

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ  
НАЦИОНАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕСТРОЕНИЯ  
имени адмирала Макарова

На правах рукописи

Грич Артем Викторович

УДК 621.57

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ПРИТОЧНОГО  
ВОЗДУХА МАШИННОГО ОТДЕЛЕНИЯ УСТАНОВКИ АВТОНОМНОГО  
ЭНЕРГООБЕСПЕЧЕНИЯ

Специальность

Холодильная, вакуумная и компрессорная техника, системы кондиционирования

Диссертация

на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Научный руководитель:

д-р техн. наук, профессор

Радченко Николай Иванович

Николаев

2016

## СОДЕРЖАНИЕ

ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ СОКРАЩЕНИЙ.....	5
ВВЕДЕНИЕ.....	7
РАЗДЕЛ 1. АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ПРИТОЧНОГО ВОЗДУХА МАШИННЫХ ОТДЕЛЕНИЙ УСТАНОВОК АВТОНОМНОГО ЭНЕРГООБЕСПЕЧЕНИЯ И СПОСОБОВ ЕЕ ПОВЫШЕНИЯ.....	13
1.1. Особенности установок электро-, холодо- и теплообеспечения и анализ влияния температуры приточного воздуха на их эффективность.....	13
1.2. Анализ существующих систем кондиционирования воздуха машинных отделений установок автономного энергообеспечения.....	18
1.3. Анализ способов получения холода для систем кондиционирования.....	24
1.4. Постановка цели и задач исследования.....	38
РАЗДЕЛ 2. ОБОСНОВАНИЕ НАПРАВЛЕНИЯ И МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ.....	40
2.1. Обоснование направления повышения эффективности кондиционирования воздуха машинных отделений установок автономного энергообеспечения технологических производств.....	40
2.2. Общая методика проведения исследования.....	47
2.3. Основные результаты и выводы по разделу 2.....	56
РАЗДЕЛ 3. РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ОХЛАДИТЕЛЯ ПРИТОЧНОГО ВОЗДУХА МАШИННОГО ОТДЕЛЕНИЯ. ПРОВЕРКА АДЕКВАТНОСТИ МОДЕЛИ И ПРОВЕРКА ЕЕ АДЕКВАТНОСТИ.....	58
3.1. Основные положения математической модели двухступенчатого охладителя приточного воздуха машинного отделения .....	58
3.2. Допущения и основные положения математической модели двухступенчатого охладителя приточного воздуха.....	59

3.3. Определение рациональных параметров двухступенчатого воздухоохладителя на основе разработанной математической модели .....	69
3.4. Анализ экспериментальных результатов и проверка адекватности математической модели .....	84
3.5. Основные результаты и выводы по разделу 3.....	97
<b>РАЗДЕЛ 4. ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТРАДИЦИОННЫХ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ПРИТОЧНОГО ВОЗДУХА МАШИННОГО ОТДЕЛЕНИЯ В ЦЕНТРАЛЬНОМ КОНДИЦИОНЕРЕ.....</b>	<b>98</b>
4.1. Анализ резервов повышения эффективности системы кондиционирования приточного воздуха машинного отделения.....	98
4.2. Определение рациональных параметров системы кондиционирования приточного воздуха машинного отделения.....	101
4.3. Разработка зональной системы технического кондиционирования приточного воздуха машинного отделения.....	101
4.4. Разработка системы кондиционирования с двухступенчатым охлаждением хладоносителя.....	107
4.5. Разработка двухступенчатой системы кондиционирования приточного воздуха машинного отделения.....	110
4.6. Выводы по разделу 4.....	116
<b>РАЗДЕЛ 5. РАЗРАБОТКА ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ СИСТЕМЫ ЗОНАЛЬНОГО КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА МАШИННОГО ОТДЕЛЕНИЯ УСТАНОВКИ АВТОНОМНОГО ЭНЕРГООБЕСПЕЧЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОИЗВОДСТВА.....</b>	<b>117</b>
5.1. Двухступенчатая система зонального кондиционирования машинного отделения .....	117
5.2. Двухступенчатая система зонального кондиционирования машинного отделения с трансформацией теплоты в каскадной абсорбционно-парокомпрессорной холодильной машине.....	123
5.3. Кондиционирование машинного отделения в зимнем режиме.....	123

5.4. Экономический эффект от применения системы зонального кондиционирования.....	129
5.5. Основные результаты и выводы по разделу 5.....	135
ВЫВОДЫ.....	136
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	138
ПРИЛОЖЕНИЕ Документы, подтверждающие внедрение результатов работы.....	155

## ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ И СОКРАЩЕНИЙ

$b_e$  – удельный расход топлива, кг/(кВт·ч);

$B_T$  – экономия топлива, т;Δ

$c$  – теплоемкость, Дж/(кг·К);

$d$  – внутренний диаметр трубки, м;

$G$  – массовый расход, кг/с;

$I$  и  $i$  – энтальпии полная, Дж, удельная, Дж/кг;

$k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup> К);

$L$  – длина, м;

$N$  – мощность, кВт, МВт;

$q$  – плотность теплового потока, Вт/м<sup>2</sup>;

$q_0$  – удельная холодопроизводительность, кДж/кг, кВт/(кг/с);

$Q_0$  – холодопроизводительность, тепловая нагрузка, тепловой поток, кВт;

$r$  – удельная теплота фазового перехода, Дж/кг;

$T, t$  – температура, °К, °С;

$v$  – удельный объем, м<sup>3</sup>/кг;

$w$  – скорость, м/с;

$x$  – массовое паросодержание;

$Z$  – длина трубки, м;

$\alpha$  – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup> К);

$\zeta$  – тепловой коэффициент;

$\Delta P$  – падение давления, Па;

$\Delta t_0$  – падение температуры кипения, К;

$\eta$  – коэффициент полезного действия;

$\theta$  – логарифмическая разность температур, К;

$\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>;

$\rho w$  – массовая скорость, кг/(м<sup>2</sup> с);

$\mu$  – коэффициент динамической вязкости, Н·с/м<sup>2</sup>;

$\tau$  – время, ч;

Сокращения:

АБТТ – абсорбционный бромистолитиевый термотрансформатор;

АБХМ – абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина;

ВН – вентилятор нагнетательный;

ВО – воздухоохладитель;

ГД – когенерационный двигатель;  
КАПКХМ – каскадная парокompрессорная холодильная машина;  
КПД – коэффициент полезного действия;  
МО – машинное отделение;  
Н – насос;  
НВ – наружный воздух;  
НРТ – низкокипящее рабочее тело;  
ПКХМ – парокompрессорная холодильная машина;  
СКВ – система кондиционирования воздуха;  
УК – утилизационный котел;  
ТО – теплообменник;  
ТОО – теплообменный аппарат;  
ТТ – термотрансформатор;  
ТХМ – теплоиспользующая холодильная машина;  
ЦК – центральный кондиционер;  
Индексы:  
0,  $a$  – низкокипящее рабочее тело, кипение;  
1 и 2 – вход и выход;  
 $a$  – абсорбционная холодильная машина;  
 $v$  – воздух;  
Г,  $g$  – генератор, газ;  
 $ж$  – жидкость;  
 $и$  – испарительная секция генератора;  
К,  $k$  – конденсация;  
КВ – кондиционирование воздуха;  
 $n$  – наружный;  
 $п$  – пар;  
 $см$  – смесь;  
СУ – система утилизации;  
 $t$  – топливо;  
 $уг$  – уходящий газ;  
 $x$  – хладоноситель;  
 $e$  – электрический, эффективный;  
 $w$  – вода

## ВВЕДЕНИЕ

Проблема кондиционирования воздуха машинного отделения (МО) особенно остро стоит для установок автономного электро-, тепло- и холодообеспечения на базе газовых двигателей (ГД), которые выпускаются в виде когенерационных модулей с штатными (навешенными на ГД) теплообменниками отвода их сбросной теплоты на нагрев воды. В традиционных системах кондиционирования МО таких установок охлаждается весь приточный воздух, поступающий в МО или в зоны расположения ГД, откуда он всасывается наддувочным турбокомпрессором (ТК) ГД. При повышенных наружных температурах из-за значительных теплопритоков в МО извне, тепловыделений от ГД и навешанных на ГД теплообменников температура воздуха на входе ТК ГД высокая, что приводит к возрастанию расхода топлива и уменьшению электрической мощности. Дефицит холода и его нерациональное использование в существующих системах кондиционирования МО с охлаждением больших объемов приточного воздуха, его подачей в МО, а оттуда – на вход ТК ГД, приводят к повышению температуры воздуха на входе ГД и, как следствие, ухудшению их топливной эффективности и сокращению производства электроэнергии. Поэтому задача разработки системы кондиционирования приточного воздуха МО установок автономного энергообеспечения, которая поддерживала бы низкие температуры воздуха на их входе при минимальных затратах холода, является актуальной.

Кондиционированию воздуха, в том числе путем трансформации сбросной теплоты в холод, посвящены работы А.А. Гоголина, Ю.В. Захарова, С.В. Рыжкова, Б.В. Дымо, Н.И. Радченко, А.Е. Лагутина, М.Г. Хмельнюка, В.А. Голикова, М. Carvalho, M. Nixdorf, S. Campanary, E. Macchi и других известных ученых. Однако вопросы сокращения энергетических затрат в системах кондиционирования воздуха машинных отделений установок автономного энергообеспечения остаются нерешенными.

**Научно-прикладной задачей**, решаемой в диссертационной работе, является разработка теплоиспользующей системы зонального кондиционирования приточного воздуха МО установки автономного энергообеспечения с подачей охлажденного воздуха на вход турбокомпрессоров газовых двигателей, которая обеспечивает сокращение энергозатрат на кондиционирование и уменьшение потребления топлива энергоустановкой за счет глубокого (до 7...10 °С) охлаждения воздуха на входе.

**Связь работы с научными программами, планами, темами.**

Приведенные в диссертации материалы обобщают результаты работ, выполненных автором в рамках государственной научно-технической программы "Новые и ресурсосберегающие технологии в энергетике, промышленности и агропромышленном комплексе" и планов НИР Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова, НИР № 0115U000300 "Научно-технические основы тригенерационных полинарных технологий на низкокипящих рабочих телах для двигателей и энергетических установок", в которой автор принимал участие как младший научный сотрудник.

**Целью научного исследования** является сокращение энергозатрат на кондиционирование приточного воздуха машинного отделения установки автономного энергообеспечения путем рациональной организации процессов тепловлажностной обработки воздуха с трансформацией сбросной теплоты в холод.

**Основные задачи научного исследования:**

- выявить и реализовать резервы сокращения энергозатрат на кондиционирование приточного воздуха МО установки автономного энергообеспечения, обусловленных охлаждением больших объемов приточного воздуха и значительными теплопритоками в МО;
- разработать систему кондиционирования приточного воздуха МО, которая обеспечивает сокращение энергозатрат на кондиционирование и потребления топлива энергоустановкой за счет зонального воздухообеспечения и глубокого до (7...10 °С) охлаждения воздуха на входе;



– разработать способы рациональной организации процессов тепловлажностной обработки приточного воздуха в воздухоохладителях системы кондиционирования МО, обеспечивающие глубокое охлаждение воздуха на входе ГД и зональное воздуроснабжение при минимальных энергозатратах;

– разработать физическую и математическую модели двухступенчатого воздухоохладителя теплоиспользующей системы кондиционирования приточного воздуха МО установки автономного энергообеспечения с учетом изменения климатических условий эксплуатации, подтвердить адекватность расчетных характеристик данным мониторинга параметров системы кондиционирования и фирм-разработчиков воздухоохладителей;

– определить рациональные параметры теплоиспользующей системы кондиционирования воздуха на входе установки автономного энергообеспечения (холодопроизводительность, температурные режимы, расход воздуха), обеспечивающие сокращение энергозатрат на кондиционирование и потребления топлива.

**Объектом исследования** являются процессы кондиционирования приточного воздуха машинного отделения установки автономного энергообеспечения.

**Предмет исследования** – процессы и параметры тепловлажностной обработки приточного воздуха в системе кондиционирования машинного отделения установки автономного энергообеспечения с трансформацией сбросной теплоты в холод.

**Методика и методы исследования.** Используются физико-математический метод исследования (натурные испытания и математическое моделирование работы воздухоохладителей). Рациональные параметры системы кондиционирования приточного воздуха МО с двухступенчатым охлаждением и трансформацией сбросной теплоты в холод рассчитывались по разработанной методике, адекватность результатов подтверждено экспериментальными данными и расчетами по программам фирм-разработчиков воздухоохладителей.

## **Научные результаты, защищаемые автором, и их новизна:**

1. Впервые предложено и реализовано подход к разработке системы кондиционирования воздуха МО когенерационных ГД установки автономного энергообеспечения технологического производства, основанный на принципе зонального кондиционирования МО с подачей охлажденного воздуха на вход ГД и вентиляцией зон интенсивного тепловыделения.

2. Впервые разработаны способы рациональной организации процессов тепловлажностной обработки приточного воздуха МО установки автономного энергообеспечения путем двухступенчатого охлаждения воздуха и трансформацией сбросной теплоты в каскадной абсорбционно-парокомпрессорной холодильной машине (КАПКХМ) с холодоснабжением высокотемпературной ступени воздухоохладителя от АБХМ и низкотемпературной ступени от КАПКХМ.

3. Разработаны физическая и математическая модели двухступенчатого воздухоохладителя приточного воздуха МО установки автономного энергообеспечения, которые отличаются тем, что процессы тепловлажностной обработки воздуха рассчитываются для воздушных потоков в межреберных каналах для обеих ступеней без их смешивания. Адекватность математических моделей подтверждено удовлетворительным согласованием рассчитанных тепловых характеристик воздухоохладителей с данными мониторинга и результатами расчета по программам фирм-разработчиков теплообменников.

4. Определены рациональные параметры теплоиспользующей двухступенчатой системы зонального кондиционирования воздуха установки автономного энергообеспечения (удельные холодопроизводительности высоко- и низкотемпературной ступеней воздухоохладителя, температуры воздуха на выходе), обеспечивающие сокращение удельного потребления топлива на 2...3 г/(кВт·ч) и повышение на 2...3 % электрической мощности ГД JMS 420.

5. Разработанный подход и способы рациональной организации процессов тепловлажностной обработки приточного воздуха МО когенерационных ГД, физическая и математическая модели двухступенчатого воздухоохладителя в

совокупности составляют теоретическую основу усовершенствованного метода расчета, проектирования и конструирования систем кондиционирования воздуха МО установок автономного энергообеспечения, обеспечивающих решение комплексных проблем эффективности и использования топливно-энергетических ресурсов.

**Обоснованность и достоверность** научных положений, выводов и рекомендаций обеспечиваются корректной постановкой задач теоретического и экспериментального исследований, подтверждением адекватности математической модели с удовлетворительным согласованием расчетных и экспериментальных данных, применением современных методов экспериментального исследования, аналитического и численного моделирования.

**Практическую ценность** представляют следующие результаты исследования: схемотехнические решения систем зонального кондиционирования МО с двухступенчатым охлаждением приточного воздуха и трансформацией сбросной теплоты ГД и холодоснабжением высокотемпературной ступени от АБХМ и низкотемпературной ступени от КАПКХМ; методика и программа расчета характеристик (холодопроизводительности, температурных режимов) системы зонального кондиционирования МО установки автономного энергообеспечения с двухступенчатым охлаждением воздуха и учетом изменения климатических условий эксплуатации.

**Апробация и полнота изложения результатов работы в публикациях.** Основные научные и практические результаты диссертационного исследования получили положительную оценку на международных конференциях: "Холод в энергетике и на транспорте: современные проблемы кондиционирования и рефрижерации" (Николаев: НУК, 2013, 2015); "Эколого-энергетические проблемы современности" (Одесса: ОНАПТ, 2015 г.); "Инновации в судостроении и океанотехнике" (Николаев: НУК, 2013, 2015); VII, VIII

конференциях "Проблемы экологии и энергосбережения в судостроении" (Николаев: НУК, 2014, 2016).

**Публикации.** По теме диссертации опубликовано 27 научных трудов, в том числе 9 статей в специализированных изданиях и 18 докладов и тезисов докладов (без соавторов 10).

**Личный вклад автора** состоит в выявлении и реализации резервов сокращения энергозатрат на кондиционирование МО установки автономного энергообеспечения; способе кондиционирования МО по зональному принципу; способах рациональной организации процессов тепловлажностной обработки приточного воздуха в воздухоохладителях; разработке методики и программы расчета характеристик теплоиспользующей системы кондиционирования воздуха на входе установки автономного энергообеспечения с учетом изменения климатических условий эксплуатации; подтверждении адекватности расчетных характеристик данными мониторинга системы кондиционирования и расчетами по программам фирм-разработчиков воздухоохладителей; рациональных параметрах теплоиспользующей системы кондиционирования воздуха на входе установки автономного энергообеспечения, обеспечивающих сокращение энергозатрат на кондиционирование и потребления топлива.\*)

**Структура и объем диссертации.** Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка использованных источников и приложений.

Объем диссертации составляет 155 страниц основного машинописного текста и 3 страниц приложений, 76 рисунков и 4 таблиц. Библиография содержит 129 наименований на 17 страницах.

\*) Некоторые исследования проведены при консультации и с участием Радченко А.Н., к.т.н., доцента, докторанта НУК

## РАЗДЕЛ 1

### АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ПРИТОЧНОГО ВОЗДУХА МАШИННЫХ ОТДЕЛЕНИЙ УСТАНОВОК АВТОНОМНОГО ЭНЕРГООБЕСПЕЧЕНИЯ И СПОСОБОВ ЕЕ ПОВЫШЕНИЯ

1.1. Особенности установок электро-, холодо- и теплообеспечения и анализ влияния температуры приточного воздуха на их эффективность

В соответствии с общемировой тенденцией децентрализации энергоснабжения все большее распространение приобретают установки автономного энергообеспечения (Integrated Energy Systems), или установки комбинированного производства электроэнергии, тепла и холода. В качестве базовых двигателей таких установок широко применяются газопоршневые двигатели (ГПД) [30], которые выпускаются в виде когенерационных модулей с штатными (навешенными на ГПД) теплообменниками отвода их сбросной теплоты на нагрев воды. Возрастающая роль газопоршневых установок (ГПУ) в энергоснабжении технологических производств, жилищно-коммунального сектора [10,39 ,43] в значительной мере определяется высокими значениями КПД газопоршневых двигателей (ГПД) при производстве электроэнергии ( $\eta_o = 0,45 \dots 0,50$ ), позволяющими окупать значительные первичные капиталовложения.

В таких установках автономного энергообеспечения проблема кондиционирования воздуха машинного отделения (МО) стоит особенно остро, поскольку энергетическая эффективность ГПД зависит от температуры воздуха на входе. С ростом температуры воздуха происходит снижение КПД, мощности и топливной экономичности ГПД [23,76,86,88]. Высокая температура циклового воздуха на входе приводит к возрастанию температуры наддувочного воздуха на входе в цилиндры, соответственно термического напряжения деталей цилиндропоршневой группы и других узлов двигателей, для предотвращения чего система автоматизированного регулирования подачи топлива при превышении температурой наддувочного воздуха на входе в цилиндры

допустимого предельного уровня (45...50 °С) переводит двигатель в режим частичных нагрузок. Как видно из графика на рис. 1.1, работа двигателя на частичных режимах негативно влияет на КПД как ГПД, так и газовых турбин. При этом изменение нагрузки оказывает менее значительное влияние на электрический КПД газопоршневых двигателей, чем газотурбинных двигателей (ГТД) [2,5,7,8,94,128,].

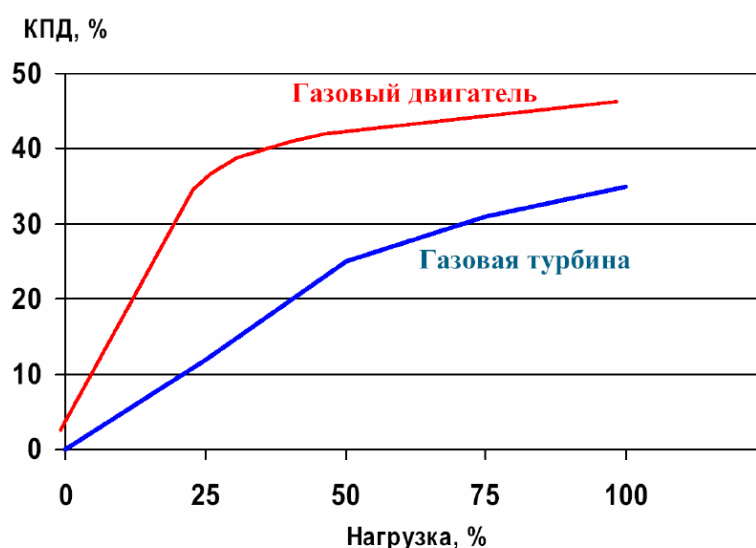


Рис.1.1. Зависимость КПД газового двигателя и газовой турбины при работе на разных режимах нагрузки

Исходя из данных, приведенных выше, можно сделать вывод о том, что для теплоэлектростанций (ТЭС), работающих, как правило, при переменной нагрузке, более целесообразно применение газопоршневых двигателей, поскольку использование газовых турбин приведет к перерасходу топлива при частичных нагрузках и, как следствие, к большим эксплуатационным затратам.

Согласно данным метеорологических станций по средней продолжительности температур наружного воздуха, измеряемых с интервалом в 3 часа, за год в течение 2 тыс. часов температура воздуха превышает значение 15 °С. Эта величина температуры является пороговой, для которой определены номинальные характеристики, в частности, ГТД. Эксплуатация ГТД при температуре  $t_{\text{нв}}$  выше 15 °С сопровождается повышением удельного расхода природного газа, а ниже – наоборот, его сокращением [93].

Для нивелирования негативных последствий увеличения температуры  $t_{\text{нв}}$  и стабилизации энергетических характеристик ГД и ГТУ все более широкое применение находит охлаждение воздуха перед подачей в турбокомпрессор (ТК) [1,14,21,22,26,50]. Поэтому избыток тепловой энергии, имеющий место в межтопительный период, целесообразно использовать в абсорбционных холодильных машинах (АХМ) для поддержания низких температур воздуха на входе двигателей и, как следствие, стабилизации их мощности и КПД, что обеспечивает существенную экономию топлива и дополнительный экономический эффект [96].

В работе [27,62,63,83,113] для экономической оценки эффективности влияния снижения температуры воздуха на мощность ГПУ до номинальной температуры с использованием свободной холодильной мощности АБХМ рассмотрена тригенерационная ТЭЦ с двумя ГПУ электрической мощностью по 2056 кВт (технические характеристики представлены в табл. 1.1) и тремя АБХМ холодильной мощностью по 660 кВт.

Таблица 1.1

Технические данные ГПУ

Параметры ГПУ на номинальном режиме		
Мощность	кВт	2056
Скорость вращения	об/мин	1500
Среднее эффективное давление	бар	18,6
Температура выхлопных газов	°С	424
Количество воздуха для сгорания топлива	кг/ч	10402
Температура приточного воздуха мин/оптим.	°С	20/25
Мощность теплоотдачи рубашки охлаждения	кВт	978
Мощность теплоотдачи охладителя наддувочного	кВт	172
Мощность теплоотдачи выхлопа	кВт	1005
Электрический КПД	%	43,7
Коэффициент использования теплоты топлива для	%	43,3
Общий коэффициент использования теплоты топлива	%	87,0
Расход жидкости в рубашке охлаждения мин./макс.	м <sup>3</sup> /ч	60/85
Расход охлаждающей жидкости в охладителе	м <sup>3</sup> /ч	40

Температура жидкости в рубашке охлаждения	°С	80/93
Температура жидкости в охладителе наддувочного	°С	38/41,8

Там же был проведен расчет годового расхода холода системой комфортного кондиционирования воздуха помещений для конкретных климатических условий и определена недоиспользованная холодильная мощность, которая может быть направлена на охлаждение воздуха на входе ГПУ. Ее величина составляет примерно 35 % от максимальной холодопроизводительности АБХМ в период работы систем кондиционирования воздуха. Об эффективности использования этого холода для охлаждения воздуха на входе ГПУ можно судить по увеличению электрической мощности ГПУ за счет снижения температуры наружного воздуха на входе на величину  $\Delta t_0 = t_{\text{нв}} - t_{\text{ст}}$  относительно стандартной температуры ( $t_{\text{ст}} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ ) на рис. 1.2 [13].

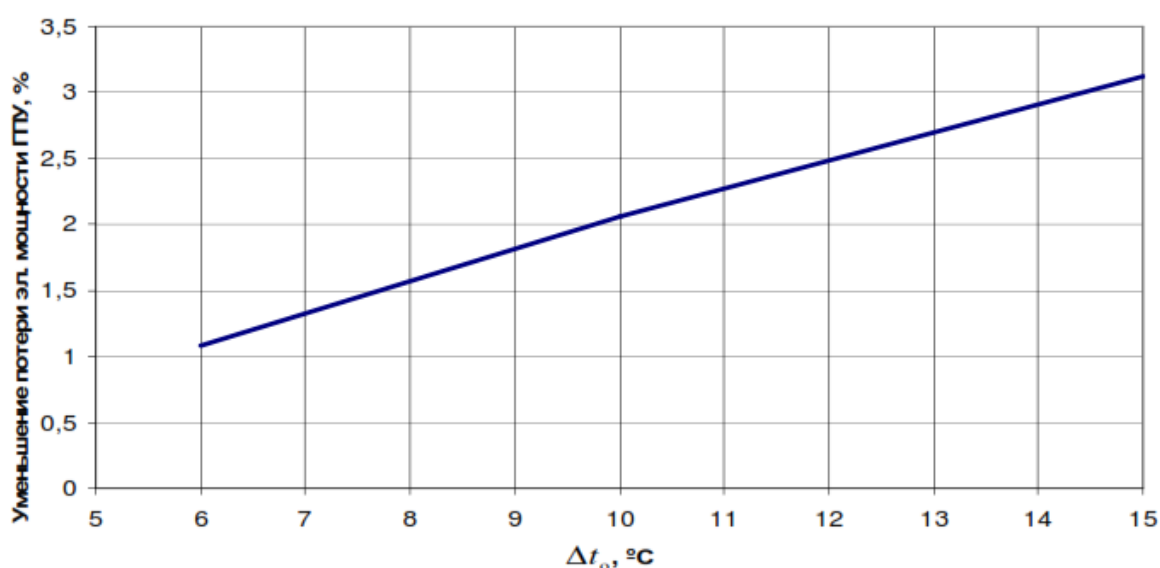


Рис. 1.2. Приращение электрической мощности ГПУ за счет снижения температуры воздуха  $\Delta t_0$  на входе

Из рис. 1.2 видно, что за счет охлаждения воздуха на входе ГПУ на величину  $\Delta t_0 = 10 \dots 15 \text{ }^\circ\text{C}$  можно получить приращение электрической мощности на 2...3 %.



Значения относительной холодильной мощности АБХМ  $Q_x/N_{ГПУ}$ , затраченной на охлаждение воздуха перед ГПУ и равной отношению части холодильной мощности АБХМ  $Q_x$ , расходуемой на охлаждение воздуха, подаваемого в ГПУ, к установленной электрической мощности ГПУ  $N_{ГПУ}$ , в зависимости от снижения температуры воздуха  $\Delta t_0$  на входе представлены на рис. 1.3.

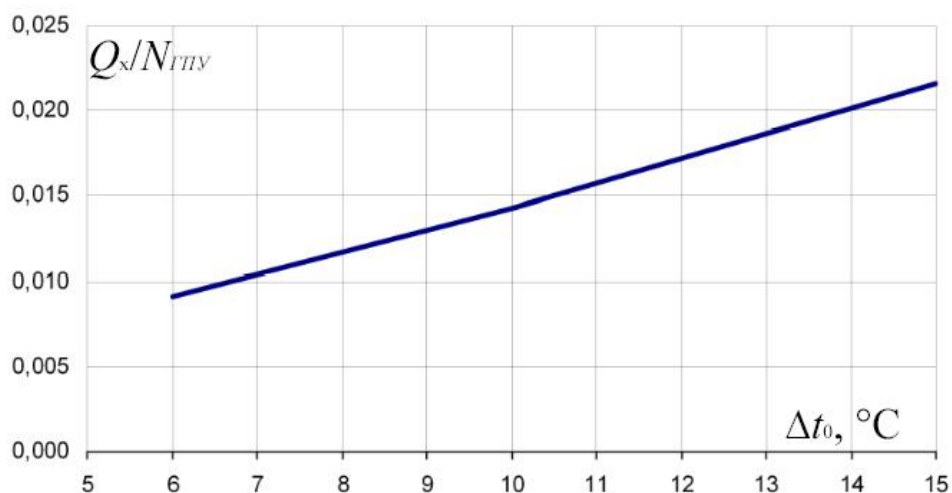


Рис. 1.3. Зависимость относительной холодильной мощности  $Q_x/N_{ГПУ}$ , затраченной на охлаждение воздуха на входе ГПУ, от снижения температуры воздуха  $\Delta t_0$

Как видно, для охлаждения воздуха на входе ГПУ на величину  $\Delta t_0 = 10...15 ^\circ\text{C}$  потребуются затраты холодильной мощности, составляющие в относительных величинах  $Q_x/N_{ГПУ} = 0,015...0,022$ .

## 1.2. Анализ существующих систем кондиционирования воздуха машинных отделений установок автономного энергообеспечения

Кондиционирование машинных отделений является весьма энергозатратным процессом из-за насыщенности МО источниками теплоты (корпус двигателя, теплообменники отвода сбросной теплоты на нагрев воды, генераторы и т.д.) и необходимости охлаждать приточный воздух больших объемов. В машинных отделениях больших ТЭС, как например газопоршневая ТЭЦ на шахте имени А.Ф. Засядько (24 газопоршневых модуля JMS 620 суммарной электрической мощностью 72 МВт) [117], кондиционирование воздуха является экономически нецелесообразным из-за больших объемов кондиционируемого воздуха и больших тепловых нагрузок. В таких случаях для обеспечения двигателей цикловым воздухом и отвода избыточного тепла из МО используется система приточно-вытяжной или естественной вентиляции без применения машинного охлаждения воздуха (рис 1.4).



*a*



б

Рис. 1.4. Машинные отделения когенерационных электростанций на базе газовых двигателей с приточно-вытяжной системой вентиляции [11,61],

Недостатком данной схемы является неравномерное распределения приточного воздуха внутри МО, следовательно неэффективный отвод теплоты. Эффективность охлаждения отдельных узлов когенерационного модуля таких, как генератор, блок цилиндров и т.д., зависит от температуры наружного воздуха и соответственно меняется в течении суток. При этом наибольшее потребление электроэнергии промышленных объектов приходится именно на дневное время (рис. 1.5), когда температура наружного воздуха наиболее высокая в течении суток. При этом эффективность системы обратного охлаждения наддувочного воздуха тоже существенно снижается из-за высоких температур наружного воздуха. Таким образом, совокупность вышеперечисленных факторов приводит к перегреву наддувочного воздуха, переходу двигателя в режим частичных нагрузок и, как следствие, резкому снижению электрической мощности и росту удельного расхода топлива[24,25,71,76].

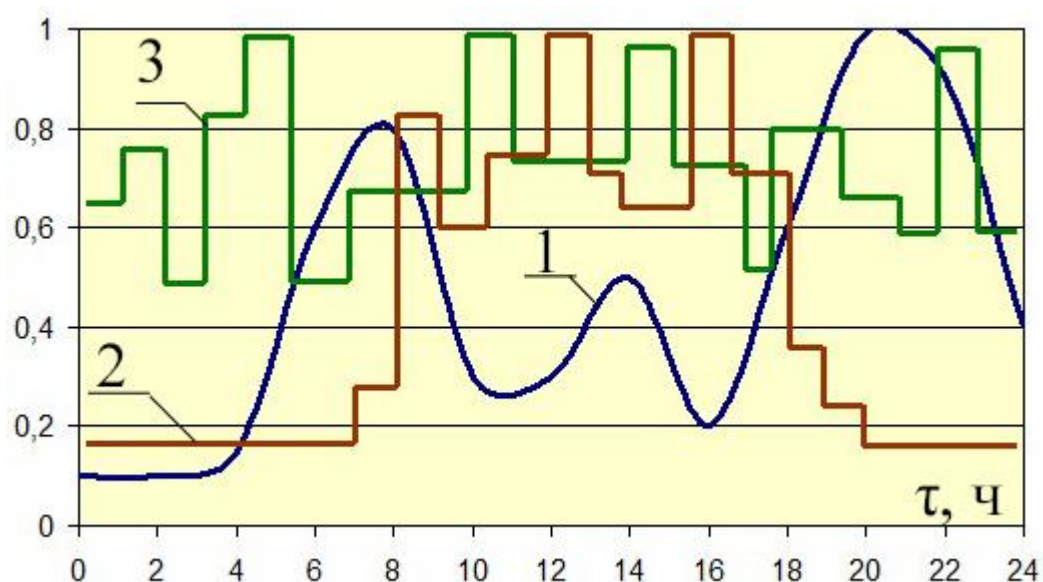


Рис. 1.6. Относительное потребление электроэнергии в течении суток разными видами потребителей: 1 – жилищное хозяйство; 2 – предприятие технологического производства; 3 – предприятие технологического производства с непрерывным циклом производства [64]

Поэтому для более эффективного отвода теплоты от ГД применяют направленную систему приточной вентиляции. Суть данного метода заключается в том, что приточный воздух подается в машинное отделение через направленные воздуховоды в рабочую зону двигателя (рис. 1.7). Преимущество данной схемы состоит в более эффективном отводе теплоты от поверхности двигателя за счет направленного потока приточного воздуха и конвективного теплообмена в зонах с наиболее высоким тепловыделением.



Рис.1.7. Машинное отделение с направленной системой вентиляции [18]



Использование направленной вентиляции МО применяется в практике проектирования как зарубежных, так и отечественных установок автономного энергообеспечения. На рис. 1.8 показано машинное отделение когенерационной энергетической установки на базе газовых двигателей GE Jenbacher суммарной мощностью 3,4 МВ предприятия пищевой промышленности ОАО "Смелянский сахарный комбинат", г. Смела. На фото видно машинное отделение с газовым двигателем и утилизационным котлом на уходящих газах и воздухопроводы системы вентиляции, направленные в рабочую зону ГД. [118,40]



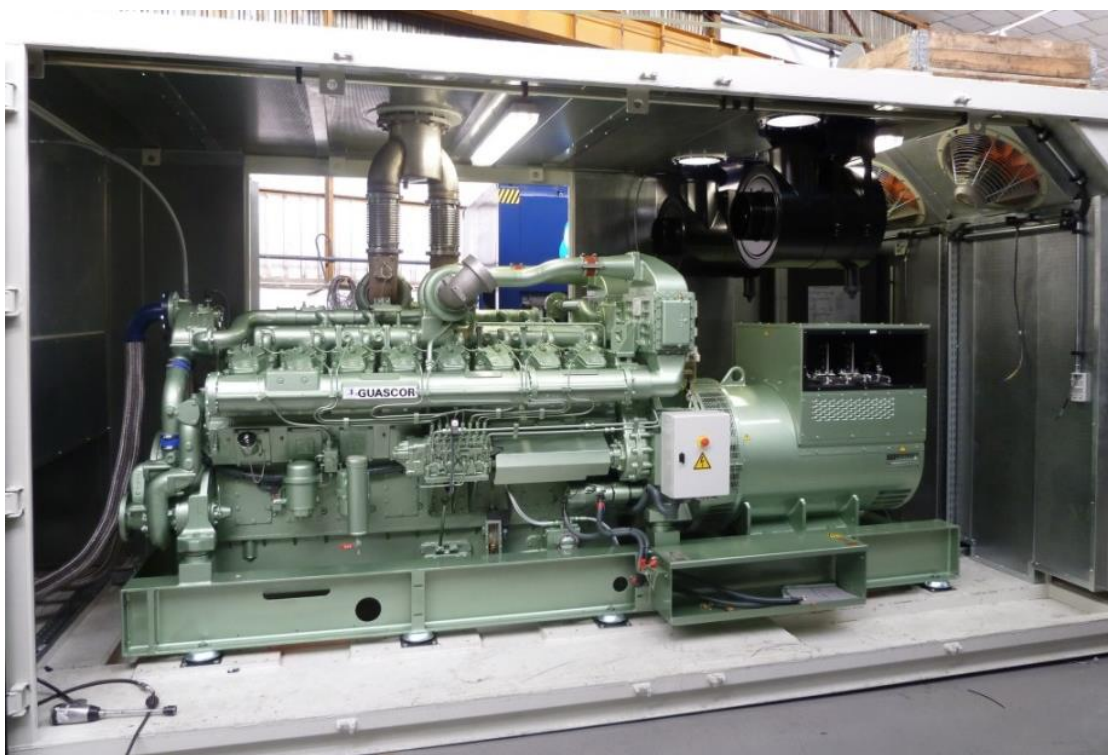
Рис.1.8. Машинное отделение когенерационной энергетической установки на базе газовых двигателей GE Jenbacher суммарной мощностью 3,4 МВ с направленной приточной вентиляцией воздуха (ОАО "Смелянский сахарный комбинат", г. Смела)

Отвод тепла из зон ГД с помощью приточно-вытяжной вентиляции применяется также и в когенерационных установках контейнерного типа (рис. 1.9). Такие установки применяются в местах разработки газовых месторождений как основной источник электрической и тепловой энергии. Обязательное применение приточно-вытяжной вентиляции обусловлено ограниченным пространством контейнера и большими тепловыделениями от двигателя, теплообменников и электрогенератора.

На фото можно видеть решетки системы вентиляции на наружной части контейнера (рис. 1.9,а) и вентиляторы приточного воздуха внутри контейнера (рис 1.9,б). В данном случае использование более сложной системы охлаждения воздуха контейнера не рационально ввиду ограниченности пространства контейнера и общей мобильности данной установки [52].



*a*



*б*

Рис 1.9. Когенерационная мини ТЭС в контейнерном исполнении с системой приточной-вытяжной вентиляции, *a* – наружный вид контейнера с вентиляционными окнами, *б* – вид контейнера внутри с приточной вентиляцией [60,66]





*a*



*б*

Рис. 1.10. Машинное отделение: *a* – тригенерационной установки с теплоиспользующим центральным кондиционером; *б* – энергокомплекса 2,4 МВт для сети гипермаркетов "Магнит", Россия, г. Лермонтов [127]

### 1.3. Анализ способов получения холода для систем кондиционирования

#### **Абсорбционные холодильные машины.**

В районах с высокими пиковыми нагрузками на систему электроснабжения применение компрессорных холодильных машин зачастую затруднено. Одним из вариантов снижения нагрузки на систему электроснабжения зданий является применение абсорбционных холодильных машин (АБХМ). Такие машины отличаются значительно меньшим расходом электрической энергии, и их применение позволяет снизить как эксплуатационные затраты, так и стоимость ввода в эксплуатацию за счет уменьшения стоимости подключения к электрической сети.

Снижение потребления электрической энергии – основное преимущество абсорбционных холодильных машин. В этих машинах охлаждение достигается за счет затрат не электрической (как в компрессорных холодильных машинах), а тепловой энергии. Тепловая энергия может быть получена как за счет непосредственного сжигания топлива (например, природного газа), так и за счет утилизации. В последнем случае может быть утилизирована тепловая энергия, являющаяся побочным продуктом технологического процесса.

Ниже рассмотрено принцип действия, классификацию и целесообразные области применения АБХМ.

Одна из возможных областей применения АБХМ – здания с высокими пиковыми нагрузками на систему электроснабжения. Затраты электрической энергии на кондиционирование воздуха составляют существенную часть общей электрической нагрузки здания. При ограничении максимальной электрической мощности использование АБХМ является хорошим средством минимизации или "сглаживания" пиковой электрической нагрузки. Также используются и гибридные системы, в которых базовая холодильная нагрузка обеспечивается электроприводными чиллерами, а пиковая – абсорбционными холодильными машинами, работающими на природном газе.



Абсорбционные холодильные машины могут использоваться как в составе системы холодоснабжения, так и как часть интегрированной системы тепло- и холодоснабжения. Дополнительная экономия энергии может быть достигнута за счет утилизации тепловой энергии.

Самые простые холодильные машины этого типа используются в некоторых моделях бытовых холодильников, работающих на природном газе без каких-либо затрат электрической энергии.

Абсорбционная холодильная машина – пароконденсационная холодильная установка. В этой установке хладагент испаряется за счет его поглощения (абсорбции) абсорбентом. Процесс испарения происходит с поглощением теплоты. Затем пары хладагента за счет нагрева (внешним источником тепловой энергии) выделяются из абсорбента и поступают в конденсатор, где конденсируются [120].

Абсорбционные холодильные машины бывают прямого и непрямого нагрева, одноступенчатые, двухступенчатые и трехступенчатые. В машинах прямого нагрева источником тепла может быть газ или другое топливо, сжигаемое непосредственно в установке. В машинах непрямого нагрева используется пар или другой теплоноситель, посредством которого теплота переносится от источника. В качестве источника может выступать бойлер или использоваться тепловая энергия, являющаяся побочным продуктом технологического процесса. Кроме того, существуют комбинированные (гибридные) системы, в состав которых входят АБХМ и когенерационные установки на природном газе, обеспечивающие выработку тепловой и электрической энергии. Использование гибридных установок позволяет оптимизировать нагрузку на систему энергоснабжения и обеспечить экономию энергетических ресурсов.

Существуют бромистолитиевые и аммиачные АХМ. В бромистолитиевых АБХМ в качестве хладагента используется вода, а в качестве абсорбента – бромид лития  $LiBr$ . В аммиачных АХМ в качестве хладагента используется

аммиак  $\text{NH}_3$ , а в качестве абсорбента – вода. В настоящее время наибольшее распространение получили бромистолитиевые АБХМ.

Компонент системы, поглощаемый абсорбентом в процессе абсорбции, носит название абсорбат. Соответственно, абсорбент – жидкая фаза, поглощающая абсорбат в процессе абсорбции.

Одноступенчатые абсорбционные холодильные машины.

В одноступенчатых АБХМ ("single effect", в литературе иногда используется термин "одноконтурные") хладагент последовательно проходит через четыре основных компонента машины – испаритель, абсорбер, десорбер и конденсатор. Холодильный цикл одноступенчатой АБХМ представлен на рис. 1.11. Схема одноступенчатой АБХМ представлена на рис. 1.12.

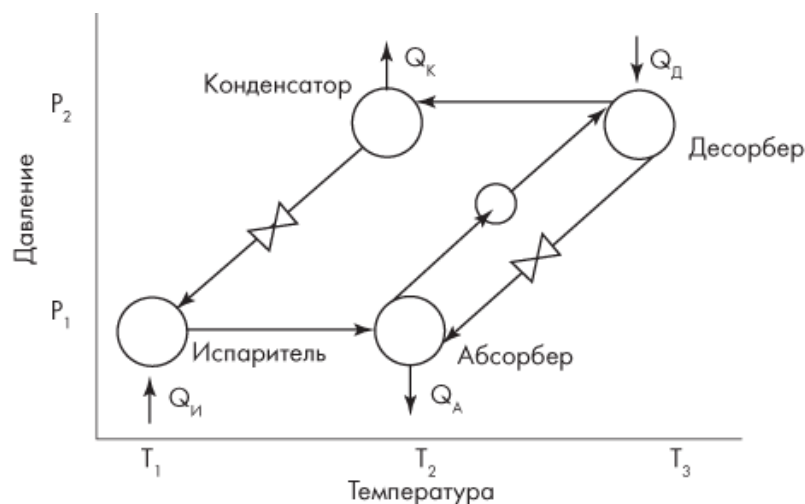


Рис. 1.11. Холодильный цикл одноступенчатой абсорбционной холодильной машины

Хладагент испаряется при понижении давления в испарителе 1. Этот процесс идет с поглощением теплоты. В отличие от парокомпрессорной холодильной машины процесс понижения давления в испарителе происходит не за счет работы компрессора, а за счет объемного поглощения (абсорбции) хладагента жидким абсорбентом в абсорбере 2. Затем абсорбент с поглощенным им хладагентом (бинарный раствор) поступает в десорбер 3. В десорбере бинарный раствор нагревается за счет горения газа, паром и т. д., в результате чего происходит выделение хладагента из абсорбента. Обедненный абсорбент из десорбера возвращается в абсорбер. Хладагент поступает под большим

давлением в конденсатор 4, где переходит в жидкую фазу с выделением теплоты, а затем через расширительный клапан 5 поступает в испаритель, после чего цикл повторяется.

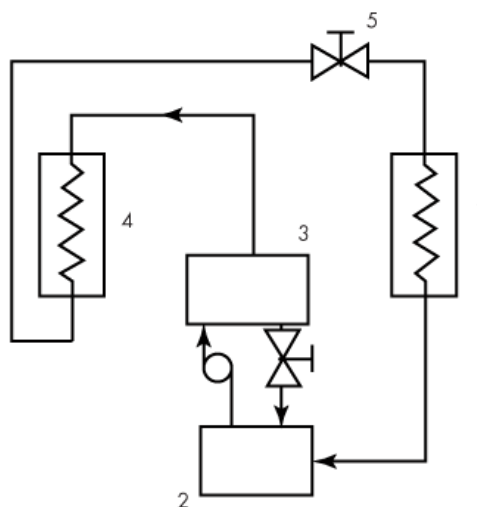


Рис. 1.12. Схема одноступенчатой абсорбционной холодильной машины: 1 – испаритель; 2 – абсорбер; 3 – десорбер; 4 – конденсатор; 5 – расширительный клапан

Изменение концентрации хладагента в абсорбере и десорбере сопровождается изменением температуры насыщения. Для снижения потерь энергии при циркуляции абсорбента между абсорбером и десорбером устанавливается рекуперативный теплообменник.

Идеальная одноступенчатая АБХМ могла бы обеспечить холодильный эффект, равный количеству тепловой энергии, подведенной к генератору, однако из-за термодинамических потерь в реальных установках холодильный эффект всегда будет ниже, чем затраты тепловой энергии.

Коэффициент полезного действия одноступенчатых АХМ относительно низкий, что несколько ограничивает их область применения.

В настоящее время одноступенчатые АХМ часто устанавливаются в тех зданиях, где имеются легкодоступные источники сбросного тепла. Машины этого типа используются в составе систем кондиционирования воздуха и в качестве источника охлажденной воды для различных технологических процессов. Установочная мощность одноступенчатых АХМ составляет, как правило, от 25 кВт до 5 МВт.

Двухступенчатые абсорбционные холодильные машины.

Более высокой эффективностью по сравнению с одноступенчатыми отличаются двухступенчатые АХМ. В этих установках в отличие от одноступенчатых холодильных машин используется два конденсатора или два абсорбера, что обеспечивает более эффективное выделение хладагента из абсорбента при меньших затратах тепловой энергии.

Двухступенчатые АХМ могут быть разных конфигураций. Две основные конфигурации – системы с двойным конденсатором и системы с двойным абсорбером. Принцип их действия основан на зависимости охлаждающей способности холодильной машины от количества хладагента, который может быть переведен в газовую фазу в испарителе, и использовании тепловой энергии, отводимой от конденсатора или абсорбера, для увеличения количества хладагента, десорбируемого из абсорбента.

Схема и холодильный цикл двухступенчатой АХМ с двойным конденсатором приведены на рис. 1.13.

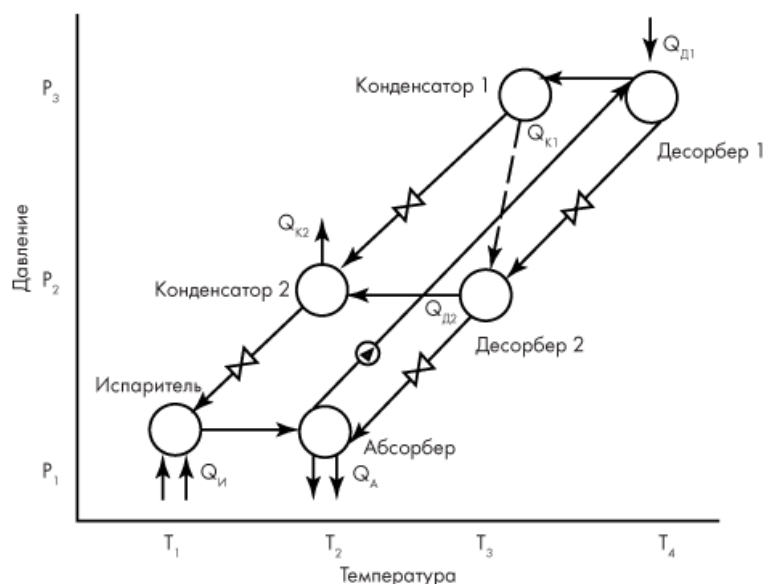
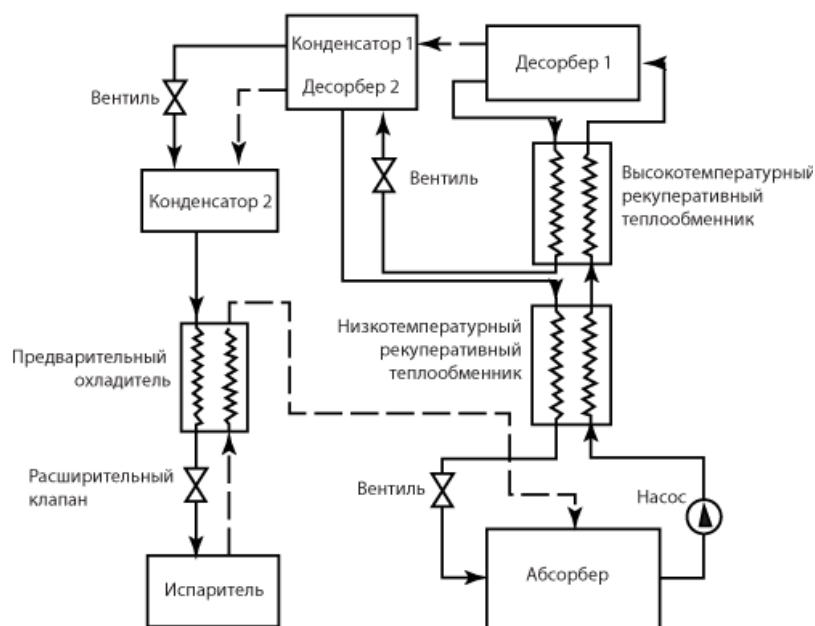


Рис. 1.13. Схема и холодильный цикл двухступенчатой абсорбционной холодильной машины с двойным конденсатором

В первом десорбере (десорбер 1) за счет нагрева от внешнего источника образуются пары хладагента при частичной десорбции хладагента из абсорбента, которые поступают в первый конденсатор (конденсатор 1). Обедненная смесь абсорбента и хладагента поступает во второй десорбер (десорбер 2). Во втором десорбере происходит окончательная десорбция хладагента за счет тепловой энергии, образующейся при конденсации хладагента в первом конденсаторе (конденсатор 1). Из первого конденсатора (конденсатор 1) и второго десорбера

(десорбер 2) хладагент поступает во второй конденсатор (конденсатор 2), в котором и происходит окончательный процесс конденсации.

