

На правах рукописи

**Здобнов Максим Иванович**

**ПРИМЕНЕНИЕ ЭНТРОПИЙНОГО МЕТОДА ДЛЯ АНАЛИЗА ПОТЕРЬ В  
СИСТЕМЕ ЦЕНТРАЛЬНОГО КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА**

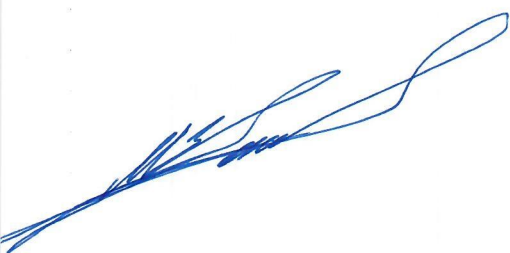
Специальность 2.4.8

Машины и аппараты, процессы холодильной и криогенной техники

Автореферат

диссертации на соискание учёной степени

кандидата технических наук



Москва – 2024

Диссертационная работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана  
(национальный исследовательский университет)»

Научный руководитель: доктор технических наук, доцент, профессор кафедры холодильной, криогенной техники, систем кондиционирования и жизнеобеспечения МГТУ им. Н.Э. Баумана

**Лавров Николай Алексеевич**

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор, директор образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» ФГАОУ ВО «Национальный исследовательский университет ИТМО»

**Баранов Игорь Владимирович**

кандидат технических наук, главный специалист отдела холодильного оборудования Общества с ограниченной ответственностью «НПТ Климатика», Россия, г. Москва

**Талызин Максим Сергеевич**

Ведущая организация: ФГБОУ ВО «Московский политехнический университет»

Защита состоится «04» декабря 2024 года в 14-00 часов на заседании Диссертационного совета 24.2.331.22 при Московском Государственном Техническом Университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, г. Москва, Лефортовская наб., д. 1.

С диссертацией до защиты можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана и на сайте [www.bmstu.ru](http://www.bmstu.ru).

Ваши отзывы на автореферат в 2-х экземплярах, заверенные печатью учреждения, просьба направлять по указанному адресу: 105005, г. Москва, ул. 2-ая Бауманская, д.5, стр. 1. Ученому секретарю диссертационного совета 24.2.331.22.

Автореферат разослан «\_\_» \_\_\_\_\_ 2024 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета 24.2.331.22  
кандидат физико-математических наук



Протопопов А.А.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Энергосбережение является одним из ключевых направлений развития техники. Сокращение затрат электроэнергии при эксплуатации систем кондиционирования является серьёзной проблемой, поскольку общие затраты электроэнергии, затрачиваемые на работу климатического оборудования, составляет не менее 4% от выработанной в мире электроэнергии. На государственном уровне проблемам энергосбережения уделяется значительное внимание, что представлено в Федеральном законе № 261-ФЗ «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации». Поэтому разработка мероприятий по уменьшению потерь в системах кондиционирования и, следовательно, сокращению электропотребления является актуальной задачей.

В диссертационной работе проводится анализ системы центрального кондиционирования воздуха средней мощности с номинальным объёмным расходом воздуха 20 000 м<sup>3</sup>/час, а также систем приточной и вытяжной вентиляции малой мощности с номинальным объёмным расходом воздуха 5 200 м<sup>3</sup>/час применяемых для общественных и административных зданий. Существующие методики анализа потерь в системах кондиционирования не полностью позволяют определить все потери и построить диаграмму их распределения по элементам климатической установки. Опыт применения энтропийного метода для анализа потерь в холодильных установках и установках сжижения природного газа показал свою эффективность в определении необходимых затрат энергии на компенсацию производства энтропии вследствие необратимости рабочих процессов в различных элементах установок.

Таким образом, исследование, представленное в диссертационной работе, является актуальным. Применение энтропийного анализа потерь позволяет решить поставленные задачи.

**Целью работы** является определение и анализ потерь в установках центрального кондиционирования воздуха с помощью энтропийного метода и выработка рекомендаций для их уменьшения.

### **Основные задачи исследования:**

1. Создание методики и осуществление комплексного анализа потерь в отдельных секциях центрального кондиционера и сетевых элементах системы с помощью энтропийного метода.
2. Анализ полученных результатов и его сопоставление с традиционным (термодинамическим и аэродинамическим) подходом по оценке потерь, а также экспериментальными результатами, полученными при работе центрального кондиционера как на экспериментальном исследовательском стенде завода изготовителя, так и в условиях реального эксплуатируемого объекта.
3. Выработка рекомендаций по совершенствованию исследуемых характеристик и конструкций отдельных секций центрального кондиционера, узлов и участков системы с целью снижения энергозатрат и повышения энергетической эффективности системы центрального кондиционирования в целом.

### **Научная новизна:**

1. Впервые применен энтропийный метод для анализа потерь в установках центрального кондиционирования воздуха, как на этапе проектирования, так и при анализе работающих установок.
2. Впервые представлена методика расчета для комплексного анализа потерь в установке центрального кондиционирования воздуха средней мощности, а также магистралей систем вентиляции малой мощности с учетом условий эксплуатации на реальном объекте.
3. Приведен сравнительный анализ результатов, позволяющий определить секции климатической установки и отдельные участки системы, имеющие наибольшие потери.
4. Даны предложения по конструктивным изменениям, позволяющие уменьшить потери и повысить энергоэффективность системы.

### **Положения, выносимые на защиту:**

1. Разработанный метод энтропийного анализа для оценки потерь в установках центрального кондиционирования воздуха и сетевых элементах системы.
2. Анализ полученных расчетных значений потерь на основе энтропийного метода путем их сравнения с экспериментальными данными, полученными для исследуемого центрального кондиционера средней мощности с номинальным объёмным расходом воздуха 20 000 м<sup>3</sup>/час на экспериментальном исследовательском стенде завода изготовителя, а также систем приточной и вытяжной вентиляции малой мощности с номинальным объёмным расходом воздуха 5 200 м<sup>3</sup>/час, установленным в административной части логистического комплекса “Северное Шереметьево”.
3. Предложения по уменьшению максимальных потерь в выявленных узлах и отдельных секциях установки центрального кондиционирования воздуха.

### **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 энтропийного анализа выполнена оценка потерь в секциях установки центрального кондиционирования воздуха и сетевых элементах системы. Предложенная методика позволяет определить наиболее энергозатратные секции установки центрального кондиционирования воздуха, что необходимо для дальнейшего проведения технико-экономического обоснования применения того или иного типа оборудования. Учитывая процессы глобального потепления, более широкого использования в промышленных и жилых помещениях кондиционирования воздуха и постоянного увеличения стоимости электроэнергии, предложенная методика расчета позволяет определить направления по снижению энергопотребления. Применение метода энтропийного анализа может служить основой для прогнозирования потерь и выработки рекомендаций по сокращению потерь для установок кондиционирования воздуха.

### **Апробация работы**

Основные результаты работы были представлены:

- на научно-практической конференции с международным участием «Холодильная и криогенная техника, системы кондиционирования и жизнеобеспечения», МГТУ им. Н.Э. Баумана (Москва, 2018);
- на семнадцатой международной специализированной выставке «Криоген-Экспо. Промышленные газы-2018» в рамках деловой программы (Москва, 2018);
- на пятнадцатой международной специализированной выставке «Мир климата 2019» в рамках деловой программы (Москва, 2019);
- на третьей международной научно-практической конференции «Холодильная и криогенная техника, системы кондиционирования и жизнеобеспечения», МГТУ им. Н.Э. Баумана (Москва, 2019);
- на международной научно-практической конференции «Применение низких температур в науке и промышленности», МГТУ им. Н.Э. Баумана (Москва, 2022);
- на двадцатой международной специализированной выставке «Криоген-Экспо. Промышленные газы-2023» в рамках деловой программы (Москва, 2023).

### **Публикации**

По теме диссертации опубликовано 7 научных работ, из них 5 в рецензируемых журналах и изданиях, рекомендованных ВАК РФ, 1 включена в единую базу данных Scopus, 2 – в тезисах докладов на конференциях. Общий объем работ – 2,75 п.л./1,673 п.л.

