

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ  
НАЦИОНАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕСТРОЕНИЯ  
имени адмирала Макарова

На правах рукописи

Остапенко Алексей Валериевич

УДК 621.57

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТРАНСФОРМАЦИИ ТЕПЛОТЫ  
КОГЕНЕРАЦИОННЫХ ГАЗОПОРШНЕВЫХ МОДУЛЕЙ УСТАНОВОК  
АВТОНОМНОГО ЭЛЕКТРО-, ТЕПЛО- И ХОЛОДООБЕСПЕЧЕНИЯ

Специальность 05.05.14

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 И СОКРАЩЕНИЙ.....	5
ВВЕДЕНИЕ.....	7
РАЗДЕЛ 1. АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТРАНСФОРМАЦИИ СБРОСНОЙ ТЕПЛОТЫ ЭНЕРГОУСТАНОВОК ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИМИ ХОЛОДИЛЬНЫМИ МАШИНАМИ И СПОСОБОВ ЕЕ ПОВЫШЕНИЯ.....	13
1.1. Когенерационные установки автономного энергообеспечения .....	13
1.2. Установки автономного электро-, тепло- и холодообеспечения (тригенерационные) .....	19
1.3. Трансформаторы теплоты в холод абсорбционного типа .....	27
1.4. Постановка цели и задач исследования .....	33
РАЗДЕЛ 2. ОБОСНОВАНИЕ НАПРАВЛЕНИЯ И ОБЩАЯ МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ.....	35
2.1. Обоснование направления повышения эффективности трансформации сбросной теплоты когенерационного газопоршневого модуля в холод .....	35
2.2. Общая методика проведения исследования.....	45
2.3. Основные результаты и выводы по разделу 2.....	48
РАЗДЕЛ 3. РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ТРАНСФОРМАЦИИ СБРОСНОЙ ТЕПЛОТЫ ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ АБСОРБЦИОННЫМИ БРОМИСТОЛИТИЕВЫМИ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИМИ ХОЛОДИЛЬНЫМИ МАШИНАМИ, ПРОВЕРКА ЕЕ АДЕКВАТНОСТИ .....	50
3.1. Описание пилотной системы трансформации сбросной теплоты ГПД в АБХМ, методика проведения испытаний, измерительные приборы и результаты обработки данных .....	50
3.2. Оценка погрешности результатов измерений .....	55
3.3. Основные положения математической модели процессов трансформации сбросной теплоты двигателей в АБХМ .....	64
3.4. Основные положения математической модели АБХМ.....	67

3.5. Проверка адекватности математической модели.....	75
3.6. Основные результаты и выводы по разделу 3.....	80
РАЗДЕЛ 4. ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ УТИЛИЗАЦИИ СБРОСНОЙ ТЕПЛОТЫ КОГЕНЕРАЦИОННОГО ГПД .....	81
4.1. Анализ эффективности существующей системы трансформации сбросной теплоты когенерационного ГПД в АБХМ.....	81
4.2. Двухпоточная система утилизации сбросной теплоты ГПД с общим потоком теплоносителя от утилизационного котла .....	87
4.3. Двухпоточная система утилизации сбросной теплоты ГПД с общим потоком теплоносителя из УК и двумя АБХМ.....	93
4.4. Двухпоточная система утилизации сбросной теплоты ГПД с дополнительным рециркуляционным контуром .....	97
4.5. Сравнение вариантов систем утилизации с двухпоточной подачей обратного теплоносителей.....	103
4.6. Основные результаты и выводы по разделу 4.....	106
РАЗДЕЛ 5. РАЗРАБОТКА СИСТЕМ ТРАНСФОРМАЦИИ СБРОСНОЙ ТЕПЛОТЫ ГАЗОПОРШНЕВОГО МОДУЛЯ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИМИ ХОЛОДИЛЬНЫМИ МАШИНАМИ (НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫМ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОМ). НАТУРНЫЕ ИСПЫТАНИЯ .....	107
5.1. Система двухступенчатой трансформации сбросной теплоты ГПД в АБХМ.....	107
5.2. Система двухступенчатой трансформации сбросной теплоты ГПД в АБХМ с бустерным котлом .....	111
5.3. Система двухступенчатой трансформации сбросной теплоты ГПД в использовании адсорбционной холодильной машины .....	116
5.4. Сравнение вариантов систем утилизации с использованием ступенчатой трансформации тепла в холод.....	120
5.5. Оценка технико-экономической эффективности реализации результатов исследования .....	124
5.6. Основные результаты и выводы по разделу 5.....	130

