

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ СБРОСНОГО ТЕПЛА ЦЕНТРОВ ОБРАБОТКИ ДАННЫХ¹

© 2023 г. И. В. Яковлев^а, *, Н. В. Авдокунин^а

^аНациональный исследовательский университет “Московский энергетический институт”,
Красноказарменная ул., д. 14, Москва, 111250 Россия

*e-mail: YakovlevIV@mpei.ru

Поступила в редакцию 28.01.2023 г.

После доработки 21.04.2023 г.

Принята к публикации 27.04.2023 г.

Центры обработки данных (ЦОД), являясь одними из главных потребителей энергии, заслуживают внимания и как объекты, на которых происходят существенные потери энергии в виде тепла, отводимого от IT-оборудования и сбрасываемого в окружающую среду. В настоящее время в России потенциал энергосбережения путем полезного использования сбросного тепла ЦОД оценивается в 2.1×10^6 МВт · ч/год, а к 2030 г. он может составить 6.3×10^6 МВт · ч/год. В отношении сбросного тепла ЦОД возникают вопросы: насколько велики эти потери и как их использовать, если рассматривать сбросное тепло как вторичный энергетический ресурс, и насколько энергетически эффективны утилизация и применение этого тепла? В работе рассматриваются возможности оценки количества сбросного тепла ЦОД, которое можно направить на собственные нужды и внешнее применение. Оценки производятся для ЦОД, применяющих для охлаждения оборудования вентиляционный воздух (фрикулинг), с учетом климатических условий места расположения ЦОД, диапазона оптимальных температур работы охлаждаемого оборудования, характеристик утилизационного оборудования, в состав которого входят теплообменник-утилизатор и тепловой насос, повышающий потенциал утилизируемого тепла. Анализируются факторы, влияющие на количественные оценки утилизируемого и используемого тепла ЦОД. Расчетная модель вентиляции помещений ЦОД основана на балансовых уравнениях сохранения энергии и массы, записанных для обслуживаемого помещения и отдельных элементов утилизационной установки. Энергетическая эффективность утилизации и применения сбросного тепла представлена в виде долей количества используемого тепла относительно базового значения экономии условного топлива на источнике тепла с учетом затрат электрической энергии на работу теплового насоса. Анализируются зависимости удельной экономии топлива на источнике тепловой энергии от климатических условий, соотношения удельных расходов топлива на выработку тепловой и электрической энергии b_p/b_Q , степени приближения термодинамического пароконденсационного цикла теплового насоса к идеальному циклу, тепловой эффективности теплообменника-утилизатора и температуры промежуточного теплоносителя.

Ключевые слова: центр обработки данных, охлаждение IT-оборудования, утилизация сбросного тепла, эффективность внешнего применения тепла

DOI: 10.56304/S0040363623100120

В современном мире наблюдается тенденция к увеличению потребления электроэнергии, что в немалой степени связано с широким использованием цифровых технологий во всех отраслях экономики [1].

Наряду с развитием компьютерных технологий необходимо развивать средства обработки

поступающей информации, к числу которых относят центры обработки данных, являющиеся неотъемлемой частью IT-индустрии.

Суммарное мировое потребление электроэнергии за 2019 г. составило 22500 ТВт · ч. Годовые затраты электроэнергии IT-сектором экономики за 2020 г. достигли 1935 ТВт · ч, что сопоставимо с общим потреблением электроэнергии такими странами — лидерами в этой области, как Россия и Япония, и равняется примерно половине исполь-

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования России в рамках государственного задания № FSWF-2023-0017.

зованной в США энергии [2]. На долю IT-сектора приходится около 9% мирового потребления электроэнергии, а к 2030 г. ожидается его рост до 11.5% [2]. В 2020 г. доля потребления электроэнергии ЦОД равнялась 209 ТВт·ч, или 10.8% общего потребления электроэнергии IT-индустрией, что является важным фактором для того, чтобы принять необходимые меры к снижению затрат на энергию и сокращению ее потерь.

Потребности IT-индустрии, в том числе ЦОД, в электроэнергии непрерывно растут, и согласно прогнозу на ближайшие 10 лет ожидается повышение спроса на энергоресурсы, поэтому необходимо сделать акцент на вопросах энергоэффективности и энергосбережения в этой сфере.

Центры обработки данных, будучи одними из главных потребителей энергии, заслуживают внимания и как объекты, на которых происходят существенные потери энергии в виде тепла, отводимого от IT-оборудования и сбрасываемого в окружающую среду.

Мощность крупных ЦОД варьируется в пределах от 0.2 до 50.0 МВт, малых ЦОД — от 0.005 до 0.020 МВт [3]. Суммарная мощность крупных коммерческих ЦОД России в 2020 г. составляла 533.75 МВт [4]. С учетом средних и малых ЦОД общая мощность коммерческих центров обработки данных в России оценивается примерно в 600 МВт [5].

При исследовании распределения электроэнергии в дата-центрах было выявлено, что максимальное ее потребление приходится на систему охлаждения серверного оборудования — около 50% общего потребления [6, 7], а по другим данным (например, [3]) — примерно 70%.

Полагая, что практически вся потребляемая IT-индустрией и вспомогательным оборудованием электрическая энергия превращается в тепло, которое отводится системой охлаждения в окружающую среду, можно утверждать, что в виде тепла выбрасывается до 50% электрической энергии, расходуемой ЦОД.

Источником теплоступления является основное и вспомогательное оборудование ЦОД. По данным [5], плотность потока тепла в расчете на 1 м² площади помещений ЦОД составляет 3 кВт. Все поступающее тепло отводится в окружающую среду, при этом затрачивается от 50 до 70% потребляемой энергии. По оценкам авторов настоящей статьи [8], в окружающую среду выбрасывается в среднем 2.1×10^6 МВт·ч/год тепла. Если темп прироста мощности ЦОД сохранится на уровне 2020 г. (13.5–14.0%), то к 2030 г. следует ожидать потерь тепла в размере 6.3×10^6 МВт·ч/год.

