации электроэнергии, энергетическая эффективность, хладагент, фреон, Монреальский протокол, система теплоснабжения, энергетика, термодинамика, возобновляемые источники энергии

Финансирование. Исследование не имело финансовой поддержки

Для цитирования. Реев В. Г., Гунасекара У. Д. С. Анализ выбора хладагента для тепловых насосных установок по ключевым критериям. *Вестник СВФУ*. 2025, Т. 22, № 2. С. 59–67. DOI: 10.25587/2222-5404-2025-22-2-59-67

Original article

Analysis of the choice of refrigerant for heat pumping units according to key criteria

Vasily G. Reev^{1,2} ✉, Uthum J. S. Gunasekara³

¹M.K. Ammosov North-Eastern Federal University,
Yakutsk, Russian Federation

²V.P. Larionov Institute of the Physical-Technical Problems of the North,
Yakutsk, Russian Federation

³Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University,
St. Petersburg, Russian Federation

✉ rvg_1998@mail.ru, uthumgunasekara@yandex.ru

Abstract

The paper provides an analysis of the selection criteria for refrigerants (freons) for heat pumping units (HPU). Currently, there is a worldwide trend towards the introduction of HPV as a source of thermal energy due to their efficiency, the absence of harmful emissions into the atmosphere and the use of renewable energy sources. Three main criteria are considered: 1) the degree of ozone safety; 2) the value of energy efficiency; 3) cost. According to the degree of ozone safety, there are 3 types of classification: ozone-safe, partially safe and especially dangerous. Based on national and international climate protection documents, refrigerants (freons) classified as ozone-safe should be selected. To identify the most energy-efficient refrigerants (freons), a thermophysical calculation of the fuel cycle should be performed. 4 brands of refrigerants (freons) from the ozone-free classification were selected for calculations: R-32, R-717 (ammonia), R-134a, R-410A. Based on the results of the study, it was revealed that the most effective refrigerant (freon) is the R-717 (ammonia) brand, whose electricity conversion coefficient is $COP = 3.29$. However, it follows from the cost analysis that this refrigerant has a high cost (11510.5 rubles per 1 kg of substance) due to the production characteristics. Refrigerants (freons) of the R-410A and R-32 brands have approximately the same cost equal to 1400 ... 1550 rubles per 1 kg of substance and also approximately similar energy efficiency $COP = 3.01... 3.03$. It was revealed that the most optimal choice is the refrigerant (freon) brand R-134a, which meets all three criteria: energy efficiency $COP = 3.23$; cost per 1 kg of the substance 2200 rubles; classification ozone-safe $ODP = 0$. **Keywords:** heat pumping unit, COP, electric power transformation coefficient, energy efficiency, refrigerant, freon, Montreal Protocol, heat supply system, energy, thermodynamics, renewable energy sources

Funding. No funding was received for writing this manuscript

For citation: Reev V. G., Gunasekara U. J. S. Analysis of the choice of refrigerant for heat pumping units according to key criteria. *Vestnik of NEFU*. 2025, Vol. 22, No. 2. Pp. 59–67. DOI: 10.25587/2222-5404-2025-22-2-59-67

Введение

Тепловое оборудование является одним из основных потребителей энергии в современном мире, особенно в сфере отопления и охлаждения зданий. Согласно данным международных организаций, сектор отопительных технологий составляет значительную долю общего энергопотребления планеты, способствуя росту выбросов парниковых газов и глобальному изменению климата.

Согласно актуальным исследованиям, опубликованным международными аналитиками, рынок тепловых насосов продемонстрирует устойчивый рост в ближайшем будущем. Основной причиной этого станет стремление стран уменьшить свое негативное воздействие на природу и обеспечить эффективное использование ресурсов. Например, к 2037 г. рынок тепловых насосов достигнет объема порядка 310,57 млрд долларов США, при среднегодовом росте более 9,5% [1]. Благодаря внедрению ряда нормативных актов, направленных на продвижение использования возобновляемых источников энергии и уменьшение зависимости от ископаемого топлива, европейские страны сохраняют лидерство в применении тепловых насосов в жилом фонде и промышленной инфраструктуре [2].