ВЫВОДЫ.....	131
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	133
ПРИЛОЖЕНИЕ. Документы, подтверждающие внедрение результатов работы.....	148

## ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ И СОКРАЩЕНИЙ

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

$\Delta V_e$  – экономия топлива, т;

$c$  – теплоемкость, Дж/(кг·К);

$G$  расход, кг/с;

$N$  – мощность, кВт, МВт;

$q_0$  – 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;

$\eta$  – коэффициент полезного действия;

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

$\zeta$  – тепловой коэффициент;

АБТТ – абсорбционный бромистолитиевый термотрансформатор;

АБХМ – абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина;

АДХТ – адсорбционная холодильная машина;

ГПД – газопоршневой двигатель;

ГД – газовый двигатель;

ГК – газовый котел;

КПД – коэффициент полезного действия;

ТО – теплообменник;

ТХМ – теплоиспользующая холодильная машина;

СУ система утилизации;

Индексы:

б, (90) – базовая СУ;

2Аб – СУ с двумя АБХМ;

2Аб+ГК – СУ с двумя АБХМ и газовым котлом;

Аб+Ад – СУ с абсорбционной и адсорбционной холодильными машинами;

2пот – СУ с двухпоточной подачей и одной АБХМ;

2пот.+д.в – СУ с двухпоточной подачей и рециркуляционным контуром;

2Аб.2пот – СУ с двухпоточной подачей и двумя АБХМ.

н.в. – наружный воздух;

г – горячий;

х – холодный;

с – суммарный;

р – расчетный, теоретический;

э – экспериментальный, по данным фирм-производителей;

0 – низкокипящее рабочее тело, кипение;

1 и 2 – вход и выход;

w – вода

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность темы.** В русле общемировой тенденции децентрализации энергоснабжения все большее распространение получают установки автономного электро-, тепло- и холодоснабжения (УАЭТХ), в которых сбросная теплота приводных двигателей электрогенераторов трансформируется в холод теплоиспользующими холодильными машинами, а холод используется на технологические нужды и кондиционирования воздуха различных объектов. Особенно перспективным является применение для привода электрогенераторов газопоршневых двигателей (ГПД), выпускаемых в когенерационных исполнениях – со штатными теплообменниками, в которых сбросная теплота отводится на нагрев воды (теплоносителя), теплота которого в свою очередь трансформируется в холод абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной (АБХМ). Термическое состояние ГПД обеспечивается поддержанием температуры обратного (охлажденного) теплоносителя на входе ГПД не выше 70 °С. В то же время эффективность трансформации теплоты в холод в АБХМ высокая при снижении температуры теплоносителя в АБХМ не более чем на 10...15 °С, то есть до 75...80 °С (при температуре теплоносителя на выходе из ГПД – на входе АБХМ 90 °С). Из-за противоречивых требований по эффективной работе ГПД и АБХМ по температуре теплоносителя для поддержания температуры обратного теплоносителя на входе ГПД на безопасном уровне 70 °С он дополнительно охлаждается в градирне "аварийного сброса". При этом потери теплоты достигают 30%, в результате чего общий КПД (электрический и тепловой) снижается до 0,6 по сравнению с 0,8 при отсутствии тепловых потерь в УАЭТХ.