МОДЕЛЬ ОХЛАЖДЕНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ ЦОД НАРУЖНЫМ ВОЗДУХОМ

К ключевым тенденциям совершенствования центров обработки данных относятся утилизация и использование тепла ЦОД. При этом передача тепла внешним потребителям с повышением его потенциала рассматривается как основное и перспективное направление энергосбережения.

Мировой опыт применения утилизируемого тепла ЦОД с повышением его потенциала показывает, что внешнее использование тепла ЦОД может составить конкуренцию альтернативным источникам тепла и обеспечить им (теплом) целые городские районы [9, 10]. Например, дата-центр Bahnhof Pionen, расположенный в Стокгольме (Швеция) и потребляющий электрическую мощность 1.5 МВт, способен выдавать в тепловую сеть порядка 0.6 МВт (0.52 Гкал/ч) тепловой мощности при температуре теплоносителя в подающем трубопроводе 68°C. Потенциал источника повышается тепловым насосом.

Внешнее применение утилизируемого тепла ЦОД не ограничивается теплоснабжением. Так, в некоторых зарубежных литературных источниках в качестве возможных направлений его использования рассматриваются сушка биомассы, подогрев воды на источниках энергии, опреснение воды и производство электроэнергии (органический цикл Ренкина, пьезоэлектрический или термоэлектрический генератор) [9]. Вопросы конкретного внешнего потребления утилизируемого тепла и термодинамической эффективности процесса повышения потенциала в данной работе не обсуждаются, так как, на взгляд авторов, являются предметом отдельного исследования.

Внутреннее применение тепла ограничено из-за специфики энергопотребления центров обработки данных. Для ЦОД небольшой мощности сбросное тепло может быть использовано для нужд теплоснабжения офисных помещений центра при обосновании его конкурентоспособности по сравнению с теплоснабжением от централизованных источников.

Другое направление внутреннего применения утилизируемого тепла — подогрев приточного воздуха в системе охлаждения оборудования наружным воздухом. Установки утилизации тепла ЦОД могут быть встроены в системы охлаждения оборудования, в которых используются наружный воздух (фрикулинг) или не проводящие электрический ток охлаждающие жидкости. Метод фрикулинга освоен и успешно применяется в современных ЦОД. Жидкостное охлаждение — наиболее эффективное, оно рассматривается как перспективное и находится в стадии разработки.

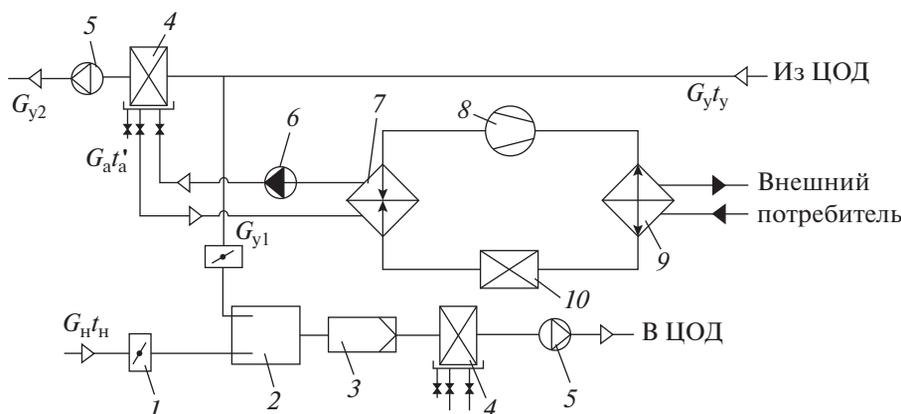


Рис. 1. Принципиальная схема вентиляции машинного зала ЦОД.

1 – регулируемая заслонка; 2 – камера смешения; 3 – воздушный фильтр; 4 – воздухоохладитель; 5 – вентилятор; 6 – циркуляционный насос; 7 – испаритель теплового насоса; 8 – компрессор; 9 – конденсатор; 10 – дроссельный клапан

В климатических условиях России большую часть года машинные залы ЦОД могут охлаждаться вентиляционным воздухом. Для всех типов ИТ-оборудования оптимальный диапазон температур воздуха составляет 18–27°C [3]. Принимая температуру приточного воздуха равной 18°C, а температуру удаляемого – 27°C, режимы воздухообмена можно представить в зависимости от соотношения температур наружного t_n и приточного t_p воздуха в следующем порядке [3]:

при $t_n \leq 18^\circ\text{C}$ система вентиляции работает с частичной рециркуляцией удаляемого воздуха (режим 1);

при $18 < t_n < 27^\circ\text{C}$ система работает как прямоточная (режим 2);

при $t_n \geq 27^\circ\text{C}$ наружный воздух охлаждается до температуры 18°C (режим 3).

В соответствии с режимами работы вентиляции машинного зала ЦОД составлена схема (рис. 1), на которой присутствуют элементы устройств утилизации тепла удаляемого воздуха. Предполагается, что часть утилизируемого тепла будет использоваться на внутренние нужды центра, а именно на подогрев наружного воздуха до достижения требуемой температуры приточного воздуха в камере смешения (режим 1 работы вентиляции).

Другая часть утилизируемого тепла будет расходоваться на нужды теплоснабжения внешних потребителей. Потенциал этой части повышается с применением теплового насоса типа антифриз – вода с промежуточным гидравлическим контуром, в котором циркулирует антифриз между теплообменником-утилизатором и испарителем теплового насоса. Подаваемая внешне-

му потребителю вода будет нагреваться до 60°C в конденсаторе теплового насоса.