Россия обладает значительными ресурсами природных ископаемых, включая нефть и газ, однако также активно развивает технологии возобновляемой энергетики и стремится повысить свою энергоэффективность. Применение тепловых насосов позволяет эффективно использовать низкопотенциальную энергию окружающей среды (например, грунт, вода), снижая зависимость от традиционных энергоносителей [3]. Вопрос выбора оптимального хладагента приобретает особую значимость ввиду климатических особенностей страны, географической протяженности территорий и значительных различий температурных режимов регионов. Обоснованный подход к определению наиболее выгодного и безопасного хладагента способствует повышению конкурентоспособности российских производителей тепловых насосов и снижению углеродного следа страны.

Таким образом, разработка научно обоснованных методик выбора экономически оправданных и экологически безопасных хладагентов является важной задачей для реализации стратегии устойчивого развития Российской Федерации.

Материалы и методы

Одним из основных критериев выбора хладагентов является степень озонобезопасности, которая измеряется величиной озоноразрушающего потенциала (ODP – Ozone Depletion Potential). Данный показатель характеризует степень способности конкретного хладагента разрушать озоновый слой Земли [4]. В табл. 1 представлена классификация фреонов по степени озонобезопасности.

Таблица 1

Классификация фреонов по степени озонобезопасности

Table 1

Classification of freons by degree of ozone safety

Классификация	ODP	Химическое название	Формула	Марка
Озонобезопасные	0,00	Гидрофторуглероды	HFC	R-134a, R410A, R-32, R-407C
		Гидрофторолефины	HFO	R-1234ze
		Натуральные хладагенты	-	R-290, R-744, R-717
Частично безопасные (умеренная угроза для озона)	0,05...0,5	Гидрохлорфторуглероды	HCFC	R-22, R141b
Высоко опасные (старое поколение)	0,5...>1	Хлорфторуглероды	CFC	R-11, R-12, R-113

Фреоны из типа озонобезопасных абсолютно безопасны для озонового слоя, поскольку не содержат атомов хлора, которые разрушают молекулы озона. Значение ODP практически равно 0. Хладагенты из типа частично безопасных (умеренная угроза для озона) имеют небольшие концентрации хлора. Их производство ограничено, и многие страны уже прекратили выпуск таких веществ, переключившись на более безопасные аналоги. Значение ODP данного типа хладагентов варьируются между 0,05–0,50. Фреоны типа высоко опасных (старого поколения) наносит серьезный ущерб озоновому слою и давно признаны устаревшими и небезопасными. Производство и продажа большинства представителей CFC запрещены международными соглашениями, такими как Монреальский протокол. Значение ODP варьируется в пределах 0,5...>1.

В данное время использование озонобезопасных фреонов регулируется целым рядом национальных и международных документов, направленных на защиту озонового слоя и предотвращение изменения климата, такими как Монреальский протокол (Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer), поправка Киото (Kyoto Amendment to Montreal Protocol), Международный стандарт ISO 817:2014, Регламент ЕС № 517/2014 (F-Gas Regulation).

Таким образом, при подборе хладагента для тепловой насосной установки целесообразно отдать предпочтение группе озонобезопасных фреонов, включающих гидрофторуглероды (HFC), гидрофторолефины (HFO) и натуральные хладагенты. Выбирая рабочее тело для ТНУ, специалисты обязаны руководствоваться действующими международными соглашениями, а также соблюдать установленные государством санитарные и технические нормы, предусмотренные национальными правовыми актами и нормативными документами.

Немаловажным критерием для выбора хладагента (фреона) является энергетическая эффективность, которая измеряется таким показателем, как коэффициент преобразования электроэнергии или COP (Coefficient of performance). Данный показатель характеризует отношение полученной тепловой энергии к затраченной электрической энергии. Упрощенная формула расчета COP [5]:

$$COP = \frac{Q_{\text{полез.тепло}}}{W_{\text{затр.эл.энергия}}}, \quad (1)$$

где $Q_{\text{полез.тепло}}$ – количество полученной теплоты с ТНУ, кВт; $W_{\text{затр.эл.энергия}}$ – количество затраченной электроэнергии на привод двигателя компрессора, кВт.