Трансформации теплоты в холод посвящены работы В.С. Мартыновского, Ю.В. Захарова, С.З. Жадана, Л.И. Морозюк, Б.Д. Билеки, Н.И. Радченко, М.Г. Хмельнюка, А.С. Титлова, С.И. Ткаченко, S. Campanary, M. Carvalho, других известных ученых. Однако остаются нерешенными вопросы сокращения тепловых потерь, обусловленных несогласованностью режимов совместной работы ГПД и АБХМ при трансформации теплоты в УАЭТХ.

**Научно-прикладной задачей**, которая решается в диссертационной работе, является разработка систем трансформации сбросной теплоты установок электро-, тепло- и холодоснабжения, которые обеспечивают согласование режимов эффективной работы когенерационных модулей ГПД и АБХМ с минимальными потерями теплоты и, как следствие, повышение энергоэффективности установок.

**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", 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 повышение эффективности трансформации сбросной теплоты в холод в установках автономного электро-, тепло- и холодоснабжения путем согласования работы когенерационных модулей ГПД и АБХМ при минимальных тепловых потерях.

**Основные задачи научного исследования:**

– выявить и реализовать резервы сокращения тепловых потерь при трансформации сбросной теплоты в холод в установках автономного электро-, тепло- и холодоснабжения УАЭТХ путем согласования режимов совместной работы АБХМ и когенерационного модуля ГПД по температуре обратного теплоносителя;

– разработать физическую и математическую модели процессов трансформации сбросной теплоты когенерационных ГПД в холод с учетом изменения климатических условий эксплуатации, подтвердить их адекватность данным мониторинга параметров процессов трансформации теплоты в установке автономного электро-, тепло- и холодоснабжения УАЭТХ и фирм-производителей АБХМ;



– разработать способы рациональной организации процессов трансформации теплоты когенерационных модулей ГПД в холод и определить рациональные параметры процессов, обеспечивающих уменьшение потерь при трансформации теплоты в АБХМ;

– разработать системы трансформации сбросной теплоты в холод для установок автономного энергообеспечения УАЭТХ, которые обеспечивают согласование режимов эффективной работы АБХМ и когенерационных ГПД с минимальными потерями теплоты, повышение термодинамической эффективности трансформации сбросной теплоты.

**Объектом исследования** являются процессы трансформации сбросной теплоты когенерационных ГПД в холод теплоиспользующими холодильными машинами в установках автономного электро-, тепло- и холодоснабжения.

**Предмет исследования** – процессы и параметры процессов трансформации сбросной теплоты в холод в установках автономного электро-, тепло- и холодоснабжения с согласованием режимов совместной работы когенерационных модулей ГПД и теплоиспользующих абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин (АБХМ).

**Методы исследования:** физический и математический методы исследования при натурных испытаниях и моделировании системы трансформации теплоты в АБХМ. Рациональные параметры процессов трансформации сбросной теплоты ГПД в холод вычислялись по разработанной программе расчета характеристик системы трансформации теплоты в АБХМ, адекватность результатов которой подтверждено данными мониторинга параметров системы трансформации теплоты в холод в установке автономного электро-, тепло- и холодоснабжения УАЭТХ и спецификационными характеристиками фирм-производителей АБХМ.

**Научные результаты**, которые автор защищает, и их **новизна**:

1. Впервые предложено и реализовано принципиально новый подход к согласованию режимов совместной работы системы трансформации сбросной теплоты в холод в АБХМ и когенерационного модуля ГПД по температуре

обратного теплоносителя в установках автономного электро-, тепло- и холодоснабжения УАЭТХ, который базируется на принципе возврата в ГПД охлажденного теплоносителя потоками с разной температурой в зависимости от температурного уровня источников тепловыделения и обеспечивает минимальные потери теплоты и поддержания теплового состояния ГПД.

2. Впервые предложено и исследовано многопоточные системы трансформации сбросной теплоты ГПД в холод в УАЭТХ, которые обеспечивают согласование режимов совместной работы АБХМ и когенерационных ГПД с минимальными потерями теплоты и, как следствие, повышение термодинамической эффективности трансформации сбросной теплоты с увеличением теплового коэффициента  $\zeta_{\text{су}}$  системы утилизации от 0,55 до 0,8.