В режиме частичной рециркуляции удаляемого воздуха происходит смешение его с наружным воздухом. Соотношение расходов зависит от условий поддержания температуры приточного воздуха равной 18°C.

Предполагается, что во всех режимах работы вентиляции соблюдается баланс между притоком и вытяжкой ($G_y = G_n$, где G_y , G_n – расход удаляемого и приточного воздуха соответственно, кг/с). Параметр G_n вычисляется при условии ассимиляции тепла, отводимого от оборудования ЦОД:

$$G_y = \frac{\Delta Q}{c_p (t_y - t_n)}, \quad (1)$$

где ΔQ – тепловая мощность, отводимая от оборудования ЦОД, Вт; c_p – теплоемкость, Дж/(кг · К); t_y – температура удаляемого воздуха, °C.

Большую часть времени установка будет работать с переменным расходом воздуха, который зависит от температуры наружного воздуха. Это режим вентиляции с частичной рециркуляцией и прямоточный режим. В первом случае количество удаляемого воздуха разделяется на две части, одна из которых подмешивается к наружному воздуху, а другая направляется в теплообменник-утилизатор. Доля воздуха, направляемого в утилизатор, зависит от t_n . В прямоточном режиме воздух поступает в машинное помещение ЦОД с температурой, равной температуре наружного воздуха [в уравнении (1) $t_n = t_n$].

Следует оценить количество тепла ЦОД, передаваемого внешнему потребителю, с учетом зави-

симости расхода удаляемого воздуха от температур наружного, приточного и удаляемого воздуха, а также соблюдения баланса притока и вытяжки. Оценка будет проводиться на основе следующих положений и допущений:

в качестве расчетного периода рассматривается календарный год (8760 ч);

оптимальный диапазон температур воздуха в машинном зале ЦОД составляет 18–27°C (класс IT-оборудования А1–А4 по классификации [3]);

влияние климатических параметров на расход воздуха через утилизационную установку учитывается на основе изменения климатических данных за последние 5 лет;

мощность теплоступлений от IT-оборудования ЦОД постоянна в течение расчетного периода;

водяные эквиваленты теплоносителей в теплообменнике-утилизаторе соотносятся как $c_p G_{y1} \leq c_{pa} G_a$, где G_{y1} – массовый расход удаляемого воздуха, направляемого в теплообменник-утилизатор, кг/с; c_{pa} , G_a – теплоемкость, Дж/(кг · К), и массовый расход, кг/с, антифриза;

для повышения потенциала тепла, передаваемого внешнему потребителю, предполагается использовать промышленно производимые пароконденционные тепловые насосы, поддерживающие температуру воды на выходе на уровне 60°C.

При выводе формулы для определения количества тепла, направляемого внешнему потребителю, рассматривались уравнения сохранения энергии для смесительной камеры, теплообменника-утилизатора, теплового насоса и уравнения материального баланса:

$$G_{y2} c_p (t_y - t_n) = G_n c_p (t_n - t_n); \quad (2)$$

$$G_{yTi} = W_{\min} \varepsilon (t_y - t_a); \quad (3)$$

$$Q_k = Q_n + P \eta_{oi} \eta_m; \quad (4)$$

$$G_{y1} = G_y - G_{y2}, \text{ если } t_n \leq 18^\circ\text{C}; \quad (5)$$

$$G_{y1} = G_y, \text{ если } 18 < t_n < 27^\circ\text{C} \text{ и } t_n \geq 27^\circ\text{C}, \quad (6)$$

где G_{y2} , G_{yTi} – массовый расход удаляемого воздуха, направляемого в камеру смешения и теплообменник-утилизатор соответственно, кг/с; W_{\min} – минимальный из водяных эквивалентов теплоносителей, Вт/К; ε – тепловая эффективность теплообменника-утилизатора; t_a – температура антифриза (промежуточного теплоносителя) на входе в теплообменник-утилизатор, °C; Q_k – тепловая мощность, отводимая от конденсатора теплового насоса и передаваемая внешнему потребителю, Вт; Q_n – мощность, подводимая к хладагенту в испарителе теплового насоса, Вт; $P \eta_{oi} \eta_m$ – работа, подво-

димая к хладагенту в компрессоре теплового насоса в единицу времени, Дж/с; P – эффективная мощность электропривода компрессора, Вт; η_{oi} – внутренний относительный КПД компрессора; η_m – механический КПД компрессора.

По определению коэффициент трансформации энергии теплового насоса μ равен отношению удельного (единичный расход хладагента) количества тепла, отводимого в конденсаторе, к удельной работе компрессора:

$$\mu = Q_k / (P \eta_{oi} \eta_m). \quad (7)$$

Для замыкания системы уравнений (1)–(7) необходимо представить зависимость коэффициента трансформации от температуры промежуточного теплоносителя на входе в испаритель теплового насоса (температуры низкопотенциального источника) и температуры воды на выходе из конденсатора. По сути, эта зависимость показывает, сколь велики потери в цикле реального теплового насоса по сравнению с идеальным обратным циклом Карно, осуществляемым в диапазоне температур конденсации T_k и кипения (испарения) T_n хладагента – рабочего тела цикла [11, 12]. Эта зависимость в относительном виде может быть представлена как

$$\bar{\mu}(t) = \mu(t) / \mu_{\text{ном}} = k \frac{T_k}{T_k - T_n} / \mu_{\text{ном}}, \quad (8)$$

где $\mu_{\text{ном}}$ – номинальный коэффициент трансформации при температуре источника 0°C; k – коэффициент, учитывающий реальные процессы, осуществляемые рабочим телом в тепловом насосе, и соответственно все виды необратимых потерь; T_n – температура источника тепла (температура испарения), К; T_k – температура конденсации (температура нагретой воды, подаваемой внешнему потребителю), К; $\frac{T_k}{T_k - T_n}$ – коэффициент трансформации идеального обратного цикла Карно.