Чем выше COP, тем эффективнее работает ТНУ. Для каждого типа хладагента (фреона) существует диапазон оптимальной температуры эксплуатации, при которой достигается максимальный COP.

Выбор хладагента по критерию энергетической эффективности возможен путем проведения расчета цикла ТНУ с учетом того или иного вида хладагента.

Для выполнения расчетов энергетической эффективности ТНУ для различных видов хладагентов используется программный пакет “CoolTools”, предназначенный для теплофизических расчетов циклов холодильных и теплофикационных машин, работающих на основе использования хладагентов (фреонов).

В качестве исходных данных используются: температура низкопотенциального теплоносителя на входе и выходе из испарителя, температура высокопотенциального теплоносителя на входе в конденсатор, температура горячей сетевой воды на выходе из конденсатора, температура окружающей среды, перепады температуры на выходе из теплообменников (обычно принимается 3–5 °С) в испарителе и в конденсаторе.

Температура испарения фреона рассчитывается формулой:

$$t_u = t_{n2} - \Delta t_u, \quad (2)$$

где t_u – температура испарения фреона, С°; t_{n2} – температура низкпотенциального источника, С°; Δt_u – температурный перепад, С°.

Далее по температуре испарения фреона t_n в p, h – диаграмме фреона находится точка 1, для которой определяются энтальпия h_1 и давление испарения p_n .

По заданной температуре перегрева пара Δt_n и температуре испарения t_n рассчитывается температура фреона на входе в компрессор:

$$t_{1a} = t_u - \Delta t_n, \quad (3)$$

где Δt_n – температура перегрева пара, С°.

Точка 1a определяется по температуре t_{1a} и давлению испарения p_n , для этой же точки находится значение энтальпии h_{1a} .

В конденсаторе теплота передается от горячего фреона к сетевой воде. По температуре сетевой воды на выходе из конденсатора и температурному перепаду рассчитывается температура конденсации фреона:

$$t_k = t_{св2} - \Delta t_k, \quad (4)$$

где t_k – температура кипения фреона, С°; $t_{св2}$ – температура горячей сетевой воды на выходе, С°; Δt_k – температурный перепад, С°.

По температуре конденсации t_k по таблице термодинамических свойств фреона в состоянии насыщения определяется точка 3 цикла работы теплового насоса, а также значения энтальпии h_3 и давления конденсации p_k .

На пересечении линии постоянной энтропии S_1 , проходящей через точку 1a, и линии изобары давления конденсации p_k , проходящей через точку 3, определяется точка 2a, которая соответствует концу адиабатного сжатия компрессором. По таблице или диаграмме термодинамических свойств фреона определяется энтальпия h_{2a} .

Для расчета энтальпии h_2 используется формула:

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2a} - h_1}{\eta_a}, \quad (5)$$

где η_a – адиабатный КПД компрессора, который может быть рассчитан по выражению [6]:

$$\eta_a = 0,98 \frac{273 + t_0}{273 + t_k}, \quad (6)$$

где t_0 – температура окружающей среды, С°.

По значению энтальпии h_2 и давлению p_k определяется точка 2 цикла теплового насоса.

Для нахождения точки 3a и расчета энтальпии h_{3a} используем выражение:

$$h_{30} = h_3 - (h_{1a} - h_1). \quad (7)$$

По значению энтальпии h_{3a} и давлению p_k определяется точка 4.