3. Разработаны способы рациональной организации процессов трансформации сбросной теплоты в холод и определены рациональные параметры процессов, обеспечивающие уменьшение потерь при трансформации теплоты в холод более чем на 50%, рост термического КПД когенерационных ГПД с 20% до 30% и общего КПД с 60% до 70%.

4. Усовершенствованы физическая и математическая модели процессов трансформации сбросной теплоты когенерационных ГПД в холод в АБХМ с учетом особенностей их совместной работы и изменения климатических условий эксплуатации, подтверждена адекватность моделей данным мониторинга параметров процессов трансформации теплоты в УАЭТХ и фирм-производителей АБХМ.

5. Разработанный подход и способы рациональной трансформации сбросной теплоты когенерационных ГПД в холод, усовершенствованные физическая и математическая модели процессов трансформации теплоты в совокупности составляют теоретическую основу усовершенствованного метода расчета, проектирования и конструирования систем трансформации теплоты когенерационных ГПД в холод, которые обеспечивают решение комплексных проблем эффективности и использования топливно-энергетических ресурсов в

УАЭТХ.

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

**Практическую ценность** представляют следующие результаты исследования: данные по тепловым потерям согласно результатам мониторинга параметров системы трансформации сбросной теплоты когенерационных ГПД в холод в УАЭТХ, которые обусловлены несогласованностью режимов совместной работы АБХМ и когенерационного модуля ГПД по температуре обратного теплоносителя; схемные решения многопоточных систем утилизации сбросной теплоты когенерационных ГПД с АБХМ, обеспечивающие уменьшение потерь теплоты и соответствующий рост теплового коэффициента систем трансформации теплоты в холод в УАЭТХ; методика и программа расчета характеристик и параметров системы трансформации сбросной теплоты когенерационных ГПД в холод в УАЭТХ с 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); "Современные проблемы холодильной техники и технологии" (Одесса, ОНАПТ, 2013), "Эколого-энергетические проблемы современности" (Одесса, ОНАПТ, 2015); "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 опубликованы 21 научные работы, в том числе 8 статей в специализированных изданиях (5 в наукометрических и 1 в зарубежном) и 13 докладов и тезисов докладов (без соавторов 7).

**Личный вклад автора** состоит в выявлении и реализации резервов повышения эффективности трансформации сбросной теплоты в УАЭТХ, связанных с потерями теплоты обратного теплоносителя; принципиально новом подходе к возврату в ГПД охлажденного теплоносителя потоками с разной температурой в зависимости от температурного уровня источников тепловыделения в ГПД; совершенствовании математической модели процессов трансформации сбросной теплоты когенерационных ГПД в холод с учетом тепловых потерь обратного теплоносителя тепловым коэффициентом  $\zeta_{\text{су}}$  системы утилизации теплоты и изменения климатических условий эксплуатации ГПД; разработке способов рациональной организации процессов трансформации сбросной теплоты в холод и схемных решений многопоточных систем трансформации сбросной теплоты в УАЭТХ, определении рациональных параметров процессов, сводящих к минимуму потери теплоты при ее трансформации в холод; обработке данных натурных испытаний по параметрам системы трансформации сбросной теплоты и их обобщении в виде показателей эффективности трансформации теплоты в холод (теплового коэффициента  $\zeta_{\text{су}}$  системы утилизации, холодопроизводительности УАЭТХ)<sup>1)</sup>.

**Структура диссертации.** Диссертация состоит из введения, 5 разделов и выводов. В приложениях приведены документы, подтверждающие внедрение основных результатов исследования.

Объем диссертации составляет 150 страниц, включая 147 страниц основного текста, 80 рисунков и 14 таблиц. Библиография содержит 127 наименований.

