

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF642095>

EDN: QFUSEW



Использование энтропийного анализа при эксплуатации чиллера центра обработки данных

М.С. Талызин¹, А.В. Сколов²¹ Международная Академия Холода, г. Москва, Российская Федерация;² ООО «Лекма Холод», г. Ростов-на-Дону, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Обоснование. Холодильные установки широко применяются в разных отраслях промышленности. Для получения температур ниже температуры окружающего воздуха и отвод избыточного количества теплоты, образующейся в результате какого-либо технологического процесса, требуется затратить работу (электроэнергию). Данные затраты зачастую составляют значительную часть энергопотребления всего предприятия.

Например, холодильное оборудование, применяемое для одной из наиболее развивающихся областей (например, для строительства центров обработки данных (ЦОД)) потребляет до 40% от общего потребления электроэнергии [1].

Для снижения энергопотребления важно проводить анализ работы на всех этапах жизненного цикла от проектирования до эксплуатации. Часто результаты, получаемые теоретически, отстают далеко от практики и требуют внесения изменений как в конструкцию холодильной системы, так и в алгоритмы управления.

В данной публикации приводится анализ холодильной установки для охлаждения жидкости центра обработки данных, на основании которого были проведены действия с целью увеличения эффективности работы установки.

Цель — показать необходимость и возможность применения анализа работы холодильной установки на этапе проведения пуско-наладочных работ.

Методы. Проведено исследование потерь чиллера системы холодоснабжения центра обработки данных энтропийно-статистическим методом термодинамического анализа [2]. По результатам анализа были предприняты действия, позволяющие повысить эффективность работы холодильной установки.

Результаты. Применение энтропийно-статистического метода термодинамического анализа на этапах жизненного цикла холодильной установки позволяет определять элементы, требующие коррекции (настройка, замена и т.д.). После пуска в эксплуатацию отклонение значений действительного холодильного коэффициента от проектного значения составило 13,67%, после замены испарителя — 4,14%. Поскольку в техническом задании на проектирование холодильной установки было указано, что значение холодильного коэффициента не должно быть ниже 5,4, полученное значение 5,34 при отклонении от требуемого 1,04% является приемлемым.

Заключение. Применение энтропийно-статистического метода термодинамического анализа на этапе проектирования и пуско-наладочных работ позволило получить требуемые значения эффективности при этом на основании распределение потерь был выявлен элемент с максимальными потерями, который и подвергся изменению.

Ключевые слова: энтропийно-статистический метод анализа; эффективность; охлаждение ЦОД; чиллер.

Как цитировать:

Талызин М.С., Сколов А. В. Использование энтропийного анализа при эксплуатации чиллера центра обработки данных. // Холодильная техника. 2024. Т. 113, № 2. С. 90–96. DOI: 10.17816/RF642095 EDN: QFUSEW

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF642095>

EDN: QFUSEW

Entropy analysis in data center chiller operation

M.S. Talyzin¹, A.V. Skolov²¹ International Academy of Refrigeration, Moscow, Russian Federation;² LLC «Lekma Holod», Rostov-on-Don, Russian Federation

ABSTRACT

BACKGROUND: Refrigeration systems are widely used in various industries. To achieve temperatures below the ambient temperature and remove excess heat, it is required to expend work (power). Such expenses often constitute a significant portion of energy consumed by the entire facility.

For example, refrigeration equipment used in a most fast-growing industry, construction of data centers (DCs), consume up to 40% of the total power consumption [1].

To reduce energy consumption, it is important to analyze the operation at all life cycle stages from design to operation. Theoretical results often lag far behind practice and require changing both the refrigeration system design and its control algorithms.

This paper presents an analysis of a data center liquid refrigeration unit and the actions aimed at improving the system performance.

AIM: To demonstrate the requirement in and possible uses of operational analysis of refrigeration system at the commissioning stage.

METHODS: Chiller losses in the data center refrigeration system were analyzed using the entropy-statistical thermodynamic analysis [2]. Based on the analysis, actions were taken to improve the chiller performance.