Коэффициент k является показателем приближения реального цикла к идеальному. Подробнее структура k представлена, например, в работе [12]. По данным, приводимым в [11], значения этого коэффициента находятся в пределах 0.30–0.65 в зависимости от мощности теплового насоса. Согласно [12], коэффициент k практически имеет значения 0.55–0.70 в диапазоне реальных температур конденсации рабочего тела 50–70°C и температур его кипения 0–20°C.

Известно, что эффективность цикла теплового насоса определяется его эксергетическим КПД, однако в данной работе авторы ограничиваются понятием коэффициента трансформации (пре-

образования) как показателя энергетической эффективности цикла, не рассматривая термодинамическую эффективность процесса.

Для примера коэффициент трансформации энергии некоторых марок тепловых насосов различной номинальной теплопроизводительности [13, 14] типа антифриз – вода был аппроксимирован зависимостью (8) для дальнейших численных оценок.

Характеристика теплового насоса в относительном виде (рис. 2) позволяет представить усредненную зависимость $\bar{\mu}(t)$ для тепловых насосов выбранного типа различной номинальной теплопроизводительности. Наилучшее приближение к данным изготовителей оборудования, принятым к рассмотрению, получено при значении коэффициента $k = 0.45$ и среднем значении номинального коэффициента трансформации $\mu_{ном} = 2.86$ для воды с температурой на выходе из конденсатора 55°C .

Для численных расчетов систему уравнений (1)–(8) необходимо дополнить графиками числа часов стояния средних температур наружного воздуха за год для климатических условий места размещения ЦОД. Подобные графики могут быть построены путем обработки метеорологических данных для конкретного географического пункта из архива погоды [15]. Из архива копируется массив данных наружного воздуха t_{hj} , $j = 1, \dots, M$ (здесь M – число точек массива). Промежуток измерения температуры наружного воздуха составляет $\Delta\tau = 3$ ч. Массив данных охватывает диапазон температурных значений за год. Этот диапазон разбивается на N интервалов, каждый из которых равен 3°C . Проводится выборка температур из массива данных, попадающих в указанные диапазоны. В результате получается N массивов температур: t_{hk} ($k = 1, 2, \dots, N_1$), t_{hk} ($k = 1, 2, \dots, N_2$), t_{hk} ($k = 1, 2, \dots, N$). Для указанных массивов вычисляется длительность периода τ_i , ч, когда средневзвешенные (средние) температуры t_{yi}^{cp} оставались постоянными:

$$\tau_i = \Delta\tau(N_i - 1), \quad i = 1, \dots, N; \quad (9)$$

$$t_{ni}^{cp} = \frac{\sum_{k=1}^{N_i} t_{hk} \tau_k}{\sum_{k=1}^{N_i} \tau_k} = \frac{\sum_{k=1}^{N_i} t_{hk}}{N_i}. \quad (10)$$

Поскольку измерения температуры проводятся через одинаковые интервалы времени ($\tau_k = \text{const}$), выполняется условие (10).

Пример построения графика числа часов стояния средних температур за 2021 г. для Москвы приводится на рис. 3. График представляет собой

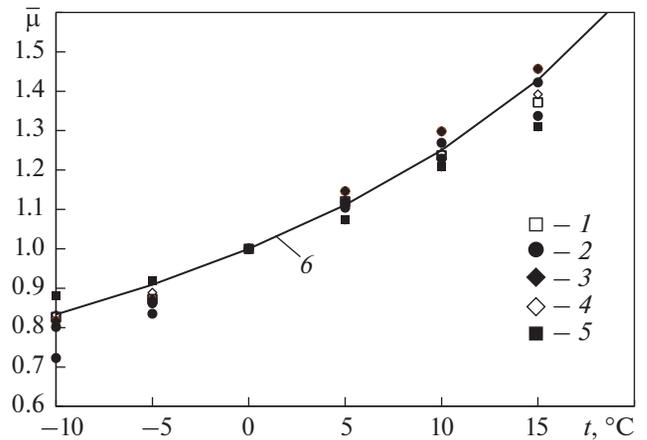


Рис. 2. Зависимость относительного коэффициента трансформации энергии $\bar{\mu}$ от температуры источника t [11, 12].

Номинальная теплопроизводительность теплового насоса, кВт: 1 – 64; 2 – 41; 3 – 36; 4 – 27; 5 – 21; 6 – расчет по уравнению (8)

дискретную функцию $\tau_i(t_{ni}^{cp})$. Средняя температура наружного воздуха за год составила 6.6°C , что хорошо согласуется с данными по среднегодовой температуре, представленными в [15], в соответствии с которыми она равна 6.5°C . Некоторое различие объясняется методом усреднения по среднемесячным температурам, принятым в [15], и разным количеством дней в месяцах. В частности, согласно графику на рис. 3, длительность периода работы вентиляции с частичной рециркуляцией и подогревом наружного воздуха составляет 6930 ч в год. В режиме прямого тока вентиляция должна работать 1518 ч, а длительность периода, в течение которого необходимо охлаждать наружный воздух, равняется 312 ч.

