

На правах рукописи

УДК 621.59

Талызин Максим Сергеевич

**РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОТЕРЬ В ХО-
ЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВКАХ ЭНТРОПИЙНО-
СТАТИСТИЧЕСКИМ МЕТОДОМ И ЕЕ ПРИМЕНЕНИЕ ДЛЯ
ПРЕДПРИЯТИЙ ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ.**

05.04.03- Машины и аппараты, процессы холодильной, криогенной
техники, системы кондиционирования и жизнеобеспечения

Автореферат диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Москва – 2018

Работа выполнена в Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана
(национальный исследовательский университет)»

Научный руководитель: кандидат технических наук, доцент
Шишов Виктор Викторович

Официальные оппоненты:

Ведущая организация:

Защита состоится «__» _____ 2018 года в __:__ на заседании Диссертационного совета Д 212.141.16 в Московском Государственном Техническом Университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, г. Москва, Лефортовская наб., д. 1, корпус «Энергомашиностроение».

С диссертацией до защиты можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана и на сайте www.bmstu.ru.

Ваши отзывы в 2-х экземплярах, заверенные печатью, просьба высылать по указанному адресу: 105005, г. Москва, ул. 2-ая Бауманская, д.5, стр. 1. Ученому секретарю диссертационного совета Д 212.141.16.

Автореферат разослан «__» _____ 2018 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета Д 212.141.16
кандидат технических наук, доцент

Колосов М.А.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Системы холодоснабжения занимают ведущее место во многих отраслях промышленности. Их совершенствование в настоящее время связано с двумя основными направлениями: энергосбережение и экология.

Проблемам энергосбережения уделяется большое внимание как на государственном уровне (Федеральный закон № 261-ФЗ «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации»), так и собственниками холодильного оборудования. По предварительной оценке Министерства экономического развития Российской Федерации, в 2017 году конечные цены на электроэнергию на розничном рынке вырастут для всех категорий потребителей на 7,1% в среднем за год, в 2018 году - на 5,4-5,9%, в 2019 году рост цен на электроэнергию составит 5,1-5,6 процента (данные Министерства экономического развития РФ от 6 мая 2016 г.).

Затраты электроэнергии, потребляемой системами холодоснабжения составляют значительную часть как в общем балансе энергопотребления предприятия (например, для предприятий общественного питания она составляет от 48% до 60%), так и в общем энергопотреблении страны (например, доля энергопотребления систем кондиционирования в странах Европы составляет от 2% до 6%).

Наряду с этим, ратифицирование Российской Федерацией Монреальского (Постановление №539 правительства РФ от 27.08.2005г.) и Киотского (ФЗ 128-ФЗ от 4 ноября 2004 г.) протоколов, вступление в силу Европейских норм 517/2014, регламентирующих вывод из обращения хладагентов с потенциалом глобального потепления GWP выше 2500, например R404A и R507A, активно применяемых в настоящее время, а также принятие Российской Федерацией нового экологического законодательства в связи с подписанием Парижского соглашения, ведет к необходимости применения новых хладагентов, которые не всегда оказываются эффективнее традиционно применяемых и требуют внесения изменений в технологическую схему холодильных систем.

Государственная программа «Национальная технологическая инициатива» одной из приоритетных технологий определяет развитие средств автоматизации и программирования, что требует совершенствования методик, на базе которых строятся алгоритмы.

Таким образом, тематика работы является актуальной. Поскольку, существующие методики анализа работы холодильных установок требуют применения дополнительных программ расчета свойств хладагентов, что затрудняет расчет и не позволяет анализировать большой объем данных, а также не позволяют производить анализ потерь в холодильных установках с разными рабочими температурными уровнями.

Целью работы является разработка методики расчёта и прогнозирования энергетических потерь в холодильных установках на основе энтропийно-статистического метода термодинамического анализа.

Основные задачи исследования

1. Разработка методики комплексного энтропийно-статистического анализа потерь в частях холодильных установок с учетом реальных свойств хладагентов.

2. Анализ термодинамической эффективности существующих холодильных установок предприятий пищевой промышленности с расчетной температурой кипения минус 10°C и минус 35°C, предназначенных для хранения пищевых продуктов, и их основных частей с помощью разработанной методики.

3. Сопоставление расчетных и экспериментальных результатов, полученных на промышленных холодильных установках.

4. Выработка рекомендаций по совершенствованию холодильных установок и их узлов для повышения энергоэффективности.

Научная новизна

1. Обосновано применение энтропийно-статистического метода для анализа потерь в холодильных установках, как на этапе проектирования, так и при анализе работающих установок;

2. Впервые разработана методика расчёта потерь в холодильных установках с учетом реальных свойств хладагентов для систем с несколькими рабочими температурными уровнями;

3. Показано, что из шести исследованных схем холодоснабжения предприятий пищевой промышленности, отличающихся рабочим циклом и применяемым хладагентом, наибольшую степень термодинамического совершенства 26,6% имеет каскадная холодильная установка с R134a в верхней ветви каскада и R744 в нижней;

4. Впервые получены результаты исследования потерь в холодильной установке с двумя рабочими температурными уровнями (температуры кипения -35°C и -10°C), работающих по транскритическому циклу R744.

Защищаемые положения

1. Методика комплексного анализа потерь в холодильных установках на основе энтропийно-статистического метода и ее применение для анализа реальных холодильных, работающих по циклу одноступенчатого сжатия с однократным дросселированием и по циклу с экономайзером.