RESULTS: Entropy-statistical thermodynamic analysis at life cycle stages of a refrigeration unit allows to identify components that require intervention (adjustment, replacement, etc.). Deviation of the effective refrigeration coefficient from the design value was 13.67% after commissioning and 4.14% after evaporator replacement. As the design specification of the refrigeration unit indicated that the refrigeration coefficient not be lower than 5.4, the achieved value of 5.34 with 1.04% deviation from the specification is acceptable.

CONCLUSION: Entropy-statistical thermodynamic analysis at the design and commissioning stages allow to achieve the specified performance values. In addition, the distribution of losses allowed to identify a component with the highest losses, which was then adjusted.

Keywords: entropy-statistical analysis; performance; data center cooling; chiller.

To cite this article:

Talyzin MS, Skolov AV. Entropy analysis in data center chiller operation. *Refrigeration Technology*. 2024;113(2):90–96. DOI: 10.17816/RF642095 EDN: QFUSEW

ВВЕДЕНИЕ

Развитие цифровых технологий требует обработки и хранения больших объемов информации. Центры обработки данных (ЦОД) — критически важные и высокотехнологичные инфраструктуры, обеспечивающие хранение и обработку огромных объемов информации. Одной из главных задач в управлении ЦОД является обеспечение эффективного охлаждения, так как серверное оборудование выделяет большое количество теплоты, которое необходимо своевременно отводить. Современные ЦОДы потребляют большое количество электроэнергии, значительная часть которой потребляется системами охлаждения.

В процессе пусконаладочных работ возникает необходимость настройки оборудования для получения проектных значений эффективности.

В данной публикации приводится анализ холодильной установки для охлаждения жидкости (чиллера), применяемой для охлаждения центра обработки данных методом энтропийно-статистического анализа.

Применение энтропийно-статистического метода анализа к анализу холодильных установок не является новым [3]. Однако, часто анализу подвергаются холодильные установки на этапе проектирования [4].

В [5] показано применение энтропийно-статистического метода для выбора хладагента чиллера.

В [6] показано применение энтропийно-статистического метода к анализу холодильной установки до и после оптимизации регулирования давления конденсации холодильных установок пищевой промышленности.

Анализ чиллера, рассматриваемого в данной публикации, проводился с целью обеспечения проектных параметров работы.

МЕТОДЫ

Ниже приведен анализ чиллера, работающего по циклу одноступенчатого сжатия с однократным дросселированием для хладагентов R410A, предназначенного для холодоснабжения центра обработки данных (рис. 1). В качестве метода анализа применялся энтропийно-статистический метод термодинамического анализа. Анализ проводился в три этапа — на этапе проектирования, после пуска в эксплуатацию, после внедрения мероприятий по оптимизации работы.

Исходные данные для анализа чиллера на всех этапах приведены в табл. 1. Принципиальная схема цикла приведена на рис. 2.

Для анализа использовались следующие основные зависимости:

удельная массовая холодопроизводительность

$$q_o = h_5 - h_{1,2} \quad (1)$$

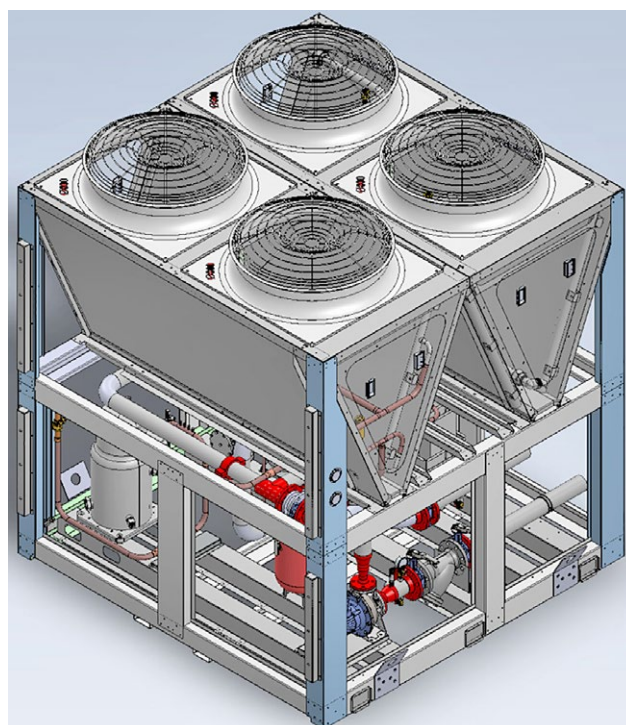


Рис. 1. Внешний вид холодильной машины.

Fig. 1. Chiller (exterior view).

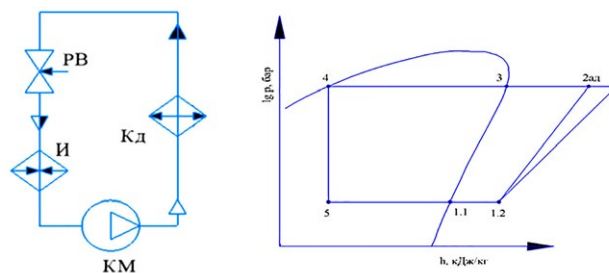


Рис. 2. Принципиальная схема цикла. КМ — компрессор, Кд — конденсатор, И — испаритель, PB — регулирующий клапан.

Fig. 2. Circuit diagram of the cycle. KM, compressor, Кд, condenser, И, evaporator, PB, control valve.

массовый расход

$$G = \frac{Q_o}{q_o} \quad (2)$$

средняя логарифмическая температура хладоносителя

$$T_{\Pi} = \frac{T_{\text{BX}} - T_{\text{ВВХ}}}{\text{LN}\left(\frac{T_{\text{BX}}}{T_{\text{ВВХ}}}\right)} \quad (3)$$

необходимая удельная работа для генерации холода

$$l_{\min} = q_o \times \frac{T_{\text{ос}} - T_{\Pi}}{T_{\Pi}} \quad (4)$$

адиабатная работа сжатия

$$l_{ад} = h_{2ад} - h_{1.2} \quad (5)$$

действительная затрачиваемая удельная работа сжатия

$$l_{сж} = q_{кд} - q_o = h_2 - h_4 - (h_{1.2} - h_5) = \frac{l_{ад}}{\eta_{ад}} \quad (6)$$

степень термодинамического совершенства

$$\eta_{терм} = \frac{l_{мин}}{l_{сж}} \quad (7)$$

холодильный коэффициент при адиабатном процессе сжатия

$$\varepsilon_{ад} = \frac{q_o}{l_{ад}} \quad (8)$$

действительное значение холодильного коэффициента

$$\varepsilon_d = \frac{q_o}{l_{сж}} \quad (9)$$

Необходимые удельные затраты работы сжатия для компенсации производства энтропии в конденсаторе складываются из суммы минимально необходимых работ для компенсации производства энтропии при охлаждении паров хладагента от температуры нагнетания до температуры насыщения $\Delta l_{пк}$, конденсации паров хладагента в конденсаторе $\Delta l_{кк}$:

$$\Delta l_{кд} = \Delta l_{пк} + \Delta l_{кк}, \quad (10)$$

где

$$\Delta l_{пк} = (h_{2ад} - h_3) - T_{ос} \times (s_{2ад} - s_3) \quad (11)$$

$$\Delta l_{кк} = T_{ос} \times (h_3 - h_4) \times \left(\frac{1}{T_{ос}} - \frac{1}{T_k} \right) \quad (12)$$