Схема и холодильный цикл двухступенчатой АХМ с двойным абсорбером приведены на рис. 1.14.

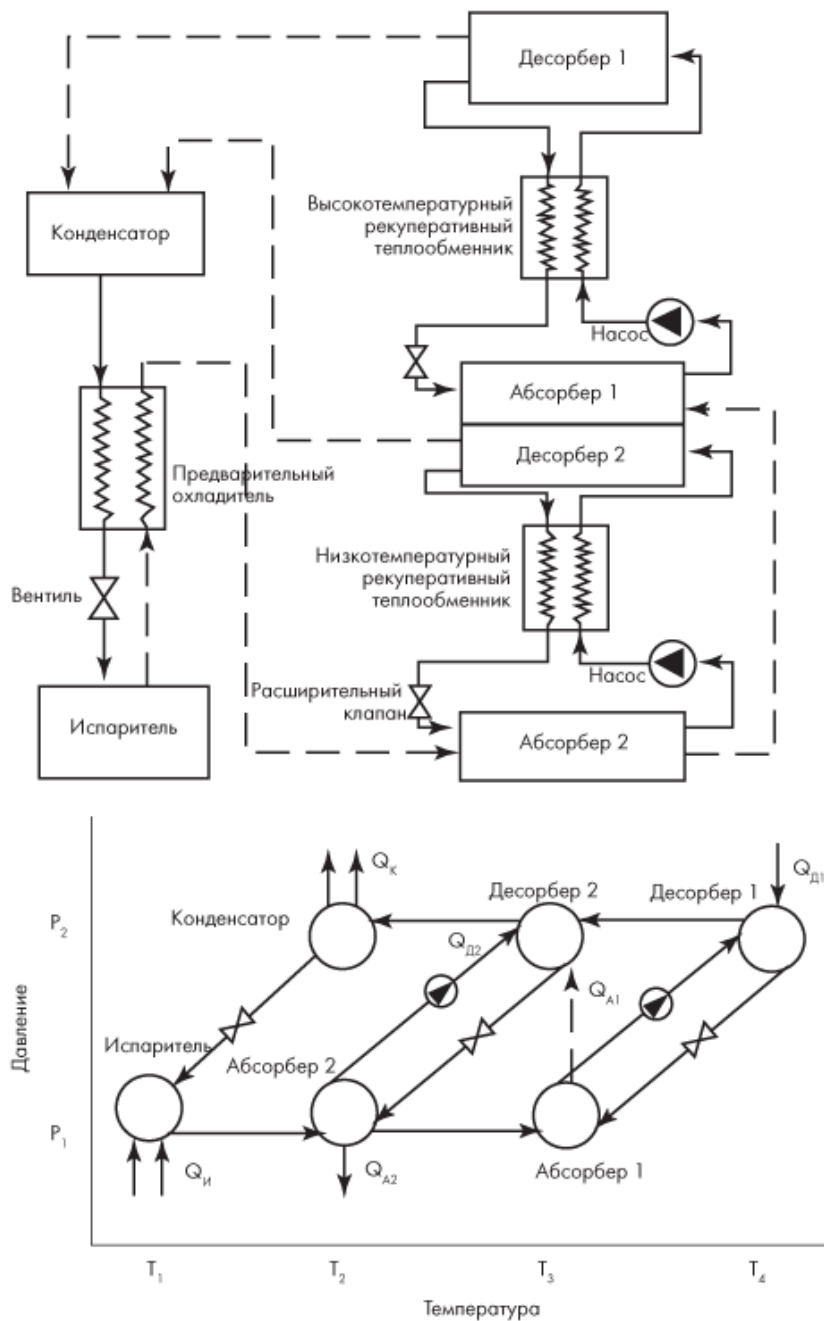


Рис. 1.14.Схема и холодильный цикл двухступенчатой абсорбционной холодильной машины с двойным абсорбером

В этом случае генератор разделен на низко- и высокотемпературную секции. Пары хладагента из испарителя поступают во второй абсорбер (абсорбер 2), где частично абсорбируются. Оставшиеся пары хладагента

поступают в первый абсорбер (абсорбер 1). Скрытая теплота паров хладагента в первом абсорбере используется для десорбции паров хладагента из бинарного раствора во втором (низкотемпературном) десорбере (десорбер 2), как показано на рис. 1.14.

В свою очередь, для десорбции паров хладагента из бинарного раствора в высокотемпературном десорбере (десорбер 1) используется тепловая энергия от внешнего источника. Пары хладагента из второго (десорбер 2) и первого (десорбер 1) десорберов поступают в общий конденсатор (конденсатор).

В качестве источника тепловой энергии в машинах этого типа может использоваться перегретый пар высокого давления либо различные виды горючего топлива, чаще всего природный газ. Двухступенчатые АХМ целесообразно использовать в тех случаях, когда стоимость электрической энергии высока относительно стоимости природного газа (либо другого топлива). Кроме того, двухступенчатые АХМ могут применяться в случаях, когда есть источник перегретого пара высокого давления. Они более эффективны, но при этом отличаются более высокой стоимостью по сравнению с одноступенчатыми. Более высокая стоимость двухступенчатых АХМ обуславливается в том числе применением более дорогостоящих материалов высокой коррозионной стойкости (из-за более высоких рабочих температур), большей площадью поверхности теплообменника, более сложными системами управления.

#### Трехступенчатые абсорбционные холодильные машины

Трехступенчатые АХМ являются дальнейшим логическим развитием двухступенчатых АХМ. В настоящее время эта технология находится на начальном этапе своего развития. Трехступенчатая АХМ, как и двухступенчатая, может быть реализована различными способами, число возможных конфигураций еще больше по сравнению с двухступенчатыми АХМ. Простейшая трехступенчатая АХМ представляет собой комбинацию двух отдельных одноступенчатых АХМ, где тепловая энергия от одного контура используется в другом контуре. На рис. 1.15 приведены схема и холодильный

цикл трехступенчатой АХМ. Высокотемпературный цикл обеспечивает холодильный эффект за счет внешнего источника тепловой энергии, но в то же время сам является источником тепловой энергии для низкотемпературного цикла.

Системы с трехступенчатыми АХМ столь же эффективны, как и традиционные системы с электрическими чиллерами. Однако при этом стоимость таких АБХМ будет выше, поэтому экономическая целесообразность их применения должна определяться индивидуально в зависимости от особенностей конкретного объекта.

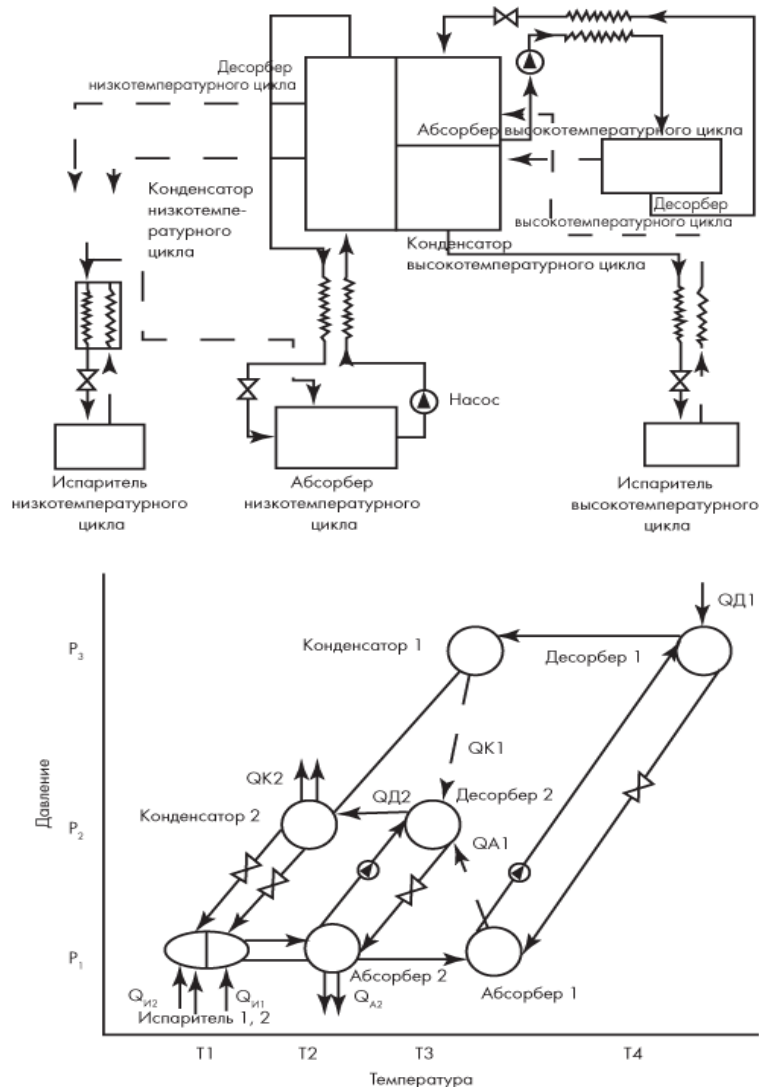


Рис 1.15. Схема и холодильный цикл трехступенчатой абсорбционной холодильной машины



## Гибридные системы

Гибридные системы обладают достоинствами как абсорбционных, так и компрессорных холодильных машин. В типичной гибридной установке холодильная машина с электрическим приводом используется в часы внепиковых нагрузок на систему электроснабжения. Зачастую в это время и тарифы на электрическую энергию могут быть ниже, что приводит к уменьшению эксплуатационных затрат. В часы максимальной пиковой нагрузки на систему электроснабжения используется главным образом АХМ, а компрессорная холодильная машина включается по мере необходимости, обеспечивая покрытие лишь части нагрузки на систему холодоснабжения. Специфика применения гибридных систем в конкретном проекте определяется характером нагрузки на систему холодоснабжения, особенностями местных тарифов на электрическую энергию и газ либо иное топливо. Так, целесообразно использование гибридных систем на крупных промышленных предприятиях, где обслуживание инженерного оборудования осуществляется высококвалифицированным персоналом, способным оптимизировать режимы работы оборудования для получения максимального экономического эффекта.

Эффективность абсорбционных холодильных машин.

Эффективность абсорбционных холодильных машин характеризуется холодильным коэффициентом (coefficient of performance, COP), определяемым как отношение холодопроизводительности установки к затратам тепловой энергии. Одноступенчатые АХМ характеризуются величинами холодильного коэффициента, равными 0,6–0,8 (при максимально возможном 1,0). Поскольку холодильный коэффициент установок этого типа всегда меньше единицы, одноступенчатые АХМ целесообразно использовать в случаях, когда есть возможность утилизации тепловой энергии, например, сбросной теплоты от электростанций, котлов и т. п.

Двухступенчатые АХМ характеризуются величинами холодильного коэффициента близкими 1,0 при максимально возможном 2,0. Еще не доступные

для коммерческого использования прототипы трехступенчатых АБХМ характеризуются величинами холодильного коэффициента от 1,4 до 1,6.

Эффективность традиционных компрессорных холодильных машин также характеризуется холодильным коэффициентом, однако, поскольку в них используется электрическая энергия от источника централизованного электроснабжения, необходимо учитывать эффективность выработки электрической энергии и потери ее при транспортировке. По этим причинам прямое сравнение эффективности компрессорных холодильных машин с электроприводом и эффективности газовых АБХМ не корректно. Можно сравнить холодильный коэффициент с учетом потерь при выработке энергии и ее транспортировке.

Эффективность реальных холодильных машин значительно ниже эффективности идеальной холодильной машины во многом из-за сложных необратимых процессов, проходящих в рабочих циклах. К хладагентам АХМ, помимо обычных, предъявляется ряд специфических требований, обусловленных особенностями реализации абсорбционного холодильного цикла. Среди этих требований:

- Высокая растворимость в абсорбенте при рабочей температуре абсорбера.
- Низкая растворимость в абсорбенте при рабочей температуре десорбера.
- Неспособность к химической реакции с абсорбентом во всем диапазоне рабочих температур.

Целесообразные области применения.

Основное преимущество работающих на природном газе АХМ – сокращение эксплуатационных расходов за счет сокращения потребления относительно дорогостоящей электрической энергии и выравнивание пиковых нагрузок на систему электроснабжения. Кроме того, использование газовых систем охлаждения позволяет повысить надежность систем кондиционирования, поскольку в этом случае работоспособность системы холодоснабжения меньше зависит от надежности одного-единственного источника электроснабжения,

особенно в случае использования гибридных систем. Целесообразно также применение АХМ в качестве резервного источника холодоснабжения.

Системы охлаждения, работающие на природном газе, в конечном итоге обеспечивают более полное использование топливных ресурсов, чем сопоставимые системы охлаждения, потребляющие электрическую энергию. Типичный процесс производства электрической энергии предполагает при выработке и транспортировке потери примерно 65–75 % топливных ресурсов. В то же время в газоиспользующих системах теряется всего 5–10 % топлива. Утилизация сбросной тепловой энергии еще более увеличивает рентабельность АХМ.

АХМ имеют также ряд конструктивных преимуществ, не относящихся к области эффективного использования топливно-энергетических ресурсов:

- Экологическая безопасность за счет отказа от использования хладагентов на основе СFC (хлорфторуглерода) и HCFC (гидрохлорфторуглерода).
- Пониженный шум при работе оборудования, отсутствие вибраций.
- Отсутствие высокого давления в системе.
- Отсутствие массивных движущихся частей.
- Высокая надежность установок.
- Низкая стоимость обслуживания.

В процессе сгорания газа в АХМ образуется некоторое количество вредных выбросов, однако весьма незначительное, поскольку современные установки обеспечивают достаточно полное сгорание. С другой стороны, эти выбросы образуются непосредственно на месте функционирования установки, и этот фактор в некоторых случаях может являться критическим.

АХМ прямого нагрева могут использоваться, помимо выработки охлажденной воды, и для получения горячей воды в том случае, если они оборудованы вспомогательным теплообменником и контур горячей воды оборудован необходимыми устройствами управления. Если система используется подобным образом, то, как правило, общие приведенные затраты (включая капитальные затраты, расходы на пусконаладку, эксплуатационные

затраты), будут ниже, чем затраты при использовании отдельных холодильной машины и бойлера.

Относительно высокие капитальные затраты ограничивают широкое распространение АХМ. Низкая эффективность одноступенчатых АХМ ограничивает их конкурентоспособность, за исключением случаев использования легкодоступной сбросной тепловой энергии. Даже применение двухступенчатых АХМ экономически оправдано не во всех ситуациях.

Еще одно ограничение применения АХМ связано с относительно высокими затратами энергии на работу насосов. Производительность водяного насоса конденсатора в общем случае является функцией потока холодоносителя. Технологии охлаждения, отличающиеся более низким холодильным коэффициентом, обычно требуют более высокого потока холодоносителя по сравнению с технологиями, обеспечивающими более высокий холодильный коэффициент, и, соответственно, большей производительности (размеров) циркуляционного насоса. При использовании абсорбционных холодильных машин из-за большего объема холодоносителя требуются градирни большего размера, чем при использовании холодильных машин с электроприводом компрессоров.

На рис. 1.16 [6] приведена схема системы трансформации теплоты выпускных газов ГТД Ruston (мощность 5 MW) в холод водоаммиачной холодильной машиной (ВАХМ) в качестве верхнего каскада и аммиачной электроприводной пароконденсаторной холодильной машиной (ПКХМ) как нижнего каскада в составе каскадной холодильной машины: температуры кипения аммиака в испарителе ВАХМ  $t_{01} = -27\text{ }^{\circ}\text{C}$  и конденсации аммиака в ПКХМ  $t_{к2} = -23\text{ }^{\circ}\text{C}$  (фабрика маргарина, Роттердам, Нидерланды).

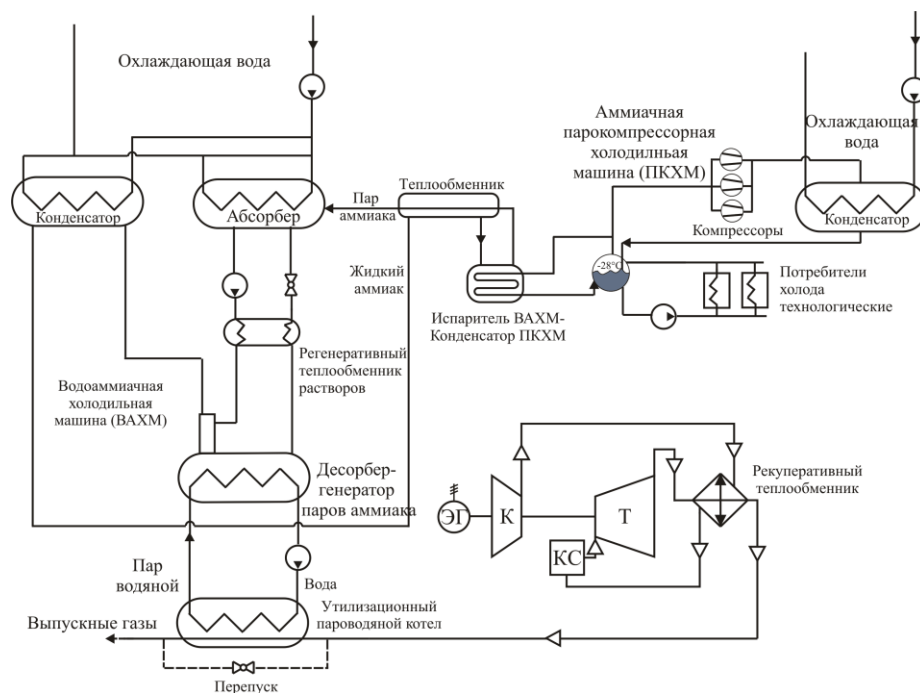


Рис. 1.16. Схема каскадной системы трансформации теплоты выпускных газов газовой турбины Ruston электрической мощностью 5 MW с ВАХМ в верхнем каскаде и ПКХМ в нижнем каскаде: температуры кипения аммиака в испарителе ВАХМ  $t_{01} = -27\text{ }^{\circ}\text{C}$  и конденсации аммиака в ПКХМ  $t_{k2} = -23\text{ }^{\circ}\text{C}$  (фабрика маргарина, Роттердам, Нидерланды) ДК: ВАХМ и ПКХМ

Однако в системах кондиционирования воздуха применение аммиачных теплоиспользующих ВАХМ и электроприводных парокомпрессорных ПКХМ холодильных машин недопустимо из-за пожароопасности аммиака, поэтому они не рассматриваются.

#### 1.4. Постановка цели и задач исследования

**Целью научного исследования** является сокращение энергозатрат на кондиционирование приточного воздуха машинного отделения установки автономного энергообеспечения путем рациональной организации процессов тепловлажностной обработки воздуха с трансформацией сбросной теплоты в холод.

**Научно-прикладной задачей**, решаемой в диссертационной работе, является разработка теплоиспользующей системы зонального кондиционирования приточного воздуха МО установки автономного энергообеспечения с подачей охлажденного воздуха на вход турбокомпрессоров газовых двигателей, которая обеспечивает сокращение энергозатрат на кондиционирование и уменьшение потребления топлива энергоустановкой за счет глубокого (до 7...10 °С) охлаждения воздуха на входе.

##### **Задачи научного исследования:**

- выявить и реализовать резервы сокращения энергозатрат на кондиционирование приточного воздуха МО установки автономного энергообеспечения, обусловленных охлаждением больших объемов приточного воздуха и значительными теплопритоками в МО;
- разработать систему кондиционирования приточного воздуха МО, которая обеспечивает сокращение энергозатрат на кондиционирование и потребления топлива энергоустановкой за счет зонального воздухообеспечения и глубокого до (7...10 °С) охлаждения воздуха на входе;
- разработать способы рациональной организации процессов тепловлажностной обработки приточного воздуха в воздухоохладителях системы кондиционирования МО, обеспечивающие глубокое охлаждение воздуха на входе ГД и зональное воздухообеспечение при минимальных энергозатратах;
- разработать физическую и математическую модели двухступенчатого воздухоохладителя теплоиспользующей системы кондиционирования приточного воздуха МО установки автономного энергообеспечения с учетом

изменения климатических условий эксплуатации, подтвердить адекватность расчетных характеристик данным мониторинга параметров системы кондиционирования и фирм-разработчиков воздухоохладителей;

– определить рациональные параметры теплоиспользующей системы кондиционирования воздуха на входе установки автономного энергообеспечения (холодопроизводительность, температурные режимы, расход воздуха), обеспечивающие сокращение энергозатрат на кондиционирование и потребления топлива.

## РАЗДЕЛ 2

### ОБОСНОВАНИЕ НАПРАВЛЕНИЯ И ОБЩАЯ МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ

#### 2.1. Обоснование направления повышения эффективности кондиционирования воздуха машинных отделений установок автономного энергообеспечения технологических производств

Как отмечалось выше, проблема кондиционирования воздуха машинного отделения (МО) особенно остро стоит для установок автономного электро-, тепло- и холодоснабжения на базе газовых двигателей (ГД), которые выпускаются в виде когенерационных модулей с штатными (навешенными на ГД) теплообменниками отвода их сбросной теплоты на нагрев воды. В традиционных системах кондиционирования МО таких установок автономного энергообеспечения охлаждается весь приточный воздух, поступающий в МО или зоны расположения ГД, откуда он всасывается наддувочным турбокомпрессором (ТК) ГД.

Особенностью установок автономного энергообеспечения на основе ГД является ухудшение их топливной эффективности и уменьшение электрической мощности при высоких температурах воздуха на входе [28,56,81-82]. Так, в теплое время из-за значительных теплопритоков в МО извне, тепловыделения от ГД и навешанных на ГД теплообменников температура воздуха на входе ТК ГД высокая, что приводит к снижению термодинамической эффективности двигателей и всей энергоустановки: падению КПД, возрастанию расхода топлива и уменьшению электрической мощности, что вызывает необходимость охлаждения воздуха на входе ГД. Особенно остро проблема охлаждения приточного воздуха МО стоит в установках автономного энергообеспечения технологических производств, назначением которых является обеспечение холодом прежде всего технологических процессов, из-за чего возможности его использования для охлаждения приточного воздуха МО, соответственно и воздуха на входе ГД, весьма ограничены.



Машинные отделения установок автономного энергообеспечения отличаются большими объемами помещения и насыщенностью источниками тепловыделений. В существующих системах кондиционирования МО с охлаждением больших объемов приточного воздуха из-за значительных теплопритоков в МО извне и внутренних тепловыделений от ГД это требует значительных затрат холода, что в установках автономного энергообеспечения технологических производств весьма проблематично.

Анализ эффективности охлаждения воздуха МО и обоснование схемотехнических решений охлаждения произведен на примере МО когенерационных газопоршневых двигателей автономной теплоэлектростанции завода ООО "Сандора"–"Pepsico Ukraine" (Николаевская обл.). Проектирование и монтаж установки выполнены ЧНПП "СИНАПС"–"GE Energy" (г. Киев) и ООО "Хладотехника" (г. Николаев). Установка автономного электро-, тепло- и холодообеспечения (тригенерационная установка) включает два когенерационных ГПД JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher (электрическая мощность одного ГПД 1400 кВт, тепловая мощность 1500 кВт), абсорбционную бромистолитиевую холодильную машину AR-D500L2 Century (холодильной мощностью 2000 кВт) и два центральных кондиционера CIC Jan HREBEC H.63 (холодопроизводительностью по 350 кВт и объемным расходом воздуха по 60000 м<sup>3</sup>/ч каждый). Отвод теплоты от охлаждающей воды газовоздушной смеси ГД и АБХМ осуществляется градирнями Evarco AT 28-528 (суммарная тепловая мощность 2400 кВт) системы оборотного охлаждения[70,82,109].

На рис. 2.1 представлена стандартная схема охлаждения машинного отделения с трансформацией сбросной теплоты в АБХМ. Тепло, отведенное от охлаждающей воды рубашки двигателя, масла, наддувочной газовоздушной смеси и уходящих газов, трансформируется с помощью АБХМ в холод, а хладоноситель (вода), охлажденный до 7...10 °С, поступает на вход воздухоохладителей (ВО) центральных кондиционеров, где нагревается за счет теплоты приточного воздуха МО до 12...15 °С и возвращается в АБХМ. При этом разница температур воды на выходе и входе ВО  $\Delta t_{\text{воды}} = 5^\circ\text{C}$ , что является

оптимальной величиной для работы АБХМ. Использование такой теплоиспользующей системы охлаждения имеет преимущество по сравнению с применением электроприводной ПКХМ. Однако ее недостатком является сравнительно небольшая глубина охлаждения приточного воздуха  $\Delta t_{\text{ВО}}=7...11\text{ }^{\circ}\text{C}$  из-за недостаточно низкой температуры хладоносителя на входе ВО центральных кондиционеров. Поскольку, завод ООО "Сандора"—"Pepsico Ukraine" является предприятием пищевой промышленности, то приоритетным потребителем холода является технологический процесс, а не система кондиционирования МО. Это подтверждает и практика эксплуатации, когда в случае возникновения дефицита холода для технологических процессов сокращают расход холода на систему кондиционирования МО вплоть до ее полного отключения. В связи с этим остро стоит вопрос рационального расходования холода для охлаждения МО[29,110-111].

На рис. 2.1 показан общий вид системы охлаждения и подачи воздуха в МО ООО "Сандора"—"Pepsico Ukraine".



Рис. 2.1. Общий вид системы охлаждения приточного воздуха МО теплоиспользующим кондиционером SIC Jan HREBEC H63 (ООО "Сандора"—"Pepsico Ukraine")

Приточный воздух подается вентилятором в 3-хрядный воздухоохладитель (фирмы Guntner) центрального кондиционера, откуда охлажденный воздух поступает в МО.

Работа системы охлаждения МО ГД при высоких температурах наружного воздуха связана с большими теплопритоками через ограждение МО и с приточным вентиляционным воздухом. Воздействие внешних и внутренних теплопритоков приводит к росту температуры в МО, соответственно и на входе в ТК ГД, что негативно сказывается на топливной эффективности ГД.

Как показали данные мониторинга расхода топлива ГД JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher на заводе ООО "Сандора"–"Pepsico Ukraine", с повышением температуры наружного воздуха и соответственно температуры воздуха в МО, откуда воздух поступает на вход ГД, растет удельный расход топлива  $b_e$  (рис. 2.2)[41,103,108].

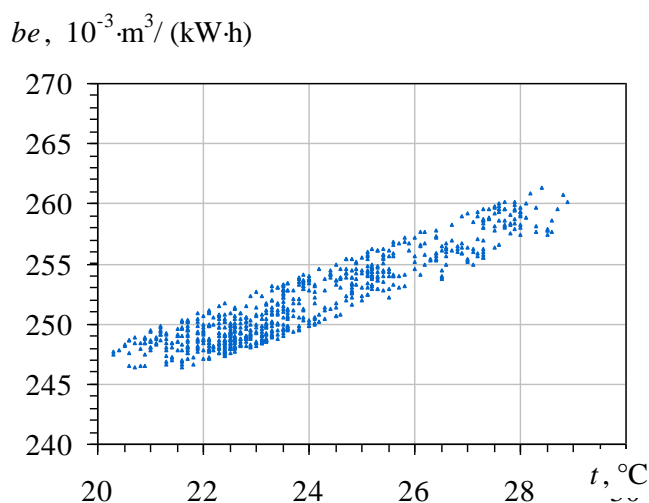


Рис. 2.2. Удельный объемный расход газа  $b_e$  при изменении температуры  $t$  воздуха на входе ГД JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher (июль 2011)

Как отмечалось, недостатком традиционных систем кондиционирования МО является подача больших объемов охлажденного воздуха из кондиционера непосредственно в МО, где в результате его тепловлагоассимиляции с нагретым воздухом МО температура приточного воздуха повышается, что подтверждается данными по температурам воздуха, приведенным в графическом виде на рис. 2.3.[89-90]

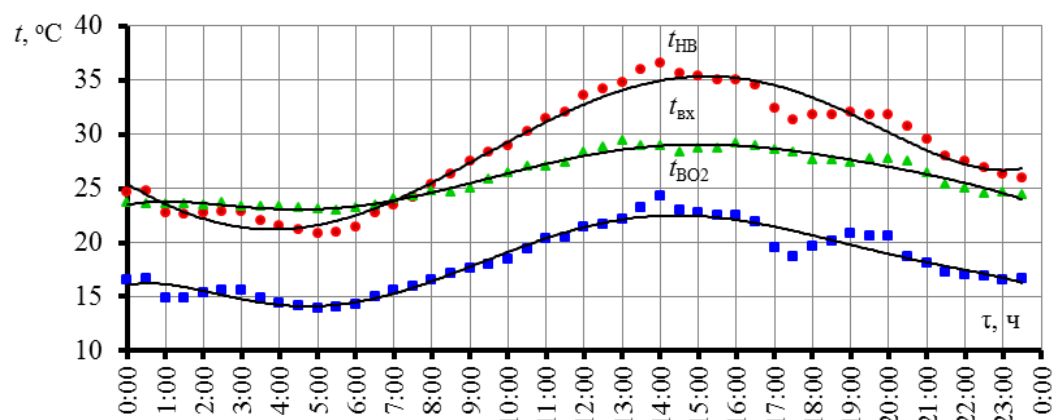
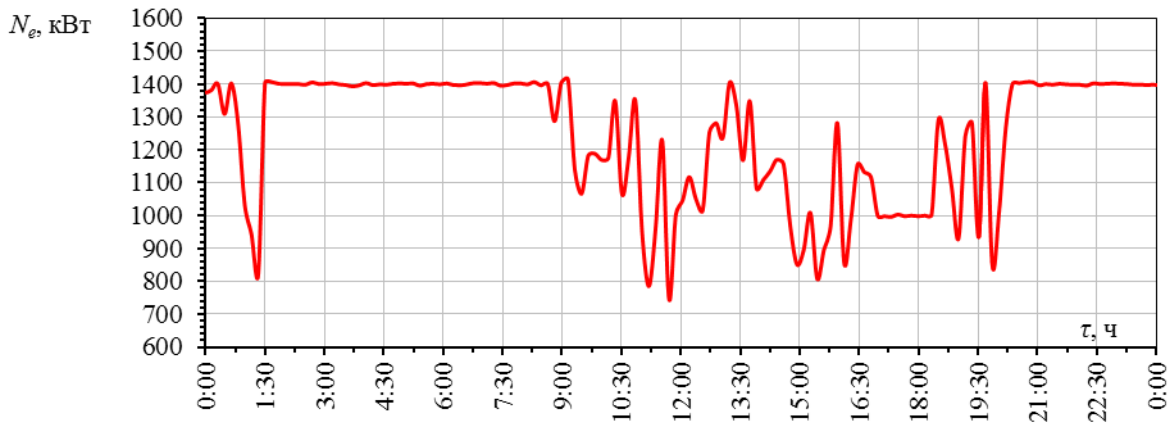


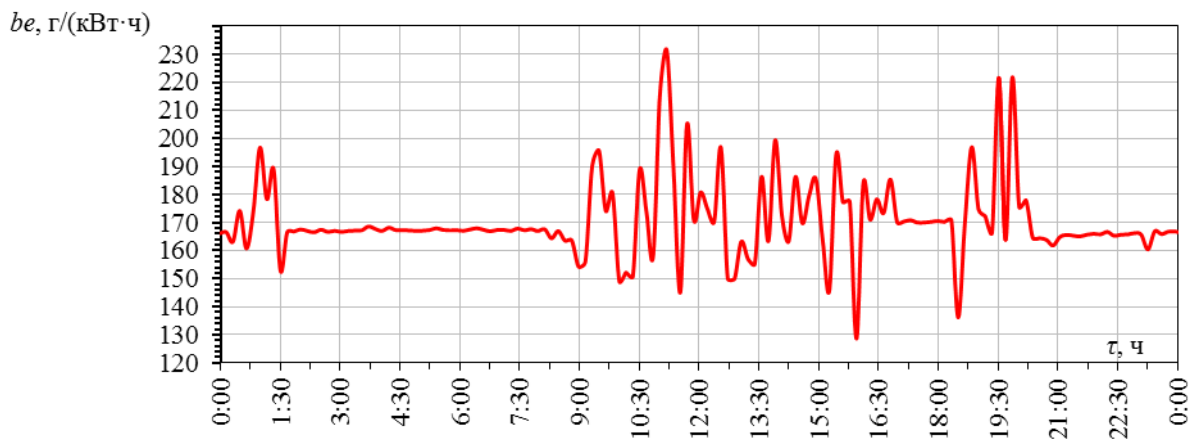
Рис. 2.3. Изменение температуры воздуха  $t$  в течение суток (19.07.2011):  $t_{BO2}$  – воздух на выходе из воздухоохладителя;  $t_{вх}$  – воздух на входе турбокомпрессора (ТК) ГПД (после фильтра);  $t_{нв}$  – наружный воздух

При повышенных температурах наружного воздуха  $t_{нв}$  (пополудни и оставшуюся часть суток, рис.2.3), в том числе и на входе в градирню системы оборотного охлаждения наддувочной газовой смеси (ГВС) низкотемпературной ступени охладителя наддувочной смеси ОНС<sub>НТ</sub>, отвод тепла от ГВС в градирне сокращается, что приводит к возрастанию температуры ГВС перед впускным ресивером свыше граничных 45...50 °С. Во избежание возникновения чрезмерных термических напряжений деталей цилиндро-поршневой группы система автоматического регулирования (САР) уменьшает подачу газа, и двигатель переходит на эксплуатацию в режиме частичных нагрузок, вследствие чего падает электрическая мощность  $N_e$  и возрастает удельный расход газа  $b_e$ : от 168 до 170...190 г/(кВт·ч), т. е. на величину  $\Delta b_e = 2...20$  г/(кВт·ч) при повышении температуры воздуха на входе ТК ГД  $\Delta t_{вх} = t_{нв} - t_{вх}$  примерно на 10 °С (рис. 2.4)[102,103,106,116].

Для того, чтобы уменьшить нагрузку на охладитель наддувочной газовой смеси и свести вероятность выхода двигателей на режим частичных нагрузок в наиболее жаркое время суток, необходимо поддерживать температуру воздуха на входе в двигателе как можно более низкой.



**a**



**б**

Рис. 2.4. Изменение электрической мощности  $N_e$  (a) и удельного расхода топливного газа  $b_e$  (б) на ГД на протяжении суток

Таким образом, анализ данных, полученных в результате мониторинга работы системы кондиционирования МО газовых двигателей автономной теплоэлектростанции завода ООО "Сандора"—"Pepsico Ukraine" позволяет выявить недостатки современных систем кондиционирования МО установок автономного энергообеспечения, обусловленные охлаждением больших объемов приточного воздуха и значительными теплопритоками и тепловыделениями в МО, устранение которых невозможно без принципиально новых подходов к кондиционированию приточного воздуха МО когенерационных газовых двигателей, способов рациональной организации процессов как во всей системе кондиционирования, так и тепловлажностной обработки приточного воздуха в воздухоохладителях.

В результате обосновано направление повышения эффективности кондиционирования воздуха МО когенерационных модулей ГД установок автономного энергообеспечения технологических производств, базирующееся на принципе зонального кондиционирования МО с подачей охлажденного воздуха на вход ГД и вентиляцией зон интенсивного тепловыделения, сформулированы гипотезы реализации указанного направления, обеспечивающие решение поставленных задач.

В основу реализации принципа зонального кондиционирования МО положена гипотеза сокращения энергозатрат на кондиционирование МО за счет уменьшения расхода охлаждаемого приточного воздуха путем его подачи непосредственно на вход ГД с расходом, равным расходу циклового воздуха ГД, и вентиляцией зон интенсивного тепловыделения.

Исходя из снижения термодинамической эффективности базовых двигателей установок автономного энергообеспечения: падения КПД, возрастания расхода топлива и уменьшения электрической мощности при высоких температурах воздуха на входе выдвинута гипотеза повышения термодинамической эффективности базовых двигателей путем глубокого (до 7...10 °С) охлаждения воздуха, обеспечивающего стабилизацию электрической мощности и сокращение потребления топлива.

Исходя из особенностей систем кондиционирования приточного воздуха МО установок автономного энергообеспечения технологических производств, в которых холодоснабжение технологических процессов осуществляется как теплоиспользующими абсорбционными, так и парокомпрессионные холодильными машинами (АБХМ и ПКХМ), выдвинута гипотеза рациональной организации процессов тепловлажностной обработки приточного воздуха МО путем двухступенчатого охлаждения воздуха и трансформации сбросной теплоты энергоустановки в каскадной абсорбционно-парокомпрессорной холодильной машине (КАПКХМ) с холодоснабжением высокотемпературной ступени воздухоохладителя  $ВО_{BT}$  от АБХМ и низкотемпературной ступени  $ВО_{HT}$  от КАПКХМ.

## 2.2. Общая методика проведения исследования

Постановочная часть исследования включает обоснование направления повышения эффективности кондиционирования воздуха МО когенерационных модулей ГД установок автономного энергообеспечения технологических производств и лежащего в его основе принципа зонального кондиционирования МО с подачей охлажденного воздуха на вход ГД и вентиляцией зон интенсивного тепловыделения.

В результате анализа данных проведенного мониторинга эффективности работы системы кондиционирования машинного отделения пилотной установки автономного энергообеспечения (автономной теплоэлектростанции завода ООО "Сандора"–"Pepsico Ukraine") были выявлены резервы и определено направление повышения эффективности системы кондиционирования машинного отделения, сформулированы гипотезы его реализации, обеспечивающие решение поставленных задач.

Теоретическая часть исследования включает разработку физической и математической моделей двухступенчатого трубчато-пластинчатого воздухоохладителя приточного воздуха МО установки автономного энергообеспечения, которые отличаются тем, что процессы тепловлажностной обработки воздуха рассматриваются для обособленных воздушных потоков в межреберных каналах. Принято расчетную модель двухступенчатого трубчато-пластинчатого воздухоохладителя, согласно которой процессы тепловлажностной обработки воздуха рассчитываются для воздушных потоков в межреберных каналах без их смешивания в поперечных сечениях, когда параметры воздушных потоков в межреберных каналах на выходе из высокотемпературной ступени воздухоохладителя  $ВО_{ВТ}$  являются входными для соответствующих воздушных потоков на входе низкотемпературной ступени воздухоохладителя  $ВО_{НТ}$ , то есть без усреднения параметров воздушных потоков в поперечном сечении.

Модель двухступенчатого воздухоохладителя водяного охлаждения приточного воздуха МО ГД включает высокотемпературную ступень  $ВО_{ВТ}$  охлаждения приточного наружного воздуха, хладоснабжение которой осуществляется теплоиспользующей абсорбционной холодильной машины (АБХМ) с температурой хладоносителя  $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ , и низкотемпературную ступень  $ВО_{НТ}$ , в которой воздух охлаждается от его температуры на выходе из высокотемпературной ступени до заданной температуры с помощью парокомпрессорной холодильной машины (ПКХМ) с температурой хладоносителя  $2...4\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Ее особенность в том, что процессы тепловлажностной обработки воздуха рассчитываются для воздушных потоков в каждом из обособленных межреберных каналов по глубине всего двухступенчатого воздухоохладителя, когда параметры каждого из отдельных воздушных потоков в межреберных каналах на выходе из высокотемпературной ступени  $ВО_{ВТ}$  являются входными для соответствующих воздушных потоков на входе низкотемпературной ступени  $ВО_{НТ}$ , т.е. без смешения воздушных потоков межреберных каналов на выходе из  $ВО_{ВТ}$  между собой и подачи на вход  $ВО_{НТ}$  воздуха с осредненными в поперечном сечении параметрами. Показано, что расхождение результатов моделирования по тепловым нагрузкам без смешения воздушных потоков в межреберных каналах на выходе из  $ВО_{ВТ}$  между собой (на входе  $ВО_{НТ}$ ) и с их смешением не превышает  $5...10\%$ , с учетом чего обоснована правомерность моделирования двухступенчатого воздухоохладителя как состоящего из двух отдельных ступеней  $ВО_{ВТ}$  и  $ВО_{НТ}$  с осреднением в поперечном сечении параметров воздуха на выходе  $ВО_{ВТ}$  (на входе  $ВО_{НТ}$ ). Результаты расчетов представлены в виде графиков и таблиц. Адекватность расчетных характеристик подтверждена их сравнением с данными мониторинга параметров воздуха и результатами расчета по программам фирм-разработчиков теплообменников и кондиционеров.

Адекватность разработанной математической модели воздухоохладителя устанавливалась сравнением рассчитанных значений холодопроизводительности  $Q_{0,p}$  при текущих параметрах наружного воздуха с данными мониторинга и



значениями холодопроизводительности  $Q_{0,e}$  по данным фирм-разработчиков воздухоохладителей и кондиционеров.

В отличие от известных методик и математических моделей теплового расчета ВО по усредненным в поперечном сечении параметрам воздуха и хладоносителя (воды) разработанная математическая модель дает возможность рассчитывать локальные параметры воздуха и хладоносителя, а также тепловые характеристики двухступенчатого воздухоохладителя (прежде всего, тепловые нагрузки  $ВО_{BT}$  и  $ВО_{HT}$  ступеней:  $q_{01}$  и  $q_{02}$ ), анализировать его тепловую эффективность при переменных текущих параметрах наружного воздуха на входе, выявлять резервы ее повышения и определять рациональные параметры воздухоохладителя для конкретных климатических условий эксплуатации.

Указанные преимущества математической модели были реализованы при моделировании работы двухступенчатого ВО при переменных текущих параметрах наружного воздуха с целью определения рациональных тепловых нагрузок и параметров ступеней двухступенчатого ВО.

В качестве примера проведены расчеты рациональных тепловых нагрузок высокотемпературного  $ВО_{BT}$  и низкотемпературного  $ВО_{HT}$  ступеней с учетом их взаимной зависимости и изменения в соответствии с климатическими условиями эксплуатации, что позволяет уменьшить непроизводительные затраты электрической мощности на привод холодильной машины (соответственно и расход топлива).

Прикладная часть исследования включает разработку схемотехнических решений, которые реализуют предложенный подход к повышению эффективности систем кондиционирования МО, принципы и способы тепловлажностной обработки воздуха и воздухоподачи в МО, определение рациональных параметров процессов.

При этом вопросы повышения эффективности систем кондиционирования приточного воздуха МО установок автономного энергообеспечения на основе принципа зональной подачи охлажденного воздуха в ГД решались в двух направлениях: усовершенствованием традиционных систем тепловлажностной

обработки приточного воздуха в центральных кондиционерах и разработкой принципиально новой системы охлаждения приточного воздуха МО в двухступенчатом ВО и трансформацией сбросной теплоты в каскадной абсорбционно-парокомпрессорной холодильной машине (КАПКХМ) с холодоснабжением высокотемпературной ступени воздухоохладителя ВО<sub>ВТ</sub> от АБХМ и низкотемпературной ступени ВО<sub>НТ</sub> от КАПКХМ.

Подход к повышению эффективности систем кондиционирования МО путем двухступенчатого глубокого охлаждения приточного воздуха (до 7...10 °С) с холодоснабжением от АБХМ и КАПКХМ основывается на особенностях систем кондиционирования приточного воздуха МО установок автономного энергообеспечения технологических производств, в которых холодоснабжения технологических процессов осуществляется как абсорбционными теплоиспользующими, так и парокомпрессионными холодильными машинами (АБХМ и ПКХМ). Этот подход был положен в основу определения способов организации процессов ступенчатой тепловлажностной обработки воздуха в воздухоохладителях и рациональных параметров процессов, соответствующих схематических решений систем кондиционирования приточного воздуха МО, обеспечивающих сокращение потребления топлива энергоустановкой и энергетических затрат на систему кондиционирования.

При моделировании процессов тепловлажностной обработки воздуха в воздухоохладителях с целью определения рациональных параметров процессов использованы как собственные математическая модель и программа расчета, так и программное обеспечение фирмы-производителя воздухоохладителей центрального теплоиспользующего кондиционера и фирмы "Guntner"-производителя воздухоохладителей "Guntner Product Calculator Customer, 2006.1/2005-11-08, PL 1/2006".

В рамках первого направления – совершенствования традиционных систем тепловлажностной обработки приточного воздуха в центральных кондиционерах моделирование процессов охлаждения приточного воздуха в ВО центрального кондиционера проведено с постоянными параметрами наружного воздуха

( $t_{\text{НВ}}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $\phi_{\text{НВ}}=60\%$ ), постоянной холодопроизводительностью  $Q_0=350\text{ кВт}$  и пошагово меняющимися расходами приточного воздуха. Расчеты проводились, начиная со стандартного для данного объекта расхода приточного воздуха  $G_{\text{в}} = 60000\text{ м}^3/\text{ч}$ , в дальнейших расчетах расход понижался с шагом в  $5000\text{ м}^3/\text{ч}$ , при этом фиксировались параметры воздуха на выходе из ВО. В результате были рассчитаны рациональные параметры работы системы кондиционирования МО в центральном кондиционере, позволяющие увеличить глубину охлаждения воздуха  $\Delta t_{\text{ВО}}$  на  $3\dots 6\text{ }^{\circ}\text{C}$ . При сокращении расхода приточного воздуха помимо глубины охлаждения в ВО, учитывались потребность ГД в цикловом воздухе (2 ГД по  $2\text{ кг/с}$  на каждый), расход приточного воздуха на охлаждение остальных зон тепловыделения МО выбирался с учетом норм кондиционирования воздуха МО, то есть 50% расхода на цикловой воздух ГД и 50 % расхода на охлаждение внешних элементов и узлов. Уменьшение расхода приточного воздуха позволяет сократить затраты холода на систему кондиционирования  $\Delta Q_0$  на  $40\dots 90\text{ кВт}$  ( $20\dots 30\%$ ), что очень важно, учитывая специфику предприятия, и наличие дефицита холода на технологический процесс.

Разработанная схема зонального кондиционирования МО предполагает подачу охлажденного приточного воздуха отдельными воздуховодами непосредственно на вход ГД, а неохлажденного вентиляционного – в зоны интенсивного тепловыделения (электрогенератор, блок цилиндров, щит управления и т.д.). Недостатком стандартной схемы воздухоподачи является то, что воздух подается из кондиционера непосредственно в машинное отделение, где смешивается с воздухом, уже нагретым в результате тепловыделений от многочисленных источников тепла. Вследствие тепловлагоассимиляции воздух на вход в двигатель поступает с температурой  $t_{\text{вх}}$  на  $5\dots 7\text{ }^{\circ}\text{C}$  выше температуры охлажденного воздуха на выходе из ВО центрального кондиционера. Схема зональной воздухоподачи позволяет изолировать подаваемый охлажденный воздух от теплопритоков МО, и обеспечить ГД цикловым воздухом с температурой, практически равной температуре на выходе из кондиционера,

обеспечивая стабилизацию электрической мощности ГД и его высокую топливную экономичность.

Проведено моделирование процесса охлаждения воздуха в ВО центрального кондиционера при переменных текущих параметрах наружного воздуха. Моделирование проводилось с целью определения рациональных параметров работы системы зонального двухступенчатого кондиционирования. В качестве параметров наружного воздуха использовались данные мониторинга и метеорологических служб. Адекватность расчетных характеристик подтверждена их сравнением с данными мониторинга параметров воздуха и результатами расчета по программам фирм-разработчиков теплообменников и кондиционеров. Сделаны выводы о возможности дальнейшего повышения эффективности охлаждения воздуха в центральном кондиционере.

Разработана кондиционирования воздуха с использованием общего контура хладоносителя (воды) для АБХМ и ПКХМ, которая позволяет повысить глубину охлаждения приточного воздуха в центральном кондиционере до  $\Delta t_{\text{ВО}} = 10 \dots 20 \text{ } ^\circ\text{C}$  за счет использования хладоносителя на входе ВО с температурой  $4 \text{ } ^\circ\text{C}$ . В общем контуре хладоносителя вода, охлажденная с помощью АБХМ до  $7 \text{ } ^\circ\text{C}$ , поступает в ПКХМ, где охлаждается до  $4 \text{ } ^\circ\text{C}$  и подается в ВО кондиционера. После ВО нагретая приточным воздухом вода с температурой  $10 \dots 12 \text{ } ^\circ\text{C}$  возвращается в АБХМ. Таким образом можно снизить нагрузку на ПКХМ и уменьшить затраты электричества за счет трансформации сбросного тепла в холод в АБХМ. Нагрузка на ПКХМ будет постоянной, так как температура хладоносителя на входе в ПКХМ постоянная, а тепловая нагрузка на АБХМ меняется в зависимости от температуры наружного воздуха. При этом обе машины работают в оптимальном диапазоне температур хладоносителя. Проведен анализ эффективности системы с использованием результатов моделирования работы ВО при меняющихся в течении суток текущих параметрах наружного воздуха. Показано, что эффект от использования предварительного охлаждения хладоносителя в АБХМ меняется в зависимости от параметров наружного воздуха, а отношение тепловых нагрузок АБХМ и

ПКХМ  $Q_{0.АБХМ} / Q_{0.ПКХМ}$  будет больше в более жаркое время суток. За счет более глубокого охлаждения приточного воздуха в центральном кондиционере и прямой его подачи в ГД расход топливного газа сокращается на 204 м<sup>3</sup> в сутки.