### **Личное участие в получении результатов:**

Автором была разработана методика и выполнен комплексный анализ потерь в отдельных секциях центрального кондиционера и сетевых элементах системы с помощью энтропийного метода. Выполнен анализ полученных данных, его сопоставление с традиционным подходом по оценке потерь, а также экспериментальными результатами, полученными при работе центрального кондиционера как в экспериментальном цехе завода изготовителя, так и при работе на реальном объекте.

Также автором были предложены рекомендации по совершенствованию характеристик и конструкций отдельных секций и узлов центрального кондиционера с целью снижения энергозатрат и повышения энергетической эффективности системы центрального кондиционирования в целом.

### **Объём и структура работы**

Диссертационная работа состоит из введения, трех глав, основных выводов, изложена на 149 страницах машинописного текста, содержит 42 рисунка и 16 таблиц, библиографию из 66 наименований.

## **СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ**

**Во введении** сформулирована цель исследований, актуальность рассматриваемых вопросов, дана краткая характеристика работы, её научная новизна и практическая ценность.

**В первой главе** на основе анализа литературных источников приведены основные методики определения потерь в установках кондиционирования воздуха и оценки эффективности работы системы центрального кондиционирования воздуха.

На основании анализа литературы и современного состояния методик определения потерь в низкотемпературных установках сформулированы конкретные задачи исследования.

Метод классического термодинамического анализа потерь позволяет решить ряд практических задач, однако не дает представления о распределении потерь внутри отдельных секций и элементов системы центрального кондиционирования воздуха.

Метод эксэргетического анализа позволяет определить эксэргетический КПД отдельных процессов в частях установки кондиционирования воздуха, но не позволяет проанализировать распределение потерь по всем частям установки. Кроме этого, с помощью эксэргетического анализа нельзя определить некоторые виды потерь, такие как потери при смешении потоков с различающейся температурой.

Метод энтропийного анализа позволяет получить подробную информацию о величине отдельных составляющих потерь и проводить комплексный анализ потерь в системе центрального кондиционирования в целом. Энтропийный анализ базируется на теореме Гюи-Стодолы. Действительная работа в низкотемпературной системе, определится следующим образом:

$$L = L_{\min} + T_0 \sum_{i=1}^k \Delta S_i' \quad (1)$$

где  $L_{\min}$  – минимальная работа, реализуемая в рассматриваемой системе [Дж];

$\Delta S_i'$  – производство энтропии в  $i$ -ом процессе;

$k$  – число рассматриваемых процессов;

$T_0$  – температура окружающей среды [К].

Минимальной работой в вентиляционной установке является энергия (мощность) воздуха, выходящего из установки:

$$L_{\min} = N_n = \frac{G_e \cdot v^2}{2} \quad (2)$$

где  $G_e$  и  $v$  – массовый расход [кг/с] и скорость воздуха [м/с] на выходе из вентиляционной установки.

Производство энтропии при потерях давления и представлении воздуха как идеального газа, определяется следующим образом:

$$\Delta S_i = G_i \cdot R \cdot \ln \frac{p_{ex,i}}{p_{ex,i} - \Delta p_i} \quad (3)$$

где  $G_i$  – массовый расход воздуха через рассматриваемый участок воздухопровода, [кг/с];  $R$  – газовая постоянная для воздуха, [Дж/(кг·К)];  $p_{ex,i}$  и  $\Delta p_i$  – давление на входе в рассматриваемый участок воздухопровода и потери давления на этом участке, [Па].

Производство энтропии вследствие утечек (подмешивания) воздуха  $\Delta G_i$  в  $i$ -ой части вентиляционной установки можно оценить следующим образом:

$$\Delta S'_{утечек,i} = \frac{N_е}{T_0} \cdot \frac{\Delta G_i}{G_i} \quad (4)$$

где  $G_i$  - массовый расход воздуха через рассматриваемый участок воздухопровода, [кг/с];  $\Delta G_i$  - массовый расход утечек или подмешиваемого воздуха на  $i$ -ом участке, [кг/с];  $N_е$  - мощность вентилятора, [Вт];  $T_0$  - температура окружающей среды, [К].

Производство энтропии вследствие неидеальности теплообмена в пластинчатом рекуператоре определяется как суммарное изменение энтропии потоков вытяжного воздуха и наружного воздуха:

$$\Delta S'_{рек} = \Delta S_{выт} + \Delta S_{нар} \quad (5)$$

$$\Delta S_{выт} = G_{выт} \cdot C_{p,выт} \cdot \ln \left( \frac{T_{выт}^{вх}}{T_{выт}^{вых}} \right) \quad (6)$$

$$\Delta S_{нар} = G_{нар} \cdot C_{p,нар} \cdot \ln \left( \frac{T_{нар}^{вх}}{T_{нар}^{вых}} \right) \quad (7)$$

где  $\Delta S_{выт}$  - изменение энтропии вытяжного воздуха, [Вт/К];  $\Delta S_{нар}$  - изменение энтропии наружного воздуха, [Вт/К];  $G_{выт}$  - массовый расход вытяжного воздуха, кг/ч;  $G_{нар}$  - массовый расход наружного воздуха, [кг/ч];  $C_{p,выт}$  - теплоемкость вытяжного воздуха, [Дж/(кг·К)];  $C_{p,нар}$  - теплоемкость наружного воздуха, [Дж/(кг·К)];  $T_{выт}^{вх}$ ,  $T_{выт}^{вых}$  - температура вытяжного воздуха на входе и выходе теплообменника, [К];  $T_{нар}^{вх}$ ,  $T_{нар}^{вых}$  - температура наружного воздуха на входе и выходе теплообменника, [К].

Производство энтропии в испарителе парокомпрессионной холодильной машины определяется изменениями энтропии кипящего фреона и охлаждаемого воздуха:

$$\Delta S'_{исп} = \Delta S_{исп} + \Delta S_{выт}^{возд}, \quad (8)$$

$$\Delta S_{исп} = G_{исп}^{фр} (s_{исп}^{вх} - s_{исп}^{вых}) > 0; \quad (9)$$

$$\Delta S_{выт}^{возд} = G_{выт} (s_{выт}^{вх} - s_{выт}^{вых}) = G_{выт} C_{p,выт} \ln \left( \frac{T_{выт}^{вх}}{T_{выт}^{вых}} \right) < 0, \quad (10)$$

где  $\Delta S_{исп}$  - производство энтропии кипящего фреона в испарителе, [Вт/К];  $\Delta S_{выт}^{возд}$  - изменение энтропии вытяжного охлаждаемого воздуха, [Вт/К];  $G_{исп}^{фр}$  - массовый расход фреона в испарителе, [кг/с];  $G_{выт}$  - расход вытяжного воздуха, [кг/ч];  $s_{исп}^{вх}$ ,  $s_{исп}^{вых}$  - энтропия фреона на входе и выходе испарителя, [кДж/(кг·К)];  $s_{выт}^{вх}$ ,  $s_{выт}^{вых}$  - энтропия вытяжного воздуха на входе и выходе испарителя, [кДж/(кг·К)].

Производство энтропии в конденсаторе парокомпрессионной холодильной машины определяется изменениями энтропии конденсирующегося фреона и нагреваемого воздуха:

$$\Delta S'_{кон} = \Delta S_{кон} + \Delta S_{пр}^{возд} \quad (11)$$



$$\Delta S_{\text{кон}} = G_{\text{кон}}^{\text{фр}} (s_{\text{кон}}^{\text{вых}} - s_{\text{кон}}^{\text{вх}}) < 0; \quad (12)$$

$$\Delta S_{\text{пр}}^{\text{возд}} = G_{\text{нар}} (s_{\text{пр}}^{\text{вых}} - s_{\text{пр}}^{\text{вх}}) = G_{\text{нар}} C_{p.\text{пр}} \ln \left( \frac{T_{\text{пр}}^{\text{вых}}}{T_{\text{пр}}^{\text{вх}}} \right) > 0, \quad (13)$$

где  $\Delta S_{\text{кон}}$  – производство энтропии конденсирующегося фреона в конденсаторе, {Вт/К};  $\Delta S_{\text{пр}}^{\text{возд}}$  – изменение энтропии нагреваемого приточного воздуха, [Вт/К];  $G_{\text{кон}}^{\text{фр}}$  – массовый расход фреона в конденсаторе, [кг/с];  $G_{\text{нар}}$  – расход наружного воздуха, [кг/ч];  $s_{\text{кон}}^{\text{вх}}, s_{\text{кон}}^{\text{вых}}$  – энтропия фреона на входе и выходе конденсатора, [кДж/(кг·К)];  $s_{\text{пр}}^{\text{вх}}, s_{\text{пр}}^{\text{вых}}$  – энтропия приточного воздуха на входе и выходе конденсатора, [кДж/(кг·К)].