Необходимые удельные затраты работы сжатия для компенсации производства энтропии при дросселировании:

$$\Delta l_{др} = T_{ос} \times (s_5 - s_4) \quad (13)$$

Необходимые удельные затраты работы сжатия для компенсации производства энтропии в испарителе при передаче теплоты от охлаждаемого объекта в цикле при средней температуре воздуха в потребителях (кипение жидкого хладагента):

$$\Delta l_{и.кип} = (h_{1.1} - h_4) \times T_{ос} \times \frac{T_{п} - T_o}{T_o \times T_{п}} \quad (14)$$

Необходимые удельные затраты работы сжатия для компенсации производства энтропии в испарителе при передаче теплоты от охлаждаемого объекта в цикле при средней температуре воздуха в потребителях (перегрев хладагента в испарителе):

$$\Delta l_{и.пер} = T_{п} \times (s_{1.2} - s_{1.1}) - (h_{1.2} - h_{1.1}) \quad (15)$$

Общие необходимые удельные затраты работы сжатия для компенсации производства энтропии в испарителе:

$$\Delta l_{и} = \Delta l_{и.кип} + \Delta l_{и.пер} \quad (16)$$

Суммируя величины необходимых удельных затрат работ для компенсации производства энтропии во всех элементах холодильной машины, находим расчетную величину адиабатной работы сжатия:

$$l_{ад.р} = l_{мин} + \Delta l_{кд} + \Delta l_{др} + \Delta l_{и} \quad (17)$$

Таблица 1. Исходные данные для анализа холодильной установки для охлаждения жидкости

Table 1. Input data for liquid refrigeration unit analysis

	Проект	Пуск	Результат
Температура кипения, °С	+15	+11,8	+12,5
Температура конденсации, °С	+45	+45,4	+43,8
Температура окружающей среды, °С	+37	+13,7	+30,3
Перегрев на всасывании, К	7	12,1	7
Переохлаждение, К	0	0	0
Температура хладоносителя на входе, °С	+26	+27	+23
Температура хладоносителя на выходе, °С	+20	+20,8	+18
Объемный расход хладоносителя, м³/ч	11,3	10,6	13,5
Холодопроизводительность Q _о , кВт	69,3	67,2	68,9

Энергетические потери в компрессоре:

$$\Delta I_{\text{км}} = I_{\text{сж}} - I_{\text{ад.р}}$$

(18)

Расчетная работа сжатия:

$$I_{\text{сж.р}} = I_{\text{ад.р}} + \Delta I_{\text{км}}$$

(19)

Для сравнения потерь в элементах холодильной установки при использовании разных хладагентов целесообразно использовать потери мощности, определяемые по следующей зависимости:

$$\Delta N_i = I_i \times G$$

(20)

РЕЗУЛЬТАТЫ

Результаты анализа приведены на рис. 3 и в табл. 2.

После проведения анализа на основании исходных данных (этап проектирования), холодильная установка была запущена в эксплуатацию и был проведен анализ полученных данных. В результате пуска в эксплуатацию, полученные значения охлаждаемого воздуха сильно отличались от проектных значений. Вместо требуемых значений температур воздуха в охлаждаемом объеме (температура воздуха на входе в охладитель +33°C, температура воздуха на выходе из охладителя +24,5°C) были получены следующие значения: температура воздуха на входе в охладитель +35,1°C, температура воздуха на выходе из охладителя +27,2°C.

После понижения температур охлаждаемой жидкости удалось достигнуть требуемых параметров воздуха в охлаждаемом объеме.

Однако, значение холодильного коэффициента отличались от указанных в техническом задании на 7,9%. На основании данных анализа, было обнаружено, что наибольшие

энергетические потери имеют место быть в конденсаторе и испарителе.

Для снижения энергетических потерь в конденсаторе был изменен алгоритм регулирования давления конденсации на алгоритм «плавающего» давления конденсации.

Для снижения энергетических потерь в испарителе было принято решение заменить испаритель холодильной машины на испаритель с большей площадью теплообменной поверхности. Площадь теплообменной поверхности была увеличена в 2,58 раза.