2. Результаты расчетного исследования потерь в существующих и перспективных холодильных установках для предприятий пищевой промышленности с двумя температурами кипения (-35°C и -10°C).

3. Результаты сопоставления расчетных и экспериментальных данных, полученных на холодильных установках предприятий пищевой промышленности.

Степень достоверности полученных автором результатов

Достоверность полученных автором данных подтверждается применением сертифицированных измерительных приборов, использованием проверенных способов и методик измерения параметров. Все полученные данные могут быть повторно воспроизведены в результате эксперимента.

Практическая ценность

На основе метода энтропийно-статистического анализа осуществлена оценка потерь в холодильных установках как на этапе проектирования, так и в процессе эксплуатации. Разработанная методика позволяет определить наиболее энергозатратные узлы холодильной системы для дальнейшего проведения технико-экономического обоснования применения того или иного оборудования. Учитывая проблемы глобального потепления и постоянного увеличения стоимости электроэнергии в мире, предложенная методика позволяет определить направления по снижению энергопотребления и, как следствие, уменьшению отрицательного влияния на окружающую среду. Методика может служить основой для разработки систем диагностической, прогнозной и рекомендательной аналитики.

Апробация работы

Основные результаты работы были представлены на 12-й научно-практической конференции «Криогенные технологии и оборудование. Перспективы развития» в рамках выставки «Криоген-Экспо. Промышленные газы - 2015» (Москва, 2015 г.), на научно-практической конференции «Развитие индустрии холода на современном этапе» в рамках выставки «Мир Климата 2016» (Москва, 2016 г.); на 9-й Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов (с международным участием) «Будущее машиностроения России»

(Москва, 2016 г.) и на 13-й научно-практической конференции «Криогенные технологии и оборудование. Перспективы развития» в рамках выставки «Криоген-Экспо. Промышленные газы - 2016» (Москва, 2016 г.); научно-практической конференции «Развитие индустрии холода на современном этапе-2017» в рамках выставки «Мир Климата 2017» (Москва, 2017 г.). Доклад на конференции «Будущее машиностроения России» отмечен дипломом за лучшую научную работу по направлению «Энергомашиностроение».

Публикации

По теме диссертации опубликовано 9 научных работ, из них 9 в рецензируемых журналах и изданиях, рекомендованных ВАК РФ, общим объемом 2,657 п.л.

Личное участие в получении результатов:

Главы 1-4 выполнены лично автором. Экспериментальные данные получены лично автором.

Объём и структура работы

Диссертационная работа состоит из четырех глав, основных выводов, списка использованной литературы (72 наименования) и приложения.

Работа содержит 130 страниц текста, 37 иллюстраций, 31 Таблицу и приложение на 11 страницах.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе изложены методы термодинамического анализа низкотемпературных систем и проведен обзор научно-технической литературы, посвященной методам оценки эффективности работы холодильных установок и анализу потерь.

Существующие методы оценки эффективности работы низкотемпературных установок можно разделить на три группы: энергетического, эксергетического и энтропийно-статистического методов анализа. Метод энергетического анализа позволяет решить ряд практических задач, однако не дает представления о распределении потерь в холодильной системе и не позволяет определить пути ее дальнейшего совершенствования. Методы второй и третьей групп позволяют получить подробную информацию о работе энергетической установки, распределении потерь и определить пути дальнейшего совершенствования. При этом, применение энтропийно-статистического метода является предпочтительней для анализа установок, предназначенных для генерации холода (Арха-

ров А. М. Почему эксергетический вариант термодинамического анализа не рационален для исследования основных низкотемпературных систем // Холодильная техника. 2011. №10. С. 8-12).

Во второй главе описывается разработанная методика оценки эффективности работы и определения потерь в элементах холодильной системы.

Методика основана на определении производства энтропии как меры необратимости реальных процессов.

Для определения потерь используются следующие зависимости:

второй закон термодинамики:

$$dS \geq \frac{dQ}{T} \quad (1)$$

уравнение Гюи-Стодолы:

$$\Delta L = T_{oc} \times \sum_{i=1}^n \Delta S_i \quad (2)$$

, где $\sum_{i=1}^n \Delta S_i$ - суммарная величина производства энтропии вследствие необратимости процессов во всех n подсистемах, T_{oc} – температура окружающей среды.

свойство аддитивности энтропии:

$$\Delta S = \sum_{i=1}^n \Delta S_i \quad (3)$$

, где n – количество подсистем.

выражение для действительной затрачиваемой работы:

$$L_{\text{действ}} = \sum l_{\min} + \left(T_{oc} \times \sum_{i=1}^n \Delta S_i \right)_{\text{действ}} \quad (4)$$

, где $\sum l_{\min}$ - сумма минимальных работ (при условии полностью обратимых процессов), необходимых для генерации холода, $\left(T_{oc} \times \sum_{i=1}^n \Delta S_i \right)_{\text{действ}}$ - величина ожидаемых реальных затрат энергии для компенсации производства энтропии во всех « n » элементах установки.

Степень термодинамического совершенства является основным показателем эффективности работы установки:

$$\eta_{\text{терм}} = \frac{l_{\min}}{l_{\text{действ}}} \quad (5)$$

и по её величине можно сравнивать различные установки между собой.

Распределение затрат энергии для компенсации производства энтропии по элементам системы цикла одноступенчатого сжатия представлены на Рис. 1.