Производство энтропии при смешении двух потоков определяется как суммарное изменение энтропии потоков:

$$\Delta S'_{\text{смеш}} = \Delta S_{\text{выт}} + \Delta S_{\text{нар}} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \Delta S'_{\text{смеш}} &= G_{\text{выт}} \Delta s_{\text{выт}} + G_{\text{нар}} \Delta s_{\text{нар}} = G_{\text{выт}} (s_{\text{пр}} - s_{\text{выт}}) + G_{\text{нар}} (s_{\text{пр}} - s_{\text{нар}}) = \\ &= G_{\text{выт}} C_{p.\text{выт}} \ln \left( \frac{T_{\text{пр}}}{T_{\text{выт}}} \right) + G_{\text{нар}} C_{p.\text{нар}} \ln \left( \frac{T_{\text{пр}}}{T_{\text{нар}}} \right) \end{aligned} \quad (15)$$

где  $G_{\text{выт}}$  – расход вытяжного воздуха, [кг/ч];  $G_{\text{нар}}$  – расход наружного воздуха, [кг/ч];  $\Delta s_{\text{выт}}$  – изменение энтропии вытяжного воздуха, [кДж/(кг·К)];  $\Delta s_{\text{нар}}$  – изменение энтропии наружного воздуха, [кДж/(кг·К)];  $s_{\text{пр}}$  – энтропия приточного воздуха, [кДж/(кг·К)];  $s_{\text{выт}}$  – энтропия вытяжного воздуха, [кДж/(кг·К)];  $s_{\text{нар}}$  – энтропия наружного воздуха, [кДж/(кг·К)];  $C_{p.\text{выт}}$  – теплоемкость вытяжного воздуха, [Дж/(кг·К)];  $C_{p.\text{нар}}$  – теплоемкость наружного воздуха, [Дж/(кг·К)];  $T_{\text{пр}}$  – температура приточного воздуха, [К];  $T_{\text{выт}}$  – температура вытяжного воздуха, [К];  $T_{\text{нар}}$  – температура наружного воздуха, [К].

Производство энтропии при охлаждении воздушного потока определяется как изменения энтропии хладоносителя и охлаждаемого воздуха:

$$\Delta S_{\text{охл}}' = \Delta S_{\text{охл}}^{\text{вод}} + \Delta S_{\text{охл}}^{\text{возд}} \quad (16)$$

$$\Delta S_{\text{охл}}^{\text{вод}} = G_{\text{охл}}^{\text{вод}} (s_{\text{вых}}^{\text{вод}} - s_{\text{вх}}^{\text{вод}}) = G_{\text{охл}}^{\text{вод}} \cdot C_p^{\text{вод}} \cdot \ln \left( \frac{T_{\text{вх}}^{\text{вод}}}{T_{\text{вых}}^{\text{вод}}} \right) \quad (17)$$

$$\Delta S_{\text{охл}}^{\text{возд}} = G_{\text{охл}}^{\text{возд}} (s_{\text{вых}}^{\text{возд}} - s_{\text{вх}}^{\text{возд}}) = G_{\text{охл}}^{\text{возд}} \cdot C_p^{\text{возд}} \cdot \ln \left( \frac{T_{\text{вх}}^{\text{возд}}}{T_{\text{вых}}^{\text{возд}}} \right) \quad (18)$$

где  $G_{\text{охл}}^{\text{возд}}$  – расход охлаждаемого воздуха, [кг/ч];  $G_{\text{охл}}^{\text{вод}}$  – расход хладоносителя, [кг/ч];  $\Delta s_{\text{охл}}^{\text{возд}}$  – изменение энтропии охлаждаемого воздуха, [кДж/(кг·К)];  $\Delta s_{\text{охл}}^{\text{вод}}$  – изменение энтропии хладоносителя, [кДж/(кг·К)];  $C_p^{\text{возд}}$  – теплоемкость охлаждаемого



воздуха, [Дж/(кг·К)];  $C_p^{\text{вод}}$  – теплоемкость хладоносителя, [Дж/(кг·К)];  $T_{\text{вх}}^{\text{возд}}$  – температура охлаждаемого воздуха на входе в воздухоохладитель, [К];  $T_{\text{вых}}^{\text{возд}}$  – температура охлаждаемого воздуха на выходе из воздухоохладителя, [К];  $T_{\text{вх}}^{\text{вод}}$  – температура хладоносителя на входе в воздухоохладитель, [К];  $T_{\text{вых}}^{\text{вод}}$  – температура хладоносителя на выходе из воздухоохладителя, [К].

Суммарные потери в установке центрального кондиционирования воздуха пропорциональны сумме производств энтропии в отдельных секция установки.

$$\Delta S' = \Delta S'_{\text{рек}} + \Delta S'_{\text{исп}} + \Delta S'_{\text{кон}} + \Delta S'_{\text{смеш}} + \Delta S'_{\text{охл}} \quad (19)$$

**Во второй главе** приведено описание установок для экспериментального определения потерь.

Для экспериментального определения потерь в сетевых элементах системы центрального кондиционирования воздуха с помощью энтропийного анализа рассматривались системы приточной и вытяжной вентиляции, установленные в административной части действующего логистического комплекса «Северное Шереметьево» по адресу: Московская обл., Дмитровский район, сельское поселение Габовское, представленные на Рисунке 1. Проектный расход приточной системы составлял 5090 м<sup>3</sup>/час, вытяжной – 4750 м<sup>3</sup>/час. Проектная температура подаваемого приточного воздуха +20 С.