Совместное рассмотрение уравнений (1)–(9) дает следующие результаты. Удельное количество тепла, передаваемого наружному воздуху за период z_1 часов, со средневзвешенной температурой t_n^{cp1} при условии $t_{ni} < t_n$ (в режиме вентиляции с частичной рециркуляцией) вычисляется по уравнению

$$\bar{q}_{yт} = \frac{\sum_{i=1}^N Q_{yти}}{\Delta Q_{z_0}} = \sum_{i=1}^N \frac{t_n - t_{ni}}{t_y - t_{ni}} \frac{\tau_i}{z_0}, \quad (11)$$

где ΔQ_{z_0} – количество тепла, выделяемого оборудованием ЦОД в течение года ($z_0 = 8760$ ч), Вт.

Показатель $\bar{q}_{yт}$ представляет собой долю количества утилизируемого тепла, затрачиваемого на

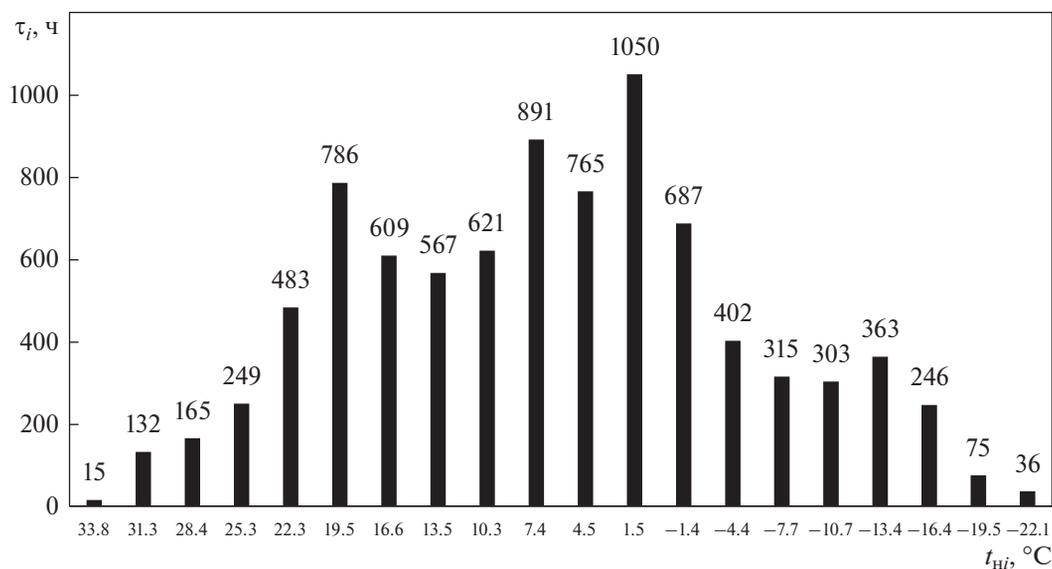


Рис. 3. График числа часов стояния средних температур в 2021 г. в Москве

собственные нужды ЦОД, от общего количества сбросного тепла.

Удельное количество тепла, утилизируемого и передаваемого испарителю теплового насоса при условии $t_{ни} \leq t_y$ (в режимах с частичной рециркуляцией и прямотока) можно определить по выражению

$$\frac{---j}{q_{yt}} = \frac{\sum_i Q_{yti}}{\Delta Q_{z_0}} = \varepsilon \sum_1^{N_j} \frac{t_y - t'_a}{t_y - t_{ни}^{cp}} \frac{\tau_i}{z_0}, \quad (12)$$

где N_j – число интервалов графика при постоянстве средних температур, для которых соблюдается условие $t_{ни}^{cp} \leq t_y$; j – номер режима вентиляции ($j = 1, 2$).

Удельное количество тепла, утилизируемого и передаваемого испарителю теплового насоса за период времени, в течение которого необходимо охлаждать наружный воздух [$t_{п} = 18^\circ\text{C}$, расход охлаждающего воздуха постоянен и рассчитывается по (1)] вычисляется по формуле

$$\bar{q}_{yt}^j = \frac{\sum_i Q_{yti}}{\Delta Q_{z_0}} = \varepsilon \frac{t_y - t'_a}{t_y - t_{п}} \frac{z_3}{z_0}, \quad (13)$$

где z_3 – длительность периода с температурой наружного воздуха выше 27°C , ч.

Суммарное за расчетный период (год) количество тепла, утилизируемого и передаваемого внешнему потребителю, без учета потерь тепла в

циркуляционном контуре, определяется по зависимости

$$\begin{aligned} Q_{в.п} &= \sum_1^3 Q_{в.п}^j = \sum_1^3 q_{yt}^j \Delta Q_{z_0} \frac{\mu(t_a'')}{\mu(t_a'') - 1} = \\ &= \sum_1^3 Q_{yt}^j \frac{\mu(t_a'')}{\mu(t_a'') - 1}, \end{aligned} \quad (14)$$

которая следует из уравнений (4) и (7) и равенства $Q_{yt} = Q$ (здесь t_a'' – температура антифриза на входе в испаритель теплового насоса, $^\circ\text{C}$).

В итоге, температура промежуточного теплоносителя (антифриза), циркулирующего между теплообменником-утилизатором и испарителем теплового насоса, влияет непосредственно (\bar{q}_{yt}^j) и опосредованно (через коэффициент трансформации) на количество тепла, передаваемого внешнему потребителю.

РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ

Энергетическая эффективность распределения сбросного тепла на собственные нужды ЦОД оценивается удельным количеством тепла, вычисленным по соотношению (11). Этот параметр при заданных температурах приточного и вытяжного воздуха зависит только от климатических

условий места расположения ЦОД, что следует из уравнения (11) и рис. 4.

Согласно результатам расчета, проведенного по (11), доля извлекаемого сбросного тепла ЦОД, затрачиваемого на собственные нужды центра, может варьироваться от 35 до 45%. Абсолютное количество тепла, расходуемого на собственные нужды ЦОД, зависит от количества тепла, выделяемого установленным в нем оборудованием за расчетный период.