Принцип двухступенчатого охлаждения приточного воздуха реализован и в стандартной системе кондиционирования воздуха МО в центральном кондиционере. При этом охлаждение приточного воздуха осуществляется в двух последовательно расположенных ступенях воздухоохладителя ВО<sub>ВТ</sub> и ВО<sub>НТ</sub>. В первый по ходу воздуха воздухоохладитель ВО<sub>ВТ</sub> подается хладоноситель с температурой 7 °С от АБХМ, а во второй ВО<sub>НТ</sub> – с температурой 4 °С от ПКХМ. За счет увеличения количества рядов труб по глубине центрального кондиционера, общей площади теплообмена и совместного использования высоко и низкотемпературных ступеней можно достичь более глубокого охлаждения приточного воздуха  $\Delta t_{ВО} = t_{нв} - t_{ВО2.Ист} = \Delta t_{ВО.1} + \Delta t_{ВО.2} = 13...26$  °С по сравнению с вышеописанными способами. Такая система позволяет поддерживать температуру на входе в ГД на уровне 10...12 °С, что сводит к минимуму переход двигателя на режим частичных нагрузок, а также сократить расход газа до 190 м<sup>3</sup> в сутки. Использование высокотемпературной ступени позволяет снизить тепловую нагрузку и сократить расходы электроэнергии ПКХМ на кондиционирование воздуха МО за счет трансформации сбросного тепла в холод в АБХМ. Поскольку в жаркое время тепловая нагрузка на первую высокотемпературную ступень ВО существенно выше, чем на вторую низкотемпературную ступень, сокращение тепловой нагрузки на вторую ступень составит 150...290 кВт, то есть около 50...60% общей тепловой загрузки на систему кондиционирования.

По результатам исследования повышения эффективности существующей системы кондиционирования МО предложены наиболее эффективные схемно-конструктивные решения и даны рекомендации по рациональным параметрам. Недостатком систем на базе стандартного кондиционера является все же высокое энергопотребление. Причем глубокое охлаждение приточного воздуха необходимо только для циклового воздуха ГД, а остальные элементы ГД

(электрогенератор и головки цилиндров двигателя и т.д.) могут охлаждаться либо путем хладоснабжения от АБХМ и зональной воздухоподачей, либо приточно-вытяжной вентиляцией.

В рамках второго направления разработана принципиально новая система охлаждения приточного воздуха МО в отдельном двухступенчатом ВО и трансформацией сбросной теплоты в КАПКХМ с хладоснабжением высокотемпературной ступени воздухоохладителя ВО<sub>ВТ</sub> от АБХМ и низкотемпературной ступени ВО<sub>НТ</sub> – от КАПКХМ. В высокотемпературную ступень ВО<sub>ВТ</sub> подают хладоноситель-воду с температурой 7 °С от АБХМ, а в низкотемпературную ступень ВО<sub>НТ</sub> – с температурой 4 °С от ПКХМ. Наружный воздух сначала охлаждается в высокотемпературной ступени ВО<sub>ВТ</sub> на величину  $\Delta t_{\text{ВО.ВТ}} = 12 \dots 19$  °С с выпадением влаги, а затем в низкотемпературной ступени ВО<sub>НТ</sub> – на величину  $\Delta t_{\text{ВО.НТ}} = 5 \dots 7$  °С и через каплеуловитель подается на вход в ГД с температурой 8...10 °С. Глубокое охлаждение приточного воздуха позволяет сократить суточный расход газа на 280...300 м<sup>3</sup>. Предусмотрено частичное или полное байпасирование воздухоохладителей, когда температура наружного воздуха низкая. Байпасирование позволяет сократить аэродинамическое сопротивление системы на величину  $\Delta P = 280 \dots 490$  Па, уменьшая тем самым расход электроэнергии на привод вентилятора на 20..25 %. Преимуществом такой схемы является более низкое потребление энергии, так как охлаждается только цикловой воздух двигателя  $G_{\text{в}} = 7200$  м<sup>3</sup>/ч, в отличие от стандартной схемы с охлаждением воздуха всего машинного отделения  $G_{\text{в}} = 60000$  м<sup>3</sup>/ч, что позволяет существенно снизить затраты холода.

Разработана также система двухступенчатого кондиционирования воздуха на входе в ГД с каскадной трансформацией теплоты, суть которой заключается в том, что конденсатор ПКХМ охлаждается с помощью хладоносителя от АБХМ. Система позволяет повысить хладопроизводительность компрессора и холодильный коэффициент ПКХМ (с  $\eta_{\text{к}} = 3,1$  до  $\eta_{\text{к}} = 7$  в соответствии с характеристиками компрессора BITZER 4NES-12Y-40P) за счет уменьшения

температуры конденсации с  $45^{\circ}\text{C}$  до  $20^{\circ}\text{C}$ . Таким образом, можно снизить затраты электроэнергии на привод компрессора ПКХМ на 40...50%.

Рассчитана суточная и годовая экономия топлива ГД при использовании рациональных систем кондиционирования воздуха МО.

Разработана также система кондиционирования приточного воздуха МО в зимнем режиме. Использование тех же принципов зонального кондиционирования и рационального выбора параметров теплообменного оборудования дает возможность сэкономить тепло, которое в зимнем режиме расходуется для отопления административных и производственных зданий объекта и на технологические нужды. В разработанной системе воздух нагревается не до 20...25  $^{\circ}\text{C}$ , как предусматривает стандартная схема, а до 10  $^{\circ}\text{C}$ , в воздухонагревателе и подается с помощью отдельного воздуховода. В стандартной схеме двигатель использует воздух из машинного отделения, где даже в зимнее время температура воздуха поддерживается 20...25  $^{\circ}\text{C}$ . Такая система позволяет повысить топливную эффективность двигателя в зимнее время за счет понижения температуры на входе ГД до 10  $^{\circ}\text{C}$  и снизить затраты тепла на отопление всего МО.

Результатом выполнения прикладной части исследования стали: схемотехнические решения системы зонального кондиционирования приточного воздуха МО с двухступенчатым охлаждением воздуха и трансформацией сбросной теплоты ГД в КАПКХМ с холодоснабжением высокотемпературной степени  $\text{ВО}_{\text{ВТ}}$  от АБХМ и низкотемпературной степени  $\text{ВО}_{\text{НТ}}$  от КАПКХМ; методика и программа расчета характеристик (холодопроизводительности, температурных режимов, расхода воздуха) теплоиспользующей системы зонального кондиционирования приточного воздуха МО установки автономного энергообеспечения с двухступенчатым охлаждением и трансформации сбросной теплоты ГД и учетом изменения климатических условий эксплуатации.

### 2.3. Основные результаты и выводы по разделу 2

В результате анализа данных мониторинга работы системы кондиционирования машинного отделения газовых двигателей пилотной установки автономного энергообеспечения выявлены принципиальные недостатки современных систем кондиционирования МО, обусловленные охлаждением больших объемов приточного воздуха и значительными теплопритоками и тепловыделениями в МО, устранение которых возможно на основе принципиально новых подходов к кондиционированию приточного воздуха МО, способов рациональной организации процессов как во всей системе кондиционирования, так и тепловлажностной обработки приточного воздуха в воздухоохладителях.

Обосновано направление повышения эффективности кондиционирования воздуха МО когенерационных модулей ГД установок автономного энергообеспечения технологических производств, базирующееся на принципе зонального кондиционирования МО с подачей охлажденного воздуха на вход ГД и вентиляцией зон интенсивного тепловыделения.

Сформулированы гипотезы реализации указанного направления, обеспечивающие решение поставленных задач научного исследования.

В основу реализации принципа зонального кондиционирования МО положена гипотеза сокращения энергозатрат на кондиционирование МО за счет уменьшения расхода охлаждаемого приточного воздуха путем его подачи непосредственно на вход ГД с расходом, равным расходу циклового воздуха ГД, и вентиляции зон интенсивного тепловыделения.

Исходя из снижения термодинамической эффективности базовых двигателей установок автономного энергообеспечения: падения КПД, возрастания расхода топлива и уменьшения электрической мощности при высоких температурах воздуха на входе, выдвинута гипотеза повышения термодинамической эффективности базовых двигателей путем глубокого (до



7...10 °С) охлаждения воздуха, обеспечивающего стабилизацию электрической мощности и сокращение потребления топлива.

Исходя из особенностей систем кондиционирования приточного воздуха МО установок автономного энергообеспечения технологических производств, в которых холодоснабжение технологических процессов осуществляется как теплоиспользующими абсорбционными, так и парокомпрессионные холодильными машинами (АБХМ и ПКХМ), выдвинута гипотеза рациональной организации процессов тепловлажностной обработки приточного воздуха МО путем двухступенчатого охлаждения воздуха и трансформации сбросной теплоты энергоустановки в каскадной абсорбционно-парокомпрессорной холодильной машине (КАПКХМ) с холодоснабжением высокотемпературной ступени воздухоохладителя ВО<sub>ВТ</sub> от АБХМ и низкотемпературной ступени ВО<sub>НТ</sub> от КАПКХМ.

Основные результаты работ по разделу 2 приведены в [32,35,81,82,103].

## РАЗДЕЛ 3

### РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ОХЛАДИТЕЛЯ ПРИТОЧНОГО ВОЗДУХА МАШИННОГО ОТДЕЛЕНИЯ. ПРОВЕРКА АДЕКВАТНОСТИ МОДЕЛИ

#### 3.1. Основные положения математической модели двухступенчатого охладителя приточного воздуха машинного отделения

Рациональная организация рабочих процессов в охладителе воздуха на входе ГД и определение его рациональных теплотехнических параметров невозможны без разработки математической модели.

Особенностью разрабатываемого двухступенчатого охладителя приточного воздуха машинного отделения (МО) является наличие двух ступеней последовательного снижения температуры воздуха:

1) высокотемпературной ступени  $ВО_{ВТ}$  охлаждения приточного воздуха от его текущей наружной температуры до температуры  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$  хладоносителем – холодной водой с температурой  $7\text{ }^{\circ}\text{C}$  от теплоиспользующей абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины (АБХМ);

2) низкотемпературной ступени  $ВО_{НТ}$  охлаждения воздуха от его температуры  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$  на выходе из  $ВО_{ВТ}$  до требуемой температуры  $7...10\text{ }^{\circ}\text{C}$  на входе ГД хладоносителем – холодной водой с температурой  $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ , охлажденной в свою очередь в испарителе парокомпрессорной холодильной машины (ПКХМ), в которой в качестве хладагента используется хладон R134a.

При разработке математической модели следует учитывать особенности изменения локальных (по длине трубки) теплогидродинамических параметров: коэффициента влаговываждения (изменение влагосодержания), интенсивности теплоотдачи и теплопередачи. Это позволяет определить поверхности теплообмена с низкой интенсивностью теплообмена и рационально организовать рабочий процесс, что обеспечит высокую плотность теплового потока на всей

поверхности теплообменника, что в свою очередь дает возможность спроектировать ВО с минимальной поверхностью теплообмена и приемлемыми массогабаритными характеристиками.

### 3.2. Допущения и основные положения математической модели двухступенчатого охладителя приточного воздуха

Допущения, принятые при разработке математической модели двухступенчатого охладителя приточного воздуха машинного отделения:

1. Задача моделирования решалась в стационарной постановке.
2. Рассматривались граничные условия третьего рода, то есть при известных во входном сечении температуре воздуха  $t_{в1}$  и воды  $t_{w1}$  и законах теплоотдачи определяли плотность теплового потока и тепловой поток на участке трубки длиной  $dz$ . Из теплового баланса по воздуху находилась температура на выходе из участка  $dz$ , которая служила входным параметром для последующего участка следующей по глубине трубки.

Рассмотрим основные положения расчета трубчато-пластинчатого двухступенчатого охладителя воздуха. Расчетная схема двухступенчатого охладителя воздуха представлена на рис. 3.1.

Высокотемпературная ступень (секция) представляет собой пучок из U-образных трубок. Холодоноситель — вода, охлажденная в АБХМ.

Низкотемпературная ступень (секция) так же, как и высокотемпературная, представляет собой пучок из U-образных трубок. Холодоноситель – вода, охлажденная в контуре ПКХМ.

При разработке модели воздухоохладителя (ВО) прямую трубку длиной  $L$  в поперечном сечении воздушного потока разбивают на  $k$  участков длиной  $z$ . На каждом  $i$ -м участке из уравнений тепловых балансов по охлаждающей воде и воздуху и теплопередачи определяют параметры воды (температуру  $t_{w2(i)}$ ), воздуха (температуру  $t_{в2(i)}$ , энтальпию  $I_{в2(i)}$ ) и количество теплоты  $Q_{0(i)}$ , отведенной от воздуха к воде.

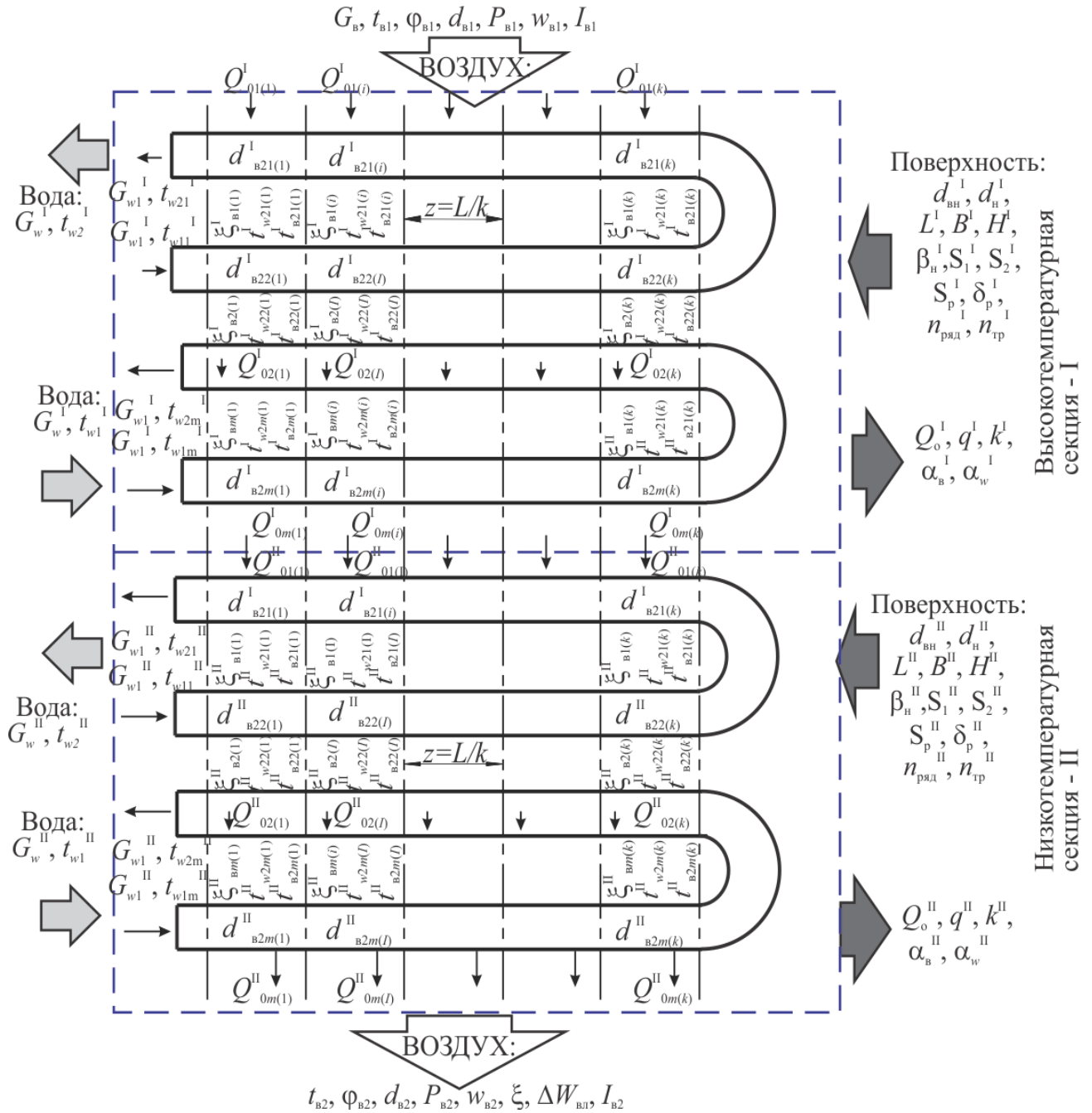


Рис. 3.1. Расчетная схема двухступенчатого охладителя воздуха (высокотемпературная секция – вода от АБХМ, низкотемпературная секция – вода, охлажденная в ПКХМ)

Критерием тепловой эффективности теплообменника является плотность теплового потока  $q$ , отнесенная к внутренней поверхности трубки.

Для всех секций учитывалось, что воздух обтекает трубки перекрестно. При этом поток воздуха (соответственно и расход) разбивался на количество частей, соответствующих участкам трубки ( $k$  участков длиной  $z$ ).

Особенностью математической модели является допущение, что воздушные потоки в межреберных каналах ("струйки") высоко- и низкотемпературных секций по ходу воздуха (глубине ВО) не смешиваются в поперечном сечении.

#### Входные параметры математической модели.

Теплообменная поверхность:

- 1) диаметр трубки внутренний –  $d_{вн}$ ;
- 2) диаметр трубки наружный –  $d_{н}$ ;
- 3) длина прямой трубки –  $L$ ;
- 4) высота фронта –  $H$ ;
- 5) ширина фронта –  $B$ ;
- 6) толщина ребра –  $\delta_p$ ;
- 7) шаг ребра –  $S_p$ ;
- 8) шаг трубок по высоте –  $S_1$ ;
- 9) шаг трубок по глубине –  $S_2$ ;
- 10) степень оребрения –  $\beta$ ;
- 11) коэффициент оребрения –  $\beta'$ ;
- 12) коэффициент живого сечения –  $k_f$ ;
- 13) количество трубок по высоте –  $n_1$ ;
- 14) количество трубок по глубине –  $n_2$ .

Воздух:

- 1) расход воздуха –  $G_B$ ;
- 2) температура –  $t_{B1}$ ;
- 3) давление –  $P_{B1}$ ;
- 4) влагосодержание –  $d_{B1}$ ;
- 5) относительная влажность –  $\varphi_{B1}$ ;
- 6) скорость набегающего потока –  $w_{B1}$ ;

7) энтальпия –  $I_{B1}$ .

Вода (высокотемпературная секция):

- 1) расход –  $G_w^I$ ;
- 2) температура –  $t_{w1}^I$ .

Вода (низкотемпературная секция):

- 1) расход –  $G_w^{II}$ ;
- 2) температура –  $t_{w1}^{II}$ .

### Выходные параметры математической модели.

Теплообменная поверхность:

- 1) тепловая нагрузка (холодопроизводительность) –  $Q_0$ ;
- 2) плотность теплового потока –  $q$ ;
- 3) коэффициент теплопередачи –  $k$ ;
- 4) коэффициент теплоотдачи со стороны воды –  $\alpha_w$ ;
- 5) коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха –  $\alpha_B$ ;

Воздух:

- 1) температура –  $t_{B2}$ ;
- 2) влагосодержание –  $d_{B2}$ ;
- 3) давление –  $P_{B2}$ ;
- 4) относительная влажность –  $\varphi_{B2}$ ;
- 5) энтальпия –  $I_{B2}$ ;
- 6) коэффициент влаговываждения –  $\xi$ ;
- 7) количество выпавшей влаги –  $\Delta W_{вл}$ .

Вода (высокотемпературная секция):

- 1) температура –  $t_{w2}^I$ .

Вода (низкотемпературная секция):

- 1) температура –  $t_{w2}^{II}$ .

### Основные уравнения математической модели и алгоритм расчета.

Высокотемпературная секция. Уравнения тепловых балансов по воде, воздуху и теплопередачи для  $i$ -го участка прямой трубки  $m$  в поперечном сечении воздушного потока имеют вид:

$$Q_{0m(i)} = G_w c_{pw} \cdot (t_{w2m(i+1)} - t_{w2mi}); \quad (3.1)$$

$$Q_{0m(i)} = G_{B(i)} c_B \cdot (t_{B1m(i)} - t_{B2m(i)}) \cdot \xi; \quad (3.2)$$

$$Q_{0m(i)} = k_i d\theta_i F_i, \quad (3.3)$$

где  $G_{B(i)}$  – расход воздуха, который обтекает  $i$ -й участок прямой трубки:

$$G_{B(i)} = G_{B1} / k, \quad (3.4)$$

где  $G_{B1}$  – расход воздуха, который обтекает прямую трубку длиной  $L$ , одинаковой для всех трубок по ходу воздуха общим количеством  $n_2$ );  $\xi$  – коэффициент влаговываждения, который представляет собой отношение общего количества теплоты, отведенной от влажного воздуха с учетом теплоты конденсации водяных паров, и количества явной теплоты, определяемой разностью температур воздуха на входе и выходе.

Расход воздуха на один ряд трубок по глубине:

$$G_{B1} = G_B / n_1, \text{ кг/с.} \quad (3.5)$$

Площадь фронтального сечения по ходу воздуха:

$$f_{\text{фр}} = G_B / (\rho_B \cdot w_B), \text{ м}^2, \quad (3.6)$$

где  $\rho_B$  – плотность воздуха ( $\text{кг/м}^3$ ).

Ширина фронтального сечения по ходу воздуха:

$$B = f_{\text{фр}} / L, \text{ м.} \quad (3.7)$$

Расход воды на одну U-образную трубку:

$$G_{w1} = \rho_w \cdot w_w \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}^2 / 4, \text{ кг/с,} \quad (3.8)$$

где  $\rho_w$  – плотность охлаждающей воды ( $\text{кг/м}^3$ ).

Температура на выходе из  $i$ -го участка трубки  $m$  ( $m$  – порядковый номер трубки по ходу воздуха) является температурой на входе такого же  $i$ -го участка следующей по ходу воздуха трубки.

Расчеты ведут пошагово по длине  $L$  прямой трубки в поперечном сечении воздушного потока – последовательно по  $i$ -м элементарным участкам ( $i = 1 \dots k$ ) длиной  $z$  каждый, определяя температуру воды на выходе  $i$ -го участка  $t_{w2(i)}$  из теплового баланса участка (3.1). Температура воды на входе в каждую из U-

образных трубок принималась равной  $t_{w1}$ . Суммарный расход воды на всю секцию:

$$G_w = G_{w1} \cdot m / 2 \quad (3.9)$$

При этом количество теплоты  $Q_{0m(i)}$ , отводимой к  $i$ -му участку трубки от воздуха, находят из теплового баланса по воздуху

$$Q_{0m(i)} = G_{B(i)} (I_{B1m(i)} - I_{B2m(i)}), \quad (3.10)$$

где  $I_{B1m(i)}$  и  $I_{B2m(i)}$  – энтальпии воздуха перед  $i$ -м участком трубки  $m$  и после него, т.е. на входе  $i$ -го участка следующей по ходу воздуха  $(m+1)$  трубки при общем количестве трубок по глубине ВО (числе рядов трубок)  $n_2$ , и по уравнению теплопередачи для  $i$ -го участка трубки длиной  $z$

$$Q_{0m(i)} = q_{m(i)} \cdot \pi \cdot d_{BH} \cdot z = k_{Bm(i)} \cdot \theta_{m(i)} \pi \cdot d_{BH} \cdot z, \quad (3.11)$$

где  $q_{m(i)}$  – плотность теплового потока на  $i$ -м участке, отнесенная к поверхности со стороны воды:

$$q_{m(i)} = k_{m(i)} \cdot \theta_{m(i)}. \quad (3.12)$$

Коэффициент теплопередачи

$$k_{m(i)} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{Bm(i)} E_H \beta} + \sum R_i + \frac{1}{\alpha_{wm(i)}}}, \quad (3.13)$$

$\alpha_{wm(i)}$ ,  $\alpha_{Bm(i)}$  – коэффициенты теплоотдачи к воде и воздуху;  $E_H$  – коэффициент эффективности ребристой поверхности,  $E_H = 0,85 \dots 0,95$  для поверхности с насадными пластинчатыми ребрами;  $R_i = \delta_i / \lambda_i$  – термическое сопротивление материала стенки трубки, загрязнений и т. п.

Температурный напор

$$\theta_{m(i)} = \frac{(t_{B1m(i)} - t_{w1m(i)}) - (t_{B2m(i)} - t_{w2m(i)})}{\ln \frac{(t_{B1m(i)} - t_{w1m(i)})}{(t_{B2m(i)} - t_{w2m(i)})}}. \quad (3.14)$$

Температура воздуха после  $i$ -го участка трубки  $m$ , она же температура воздуха на входе  $i$ -го участка следующей по ходу воздуха  $(m+1)$ -й трубки, зависит от количества теплоты  $Q_{0m(i)}$ , которое отводится от воздуха на  $i$ -м участке:



$$t_{в2m(i)} = t_{в1m(i)} - Q_{0m(i)} / (G_{в(i)} \cdot \xi_{m(i)} c_{вл}), \quad (3.15)$$

где коэффициент влаговыпадения  $\xi_{m(i)}$ :

$$\xi_{m(i)} = (I_{в1m(i)} - I_{в2m(i)}) / [c_{вл}(t_{в1m(i)} - t_{в2m(i)})]. \quad (3.16)$$

При этом энтальпию влажного воздуха в уравнении рассчитывают как [53]

$$I_{в} = c_{вл} \cdot t_{в} + r_{п} d = (1,01 + 1,89d) t_{в} + r_{п} d, \text{ кДж/кг}, \quad (3.17)$$

где  $r_{п}$  – удельная теплота фазового перехода при конденсации водяных паров из влажного воздуха,  $r_{п} \approx 2500$  кДж/кг;  $d$  – влагосодержание воздуха (количество водяных паров в 1 кг сухой части воздуха), кг/кг с.в.;  $c_{вл}$  – теплоемкость влажного воздуха,

$$c_{вл} = 1,01 + 1,89d. \quad (3.18)$$

С учетом того, что  $d = 0,622 P_{п} / (P - P_{п})$  и  $\phi = \rho_{п} / \rho_{п}'' = P_{п} / P_{п}''$ , получаем

$$d = 0,622 \phi P_{п}'' / (P - \phi P_{п}''), \quad (3.19)$$

где  $P$ ,  $P_{п}$  и  $P_{п}''$  – давление влажного воздуха, парциальные давления водяного пара в ненасыщенном и насыщенном воздухе (давление водяного пара в состоянии насыщения) при той же температуре воздуха  $t_{в}$ . Давление водяного пара в состоянии насыщения  $P_{п}''$  находят по уравнению состояния водяного пара или по таблицам свойств водяного пара при температурах воздуха  $t_{в1}$  и  $t_{в2}$ , которая в свою очередь является искомой и зависит от  $Q_{0m(i)}$ , или  $G_{в(i)}(I_{в1m(i)} - I_{в2m(i)})$ . Поэтому уравнения тепловых балансов и теплопередачи (3.1–3.3) решают методом последовательных приближений, задаваясь тепловой нагрузкой  $i$ -го участка  $Q_{0m(i)}$  с последующим уточнением [98].

Относительная влажность воздуха на входе  $i$ -го участка (для первой по ходу воздуха трубки параметры влажного воздуха на входе для всех участков трубки одинаковы):

$$\phi_1 = d_{в1} \cdot P_{в} / [P_{п1}'' \cdot (0,622 + d_{в1})] \quad (3.20)$$

где  $P_{п1}''$  – давление насыщенного водяного пара при текущей температуре воздуха.

Средняя температура воды:

$$t_{w,ср.m(i)} = (t_{w1 m(i)} + t_{w2 m(i)}) / 2, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (3.21)$$

Температура воздуха у поверхности принимается:

$$t_{в3m(i)} = t_{w.cp.m(i)} + (1...3), \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (3.22)$$

Влагосодержание воздуха у поверхности:

$$d_{в3m(i)} = 0,622 p_{п3m(i)}'' / (p_{в} - p_{п3m(i)}''), \text{ кг/кг} \quad (3.23)$$

где  $P_{п3}''$  – давление насыщенного водяного пара при температуре воздуха у поверхности.

Теплоемкость влажного воздуха у поверхности:

$$c_{в3m(i)} = 1,01 + 1,89 d_{в3m(i)}, \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}. \quad (3.24)$$

Энтальпия влажного воздуха у поверхности:

$$I_{в3m(i)} = c_{в3m(i)} t_{в3(i)} + 2500 d_{в3m(i)}, \text{ кДж/кг} \quad (3.25)$$

Энтальпия воздуха на выходе:

$$I_{в2m(i)} = I_{в1m(i)} - Q_{0m(i)} / G_{в1(i)}, \text{ кДж/кг}, \quad (3.26)$$

где  $G_{в1(i)} = G_{в1} / k$  – расход воздуха, приходящийся на один участок трубки.

Влагосодержание воздуха на выходе:

$$d_{в2m(i)} = (I_{в2m(i)} - t_{в2m(i)} \cdot c_{в1m(i)}) / 2500, \text{ кг/кг} \quad (3.27)$$

Относительная влажность воздуха на выходе из  $i$ -го участка:

$$\varphi_{2m(i)} = d_{в2m(i)} \cdot P_{в} / (P_{п2m(i)}'' \cdot (0,622 + d_{в2m(i)})), \text{ кг/кг}, \quad (3.28)$$

где  $P_{п2m(i)}''$  – давление насыщенного водяного пара при температуре воздуха на выходе  $i$ -го участка.

Теплоотдачу от воздуха к наружной поверхности трубок с пластинчатым оребрением рассчитывают по уравнению теплоотдачи в мокром режиме [45]

$$\alpha_{вm(i)} = 0,25 \frac{\lambda_{в}}{d_3} \text{Re}_{в}^{0,56} \zeta_{зм(i)}^{2,41-0,56 \lg \text{Re}_{в}}. \quad (3.29)$$

Эквивалентный гидравлический диаметр по воздуху:

$$d_{екв} = \frac{2(S_1 - d_{зоб})(S_p - \delta_p)}{(S_1 - d_{зоб}) + (S_p - \delta_p)}, \text{ м}. \quad (3.30)$$

Критерий Рейнольдса для воздуха:

$$\text{Re}_{в} = w_{в} \cdot d_{екв} / \nu_{в}, \quad (3.31)$$

где  $\nu_{в}$  – коэффициент кинематической вязкости.

Коэффициент теплоотдачи к воде:

$$\alpha_{wm(i)} = (1430 + 22t_{w.cp.m(i)}) \cdot w_w^{0,8} / d_{BH}^{0,2}. \quad (3.32)$$

Температуру воды на выходе находят как среднеарифметическую температуру воды U-образных трубок ряда по глубине:

$$t_{w2} = \frac{\sum_1^{m/2} t_{w2m(k)}}{m/2} \quad (3.33)$$

Низкотемпературная секция. Основные уравнения и расчетный алгоритм (рис. 3.2) низкотемпературной секции аналогичный высокотемпературной секции. Температура воды на входе  $t_{w1}^{II} < t_{w1}^I$ , поскольку охлаждение воды (теплоносителя) осуществляется ПКХМ при более низких температурах кипения хладона.

Поскольку распределение температуры воздуха за трубкой неравномерно (это обусловлено изменением температурных напоров по длине трубки в поперечном сечении вследствие изменения температуры воды в трубке), параметры влажного воздуха за трубкой на каждом  $i$ -участке будут разными в соответствии с параметрами воздуха на входе  $i$ -участка трубки.

Параметры состояния воздуха на локальных  $i$ -участках на выходе высокотемпературной секции соответствуют параметрам воздуха на локальных  $i$ -участках на входе низкотемпературной секции, при этом учитывалось, что смешения потока воздуха за высокотемпературной секций не происходит и, соответственно, "струи" потока перемещаются между секциями не смешиваясь, т.е. параметры воздуха на локальных участках первой по ходу трубки низкотемпературной секции различны.

Температуру воздуха на выходе из низкотемпературной секции находят как среднеарифметическую температуру для всех участков (общим числом  $k$ ) прямой трубки, последней по ходу воздуха ( $m + u = n_2$ ):

$$t_{B2} = \frac{\sum_1^k t_{B2u(i)}}{k} \quad (3.31)$$

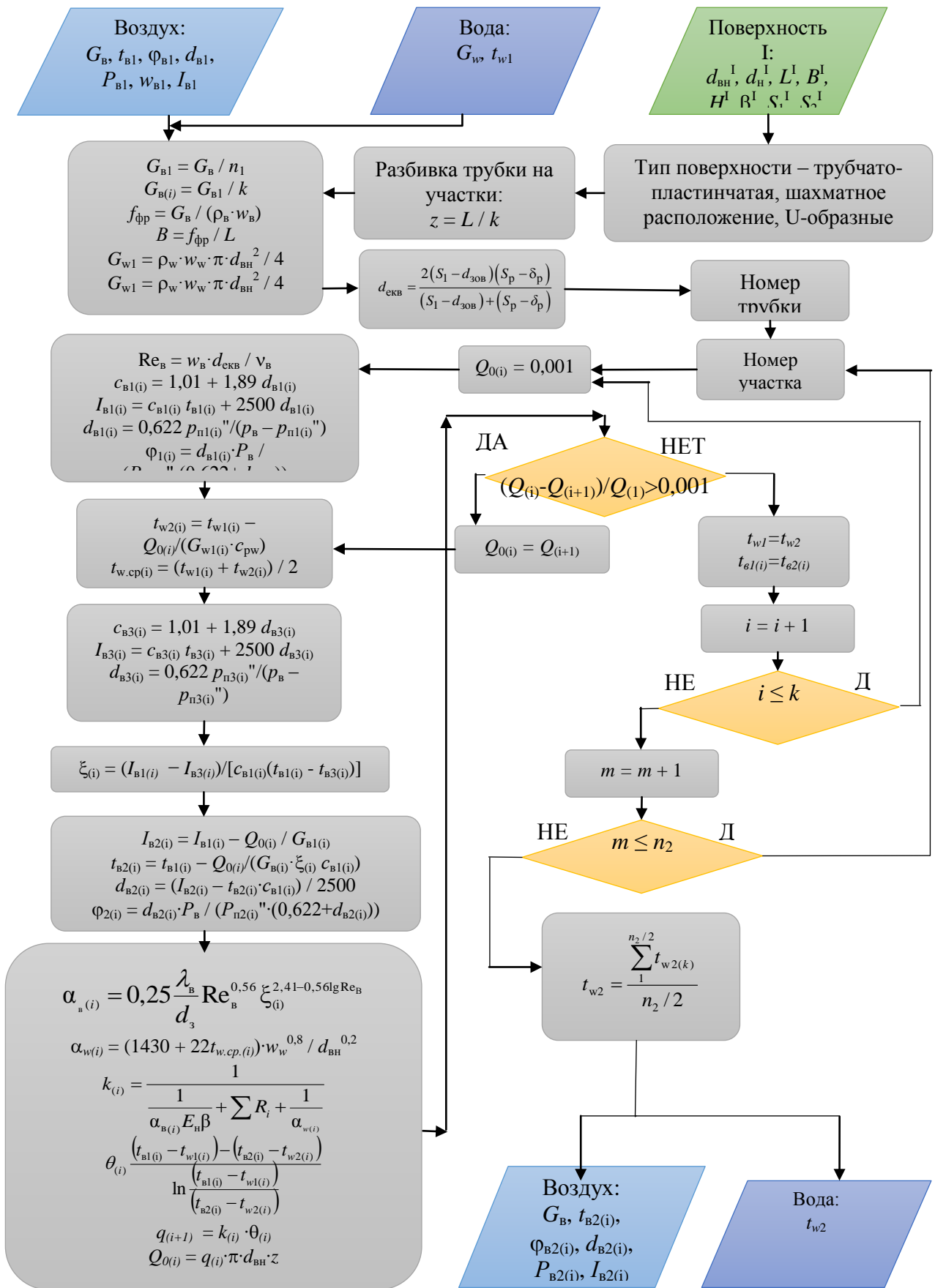


Рис. 3.2. Алгоритм расчета согласно математической модели воздухоохладителя на примере высокотемпературной секции

### 3.3. Определение рациональных параметров двухступенчатого воздухоохладителя на основе разработанной математической модели

Рациональные параметры двухступенчатого воздухоохладителя (ВО) должны обеспечивать минимальные (приемлемые) массогабаритные характеристики и аэродинамическое сопротивление при меняющихся климатических условиях эксплуатации, особенно при наиболее напряженных в тепловом отношении условиях – при повышенных температуре и относительной влажности воздуха.

Для исследования работы ВО выбраны поверхности, которые используются в судовых системах кондиционирования воздуха. Такие поверхности позволяют обеспечить высокие значения коэффициентов теплоотдачи со стороны воздуха в мокром режиме  $\alpha_{в.м}$  и эффективный отвод конденсата. Наиболее эффективно применение секций с трубчато-пластинчатым оребрением и шахматным расположением трубок.

В качестве двухсекционного ВО рассмотрим конструкцию из высокотемпературной секции (ВО<sub>вт</sub>), которая охлаждается водой от АБХМ, и низкотемпературной секции (ВО<sub>нт</sub>), охлаждаемой водой от ПКХМ. Теплообменные секции ВО<sub>вт</sub> и ВО<sub>нт</sub> набраны из "U"-образных трубок с коллекторами подвода и отвода охлаждающей воды. Обе секции имеют одинаковую геометрию (диаметр трубок, шаг, толщина ребер, степень оребрения и т.д.) без переходов между ступенями. В качестве такой поверхности выбрана поверхность, используемая на ПАО "Завод "Экватор" (г. Николаев) для судовых и стационарных систем кондиционирования воздуха[45,48,51].

Температура воды на выходе из АБХМ (входе в ВО<sub>вт</sub>) принята  $t_{w1} = 7$  °С, при этом минимальная температура воздуха на выходе составляет 14 °С. Расход воздуха через ВО –  $G_b = 2$  кг/с, фронтальное сечение по воздуху – 1300х900 мм.

Температура воды на выходе из ПКХМ (ВО<sub>нт</sub>) принята  $t_{w1} = 4$  °С, при этом минимальная температура воздуха на выходе составляет 9 °С.

Минимальная разница температур воздуха и воды на выходе из теплообменника при противотоке принята равной  $\Delta t_1 = t_{B2} - t_{W1} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$  [114]. Воздух обтекает пучок трубок в поперечном направлении. На основе предложенных математической модели и алгоритма был разработан программный комплекс, позволяющий рассчитывать локальные в поперечном сечении и по ходу воздуха параметры воздуха и холодоносителя (воды) и теплогидродинамические характеристики всего процесса тепловлажностной обработки воздуха ( $t_B, t_W, \alpha_B, \alpha_W, k, q, Q, \xi, \Delta p_B$ ), что в свою очередь позволяет определить участки с наибольшим влаговываждением, максимальной и минимальной интенсивностью теплопередачи.

В качестве примера в таблице 3.1 представлены результаты расчета двухсекционного охладителя воздуха при  $t_{B1} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$  и  $\phi_{B1} = 70 \%$ . На рис. 3.3–3.5 представлены зависимости тепловой нагрузки (холодопроизводительности)  $Q_0$ , площади теплообменной поверхности  $F$ , аэродинамического сопротивления  $\Delta p_{\Sigma}$ , коэффициента влаговываждения  $\xi$ , количества выпавшей влаги  $W$ , температуры воды  $t_{W2}$ , температуры воздуха на выходе (за трубкой)  $t_{B2}$ , влагосодержания  $d$ , коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_B, \alpha_W$ , теплопередачи  $k$ , температурного напора  $\theta$  по глубине теплообменника  $L$ .

Результаты моделирования показывают, что удельная тепловая нагрузка (на 1 кг/с расхода)  $ВО_{BT}$  составляет  $q_{01} = 23,4 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с})$ , а удельная тепловая нагрузка  $ВО_{HT} - q_{02} = 10,8 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с})$ , суммарная тепловая нагрузка  $q_0 = q_{01} + q_{02} = 34,2 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с})$ , что хорошо согласуется с рациональными значениями 32...36 кВт/(кг/с).

Таблица 3.1.

Результаты моделирования работы двухсекционного охладителя воздуха

 $(t_{в1} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$  и  $\varphi_{в1} = 70 \text{ } \%$ )

№	Параметр	ВО <sub>вт</sub>	ВО <sub>нт</sub> (по средней $t_{в}$ за ВО <sub>вт</sub> )	ВО <sub>нт</sub>
1.	Теплоноситель	вода	вода	вода
2.	Общий расход воздуха $G_{в}$			
	кг/ч	7200	7200	7200
	кг/с	2,0	2,0	2,0
3.	Диаметр трубки			
	внутренний $d_{вн}$ , мм	8,0	8,0	8,0
	наружный $d_{нар}$ , мм	10,0	10,0	10,0
4.	Длина трубки (В), мм	1300	1300	1300
5.	Расположение трубок	U-обр. тр.	U-обр. тр.	U-обр. тр.
6.	Коэффициент оребрения, $\beta'$	13,5	13,5	13,5
7.	Степень оребрения, $\beta$	–	–	–
8.	Расход на одну трубку (во фронтальном сечении)			
	воздух, $g_{в}$ , кг/с	0,0670	0,0670	0,0670
	вода, $g_{w}$ , кг/с	0,0250	0,0250	0,0250
	вода, $g_{w}$ , кг/ч	90	90	90
9.	Количество подводов воды по глубине на один ряд, шт.	4	3	3
10.	Общее количество подводов воды, шт.	4x30	3x30	3x30
11.	Общий расход воды $G_{w}$ , кг/с	3,00	2,25	2,25
	$G_{w}$ , кг/ч	10800	8100	8100
12.	Скорость			
	воздух (живое сечение), $w_{в}$ , м/с	3,2	3,2	3,2
	воздух (в набегающем потоке), $w_{в}$ , м/с	1,8	1,8	1,8
	вода, $w_{w}$ , м/с	0,50	0,5	0,5
13.	Температура воды $t_{w}$ , $^\circ\text{C}$			
	ВХОД	7,00	4,00	4,00
	ВЫХОД	8,88	5,16	4,80
14.	Температура воздуха $t_{в}$ , $^\circ\text{C}$			
	ВХОД	25,00	13,89	13,89
	ВЫХОД	13,89	8,86	8,37
15.	Коэффициент влаговываждения $\xi$	2,026	2,084	2,074
16.	Влагосодержание – вход $d_1$ , г/кг	13,98	9,26	9,26
	выход $d_2$ , г/кг	9,26	7,03	6,83
17.	Относительная влажность			
	ВХОД $\varphi_{в1}$ , %			
	ВЫХОД $\varphi_{в2}$ , %			
18.	Давление воздуха $P_{в}$ , $10^5$ Па	1,013	1,013	1,013
19.	Шаг трубок			
	$S_1$ , мм	25,0	25,0	25,0
	$S_2$ , мм	21,6	21,6	21,6

20.	Толщина ребра, $\delta_r$ , мм	0,3	0,3	0,3
21.	Шаг ребра, $S_r$ , мм	2,3	2,3	2,3
22.	Количество U-образных трубок по глубине	4	3	3
23.	Количество трубок $n_1$ , шт	30	30	30
24.	Количество трубок $n_2$ , шт	8	6	6
25.	Тепловая нагрузка			
	удельная $q$ , кВт/(кг/с)	23,40	10,80	11,85
	один ряд по глубине $Q_{\text{ряд}}$ , кВт	1,56	0,72	0,79
	полная $Q$ , кВт	46,8	21,6	23,7
26.	Плотность теплового потока			
	к наружной пов. $q_{\text{нар}}$ , Вт/м <sup>2</sup>	356	219	241
	к внутренней пов. $q_{\text{вн}}$ , Вт/м <sup>2</sup>	5971	3675	4032
27.	Температурный напор $\theta$ , °С	10,9	6,6	6,4
28.	Коэффициент теплопередачи			
	к наружной пов. $k_{\text{нар}}$ , Вт/(°С·м <sup>2</sup> )	33,0	33,0	37
	к внутренней пов. $k_{\text{вн}}$ , Вт/(°С·м <sup>2</sup> )	550,0	556,0	626
29.	Коэффициент теплоотдачи к воздуху $\alpha_v$ , Вт/(°С·м <sup>2</sup> )	55,3	56,2	56,0
	Коэффициент теплоотдачи к воде $\alpha_w$ , Вт/(°С·м <sup>2</sup> )	2422,0	2310,0	22,70
30.	Габариты, мм			
	Н, мм	1300	1300	1300
	В, мм	750	750	750
	Л, мм	173	130	130
31.	Аэродинамическое сопротивление $\Delta P$ , Па	280	209	273

Анализ зависимостей на рис. 3.3–3.5 показывает, что для начальных параметров воздуха на входе в ВО:  $t_{в1} = 25$  °С и  $\phi_{в1} = 70$  %, конструкция охладителя будет представлять собой двухсекционный теплообменник, состоящий из ВО<sub>вт</sub> – 4 U-образных трубок ( $n_2 = 8$ ) и ВО<sub>нт</sub> – 3 U-образных трубок ( $n_2 = 6$ ). Аэродинамическое сопротивление не превышает 490 Па, что соответствует параметрам охладителей систем кондиционирования. Температура воздуха после ВО<sub>вт</sub> составляет  $t_{в2} = 14$  °С при температуре воды  $t_{w1} = 7$  °С и после ВО<sub>нт</sub>  $t_{в2} = 9$  °С при температуре воды  $t_{w1} = 4$  °С.



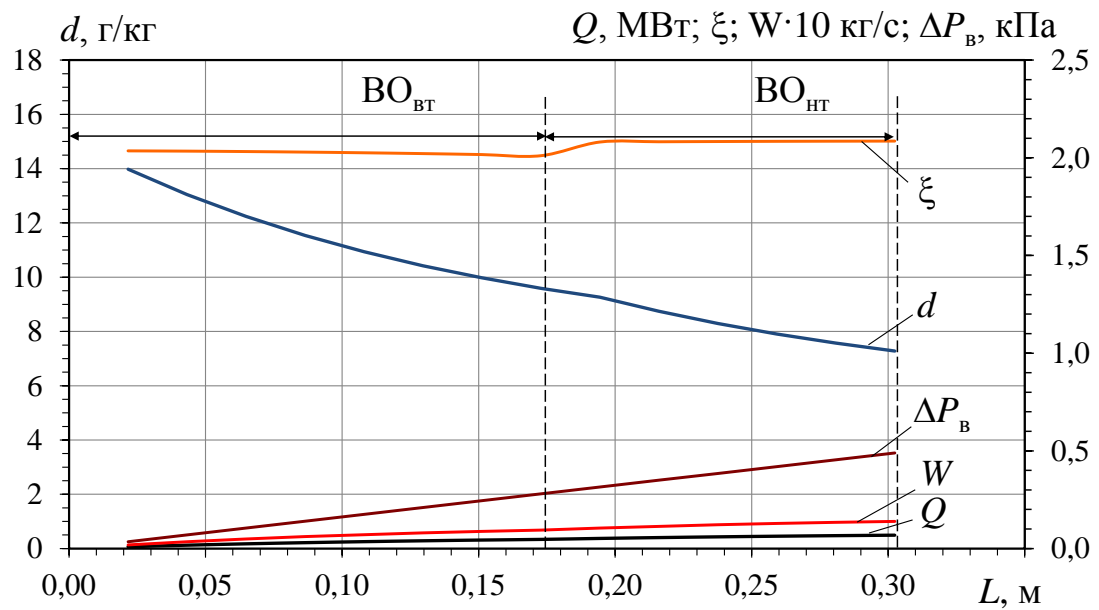


Рис. 3.3. Изменение тепловой нагрузки  $Q$ , аэродинамического сопротивления  $\Delta P_B$ , коэффициента влаговыпадения  $\xi$ , количества выпавшей влаги  $W$ , влагосодержания  $d$  по глубине теплообменника  $L$  при  $t_{в1} = 25^\circ\text{C}$  и  $\phi_{в1} = 70\%$

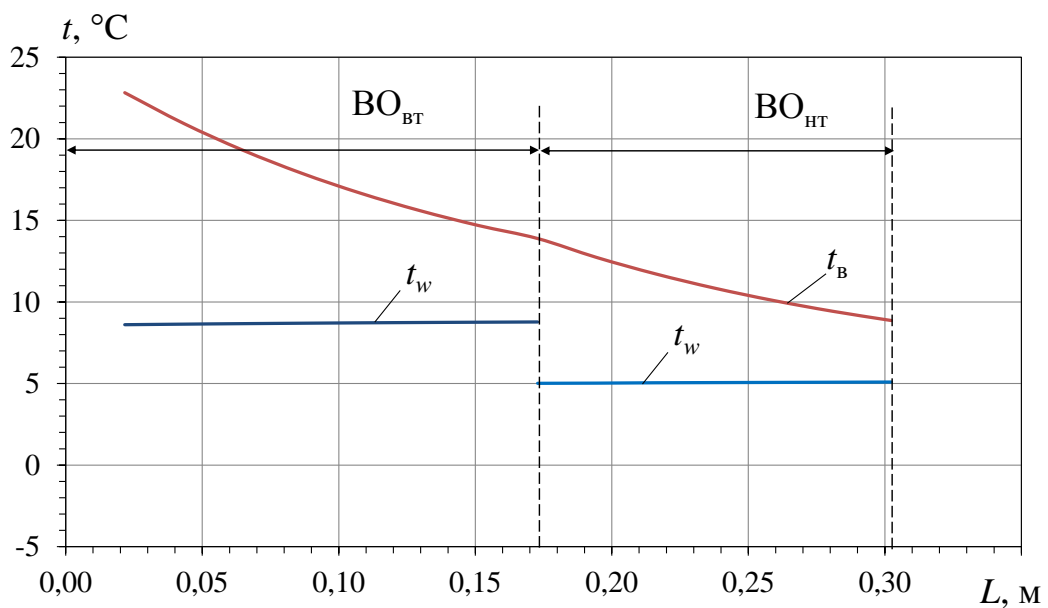


Рис. 3.4. Изменение температуры воздуха  $t_B$ , температуры воды  $t_w$  по глубине теплообменника  $L$  при  $t_{в1} = 25^\circ\text{C}$  и  $\phi_{в1} = 70\%$

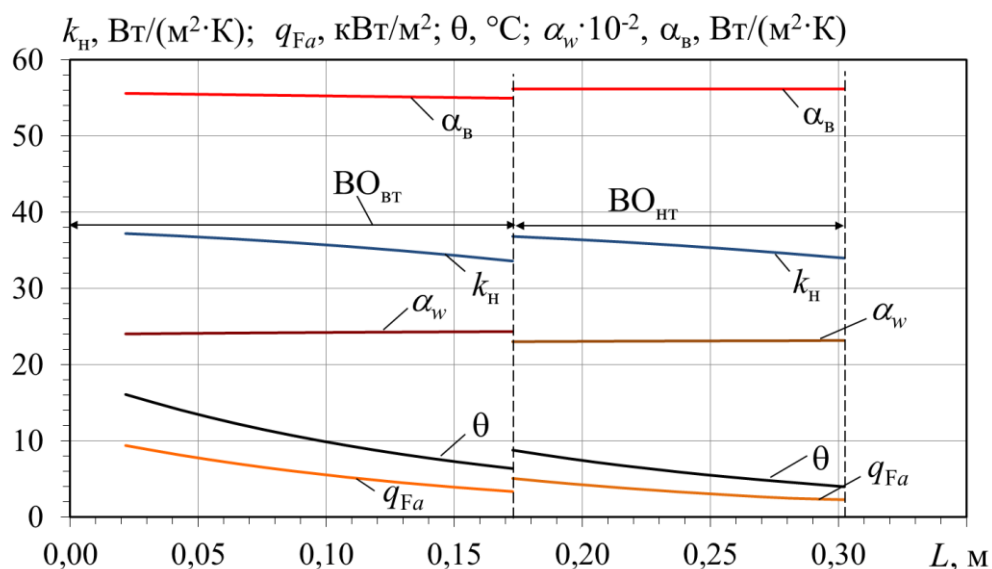


Рис. 3.5. Изменение коэффициентов теплоотдачи к воздуху  $\alpha_B$ , воде  $\alpha_w$ , теплопередачи  $k$ , температурного напора  $\theta$ , плотности теплового потока  $q_{Fa}$  по глубине теплообменника  $L$  при  $t_{в1} = 25\text{ }^\circ\text{C}$  и  $\varphi_{в1} = 70\%$

Тепловая нагрузка в данном режиме составляет  $Q = 68$  кВт, площадь теплообменной поверхности  $F = 230\text{ м}^2$ , глубина по ходу воздуха  $L = 302$  мм, что соответствует 14 трубкам по глубине (семь U-образных трубок). Аэродинамическое сопротивление  $\Delta p = 490$  Па. Значения коэффициента влаговывадения  $\xi = 1,5 \dots 2,4$ , количества выпадающей влаги  $W = 13,5$  г/с.

Коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха  $\alpha_B = 55 \dots 60$  Вт/( $\text{м}^2 \cdot \text{K}$ ), коэффициент теплоотдачи со стороны воды  $\alpha_w = 2400 \dots 2800$  Вт/( $\text{м}^2 \cdot \text{K}$ ). Коэффициент теплопередачи по глубине составляет  $k = 30 \dots 40$  Вт/( $\text{м}^2 \cdot \text{K}$ ). Уменьшение температурного напора  $\theta$  с  $20\text{ }^\circ\text{C}$  до  $10\text{ }^\circ\text{C}$  влечет за собой снижение плотности теплового потока до  $q = 300$  Вт/ $\text{м}^2$ .

Следующим этапом было определение рациональных тепловых нагрузок высокотемпературной  $\text{ВО}_{\text{ВТ}}$  и низкотемпературной  $\text{ВО}_{\text{НТ}}$  секции охладителя с учетом взаимосвязи и изменения их текущих нагрузок в соответствии с климатическими условиями эксплуатации, что позволяет свести к минимуму непродуктивные затраты мощности (соответственно и расходы топлива) на преодоление аэродинамического сопротивления  $\Delta P_{\text{во}}$  [57], когда часть поверхности  $\text{ВО}_{\text{ВТ}}$  практически выключена из процесса теплообмена вследствие

достижения температурой воздуха  $t_{в2}$  граничного значения разницы температур  $\theta = t_{в2} - t_x$  при данной температуре хладоносителя (воды)  $t_x = 7^\circ\text{C}$ , которая поступает из АБХМ.

Сравнение результатов моделирования двухсекционного охладителя при других удельных тепловых нагрузках ( $q_{01} = 8,25$  кВт/(кг/с),  $q_{02} = 25,2$  кВт/(кг/с), суммарная тепловая нагрузка  $q_0 = q_{01} - q_{02} = 33,5$  кВт/(кг/с)), показывает, что глубина  $\text{ВО}_{\text{вТ}}$  уменьшается до  $n_2 = 2$  при температуре воздуха на выходе  $21,1^\circ\text{C}$ , а глубина  $\text{ВО}_{\text{нТ}}$  увеличивается до  $n_2 = 10$  при той же общей температуре воздуха на выходе (рис. 3.6–3.7).

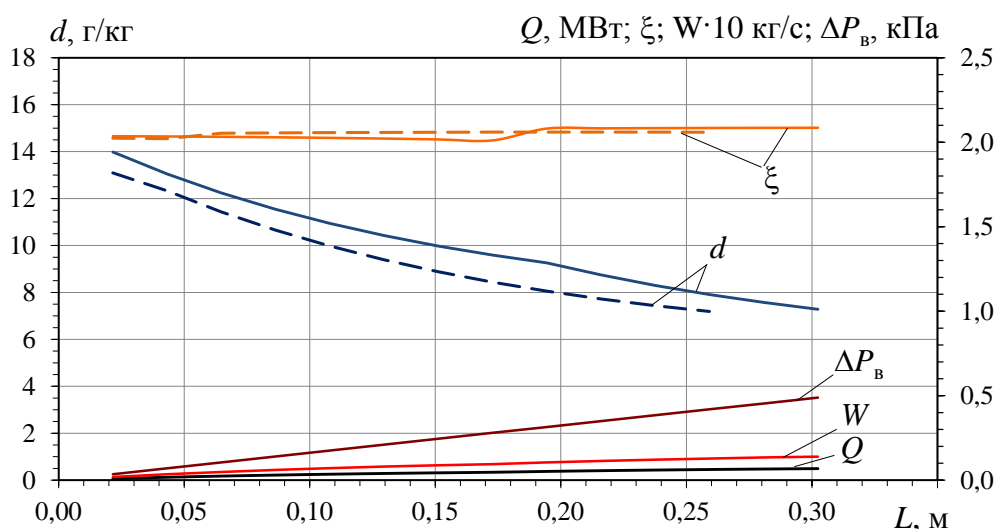


Рис. 3.6. Изменение температуры воздуха  $t_{в}$ , температуры воды  $t_{в}$  по глубине теплообменника  $L$  при  $t_{в1} = 25^\circ\text{C}$  и  $\varphi_{в1} = 70\%$ ; —  $-q_{02} = 23,4$  кВт/(кг/с);  $q_{02} = 10,8$  кВт/(кг/с); - - -  $q_{01} = 8,25$  кВт/(кг/с);  $q_{02} = 25,2$  кВт/(кг/с)

Сокращение общей длины теплообменника обусловлено прежде всего увеличением среднего температурного напора  $\theta$  (рис. 3.8), при этом средняя температура воды на входе меньше, т.к. глубина  $\text{ВО}_{\text{вТ}}$  значительно меньше, а  $\text{ВО}_{\text{нТ}}$ , наоборот, больше, а также благодаря увеличению средней плотности теплового потока  $q_{\text{Fa}}$ . Как следствие, общая глубина  $\text{ВО}$  уменьшается на 2 трубки. Однако при переходе на такое распределения удельных тепловых нагрузок между секциями ( $q_{01} = 8,25$  кВт/(кг/с),  $q_{02} = 25,2$  кВт/(кг/с)) при более высоких промежуточных температурах воздуха между секциями  $t_{в2} = 20...22^\circ\text{C}$

возрастает нагрузка (необходимая холодопроизводительность  $Q_0$ ) на ПКХМ, что приведет к уменьшению общего теплового коэффициента.

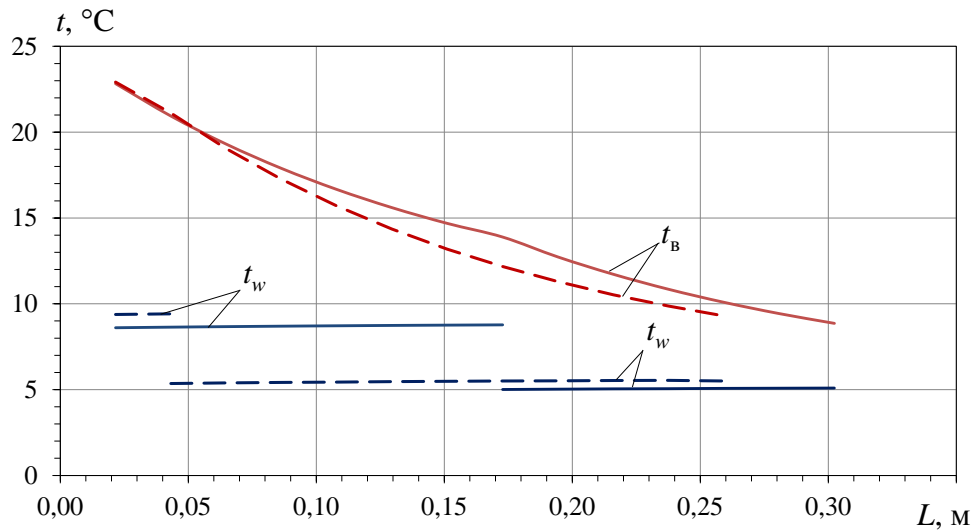


Рис. 3.7. Изменение коэффициентов теплоотдачи воздуху  $\alpha_b$ , воде  $\alpha_w$ , теплопередачи  $k$ , температурного напора  $\theta$ , плотности теплового потока  $q_{Fa}$  по глубине теплообменника  $L$  при  $t_{B1} = 25^{\circ}\text{C}$  и  $\varphi_{B1} = 70\%$ ; — —  $q_{02} = 23,4 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с})$ ;  $q_{02} = 10,8 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с})$ ; - - -  $q_{01} = 8,25 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с})$ ;  $q_{02} = 25,2 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с})$

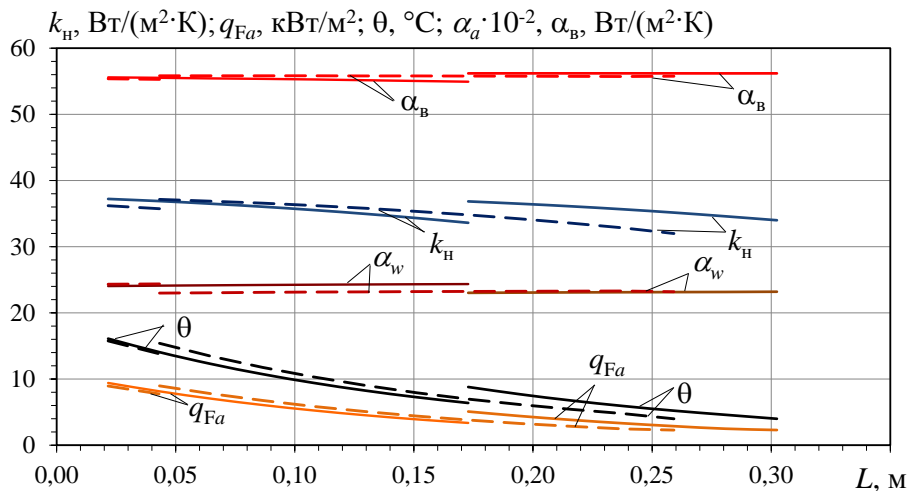


Рис. 3.8. Изменение коэффициентов теплоотдачи воздуху  $\alpha_b$ , воде  $\alpha_w$ , теплопередачи  $k$ , температурного напора  $\theta$ , плотности теплового потока  $q_{Fa}$  по глубине теплообменника  $L$  при  $t_{B1} = 25^{\circ}\text{C}$  и  $\varphi_{B1} = 70\%$ ; — —  $q_{02} = 23,4 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с})$ ;  $q_{02} = 10,8 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с})$ ; - - -  $q_{01} = 8,25 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с})$ ;  $q_{02} = 25,2 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с})$

Анализ изменения параметров воздуха на выходе из двухсекционного охладителя (рис. 3.9) показывает неравномерность распределения температуры  $t_B$ , относительной влажности  $\varphi$  и влагосодержания  $d$  влажного воздуха на выходе

из  $ВО_{ВТ}$  по длине прямой трубки (в поперечном сечении  $ВО$ ). Учет характера этих изменений в математической модели позволяет точнее определить средние параметры воздуха и теплоносителя на выходе из  $ВО_{НТ}$ , а следовательно, учесть это при выборе рациональной конструкции теплообменного аппарата.

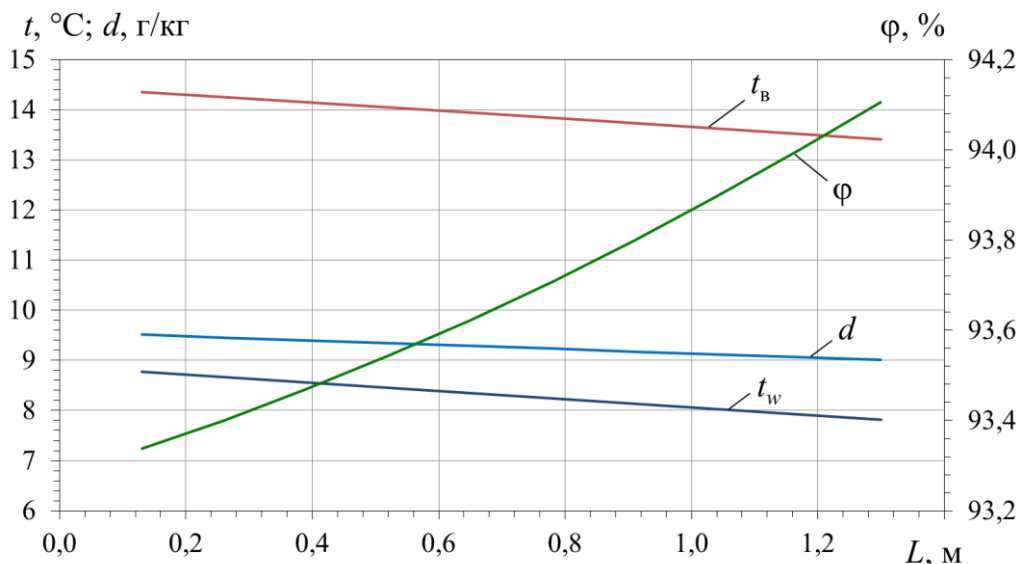


Рис. 3.9. Изменение температуры воздуха  $t_{в}$ , температуры воды  $t_{w}$ , влагосодержания  $d$  и относительной влажности воздуха  $\phi$  по длине прямой трубки  $L_{Тр}$  последнего ряда высокотемпературной секции  $ВО_{ВТ}$

Сравнение результатов математического моделирования с осреднением параметров воздуха после  $ВО_{ВТ}$  и без него представлено на рис. 3.10 и 3.11. Анализ результатов сравнения показывает, что при осреднении параметров воздуха за  $ВО_{ВТ}$  плотность теплового потока  $q_{Fa}$  ниже на 3...5 % вследствие более низких значений коэффициента теплопередачи  $k$  при практически одинаковых значениях температурного напора  $\theta$  (уменьшение на 1...2 %). При этом температура воздуха за  $ВО_{НТ}$  выше и составляет  $t_{в2} = 8,9$  °C (без осреднения  $t_{в2} = 8,3$  °C).

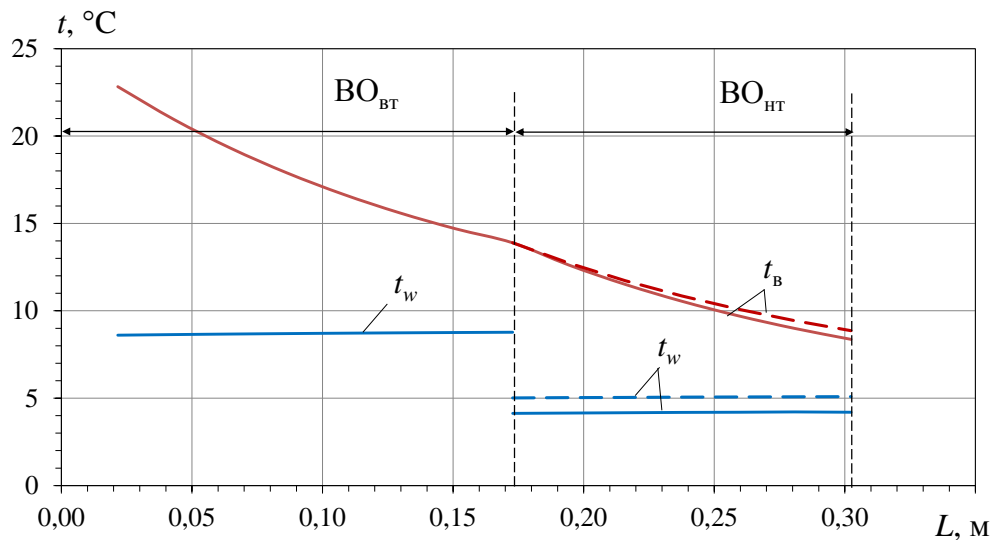


Рис. 3.10. Зависимости температуры воздуха  $t_B$ , температуры воды  $t_w$  по глубине теплообменника  $L$  при  $t_{B1} = 25^\circ\text{C}$  и  $\phi_{B1} = 70\%$ ;  
 — — при расчете по "струйкам"; - - - - при осреднении за  $\text{BO}_{\text{ВТ}}$

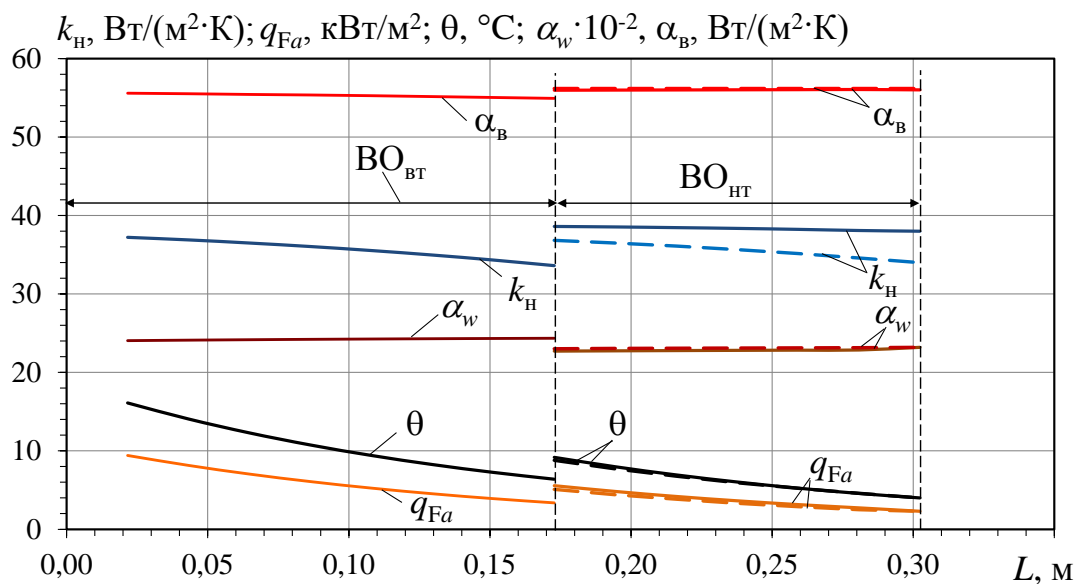


Рис. 3.11. Изменение коэффициентов теплоотдачи воздуху  $\alpha_B$ , воде  $\alpha_w$ , теплопередачи  $k$ , температурного напора  $\theta$ , плотности теплового потока  $q_{Fa}$  по глубине теплообменника  $L$  при  $t_{B1} = 25^\circ\text{C}$  и  $\phi_{B1} = 70\%$ ; — — при расчете по "струйкам"; - - - - при осреднении за  $\text{BO}_{\text{ВТ}}$

Результаты моделирования двухступенчатого охлаждения воздуха в высокотемпературной ступени водяного охлаждения  $\text{BO}_{\text{ВТ}}$  (от АБХМ) и низкотемпературной ступени  $\text{BO}_{\text{НТ}}$  (от ПКХМ) в течении суток представлены на рис. 3.12–3.14.

Моделирование проводилось с целью определения рациональных проектных тепловых нагрузок  $q_0$  (приведенных к единице расхода воздуха  $G_B =$

1 кг/с) для высокотемпературной ступени  $ВО_{\text{ВТ}}$  (АБХМ)  $q_{01}$  и низкотемпературной ступени  $ВО_{\text{НТ}}$  (ПКХМ)  $q_{02}$  и всего двухступенчатого охладителя в целом  $q_0 = q_{01} + q_{02}$ .

Моделирование двухступенчатого охлаждения воздуха выполняли для разных суток летних месяцев при повышенных и пониженных температурах, во втором случае температура воздуха на входе ВО, соответственно тепловая нагрузка и глубина охлаждения  $\Delta t_{\text{в}}$  уменьшаются, а непродуктивные расходы топлива, связанные с аэродинамическим сопротивлением недогруженной высокотемпературной ступени  $ВО_{\text{ВТ}}$ , могут свести на нет эффект от охлаждения воздуха на входе ГПД.

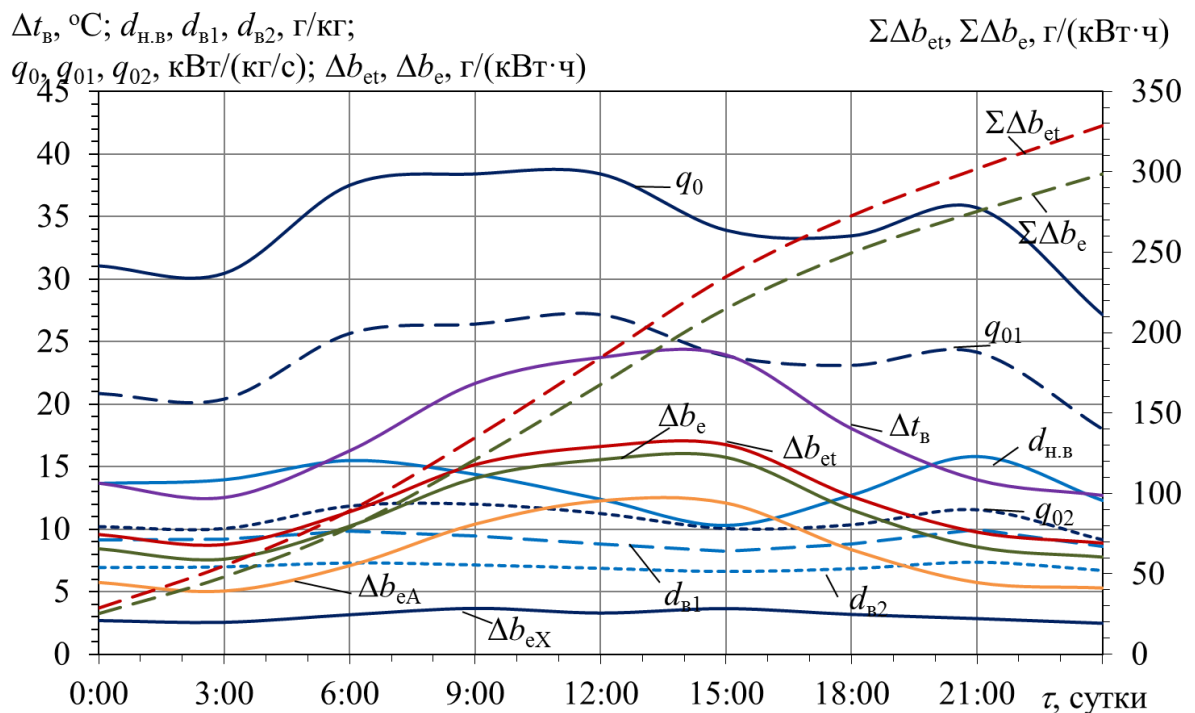


Рис. 3.12. Зависимости текущих значений уменьшения температуры наружного воздуха  $\Delta t_{\text{в}}$  в ВО; влагосодержания воздуха на входе ВО  $d_{\text{н.в}}$ , влагосодержания после высокотемпературной ступени  $ВО_{\text{ВТ}}$   $d_{\text{в1}}$  и низкотемпературной ступени  $ВО_{\text{НТ}}$   $d_{\text{в2}}$ ; удельной тепловой нагрузки высокотемпературной ступени  $ВО_{\text{ВТ}}$   $q_{01}$ , низкотемпературной ступени  $ВО_{\text{НТ}}$   $q_{02}$  и всего ВО  $q_0$ ; текущее уменьшение удельного расхода топлива за счет охлаждения воздуха на входе  $\Delta b_{\text{е}}$  и суммарное  $\Sigma\Delta b_{\text{е}}$  с учетом аэродинамического сопротивления ВО, а также без учета  $\Delta b_{\text{ет}}$  и суммарное  $\Sigma\Delta b_{\text{ет}}$  в течение суток 20.07.2009 г. (удельные тепловые нагрузки  $ВО_{\text{ВТ}}$  и  $ВО_{\text{НТ}}$ :  $q_{01} = 23,4 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с}); q_{02} = 10,8 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с})$ )

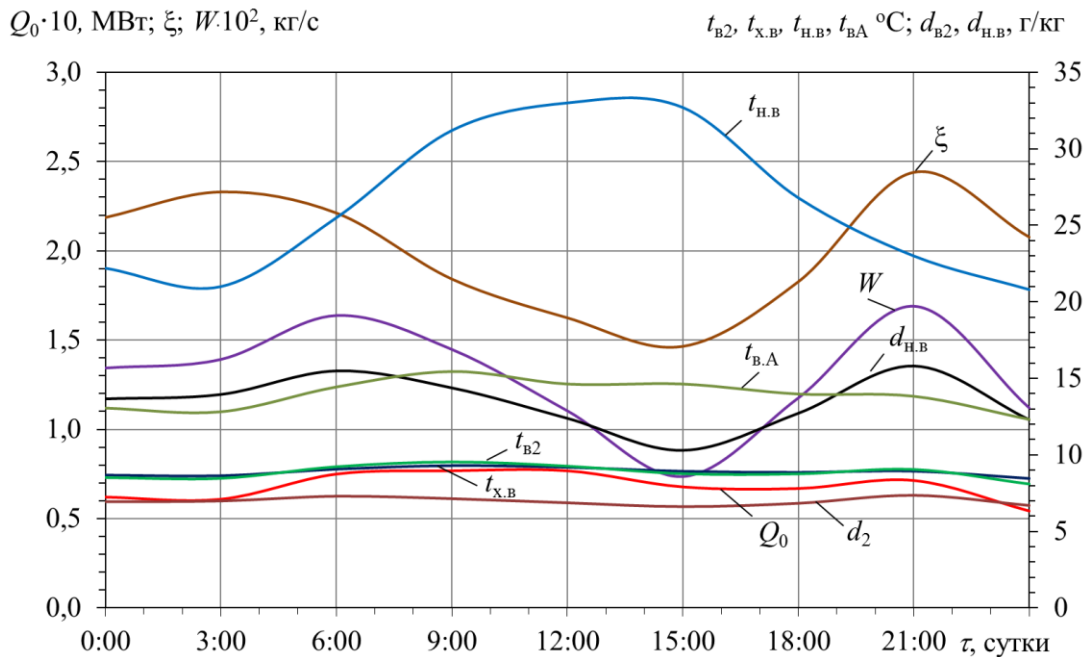


Рис. 3.13. Зависимости текущих значений температуры наружного воздуха  $t_{нв}$  на входе в ВО, температуры воздуха после высокотемпературной ступени  $ВО_{вт}$   $t_{в.а}$ , температуры воздуха после низкотемпературной ступени  $ВО_{нт}$   $t_{б2}$ , температуры воды на выходе из высокотемпературной ступени  $ВО_{вт}$   $t_{х.в}$ ; влагосодержания воздуха на входе ВО  $d_{нв}$ , низкотемпературной ступени  $ВО_{нт}$   $d_{б2}$ ; тепловой нагрузки всего ВО  $Q_0$ ; средний коэффициент влаговыпадения  $\xi$ ; расход выпавшей влаги (конденсата) для всего ВО  $W$  в течении суток 20.07.2009 г. (удельные тепловые нагрузки  $ВО_{вт}$  и  $ВО_{нт}$ :  $q_{01} = 23,4$  кВт/(кг/с);  $q_{02} = 10,8$  кВт/(кг/с))

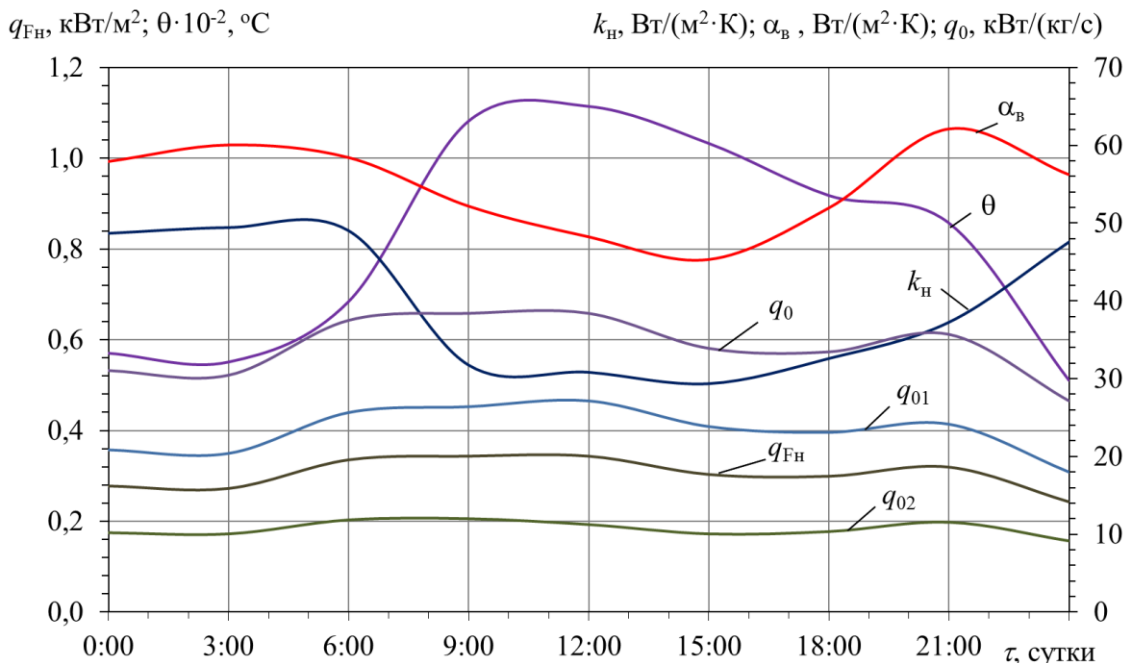


Рис. 3.14. Зависимости текущих значений плотности теплового потока отнесенного к наружной теплообменной поверхности для всего ВО  $q_{Fa}$ ; среднелогарифмической разности температур  $\theta$ ; коэффициента теплопередачи к наружной теплообменной поверхности  $k_H$ ; коэффициента теплоотдачи со стороны воздуха с учетом "мокрого" режима  $\alpha_B$ ; удельной тепловой нагрузки высокотемпературной ступени  $ВО_{вт}$   $q_{01}$ , низкотемпературной ступени  $ВО_{нт}$   $q_{02}$  и всего ВО  $q_0$  в течении суток 20.07.2009 г. (удельные тепловые нагрузки  $ВО_{вт}$  и  $ВО_{нт}$ :  $q_{01} = 23,4$  кВт/(кг/с);  $q_{02} = 10,8$  кВт/(кг/с))



Поскольку ночью и днем температура наружного воздуха  $t_{\text{нв}}$  может снижаться до 20 °С и ниже, соответственно уменьшается тепловая нагрузка  $q_{01}$  на высокотемпературную ступень ВО<sub>вт</sub> до  $q_{01} = 18$  кВт/(кг/с) (рис. 3.12, 3.14), то с учетом еще большего ее падения в прохладные дни целесообразно еще больше уменьшить проектное значение тепловых нагрузок высокотемпературной ступени ВО<sub>вт</sub>  $q_{01}$ , а низкотемпературной ступени ВО<sub>нт</sub>  $q_{02}$  соответственно увеличить при сохранении общей удельной нагрузки на двухступенчатый ВО  $q_0 = 32...36$  кВт/(кг/с), чтобы обеспечить достаточно глубокое охлаждение воздуха на входе ГПД. Результаты моделирования процессов охлаждения для выбранных таким образом тепловых нагрузок приведены на рис. 3.15–3.17.

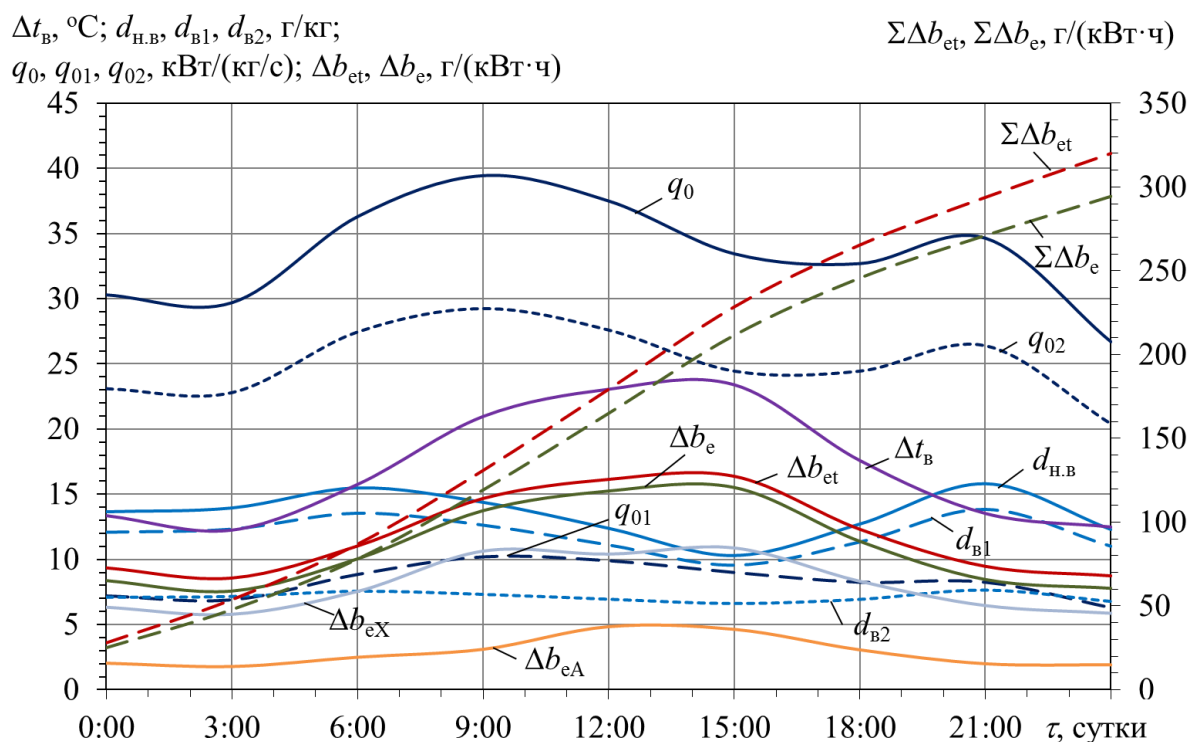


Рис. 3.15. Зависимости текущих значений уменьшения температуры наружного воздуха  $\Delta t_B$  ВО; влагосодержания воздуха на входе ВО  $d_{\text{нв}}$ , влагосодержания после высокотемпературной ступени ВО<sub>вт</sub>  $d_{\text{в1}}$  и низкотемпературной ступени ВО<sub>нт</sub>  $d_{\text{в2}}$ ; удельной тепловой нагрузки высокотемпературной ступени ВО<sub>вт</sub>  $q_{01}$ , низкотемпературной ступени ВО<sub>нт</sub>  $q_{02}$  и всего ВО  $q_0$ ; текущее уменьшение удельного расхода топлива за счет охлаждения воздуха на входе  $\Delta b_e$  и суммарное  $\Sigma \Delta b_e$  и с учетом аэродинамического сопротивления ВО  $\Delta b_{\text{et}}$  и суммарное  $\Sigma \Delta b_{\text{et}}$  в течение суток 20.07.2009 г. (удельные тепловые нагрузки ВО<sub>вт</sub> и ВО<sub>нт</sub>:  $q_{01} = 8,25$  кВт/(кг/с);  $q_{02} = 25,2$  кВт/(кг/с))

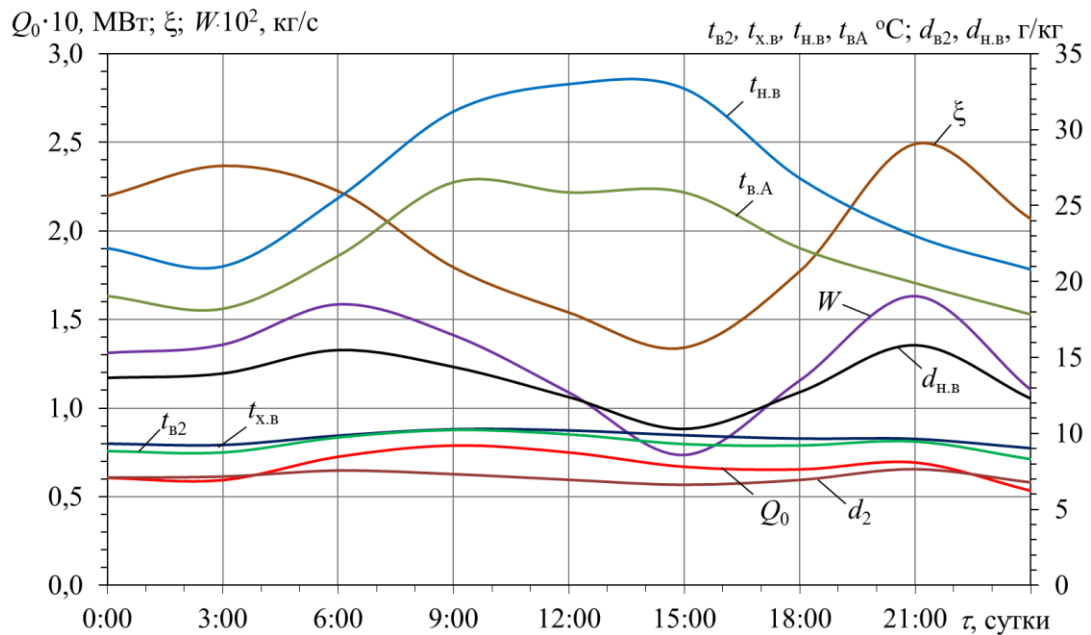


Рис. 3.16. Зависимости текущих значений температуры наружного воздуха  $t_{H.B}$  на входе в ВО, температуры воздуха после высокотемпературной ступени ВО<sub>BT</sub>  $t_{B.A}$ , температуры воздуха после низкотемпературной ступени ВО<sub>HT</sub>  $t_{B2}$ , температуры воды на выходе из высокотемпературной ступени ВО<sub>BT</sub>  $t_{x.B}$ ; влагосодержания воздуха на входе ВО  $d_{H.B}$ , низкотемпературной ступени ВО<sub>HT</sub>  $d_{B2}$ ; тепловой нагрузки всего ВО  $Q_0$ ; средний коэффициент влаговыпадения  $\xi$ ; расход выпавшей влаги (конденсата) для всего ВО  $W$  в течении суток 20.07.2009 г. (удельные тепловые нагрузки ВО<sub>BT</sub> и ВО<sub>HT</sub>:  $q_{01} = 8,25$  кВт/(кг/с);  $q_{02} = 25,2$  кВт/(кг/с))

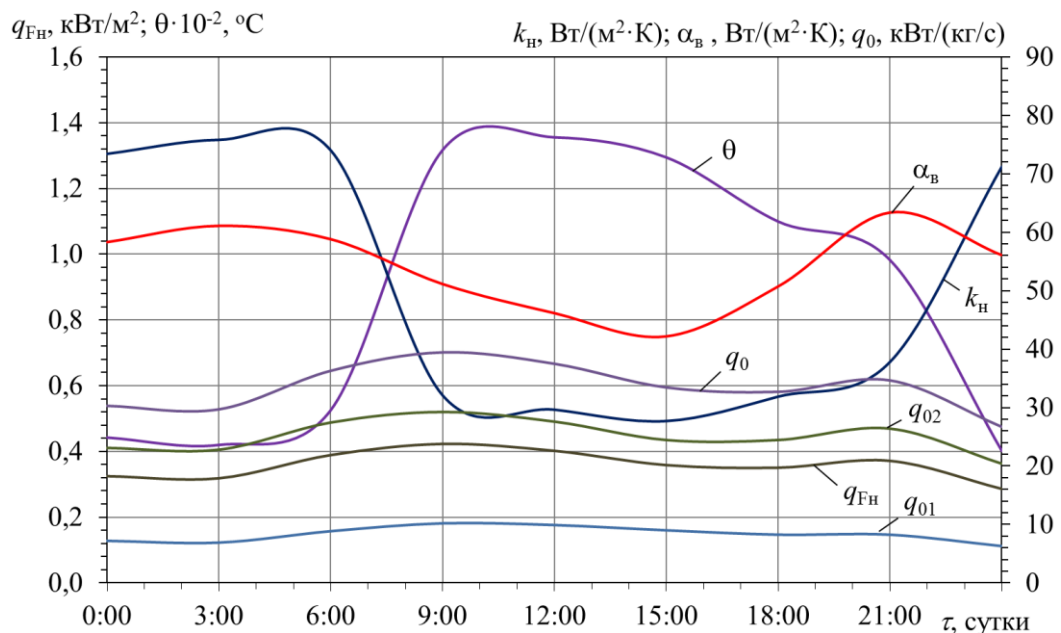


Рис. 3.17. Зависимости текущих значений плотности теплового потока, отнесенной к наружной теплообменной поверхности для всего ВО  $q_{Fa}$ ; среднелогарифмической разности температур  $\theta$ ; коэффициента теплопередачи к наружной теплообменной поверхности  $k_H$ ; коэффициента теплоотдачи со стороны воздуха с учетом "мокрого" режима  $\alpha_B$ ; удельной тепловой нагрузки высокотемпературной ступени ВО<sub>BT</sub>  $q_{01}$ , низкотемпературной ступени ВО<sub>HT</sub>  $q_{02}$  и всего ВО  $q_0$  в течении суток 20.07.2009 г. (удельные тепловые нагрузки ВО<sub>BT</sub> и ВО<sub>HT</sub>:  $q_{01} = 8,25$  кВт/(кг/с);  $q_{02} = 25,2$  кВт/(кг/с))

Анализ текущих данных по топливной эффективности охлаждения воздуха на входе ГПД на рис. 3.15–3.17 показывает суточное сокращение удельного расхода топлива (на 1 кВт мощности ГПД)  $\Delta b_e \approx 12 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$ , что свидетельствует о правомерности такого подхода при проектировании охладителей воздуха на входе ГПД.

В более прохладные дни температура воздуха  $t_{\text{нв}}$  снижается до  $15^\circ\text{C}$  и соответственно тепловая нагрузка высокотемпературной ступени  $\text{ВО}_{\text{вт}}$   $q_{01}$  падает до 0. Поэтому с целью исключения непродуктивных затрат топлива, связанных с аэродинамическим сопротивлением недогруженной высокотемпературной ступени  $\text{ВО}_{\text{вт}}$ , целесообразно ее байпасирование и эксплуатация с глубоким охлаждением воздуха в низкотемпературной ступени  $\text{ВО}_{\text{нт}}$ .

### 3.4. Анализ экспериментальных результатов и проверка адекватности математической модели

Анализ эффективности охлаждения воздуха машинного МО и обоснование схмотехнических решений охлаждения произведен на примере МО когенерационных газопоршневых двигателей автономной теплоэлектростанции завода ООО "Сандора"–"Pepsico Ukraine" (Николаевская обл.). Проектирование и монтаж установки выполнены ЧНПП "СИНАПС"–"GE Energy" (г. Киев) и ООО "Хладотехника" (г. Николаев). Установка автономного электро-, тепло- и холодообеспечения (тригенерационная установка) включает два когенерационных ГПД JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher (электрическая мощность одного ГПД 1400 кВт, тепловая мощность 1500 кВт), абсорбционную бромистолитиевую холодильную машину AR-D500L2 Century (холодильной мощностью 2000 кВт) и два центральных кондиционера SIC Jan HREBEC (Чехия) H.63 (холодопроизводительностью по 350 кВт и объемным расходом воздуха по 60000 м<sup>3</sup>/ч каждый). Отвод теплоты от охлаждающей воды ГД и АБХМ осуществляется градирнями Evarco AT 28-528 (суммарная тепловая мощность 2400 кВт) системы оборотного охлаждения.

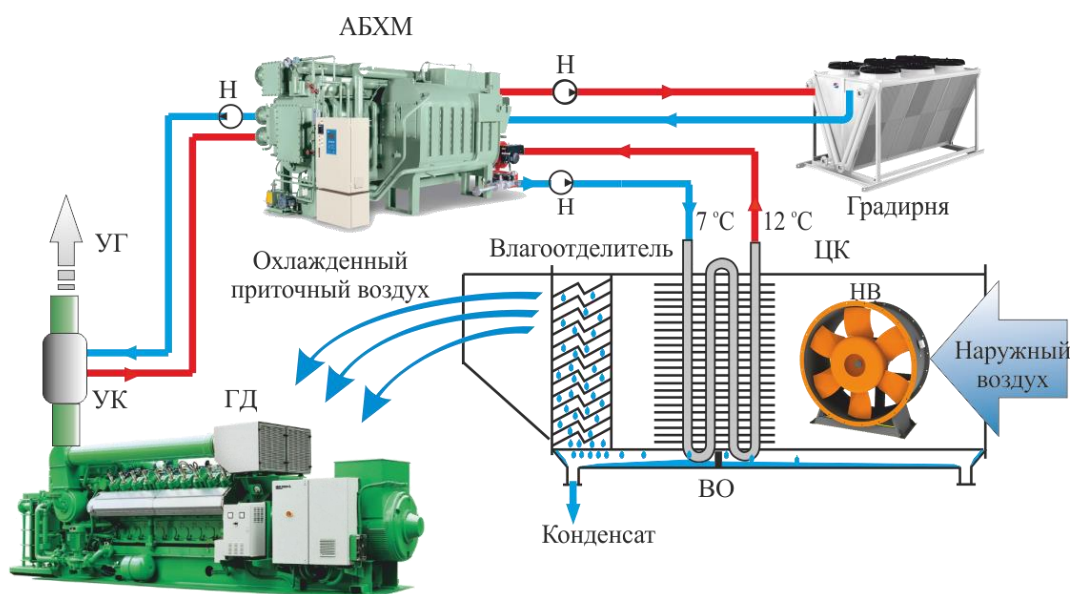


Рис.3.18. Схема кондиционирования воздуха МО с помощью центрального кондиционера и АБХМ

Измерение температуры наружного воздуха и его влажности проводилось датчиком влажности и температуры – ДВТ-001 (НПФ "РегМик"). Принцип действия датчика (рис. 3.19) основан на зависимости электрического сопротивления металлов от температуры.

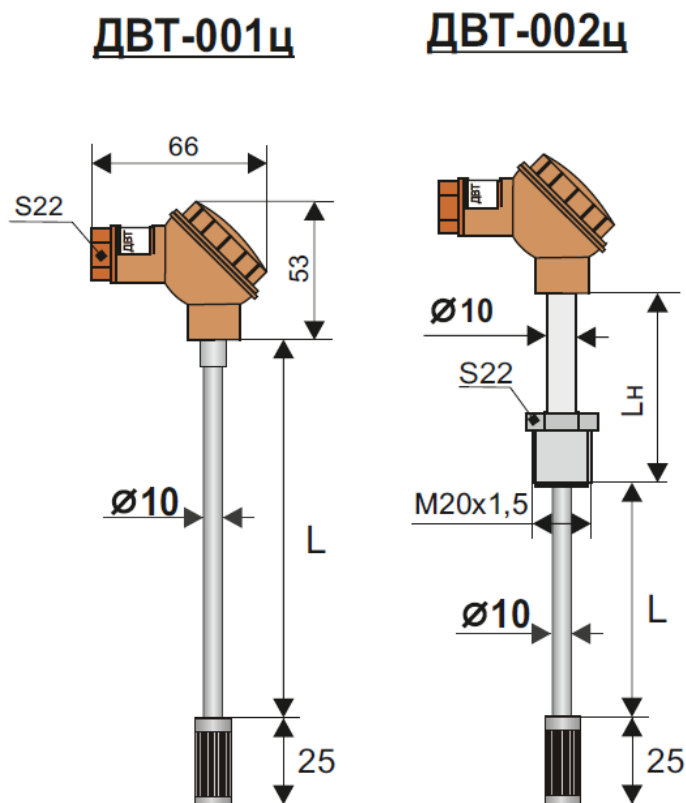


Рис. 3.19. Датчик температуры ДВТ-001 (НПФ "РегМик")

Измерения температуры приточного воздуха на выходе из ВО центрального кондиционера проводились с помощью датчика температуры ТСПУ 1-3 Pt100 0,2 2 100 Ф6 (ЧАО "ТЭРА") (рис. 3.20). Датчик температуры погружного типа и представляет собой термопреобразователь сопротивления.