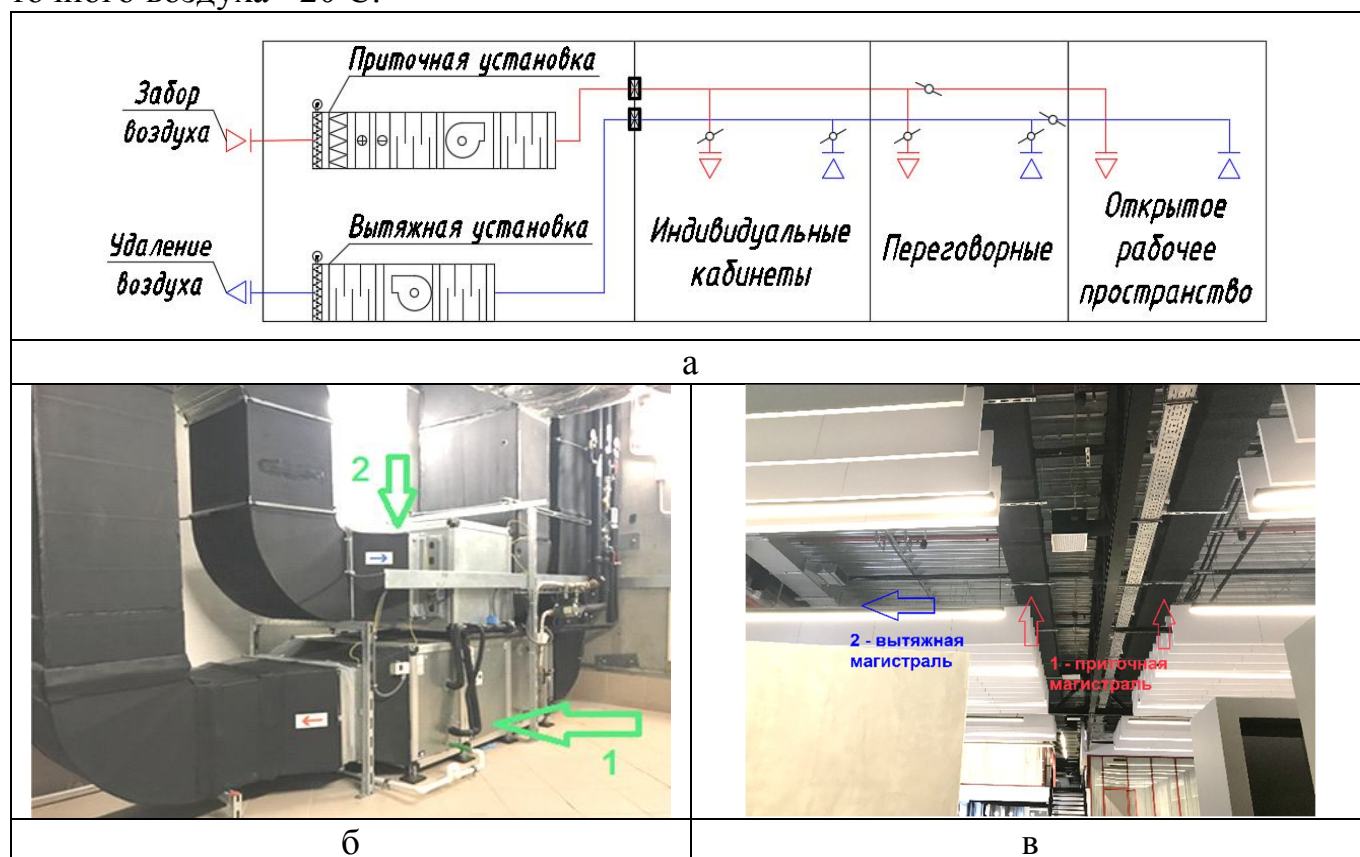


Рисунок 1 - Принципиальная схема (а), размещение оборудования в техническом помещении (б). 1- приточная установка, 2 – вытяжная установка и общий вид трассировки воздуховодов: 1 – магистраль приточной системы вентиляции; 2 – магистрали вытяжной системы вентиляции.

Принципиальная схема исследуемых сетей приточной и вытяжной вентиляции представлена на Рисунке 2.

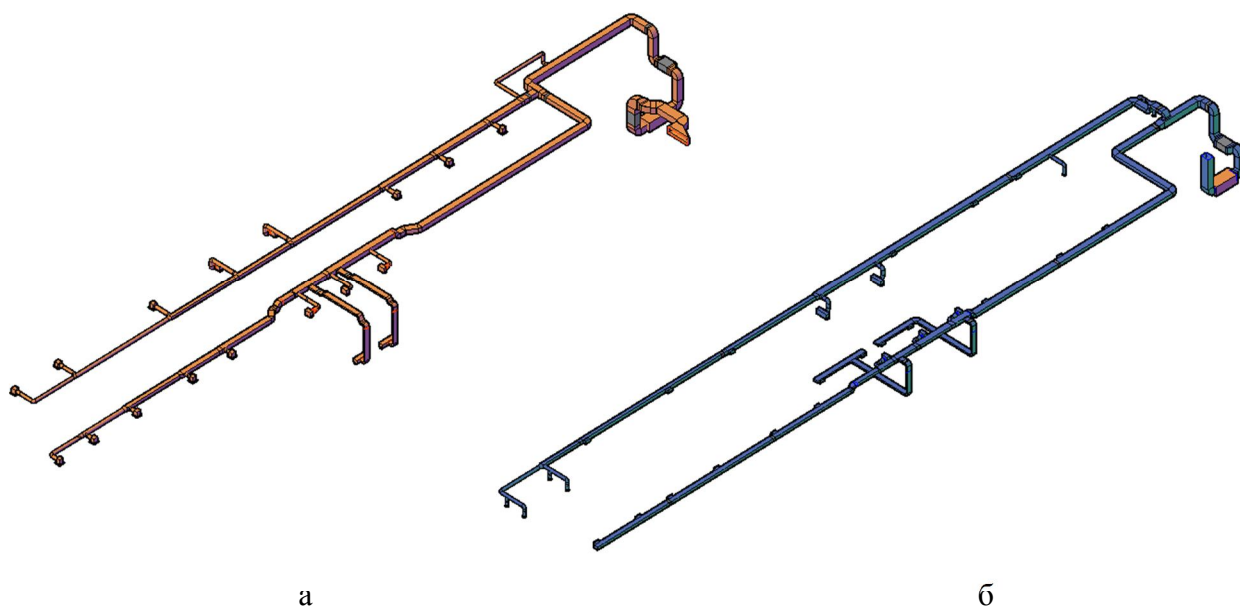


Рисунок 2 - Схема сетей приточной (а) и вытяжной (б) систем вентиляции.

Магистральные сети приточной и вытяжной систем вентиляции для проведения измерений были разбиты на участки, в которых производились измерения параметров воздушных потоков. Схемы разбиения с точками проведения замеров представлены на Рисунке 3 для системы приточной и Рисунке 4 для системы вытяжной вентиляции.

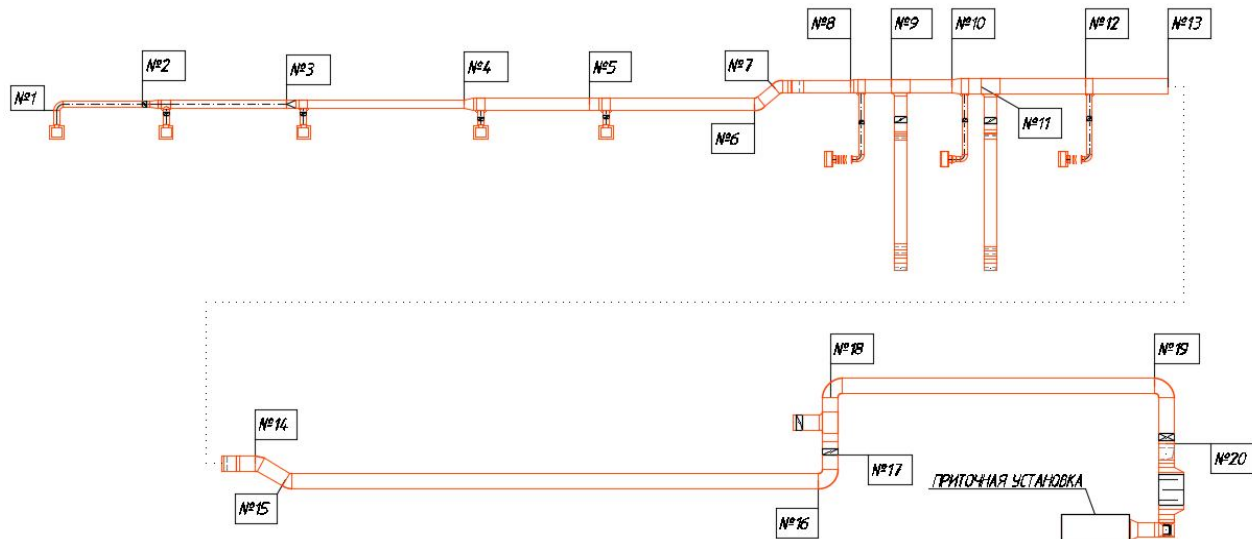


Рисунок 3 - Точки замеров потерь давления по участкам приточной вентиляционной системы.