Далее производится расчет удельных тепловых нагрузок в узлах теплового насоса. Тепловая нагрузка испарителя q_n равна:

$$q_8 = h_1 - h_4. \quad (8)$$

Тепловая нагрузка конденсатора q_k равна значению тепловой нагрузки, отдаваемой на сетевую воду $q_{тн}$:

$$q_k = q_{тн} = h_2 - h_3. \quad (9)$$

Работа сжатия компрессора $l_{сж}$ равна:

$$l_{сж} = h_2 - h_{1a}. \quad (10)$$

Коэффициент трансформации теплоты μ , показывающий отношение теплоты, переданной горячему теплоносителю к работе, затраченной на сжатие:

$$\mu = \frac{q_{mn}}{l_{сж}}. \tag{11}$$

Коэффициент преобразования электроэнергии или COP показывает отношение теплоты, переданной горячему теплоносителю к затраченной электроэнергии на привод двигателя компрессора, дополнительно по отношению к коэффициенту трансформации теплоты μ включает механические потери энергии в компрессоре и потери энергии в электродвигателе:

$$\mu_{э} = \frac{q_{mn}}{W} = \eta_{э,м} \eta_{э} \mu, \tag{12}$$

где, $\eta_{э,м}$ – электромеханический КПД компрессора, обычно равен 0,9 ... 0,95; $\eta_{э}$ – КПД электродвигателя, равен 0,6 ... 0,95 [6, 7].

Результаты и обсуждение

В целях исследования были отобраны наиболее распространенные хладагенты, относящиеся к классификации озонобезопасных.

- R-410A – универсален, широко применяется в системах кондиционирования и тепловых насосах, отличается высокими теплофизическими характеристиками и нейтральностью к окружающей среде.
- R-32 – популярен в новом поколении бытовых и коммерческих систем.
- R-134a – традиционный хладагент, применялся долгое время в транспортных системах и холодильных установках, пока не начал вытесняться более эффективными альтернативами.
- R-717 (аммиак) – популярен в больших промышленных системах из-за отличной теплопередачи и экономичности, хотя и требует осторожного обращения из-за токсичности.

При моделировании были приняты следующие параметры: температура окружающей среды, равная -10 °С; температура сетевой воды на подаче +35 °С; тепловая мощность ТНУ 10 кВт; тип ТНУ «грунт-вода» с отбором низкопотенциальной теплоты грунта.

Из полученных данных расчета были построены p, h–диаграммы цикла ТНУ, в качестве рабочего тела которых служат хладагенты (фреоны) марок R-410A, R-32, R-134a и R-717 (аммиак) (рис. 1).

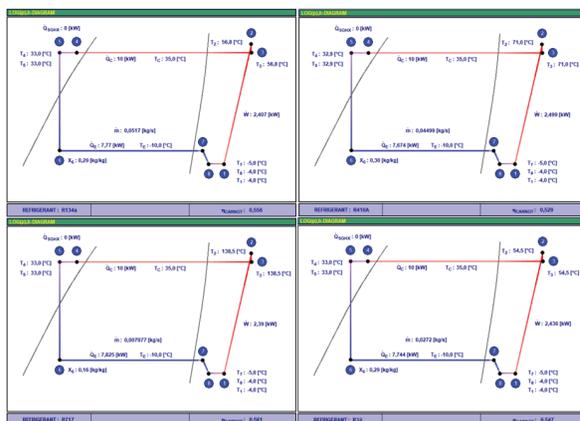


Рис. 1. P, h – диаграммы цикла ТНУ с хладагентами (фреонами) R-134a, R410A, R717, R32
 Fig. 1. P, h – diagrams of the HPU cycle with refrigerants (freons) R-134a, R410A, R717, R32



Рис. 2. График зависимости энергетической эффективности ТНУ от марки хладагента (фреона)

Fig. 2. Graph of the dependence of the energy efficiency of HPU on the type of refrigerant (freon)

На рис. 2 представлен график зависимости энергетической эффективности ТНУ от марки хладагента (фреона).

Из полученных данных следует, что наиболее эффективным хладагентом является R-717 (аммиак) с значением COP, равным 3,29. Однако следует учитывать токсичность данного вещества, что несет опасность при утечке. Далее идет хладагент (фреон) марки R-134a, который является традиционным для холодильных машин.