Энергетическая эффективность утилизации сбросного тепла и повышения его потенциала оценивается по разнице между тепловой энергией, сэкономленной внешним потребителем, и электрической энергией, расходуемой на работу теплового насоса. При внешнем потреблении извлекаемого сбросного тепла ЦОД экономия тепловой энергии $\Delta Q_{в.п}$, кВт · ч, равна количеству энергии, передаваемой внешнему потребителю за год $\sum_1^3 Q_{в.п}^j$ и определяемой по соотношениям (12)–(14):

$$\Delta Q_{в.п} = \sum_1^3 Q_{в.п}^j = \varepsilon \Delta Q_{z_0} \frac{\mu(t_a'')}{\mu(t_a'') - 1} \times \left[\left(\sum_1^N \frac{t_y - t_a' \tau_i}{t_y - t_{hi}^{cp} z_0} \right) + \frac{t_y - t_a' z_3}{t_y - t_{п} z_0} \right]. \quad (15)$$

Расход электрической энергии, кВт · ч, тепловым насосом за тот же период будет составлять

$$\Delta P_{т.н} = \sum_1^3 Q_{в.п}^j / \mu(t_a''). \quad (16)$$

Снижение потребления условного топлива на источнике тепловой энергии (на ТЭЦ, котельной и т.д.) можно представить в виде

$$\Delta B = Q_{в.п} b_Q - \Delta P_{т.н} b_P, \quad (17)$$

b_Q, b_P – удельный расход условного топлива на выработку тепловой и электрической энергии соответственно, кг у.т/(кВт · ч).

Снижение потребления условного топлива удобно отнести к количеству энергии, выделяемому ЦОД за расчетный период и выраженному в эквиваленте условного топлива $\Delta Q_{z_0} b_Q$. Тогда удельная экономия топлива на источниках энергии, кг у.т/кг у.т., будет определяться как

$$\Delta b = \varepsilon \frac{1}{\mu - 1} \left(\mu - \frac{b_P}{b_Q} \right) \left[\left(\sum_1^N \frac{t_y - t_a' \tau_i}{t_y - t_{hi}^{cp} z_0} \right) + \frac{t_y - t_a' z_3}{t_y - t_{п} z_0} \right]. \quad (18)$$

Средневзвешенные по России удельные показатели по выработке тепловой и электрической

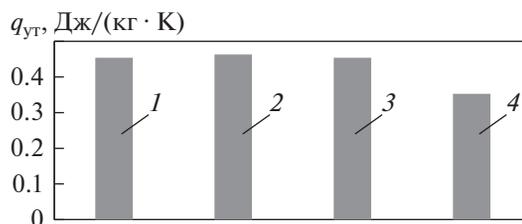


Рис. 4. Доля извлекаемого сбросного тепла ЦОД $\bar{q}_{ут}$, используемого на собственные нужды ЦОД [климатические данные представлены за 2021 г.; расчет выполнен по уравнению (11)]. Город: 1 – Екатеринбург; 2 – Москва; 3 – Владивосток; 4 – Краснодар

энергии были заимствованы из работы [16] и представлены как $b_Q = 0.1278$ кг у.т/(кВт · ч) и $b_P = 0.3445$ кг у.т/(кВт · ч). Следовательно, положительный эффект от применения утилизированного сбросного тепла ЦОД с повышением его потенциала с помощью теплового насоса наступит при коэффициенте трансформации $\mu \geq b_P/b_Q = 2.7$.

Теоретический удельный расход условного топлива на выработку 1 кВт · ч тепловой и электрической энергии равен 0.123 кг у.т/(кВт · ч). Тогда отношение удельных расходов условного топлива на выработку электрической и тепловой энергии b_P/b_Q можно представить в виде отношения фактических КПД по выработке тепла и электрической энергии на источниках как $b_P/b_Q = \eta_Q/\eta_P$. Данное соотношение при известных КПД источников можно подставить в формулу (18).

Выражение (18) позволяет в рамках принятых допущений оценить максимальную экономию топлива в виде доли теоретического потенциала энергосбережения, представляющего собой количество тепловой энергии, выделяемой оборудованием ЦОД за год (в условном топливе это $\Delta Q_{z_0} b_Q$). Эта доля зависит от климатических условий опосредованно через график числа часов стояния средних температур, соотношения удельных расходов топлива на выработку тепловой и электрической энергии b_P/b_Q , степени приближения термодинамического цикла парокompрессионного теплового насоса к идеальному [коэффициент k в формуле для коэффициента трансформации (8)], тепловой эффективности теплообменника-утилизатора и температуры промежуточного теплоносителя.

Расчеты по формуле (18) показали, что зависимости удельной экономии топлива от температуры

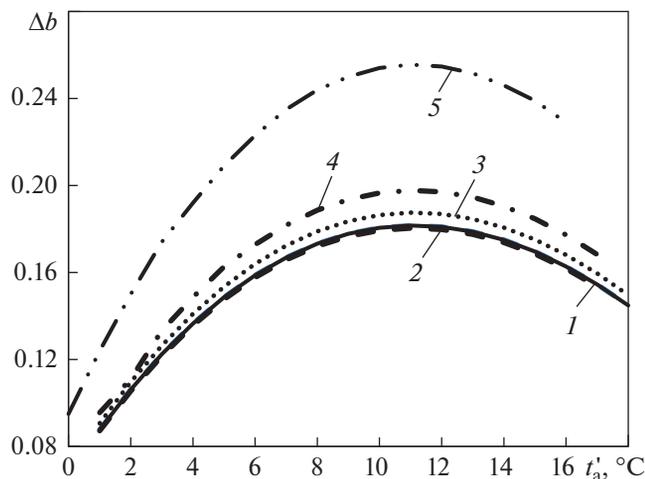


Рис. 5. Удельная экономия топлива в зависимости от температуры промежуточного теплоносителя при различных климатических условиях (по данным за 2021 г.) [$b_p/b_Q = 2.7$, $k = 0.45$, $\varepsilon = 0.4$, $\Delta t_a = 3^\circ\text{C}$]. Местоположение ЦОД: 1 – Екатеринбург; 2 – Москва; 3 – Владивосток; 4 – Москва (по данным за 2018 г.); 5 – Краснодар

промежуточного теплоносителя имеют максимум. Влияние климатических условий на удельную экономию иллюстрируется графиками на рис. 5.