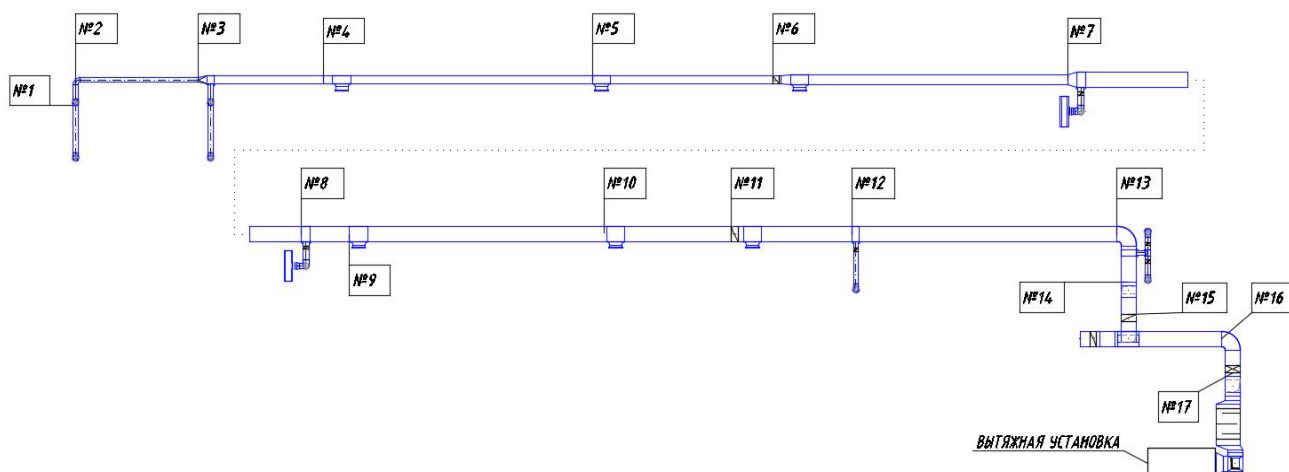


Рисунок 4 - Точки замеров потерь давления по участкам вытяжной вентиляционной системы.

Измерения проводились многофункциональным прибором Testo 435 с использованием трубки Пито и зонда скорости, со встроенным датчиком температуры.

Определение потерь в компонентах центрального кондиционера с помощью энтропийного анализа выполнялось на базе центрального кондиционера в испытательном цехе завода, расположенного в Московской области, город Дзержинский.

Схема размещения исследуемого центрального кондиционера представлена на Рисунке 5.

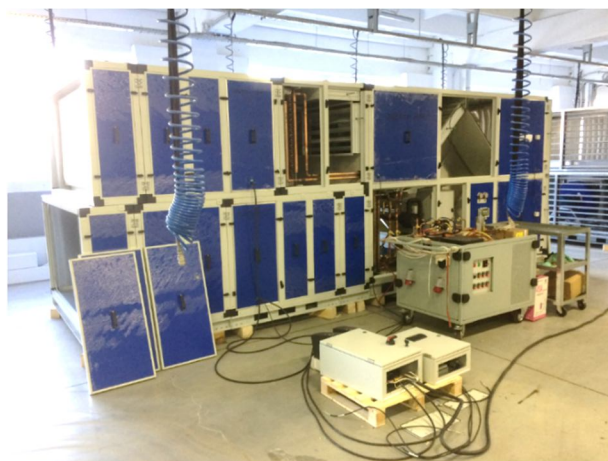


Рисунок 5 - Экспериментальная установка центрального кондиционирования.

Структурная схема установки центрального кондиционирования воздуха представлена на Рисунке 6.

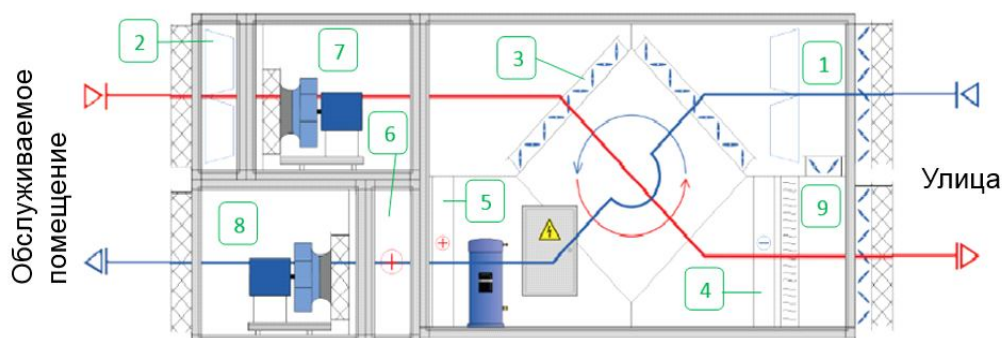


Рисунок 6 - Экспериментальная установка центрального кондиционирования – дать обозначения элементов.

Установка центрального кондиционирования воздуха состоит из: секции фильтрации наружного и вытяжного воздуха (поз. 1,2); пластинчатого рекуператора (поз. 3); испарителя (поз. 4) и конденсатора (поз. 5) встроенной холодильной парокомпрессионной машины; водяного калорифера (поз. 6); секций вытяжного (поз. 7) и приточного (поз. 8) вентиляторов; секции смешения (поз. 9).

При анализе потерь в секции пластинчатого рекуператора, секциях испарителя и конденсатора парокомпрессионной холодильной машины рассматривался прямой режим работы центрального кондиционера. Наружный воздух (поступающий из окружающей среды) проходит воздухозаборную секцию, секцию фильтрации, секцию смешения (при этом переточный клапан закрыт, т.е. смешения потоков нет), рекуператор, воздушный теплообменник (конденсатор парокомпрессионной холодильной машины), воздушонагреватель, вентиляционную секцию. Вытяжной воздух из кондиционируемого помещения проходит воздухозаборную секцию, секцию фильтрации, вентиляционную секцию, рекуператор, воздушный теплообменник (испаритель парокомпрессионной холодильной машины), секцию смешения (переточный клапан закрыт) и далее выводится в окружающую среду.

При анализе потерь в секции смешения рассматривался режим работы установки, при котором часть вытяжного воздуха через открытый переточный клапан подмешивается в поток наружного воздуха. Получаемый в результате поток приточного воздуха поступает в кондиционируемое помещение.

Для анализа потерь в секциях центрального кондиционера замеры параметров воздушных потоков производились по датчикам согласно схемам, представленным на Рисунке 7.

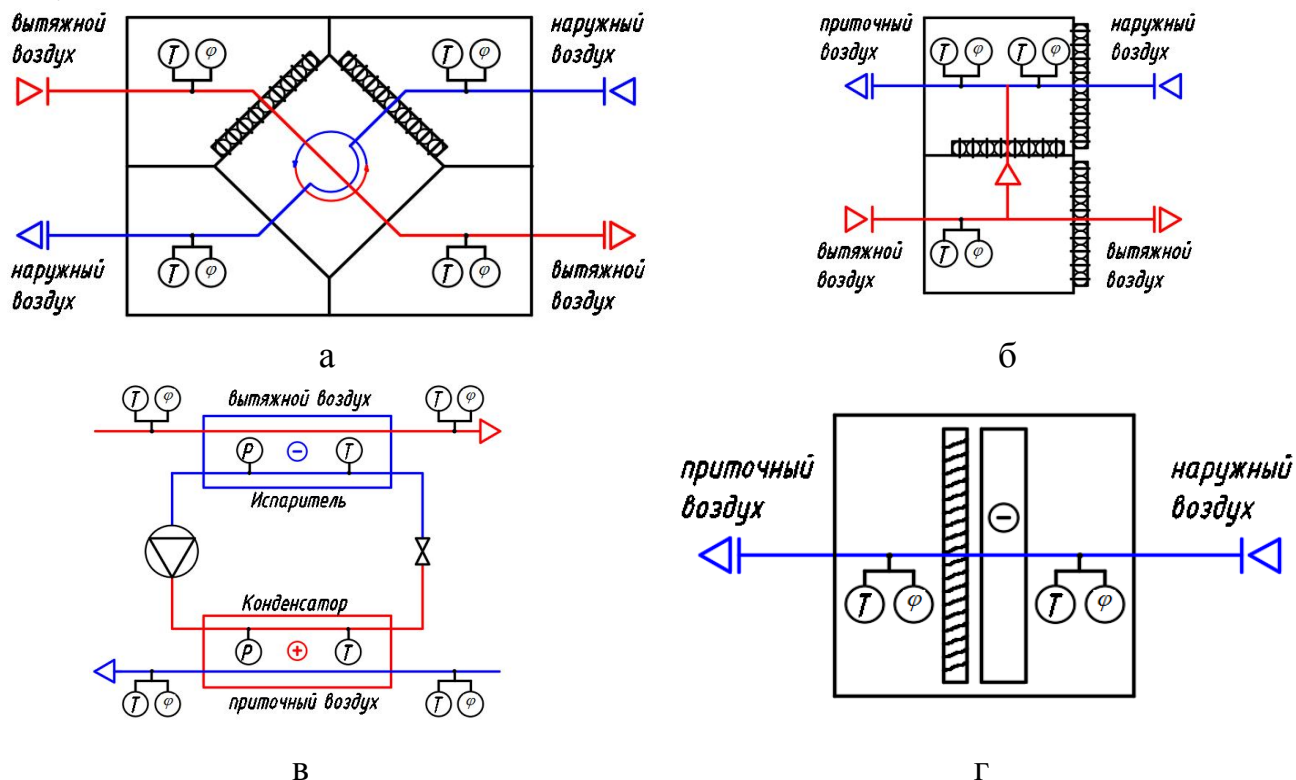
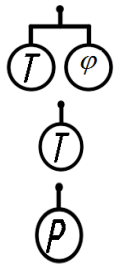


Рисунок 7 - Схема расстановки датчиков: а – для секции рекуператора; б - для секции смешения; в - для секций испарителя и конденсатора парокомпрессионной холодильной машины; г - для секции воздухоохладителя.