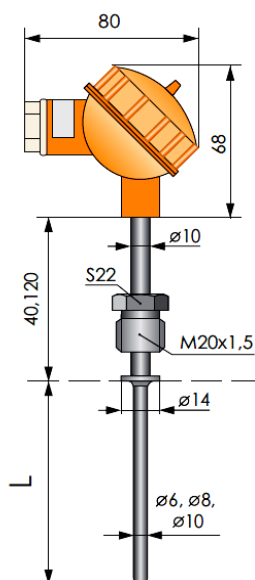


Рис. 3.20. Датчик температуры ТСПУ 1-3 Pt100 0,2 2 100 Ф6

Измерения расхода приточного воздуха через ВО кондиционера проводились с помощью вихревого расходомера-счетчика газа ВРСГ-1 (рис. 3.21), принцип действия которого основан на измерении частоты колебаний, возникающих в потоке в процессе вихреобразования.

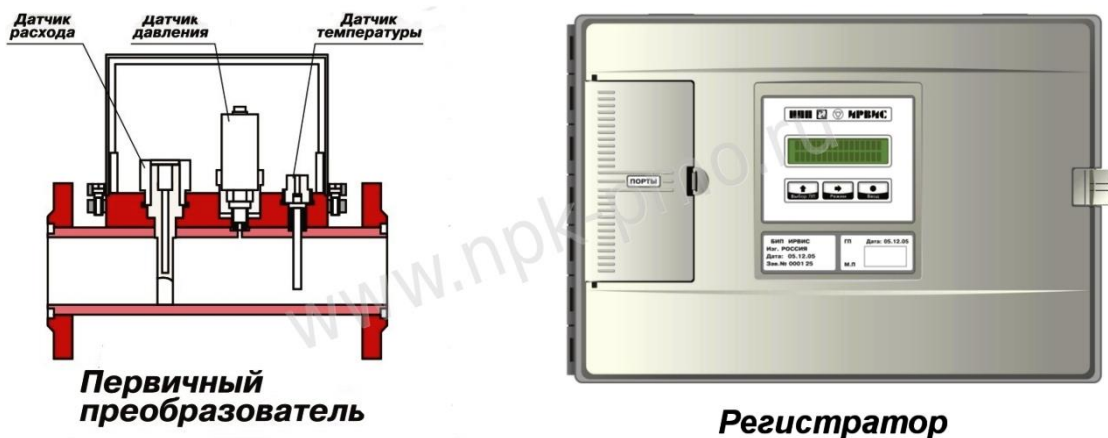


Рис. 3.21. Вихревой расходомер-счетчик газа ВРСГ-1

Перечень контрольно-измерительных приборов с указанием измеряемых ими параметров, пределов измерения, классов точности и погрешности измерения приведен в табл. 3.2.

Таблица 3.2.

## Контрольно-измерительные приборы

№ п/п	Измеряемая величина	Наименование средств измерения	Пределы измерений	Класс точности, погрешность
1	2	3	4	5
1	Относительная влажность наружного воздуха	Датчик влажности и температуры – ДВТ-01 (НПФ "РегМик")	0...100 %	± 2 %
2	Температура наружного воздуха		–40...+120 °С	± 0,5 °С
3	Температура воздуха на входе в ВО	Датчик температуры – ТСПУ 1-3 Pt100 0,2 2 100 Ф6 (ЧАО "ТЭРА")	0...+150 °С.	± (0,1+0,0017·t)
4	Температура воздуха на входе в ВО			
5	Давление воздуха	Манометр технический МПЗ-Уф	0...0,6 МПа	1,0
6	Расход приточного воздуха	расходомера-счетчика газа ВРСГ-1	170...66300м <sup>3</sup> /ч	± 1%

Оценка погрешности результатов измерений производилась с учетом систематической погрешности измерений (погрешности измерительных приборов) и погрешности параметров, получаемых расчетным путем с использованием измеряемых данных и тепловых балансов.

Количество теплоты, отведенное от приточного воздуха в воздухоохладителе:

$$Q_0 = G_B \cdot c \cdot (t_{нв} - t_{в02}),$$

где  $G_B$  – расход приточного воздуха через ВО кондиционера,  $c$  – удельная теплоемкость воздуха,  $(t_{нв} - t_{в02})$  – разница температур воздуха, где  $t_{нв}$  – температура наружного воздуха,  $t_{в02}$  – на выходе из ВО.

Погрешность результатов эксперимента определяется систематической ошибкой, последняя, в свою очередь, – погрешностью измерительных приборов. Зависимость для нахождения предельной относительной погрешности косвенного измерения искомой величины  $y = f(x_1, x_2, \dots x_i, \dots x_n)$  имеет вид [65,]

$$\delta y = \frac{\Delta y}{y} = \sqrt{\sum_1^n \left( \frac{\partial \ln f(x)}{\partial x_i} \Delta x_i \right)^2}.$$

В соответствии с этим выражение для вычисления абсолютной погрешности определения холодопроизводительности ВО  $Q_0$ :

$$\frac{\Delta Q_0}{Q_0} = \sqrt{\left( \frac{\Delta G_B}{G_B} \right)^2 + \left( \frac{\Delta c}{c} \right)^2 + \left( \frac{\Delta t_{н6}}{t_{н6}} \right)^2 + \left( \frac{\Delta t_{в02}}{t_{в02}} \right)^2}.$$

Поскольку на установившемся режиме измерения повторялись 20 раз, то распределение погрешностей измерения соответствует закону Стьюдента [107]. Соответствующий ему доверительный интервал необходимо увеличить на величину абсолютной систематической погрешности (измерительных приборов). Относительная погрешность оценивалась при значении доверительной вероятности  $P = 0,95$ .

Для оценки точности результатов измерений было использовано распределение Стьюдента (применяют при малом числе наблюдений –  $n \leq 20$ , при условии, что распределение погрешностей отдельных измерений следует нормальному).

Доверительные границы (погрешность) результата измерения, определяемого как среднеарифметическое, определялись по следующей зависимости [65]:

$$\varepsilon = t_p \frac{\sigma}{\sqrt{n}} = t_p \sigma_{\bar{x}},$$



где  $n$  – количество наблюдений;  $\sigma$  – среднеквадратическое отклонение результата наблюдения;  $\sigma_{\bar{X}}$  – оценка среднеквадратического отклонения результата измерения.

Среднее значение результата измерения определяется как среднеарифметическое:

$$\bar{X} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i,$$

где  $x_i$  – значение величины, полученное при  $i$ -м наблюдении.

Значение  $t_p$  определяется в зависимости от выбранного значения доверительной вероятности  $P$  [107]. Для оценки точности результата наблюдения служит среднеквадратическое отклонение результата наблюдения:

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{X})^2}.$$

Квадрат этой величины называется рассеянием или дисперсией результата наблюдения:

$$D = \sigma^2.$$

Для оценки достоверности результата измерения, принимаемого равным среднему значению  $\bar{X}$ , применяют показатель точности, аналогичный показателю точности результата наблюдения. При этом согласно теории погрешностей оценка среднеквадратического отклонения результата измерения  $\sigma_{\bar{X}}$  в  $\sqrt{n}$  раз меньше оценки среднеквадратического отклонения результата наблюдения. Таким образом, при числе измерений  $n$  оценка среднеквадратического отклонения результата измерения:

$$\sigma_{\bar{X}} = \frac{\sigma}{\sqrt{n}} = \sqrt{\frac{1}{n(n-1)} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{X})^2}.$$

Пределы допускаемой основной абсолютной погрешности показаний:

$$\Delta = \pm \frac{K \cdot X_N}{100},$$

где  $X_N$  – нормирующее значение;  $K$  – класс точности прибора.

Нормирующее значение:

$$X_N = x_B - x_H,$$

где  $x_B$  – верхний предел измерения;  $x_H$  – нижний предел измерения.

Относительная ошибка измерения:

$$\delta = \pm \frac{K \cdot X_N}{X_d},$$

где  $X_d$  – результат измерения.

Среднеквадратичное отклонение количества теплоты  $\sigma_Q$  вычисляли как  $\sigma_Q = \frac{\sigma}{\sqrt{n}}$ , где  $n$  – число замеров, а величина  $\sigma$  рассчитывается по формуле

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{(n-1)} \sum_{k=1}^n (Q_k - Q_{cp})^2},$$

в которой  $Q_k$  и  $Q_{cp}$  – полученное в результате  $k$ -го измерения и среднеарифметическое значение холодопроизводительности. Их расхождение принимается равным абсолютной погрешности определения холодопроизводительности  $|Q_k - Q_{cp}| = \Delta Q_0$ .

Величину доверительного интервала  $\Delta Q_0$  без учета систематической погрешности вычисляли с помощью соотношения

$$\Delta Q_0 = t_p \cdot \sigma_Q,$$

где  $t_p$  – значение относительного интервала:  $t_p = 0,861$  для  $P = 0,60$ ;  $t_p = 2,093$  для  $P = 0,95$  [107].

Окончательно относительная погрешность определения количества теплоты находится как  $\delta_{Q_0} = \pm \frac{\Delta Q_0}{Q_0}$ .

В таблицах ниже приведены расчетные значения относительной погрешности определения холодопроизводительности воздухоохладителя кондиционера СІС Jan Нїебес Н.63 (табл. 3.3) при  $P = 0,67$  и  $0,95$  для текущих измерений, проведенных в течении суток 19.06.2011 г.

Таблица 3.3

Значения погрешностей определения количество тепла, полученного от ГД  
(холодопроизводительности ВО)

№ п/п	Холодопроизводительность ВО	Относительная погрешность		
		Систематическая	Вероятность	
	$Q_0$ , кВт		$\frac{\Delta Q_0}{Q_0}$	0,95 $\frac{\Delta Q_0}{Q_0}$
1	260	0,01006	0,0211	0,0054
2	260	0,01002	0,0210	0,0054
3	240	0,01078	0,0226	0,0058
4	240	0,01080	0,0226	0,0058
5	240	0,01062	0,0222	0,0057
6	240	0,01054	0,0221	0,0057
7	240	0,01054	0,0221	0,0057
8	230	0,01087	0,0228	0,0059
9	220	0,01112	0,0233	0,0060
10	220	0,01123	0,0235	0,0061
11	210	0,01140	0,0239	0,0061
12	210	0,01129	0,0236	0,0061
13	220	0,01117	0,0234	0,0060
14	250	0,01076	0,0225	0,0058
15	260	0,01047	0,0219	0,0056
16	270	0,01031	0,0216	0,0056
17	290	0,01002	0,0210	0,0054
18	310	0,00978	0,0205	0,0053
19	320	0,00956	0,0200	0,0052
20	340	0,00940	0,0197	0,0051

Как видно из табл. 3.3, максимальная, соответствующая сумме систематической погрешности и доверительного интервала Стьюдента, величина погрешности определения холодопроизводительности ВО не превышает 10 %.

Адекватность математической модели АБТТ устанавливалась путем сравнения расчетных значений холодопроизводительности ВО центрального кондиционера (ЦК)  $Q_{0,P}$  с экспериментальными данными по  $Q_{0,Э}$  [44, 98]. Данные полученных экспериментальным путем значений холодопроизводительности ВО  $Q_{0,Э}$  получены по результатам мониторинга системы кондиционирования и сопоставлялись с расчетными величинами, полученными с использованием программного обеспечения фирмы производителя ВО Guntner Product Calculator Customer, 2006.1/2005-11-08, PL 1/2006.

На рис. 3.22 представлено изменение расчетных значений холодопроизводительности ВО ЦК  $Q_{0,P}$  и полученных по результатам мониторинга  $Q_{0,Э}$ .

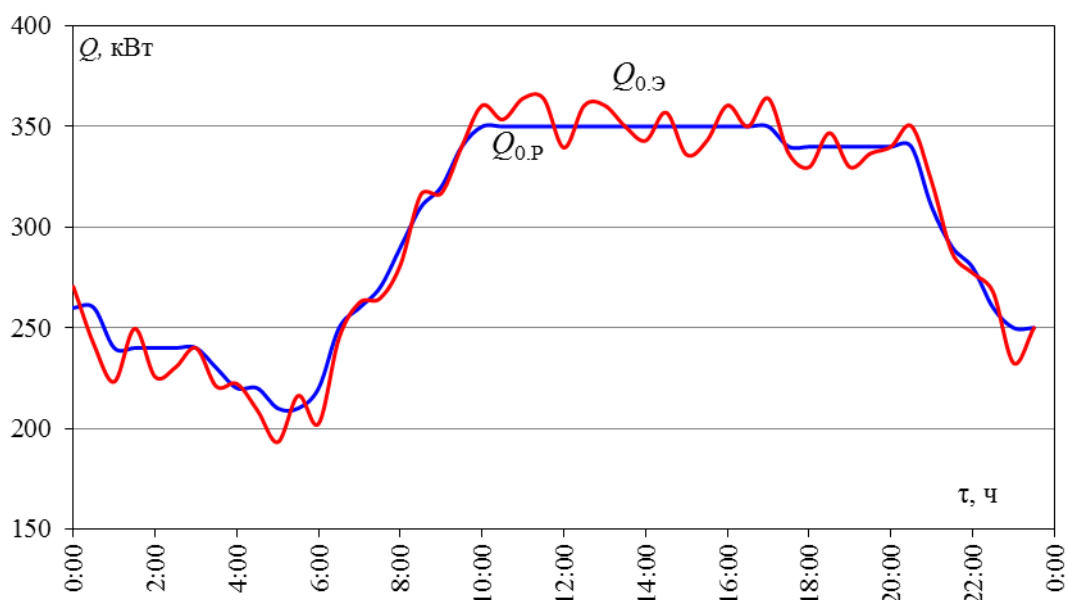


Рис.3.22. Изменение расчетных значений холодопроизводительности ВО стандартной системы кондиционирования  $Q_{0,P}$  и полученных по результатам мониторинга  $Q_{0,Э}$  на протяжении суток

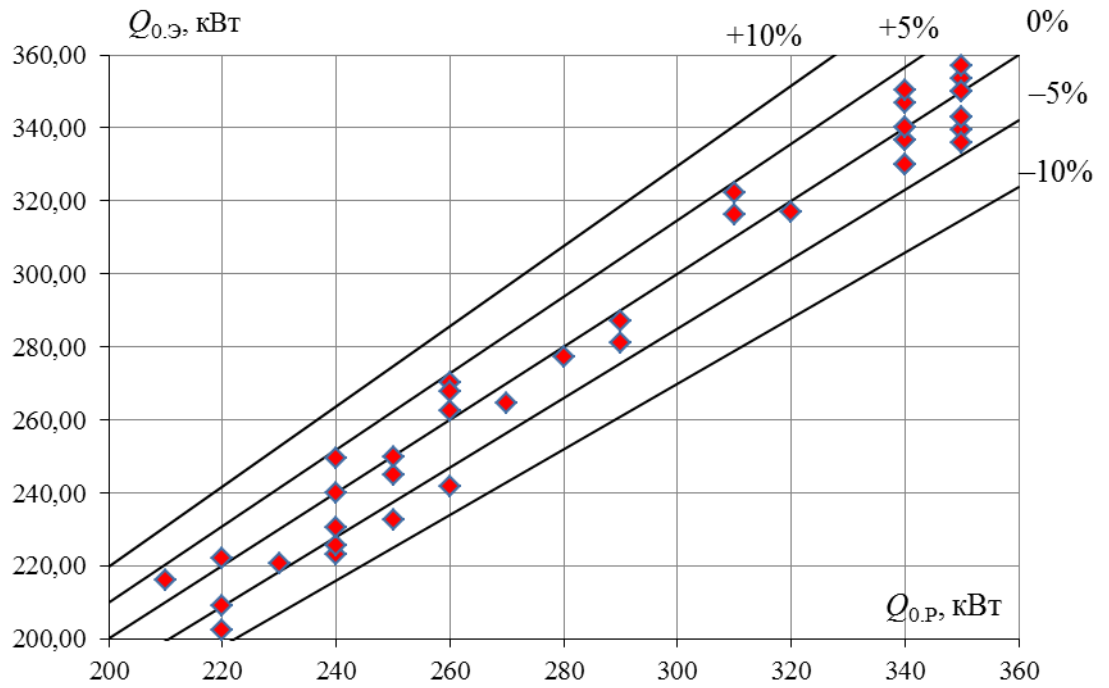


Рис. 3.23. Изменение расчетных значений холодопроизводительности ВО ЦК  $Q_{0.Р}$  и полученных по результатам мониторинга  $Q_{0.Э}$

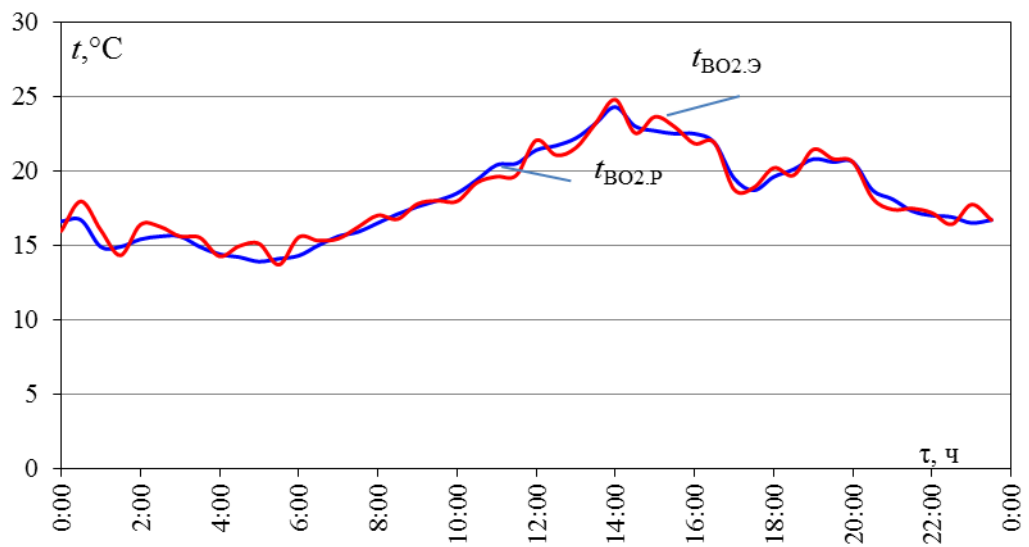


Рис. 3.24. Изменение расчетных значений температуры на выходе ВО ЦК  $t_{\text{ВО2.Р}}$  и полученных по результатам мониторинга  $t_{\text{ВО2.Э}}$

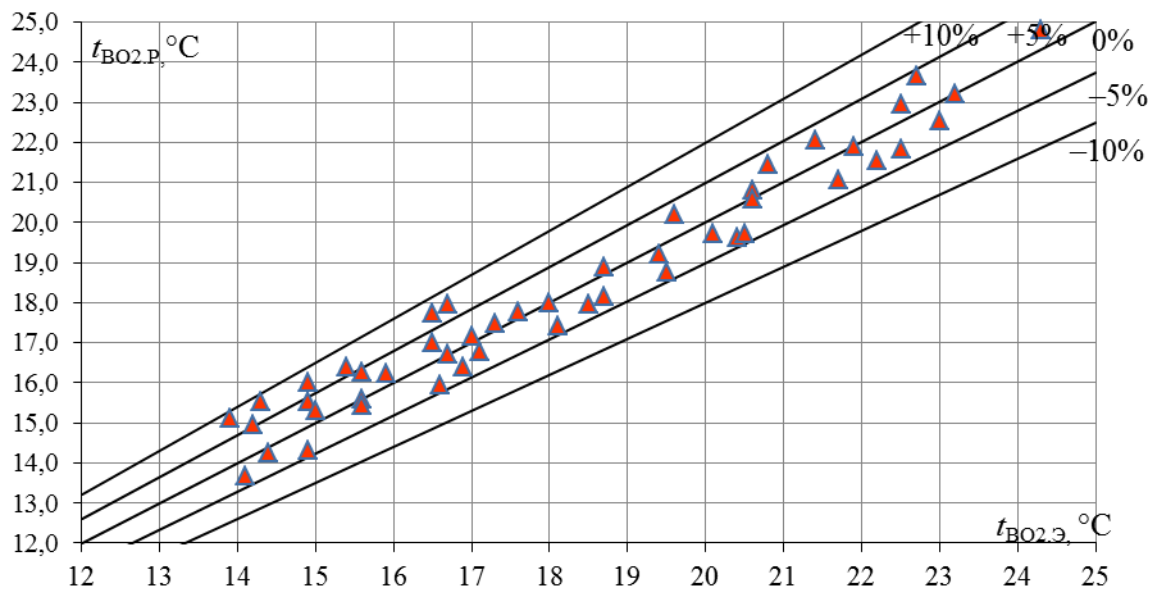
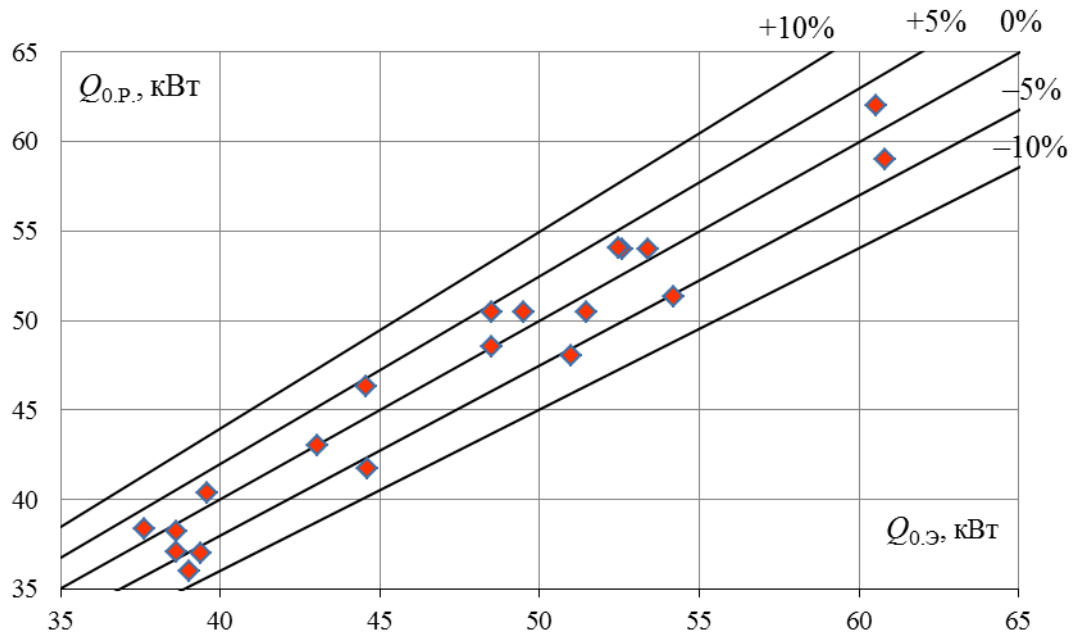


Рис. 3.25. Расчетные значения температуры на выходе ВО ЦК  $t_{BO2.P}$  при разных значениях температуры, полученных по результатам мониторинга  $t_{BO2.Э}$



*a*

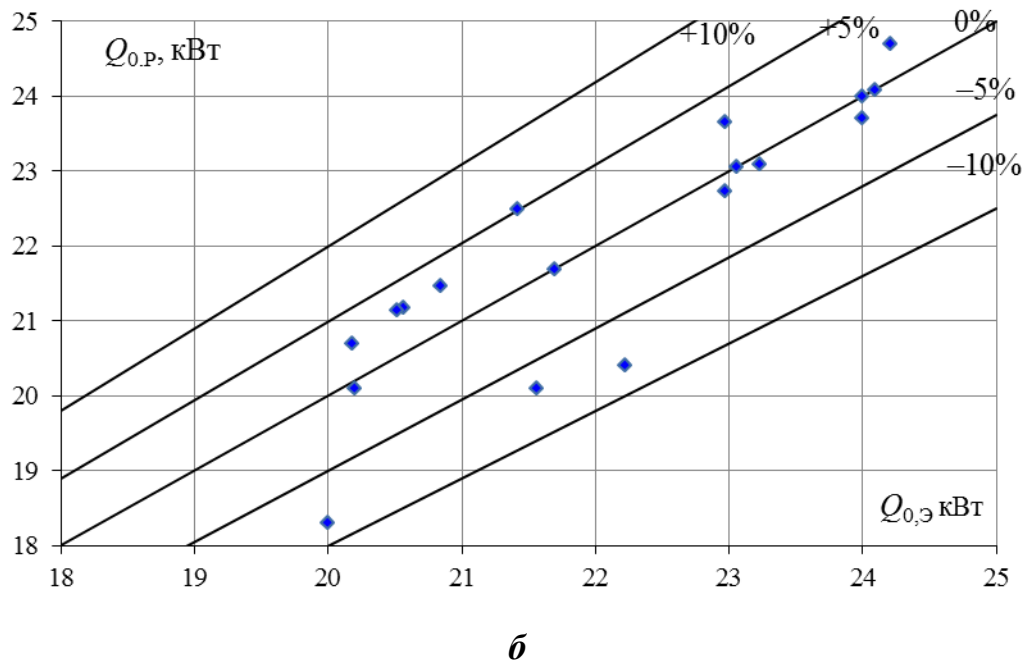
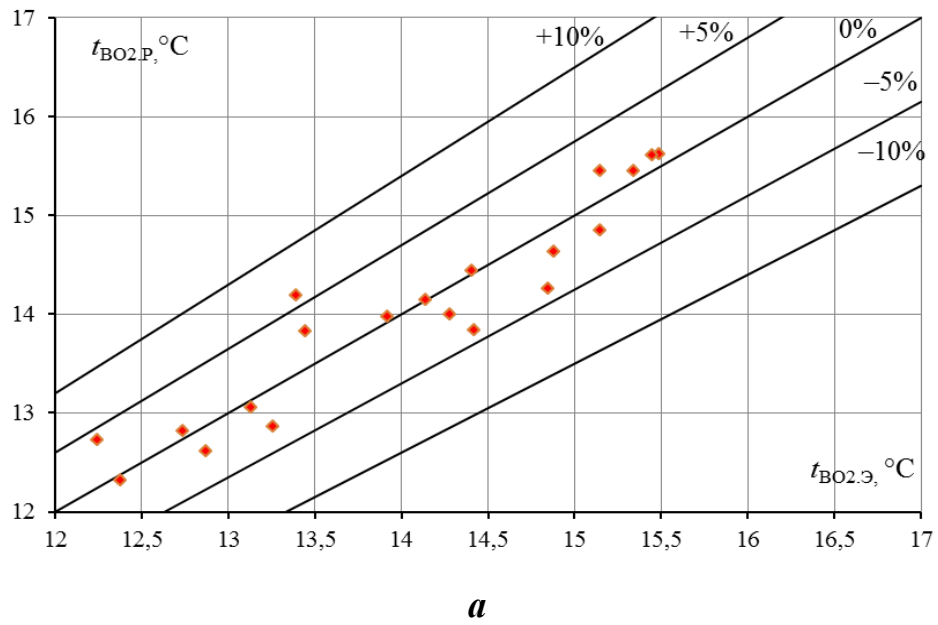
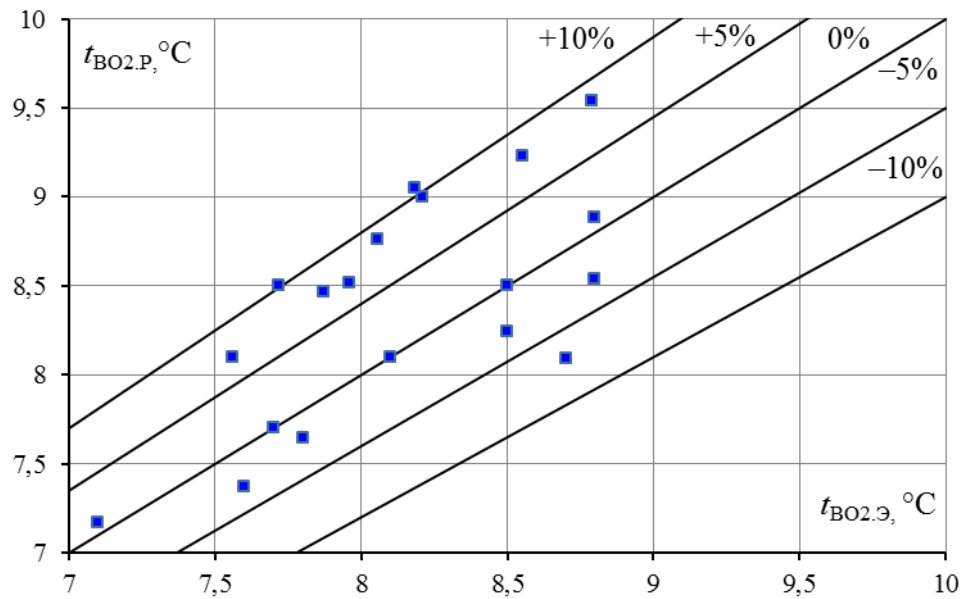


Рис. 3.26. Расчетные значения холодопроизводительности ВО  $Q_{0,П}$  и экспериментальные данные  $Q_{0,Э}$ :  $a$  – высокотемпературной ступени ВО;  $b$  – низкотемпературной ступени ВО





***б***

Рис. 3.27. Расчетные значения температур на выходе из ВО  $t_{BO2.P}$  и экспериментальные данные  $t_{BO2.Э}$ : ***а*** – высокотемпературной ступени ВО; ***б*** – низкотемпературной ступени ВО

Как видно из графиков сопоставления расчетных значений и данных, полученных по результатам мониторинга параметров системы кондиционирования, расхождение не превышает 10 %, что является допустимым и подтверждает адекватность математической модели.



### 3.5. Выводы по разделу 3

Разработаны физическая и математическая модели двухступенчатого трубчато-пластинчатого воздухоохладителя водяного охлаждения приточного МО ГД, отличающиеся тем, что процессы тепловлажностной обработки воздуха рассчитываются для воздушных потоков в каждом из межреберных каналов по глубине всего двухступенчатого воздухоохладителя, а параметры каждого из отдельных воздушных потоков в межреберных каналах на выходе из высокотемпературной ступени  $ВО_{ВТ}$  являются входными для соответствующих воздушных потоков на входе низкотемпературной ступени  $ВО_{НТ}$ , т.е. не происходит смешения воздушных потоков межреберных каналов в поперечном сечении и на выходе из  $ВО_{ВТ}$  между собой и подачи на вход  $ВО_{НТ}$  воздуха с осредненными параметрами после  $ВО_{ВТ}$ .

Показано, что расхождение результатов моделирования по тепловым нагрузкам без смешения воздушных потоков в межреберных каналах на выходе из  $ВО_{ВТ}$  между собой (на входе  $ВО_{НТ}$ ) и с их смешением не превышает 5...10 %, с учетом чего была обоснована правомерность моделирования двухступенчатого воздухоохладителя как состоящего из двух отдельных ступеней  $ВО_{ВТ}$  и  $ВО_{НТ}$  с осреднением в поперечном сечении параметров воздуха на выходе  $ВО_{ВТ}$  (на входе  $ВО_{НТ}$ ).

Разработана методика и программа расчета характеристик (холодопроизводительности, температурных режимом, расхода воздуха) теплоиспользующей системы охлаждения воздуха на входе ГД с учетом изменения климатических условий эксплуатации. Адекватность расчетных характеристик подтверждена их сравнением с данными мониторинга параметров воздуха и результатами расчета по программам фирм-разработчиков теплообменников и кондиционеров.

Основные результаты работ по разделу 3 приведены в [31,36,68,79,95].

## РАЗДЕЛ 4

### ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТРАДИЦИОННЫХ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ПРИТОЧНОГО ВОЗДУХА МАШИННОГО ОТДЕЛЕНИЯ В ЦЕНТРАЛЬНОМ КОНДИЦИОНЕРЕ

#### 4.1. Анализ резервов повышения эффективности системы кондиционирования приточного воздуха машинного отделения

На рис. 4.1 представлена стандартная схема системы охлаждения машинного отделения газовых двигателей (ГД) с трансформацией сбросной теплоты в АБХМ. Тепло, отведенное от масла, охлаждающей воды рубашки ГД [119], наддувочного воздуха и от уходящих газов, используется в АБХМ для получения хладоносителя – воды, охлажденной до 7 °С, которая поступает в ВО, где нагревается в результате отвода теплоты от приточного воздуха до 12 °С и снова поступает в АБХМ. Необходимо удерживать температуру воды на выходе из ВО на уровне 12°С, так как разница температур воды  $\Delta t_{\text{воды}}=5^{\circ}\text{C}$  на входе и выходе из ВО является оптимальной для работы АБХМ. Использование такой системы охлаждения имеет преимущество по сравнению с получением холода в ПКХМ, так как АБХМ позволяет трансформировать сбросную теплоту работы ГД в холод при достаточно высоких значениях теплового коэффициента  $\zeta = 0,7...0,8$ , потребляя при этом минимальное количество электроэнергии, вырабатываемой генератором [3,4,19,20,46]. Недостатком данной схемы является сравнительно небольшая глубина охлаждения приточного воздуха  $\Delta t_{\text{ВО}}=7...11^{\circ}\text{C}$  из-за недостаточно низкой температуры хладоносителя – воды, охлажденной в АБХМ до 7 °С. Исследуемая установка автономного энергообеспечения на базе ГД используется на предприятии пищевой промышленности, для которого приоритетным потребителем холода является технологический процесс. Поэтому в случае возникновения дефицита холода для технологического процесса возможно сокращение подачи холода в систему кондиционирования машинного отделения вплоть до ее полного отключения. В связи с этим остро стоит вопрос экономии холода, используемого для охлаждения МО [87,88].



что говорит о низкой эффективности работы системы кондиционирования, так как, несмотря на работу ВО, в ТК ГД поступает воздух с температурой, близкой к температуре наружного воздуха  $\Delta t_{\text{TCO}} = t_{\text{нв}} - t_{\text{вх}} = -2 \dots 7 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Отрицательные значения  $\Delta t_{\text{TCO}}$  (с 1:00 по 7:00 на рис. 4.2) объясняются относительно низкой температурой наружного воздуха в ночное время и работой ГД в режиме максимальных нагрузок (соответственно и тепловыделений). Для более эффективного охлаждения воздуха МО необходимо увеличить глубину охлаждения  $\Delta t_{\text{ВО}}$  и свести к минимуму разницу температур  $\Delta t_{\text{МО}}$ .

Следует отметить, что низкая эффективность теплоиспользующей системы охлаждения (ТСО) воздуха МО обусловлена не только смешением охлажденного в ВО воздуха с нагретым воздухом МО на входе ТК ГД, но и малой глубиной его охлаждения в самом ВО из-за больших расходов воздуха ( $G_{\text{в}} = 60000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ):  $\Delta t_{\text{ВО}(60)} = t_{\text{нв}} - t_{\text{ВО2}} = 10 \dots 12 \text{ } ^\circ\text{C}$  в самое теплое время суток (рис. 4.2), что исключает получение низких температур на входе ТК даже при транспортировке охлажденного воздуха к ТК отдельным воздуховодом:  $t_{\text{ВО2}(60)} = 22 \dots 25 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

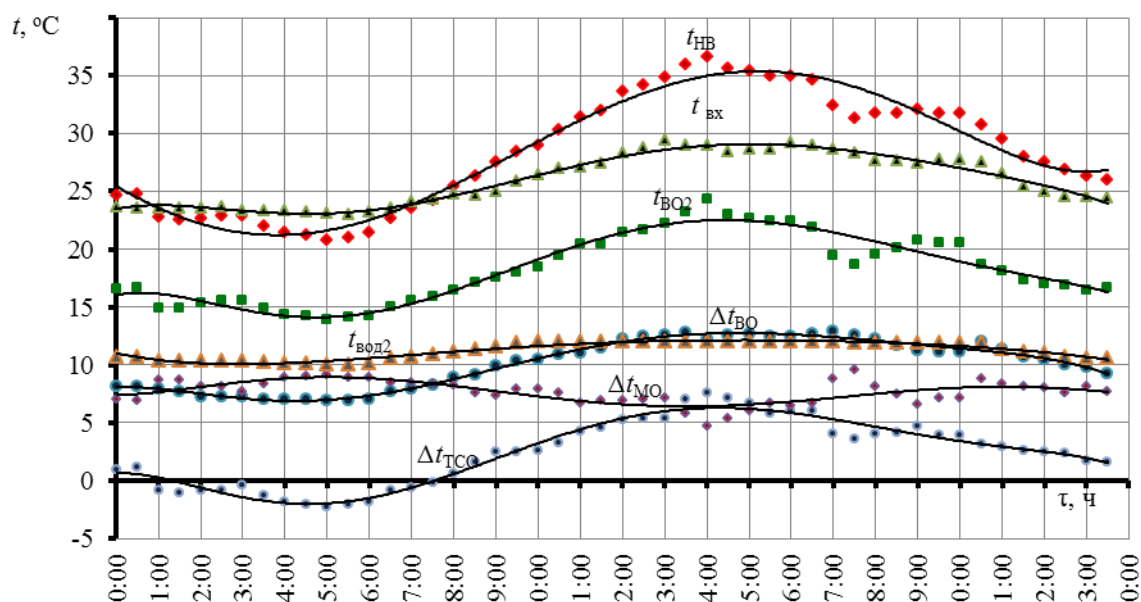


Рис. 4.2. Изменение температуры наружного воздуха  $t_{\text{нв}}$ , на входе ТК ГД  $t_{\text{вх}}$ , на выходе из ВО  $t_{\text{ВО2}}$ , а также снижение температур воздуха в ВО  $\Delta t_{\text{ВО}} = t_{\text{нв}} - t_{\text{ВО2}}$ , в ТСО  $\Delta t_{\text{TCO}} = t_{\text{нв}} - t_{\text{вх}}$  и нагрев воздуха в МО  $\Delta t_{\text{МО}} = t_{\text{вх}} - t_{\text{ВО2}}$  в течение суток при расходе воздуха  $G_{\text{в}} = 60000 \text{ м}^3/\text{ч}$

## 4.2. Определение рациональных параметров системы кондиционирования приточного воздуха машинного отделения

Используя программное обеспечение фирмы-производителя воздухоохладителя Guntner Product Calculator Customer, 2006.1/2005-11-08, PL 1/2006, была разработана управляющая программа, с помощью которой проведено моделирование процессов охлаждения приточного воздуха в ВО с постоянными параметрами наружного воздуха ( $t_{\text{НВ}}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $\phi_{\text{НВ}}=60\%$ ), постоянной хладопроизводительностью  $Q_0=350\text{ кВт}$  и пошагово изменяющимися расходами приточного воздуха. Расчеты проводились, начиная со стандартного для данного объекта расхода приточного воздуха  $G_{\text{В}} = 60000\text{ м}^3/\text{ч}$ , с дальнейшим понижением расхода с шагом  $5000\text{ м}^3/\text{ч}$ , при этом фиксировались параметры воздуха на выходе из ВО. На рис. 4.3 представлен график зависимости температуры воздуха на выходе из ВО  $t_{\text{ВО2}}$ , глубины охлаждения воздуха  $\Delta t_{\text{ВО}}$ , потери давления в ВО  $\Delta P_{\text{ВО}}$  от расхода приточного воздуха  $G_{\text{В}}$  [73,74,100].

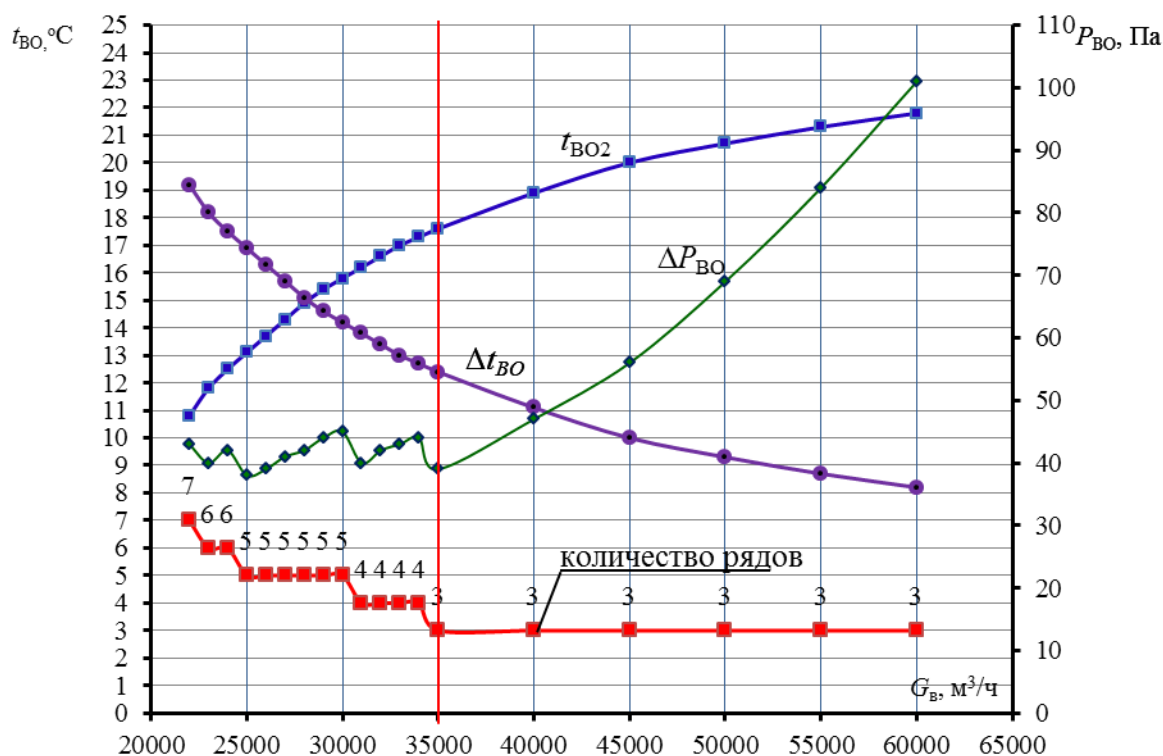
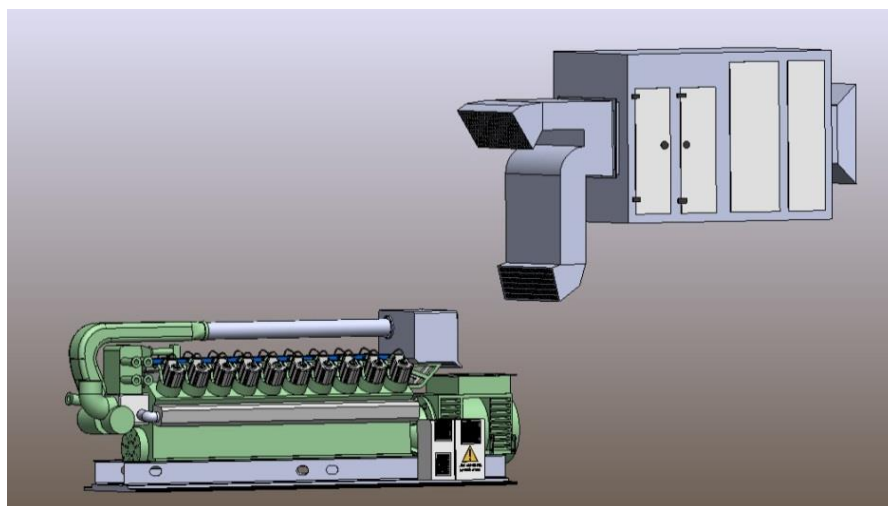


Рис. 4.3. Температура воздуха на выходе из ВО  $t_{\text{ВО2}}$ , снижение температуры в ВО  $\Delta t_{\text{ВО}}$  и аэродинамическое сопротивление ВО  $\Delta P_{\text{ВО}}$  при разном количестве рядов трубок ВО по глубине и расходах воздуха  $G_{\text{В}}$  через ВО: температура наружного воздуха на входе ВО  $t_{\text{НВ}} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$  и относительная влажность  $\phi_{\text{НВ}} = 70\%$ ; охлаждающая вода на входе  $t_{\text{ВХ.ВОД}} = 7\text{ }^{\circ}\text{C}$

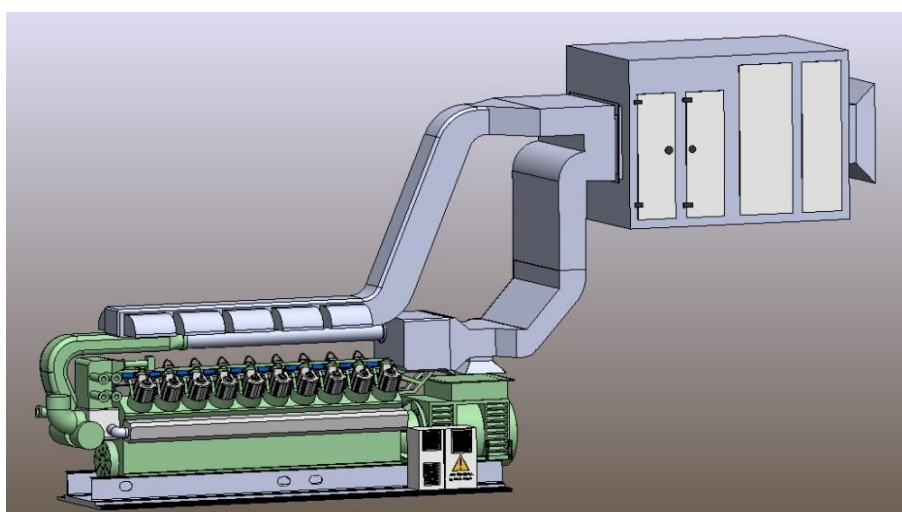
Расчеты показали, что используя трехрядный ВО Guntner H/3/104/2.50/2600/A/C/S, который установлен в штатном кондиционере МО, путем сокращения расхода приточного воздуха с 60000 м<sup>3</sup>/ч до 35000 м<sup>3</sup>/ч можно увеличить глубину охлаждения воздуха на 5 °С, а скорость в живом сечении ВО уменьшить с 2,7 м/с до 1,6 м/с, при этом расход воздуха 35000 м<sup>3</sup>/ч достаточный для двух установленных в МО ГД (около 2 кг/с каждый), что составляет около половины общего расхода воздуха, а оставшаяся часть, согласно нормам технического кондиционирования судовых МО, поступает на охлаждение элементов машинного отделения с интенсивным тепловыделением. Следует отметить, что дальнейшее сокращения расхода приточного воздуха при использовании штатного трехрядного воздухоохладителя будет не рациональным, так как не даст значительного прироста глубины охлаждения.

#### 4.3. Разработка зональной системы технического кондиционирования приточного воздуха машинного отделения

Для повышения эффективности технического кондиционирования машинного отделения была разработана система зонального кондиционирования приточного воздуха. Суть зональной воздухоподачи заключается в том, что в отличие от стандартной схемы подачи охлажденного приточного воздуха в машинное отделение непосредственно из кондиционера (рис. 4.4*а*), воздух подается из кондиционера отдельными изолированными воздуховодами к узлам с наибольшими тепловыделениями (электрогенератор, блок цилиндров) и непосредственно на вход в турбокомпрессор ГД (рис. 4.4, *б*).



*a*



*б*

Рис. 4.4. Упрощенная модель машинного отделения с подачей воздуха в объем МО (*a*) и зональной подачей воздуха (*б*)

Схема зонального кондиционирования позволяет изолировать охлажденный воздух от воздействия теплопритоков через ограждения, тепловыделений внутри машинного отделения и подавать непосредственно на вход ТК двигателя охлажденный воздух из кондиционера, температура которого ниже, чем воздуха в МО. Таким образом обеспечивается более качественная подготовка циклового воздуха ГД [76,78]. Следует отметить, что используя метод зональной воздухоподачи, можно поддерживать напор воздуха при уменьшении его расхода и контролировать количество подаваемого воздуха непосредственно для каждого источника тепла, к которому он подводится.

Система зонального кондиционирования позволяет также подавать приточный воздух байпасным (обводным) каналом, минуя штатный ВО центрального кондиционера, когда температура наружного воздуха имеет значения 10...15 °С и использование системы кондиционирования не рационально. Возможность подачи приточного воздуха байпасным каналом позволяет снизить нагрузку на вентилятор центрального кондиционера, определяемую аэродинамическим сопротивлением ВО. При этом потребляемая электрическая мощность нагнетательного вентилятора ЦК сокращается на 15...20%.

Таким образом, зональный метод воздухоподдачи позволяет повысить эффективность системы технического кондиционирования машинного отделения, используя штатное, уже установленное в МО оборудование, не внося значительных изменений в его конструкцию. На рис. 4.5 показан график сравнения температур в машинном отделении при полном – 60000м<sup>3</sup>/ч и сокращенном – 35000м<sup>3</sup>/ч расходах приточного воздуха. Подача воздуха отдельным изолированным воздуховодом позволяет сократить нагрев воздуха в МО  $\Delta t_{\text{МО}} = t_{\text{вх}} - t_{\text{ВО2}}$ , так как температура на входе в ТК ГД  $t_{\text{вх}}$  будет практически равной температуре воздуха на выходе из ВО  $t_{\text{ВО2}}$ , вследствие изоляции воздуха от теплопритоков в МО, значение нагрева воздуха в МО при зональной воздухоподдачи стремится к нулю  $\Delta t_{\text{МО}} \rightarrow 0$ , поэтому данный параметр на графике не отображен. Поскольку для зонального метода воздухоподдачи  $t_{\text{вх}(35)} \approx t_{\text{ВО2}(35)}$ , то и разница температур между наружным воздухом и воздухом на входе в ТК ГД, будет равной глубине охлаждения воздуха в ВО  $\Delta t_{\text{ТСО}} = t_{\text{нв}} - t_{\text{вх}} = t_{\text{нв}} - t_{\text{ВО2}(35)} = \Delta t_{\text{ВО}(35)}$  (для зональной воздухоподдачи и расхода приточного воздуха 35000 м<sup>3</sup>/ч).