Идеальный обратный цикл Карно (с1-с2-с3-с4) является полностью обратимым, следовательно, работа, затрачиваемая в этом цикле для генерации холода, будет минимальной и выражается площадью с1-с2-с3-с4. Действительный цикл представлен площадью 1-2-3-4-5-6. Работа, необходимая для компенсации производства энтропии в компрессоре выражается площадью d-e-e3-e2. Затраты работы для компенсации производства энтропии в конденсаторе выражены площадью e3-2-3-4-e1 или равной ей по величине площадью e-f-e4-e3. Затраты работы для компенсации производства энтропии в испарителе выражены площадью с-d-e2-c2, в дросселирующем устройстве – площадью a-b-c3-e1.

Таким образом, действительная затрачиваемая работа будет пропорциональна сумме площадей:

$$L_{\text{действ}} \propto (c1-c2-c3-c4) + (d-e-e3-e2) + (e-f-e4-e3) + (c-d-e2-c2) + (a-b-c3-e1) = (1-2-3-4-5-6) \propto (h_2 - h_1) \quad (6)$$

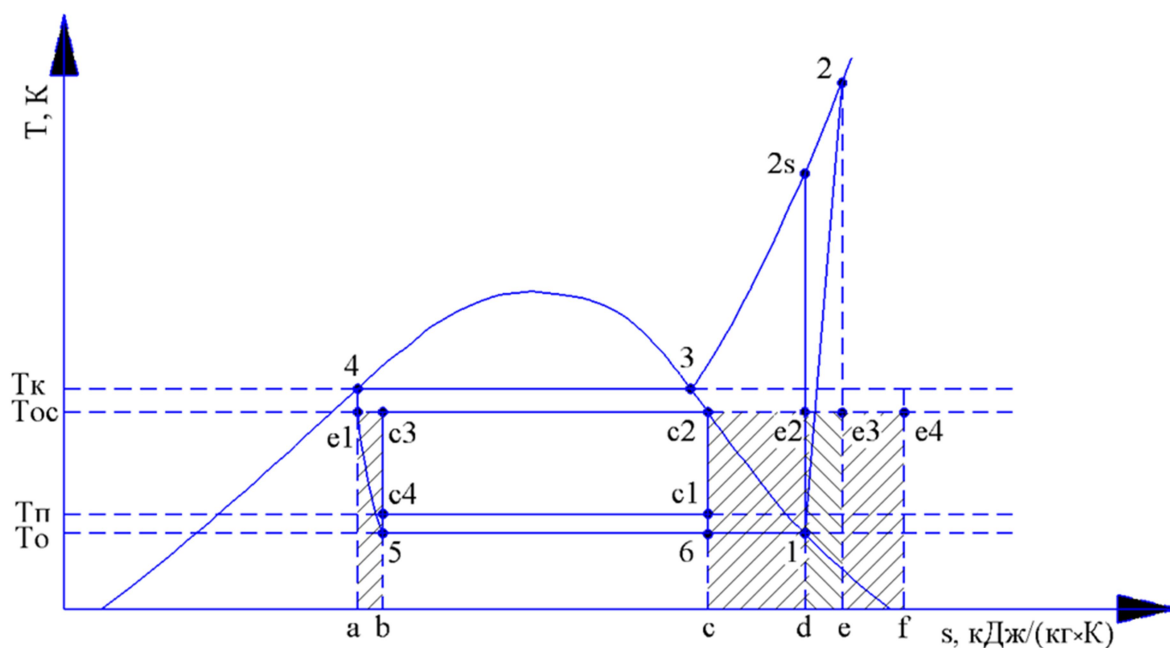


Рис. 1.

Распределение затрат энергии для компенсации производства энтропии по элементам цикла одноступенчатого сжатия. Тк – температура конденсации хладагента, Тос – температура окружающей среды, Тп – температура охлаждаемой среды, То – температура кипения хладагента.

При проведении расчётов свойства рабочих веществ определялись по следующим зависимостям:

Давление насыщенных паров:

$$p = e^{D_0 + D_1 \times T + \frac{D_2}{T}} \quad (7)$$

Температура на линии насыщения:

$$T = \frac{(D_0 - \ln p) - \sqrt{(D_0 - \ln p)^2 - 4 \times D_1 \times D_2}}{-2 \times D_1} \quad (8)$$

Параметр θ :

$$\theta = \frac{T}{100} \quad (9)$$

Энтальпия и энтропия в идеальном газовом состоянии:

$$h_0 = C_0 \times T + 50 \times C \times \theta^2 + C_1 \quad (10)$$

$$s_0 = C_0 \times \ln T + C \times \theta + C_2 \quad (11)$$

Энтальпия и энтропия перегретого пара:

$$h = h_0 + p \times (-B_2 \times \theta^2 + 3 \times B_3 \times \theta^{-2}) \quad (12)$$

$$s = s_0 - R \times \ln p + p \times 10^{-2} \times (-B_1 - 2 \times B_2 \times \theta + 2 \times B_3 \times \theta^{-3}) \quad (13)$$

Коэффициенты $B_1, B_2, B_3, C_1, C_2, C_0, C, D_1, D_2, D_0$ определяются в зависимости от типа применяемого хладагента.

При анализе холодильных систем с несколькими рабочими температурными уровнями основные зависимости для расчета в этом случае будут принимать вид:

- удельная массовая холодопроизводительность

$$q_o^{\text{общ}} = \sum_{i=1}^n (q_{oi} \times g_i) \quad (14)$$

, где n – количество рабочих температурных уровней; q_{oi} – удельная массовая холодопроизводительность на i температурном уровне; g_i – удельный массовый расход на i температурном уровне.