Комбинированный датчик температуры и влажности

Датчик температуры

Датчик давления

**Во третьей главе** приведены результаты выполненных измерений и расчетного анализа потерь в сетевых элементах системы центрального кондиционирования воздуха для установок приточной и вытяжной систем вентиляции, а также отдельных секций центрального кондиционера.

Сравнение полученных результатов расчета производства энтропии и аэродинамического расчета для приточной установки представлены на Рисунке 8 и для вытяжной установки - на Рисунке 9.

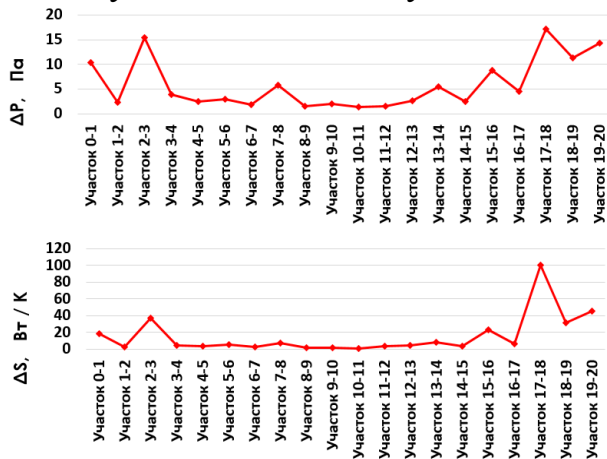


Рисунок 8 - Сравнение производства энтропии и аэродинамического расчета для приточной установки.

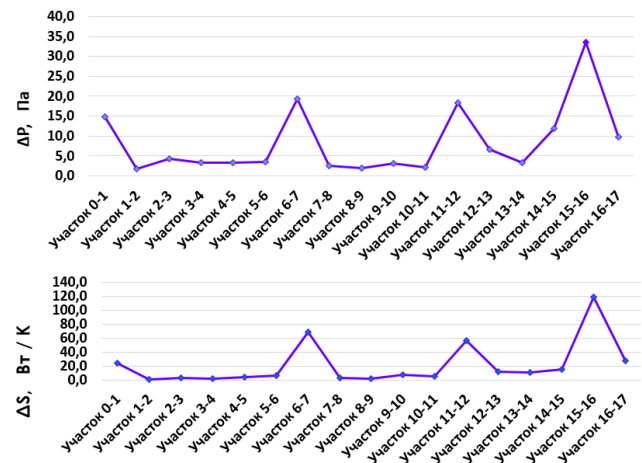


Рисунок 9 - Сравнение производства энтропии и аэродинамического расчета для вытяжной установки.

Пиковые значения производства энтропии по отдельным участкам соответствуют максимальным расчётным аэродинамическим потерям.

Максимальные гидравлические потери наблюдаются: в линейных воздуховодах при значительной длине; на поворотных участках воздуховодов в отводах под 90 градусов; на противопожарных клапанах и на оконечных устройствах.

При этом, потери, связанные с подмешиванием \ утечками из-за неплотности соединений отдельных секций и сетевых элементов крайне малы и составляют не более 1% от общих потерь давления.

Сводные расчеты производства энтропии для оценки потерь по отдельным секциям центрального кондиционера в зависимости от соотношения потоков приточного и вытяжного воздуха, представлен на Рисунках 10 и 11.

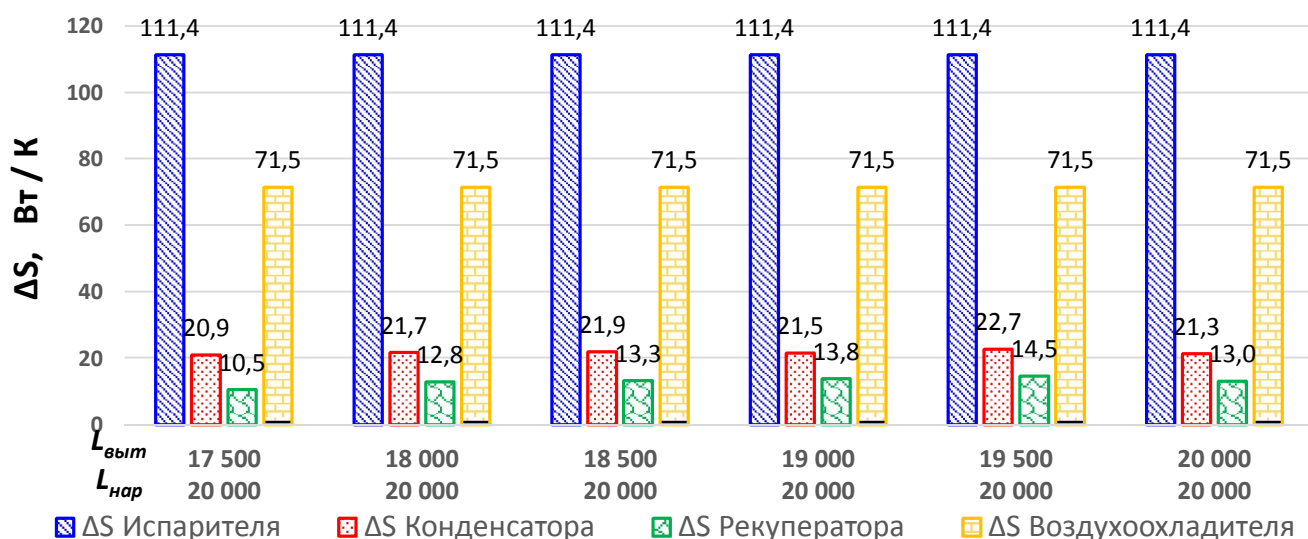


Рисунок 10 - Производства энтропии для секций центрального кондиционера при условии, что расход вытяжного воздуха постоянен, а расход приточного воздуха изменяется.

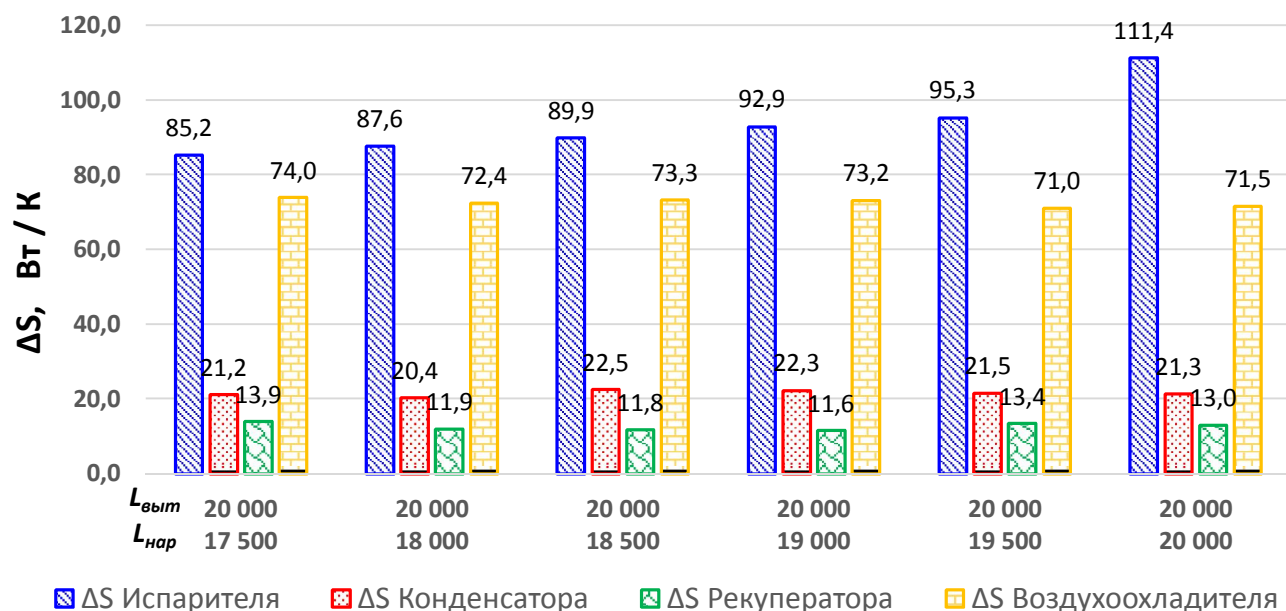


Рисунок 11 - Производства энтропии для секций центрального кондиционера при условии, что расход вытяжного воздуха изменяется, а расход приточного воздуха постоянен.