<sup>1)</sup>Некоторые исследования проведены при консультации и с участием Радченко А.Н., к.т.н., доцента, докторанта НУК

## РАЗДЕЛ 1

# АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТРАНСФОРМАЦИИ СБРОСНОЙ ТЕПЛОТЫ ЭНЕРГОУСТАНОВОК ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИМИ ХОЛОДИЛЬНЫМИ МАШИНАМИ И СПОСОБОВ ЕЕ ПОВЫШЕНИЯ

### 1.1. Когенерационные установки автономного энергообеспечения

Сокращение потерь в энергогенерирующих установках путем использования их сбросного энергопотенциала, в частности, в технологиях комбинированного производства энергии (когенерация), является приоритетным направлением в энергетике Украины, что закреплено на законодательном уровне Законом Украины "Про комбіноване виробництво теплової та електричної енергії (когенерацію) та використання скидного енергопотенціалу" (№ 1908-IV), принятым Верховной Радой Украины 29.06.2004 г. Одной из наиболее перспективных когенерационных технологий является производство электрической энергии с применением газопоршневых двигателей (ГПД) в качестве привода электрогенераторов. Такие газовые электростанции имеют высокий КПД производства электроэнергии, достаточно низкий уровень выбросов вредных веществ, являются надежными в эксплуатации и способны длительное время работать при частичных нагрузках. [48,49] Практически все производители выпускают ГПД в когенерационном исполнении – с штатными теплообменниками, навешенными на двигатели, в которых сбросная теплота отводится на нагрев воды (теплоносителя).

В настоящее время электростанции на базе газопоршневых двигателей мощностью от 1 до 4 МВт являются наиболее востребованным источником энергоснабжения технологических производств, жилищно-коммунального сектора, промышленных предприятий и т.п. Газопоршневые электростанции обладают рядом преимуществ по сравнению с дизельными и газотурбинными [44,45,64].

Газопоршневые двигатели в диапазоне мощности до 4 МВт имеют более высокий КПД (табл. 1.1 и 1.2) по сравнению с газовыми турбинами и адаптированы для работы на частичных нагрузках, меньше подвержены влиянию высокой температуры окружающего воздуха.

Таблица.1.1.

Сравнение технико-эксплуатационных показателей газопоршневых генераторных установок Waukesha, Caterpillar, Jenbacher, Cummins.

Примечание: Э – электрический стартер; П – пневматический стартер.