Удельный массовый расход на i температурном уровне определяется как отношение массового расхода G_i [кг/с] на i температурном уровне к массовому расходу G_H [кг/с] самого низкого температурного уровня.

$$g_i = \frac{G_i}{G_H} \quad (15)$$

- минимальная необходимая удельная работа (электроэнергия) для генерации холода

$$l_{\min}^{\text{общ}} = \sum_{i=1}^n (l_{\min i} \times g_i) \quad (16)$$

, где $l_{\min i}$ - минимальная необходимая удельная работа (электроэнергия)

для генерации холода на i температурном уровне

- адиабатная работа сжатия

$$l_{\text{ад}}^{\text{общ}} = \sum_{i=1}^n (l_{\text{ад} i} \times g_i) \quad (17)$$

, где $l_{\text{ад} i}$ - адиабатная работа сжатия на i температурном уровне

- действительная затрачиваемая удельная работа сжатия

$$l_{\text{сж}}^{\text{общ}} = \sum_{i=1}^n (l_{\text{сж} i} \times g_i) \quad (18)$$

, где $l_{\text{сж} i}$ - действительная затрачиваемая удельная работа сжатия

на i температурном уровне

- степень термодинамического совершенства

$$\eta_{\text{терм}}^{\text{общ}} = \frac{l_{\min}^{\text{общ}}}{l_{\text{сж}}^{\text{общ}}} \quad (19)$$

- действительное значение холодильного коэффициента

$$\varepsilon_{\text{д}}^{\text{общ}} = \frac{q_0^{\text{общ}}}{l_{\text{сж}}^{\text{общ}}} \quad (20)$$

Необходимые удельные затраты работы сжатия для компенсации производства энтропии в элементах системы рассчитываются как сумма затрат в контурах с учетом соответствующих удельных массовых расходов.

Расчетная величина адиабатной работы сжатия:

$$l_{\text{ад.р}}^{\text{общ}} = l_{\min}^{\text{общ}} + \Delta l_{\text{кд}}^{\text{общ}} + \Delta l_{\text{др}}^{\text{общ}} + \Delta l_{\text{и}}^{\text{общ}} + \Delta l_{\text{другие}}^{\text{общ}} \quad (21)$$

, где $\Delta l_{\text{кд}}^{\text{общ}}$, $\Delta l_{\text{др}}^{\text{общ}}$, $\Delta l_{\text{и}}^{\text{общ}}$ – затраты на компенсацию производства энтропии в конденсаторе, регулирующем клапане и испарителе; $\Delta l_{\text{другие}}^{\text{общ}}$ – потери в других процессах (перегрев, смешение и т. д.)

Энергетические потери в компрессоре:

$$\Delta l_{\text{км}}^{\text{общ}} = l_{\text{сж}}^{\text{общ}} - l_{\text{ад.р}}^{\text{общ}} \quad (22)$$

Расчетная работа сжатия:

$$l_{сж,р}^{общ} = l_{ад,р}^{общ} + \Delta l_{км}^{общ} \quad (23)$$

В третьей главе приводятся результаты расчетного анализа потерь основных схем холодоснабжения предприятий пищевой промышленности с двумя температурными уровнями для хранения продукции – низкотемпературные (НТ, расчетная температура кипения -35°C) и среднетемпературные (СТ, расчетная температура кипения -10°C) потребители холода.

В качестве исходных данных используются параметры, принимаемые при проектировании:

- Температура окружающей среды – плюс 32°C ;
- Температура воздуха в СТ потребителях - 0°C ;
- Температура воздуха в НТ потребителях – минус 20°C ;
- Холодопроизводительность СТ контура – 360 кВт;
- Холодопроизводительность НТ контура – 70 кВт.

Адиабатные КПД компрессоров принимались на основе статистических данных заводов-производителей оборудования.

Рассматривались следующие схемы холодоснабжения:

- Холодильная система с R404A с отдельными холодильными установками для НТ и СТ потребителей, работающими по одноступенчатому циклу с однократным дросселированием (Система 1);
- Холодильная установка с R404A для СТ потребителей, работающая по циклу одноступенчатого сжатия с однократным дросселированием; Холодильная установка с R404A для НТ потребителей, работающая по циклу с экономайзером, (Система 2);
- Холодильная система с CO_2 для НТ и СТ потребителей, работающая по транскритическому циклу (Система 3), Рис. 2;
- Холодильная система с CO_2 для НТ и СТ потребителей, работающая по транскритическому циклу с параллельным сжатием (Система 4), Рис. 3;
- Холодильная система с CO_2 для НТ и СТ потребителей, работающая по транскритическому циклу с параллельным сжатием и эжектором (Система 5), Рис. 4;
- Каскадная холодильная система: CO_2 – нижняя ветвь каскада. R134a – верхняя ветвь (Система 6), Рис. 5.

Условные обозначения: КМ – компрессор, Кд – конденсатор, Кд-И – испаритель-конденсатор, $\text{И}_{ст}$ – испаритель среднетемпературных потребителей, $\text{И}_{нт}$ – испаритель низкотемпературных потребителей, РВ – регулирующий вентиль, ОГ – охладитель газа, ПС – промежуточный сосуд, Эж - эжектор.

Результаты анализа представлены в Таблице 1 и на Рис. 6.