Теоретический потенциал энергосбережения в полной мере реализуется тогда, когда период с температурой наружного воздуха более 27°C име-

ет наибольшую длительность (для климатических условий г. Краснодара на рис. 4). В этом периоде весь расход удаляемого воздуха направляется в теплообменник-утилизатор и имеет постоянное значение независимо от $t_{\text{н}}$.

На положение максимума удельной экономии (рис. 6) влияют такие факторы, как отношение удельных расходов топлива на выработку единицы тепловой и электрической энергии (b_p/b_Q), коэффициент приближения термодинамического цикла парокompрессионного теплового насоса к идеальному (k) и климатические условия места расположения ЦОД. По данным [17] за период с 1995 по 2015 г. отношение удельных расходов изменялось от 2.75 до 2.55, а в 2018 г. равнялось 2.28 [18].

ВЫВОДЫ

1. Вентиляционная установка совместно с оборудованием для утилизации сбросного тепла и повышения потенциала утилизируемого тепла позволяет использовать часть его на собственные нужды ЦОД, а другую его часть – на теплоснабжение внешних потребителей.

2. С помощью полученных соотношений рассчитаны доли сбросного тепла, используемого на собственные нужды и теплоснабжение внешних потребителей, в зависимости от характеристик оборудования и определяющих параметров системы.

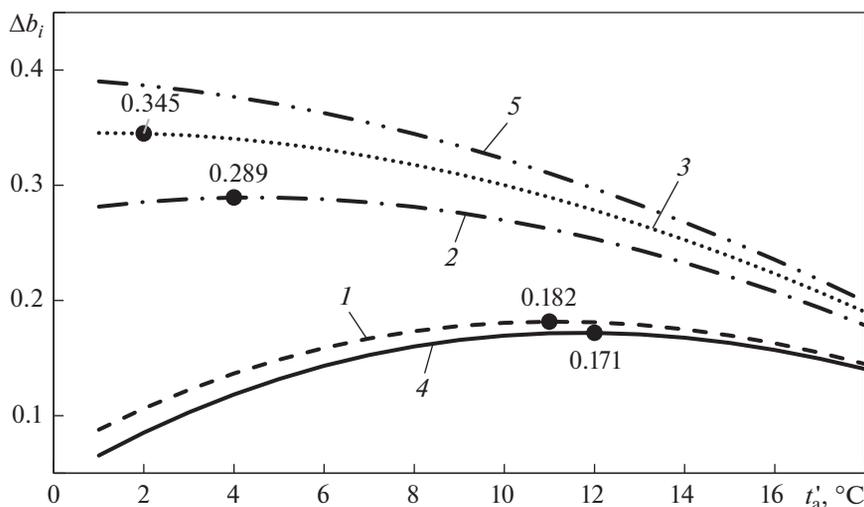


Рис. 6. Зависимости удельной экономии топлива от температуры промежуточного теплоносителя при различных значениях параметров для климатических условий г. Екатеринбург ($\Delta t_a = 3^\circ\text{C}$).

1 – $b_p/b_Q = 2.7$, $k = 0.45$, $\varepsilon = 0.4$; 2 – $b_p/b_Q = 2.7$, $k = 0.55$, $\varepsilon = 0.4$; 3 – $b_p/b_Q = 2.7$, $k = 0.6$, $\varepsilon = 0.4$; 4 – $b_p/b_Q = 2.75$, $k = 0.45$, $\varepsilon = 0.4$; 5 – $b_p/b_Q = 2.55$, $k = 0.6$, $\varepsilon = 0.4$.

Точки – значения максимума (на кривой 5 максимум находится за пределами расчетной области по температуре)

3. Удельный критерий энергетической эффективности использования сбросного тепла ЦОД, представляющий собой снижение потребления условного топлива источником тепла, отнесенное к количеству энергии, выделяемой ЦОД за расчетный период в эквиваленте условного топлива, позволяет оценить энергосберегающий эффект от применения сбросного тепла.

4. Расчеты показали существенное влияние температуры промежуточного теплоносителя в контуре, объединяющем теплообменник-утилизатор и испаритель теплового насоса, на энергетическую эффективность процессов утилизации и повышения потенциала тепла. Зависимость удельной экономии условного топлива на источнике от температуры теплоносителя имеет максимум. Выбор температуры промежуточного теплоносителя в рамках сделанных в работе допущений позволяет оптимизировать рассматриваемый процесс.