После реализации указанных выше действий был произведен запуск холодильной машины и анализ полученных результатов. Результаты показаны в табл. 1, а результаты анализа в табл. 2.

Также в табл. 2 показаны значения потребляемой мощности компрессора VZH170, который использовался в рассматриваемой холодильной машине, полученные на основании данных завода-производителя данных компрессоров (программа подбора оборудования

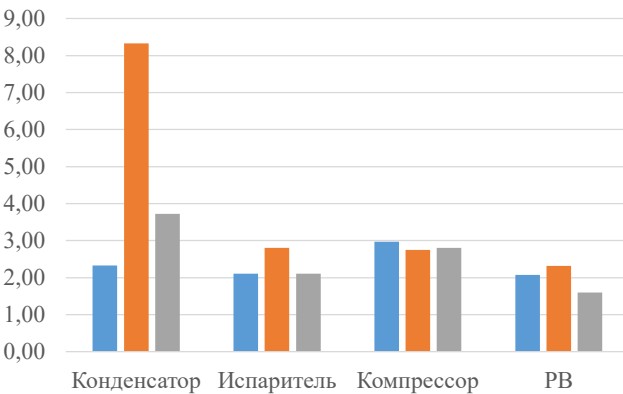


Рис. 3. Распределение потерь мощности по элементам, кВт.
Fig. 3. Distribution of losses throughout the components, kW.

Таблица 2. Результаты анализа
Table 2. Results

	Проект	Пуск	Результат
Степень термодинамического совершенства, %	26,08	17,07	17,86
Холодильный коэффициент при адиабатном сжатии	7,18	6,20	6,89
Действительный холодильный коэффициент	5,51	4,97	5,34
Действительная мощность сжатия, кВт	12,76	13,89	12,53
Потребляемая мощность компрессора VZH170 на основании данных программы подбора CoolSelector2 версия 4.8.2	12,26	13,77	12,55
Энергетические потери, кВт			
Конденсатор	2,33	8,33	3,72
Испаритель	2,10	2,80	2,10
Компрессор	2,97	2,75	2,81
РВ	2,07	2,32	1,60

CoolSelector2 версия 4.8.2. Данные, полученные от завода, и данные, полученные расчетным путем, отличаются незначительно. Максимальное отклонение составляет 3,91%.

холодильного коэффициента не должно быть ниже 5,4, полученное значение 5,34 при отклонении от требуемого 1,04% является приемлемым.

ОБСУЖДЕНИЕ

- 1. Применение энтропийно-статистического метода термодинамического анализа на этапах жизненного цикла холодильной установки позволяет определять элементы, требующие коррекции (настройка, замена и т.д.)
- 2. После пуска в эксплуатацию отклонение значений действительного холодильного коэффициента от проектного значения составило 13,67%, после замены испарителя — 4,14%
- 3. Поскольку в техническом задании на проектирование холодильной установки было указано, что значение

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Применение энтропийно-статистического метода термодинамического анализа на этапе проектирования и пуско-наладочных работ позволило получить требуемые значения эффективности при этом на основании распределение потерь был выявлен элемент с максимальными потерями, который и подвергся изменению. Повышение эффективности работы холодильной установки и снижение потребляемой мощности снижает отрицательное влияние на окружающую среду, а также приводит к снижению стоимости владения.