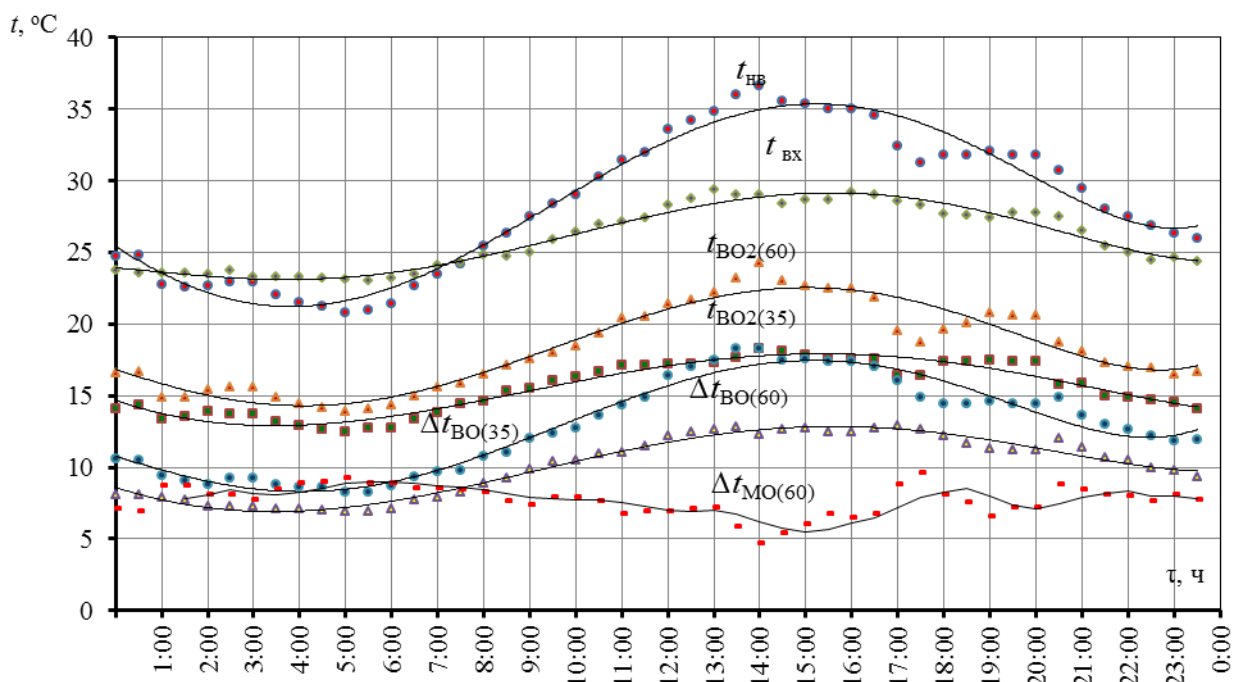
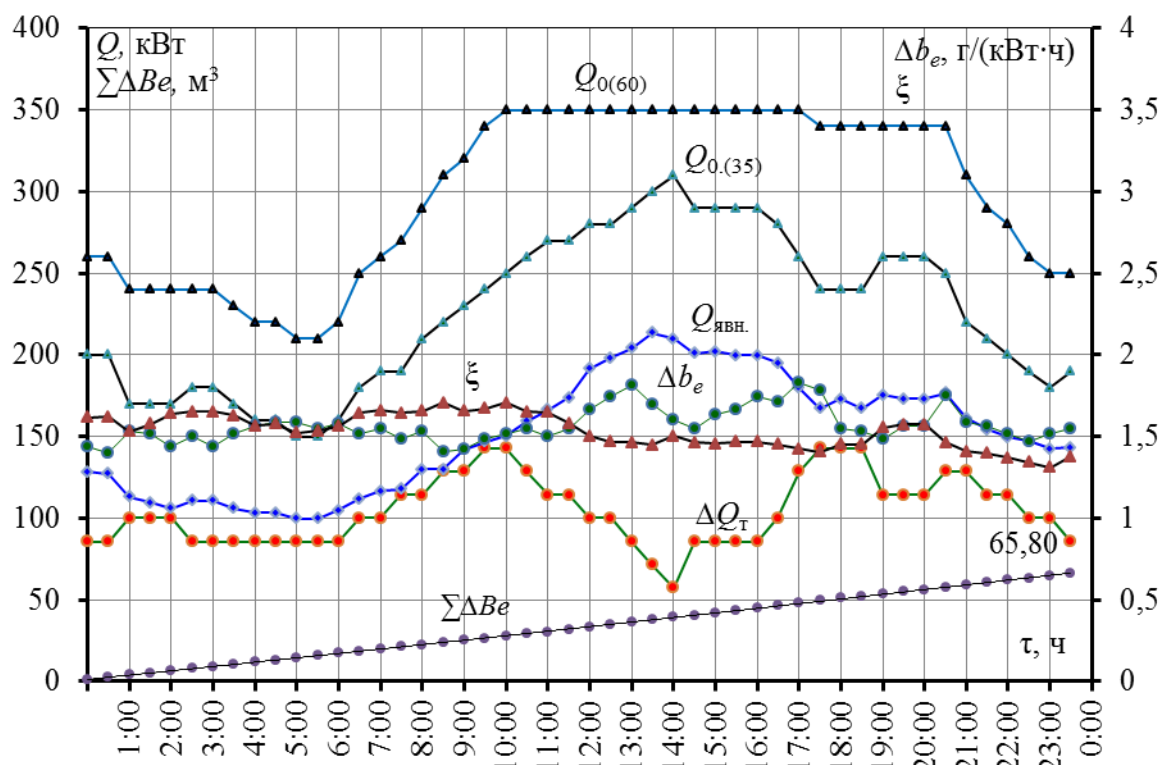


Рис. 4.5. Изменение

температуры наружного воздуха  $t_{нв}$ , на входе ТК ГД  $t_{вх}$ , на выходе из ВО  $t_{ВО2}$ , а также снижение температур воздуха в ВО  $\Delta t_{ВО} = t_{нв} - t_{ВО2}$ , нагрев воздуха в МО  $\Delta t_{МО} = t_{вх} - t_{ВО2}$  в течение суток при расходе воздуха  $G_B = 35000$  и  $60000$  м<sup>3</sup>/ч (19.07.2011):  $t_{ВО2(35)}$ ,  $\Delta t_{ВО(35)}$  – при  $G_B = 35000$  м<sup>3</sup>/ч;  $t_{ВО2(60)}$ ,  $\Delta t_{ВО(60)}$  и  $\Delta t_{МО(60)}$  – при  $G_B = 60000$  м<sup>3</sup>/ч

Из рис. 4.5 видно, что сокращение расхода приточного воздуха  $G_B$  до  $35000$  м<sup>3</sup>/ч позволяет повысить глубину его охлаждения в ВО до  $\Delta t_{ВО(60)} - \Delta t_{ВО(35)} = 3...6$  °С (в зависимости от температуры и влажности наружного воздуха на протяжении суток) и соответственно понизить температуру охлажденного воздуха  $t_{ВО2}$ , используя поверхность стандартного трехрядного ВО. Также при зональной воздухоподаче воздух на вход в ТК ГД поступает с температурой практически равной  $t_{ВО2(35)} = 13...17$ °С в отличие от базового варианта, где  $t_{вх} = 21...29$  °С, что в свою очередь обеспечивает термически более стабильную работу двигателя и сокращает время его работы в режиме частичных нагрузок.

Оценить затраты холодопроизводительности  $Q_0$  на охлаждение воздуха в ВО для анализируемых вариантов ТСО при расходах воздуха  $G_B = 35000$  и  $60000$  м<sup>3</sup>/ч можно по данным на рис. 4.7.



РРис.4.6. Значения затрат холодопроизводительности  $Q_{0,BO}$  на охлаждение воздуха в ВО при его расходе  $G_B = 35000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;  $Q_{0,ABXM}$  – изменение хладопроизводительности АБХМ;  $Q_{0,ПКХМ}$  – изменение хладопроизводительности ПКХМ;  $\Delta b_e$  – сокращение удельного расхода топлива, г/(кВт·ч);  $\Sigma \Delta Be$  – суточная экономия природного газа,  $\text{м}^3$ ;  $\xi$  – коэффициент влаговываждения

Благодаря рациональным параметрам системы кондиционирования, в частности, сокращению расхода воздуха  $G_B$  практически вдвое: с  $G_B = 60000$  до  $35000 \text{ м}^3/\text{ч}$ , затраты холодопроизводительности  $Q_0$  на более глубокое охлаждение воздуха в ВО  $\Delta t_{BO(35)} = 8...17 \text{ }^\circ\text{C}$  (против  $\Delta t_{BO(60)} = 7...12 \text{ }^\circ\text{C}$  на рис. 4.2) снизились на 20...27%. Из графика видно, что сокращение затрат холода составляет  $\Delta Q_0 = Q_{0(60)} - Q_{0(35)} = 40...90 \text{ кВт}$ , что очень важно в условиях дефицита холода для технологического процесса в дневное время с 7:00 до 20:00, когда температура окружающего воздуха наивысшая, как и потребность в холоде. Там же приведен график сокращения соответствующих затрат тепла на работу АБХМ  $\Delta Q_T = Q_{T(60)} - Q_{T(35)}$  на протяжении суток при сокращении расхода охлаждаемого приточного воздуха в ВО. Как видно, максимальная экономия сбросного тепла  $\Delta Q_T$  достигает 140 кВт.

Как известно, часть холодопроизводительности приточного ВО затрачивается на конденсацию водяных паров, содержащихся в наружном

воздухе, так как поверхность ВО имеет температуру ниже точки росы. Значения  $Q_{\text{явн}(60)}$  и  $Q_{\text{явн}(35)}$  указывают на количество холода, затрачиваемого непосредственно на охлаждение воздуха без учета скрытой теплоты  $Q_{\text{пар}}$  конденсации водяного пара:  $Q_{\text{явн}}=Q_0-Q_{\text{пар}}$ . Процесс влаговываждения в ВО характеризуется коэффициентом влаговываждения  $\xi$ , который представляет собой отношение полного количества теплоты (разность энтальпий воздуха на входе и выходе из воздухоохладителя  $I_{\text{в1}} - I_{\text{в2}}$ ), отведенной от влажного воздуха в ВО, к количеству явной теплоты, определяемой разностью температур по сухому термометру:  $\xi = (I_{\text{в1}} - I_{\text{в2}})/[c_{\text{вл}}(t_{\text{нв}} - t_{\text{в2}})]$ ,  $c_{\text{вл}}$  – теплоемкость влажного воздуха. Величина  $\xi = 1$  соответствует условиям охлаждения без выпадения влаги.

#### 4.4 Разработка системы кондиционирования с двухступенчатым охлаждением хладоносителя

Дальнейшее увеличение глубины охлаждения воздуха  $\Delta t_{\text{ВО}(35)}$  в штатном трехрядном ВО кондиционера ограничено температурой хладоносителя, получаемого от АБХМ. Температура охлаждающей воды, подаваемой в ВО от АБХМ, составляет  $t_{\text{w1}}=7$  °С, чего недостаточно для того, чтобы обеспечить более низкую температуру циклового воздуха на входе ГД  $t_{\text{вх}} \approx 10$  °С. Поэтому целесообразно использовать хладоноситель для ВО с более низкой температурой, соответственно и холодильную машину с более низкой температурой рабочего тела. Для этого была разработана схема системы кондиционирования с использованием ПКХМ. Поскольку технологический процесс является более приоритетным потребителем электроэнергии, вырабатываемой тригенерационной установкой, то затраты холода, получаемого в ПКХМ, для охлаждения воздуха МО должны быть как можно более низкими.

Расчеты показали, что при подаче в ВО хладоносителя-воды с температурой 4 °С, охлажденной в ПКХМ, ее температура на выходе из ВО составляет  $t_{\text{w2}} = 8...11$  °С (рис. 4.8), что потребует больших затрат холодопроизводительности, соответственно и тепловой нагрузки на ПКХМ. Для того, чтобы сократить тепловую нагрузку на ПКХМ и потребление электроэнергии ПКХМ на кондиционирование, была разработана схема с общим



температуры на выходе из ВО на уровне  $t_{w2} = 10...12\text{ }^{\circ}\text{C}$ , так как более низкие температуры приведут к недоиспользованию холодильной мощности АБХМ.

Как видно из графика на рис.4.8, использование схемы двухступенчатого охлаждения хладоносителя ВО до  $4\text{ }^{\circ}\text{C}$  совместно с зональным методом воздухоподачи позволяет поддерживать температуру воздуха на выходе из ВО и, соответственно, на входе в ТК ГД на уровне  $t_{\text{нв}}=12...17\text{ }^{\circ}\text{C}$ , что обеспечивает более стабильную работу двигателя. Стоит отметить, что глубина охлаждения воздуха в данном случае составляет  $\Delta t_{\text{ВО.ПКХМ}}=10..20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , что существенно больше по сравнению с базовым вариантом  $\Delta t_{\text{ВО.(60)}}=7...13\text{ }^{\circ}\text{C}$  и с вариантом половинного расхода и температурой хладоносителя  $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ :  $\Delta t_{\text{ВО.(35)}}=9...17\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

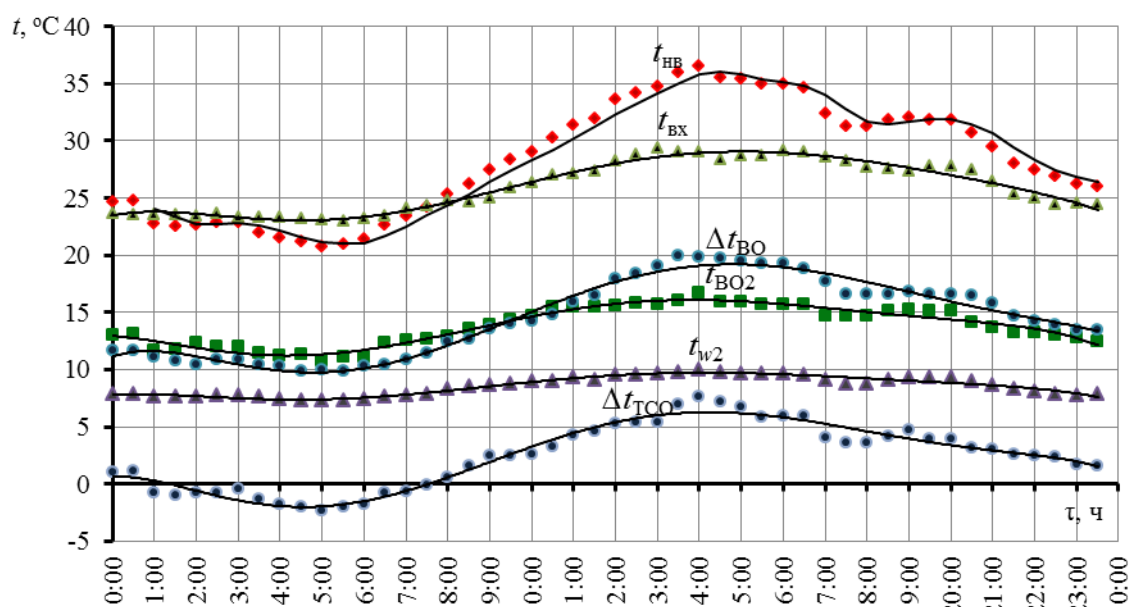


Рис.4.8. Изменение температуры наружного воздуха  $t_{\text{нв}}$ , на входе ТК ГД  $t_{\text{вх}}$ , на выходе из ВО  $t_{\text{ВО2}}$ , температуры воды на выходе из ВО  $t_{w2}$ , а также снижение температуры воздуха в ВО  $\Delta t_{\text{ВО}} = t_{\text{нв}} - t_{\text{ВО2}}$  в течение суток при расходе воздуха  $35000\text{ м}^3/\text{ч}$  и температуре воды на входе в ВО  $t_{\text{вод2}}=4\text{ }^{\circ}\text{C}$  (19.07.11)

На рис. 4.9 показан график изменения хладопроизводительности на протяжении суток 19.07.11. При этом тепловая нагрузка на ВО кондиционера  $Q_{0.\text{ВО}}$  равна сумме хладопроизводительностей АБХМ и ПКХМ:  $Q_{0.\text{ВО}} = Q_{0.\text{АБХМ}} + Q_{0.\text{ПКХМ}} = 190...350\text{ кВт}$ . Как видно, тепловая нагрузка  $Q_{0.\text{ВО}}$  меняется на протяжении суток в зависимости от температуры наружного воздуха и его влагосодержания. При этом меняется температура теплоносителя на выходе из ВО  $t_{w2}$  и, как следствие, тепловая нагрузка на АБХМ  $Q_{0.\text{АБХМ}}$ . Наиболее

эффективно АБХМ работает в дневное время, когда температура наружного воздуха высокая, соответственно и разница температур хладоносителя на входе и выходе из АБХМ составляет около  $\Delta t_{w.АБХМ} \approx 4 \dots 5 \text{ }^\circ\text{C}$ .

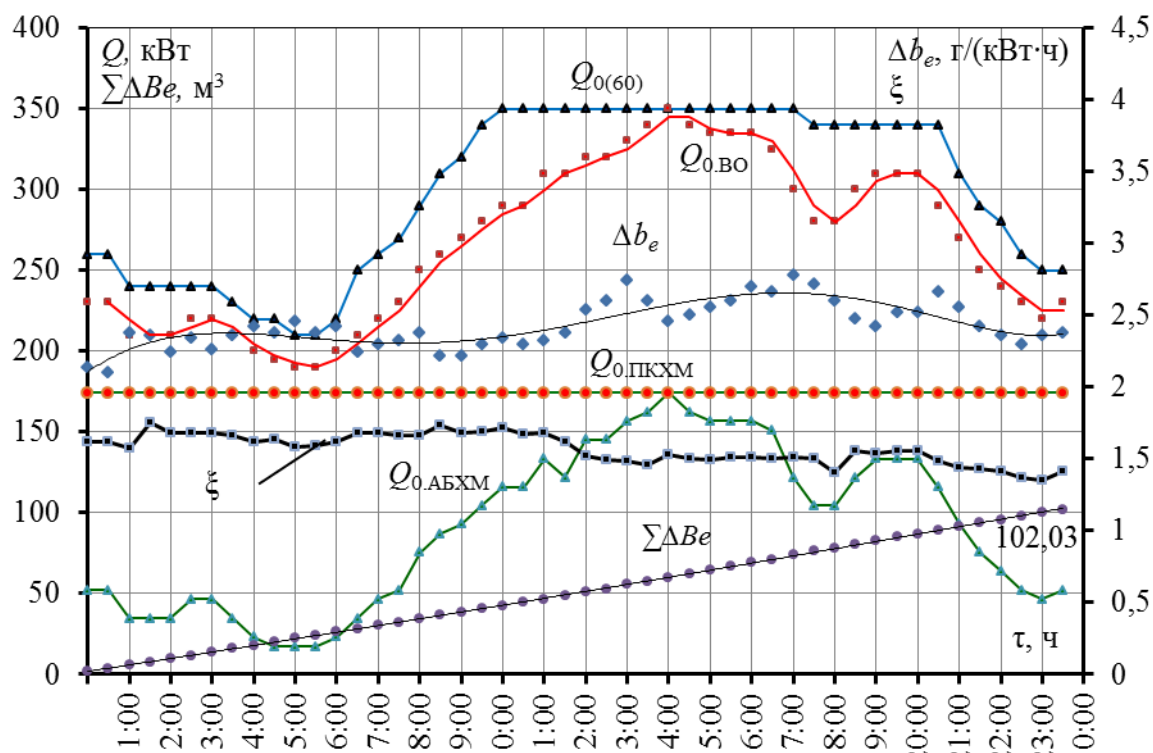


Рис.4.9. Изменение холодопроизводительности ВО  $Q_{0.ВО}$ , тепловой нагрузки на АБХМ  $Q_{0.АБХМ}$ , холодопроизводительности ПКХМ  $Q_{0.ПКХМ}$ ,  $\Delta b_e$  – сокращение удельного расхода топлива, г/(кВт·ч),  $\Sigma\Delta Ve$  – суточная экономия природного газа,  $\text{м}^3$ ,  $\xi$  – коэффициент влаговываждения

В отличие от АБХМ холодопроизводительность ПКХМ на протяжении суток остается практически неизменной, поскольку не зависит от температуры наружного воздуха, при этом расхода хладоносителя остается постоянным на протяжении суток  $G_w = 50 \text{ м}^3/\text{ч}$ , так же, как и разница температур хладоносителя  $\Delta t_{w.ЭХМ} = 3 \dots 4 \text{ }^\circ\text{C}$ . Поэтому на рис 4.9 график изменения холодопроизводительности ПКХМ имеет вид прямой.

Использование двухступенчатой схемы охлаждения хладоносителя позволяет поддерживать температуру на входе в ТК ГД на уровне  $13 \dots 16 \text{ }^\circ\text{C}$ , которая ниже, чем в базовом варианте, но чего все же не достаточно для более эффективной работы ГД. Для более глубокого охлаждения приточного воздуха в ЦК необходимо увеличить поверхность (число рядов труб по глубине) ВО по сравнению с штатным трехрядным ВО. При этом целесообразно также

максимально задействовать уже установленную на объекте АБХМ, что позволяет существенно сократить тепловую нагрузку на ПКХМ, тем самым более рационально использовать сбросную теплоту ГД, что очень важно в условиях дефицита холода для технологического процесса.

#### 4.5. Разработка двухступенчатой системы кондиционирования приточного воздуха машинного отделения

С целью снижения температуры воздуха на входе в ГД до 10 °С, что обеспечивало бы сокращение удельного расхода газа и увеличение генерируемой электрической мощности, была разработана схема с двухступенчатым охлаждением приточного воздуха.

Особенностью данной схемы является то, что вместо одного штатного ВО кондиционера для охлаждения приточного воздуха используются два последовательно расположенных воздухоохладителя (рис. 4.10). При этом первый по ходу воздуха ВО<sub>1</sub> использует хладоноситель от АБХМ с температурой 7 °С, а второй ВО<sub>2</sub> – хладоноситель с температурой около 4°С от ПКХМ, то есть процесс охлаждения приточного воздуха осуществляется ступенчато [72,84,85,102].

Данная схема, как и предыдущая, предполагает использование дополнительной ПКХМ, но отличается тем, применяются отдельные контуры хладоносителя от АБХМ и ПКХМ. Так как первая ступень ВО<sub>1</sub> позволяет снизить тепловую нагрузку на вторую ступень ВО<sub>2</sub>, то использование общего контура хладагента для ПКХМ и АБХМ становится не рациональным, потому что температура хладоносителя на выходе с ВО<sub>2</sub> практически равна температуре хладоносителя, получаемого на выходе АБХМ [99].



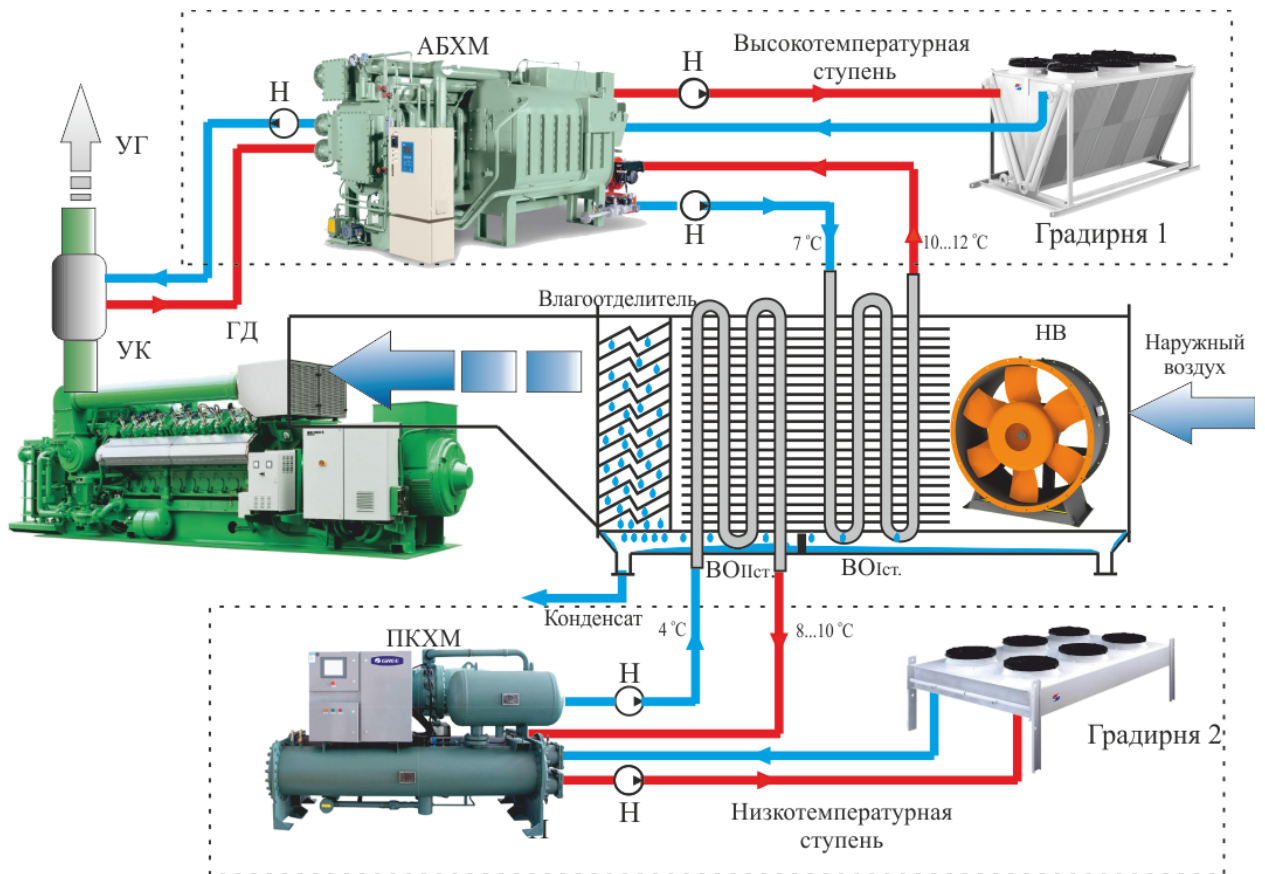


Рис.4.10. Схема двухступенчатого охлаждения воздуха на входе в ГД в АБХМ и ПКХМ

На рис. 4.11 представлены графики изменения температур в течении суток при использовании двухступенчатой системы охлаждения. Как видно, температура воздуха на выходе из первой ступени  $ВО_1$  составляет  $t_{ВО2.Ист} = 13...18\text{ }^{\circ}\text{C}$ , что равно температуре на выходе из ВО  $t_{ВО2(35)}$  (при  $35000\text{ м}^3/\text{ч}$ ), так как расход воздуха в обоих случаях равен  $35000\text{ м}^3/\text{ч}$ , при этом параметры воздухоохладителя, расход и температуры воды на входе  $ВО_1$ , охлаждаемой в АБХМ, также остаются без изменений. Стоит отметить значительные колебания температуры в первой ступени  $ВО_1$ :  $\Delta t_{ВО2.Ист} = \Delta t_{ВО2.Ист.макс} - \Delta t_{ВО2.Ист.мин} \approx 5^{\circ}\text{C}$ , обусловленные суточными изменениями температуры наружного воздуха  $\Delta t_{НВ} = \Delta t_{НВ.макс} - \Delta t_{НВ.мин} \approx 16^{\circ}\text{C}$ . Температура воздуха на выходе из  $ВО_2$   $t_{ВО2.Ист} = 9...11\text{ }^{\circ}\text{C}$ , при этом её суточные колебания сравнительно не велики, что свидетельствует об относительно стабильной ее работе.



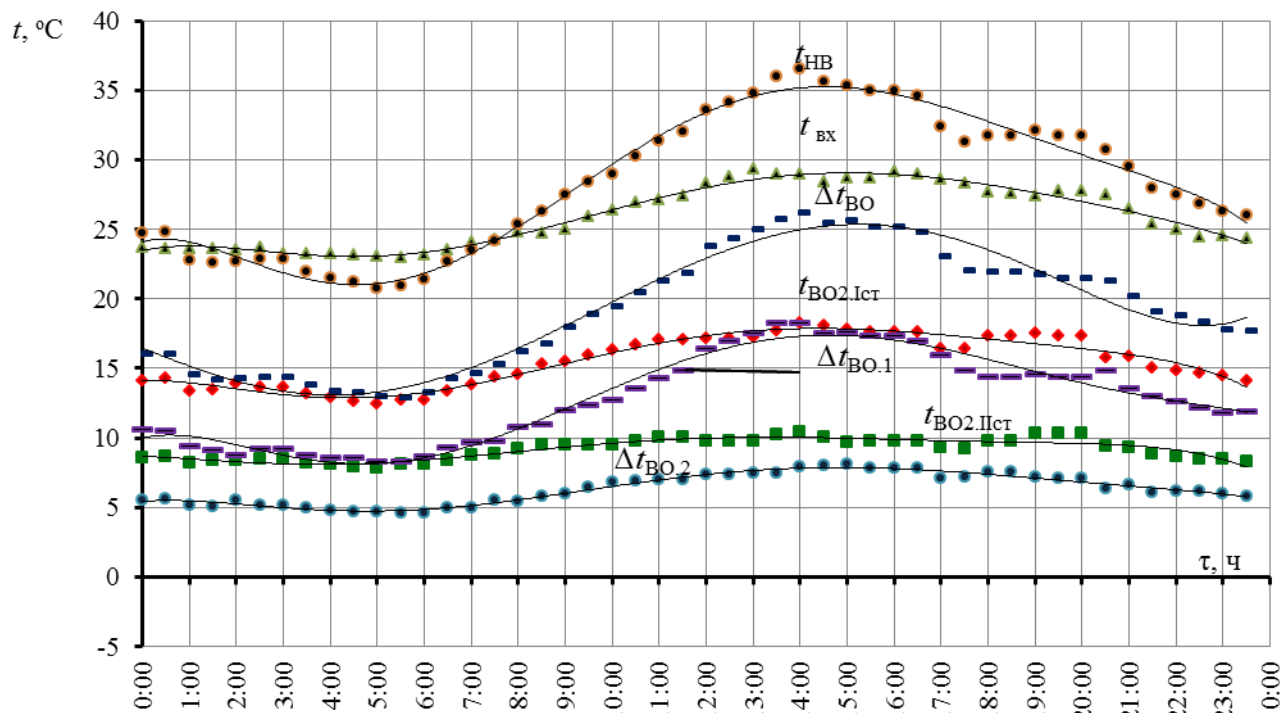


Рис.4.11. Температуры наружного воздуха  $t_{нв}$ , на входе ТК ГД  $t_{вх}$  при заборе воздуха из МО, на выходе из АБХМ первой ступени ВО  $t_{BO2.1ст}$ , снижение температуры воздуха в АБХМ первой ступени ВО  $\Delta t_{BO.1} = t_{нв} - t_{BO2.1ст}$ , на выходе из ПКХМ второй ступени ВО  $t_{BO2.2ст}$ , снижение температуры воздуха в ПКХМ второй ступени ВО  $\Delta t_{BO.2} = t_{BO2.1ст} - t_{BO2.2ст}$ , полная глубина охлаждения приточного воздуха в ВО  $\Delta t_{BO} = t_{нв} - t_{вых.ВО.2}$  в течении суток при расходе воздуха  $35000 \text{ м}^3/\text{ч}$

Разница температур наружного воздуха и поверхности ВО<sub>1</sub> первой ступени значительно больше, чем разница температур на выходе ВО<sub>1</sub> первой ступени (входе ВО<sub>2</sub> второй ступени) и температуры поверхности ВО<sub>2</sub> второй ступени, поэтому глубина охлаждения  $\Delta t_{BO.1} = 8 \dots 18 \text{ }^\circ\text{C}$  значительно больше глубины охлаждения  $\Delta t_{BO.2} = 4 \dots 8 \text{ }^\circ\text{C}$ .

На рис.4.12 представлены графики изменения хладопроизводительности двухступенчатой системы охлаждения приточного воздуха. Тепловая нагрузка на первую ступень ВО<sub>1</sub>  $Q_{0.1ст} = G_v \cdot c_v \cdot \xi_{1ст} \cdot (t_{нв} - t_{BO2.1ст})$  практически равна  $Q_{0.(35)}$ , так как параметры наружного воздуха, его расход, температура хладоносителя и поверхность ВО остаются без изменения. Также из графика видно, что тепловая нагрузка на ВО<sub>1</sub> первой ступени  $Q_{0.1ст}$  значительно превышает значения тепловой нагрузки ВО<sub>2</sub> второй ступени  $Q_{0.2ст}$ , что объясняется большей глубиной охлаждения в ВО<sub>1</sub> первой ступени  $\Delta t_{BO.1}$  и высоким

влажностерсодержанием наружного воздуха в дневное время. При этом в более холодное время, нагрузка на первую ступень будет снижаться вплоть до ее полного отключения.

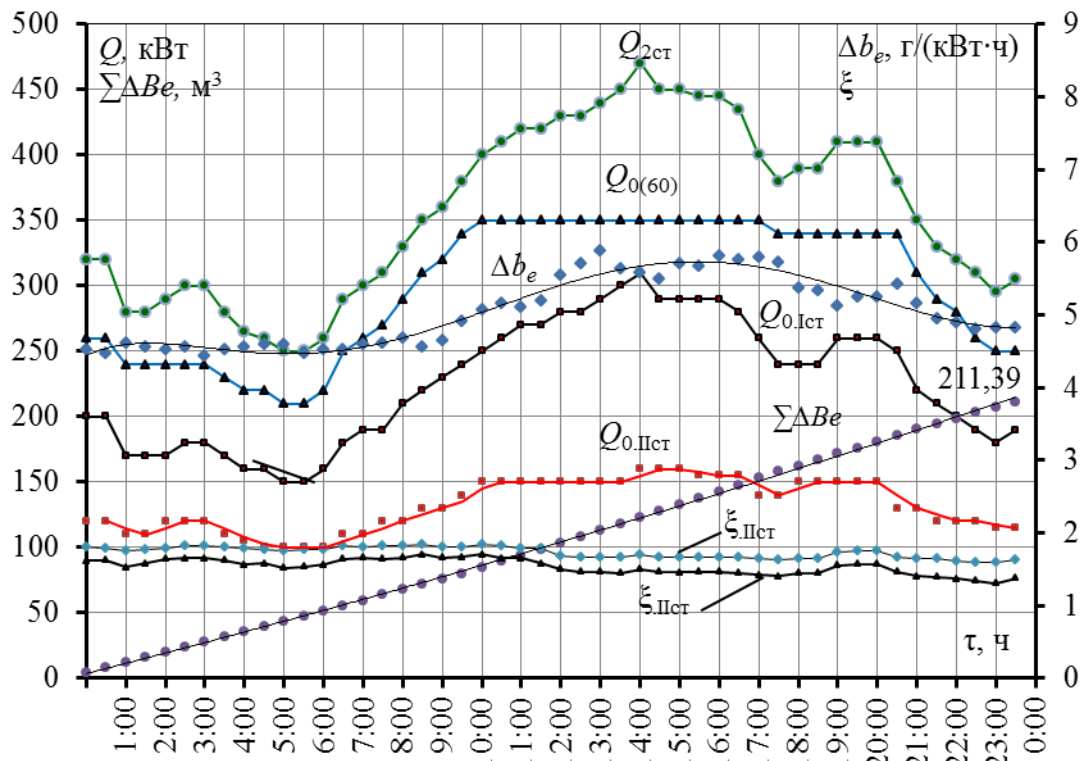


Рис.4.12. Изменение холодопроизводительности первой ступени ВО  $Q_{0.1ст}$ , второй ступени ступени ВО  $Q_{0.2ст}$ , суммарная холодопроизводительность ВО  $Q_{0.ВО}$ :  $\Delta b_e$  – сокращение удельного расхода топлива г/(кВт·ч),  $\Sigma \Delta Be$  – суточная экономия природного газа,  $m^3$ ,  $\xi_{1ст}$  – коэффициент влаговывадения первой ступени,  $\xi_{2ст}$  – коэффициент влаговывадения второй ступени

На рис. 4.13 показано изменение температур наружного воздуха  $t_{нв}$ , воздуха на входе ТК ГД  $t_{вх}$ , воздуха на выходе из ВО  $t_{ВО2.60}$  при расходе  $60000 m^3/ч$ , воздуха на выходе из ВО  $t_{ВО2.35}$  при расходе  $35000 m^3/ч$ , воздуха на выходе из ВО  $t_{ВО2.ПКХМ}$  при температуре охлаждающей воды  $4^\circ C$ , воздуха на выходе из ВО при расходе  $35000 m^3/ч$  и двухступенчатой системе охлаждения  $t_{ВО2.2ст}$ .

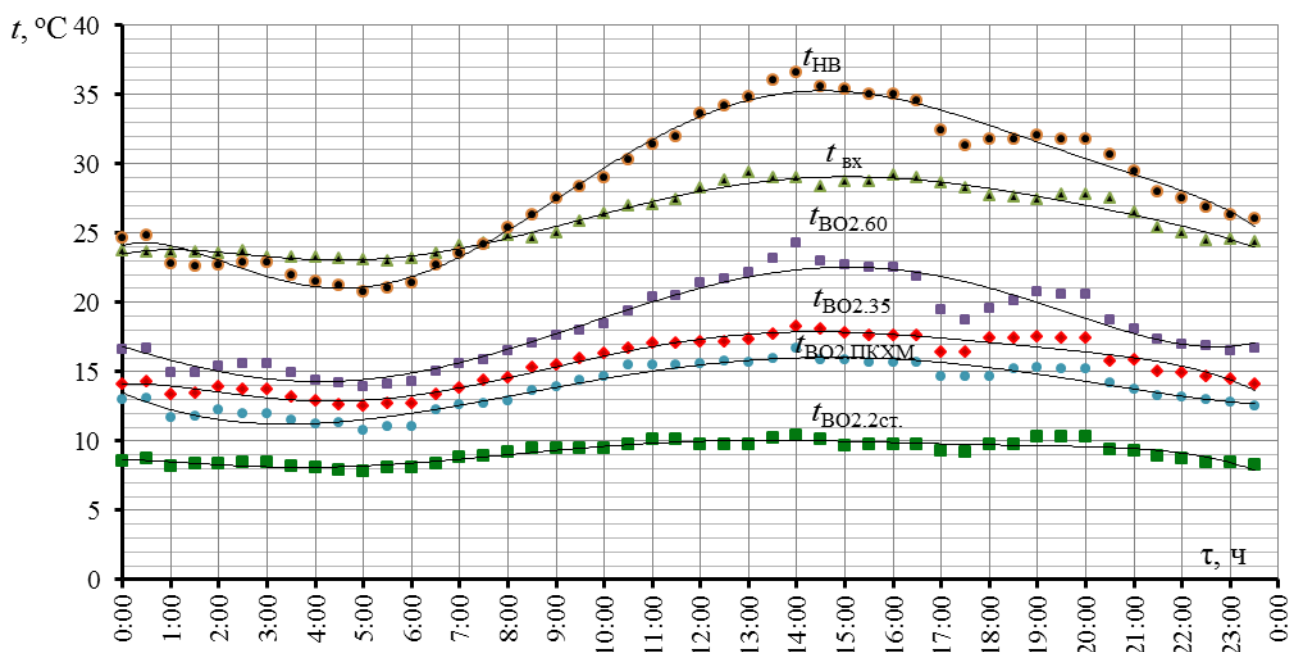


Рис.4.13. Изменение температуры наружного воздуха  $t_{нв}$ , воздуха на входе ТК ГД  $t_{вх}$ ,  $t_{в02.60}$  – воздуха на выходе из ВО при расходе  $60000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $t_{в02.35}$  – воздуха на выходе из ВО при расходе  $35000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $t_{в02.ПКХМ}$  – воздуха на выходе из ВО при температуре охлаждающей воды  $4^\circ\text{C}$ ,  $t_{в02.2ст.}$  – воздуха на выходе из ВО при расходе  $35000 \text{ м}^3/\text{ч}$  и двухступенчатой системе охлаждения

Как видно рис 4.13, двухступенчатая система охлаждения приточного воздуха позволяет получить наилучшие показатели глубины охлаждения приточного воздуха  $\Delta t_{ВО} = t_{нв} - t_{в02.Ист} = \Delta t_{ВО.1} + \Delta t_{ВО.2} = 13 \dots 26 \text{ }^\circ\text{C}$  по сравнению с всеми представленными схемами. При этом использование АБХМ в качестве холодильной машины первой ступени позволяет снизить нагрузку на ПКХМ до 60% в наиболее жаркое время.

#### 4.6. Выводы по разделу 4

Выявлены и реализованы резервы сокращения энергозатрат на кондиционирование воздуха МО ГД, обусловленных охлаждением больших расходов приточного воздуха МО, и повышения топливной эффективности когенерационных ГД за счет охлаждения их циклового воздуха.

Разработана усовершенствованная система кондиционирования воздуха МО газовых двигателей ГД с использованием существующего теплообменного оборудования традиционного центрального кондиционера, обеспечивающая высокую энергоэффективность комплекса "МО–ГД" и высокую топливную эффективность ГД за счет зонального воздухообеспечения и глубокого охлаждения воздуха на входе ГД.

Разработаны способы рациональной организации процессов тепловлажностной обработки приточного воздуха МО ГД в охладителях традиционных систем кондиционирования воздуха с центральным кондиционером, обеспечивающие глубокое охлаждение воздуха на входе ГД и зонального воздухообеспечение двигателей при минимальных энергозатратах.

Основные результаты работ по разделу 4 приведены в [34,37,74,77,90,92].

## РАЗДЕЛ 5

### РАЗРАБОТКА ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ СИСТЕМЫ ЗОНАЛЬНОГО КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА МАШИННОГО ОТДЕЛЕНИЯ УСТАНОВКИ АВТОНОМНОГО ЭНЕРГООБЕСПЕЧЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОИЗВОДСТВА

#### 5.1. Двухступенчатая система зонального кондиционирования машинного отделения

В результате анализа существующих систем кондиционирования МО установок автономного энергообеспечения выявлены резервы повышения их эффективности, разработаны рациональные схемно-конструктивные решения по совершенствованию энергозатратных традиционных систем охлаждения приточного воздуха МО в центральном кондиционере. Согласно предложенному принципу локального воздухообмена глубокое охлаждение целесообразно только для циклового воздуха на входе ГД, а к остальным источникам тепловыделений в МО (электрогенератор, головки цилиндров двигателя и т.д.) можно подавать либо вентиляционный воздух [55,75,105], либо приточный воздух, охлаждаемый в кондиционере, в который подают холодную воду от АБХМ.

Для сокращения затрат холода на кондиционирования циклового воздуха ГД и повышения эффективности его охлаждения была разработана схема двухступенчатого кондиционирования воздуха на входе в ГД. Особенностью такой системы является то, что воздух на входе в двигатель охлаждается с помощью отдельного двухступенчатого воздухоохладителя [104]. Воздухоохладитель состоит из высокотемпературной ступени ВО<sub>ВТ</sub>, в которую подается хладоноситель с температурой 7 °С от АБХМ, и низкотемпературной ступени ВО<sub>НТ</sub>, с температурой хладоносителя 4 °С от ПКХМ. При этом наружный воздух подают вентилятором сначала в высокотемпературную ступень ВО<sub>ВТ</sub> (рис.5.1), где его температура снижается на величину  $\Delta t_{\text{ВО.ВТ}} = 12 \dots 19$  °С, а затем в низкотемпературную ступень ВО<sub>НТ</sub>, где он охлаждается на величину

$\Delta t_{\text{ВО.нт}} = 5 \dots 7 \text{ } ^\circ\text{C}$ , и через каплеуловитель подается на вход в ГД с температурой  $8 \dots 10 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Таким образом, система зонального кондиционирования с двухступенчатым охлаждением позволяет изолировать цикловой воздух двигателя от воздуха машинного отделения, что в свою очередь обеспечивает увеличение глубины охлаждения воздуха и сокращения затрат холода на кондиционирование приточного воздуха за счет значительного сокращения его расхода (от  $60000 \text{ м}^3/\text{ч}$  до  $7500 \text{ м}^3/\text{ч}$ ).

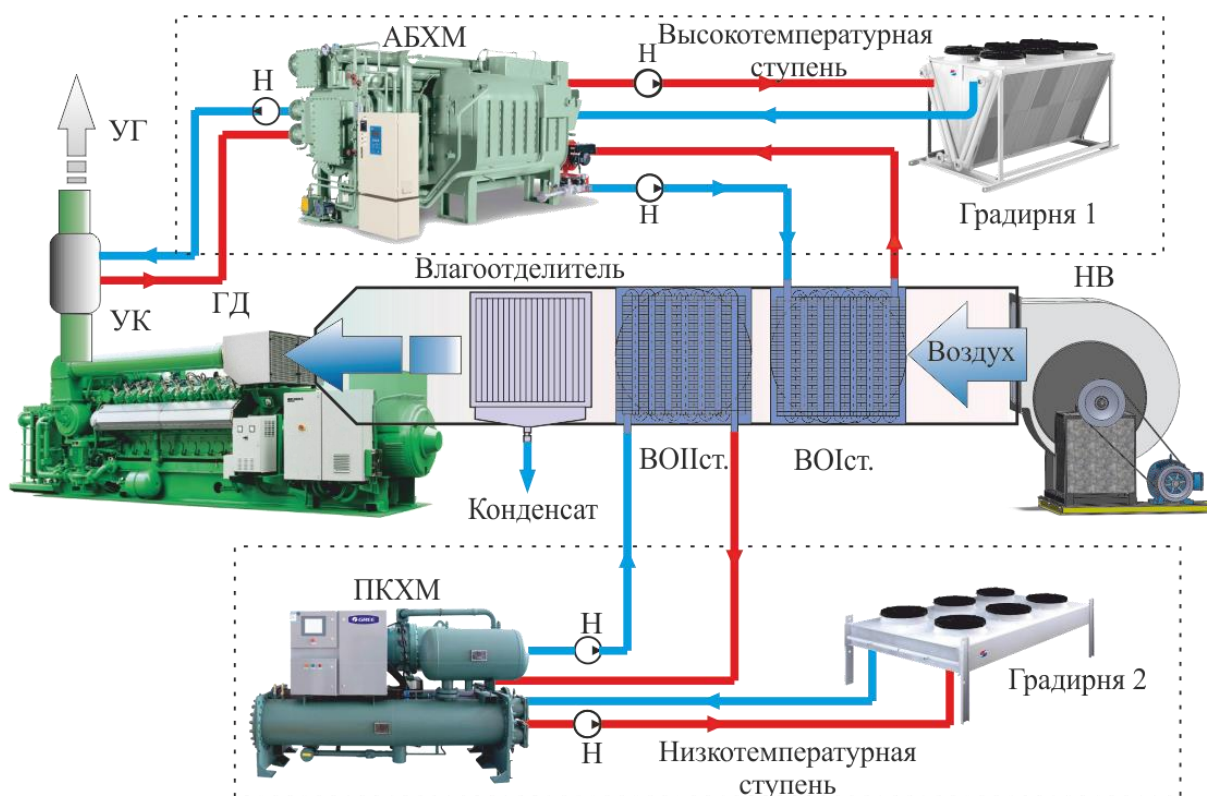


Рис. 5.1. Схема зонального кондиционирования приточного воздуха с двухступенчатым охлаждением приточного воздуха

Следует отметить, что зональная система кондиционирования позволяет также в случае необходимости использовать в качестве циклового воздуха ГД наружный неохлаждаемый воздух, подаваемый по изолированным каналам на вход ГД. Прямая подача наружного воздуха допустима, когда его температура имеет приемлемые для более экономной работы двигателя значения ( $10 \dots 18 \text{ } ^\circ\text{C}$ ), и в случае дефицита холода для технологического холодоснабжения. В схеме предусмотрено частичное или полное байпасирование воздухоохладителей. Байпасирование позволяет сократить аэродинамическое сопротивление системы

на величину  $\Delta P=280...490$  Па, уменьшая тем самым расход электроэнергии вентилятором на 20...25 %. На рис. 5.2 показана упрощенная модель зональной системы кондиционирования, которая состоит из нагнетательного вентилятора, системы воздуховодов с обводным (байпасным) каналом и двухступенчатого ВО.