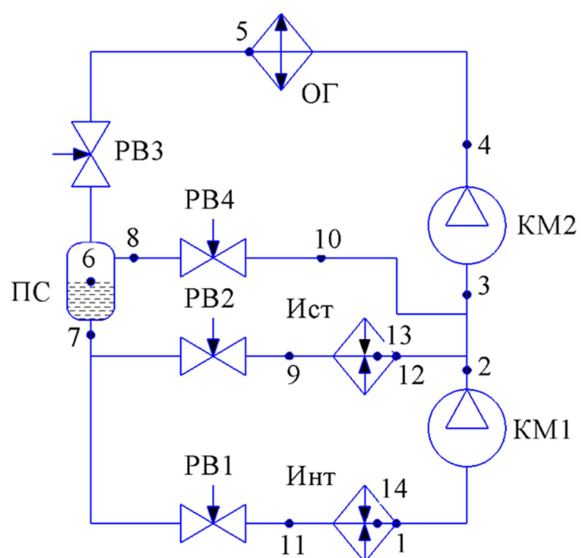


Рис. 2

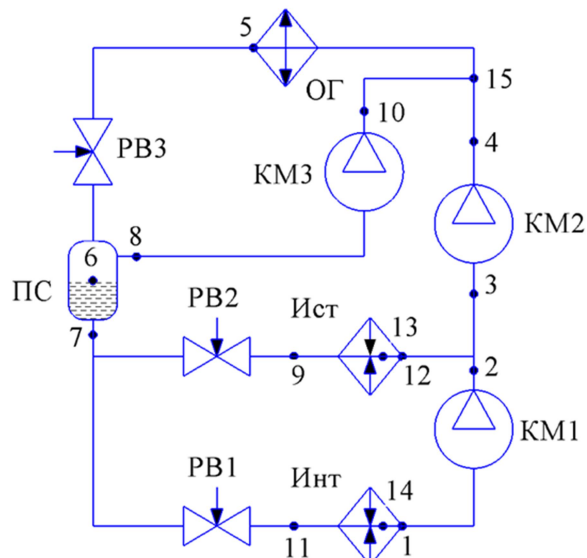


Рис. 3

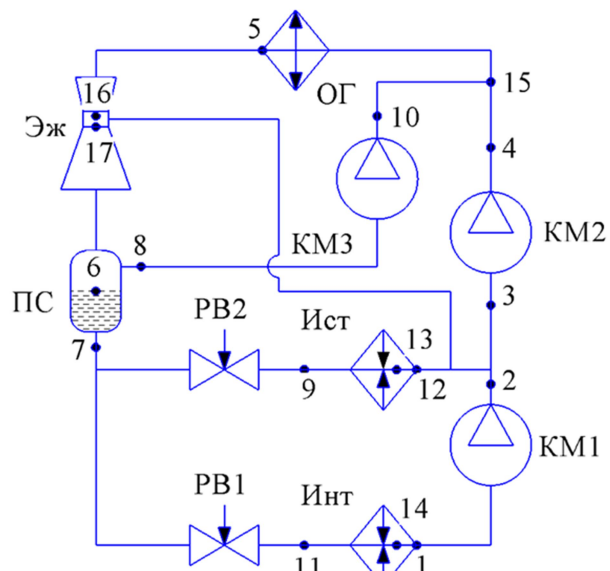


Рис. 4

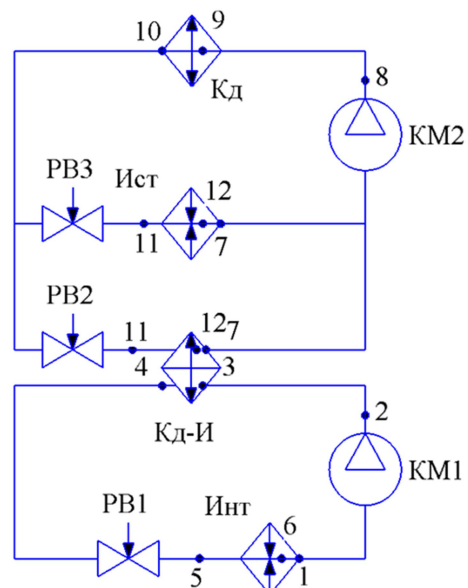


Рис. 5

Таблица 1

	Порядковый номер системы					
	1	2	3	4	5	6
$\eta_{\text{терм}}$	23,32%	24,94%	20,16%	22,58%	25,05%	26,58%
$\varepsilon_{\text{ад}}$	2,73	2,89	2,37	2,62	2,89	3,13
$\varepsilon_{\text{д}}$	1,77	1,90	1,53	1,72	1,90	1,99

В четвертой главе приводятся результаты работающих холодильных установок.

Распространение систем сбора и регистрации данных о работе холодильных установок с применением данной методики позволяет производить анализ потерь на основании параметров, измеренных в узловых точках штатно устанавливаемыми датчиками температуры и давления, что позволяет отказаться от использования дорогостоящего оборудования (например, расходомеров). Данные для анализа могут быть получены из системы сбора и регистрации данных в виде таблиц или графиков. На Рис. 7 показаны графики изменения температур кипения, конденсации и окружающей среды для работающей холодильной установки.

Из анализа работы реальной холодильной установки видно, что сравнение параметров работы холодильных установок нужно проводить по усредненным данным за определенный период работы. Ниже приведены результаты анализа существующих холодильных установок.