Немаловажным является учет стоимостных характеристик данных хладагентов (фреонов). В ходе анализа и мониторинга стоимости хладагентов (фреонов) среди различных поставщиков была выявлена средняя стоимость за 1 кг вещества. В табл. 2 приведена приблизительная стоимость хладагентов (фреонов), которые были использованы в исследовании.

Таблица 2

Стоимость хладагентов (фреонов)

Table 2

The cost of refrigerants (freons)

Марка фреона	Стоимость, кг/руб.	Стоимость, кг/USD
R-134a	2200,0	27,2
R-32	1526,3	18,9
R-410A	1415,9	17,5
R-717 (аммиак)	11510,5	142,5

Из стоимостных характеристик следует, что наиболее дорогостоящим является фреон R-717 (аммиак) стоимостью 11510,5 руб. за 1 кг вещества. Обусловлено это тем, что производство данного вида хладагента (фреона) является сложным и трудоемким, дополнительно к этому при работе с аммиаком необходимо оборудование, устойчивое к коррозии и высокому давлению. Все данные факторы ведут к повышению стоимости фреона. Однако хладагент (фреон) R-717 (аммиак) чаще всего используют в крупных промышленных системах, где его преимущества (высокая эффективность и экологичность) перевешивают затраты. В бытовых и коммерческих системах он применяется реже, что ограничивает его массовое производство и снижает экономию за счет масштаба.

Хладагенты (фреоны) марки R-410A и R-32 имеют примерно одинаковую стоимость, равную 1400–1550 руб. за 1 кг вещества, и примерно одинаковую энергетическую эффективность $COP = 3,01–3,03$. В то же время хладагент (фреон) марки R-134a имеет стоимость выше, равную 2200 руб. за 1 кг вещества. Однако имеет более высокую энергетическую эффективность $COP = 3,23$, но меньше, чем R-717(аммиак) $COP = 3,29$.

Заключение

В рамках данной работы был проведен анализ выбора хладагентов (фреонов) для тепловых насосных установок. Одним из основных критериев выбора является степень озонобезопасности, которая измеряется таким показателем, как величина озоноразрушающего потенциала (ODP). В данное время основными озонобезопасными хладагентами (фреонами) являются гидрофторуглероды (HFC), гидрофторолефины (HFO) и натуральные хладагенты с величиной ODP, равной практически 0 ввиду отсутствия в их составе хлора, который неблагоприятно воздействует на озоновый слой Земли.

Для проведения расчетов энергетической эффективности были отобраны 4 марки хладагентов (фреонов), относящихся к классификации озонобезопасных. Из проведенных расчетов можно сделать вывод, что наиболее эффективным является натуральный хладагент R-717 (аммиак) с COP , равным 3,29. Однако ввиду затрат при производстве стоимость данного хладагента является самой высокой из всех отобранных веществ и составляет 11 510,5 руб. за 1 кг вещества.

В ходе проведенного анализа сделан вывод, что наиболее оптимальным хладагентом (фреоном) является марка R-134a из-за относительно высокого значения энергетической эффективности, равной $COP = 3,23$, и относительно низкой стоимости 2 200 руб. за 1 кг вещества.

Литература

1. Рынок тепловых насосов. URL: <https://www.researchnester.com/ru/reports/heat-pump-market/4834> (дата обращения: 21.05.2025).
2. Рынок промышленных тепловых насосов вырастет на 754,8 млн долларов к 2029 году. URL: <https://holodindustry.ru/news/issledovaniya-rynka/rynok-promyshlennykh-teplovyykh-nasosov-vyrastet-na-754-8-mln-dollarov-k-2029-godu/> (дата обращения: 21.05.2025).
3. Гритчин Р.Д., Иванков Д.И. Воздушный тепловой насос как эффективный источник тепла для жилого дома. *Молодой ученый*. 2016;112(8):199-202.
4. Классификация озоноразрушающих веществ. URL: https://www.ozoneprogram.ru/ozon_sloi/ozonorazrushajuwie_vewestva/klassifikacija_orv/ (дата обращения: 21.05.2025).
5. Реев В.Г., Гунасекара У.Д.С. Анализ перспективы внедрения тепловой насосной установки в систему теплоснабжения в условиях Республики Саха (Якутия). *Грозненский естественнонаучный бюллетень*. 2023;8;34(4):107-112.
6. Трубаев П.А., Гришко Б.М. *Тепловые насосы*. Белгород: БГТУ им. В.Г. Шухова; 2010:142.