В составе центрального кондиционера максимальные потери наблюдаются в секциях испарителя парокомпрессионной холодильной машины и воздухоохладителя вне зависимости от соотношения расходов потоков приточного воздуха и вытяжного воздуха.

Изменения производства энтропии происходят в узком диапазоне значений и имеют схожие параметры как при изменении расхода вытяжного воздуха, так и при изменении расхода приточного воздуха.

При этом расчётные значения производства энтропии для секции смешения центрального кондиционера в зависимости от соотношения потоков приточного и вытяжного воздуха пренебрежимо малы и могут не учитываться в общих потерях.

Анализ полученных результатов и его сопоставление с традиционным подходом по оценке потерь, а также экспериментальными результатами, показывает применимость энтропийного метода для оценки потерь в отдельных секциях центрального кондиционера и сетевых элементах системы.

Полученные результаты показывают, что гидравлические потери на регулируемых и противопожарных клапанах, а также на оконечных устройствах могут составлять от 50 до 70% от общих потерь в вентиляционных сетях в зависимости от протяженности магистрали и скорости движения воздушного потока в канале.

Потери в отводах под 90 градусов и тройниках превышают потери на 1 метре линейного воздуховода в диапазоне от 10 до 25% в зависимости от скорости движения воздушного потока в канале.

Графически распределение потерь представлено на Рисунке 12.

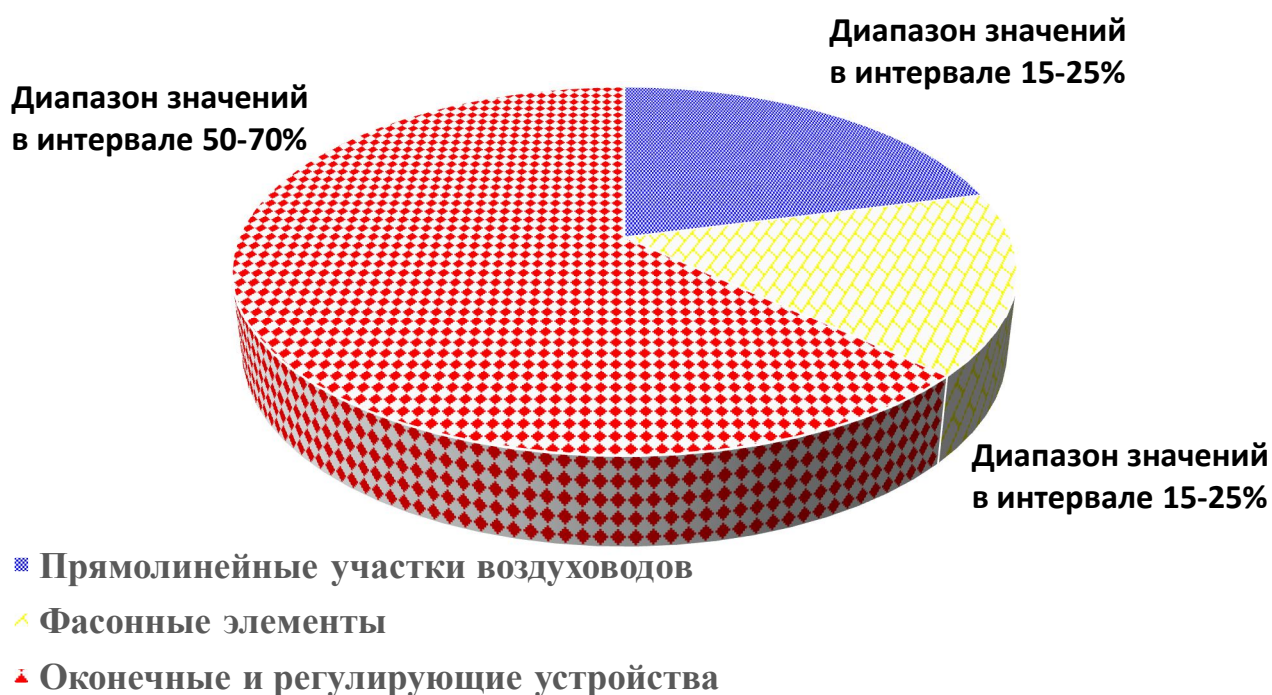


Рисунок 12 - Распределение потерь по сетевым компонентам.

При этом увеличение скорости движения воздушного потока приводит к увеличению производства энтропии и, соответственно, увеличению потерь в сетевых элементах системы. Графическая зависимость производства энтропии от скорости воздушного потока представлена на Рисунке 13.



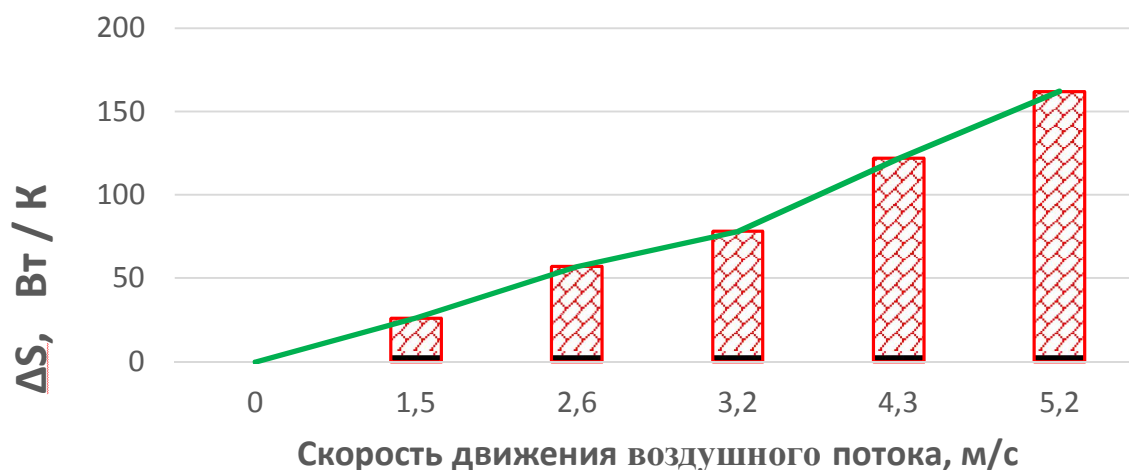


Рисунок 13 - Изменение производства энтропии в зависимости от скорости воздушного потока.

Увеличение скорости воздушного потока в два раза приводит к увеличению производства энтропии практически в три раза.

Уменьшения гидравлических потерь в сетевых элементах могут быть достигнуты:

- применением воздухопроводов с меньшими линейными потерями на протяженных участках, отдавая предпочтение круглым воздуховодам и уменьшая скорость движения воздуха;
- применением воздухораспределителей с оптимальными параметрами в зависимости от типа помещения;
- установкой регулирующих клапанов на ответвлениях от магистрального воздуховода.

Анализ показывает, что потери, связанные с неидеальностью теплообмена существенно выше, чем гидравлические потери, связанные с движением потока через каналы.