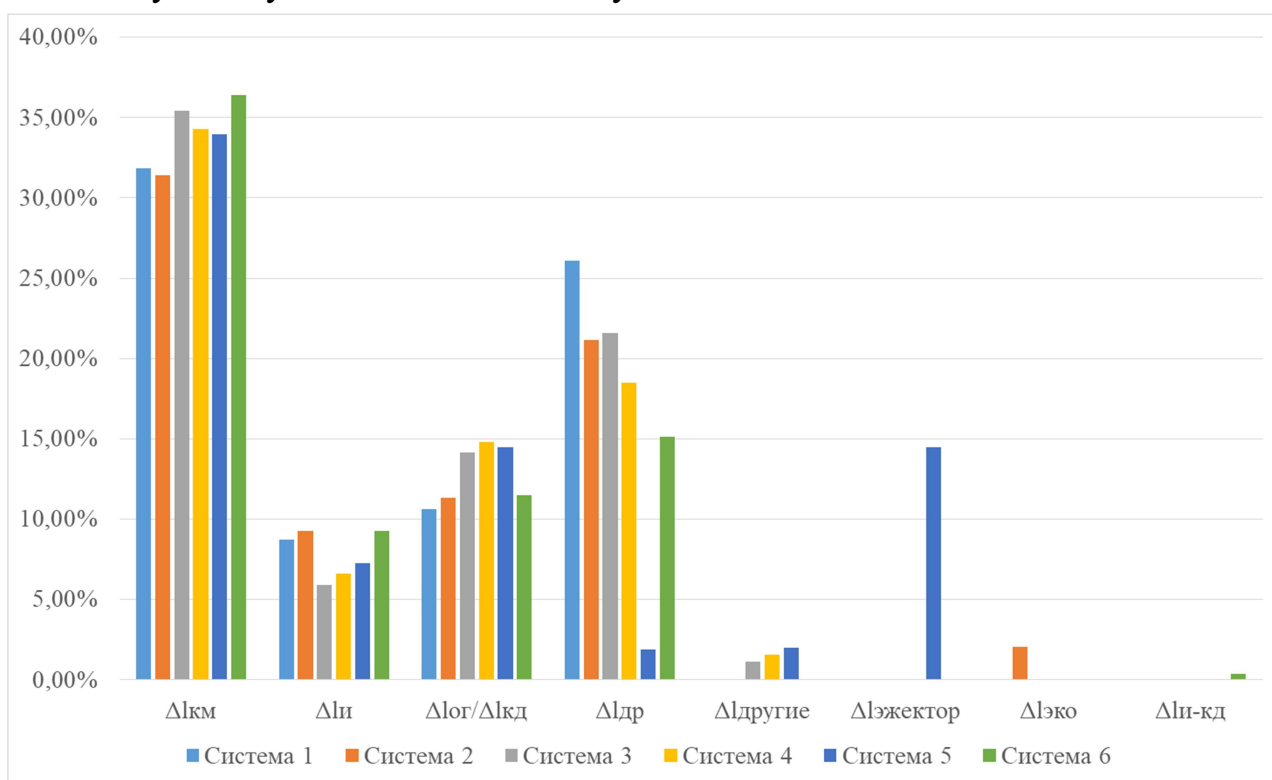


Рис. 6.

Настройку работы существующей холодильной установки с целью снижения энергопотребления проводили для установки с расчетной холодопроизводительностью 33,8 кВт при температуре кипения минус 10°C, температуре конденсации плюс 45°C, перегреве на всасывании компрессора 15 К, переохлаждении после конденсатора воздушного охлаждения 0 К, хладагент R404A.

В равные промежутки времени холодильная установка работала с поддержанием давления конденсации на одном и том же уровне вне зависимости

от температуры окружающей среды (Система 1) и при изменении давления конденсации в зависимости от величины температуры окружающей среды с поддержанием расчетного температурного напора в конденсаторе (Система 2).

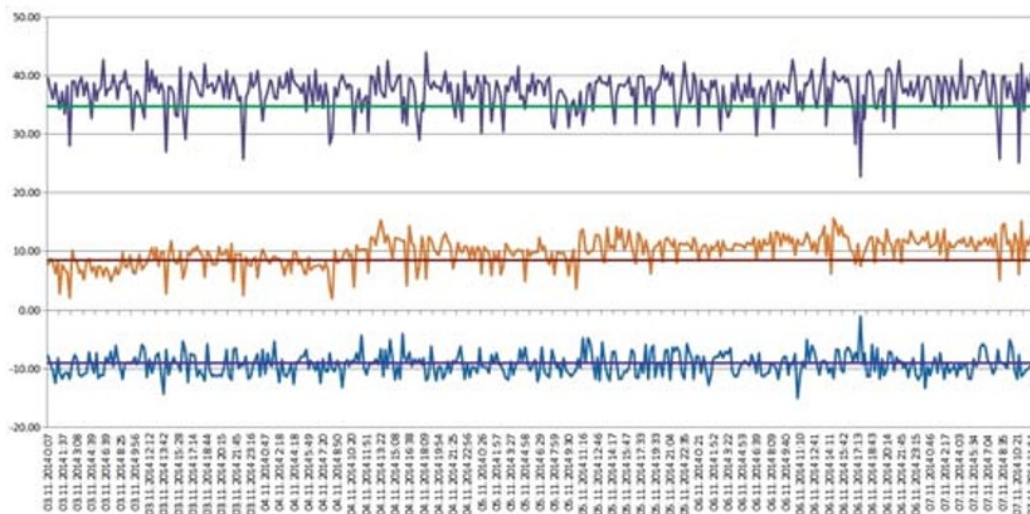


Рис. 7.

Графики изменения температур кипения (нижний график), конденсации (верхний график) и наружного воздуха (средний график) и их средние значения (горизонтальные прямые).

Исходные данные (средние значения за рассматриваемый промежуток времени) представлены в Таблице 2.