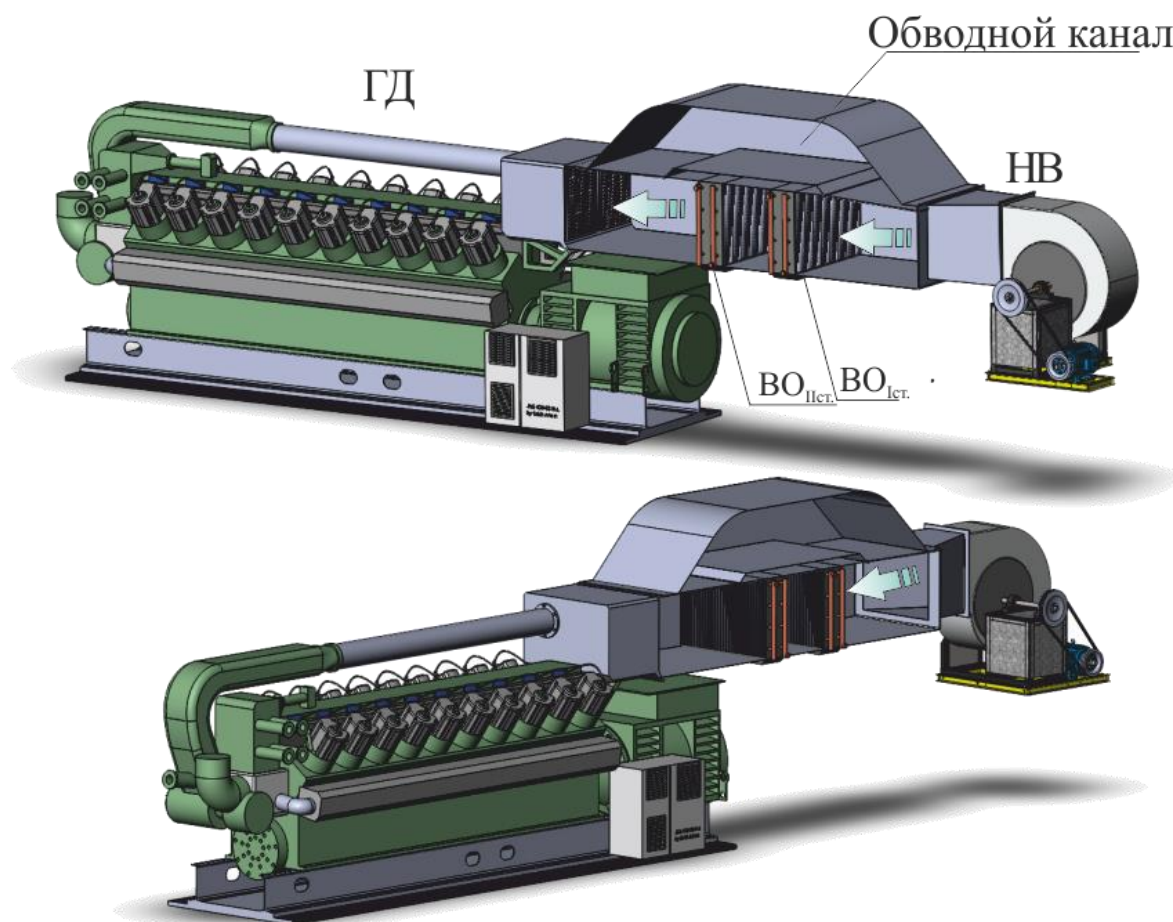


Рис. 5.2. Схема кондиционирования воздуха на входе в ГД с помощью двухступенчатого воздухоохладителя

На рис. 5.3 представлены текущие значения снижения температуры приточного воздуха  $\Delta t_b$  в ВО, влагосодержания воздуха на входе ВО  $d_{нв}$ , после высокотемпературной ступени ВО<sub>вт</sub>  $d_{в1}$  и низкотемпературной ступени ВО<sub>нт</sub>  $d_{в2}$ ; удельной тепловой нагрузки высокотемпературной ступени ВО<sub>вт</sub>  $q_{01}$ , низкотемпературной ступени ВО<sub>нт</sub>  $q_{02}$  и всего ВО  $q_0$ , уменьшения удельного расхода топлива за счет охлаждения воздуха на входе  $\Delta b_e$  и суммарное  $\sum \Delta b_e$  с учетом затрат мощности, соответственно и топлива, на преодоление аэродинамического сопротивления ВО, а также  $\Delta b_{et}$  и суммарное  $\sum \Delta b_{et}$  без учета аэродинамического сопротивления ВО в течение суток 20.07.2009 г. Как видно, глубина охлаждения приточного воздуха составляет  $\Delta t_b = 8...24$  °С, что говорит



о более высокой эффективности охлаждения приточного воздуха по сравнению с базовым вариантом и стандартными системами кондиционирования воздуха МО.

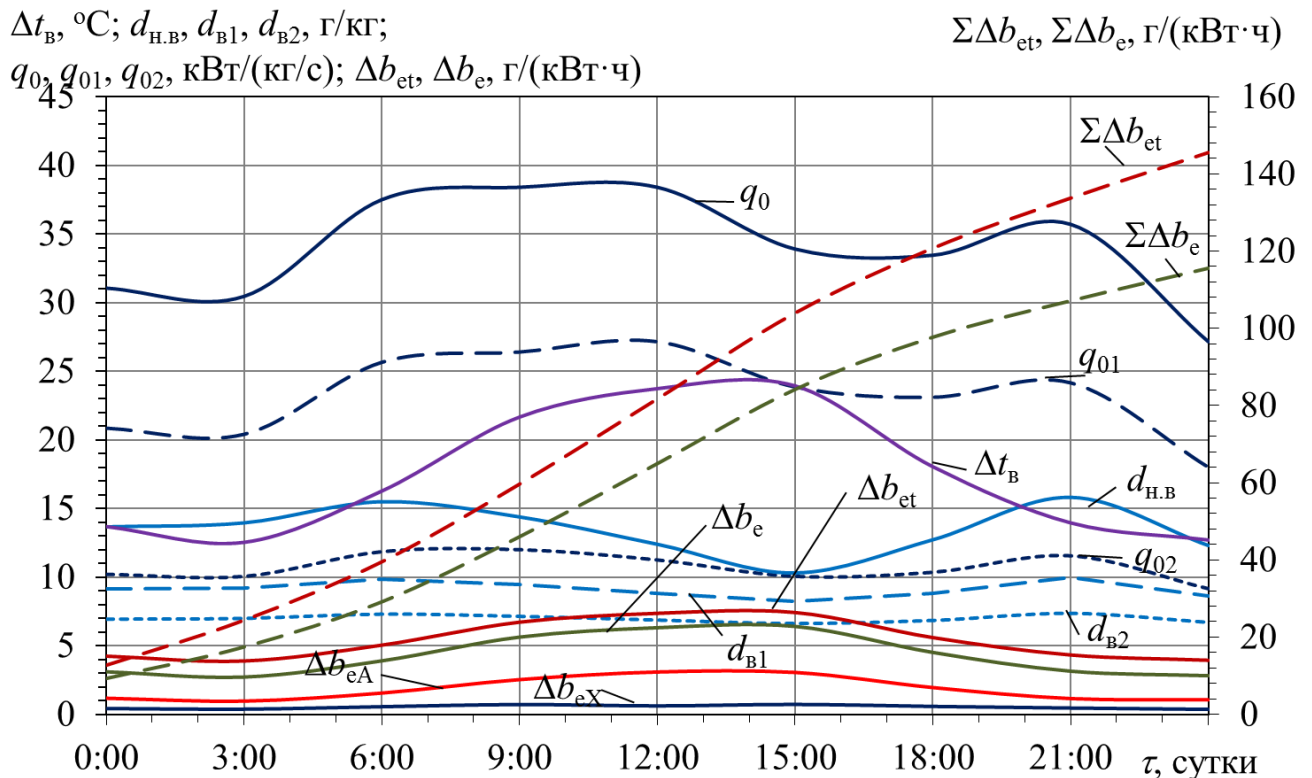


Рис. 5.3. Текущие значения уменьшения температуры наружного воздуха  $\Delta t_{\text{в}}$  ВО; влагосодержания воздуха на входе ВО  $d_{\text{нв}}$ , влагосодержания после высокотемпературной ступени ВО<sub>вт</sub>  $d_{\text{в1}}$  и низкотемпературной ступени ВО<sub>нт</sub>  $d_{\text{в2}}$ ; удельной тепловой нагрузки высокотемпературной ступени ВО<sub>вт</sub>  $q_{01}$ , низкотемпературной ступени ВО<sub>нт</sub>  $q_{02}$  и всего ВО  $q_0$ ; текущего уменьшения удельного расхода топлива за счет охлаждения воздуха на входе  $\Delta b_e$  и суммарное  $\Sigma \Delta b_e$  с учетом аэродинамического сопротивления ВО, а также  $\Delta b_{e\tau}$  и суммарное  $\Sigma \Delta b_{e\tau}$  без учета аэродинамического сопротивления ВО в течение суток 20.07.2009 г.

На рис. 5.4 представлены текущие значения температуры наружного воздуха  $t_{\text{нв}}$  на входе в ВО, температуры воздуха после высокотемпературной ступени ВО<sub>вт</sub>  $t_{\text{в.А}}$  и после низкотемпературной ступени ВО<sub>нт</sub>  $t_{\text{в2}}$ , температуры воды на выходе из высокотемпературной ступени ВО<sub>вт</sub>  $t_{\text{х.в}}$ , влагосодержания воздуха на входе ВО  $d_{\text{нв}}$ , низкотемпературной ступени ВО<sub>нт</sub>  $d_{\text{в2}}$ , тепловой нагрузки всего ВО  $Q_0$ , средний коэффициент влаговываждения для ВО  $\xi$ , а также расход выпавшей влаги (конденсата) для всего ВО  $W$  в течение суток 20.07.2009 г.



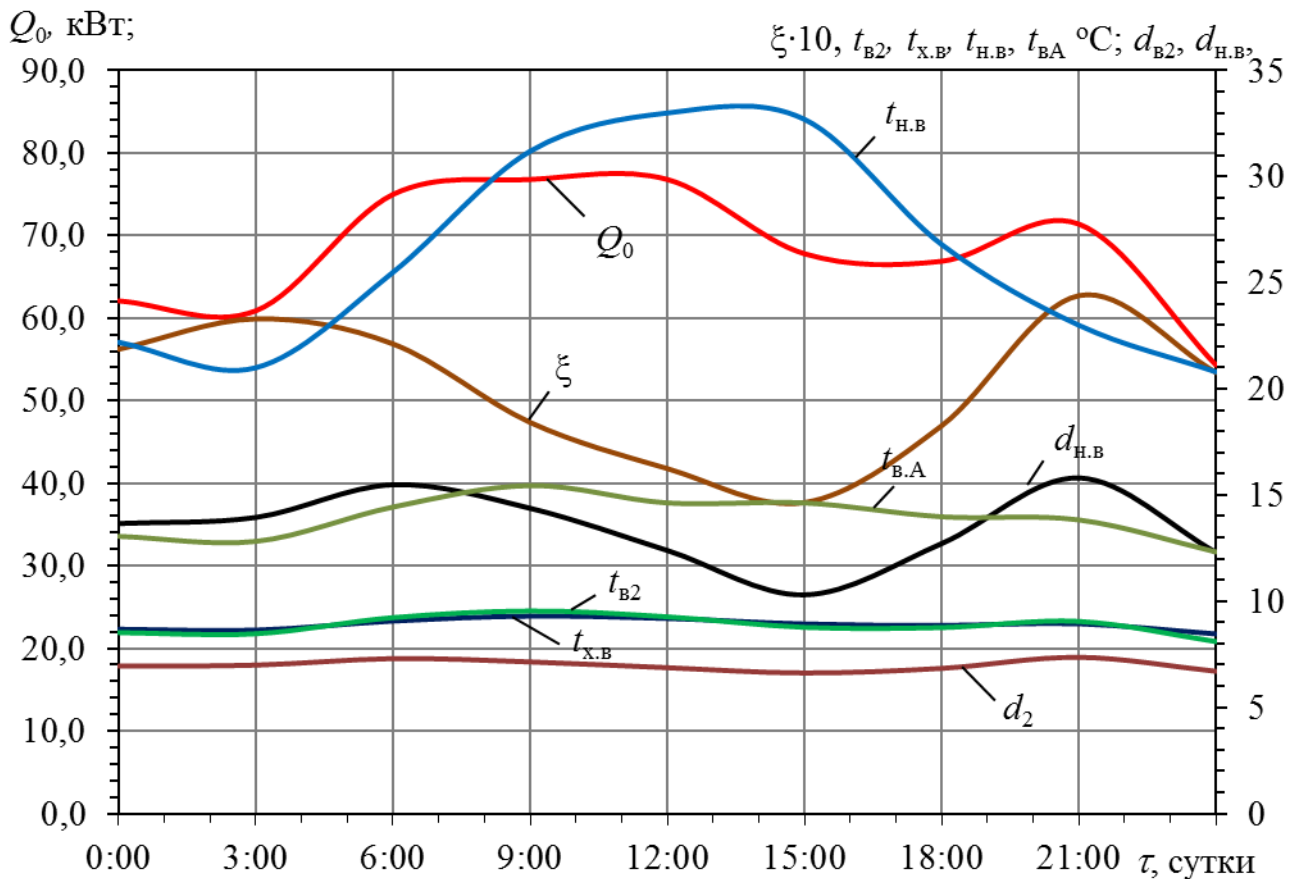


Рис. 5.4. Текущие значения температуры наружного воздуха  $t_{нв}$  на входе в ВО, температуры воздуха после высокотемпературной ступени ВО<sub>вт</sub>  $t_{в.а}$  и после низкотемпературной ступени ВО<sub>нт</sub>  $t_{б2}$ , температуры воды на выходе из высокотемпературной ступени ВО<sub>вт</sub>  $t_{х.в}$ ; влагосодержания воздуха на входе ВО  $d_{нв}$ , низкотемпературной ступени ВО<sub>нт</sub>  $d_{б2}$ ; тепловой нагрузки всего ВО  $Q_0$ ; коэффициента влаговывадения  $\xi$  в течении суток 20.07.2009 г.

На рис. 5.5 представлены текущие значения плотности теплового потока, отнесенного к наружной теплообменной поверхности, для всего ВО  $q_{Fa}$ , среднелогарифмической разности температур  $\theta$ , коэффициента теплопередачи к наружной теплообменной поверхности  $k_H$ , коэффициента теплоотдачи со стороны воздуха в "мокрое" режиме охлаждения  $k_B$ , удельной тепловой нагрузки высокотемпературной ступени ВО<sub>вт</sub>  $q_{01}$ , низкотемпературной ступени ВО<sub>нт</sub>  $q_{02}$  и всего ВО  $q_0$  в течении суток.

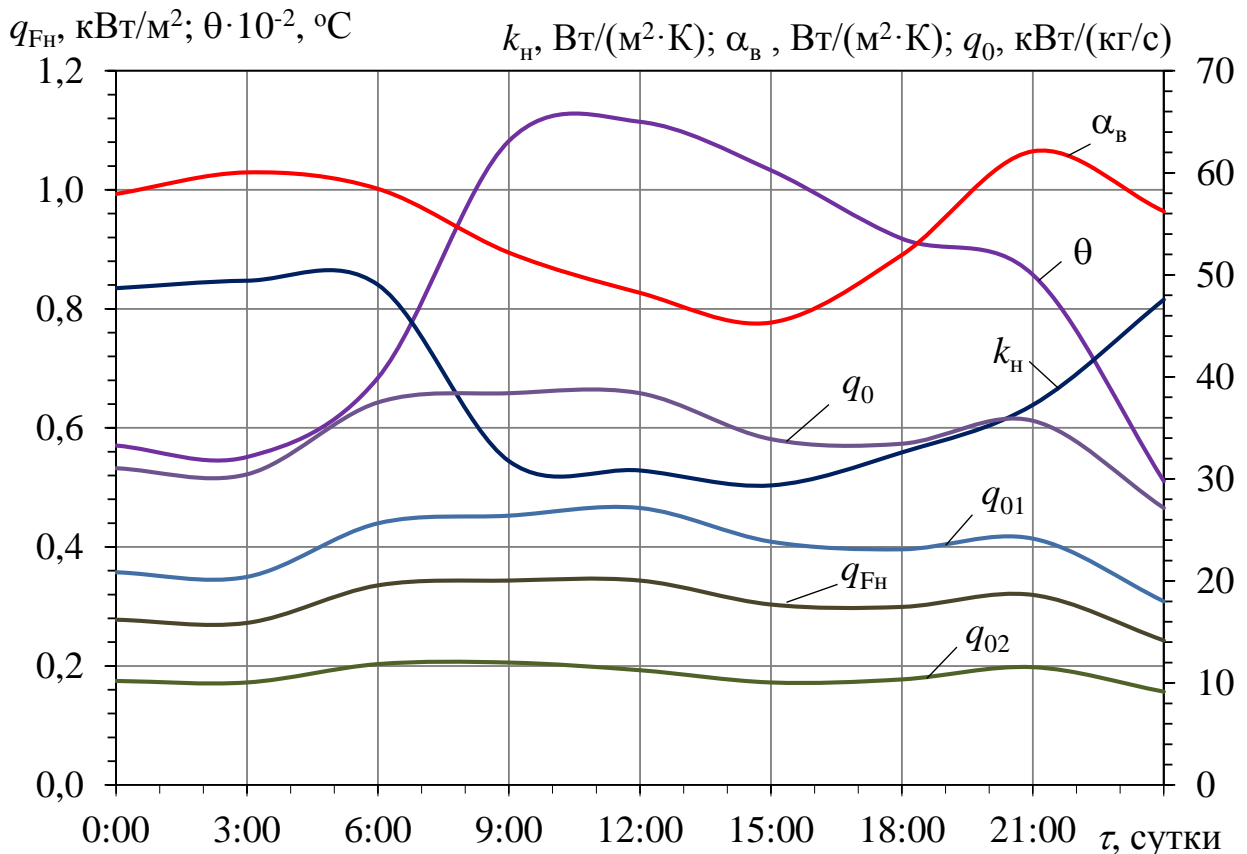


Рис. 5.5. Текущие значения плотности теплового потока, отнесенного к наружной теплообменной поверхности для всего ВО  $q_{Fa}$ , среднелогарифмической разности температур  $\theta$ , коэффициента теплопередачи к наружной теплообменной поверхности  $k_H$ , коэффициента теплоотдачи со стороны воздуха в "мокром" режиме охлаждения  $k_B$ , удельной тепловой нагрузки высокотемпературной ступени ВО<sub>вт</sub>  $q_{01}$ , низкотемпературной ступени ВО<sub>нт</sub>  $q_{02}$  и всего ВО  $q_0$  в течении суток 20.07.2009 г.

Исходя из представленных выше графиков можно сделать вывод об эффективности применения системы зонального кондиционирования с двухступенчатым охлаждением приточного воздуха. При использовании такой системы затраты холода в наиболее жаркое время суток сокращаются с 350 кВт (в базовой схеме) до 80 кВт. Экономия холода по сравнению с базовым вариантом составляет 35...78 %, при этом суточная экономия топлива за счет более глубокого охлаждения воздуха на входе в ТК ГД составляет до 160 м<sup>3</sup>.

## 5.2. Двухступенчатая система зонального кондиционирования машинного отделения с трансформацией теплоты в каскадной абсорбционно-парокомпрессорной холодильной машине

Использование ПКХМ как источника холода для второй ступени охладителей воздуха на входе двигателей предполагает дополнительные затраты электроэнергии на привод компрессора, что при наличии технологических производств в качестве приоритетных потребителей крайне проблематично и требует рационального расходования холода. Эта задача может быть решена путем увеличения холодопроизводительности ПКХМ с использованием для этого холода, получаемого трансформацией сбросной теплоты в АБХМ.

С целью сведения к минимуму потребления дефицитного холода от ПКХМ разработана система двухступенчатого охлаждения воздуха на входе ГД с хладоснабжением второй ступени  $\text{VO}_2$  от каскадной абсорбционно-парокомпрессорной холодильной машины (КАПКХМ). При этом конденсатор ПКХМ охлаждается хладоносителем от АБХМ [58,97]. Схема позволяет повысить холодопроизводительность компрессора и холодильный коэффициент ПКХМ (с  $\eta_k=3,1$  до  $\eta_k=7$  согласно характеристикам компрессора BITZER 4NES-12Y-40P на рис. 5.6) за счет снижения температуры конденсации  $t_k$  от  $45^\circ\text{C}$  до  $20^\circ\text{C}$ .

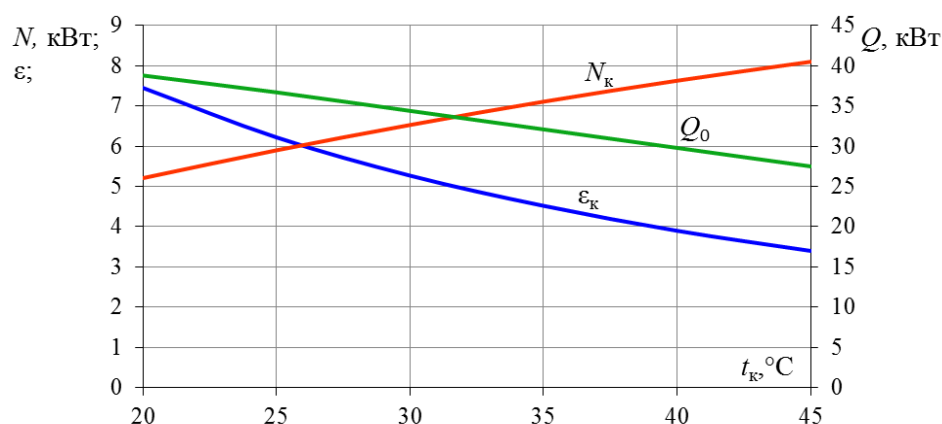


Рис. 5.6. Зависимость холодильного коэффициента  $\varepsilon_k$ , потребляемой электрической мощности  $N_k$  компрессора BITZER 4NES-12Y-40P, холодопроизводительности ПКХМ  $Q_0$  от температуры конденсации  $t_k$



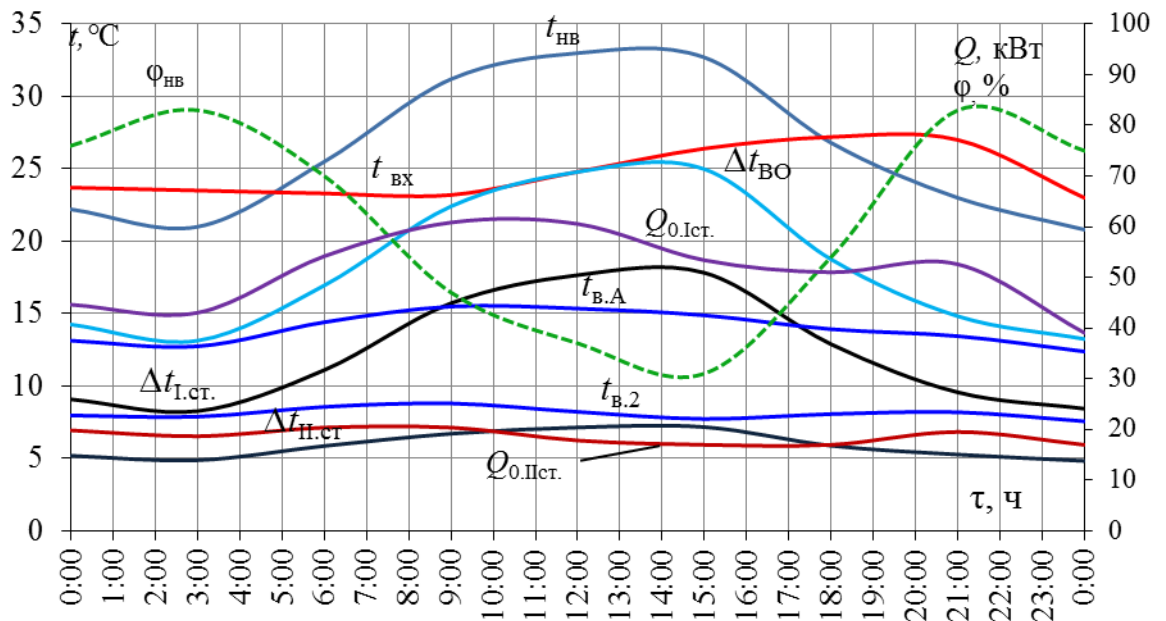


Рис.5.8. Температуры наружного воздуха  $t_{нв}$ , на входе ТК ГД  $t_{вх}$  при заборе воздуха из МО, на выходе из первой ступени  $ВО_1$   $t_{ВО2.1ст.}$ , снижение температуры воздуха в  $ВО_1$   $\Delta t_{ВО.1} = t_{нв} - t_{ВО2.1ст.}$ , на выходе из второй ступени  $ВО_2$   $t_{ВО2.2ст.}$ , снижение температуры воздуха в ступени  $ВО_2$   $\Delta t_{ВО.2} = t_{ВО2.1ст.} - t_{ВО2.2ст.}$ , полная глубина охлаждения приточного воздуха в двухступенчатом ВО  $\Delta t_{ВО} = t_{нв} - t_{вых.ВО.2}$  в течении суток при расходе воздуха  $35000 \text{ м}^3/\text{ч}$ , изменение холодопроизводительности первой ступени  $ВО_1$   $Q_{0.1ст.}$ , второй ступени  $ВО_2$   $Q_{0.2ст.}$

На рис.5.9 представлены изменения холодопроизводительности (тепловой нагрузки на ВО) и сокращение удельного расхода топлива в течение суток. Величина  $Q_{каскад.} = Q_{1ст.} + Q_{2ст.} + Q_{кн}$  характеризует полную тепловую нагрузку на АБХМ с учетом затрат холода на охлаждения конденсатора ПКХМ. Как видно, общая пиковая нагрузка составляет около 112 кВт, что на 68% меньше, чем в базовом варианте ( $Q_{0(60)} \approx 350$  кВт), а нагрузка на ВО уменьшилась на 76%, что весьма существенно в условиях дефицита холода на технологические нужды.

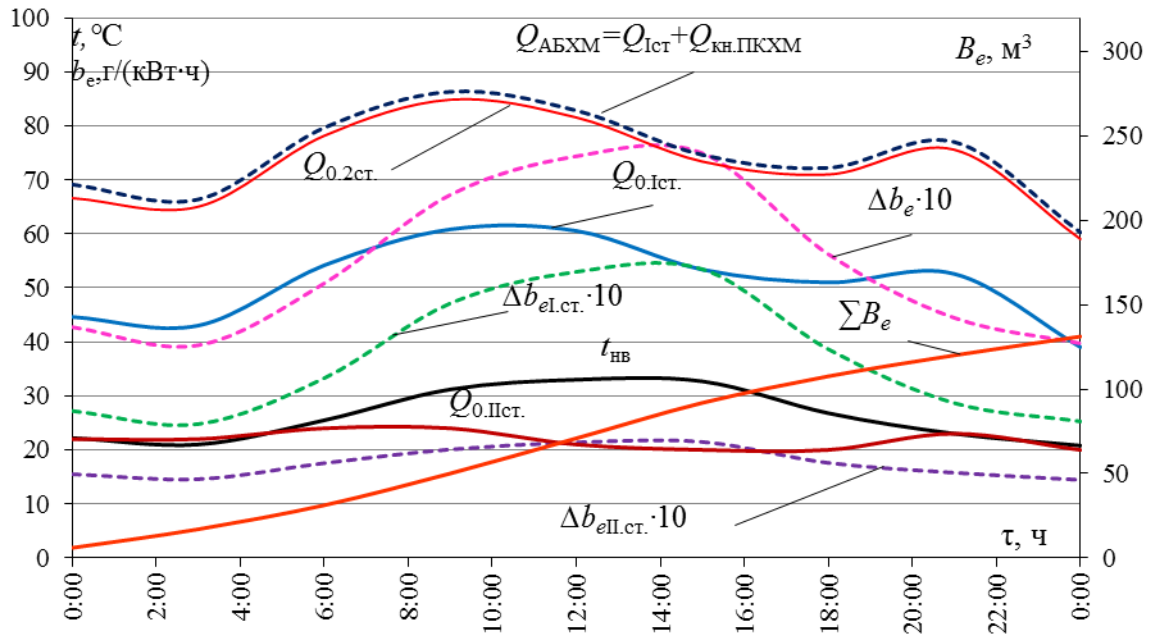


Рис.5.9. Изменение холодопроизводительности первой ступени  $VO_1$   $Q_{0.Icт.}$ , второй ступени  $VO_2$   $Q_{0.IIcт.}$ , суммарной холодопроизводительности  $VO$   $Q_{0.BO}$ , полной тепловой нагрузки с учетом охлаждения конденсатора ПКХМ  $Q_{каскад.} = Q_{0.2cт.} + Q_{кн.}$  :  $\Delta b_e$  – сокращение удельного расхода топлива, г/(кВт·ч),  $\sum \Delta B_e$  – суточная экономия природного газа,  $m^3$

### 5.3. Кондиционирование машинного отделения в зимнем режиме

Разработана схема рационального кондиционирования приточного воздуха МО в зимнем режиме. Использование тех же принципов зонального кондиционирования и рационального выбора параметров теплообменного оборудования дает возможность сократить затраты тепла, которое в зимнем режиме требуется для отопления административных и производственных зданий объекта и также используется на технологические нужды. В разработанной схеме воздух нагревается не до 20...25 °С, как предусматривает стандартная схема, а до 10 °С в отдельном воздухонагревателе и подается к ГД с помощью отдельного воздуховода. В стандартной системе двигатель использует воздух из машинного отделения, где в зимнее время температура воздуха 20...25 °С. Поэтому данная система позволяет повысить топливную эффективность двигателя в зимнее время за счет понижения температуры на входе до 10 °С и снизить затраты тепла на отопление МО [49,59,115,121,123-126,129].



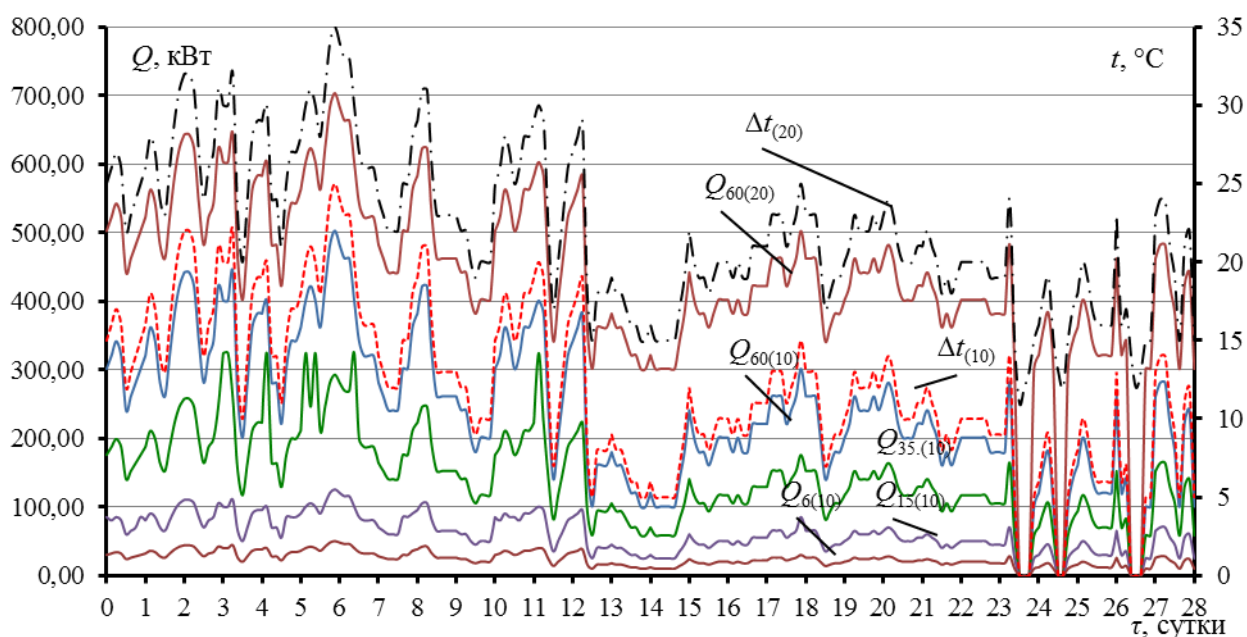


Рис. 5.10. Изменение расхода сбросной теплоты ГД на отопление МО за январь 2011:  $\Delta t_{(20)}$  – разница температур  $\Delta t_{(20)} = t_{MO} - t_{НВ}$  при  $t_{MO} = 20^\circ\text{C}$ ;  $\Delta t_{(10)}$  – разница температур  $\Delta t_{(10)} = t_{MO} - t_{НВ}$  при  $t_{MO} = 10^\circ\text{C}$ ;  $Q_{60(20)}$  – расход сбросной теплоты ГД при расходе воздуха  $60000 \text{ м}^3/\text{ч}$  и  $t_{MO} = 20^\circ\text{C}$ ;  $Q_{60(10)}$  – расход сбросной теплоты ГД при расходе воздуха  $60000 \text{ м}^3/\text{ч}$  и  $t_{MO} = 10^\circ\text{C}$ ;  $Q_{35(10)}$  – расход сбросной теплоты ГД при расходе воздуха  $35000 \text{ м}^3/\text{ч}$  и  $t_{MO} = 10^\circ\text{C}$ ;  $Q_{15(10)}$  – расход сбросной теплоты ГД при расходе воздуха  $15000 \text{ м}^3/\text{ч}$  и  $t_{MO} = 10^\circ\text{C}$ ;  $Q_{6(10)}$  – расход сбросной теплоты ГД при расходе воздуха  $6000 \text{ м}^3/\text{ч}$  и  $t_{MO} = 10^\circ\text{C}$

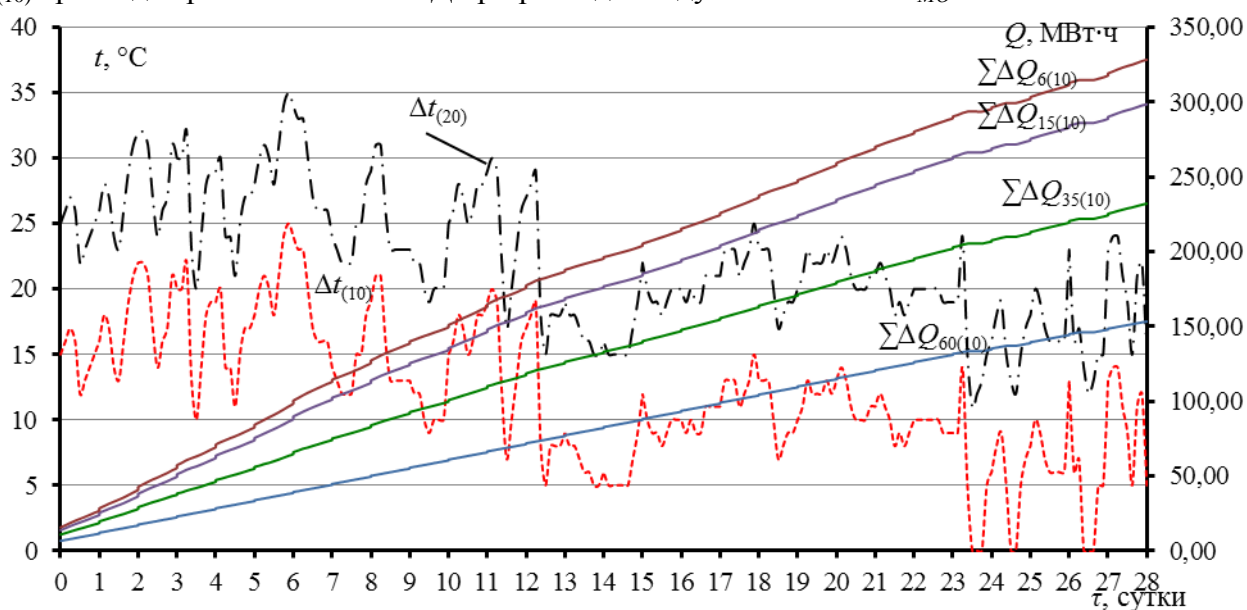
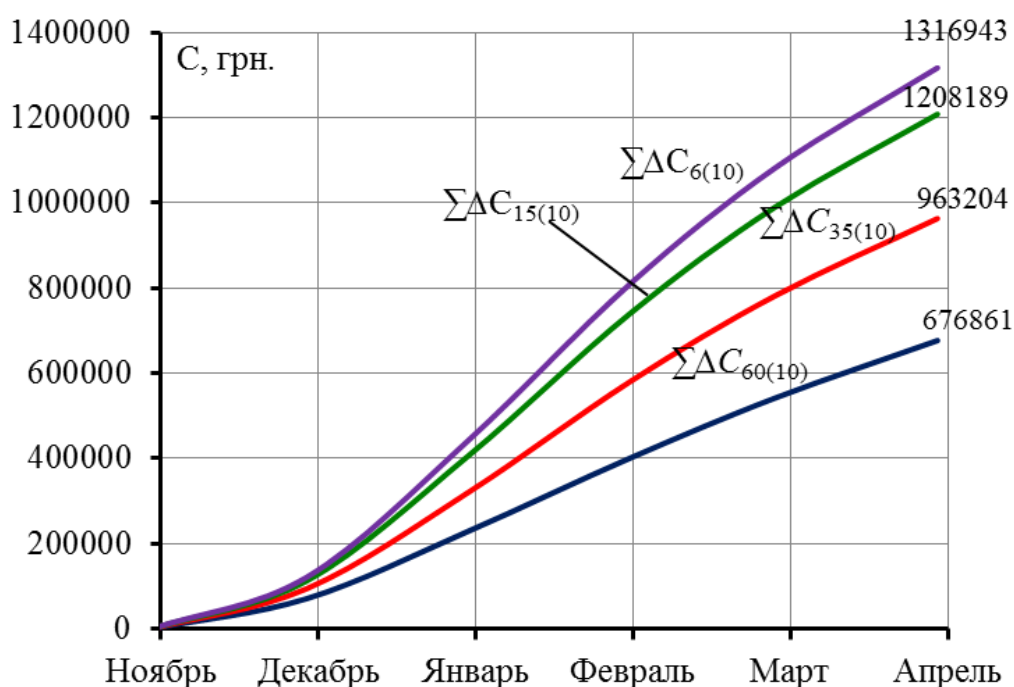


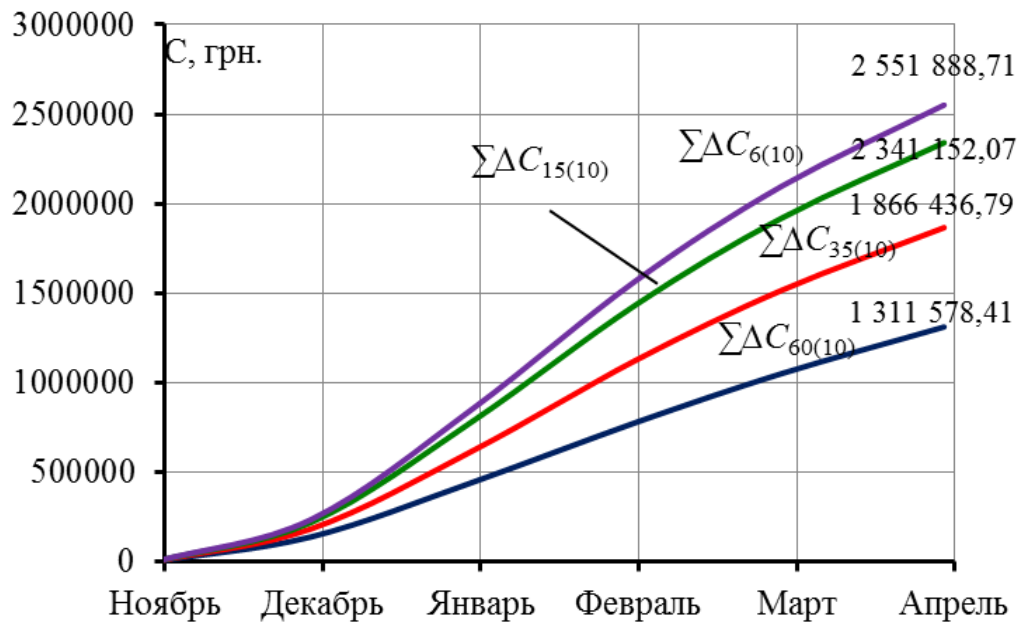
Рис. 5.11. Сокращение затрат сбросной теплоты ГД на протяжении января 2011:  $\Delta t_{(20)}$  – разница температур  $\Delta t_{(20)} = t_{MO} - t_{НВ}$  при  $t_{MO} = 20^\circ\text{C}$ ;  $\Delta t_{(10)}$  – разница температур  $\Delta t_{(10)} = t_{MO} - t_{НВ}$  при  $t_{MO} = 10^\circ\text{C}$ ;  $\Sigma\Delta Q_{60(10)}$  – сокращение расхода сбросной теплоты ГД при расходе воздуха  $60000 \text{ м}^3/\text{ч}$  и  $t_{MO} = 10^\circ\text{C}$ ;  $\Sigma\Delta Q_{35(10)}$  – сокращение расхода сбросной теплоты ГД при расходе воздуха  $35000 \text{ м}^3/\text{ч}$  и  $t_{MO} = 10^\circ\text{C}$ ;  $\Sigma\Delta Q_{15(10)}$  – сокращение расхода сбросной теплоты ГД при расходе воздуха  $15000 \text{ м}^3/\text{ч}$  и  $t_{MO} = 10^\circ\text{C}$ ;  $\Sigma\Delta Q_{6(10)}$  – сокращение расхода сбросной теплоты ГД при расходе воздуха  $6000 \text{ м}^3/\text{ч}$  и  $t_{MO} = 10^\circ\text{C}$

На графиках рис. 5.12 показаны: экономия денежных средств на протяжении отопительного сезона при использовании предложенных решений по сравнению с базовым режимом отопления МО: *a* – при использовании тепла из городской теплосети; *b* – при использовании сбросной теплоты газового двигателя. Здесь  $\Sigma\Delta C_{60(10)}$  – экономия топлива при нагреве воздуха МО до 10 °С и расходе воздуха 60000 м<sup>3</sup>/ч;  $\Sigma\Delta C_{35(10)}$  – экономия топлива при нагреве воздуха МО до 10 °С и расходе воздуха 35000 м<sup>3</sup>/ч;  $\Sigma\Delta C_{15(10)}$  – экономия топлива при нагреве наддувочного воздуха для двух двигателей;  $\Sigma\Delta C_{6(10)}$  – экономия топлива при нагреве наддувочного воздуха для одного двигателя. Данные получены исходя из стоимости газа для предприятий 9000грн. за 1000 м<sup>3</sup> газа.



*a*





б

Рис. 5.12. Экономия денежных средств на протяжении отопительного сезона при использовании предложенных решений, по сравнению с базовым режимом отопления МО: *а* – при использовании тепла из городской теплосети; *б* – при использовании сбросной теплоты газового двигателя:  $\Sigma\Delta C_{60(10)}$  – экономия топлива при нагреве воздуха МО до 10 °С и расходе воздуха 60000 м<sup>3</sup>/ч;  $\Sigma\Delta C_{35(10)}$  – экономия топлива при нагреве воздуха МО до 10 °С и расходе воздуха 35000 м<sup>3</sup>/ч;  $\Sigma\Delta C_{15(10)}$  – экономия топлива при нагреве наддувочного воздуха для двух двигателей;  $\Sigma\Delta C_{6(10)}$  – экономия топлива при нагреве наддувочного воздуха для одного двигателя

#### 5.4. Экономический эффект от применения системы зонального кондиционирования

Для работы двигателя необходимо обеспечивать непрерывную подачу приточного воздуха, при этом вентилятор системы кондиционирования работает постоянно без отключений. Поэтому экономия электроэнергии, потребляемой вентилятором, является немаловажной составляющей общей экономии энергии на кондиционирование приточного воздуха МО [122]. Система зонального кондиционирования с отдельным двухступенчатым ВО позволяет сократить потребление электроэнергии на привод приточного вентилятора за счет сокращения расхода приточного воздуха.

В штатной системе кондиционирования установлен приточный осевой вентилятор Systemair АХС 1000-10 [67] производительностью  $G_B=60000$  м<sup>3</sup>/ч и потребляемой электрической мощностью  $N_{вн60} = 15$  кВт. Полный расход воздуха

зональной системы кондиционирования составляет  $G_B=60000$  м<sup>3</sup>/ч и 15000 м<sup>3</sup>/ч на один двигатель (согласно судовым нормам кондиционирования МО 7200 м<sup>3</sup>/ч охлаждаются в ВО и поступает на вход ГД, остальные 7800 м<sup>3</sup>/ч используются для вентилирования зон тепловыделения ГД [42]). В качестве приточного вентилятора в зональной системе кондиционирования выбран Systemair АХС 630-9 производительностью  $G_B=16000$  м<sup>3</sup>/ч и потребляемой электрической мощностью  $N_{BH15} = 2,2$  кВт. Потребление электроэнергии на привод вентилятора сократились на 12,8 кВт·ч по сравнению со стандартной системой кондиционирования.

На рис. 5.13 представлены графики потребления электроэнергии штатным вентилятором центрального кондиционера  $N_{BH60}$  и вентилятором зональной системы кондиционирования  $N_{BH15}$  на протяжении летнего сезона. Из графика видно, что экономия электроэнергии  $\Delta N_{BH} = N_{BH60} - N_{BH15}$  составляет около 27000 кВт за летний период.

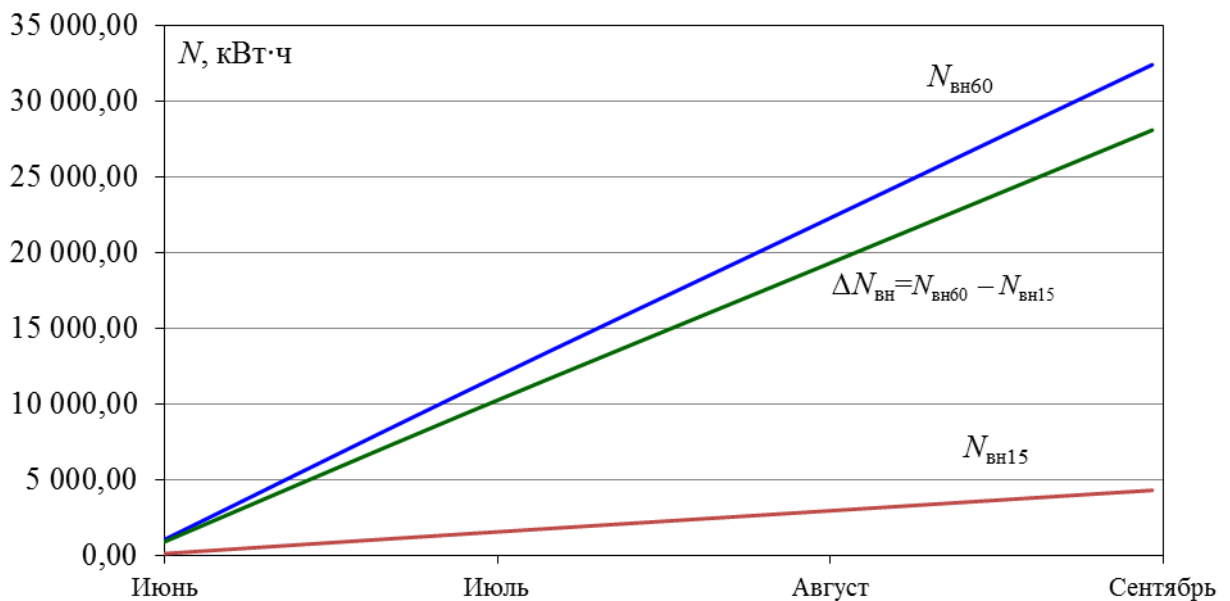


Рис.5.13. Потребление электроэнергии штатного вентилятора ЦК  $N_{BH60}$ , вентилятора зональной системы кондиционирования  $N_{BH15}$ , экономия электроэнергии на привод вентилятора при использовании зональной системы кондиционирования  $\Delta N_{BH} = N_{BH60} - N_{BH15}$  за лето 2011 г.

Таким образом, при условии непрерывной работы вентиляторов зональная система кондиционирования уменьшение расхода воздуха позволяет сократить потребление электроэнергии на 70...80% по сравнению с базовой системой

кондиционирования и на 0,89% по сравнению с общим количеством вырабатываемой электроэнергии установкой автономного энергообеспечения.

Использование системы зонального кондиционирования за счет более глубокого охлаждения приточного воздуха позволяет получить не только экономию топлива, но и прирост вырабатываемой электроэнергии. Как показала практика эксплуатации установок автономного энергообеспечения на базе газовых двигателей, при снижении температуры приточного воздуха на входе ТК ГД на 1°С прирост вырабатываемой электроэнергии составляет около 0,3 %.

Учитывая описанные выше особенности установок автономного энергоснабжения, был проведен расчет для оценки возможного прироста электроэнергии за счет более глубокого охлаждения приточного воздуха в системе зонального кондиционирования с двухступенчатым охлаждением воздуха в КАПКХМ. Расчет проведен с учетом данных метеорологических служб с шагом 3 часа. Была подсчитана экономия электроэнергии за летний сезон 2011 г.

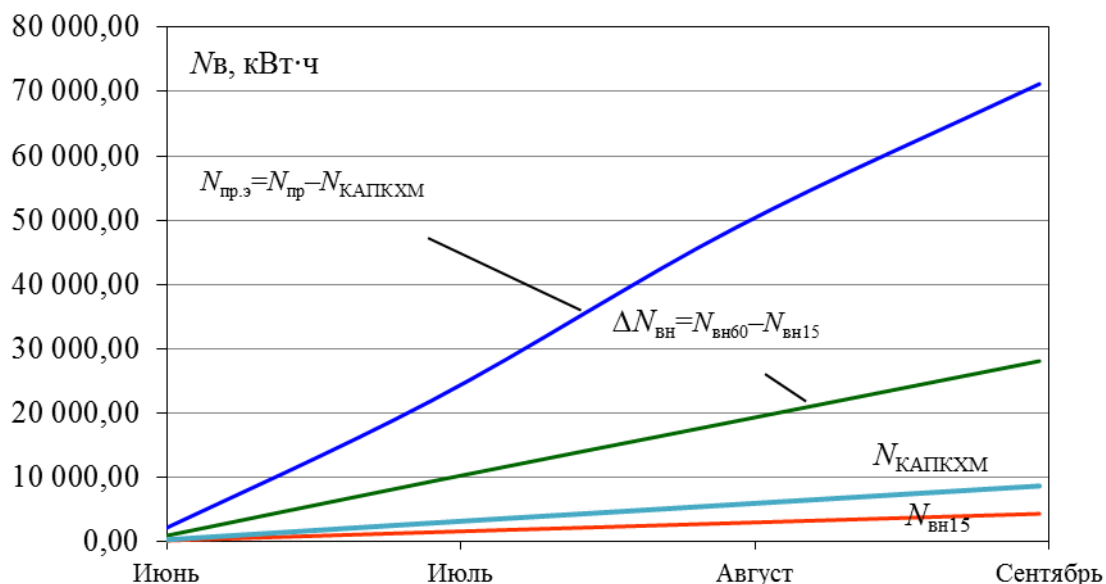


Рис. 5.14. Экономия электроэнергии за счет использования системы зонального кондиционирования  $\Delta N_{\text{вн}} = N_{\text{вн60}} - N_{\text{вн15}}$ , за счет двухступенчатого охлаждения приточного воздуха  $N_{\text{пр.э}} = N_{\text{э.гд}} \cdot \tau - N_{\text{КАПКХМ}}$ , затраты электроэнергии на привод КАПКХМ  $N_{\text{КАПКХМ}}$ , затраты на привод приточного вентилятора  $N_{\text{вн15}}$

Как видно из рис. 5.14, за счет более глубокого охлаждения приточного воздуха на входе в ГД можно получить прирост электроэнергии  $N_{\text{пр.э}} =$

$0,003 \cdot \Delta t \cdot N_{\text{э.гд}} \cdot \tau - N_{\text{КАПКХМ}}$  до 70 МВт·ч за летний сезон с учетом затрат на привод компрессора КАПКХМ. Учитывая сокращения потребляемой на привод вентилятора электроэнергии, общая экономия составит около 98 МВт·ч.