5. Результаты работы в виде удельных расчетных соотношений могут быть использованы при проектировании систем естественного охлаждения (фрикулинг) оборудования ЦОД различной мощности и обосновании энергетической эффективности проекта.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Статистика** по глобальному энергетическому переходу [Электрон. ресурс]. <https://yearbook.enerdata.ru/electricity/electricity-domestic-consumption-data.html>
2. **Petit V., Carlini S., Avelar V.** Digital economy and climate impact. Rueil-Malmaison: Schneider Electric, 2021.
3. **Методические** рекомендации по проектированию центров обработки данных. Федеральный центр нормирования, стандартизации и технической оценки соответствия в строительстве. М.: Минстрой России, 2019.
4. **Крупнейшие** поставщики услуг ЦОД в России 2020 [Электрон. ресурс]. https://www.cnews.ru/reviews/gynok_tsod_2021/review_table/5f7814d77ea4727236-ba2eac672513dda25c4130
5. **Асонов Д.А., Романова Т.Н.** Утилизация теплоты ЦОД // Материалы Междунар. науч.-практ. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых “Энерго- и ресурсосбережение. Энергообеспечение. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии. Атомная энергетика”, посвященной памяти проф. Н.И. Данилова (1945–2015) – Даниловские чтения / М-во науки и высшего образования России. Екатеринбург: УрФУ, 2019. С. 34–37.
6. **Сойер Р.** Расчет общей потребности в электроэнергии в центрах обработки данных: информ. статья № 3 // American Power Conversion. [Электрон. ресурс]. https://aboutdc.ru/docs/aboutdc/2/WP3_RU.pdf
7. **Энергопотребление** дата-центров [Электрон. ресурс]. https://www.grandmotors.ru/dc_power_consumption.php
8. **Яковлев И.В., Авдокунин Н.В.** Перспективы и техническая реализация утилизации сбросной теплоты центров обработки данных // Труды 11-й Всерос. конф. “Энергосбережение – теория и практика”. Москва, 10–14 окт. 2022 г. М.: Центр полиграфических услуг “Радуга”, 2022.
9. **Future views on waste heat utilization – Case of data centers in Northern Europe** / M. Wahlroos, M. Pärssinen, S. Rinne, S. Syri, J. Manner // Renewable Sustainable Energy Rev. 2018. V. 82. Part 2. P. 1749–1764. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.10.058>
10. **Vela J.** Примеры повторного использования тепла центров обработки данных в Скандинавии. Helsinki data centre to heat homes, 2010. [Электрон. ресурс]. <https://www.theguardian.com/environment/2010/jul/20/helsinki-data-centre-heat-homes>
11. **Холодильные** машины: справ. / А.И. Азаров, В.П. Алексеев, А.В. Быков, Л.Л. Генин, Е.С. Гурвич, Р.Л. Данилов, М.Г. Дубинский, И.М. Калнинь, К.Д. Кан, А.С. Крузе, А.Т. Левшук, В.С. Мартыновский, Л.З. Мельцер, Б.А. Минкус, Л.М. Розенфельд и др. М.: Легкая и пищевая пром-сть, 1982.
12. **Горшков В.Г.** Тепловые насосы: аналит. обзор // Справочник промышленного оборудования. 2004. № 2. С. 47–80.
13. **Тепловые** насосы грунт–вода и вода–вода: техн. паспорт и спецификации тепловых насосов ALTAL. [Электрон. ресурс]. <https://www.c-o-k.ru/library/catalogs/altal/108746.pdf>
14. **Тепловые** насосы. Производство ALTAL. [Электрон. ресурс]. <https://www.altalheat.com/>
15. **Погода** и климат. [Электрон. ресурс]. <http://www.pogodaiklimat.ru/>
16. **Приказ** Минэкономразвития России от 15.07.2020 № 425 “Об утверждении методических рекомендаций по определению в сопоставимых условиях целевого уровня снижения государственными (муниципальными) учреждениями суммарного объема потребляемых ими дизельного и иного топлива, мазута, природного газа, тепловой энергии, электрической энергии, угля, а также объема потребляемой ими воды”. <https://docs.cntd.ru/document/565341135>
17. **Теплоэнергетика** и централизованное теплоснабжение России в 2015–2016 гг.: информ.-аналит. докл. М.: РЭА Минэнерго России, 2018.
18. **Воздвиженская А.** Экономия ушла в полезный отпуск // Российская газета. 2019. Вып. № 48.

Efficient Use of Waste Heat from Data Centers

I. V. Yakovlev^{a, *} and N. V. Avdokunin^a

^a National Research University Moscow Power Engineering Institute, Moscow, 111250 Russia

*e-mail: YakovlevIV@mpei.ru

Abstract—Data centers, being one of the main consumers of energy, deserve attention as objects in which there is a significant loss of energy in the form of heat, discharged from its equipment and discharged into the environment. Currently in Russia, the potential for energy saving through the efficient use of waste heat of data centers is estimated at 2×10^6 MW · h/year and it can reach 6.3×10^6 MW · h/year by 2030. With regard to the waste heat of the data center, questions arise: how large are these losses and how to use them, if we consider waste heat as a secondary energy resource, and how energy efficient are the utilization and application of this heat? The paper discusses the possibilities of estimating the amount of waste heat of the data center, which can be directed to its own needs and external applications. Estimates are made for data centers that use ventilation air for cooling equipment, taking into account the climatic conditions of the location of the data center, the range of optimal operating temperatures of the cooled equipment, and the characteristics of the utilization equipment, which includes a heat exchanger and a heat pump that increases the potential of the heat used. The factors affecting the quantitative estimates of the utilized and used heat of the data center are analyzed. The calculated ventilation model of the data center premises is based on the balance equations of energy and mass preservation recorded for the serviced room and individual elements of the utilization plant. The energy efficiency of utilization and application of waste heat is represented as a share of the amount of heat used relative to the basic value of the savings of the conventional fuel at the heat source taking into account the costs of electrical energy for the operation of the heat pump. The dependence of specific fuel economy at the source of thermal energy on climatic conditions, the ratio of specific fuel costs for the production of thermal and electrical energy b_p/b_Q , the degree of approximation of the thermodynamic vapor-compression cycle of the heat pump to the ideal cycle, heat efficiency of heat exchanger-recovery, and temperature of intermediate heat carrier are analyzed.

Keywords: data center, IT equipment cooling, waste heat recovery, external heat efficiency