Таблица 2

Температуры, °C	Система 1	Система 2
кипения	-9,0	-9,07
конденсации	+34,79	+19,33
наружного воздуха	+8,51	+8,18
в охлаждаемом объеме	+1,95	+2,1
адиабатный КПД компрессора	0,7117	0,6661

По результатам анализа степень термодинамического совершенства Системы 1 $\eta_{\text{терм}}$ составила 0,0795, действительный холодильный коэффициент $\varepsilon_{\text{д}}$ - 3,05, для Системы 2 эти же параметры равны 0,1184 и 4,98 соответственно.

Результаты распределения потерь по элементам системы в % от расчетной работы сжатия представлены на Рис. 8.

Как видно из анализа, степень термодинамического совершенства $\eta_{\text{терм}}$ возросла на 32,9 % за счет уменьшения потерь в конденсаторе и регулирующем клапане. При этом потребление электроэнергии по показаниям счетчиков уменьшилось на 36,7 %.

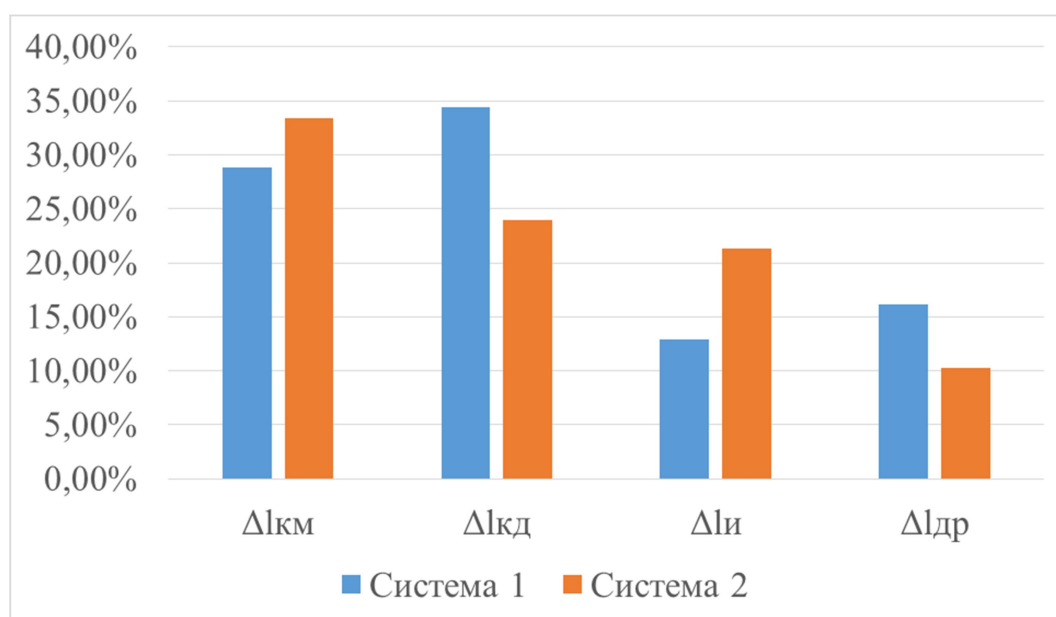


Рис. 8.

Энтропийно-статистический анализ низкотемпературных систем холодо-снабжения проводился для системы, работающей по циклу одноступенчатого сжатия (XC1) и для системы, работающей по циклу с экономайзером (XC2). Расчетная холодопроизводительность XC1 составляет 90,2 кВт, XC2 – 92,0 кВт при температуре кипения минус 35°C, температуре конденсации плюс 40°C, перегреве на всасывании компрессора 15 К, переохлаждении после конденсатора воздушного охлаждения 0 К, хладагент R404A.

Исходные средние данные для анализа представлены в Таблице 3.

Таблица 3

Параметр	XC1	XC2
Температура кипения, °C	-33,46	-32,58
Температура конденсации, °C	+36,75	+31,35
Температура наружного воздуха, °C	+10,58	+15,98
Температура в охлаждаемом объеме, °C	-15,14	-16,25
Средний перегрев в испарителях, К	13,67	9,73
Адиабатный КПД	0,673	0,632

По результатам анализа для XC1 $\eta_{\text{терм}}$ составила 0,149, ϵ_d – 1,35, для XC2 $\eta_{\text{терм}}$ равна 0,214, ϵ_d – 1,71.

Результаты распределения потерь по элементам системы в % от расчетной работы сжатия представлены на Рис. 9.