Таким образом, за счет вышеописанных схем и рационального подхода к энергопотреблению системы кондиционирования МО экономия по отношению к общему количеству вырабатываемой электроэнергии за летние месяцы составляет до 2,1%, а с учетом сокращения затрат на привод вентилятора до 2,8%.

Одной из важных задач системы зонального кондиционирования является экономия топлива ГД за счет более глубокого охлаждения приточного воздуха в двухступенчатом ВО. По данным фирм-производителей газовых двигателей [12,13,16,17,47,52,54,15] при снижении температуры воздуха на входе в ТК ГД на 1°C удельный расход топлива сокращается на  $\Delta b_e = 0,15 \dots 0,3$  г/(кВт·ч).

Для оценки влияния системы зонального кондиционирования приточного воздуха МО на сокращение затрат топлива ГД расчет был проведен с учетом климатических условий региона (Николаевской обл.), в котором размещен объект (данные архива метеорологических служб за 2011 г, шаг измерений 3 часа), и глубины охлаждения приточного воздуха в ВО[101]. В расчете использовалось значение сокращения удельного расхода топлива  $\Delta b_e = 0,2$  г/(кВт·ч) на 1°C глубины охлаждения. Затраты на привод компрессора КАПКХМ и приточного вентилятора системы зонального кондиционирования в данном расчете не учитывались, так как были учтены в расчете экономии электроэнергии. Результаты расчета приведены на рис 5.15.

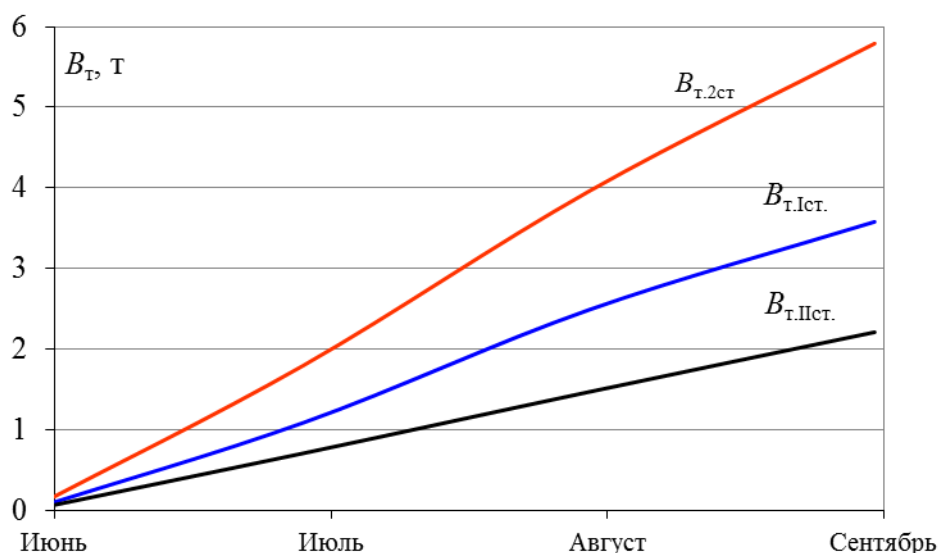
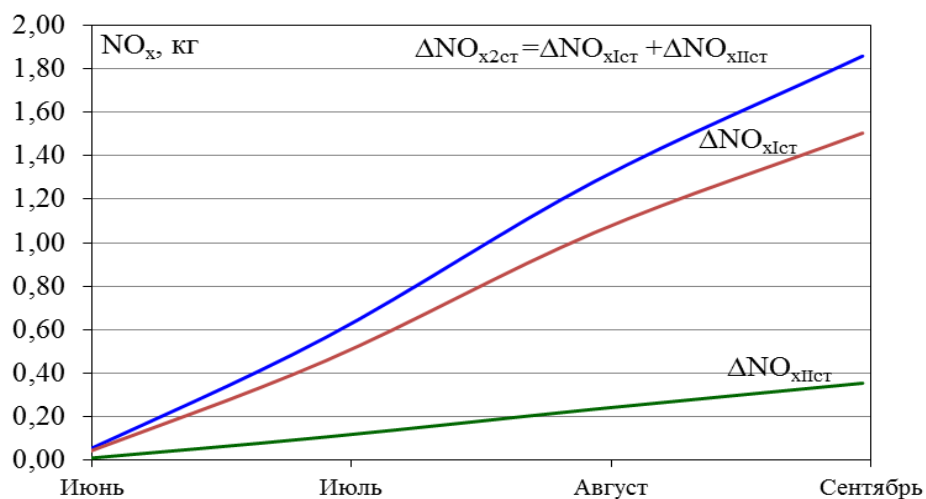


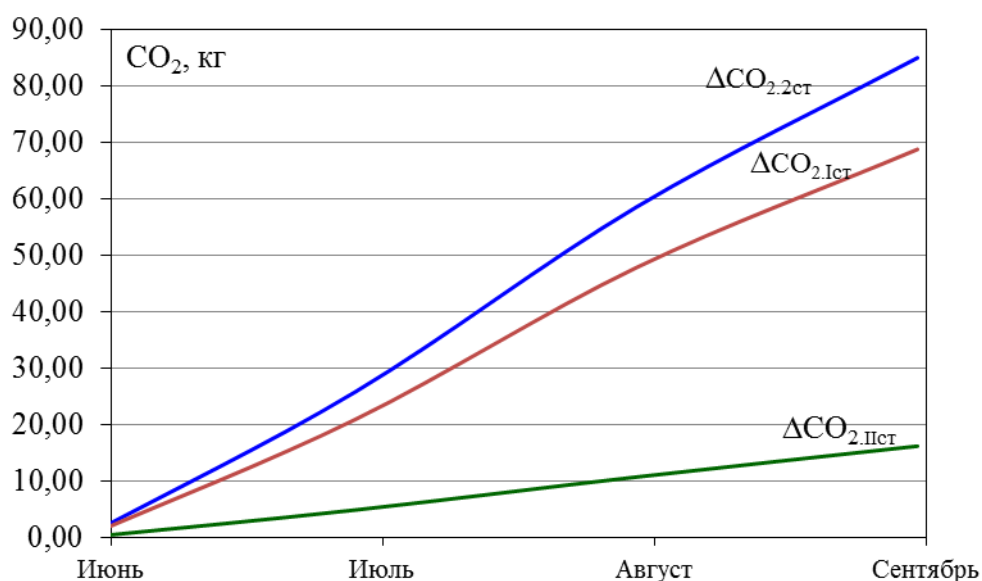
Рис 5.15. Экономия топлива ГД за счет охлаждения приточного воздуха в высокотемпературной ступени ВО  $B_{T.1ст}$ , низкотемпературной ступени  $B_{T.11ст}$  и общая экономия топлива  $B_{T.2ст}$  за летнее месяцы 2011 г. (Николаевская обл.)

Система зонального кондиционирования с двухступенчатым охлаждением воздуха и применением КАПКХМ позволяет сократить общий расход топлива на  $B_{T.2ст} / B_{T.ГД} = 1,03\%$ , за счет высокотемпературной ступени ВО  $B_{T.1ст} / B_{T.ГД} = 0,64\%$ , за счет низкотемпературной ступени ВО  $B_{T.11ст} / B_{T.ГД} = 0,4 \%$ . Общая экономия топлива за летний сезон составляет  $B_{T.2ст} \approx 6000$  кг или  $7500\text{м}^3$  природного газа.

Экологический расчет сокращения вредных выбросов  $\text{NO}_x$  и  $\text{CO}_2$  проводился с использованием данных фирмы-производителя ГД GE Jenbacher о выбросах [9,12,13,112]. Расчет базируется на пропорциональности сокращения вредных выбросов количеству сэкономленного топлива ГД. В результате получено, что количество  $\text{NO}_x$  и  $\text{CO}_2$  сократилось на  $1,03\%$  по отношению к базовому варианту. На рис 5.16 представлены результаты расчетов ожидаемого экологического эффекта от разработанных решений.



**a**



**b**

Рис. 5.16. Снижение вредных выбросов в атмосферу за счет сокращения расхода топлива ГД: **a** – выброса  $\text{NO}_x$  с помощью первой ступени ВО  $\Delta\text{NO}_{x1\text{ст}}$  и второй ступени ВО  $\Delta\text{NO}_{xII\text{ст}}$ , а также общее сокращение  $\Delta\text{NO}_{x2\text{ст}} = \Delta\text{NO}_{x1\text{ст}} + \Delta\text{NO}_{xII\text{ст}}$ ; **b** – выброса  $\text{CO}_2$  с помощью первой ступени ВО  $\Delta\text{CO}_{2.1\text{ст}}$  и второй ступени ВО  $\Delta\text{CO}_{2.II\text{ст}}$ , а также общее сокращение  $\Delta\text{CO}_{2.2\text{ст}} = \Delta\text{CO}_{2.1\text{ст}} + \Delta\text{CO}_{2.II\text{ст}}$

### 5.5. Выводы по разделу 5

Впервые разработан способ двухступенчатого охлаждения приточного воздуха МО ГД трансформацией сбросной теплоты ГД в каскадной абсорбционно-парокомпрессорной холодильной машине (КАПКХМ) с хладоснабжением высокотемпературной ступени  $ВО_{ВТ}$  от АБХМ и низкотемпературной ступени  $ВО_{НТ}$  от КАПКХМ, который обеспечивает сокращение затрат тепловой энергии топлива на 10...15 % за счет глубокого (до 7...10 °С) охлаждения воздуха на входе ГД по сравнению с его охлаждением в АБХМ до 15 °С.

Определены рациональные параметры теплоиспользующей двухступенчатой системы зонального кондиционирования воздуха на входе установки автономного энергообеспечения (удельные холодопроизводительности высоко- и низкотемпературного ступеней воздухоохладителя, температуры воздуха на выходе), обеспечивающие сокращение удельного потребления топлива на 2...3 г/(кВт · ч ) и повышение электрической мощности ГД на 2...3%.

Основные результаты работ по разделу 5 приведены в [38,33,69,70,80,89].

## ВЫВОДЫ

В диссертационной работе решена научно-прикладная задача разработки теплоиспользующей системы зонального кондиционирования приточного воздуха машинного отделения (МО) установки автономного энергообеспечения с подачей охлажденного воздуха на вход газовых двигателей (ГД), что обеспечивает сокращение энергозатрат на кондиционирование и уменьшение потребления топлива энергоустановкой за счет глубокого (до 7...10 °С) охлаждения воздуха на входе.

1. Выявлено и реализовано резервы сокращения энергозатрат на кондиционирование МО установки автономного энергообеспечения, обусловленных охлаждением больших объемов приточного воздуха, значительными теплопритоками и тепловыделениями в МО, и уменьшения потребления топлива энергоустановкой за счет глубокого охлаждения воздуха на входе двигателей.

2. Впервые предложено и реализовано принцип зонального кондиционирования МО с подачей охлажденного воздуха на вход ГД и вентиляцией зон интенсивного тепловыделения.

3. Впервые разработаны рациональные способы двухступенчатого охлаждения воздуха с холодоснабжением высокотемпературной ступени воздухоохладителя ВО<sub>ВТ</sub> от АБХМ и низкотемпературной ступени ВО<sub>НТ</sub> от каскадной абсорбционно-парокомпрессионные холодильной машины (КАПКХМ).

4. Разработано усовершенствованные физическую и математическую модели двухступенчатого воздухоохладителя приточного воздуха МО установки автономного энергообеспечения, которые отличаются тем, что процессы тепловлажностной обработки воздуха рассчитываются для воздушных потоков в межреберных каналах без их смешивания в поперечном сечении, тогда как в существующих моделях – по осредненным параметрам воздушных потоков в поперечном сечении. Разработанные модели дают возможность рассчитывать локальные тепловые характеристики двухступенчатого воздухоохладителя и



определять его рациональные параметры для конкретных климатических условий эксплуатации. Подтверждено адекватность математической модели двухступенчатого воздухоохладителя.

5. Разработано схемотехнические решения системы зонального кондиционирования приточного воздуха МО с двухступенчатым охлаждением и трансформацией сбросной теплоты ГД в КАПКХМ с холодоснабжением высокотемпературной степени  $ВО_{BT}$  от АБХМ и низкотемпературной степени  $ВО_{HT}$  от КАПКХМ.

6. Результаты исследования в виде схемно-конструктивных решений воздухоохладителей приточного воздуха МО установки автономного энергообеспечения, методики расчета рациональных параметров и рекомендаций по проектированию системы кондиционирования использованы ООО "Хладотехника" при разработке проекта холодоснабжения установки автономного энергообеспечения ООО "Сандора", ПАО "Завод "Экватор " при проектировании и изготовлении воздухоохладителей систем кондиционирования и в учебном процессе НУК имени адмирала Макарова.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Alhazmy, M.M. Augmentation of Gas Turbine Performance Using Air Coolers [Text] / M.M. Alhazmy // Applied thermal engineering. – 2004. – Vol. 24. – P. 415–429.
2. Al-Madani H. Effect of Thermodynamic and Mechanical Irreversibilities on Gas Turbine Performance Enhancement by Intake Air Cooling [Text] / H. Al-Madani // Int. J. Exergy. – 2009. – Vol. 6. – No. 2. – P. 166–180.
3. Andrey Radchenko Method of thermo-hour potential of gas turbine inlet air chilling and designing of rational chillers for varying climatic conditions of performance // Proceedings of the 15 International Symposium on Heat Transfer and Renewable Sources of Energy: HTRSE-2014. – Szczecin, Poland. – 2014. –P. 325–331.
4. Andrii Radchenko, Serhiy Ryzkov, Nikolai Radchenko Improving transformation of waste heat of cogeneration gas engine module by absorption lithium-bromide chiller // Proceedings of the 15 International Symposium on Heat Transfer and Renewable Sources of Energy: HTRSE-2014. – Szczecin, Poland. – 2014. –P.348–341.
5. Basrawi, F. Effect of ambient temperature on the performance of micro gas turbine with cogeneration system in cold region [Text] / F. Basrawi, T. Yamada, K. Nakanishi, S. Naing // Applied Thermal Engineering. – 2011. – No. 31. – P. 1058–1067.
6. Bassols, J. Trigeneration in the food industry [Text] / J. Bassols, B. Kuckelkorn, J. Langreck, R. Schneider, H. Veelken // Colibri bv, The Netherlands. – 8 p.
7. Bhargava, R. Parametric analysis of existing gas turbines with inlet evaporative and overspray fogging [Text] / R. Bhargava, C.B. Meher-Homji // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002. – Paper GT-2002-30560. – 15 p.
8. Carvalho, M. Geographic evaluation of trigeneration systems in the tertiary sector. Effect of climatic and electricity supply conditions [Text] / M. Carvalho, L. M. Serra, M.A. Lozano // Energy. – 2011. – Vol. 36. – P. 1931–1939.

9. Carvalho, M. Modeling simple trigeneration systems for the distribution of environmental loads [Text] / M. Carvalho, M.A. Lozano, L. M. Serra, Wohlgemuth Volker // Environmental Modelling & Software. – 2012. – Vol. 30. – P. 71–80.
10. Company Overview Jenbacher gas engines [Электронный ресурс] GE Jenbacher
11. Couplings Cure Vibration on Generator Sets [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.renold.com/company/latest-news/couplings/reh1057-hi-tec-couplings/>
12. Economic utilization of Biomass and Municipal Waste for power generation. Some energy lasts for generations [Text]. – GE Jenbacher Company Overview. – June 13, 2007. – 39 p.
13. Elsenbruch, T. Jenbacher gas engines a variety of efficient applications [Text] / T. Elsenbruch. – București, October 28, 2010. – 73 p.
14. Farzaneh-Gord, M. Effect of various inlet air cooling methods on gas turbine performance [Text] / M. Farzaneh-Gord, M. Deymi-Dashtebayaz // Energy. – 2011. – No. 36. – P. 1196–1205.
15. Generation Report Program. Daily Report: National Network Load. Power Plant Performance Report. – 2009. – 8 p.
16. GTI Integrated Energy System for Buildings. Modular System Prototype [Text] / G. Rouse, M. Czachorski, P. Bishop, J. Patel // GTI Project report 15357/65118: Gas Technology Institute (GTI). – January 2006. – 495 p.
17. Increasing the performance of the power generation and desalination plants [Text] / Project Future G. Western Mountain power plant, final report. Safety at work & Health care. – November 2007. – 58 p.
18. Jenbacher модельный ряд 4 [Электронный ресурс] GE Power Generation – Режим доступа: [https://powergen.gepower.com/content/dam/gepower-pgdp/global/en\\_US/documents/product/Reciprocating%20Engines/Jenbacher/Type%2004/jenbacher-type-4-fs-ru-2016.pdf](https://powergen.gepower.com/content/dam/gepower-pgdp/global/en_US/documents/product/Reciprocating%20Engines/Jenbacher/Type%2004/jenbacher-type-4-fs-ru-2016.pdf)
19. Marque, R.P. Thermodynamic analysis of tri-generation systems taking into account refrigeration, heating and electricity load demands [Text] / R.P. Marques,

D. Hacon, A. Tessarollo, J.A.R. Parise // *Energy and Buildings*. – 2010. – Vol. 42. – P. 2323–2330.

20. Ortiga, J. Operational optimisation of a complex trigeneration system connected to a district heating and cooling network [Text] / Ortiga Jordi, Bruno Joan Carles, Coronas Alberto // *Applied Thermal Engineering*. – 2013. – Vol. 50. – P. 1536–1542.

21. Radchenko A. Matching performance of absorption thermotransformer and cogeneration gas engine module of plant for combined energy supply // *Proceedings of the 14 International Symposium on Heat Transfer and Renewable Sources of Energy: HTRSE-2012*. – Szczecin, Poland. – 2012. – P. 491–496

22. Radchenko A., Konovalov A. Cooling cyclic intake air and charged gas-air mixture in gas engine of plant for combined energy supply // *Proceedings of the 14 International Symposium on Heat Transfer and Renewable Sources of Energy: HTRSE-2012*. – Szczecin, Poland. – 2012. – P. 497–502

23. Radchenko, N. Trigeneration plant for combined energy supply [Text] / N. Radchenko, S. Ryzkov, S. Forduy // *Proceedings of the 14 International Symposium on Heat Transfer and Renewable Sources of Energy: HTRSE-2012*. – Szczecin, Poland. – 2012. – P. 503–508.

24. Radchenko, N., Ryzkov S., Forduy S. Trigeneration plant for combined energy supply [Text] / N. Radchenko, S. Ryzkov, S. Forduy // *Proceedings of the 14 International Symposium on Heat Transfer and Renewable Sources of Energy: HTRSE-2012*. – Szczecin, Poland, 2012. – P. 503–508

25. Rocha, M.S. Performance tests of two small trigeneration pilot plants [Text] / M.S. Rocha, R. Andreos, J.R. Simões-Moreira // *Applied Thermal Engineering*. – 2012. – Vol. 41. – P. 84–91.

26. Rodriguez-Aumente, P.A. District heating and cooling for business buildings in Madrid [Text] / P. A. Rodriguez-Aumente, M. C. Rodriguez-Hidalgo, J. I. Nogueira, A. Lecuona, M. C. Venegas // *Applied Thermal Engineering*. – 2013. – Vol. 50. – P. 1496–1503.

27. Баженов А. И., Михеева Е. В. Совершенствование тепловых схем газопоршневых установок при комбинированной выработке электрической энергии, теплоты и холода. – Промышленная энергетика, 2014, № 5.

28. Баласанян Г. А. Ефективність перспективних інтегрованих систем енергозабезпечення на базі установок когенерації малої потужності (теоретичні основи, аналіз, оптимізація) : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук : спец. 05.14.06 «Технічна теплофізика і промислова теплоенергетика» / Баласанян Геннадій Альбертович. – Одеса, 2007. – 36 с.

29. Билека Б. Д. Экономичность когенерационных и комбинированных когенерационно-теплонасосных установок с газопоршневыми и газотурбинными двигателями / Б. Д. Билека, Р. В. Сергиенко, В. Я. Кабков // Авиационно-космическая техника и технология. – 2010. – № 7 (74). – С. 25 – 29.

30. Буров В.Д. Потенциал применения газопоршневых двигателей / В. Д. Буров, А. А. Дудолин, В. В. Макаревич, Е. В. Макаревич // Турбины и дизели, 2009, №3. – С. 28–33. – Режим доступа: [http://www.journal.esco.co.ua/2010\\_1/art060.pdf](http://www.journal.esco.co.ua/2010_1/art060.pdf)

31. Грич А.В. Охлаждение воздуха машинного зала установки автономного энергообеспечения [Текст] / Грич А.В., Радченко Н.И. // Сучасні проблеми холодильної техніки і технології: Збірник тез доповідей X м.-н. н.-т. конф. – Одеса: ОНАХТ, 2015. – С. 61–63.

32. Грич А.В. Некоторые способы повышения эффективности теплоиспользующей системы охлаждения воздуха машинного отделения когенерационных газовых двигателей [Текст] / А.В. Грич // Проблеми екології та енергозбереження в суднобудуванні: Матеріали X м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2015.

33. Грич А.В. Вдосконалення тепловикористовуючої системи охолодження машинного відділення тригенераційної установки на базі газових двигунів [Текст] / А.В. Грич // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали V м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2014. – С. 319–323.

34. Грич А.В. Энергозберігаюча система кондиціонування машинного відділення установки автономного енергозабезпечення [Текст] / А.В. Грич // Проблеми екології та енергозбереження: Матеріали ІХ міжнародної науково-технічної конференції. – Миколаїв: НУК, 2014.
35. Грич А.В. Кондиционирование приточного воздуха газового двигателя с целью повышения топливной экономичности / А.В. Грич, Н.И. Радченко // Проблеми екології та енергозбереження: Матеріали ХІ м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2016. – С.47–49.
36. Грич А.В. Охлаждение приточного воздуха машинного отделения газовых двигателей теплоиспользующей холодильной машиной [Текст] / А.В. Грич // Сучасні проблеми холодильної техніки і технології: Збірник тез доповідей Х м.-н. н.-т. конф. – Одеса: ОНАХТ, 2015. – С. 57–59.
37. Грич А.В. Способы рационального охлаждения приточного воздуха машинного отделения автономной электростанции [Текст] / А.В. Грич // Муніципальна енергетика: проблеми, рішення: Матеріали 6 м.-н. н.-т. конф. Миколаїв: НУК, 2015. – С.
38. Грич, А.В. Кондиционирование приточного воздуха машинного отделения газовых двигателей [Текст] / А.В. Грич // Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали VII м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2015. – Т.1. – С. 96–103.
39. Громов Б. Н. Энергетическая эффективность тригенерации для зданий в мегаполисах / Б. Н. Громов, М. А. Сердюкова, А. Ю. Панфилов // г.Москва: «Энергосбережение» № 1 , 2016. – С.54-58. – Режим доступа: [http://www.abok.ru/for\\_spec/articles/31/6315/6315.pdf](http://www.abok.ru/for_spec/articles/31/6315/6315.pdf)
40. Действующие когенерационные установки GE Jenbacher в Украине [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.cogeneration.com.ua/ru/about/ge-jenbacher-ukraine/references/>
41. Долинский, А.А. Анализ энергетической эффективности когенерационных схем [текст] / А.А. Долинский, Б.И. Басок, Д.А. Коломейко //

Техногенна безпека: Наукові праці МДГУ ім. П.Могили.– Миколаїв: МДГУ.– 2006. – Т. 49. – Вип. 36. – С. 65–67.

42. Загоруйко В.А., Голиков А.А. Судовая холодильная техника. – К.: Наукова думка, 2000. – 608 с.

43. Замоторин Р. В. Малые теплоэлектроцентрали — поршневые или турбинные // Энергосбережение в Саратовской области. 2001. № 2.

44. Захаров Ю.В. Результаты испытаний экспериментальной фреоновой холодильной машины в режиме кондиционирования воздуха / Ю.В. Захаров, Л.М. Андреев, А.А.

45. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины: Учебник. – 3-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Судостроение, 1994. – 504 с. (1-е изд. – Л., 1972; 2-е изд. – Л., 1979).

46. Захаров, Ю. В. Предварительная оценка эффективности применения утилизационных парозжекторных фреоновых холодильных машин в судовых установках кондиционирования воздуха [Текст] / Ю. В. Захаров, Л. М. Андреев, В. П. Шостак // Труды НКИ. — Вып. 26. — 1968.

47. Исаенков С.Е. Когенерационные установки АООТ "Первомайскдизельмаш" / С.Е. Исаенков // Наукові праці. – ЧДУ ім. Петра Могили: 2008, вип. 64, том 77. – С. 138–140.

48. Кантор С.А. Определение рациональных характеристик термотрансформатора охлаждения воздуха на входе регенеративных ГТУ [Текст] / С.А. Кантор // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали VI м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2015. – С.216–219.

49. Каримова Т.Г. Энергетическая безопасность промышленного предприятия // Управление инновационным развитием предприятия: Сборник статей участников VII Международной научно-практической конференции (18-20 ноября 2008г.). – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2008. – С. 21-29.

50. Клименко В.Н. Когенерационные системы с тепловыми двигателями: справочное пособие. - В 3-х частях / В.Н. Клименко, А.И. Мазур, П.П. Сабашук //

под ред. А.И. Мазура; Ин-т прикладных исслед. в энергетике. – К.: ИПЦ АЛКОН НАН Украины, 2008.

51. Князюк В. И. Сравнительная оценка энергетической эффективности поверхностей теплообмена / В. И. Князюк, А. Е. Лагутин // Збірник наукових праць Національного університету кораблебудування. – 2013. – № 1. – С. 99–102. – Режим доступа: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/znpnuk\\_2013\\_1\\_19](http://nbuv.gov.ua/UJRN/znpnuk_2013_1_19)

52. Когенерационная установка – контейнер GE JENBACHER JMC 420 GS-N.LC // Техническое описание – Режим доступа: <http://ensolution.ru/wp-content/uploads/2011/03/JMC-420.pdf>

53. Козаченко И.С. Применение среды программирования для определения параметров влажного воздуха в процессе охлаждения / И.С. Козаченко, А.Е. Лагутин // Сучасні проблеми холодильної техніки і технології: Збірник тез доповідей X м.-н. н.-т. конф. – Одеса: ОНАХТ, 2015. – С. 28.

54. Коломейко Д.А. Анализ энергетической эффективности когенерационной установки фирмы “WILSON” типа PG1250B / Д.А. Коломейко, И.Ю Корнеев. // Промышленная теплотехника – 2005. – Т. 27, № 3. – С. 46–9.

55. Коновалов Д.В., Радченко А.Н. Вентиляция электрогенератора и машинного отделения термозжекционной системой // Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації: Матеріали II м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2013. Частина 1 – С. 243–249.

56. Кузьо І.В. Математичне моделювання роботи когенераційної машини на базі двигуна внутрішнього згорання. / І.В. Кузьо, Ю.П. Шоловій, М.Л. Білявський // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні.– Львів: Національний університет “Львівська політехніка” 2011 Вип. 45. С. 205–216.

57. Лагутин, А. Е. Исследование аэродинамического сопротивления пакетов труб с поперечными наклонными ребрами [Текст] / А. Е. Лагутин, В. И. Князюк, П. Ф. Стоянов // Холодильна техніка і технологія. – 2012. – № 1 (135). – С. 28–32.



58. Морозюк Л. И. Термодинамический анализ каскадных холодильных машин с R744в верхнем каскаде/ Л. И. Морозюк // Холодильна техніка та технологія. – 2016. – Т. 52, Вип. 1. – С. 12–17.
59. Никитин Е. Е. Технико-экономическая эффективность воздушных тепловых насосов с приводом от газо-поршневых когенерационных установок в системах горячего водоснабжения / Е. Е. Никитин // Энерготехнологии и ресурсосбережение. – 2011. – № 4. – С. 19 – 24.
60. Оборудование GE JENBACHER, комплектация установок [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.cogeneration.com.ua/ru/equipment-ge-jenbacher/options/container/>
61. Описание газопоршневых электростанций [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://kurganmashzavod.ru/novosti/opisanie-gazoporshnevyyh-elektrostantsii>
62. Организационные аспекты повышения энерго- и ресурсоэффективности энергетических комплексов [Текст] / А. И. Баженов // Вестник Саратовского государственного технического университета. – 2009. – N 39. - С. 127-136. - Библиогр.: с. 135-136
63. Повышение эффективности совместной работы ГПУ и абсорбционных чиллеров в периоды снижения холодопотребления [Текст] / А. И. Баженов, Е. В. Михеева // Вестник Саратовского государственного технического университета. – 2013. – № 73. – С. 109–114
64. Подбор оборудования мини ТЭЦ на основе газопоршневых установок для снабжения различных объектов электричеством, теплом и холодом [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.vadogroup.com/index.php/ru/подбор-комплектации-мини-тэц.html>
65. Преображенский В.П. Теплотехнические измерения и приборы.– М.: Энергия, 1978.– 704 с.
66. Принцип работы газопоршневой установки [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://albatros02.ru/stati/1/363-chto-predstavlyaet-soboj-gazoporshnevaya-ustanovka>

67. Проспект фирмы "Systemair IPO Prospect 2007", – Режим доступа: <https://www.systemair.com/globalassets/websites/corporate/investors/annual-reports/systemair-prospekt-engelska.pdf>

68. Радченко А. М., Грич А. В. Охолодження приточного повітря машинного відділення газових двигунів тригенераційної установки [Текст] / А.Н. Радченко, А.В. Грич // Холодильна техніка та технологія. - 2014. - № 6. - С. 20-25.

69. Радченко А. М., Грич А. В., Портной Б. С. Ступенчатое охлаждение приточного воздуха машинного отделения автономной электростанции [Текст] / А.М. Радченко, А.В. Грич, Портной Б. С. // Холодильна техніка та технологія. – 2015. - Т. 51, Вип. 1. – С. 71–7.

70. Радченко А.М., Грич А.В. Підвищення ефективності кондиціонування повітря машинного відділення когенераційних газових двигунів [Текст] / А.М. Радченко, А.В. Грич //Збірник наукових праць НУК. – Миколаїв : НУК, 2013. – № 5-6 (450). –С. 15–19.

71. Радченко А.М., Рижков Р.С., Радченко Р.М., Коновалов Д.В. Тригенераційні технології для стаціонарної та суднової енергетики // Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації: Матеріали II м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2013. Частина 1 – С. 264–270.

72. Радченко А.Н. Комбинированного теплоиспользующая система охлаждения воздуха на входе газотурбинной установки и ее рациональное проектирование [Текст] / А.Н. Радченко, С.А. Кантор // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали VI м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2015. – С.226–229.

73. Радченко А.Н. Моделирование охладителей воздуха на входе ГТУ абсорбционно-эжекторным термотрансформатором [Текст] / А.Н. Радченко, С.А. Кантор // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали VI м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2015. – С.249–251

74. Радченко А.Н. Способ рационального кондиционирования воздуха машинного комплекса автономного энергообеспечения [Текст] / А.Н. Радченко,

А.В. Коновалов А.В. Грич // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали IV м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2013. – С. 257–262.

75. Радченко А.Н. Эжекционная система зональной вентиляции машинного отделения и охлаждения электрогенератора // Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації: Матеріали II м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2013. Частина 1 – С. 198–204.

76. Радченко А.Н., Бохдаль Т., Коновалов А.В., Радченко Н.И. Эффективность охлаждения циклового воздуха тригенерационного газопоршневого двигателя // Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації: Матеріали II м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2013. Частина 1 – С. 276–282.

77. Радченко А.Н., Грич А.В. Охлаждение приточного воздуха машинного отделения установки автономного энергообеспечения теплоиспользующим бромистолитиевым термотрансформатором [Текст] / А.Н. Радченко, А.В. Грич // Муніципальна енергетика: проблеми, рішення: Матеріали 5 м.-н. н.-т. конф. Миколаїв: НУК, 2013.

78. Радченко А.Н., Коновалов А.В. Охлаждение циклового воздуха газопоршневого двигателя автономного энергообеспечения // Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації: Матеріали II м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2013. Частина 1 – С. 270–276.

79. Радченко А.Н., Коновалов А.В., Грич А.В. Охлаждение воздуха машинного отделения установки автономного энергообеспечения // Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації: Матеріали II м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2013. Частина 1 – С. 293–298.

80. Радченко А.Н., Коновалов А.В., Грич А.В. Теплоиспользующее охлаждение приточного воздуха машинного отделения когенерационного модуля[Текст] / А.Н. Радченко, А.В. Коновалов А.В. Грич // Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації: Матеріали II м.-н. н.-т. конф.-Миколаїв: НУК, 2013. Частина 1 – С. 191–198.

81. Радченко А.Н., Коновалов А.В., Грич А.В. Эффективность охлаждения воздуха машинного отделения газовых двигателей [Текст] / А.Н. Радченко, А.В. Коновалов А.В. Грич // Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації: Матеріали II м.-н. н.-т. конф.-Миколаїв: НУК, 2013. Частина 1 – С. 184–190.
82. Радченко А.Н., Коновалов А.В., Манилов А.С., Остапенко А.В., Грич А.В. Анализ традиционного способа охлаждения воздуха машинного отделения газовых двигателей и пути повышения его эффективности // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали III м.-н. н.-т. конф.-Миколаїв: НУК, 2012. – С. 415–418.
83. Радченко А.Н., Коновалов А.В., Остапенко А.В. Условия совместной эксплуатации когенерационного газового двигателя и абсорбционного термотрансформатора // Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації: Матеріали II м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2013. Частина 1 – С. 298–305.
84. Радченко А.Н., Коновалов А.В., Стахель А.А., Радченко Н.И. Использование тепла уходящих газов для предварительного охлаждения воздуха дизель-генератора // Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації: Матеріали II м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2013. Частина 1 – С. 289–293.
85. Радченко А.Н., Лехмус А.А. Охлаждение воздуха на входе когенерационных ГТД эжекторными холодильными машинами // Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації: Матеріали II м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2013. Частина 2 – С. 25–30.
86. Радченко А.Н., Морозова А.С. Предварительная технико-экономическая оценка эффективности применения тригенерации в газотурбинных установках // Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації: Матеріали II м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2013. Частина 2 – С. 4–11.

87. Радченко А.Н., Трушляков Е.И., Коновалов А.В., Фордуй С.Г. Цуцман В.В. Кондиционирование воздуха машинного отделения автономной электростанции // Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації: Матеріали II м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2013. Частина 1 – С. 180–184.
88. Радченко М.І., Коновалов А.В. Охолодження повітря на вході дизель-генератора турбодетандером // Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації: Матеріали II м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2013. Частина 1 – С. 204–208.
89. Радченко Н.И., Бохдаль Л., Грич А.В., Есин И.П. Повышение эффективности системы оборотного охлаждения газопоршневого двигателя [Текст] / Н.И. Радченко, Л. Бохдаль, А.В. Грич, И.П. Есин // Авиационно-космическая техника и технология. – 2015. – № 4 (121). – 113 с. С. 103–107.
90. Радченко Н.И., Грич А.В. Охлаждение приточного воздуха машинного отделения когенерационных модулей [Текст] / Н.И. Радченко, А.В. Грич // Збірник наукових праць НУК. – Миколаїв : НУК, 2015 – не опублікована
91. Радченко Н.И., Коновалов А.В., Грич А.В. Повышение эффективности системы оборотного охлаждения газопоршневых двигателей тригенерационной энергетической установки [Текст] / Н.И. Радченко, А.В. Коновалов А.В. Грич // Збірник наукових праць НУК. – Миколаїв : НУК, 2015
92. Радченко Н.И., Коновалов А.В., Грич А.В. Получение пресной воды в тригенерационной установке [Текст] / Н.И. Радченко, А.В. Коновалов А.В. Грич // Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації: Матеріали II м.-н. н.-т. конф.
93. Радченко Н.И., Эльгерби Р. Предварительное охлаждение циклового воздуха газотурбогенераторов автономного энергообеспечения в климатических условиях Триполи // Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації: Матеріали II м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2013. Частина 2 – С. 40–46

94. Радченко Р.Н. Теплоиспользующие тригенерационные рециркуляционные хладоновые испарительные системы охлаждения воздуха на входе дизелей // Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації: Матеріали II м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2013. Частина 1 – С. 305–310.
95. Радченко Р.Н., Грич А.В. Двухступенчатое охлаждение приточного воздуха газовых двигателей тригенерационной установки [Текст] / Р.Н. Радченко, А.В. Грич // Авиационно-космическая техника и технология. –2014. – № 6. – С. 103–107.
96. Радченко, А. Н. Согласование работы когенерационного модуля газового двигателя и абсорбционного термотрансформатора [Текст] / А. Н. Радченко, А. В. Коновалов, Л. А. Остапенко // Газотурбинные технологии: Рыбинск, Россия. – 2013. – № 4 (115). – С. 30–33.
97. Радченко, А.Н. Двухступенчатое охлаждение воздуха на входе рекуперативных ГТД каскадной абсорбционно-эжекторной теплоиспользующей холодильной машиной [Текст] / А.Н. Радченко, Рамзи Єл Герби // Авиационно-космическая техника и технология. – 2014. – № 6 (113). – С. 84–88.
98. Радченко, А.Н. Математическая модель воздухоохладителя комбинированного типа абсорбционно-эжекторного термотрансформатора для охлаждения воздуха на входе газотурбинной установки [Текст] / А.Н. Радченко, С.А. Кантор. //Авиационно-космическая техника и технология. – 2015. – № 3(120). – С. 80–83.
99. Радченко, А.Н. Охлаждение воздуха на входе рекуперативных ГТД абсорбционной и эжекторной теплоиспользующими холодильными машинами. [Текст] / А.Н. Радченко, Рамзи Єл Герби // Авиационно-космическая техника и технология. – 2014. – № 5 (112). – С. 99–103.
100. Радченко, А.Н. Эффективность способов охлаждения воздуха на входе ГТУ компрессорных станций в зависимости от климатических условий [Текст] / А.Н. Радченко, С.А. Кантор //Авиационно-космическая техника и технология. – 2015. – № 1(118). – С. 95–98 (наукометричне вид.)

101. Радченко, А.Н., С.А. Кантор Оценка потенциала охлаждения воздуха на входе газотурбинных установок трансформацией теплоты отработанных газов в теплоиспользующих холодильных машинах [Текст] / А.Н. Радченко, С.А. Кантор // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2014. – № 4 (111). – С. 56–59.
102. Радченко, Н. И. Повышение эффективности газотурбинных установок рекуперацией теплоты с охлаждением воздуха на входе [Текст] / Н.И. Радченко, С.А. Кантор // *Авиационно-космическая техника и технология*. –2014, № 5 (112). – С. 95–98
103. Радченко, Н.И. Исследование повышения эффективности оборотного охлаждения газового двигателя [Текст] / Н.И. Радченко, Л. Бохдаль, А.В. Грич, И.П. Есин // *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали VI м.-н. н.-т. конф.* – Миколаїв: НУК, 2015. – С.245–248.
104. Радченко, Н.И. Ступенчатое кондиционирование воздуха на входе рекуперативных ГТД утилизацией теплоты выпускных газов. [Текст] / Н.И. Радченко, С.А. Кантор, Рамзи Єл Герби // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2014. – № 3 (110). – С. 86–90.
105. Радченко, Р.Н. Анализ альтернативных вариантов охлаждения циклового воздуха малооборотного дизеля транспортного судна [Текст] // *Авиационно-космическая техника и технология*. –2014, № 5 (112). – С. 104–108.
106. Радченко, Р.Н. Основы рационального проектирования системы охлаждения наддувочного воздуха судового малооборотного дизеля эжекторным термотрансформатором [Текст] / Р.Н. Радченко, Н.С. Богданов, И.В. Калиниченко // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2015. – № 5(122). – С. 65–68.
107. Рыжков С.В. Теплотехнические измерения в судовых энергетических установках. – Л.: Судостроение, 1980.– 263 с.
108. Рыжков С.С., Радченко А.Н., Фордуй С.Г., Радченко Н.И. Повышение эффективности тригенерационных установок автономного энерго-,

тепло- и холодоснабжения // Холод в энергетике и на транспорте: современные проблемы кондиционирования та рефрижерации: Материалы II м.-н. н.-т. конф. – Николаев: НУК, 2013. Часть 1 – С. 257–264.

109. Рыжков С.С., Радченко А.Н., Фордуй С.Г., Радченко Н.И. Установка автономного энергообеспечения предприятия // Холод в энергетике и на транспорте: современные проблемы кондиционирования та рефрижерации: Материалы II м.-н. н.-т. конф. – Николаев: НУК, 2013. Часть 1 – С. 282–289.

110. Рыжков, С. С. Направления повышения эффективности тригенерационных установок автономного энергообеспечения технологических процессов [Текст] / С. С. Рыжков, А. Н. Радченко, С. Г. Фордуй // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. – № 9 (106). – С. 80–85.

111. Рыжков, С.С. Тригенерационная установка автономного энергообеспечения [Текст] / С.С. Рыжков, Н.И. Радченко, С.Г. Фордуй // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – № 10(97). – С. 55–60.

112. Ситников. В. Экологические выгоды когенерации.//«ЭСКО» электронный журнал энергосервисной компании «Экологические системы».- №7. – 2005.

113. Способ комбинированного производства электроэнергии, тепла и холода: пат. 2399781 Рос.Федерация.: МПК F02G5/00, F25B29/00, F25B15/00 / А.И. Баженов, Е.В. Михеева, Ю.М. Хлебалин; опубл. 20.10.2010

114. Справочник по теплообменникам.Т.2/Пер. с англ. под ред. Б.С. Петухова и В.К. Шикова. – М.:Энергоатомиздат,1987. – 352 с.

115. Ткаченко С. Й. Парокомпресійні теплонасосні установки в системах теплопостачання. Монографія / С. Й. Ткаченко, О. П. Остапенко. – Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2009. – 176 с.

116. Ткаченко С.Й. Показники ефективності роботи енергетичних установок для сумісного виробництва теплової та електричної енергії/ Ткаченко С.Й., М.М.Чепурний, Н.В. Пішеніна. – Вінниця: Наукові праці ВНТУ. – 2010. – № 1. Режим доступу: <http://www.nbu.gov.ua/ejournals/NNTU/2010-1failes/uk/.htm>. – С.54-57.



117. Федоров С.Д., Облакевич С.В., Радюк О.П Проблема утилизации шахтного метана в когенерационных установках и пути ее решения на примере шахты им. А.Ф. Засядько [Электронный ресурс] /. ЧНПП "СИНАПС", г. Киев 2007 – Режим доступа: [http://www.cogeneration.com.ua/ru/about/press-centre/refer/zasyadko\\_art/](http://www.cogeneration.com.ua/ru/about/press-centre/refer/zasyadko_art/)
118. Фотоальбом объекта, г.Смела – Режим доступа: <http://www.cogeneration.com.ua/ru/about/ge-jenbacher-ukraine/references/smela-photo/>
119. Чегринцев, В.Ф., Дымо Б. В., Радченко А.Н. Метод оценки эффективности использования утилизационных теплообменников [Текст] / Радіоелектронні і комп'ютерні системи, 2014, № 4 (68). – С. 47–50
120. Шилкин Н. В. Абсорбционные холодильные машины [Электронный ресурс] Библиотека научных статей, АВОК №1'2008, Инженерные системы зданий – Режим доступа: [http://www.abok.ru/for\\_spec/articles.php?nid=3873](http://www.abok.ru/for_spec/articles.php?nid=3873)
121. Экономическая эффективность теплонасосных станций для систем теплоснабжения [Електронний ресурс] / О. П. Остапенко, О. В. Шевченко // Научные труды ВНТУ. – 2011. – №4. – Режим доступа: <http://praci.vntu.edu.ua/article/view/1406/1005>.
122. Экономия энергоресурсов собственных нужд ТЭЦ [Текст] / В. А. Серегин, А. П. Гришин // Энергосбережение. – 2009. - N 2. – С. 36–39
123. Энергетическая эффективность парокompрессионных тепловых насосов с электрическим и когенерационным приводами [Електронний ресурс] / О. П. Остапенко, В. В. Лещенко, Р. О. Тихоненко // Научные труды ВНТУ. – 2014. – № 4. – Режим доступа до журн.: <http://praci.vntu.edu.ua/article/view/3821/5563>.
124. Энергетическая эффективность теплонасосных станций с разными источниками теплоты при переменных режимах работы [Електронний ресурс] / О. П. Остапенко, О. В. Шевченко, Е. В. Бакум // Научные труды ВНТУ. – 2013. – № 4. – Режим доступа до журн.: <http://praci.vntu.edu.ua/article/view/3448/5067>.

125. Энергетические преимущества применения парокompрессионных тепловых насосов с электрическим и когенерационным приводами [Электронный ресурс] / О. П. Остапенко, В. В. Лещенко, Р. О. Тихоненко // Научные труды ВНТУ. – 2015. – № 1. – Режим доступа до журн.: <http://praci.vntu.edu.ua/article/view/3976/5777>.

126. Энергетический, экологический и экономический аспекты эффективности теплонасосных станций на природных и промышленных источниках теплоты [Электронный ресурс] / О. П. Остапенко, Е. В. Бакум, А. В. Ющишина // Научные труды ВНТУ. – 2013. – № 3. – Режим доступа до журн.: <http://praci.vntu.edu.ua/article/viewFile/3040/4627>.

127. Энергокомплекс для сети Магнит [Электронный ресурс] Фотогалерея ЗАО «НГ-Энерго» – Режим доступа: <http://www.ngenergo.ru/blog/energokompleks-dlya-seti-magnit/>

128. Энергоконцепт – наша компетентность для Вашей Мини-ТЭЦ [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://energokonzept.ru/37/>

129. Энергоэкологическая эффективность теплонасосных станций на природных и промышленных источниках теплоты при переменных режимах работы [Электронный ресурс] / О. П. Остапенко, И. А. Валигура, А. Д. Коваленко. // Научные труды ВНТУ. – 2013. – № 2. – Режим доступа до журн.: <http://praci.vntu.edu.ua/article/view/3033/4606>

ПРИЛОЖЕНИЕ  
ДОКУМЕНТЫ, ПОДТВЕРЖДАЮЩИЕ ВНЕДРЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ РАБОТЫ



УТВЕРЖДАЮ

Директор ООО "Хладотехника"

И. А. Бузник

201 г.

### А К Т

внедрения теплоиспользующей системы кондиционирования воздуха  
машинного отделения газовых двигателей установки автономного энергоснабжения

Схемно-конструктивное решение теплоиспользующей системы зонального кондиционирования воздуха машинного отделения газовых двигателей установки автономного энергоснабжения, методика расчета рациональных параметров и рекомендации по проектированию системы, выполненные Гричом А.В., аспирантом кафедры кондиционирования и рефрижерации Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова, использованы ООО "Хладотехника" при разработке проекта хладоснабжения установки автономного энергоснабжения ООО "САНДОРА".

Тригенерационная установка автономного энергоснабжения ООО "Сандора" состоит из двух когенерационных газовых двигателей-электрогенераторов (согласно проекту 4), двух теплоиспользующих абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин AR-D500L2 Century, двух центральных кондиционеров, четырех градирен оборотного охлаждения Evarco AT 28-528 и производит холод для кондиционирования воздуха машинного отделения газовых двигателей и воздуха на входе газовых двигателей, а также технологических потребностей, используя сбросное тепло двигателей. Монтаж тригенерационной установки на заводе ООО "Сандора" (п. Южный, Николаевская обл.) выполнен ООО "Хладотехника".

Уменьшение потребления природного газа за счет производства холода тригенерационной установкой кондиционирования воздуха машинного отделения газовых двигателей и воздуха на входе газовых двигателей, а также технологических потребностей, составляет 744,664 тыс.м<sup>3</sup> и годовой эффект 372332 \$.

Настоящий акт не является основанием для финансовых взаиморасчетов.

Главный бухгалтер

Хомуленко Н.П.

Инженер-конструктор

Бузник А. И.

"ЗАТВЕРДЖУЮ"

Ректор Національного університету  
кораблебудування

імені адмірала Макарова

д-р техн. наук, професор

С.С. Рижков

"25" 02. 2016 р.



ДОВІДКА

про використання в навчальному процесі результатів  
дисертаційної роботи Грича Артема Вікторовича

"Підвищення ефективності кондиціонування припливного повітря машинного  
відділення установки автономного енергозабезпечення"

Методика розрахунку параметрів систем кондиціонування і повітроохолоджувачів, рекомендації з проектування систем кондиціонування і повітроохолоджувачів та їх схемні рішення, розроблені Гричом А.В., використовуються у лекційних курсах, на практичних заняттях, у дипломному та курсовому проектуванні зі спеціальності "Енергетичне машинобудування", спеціалізації "Холодильні машини і установки та системи кондиціонування".

Директор машинобудівного інституту  
Національного університету кораблебудування  
імені адмірала Макарова  
д-р техн. наук, професор

С.І. Сербін