Таблица 3. Условные обозначения

Table 3. Legend

p	давление	$\varepsilon_{ад}$	холодильный коэффициент адиабатный
$\varepsilon_{д}$	холодильный коэффициент действительный	$\eta_{терм}$	степень термодинамического совершенства
s	удельная энтропия, кДж/(кг×К)	h	удельная энтальпия, кДж/кг
T_о	температура кипения хладагента в испарителе, К	t_о	температура кипения хладагента в испарителе, °С
T_к	температура конденсации хладагента, К	t_к	температура конденсации хладагента, °С
T_{вх}	температура хладоносителя на входе в испаритель, К	T_{вых}	температура хладоносителя на выходе из испарителя, К
$\Delta T_{пер_исп}$	перегрев в испарителе, К	$\Delta T_{пер_вс}$	перегрев на всасывании в компрессор, К
$\Delta T_{по}$	переохлаждение жидкого хладагента, К	T_н	температура нагнетания компрессора, К
t_н	температура нагнетания компрессора, °С	$\eta_{ад}$	адиабатный КПД компрессора, %
T_н	температура в охлаждаемом объеме, К	t_н	температура в охлаждаемом объеме, °С
T_{ос}	температура окружающей среды, К	t_{ос}	температура окружающей среды, °С
q_о	удельная массовая холодопроизводительность, кДж/кг	I_{min}	минимальная удельная работа, необходимая для генерации холода, кДж/кг
I_{ад}	адиабатная работа сжатия, кДж/кг	I_{сж}	действительная работа сжатия, кДж/кг
$\Delta I_{км}$	энергетические потери в компрессоре	$\Delta I_{и}$	энергетические потери в испарителе
$\Delta I_{кл}$	энергетические потери в конденсаторе	$\Delta I_{др}$	энергетические потери в дросселирующем устройстве

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Вклад авторов. М.С. Талызин — проведение расчетов, обзор литературы, сбор и анализ литературных источников, написание и редактирование текста статьи. А.В. Сколов — обзор литературы, сбор и анализ литературных источников, написание текста статьи.

Конфликт интересов. Авторы декларируют отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с проведенным исследованием и публикацией настоящей статьи.

Источник финансирования. Авторы заявляют об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования и подготовке публикации.

ADDITIONAL INFORMATION

Authors' contribution. M.S. Talyzin: calculations, literature review, collection and analysis of literary sources, writing and editing of the text of the article. A.V. Skolov: literature review, collection and analysis of literary sources, writing of the article.

Competing interests. The authors declare that they have no competing interests.

Funding source. This study was not supported by any external sources of funding.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ / REFERENCES

1. Chichyants AE. Improving energy efficiency of data center air conditioning systems. *Vestnik Nauki*. 2023; 3(5(62)):853–859. (In Russ.)
2. Arkharov AM. *Fundamentals of cryology. Entropy-statistical analysis of low-temperature systems*. Moscow: MGTU im NE Bauman; 2014. (In Russ.)
3. Arkharov AM, Shishov VV. Entropy-statistical analysis of low-temperature refrigeration cycles. *Refrigeration Technology*. 2014;8:50–53. (In Russ.)
4. Arkharov AM, Shishov VV, Talyzin MS. Entropy-statistical analysis of low-temperature refrigeration cycles and choosing of optimal refrigeration system for retail. *Refrigeration Technology*. 2016;3:30–34. (In Russ.)
5. Talyzin MS, Skolov AV. Selection of refrigerant for use in chillers. *Refrigeration Technology*. 2024;113(1):13–20. (In Russ.) doi: 10.17816/RF632560
6. Shishov VV, Talyzin MS. Practical application of the entropic and statistical method of the analysis of refrigeration cycles. *Refrigeration Technology*. 2015;3:25–28. (In Russ.)

ОБ АВТОРАХ

* Талызин Максим Сергеевич,

канд. техн. наук;
адрес: Российская Федерация, 105005, Москва,
2-я Бауманская, 5;
ORCID: 0000-0001-7244-1946;
eLibrary SPIN: 6524-3085;
e-mail: talyzin_maxim@mail.ru

Сколов Андрей Викторович,

e-mail: skolov@lekmaholod.ru

AUTHORS' INFO

* Maxim S. Talyzin,

Cand. Sci. (Tech.);
address: 5 2 nd Baumanskaya st, Moscow,
Russian Federation; 105005;
ORCID: 0000-0001-7244-1946;
eLibrary SPIN: 6524-3085;
e-mail: talyzin_maxim@mail.ru

Andrey V. Skolov,

e-mail: skolov@lekmaholod.ru

* Автор, ответственный за переписку / Corresponding author