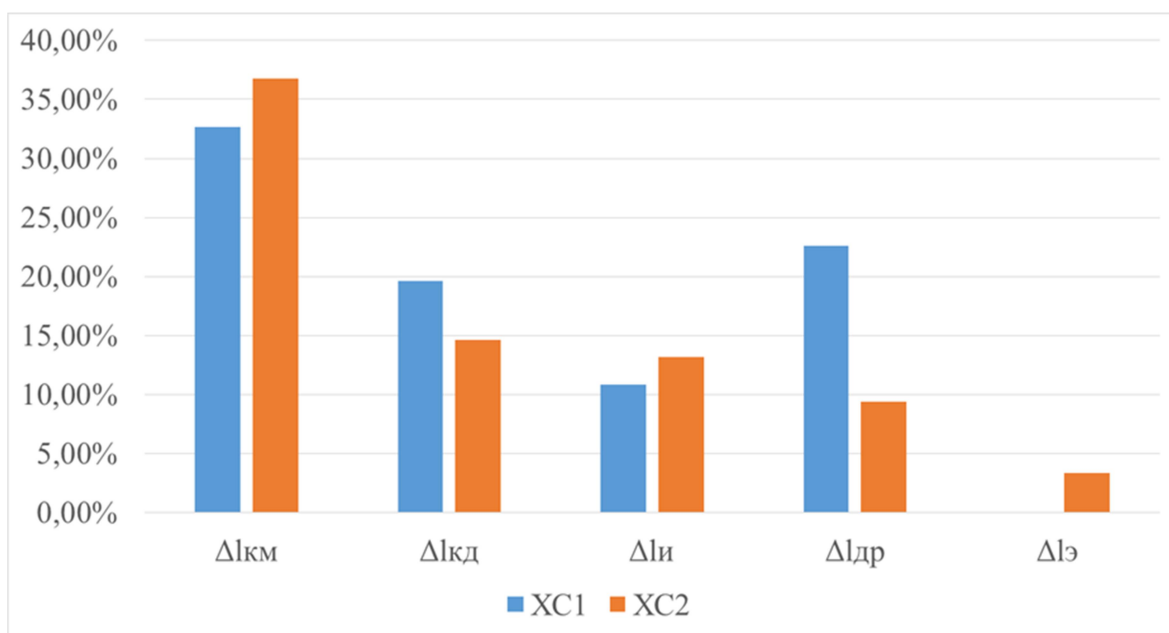


Рис. 9.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Разработана методика анализа потерь в холодильных установках на основе энтропийно-статистического метода анализа с учетом реальных свойств применяемых хладагентов на этапе проектирования и эксплуатации.

2. Применение разработанной методики для анализа реальных холодильных установок позволило произвести настройку системы регулирования давления конденсации для холодильной установки, работающей по циклу одноступенчатого сжатия с однократным дросселированием с хладагентом R404A и расчетной температурой кипения -10°C , снизив энергопотребление по показаниям счетчиков электроэнергии на 36,7% и повысив степень термодинамического совершенства на 32,9%.

3. Сравнение показателей работы холодильной установки, использующей цикл одноступенчатого сжатия с однократным дросселированием с хладагентом R404A, с холодильной установкой, работающей по циклу с экономайзером с хладагентом R404A, выявило увеличение степени термодинамического совершенства на 30,4% за счет уменьшения затрат на работу сжатия для компенсации производства энтропии при дросселировании.

4. Показано, что меньшая степень термодинамического совершенства из шести основных рассмотренных схем холодоснабжения предприятий пищевой промышленности 20,2% установлена у системы холодоснабжения с R744, работающей по транскритическому циклу. Наибольшая степень термодинамическо-

го совершенства 26,6% установлена у каскадной холодильной системы с R134a в верхней ветви каскада и R744 в нижней.

5. Показано, что изменение алгоритма регулирования давления конденсации в цикле одноступенчатого сжатия с однократным дросселированием с хладагентом R404A позволило увеличить степень термодинамического совершенства с 8,0% до 11,8%.

6. Разработанная методика перспективна для анализа большого объема данных и разработки алгоритмов регулирования работы холодильных систем с целью повышения энергоэффективности. Применение методики позволит интегрировать холодильную установку в общую систему управления предприятием, что является важным при переходе к цифровой экономике.

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. Талызин М. С., Солодкий А. С. О «плавающем» давлении конденсации// Холодильная техника. 2013. № 11. С. 27-29; (4,0 п. л./0,188 п. л.)
2. Шишов В. В., Талызин М. С. Температурный напор в конденсаторах с воздушным охлаждением // Холодильная техника. 2014. № 9. С. 35-37; (4,0 п. л./0,156 п. л.)
3. Шишов В. В., Талызин М. С. Практическое применение энтропийно-статистического метода анализа холодильных циклов // Холодильная техника. 2015. № 3. С. 25-29; (4,0 п. л./0,269 п. л.)
4. Шишов В. В., Талызин М. С. Повышение энергоэффективности холодильных установок при уменьшении температурного напора в конденсаторах с воздушным охлаждением// Теплоэнергетика. 2015. № 9. С. 41-44; (5,0 п. л./0,231 п. л.)
5. Архаров А. М., Шишов В. В., Талызин М. С. Энтропийно-статистический анализ низкотемпературных холодильных циклов и выбор на его основе оптимальной системы холодоснабжения магазина // Холодильная техника. 2016. № 3. С. 30-34; (4,0 п. л./0,25 п. л.)
6. Талызин М.С. Применение энтропийно-статистического метода анализа реальных холодильных систем//Девятая Всероссийская конференция молодых ученых и специалистов «Будущее машиностроения России»: сборник докладов /Союз машиностроителей России, Московский государственный технический университет имени Н. Э. Баумана. Москва : Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2016. 879, [5] с. : ил. С. 455-458; (53,9 п. л./0,156 п. л.)

7. Архаров А. М., Шишов В. В., Талызин М. С. Сравнение с помощью энтропийно-статистического анализа транскритических циклов на CO_2 с циклами на традиционных хладагентах для систем холодоснабжения предприятий торговли// Холодильная техника. 2017. № 2; С. 34-41(4,0 п. л./0,469 п. л.)
8. Архаров А. М., Шишов В. В., Талызин М. С. Энтропийно - статистический анализ низкотемпературных транскритических циклов диоксида углерода// Инженерный журнал: наука и инновации. 2017. №3; (0,7 п. л.)
9. Архаров А. М., Шишов В. В., Талызин М. С. Энтропийно-статистический анализ каскадных холодильных систем с CO_2 // Холодильная техника. 2017. № 10. С. 32-35. (4,0 п. л./0,238 п. л.)