7. Реев В.Г., Гунасекара У.Д.С. Расчет цикла теплового насоса при различных источниках низкопотенциального тепла в условиях Арктики Республики Саха (Якутия). *Вестник Северо-Восточного федерального университета им. М.К. Аммосова*. 2023;20(2):25-34.

References

1. Heat pump market. Available at: <https://www.researchnester.com/ru/reports/heat-pump-market/4834> [Accessed 21 May 2025] (in Russian).
2. Industrial heat pump market to grow by \$754.8 million by 2029. Available at: <https://holodindustry.ru/news/issledovaniya-rynka/rynok-promyshlennykh-teplovykh-nasosov-vyrastet-na-754-8-mln-dollarov-k-2029-godu/> [Accessed 21 May 2025] (in Russian).
3. Gritchkin RD, Ivankov DI. Air-source heat pump as an effective heat source for a residential building. *Young Scientist*. 2016;112(8):199-202 (in Russian).
4. Classification of Ozone-Depleting Substances. Available at: https://www.ozoneprogram.ru/ozon_sloi/ozonorazrushajuwie_vewestva/klassifikacija_orv/ [Accessed 21 May 2025] (in Russian).
5. Reev VG, Gunasekara UDS. Analysis of the prospects for the implementation of a heat pump unit in the heat supply system in the conditions of the Republic of Sakha (Yakutia). *Grozny Journal of Natural Sciences*. 2023;8;34(4):107-112 (in Russian).
6. Trubaev PA, Grishko BM. *Heat pumps*. Belgorod: BSTU; 2010:142 (in Russian).
7. Reev VG, Gunasekara UDS. Calculation of the heat pump cycle with various sources of low-grade heat in the conditions of the Arctic of the Republic of Sakha (Yakutia). *Vestnik of North-Eastern Federal University*. 2023;20(2):25-34 (in Russian).

Сведения об авторах

РЕЕВ Василий Георгиевич – аспирант, ФГАОУ ВО «Северо-Восточный федеральный университет им. М.К. Аммосова»; ведущий инженер, ФГБУН «Институт физико-технических проблем Севера СО РАН», Якутск, Российская Федерация, ORCID: 0000-0001-9625-5005

ГУНАСЕКАРА Утум Джамаял Сулакна – аспирант, ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», г. Санкт-Петербург, Российская Федерация, ORCID: 0000-0002-4114-8330

About the authors

Vasily G. REEV – Postgraduate Student, M.K. Ammosov North-Eastern Federal University, Leading Engineer of the Electric Power Department, Institute of Physical and Technical Problems of the North, Yakutsk, Russian Federation, ORCID: 0000-0001-9625-5005

Uthum Jayamal Sulakna GUNASEKARA – Postgraduate Student, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, St. Petersburg, Russian Federation, ORCID: 0000-0002-4114-8330

Вклад авторов

Реев В.Г. – разработка концепции, методология, проведение статистического анализа, проведение исследования, редактирование рукописи.

Гунасекара У.Д.С. – верификация данных, визуализация, создание черновика рукописи.

Authors contribution

Vasily G. Reev – conceptualization, methodology, formal analysis, investigation, writing - review & editing.

Uthum J.S. Gunasekara – validation, visualization, writing - original draft.

Информация о конфликте интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов

Conflict of interests

The authors declare no relevant conflict of interest

Поступила в редакцию / Submitted 21.05.25

Принята к публикации / Accepted 31.05.25