Увеличение площади поверхности теплообмена путем уменьшения шага оребрения для теплообменных секций в составе центрального кондиционера позволяет увеличить эффективность теплообмена. При переходе с шага оребрения 3,0 мм к 2,5 мм, поверхность теплообмена увеличивается на 15-20%, при переходе с шага оребрения 2,5 мм на 2,1 мм, поверхность теплообмена увеличивается ориентировочно на 12-17%. При этом эффективность теплообмена повышается в диапазоне 7-12% при уменьшении производства энтропии в абсолютных значениях в диапазоне с 75,1 Вт/К до 52,3 Вт/К.

Применение вращающегося регенератора вместо пластинчатого рекуператора позволяет увеличить эффективность теплообмена с полученной средней величины около 45% до 55-60%.

### Зависимость производства энтропии от типа рекуператора

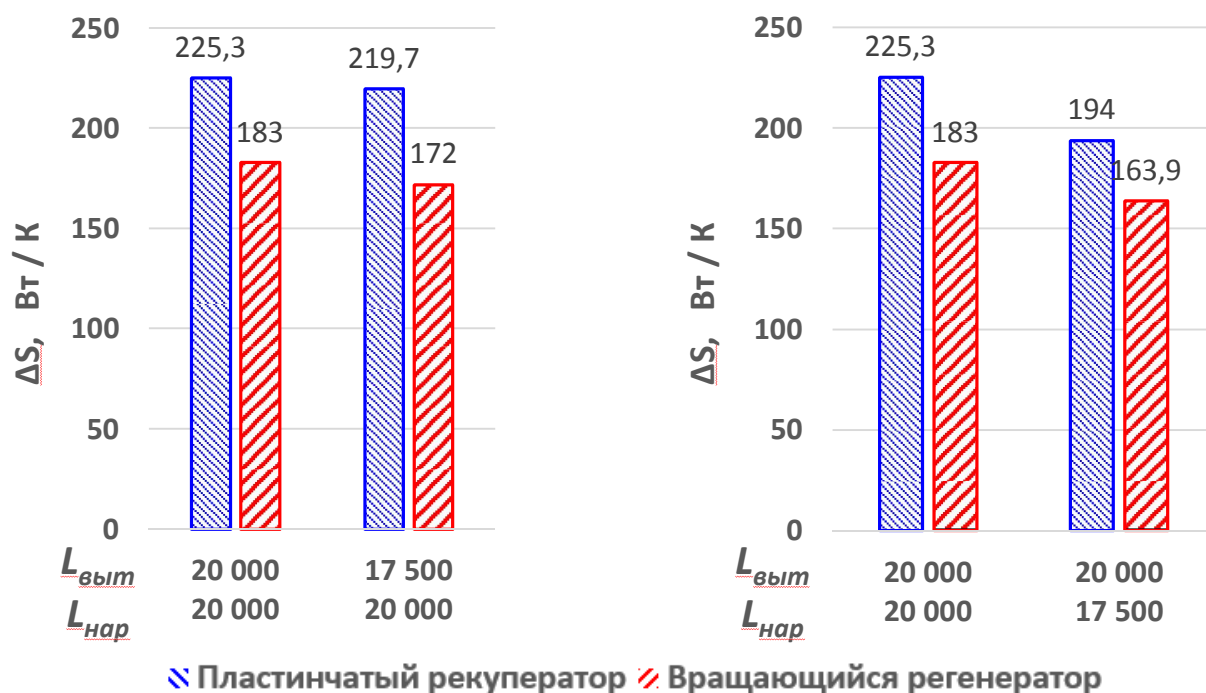


Рисунок 14 - Изменение производства энтропии в зависимости от типа рекуператора.

При этом производство энтропии во вращающемся регенераторе уменьшается в диапазоне 16-22% в зависимости от соотношения расходов наружного и вытяжного потоков воздуха, что представлено графически на Рисунке 14.

Таким образом, уменьшения гидравлических потерь в сетевых элементах вентиляционных систем, а также улучшение теплообменных характеристик теплообменных секций (особенно испарителя) является приоритетной задачей для повышения энергетической эффективности установки центрального кондиционера.

### ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. На основе анализа литературных источников рассмотрены основные методики определения потерь в установках кондиционирования воздуха и оценки эффективности работы системы.
2. Впервые применен и обоснован энтропийный метод для комплексного анализа потерь в установке центрального кондиционирования средней мощности с номинальным объёмным расходом воздуха по воздуху 20 000 м<sup>3</sup>/час, а также магистралей систем вентиляции малой мощности с номинальным объёмным расходом воздуха по воздуху 5 200 м<sup>3</sup>/час с учетом условий эксплуатации на реальном объекте.
3. Получено распределение потерь по секциям центрального кондиционера и в сетевых элементах:
  - потери, связанные с подмешиванием \ утечками из-за неплотности соединений отдельных секций и сетевых элементов крайне малы и составляют не более 1% от общих потерь давления;
  - гидравлические потери на регулирующих и противопожарных клапанах, а

также на оконечных устройствах могут составлять от 50 до 70% от общих потерь в вентиляционных сетях в зависимости от протяженности магистрали и скорости движения воздушного потока в канале;

- максимальные потери получены в секциях испарителя и воздухоохладителя центрального кондиционера вне зависимости от соотношения расходов потоков приточного воздуха и вытяжного воздуха;

4. Выработаны рекомендации по конструктивным изменениям в секциях климатической установки для уменьшения в них потерь:

- эффективность теплообмена повышается в диапазоне 7-12% при увеличении площади теплообменной поверхности за счет уменьшения шага оребрения с 3.0 мм до 2.1 мм;

- замена пластинчатого рекуператора на вращающийся регенератор увеличивает эффективность теплообмена с 43-47% до 55-60% с учетом минимальных перетоков воздуха во вращающемся рекуператоре.

### ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. Здобнов М.И., Лавров Н.А. Анализ потерь в вентиляционных установках с помощью энтропийно-статистического метода. // Холодильная техника. 2018. № 8. С. 36-41. (0,625 п.л./0,375 п.л.).

2. Здобнов М.И., Лавров Н.А., Шишов В.В. Анализ потерь в теплообменнике-теплоутилизаторе с помощью энтропийно-статистического метода. // Холодильная техника. 2019. № 2. С. 37-40. (0,375 п.л./0,225 п.л.).

3. Здобнов М.И., Лавров Н.А., Шишов В.В., Каракулов С.И. Анализ потерь в испарительно-конденсаторном контуре центрального кондиционера с помощью энтропийно-статистического метода. // Холодильная техника. 2019. № 8. С. 28-33. (0,625 п.л./0,35 п.л.).

4. Здобнов М.И., Лавров Н.А. Анализ потерь в вентиляционных установках с помощью энтропийно-статистического метода. Холодильная и криогенная техника, системы кондиционирования и жизнеобеспечения: материалы научно-практической конференции. Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018. С. 184-186. (0,125 п.л./0,075 п.л.).

5. Здобнов М.И., Лавров Н.А., Шишов В.В. Анализ потерь в секции смешения центрального кондиционера с помощью энтропийно-статистического метода. Статья в сборнике трудов третьей международной научно-практической конференции. Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2020. С. 326-333. (0,438 п.л./0,275 п.л.).

6. Zdobnov M. I., Lavrov N. A., Shishov V. V. Application of Entropy Analysis to Compare Losses in Central Air Conditioner Sections. Статья в сборнике трудов Международной научно-практической конференции. Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2022. Р. 27-28. (0,0625 п.л./0,037 п.л.).

7. M.I. Zdobnov, N.A. Lavrov N.A., V.V. Shishov. Entropy Analysis of Energy Losses in Heat-Exchanger and Mixing Sections of a Central Air Conditioner. Chemical and Petroleum Engineering. 2022. №11, P. 29-33. (0,5 п.л./0,3 п.л.).

*Здобнов Максим Иванович*

*Применение энтропийного метода для анализа потерь в системе центрального кондиционирования воздуха*

*Автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук*

*Подписано в печать \_\_\_\_\_. \_\_\_\_\_. 2024. Заказ № \_\_\_\_\_*

*Формат 60×90/16. Усл. печ. л. 1. Тираж 100 экз.*

*Типография \_\_\_\_\_.*