Основные параметры	Waukesha APG1000	Waukesha APG3000	Waukesha 16V_AT27GL	Waukesha VHP9500 GSI	Caterpillar G3616 LE	Caterpillar G3612 LE	Caterpillar G3520C	Caterpillar G3516 LE	Jenbacher J620GS	Jenbacher J320GS	Cummins 1750GQN B_50	Cummins 1160 GQKA
Номинальная мощность, кВт	1000	3200	3250	1175	3859	2575	2000	1030	3041	1063	1750	1160
Перегрузочная способность, кВт	1000	3200	3575	1293	3859	2575	2000	1030	3041	1063	1750	1160
Скорость нагружения и разгружения, %	40	40	30	30	15	15	15	15	15	15	30	30
Минимальное значение метанового числа	80	40	35	35	50	50	80	30	75	75	45	45
Потребление топлива, кВт	2422	7764	8778	3869	9831	6215	4919	2882	7189	2664	4677	2974
КПД электрический, %	41,3	41,2	37	30,4	39,3	41,4	40,6	35,7	42,3	39,9	37,4	39
Номинальная частота вращения, об/мин	1500	1500	1000	1000	1000	1000	1500	1500	1500	1500	1500	1500
Степень автоматизации по ГОСТ 14228_80	Третья											
Включение на паралл. работу на общую шину, распределение нагрузки между ГППУ	Автоматическое											
Среднее эффективное давление (ВМЕР), бар	17,3	16,1	14,35	9,66	–	–	–	–	–	–	16	16
Степень сжатия	10	11	9	8	10,5	10,5	11,3	12	11	12,5	12	14,5
Расположение блоков	V-образное											
Количество цилиндров, шт	16	18	16	16	16	12	20	16	20	20	18	16
Диаметр цилиндра / ход поршня, мм	152 / 165	220 / 240	275 / 300	238 / 216	300 / 300	300 / 300	170 / 190	170 / 190	190 / 120	135 / 170	180 / 200	159 / 190
Объем двигателя, л	48	164,2	214	154	339	248	86	69	124,8	48,7	91,62	81,44
Регулятор частоты	Электронный											
Система воздухообеспечения	Турбонаддув с охлаждением, обедненная топливная смесь											
Тип стартера	Э	П	П	П	П	П	Э	Э	Э	Э	Э	Э
Емкость масляной системы, л	454	820	1188	625	1325	1030	541	401	670	370	560	380
Емкость рубашки охлаждения (Jw + Ax), л	189	526	590	560	900	–	–	–	–	–	–	–
Сервисные интервалы замены масла, ч	1500	3000	4000	3000	5000	5000	5000	5000	1000	1000	1500	1500
Ресурс до капитального ремонта, моточас	48000	48000	80000	72000	65000	65000	100000	65000	60000	60000	60000	60000
Полный ресурс, моточас	240000	240000	400000	360000	–	–	200000	–	180000	240000	300000	300000
Габаритные размеры:												
длина, мм	5283	7 880	10060	7370	9320	8062	6070,5	4917	8900	5700	5606	4890
ширина, мм	2159	1 925	2590	2340	2121	2121	1853,4	2205	2200	1700	1721	2074
высота, мм	2235	3 260	3350	3300	4126	4026	2248,3	2012	2800	2300	2661	2240
Сухой вес, кг	14182	36 333	49000	21040	64470	51230	18350	12873	–	10500	16062	15000
Эмиссия NOx, мг/нм³	500.0	500.0	900.0	500.0	457.0	337.0	250.0	500.0	300.0	300.0	350.0	350.0
Удельная стоимость ГПУ, \$/кВт	523.5	539.4	649.8	694.0	677.4	713.1	695.0	601.0	560.2	600.3	605.0	618.0
Средняя стоимость ТО, включая затраты на расходные материалы и запчасти, руб./кВт	25059	47086	49072	15203	25967	22141	34230	21658	34920	26955	48484	36844

Использование для газопоршневых установок (ГПУ) различного газообразного топлива (природного, нефтяного или шахтного газа) влияет как на конструктивные характеристики, так и на основные параметры, в том числе на

степень сжатия, среднее эффективное давление и, как следствие, на агрегатную мощность [23,24,49].

Таблица 1.2.

Диапазон мощностей газопоршневых двигателей разных фирм производителей

Производитель	Диапазон мощности, МВт
Caterpillar S.A.R.L.	0,07–5,9
Cummins Inc.	0,33–1,8
FG Wilson (Engineering) Ltd.	< 1
Ford Power Products	< 1
GE Energy Jenbacher gas engines	0,3–4
General Motors Corporation	< 1
Guascor S.A.	< 1,2
Iveco Motors S.p.a.	< 1
Lister Petter Ltd.	< 1
MAN B&W Diesel A/S	> 5
MAN Nutzfahrzeuge AG	< 1
Mitsubishi Heavy Industries Ltd.	0,68–5,75
MTU Onsite Energy	0,3–2
MWM, GmbH	0,18–4,0
Niigata Power Systems Co. Ltd.	1,1–5,4
Perkins Engines Company Ltd.	< 1
Rolls_Royce Power Engineering Plc	1,19–8,75
Volvo Penta	< 1
Wartsila Finland Oy	4,14–9,0
Waukesha Engine Dresser Inc	0,15–3,37

На мировом рынке представлено достаточно большое количество крупных компаний, занимающихся производством газопоршневых установок. Наиболее крупными фирмами, выпускающими ГПУ средней мощности в диапазоне 1...4 МВт на базе ГПД собственного производства, а также на основе лицензий, являются: Caterpillar (США), Cummins (США), Deutz – MWM (Германия), GE Jenbacher AG (Австрия), MTU Friedrichshafen (Германия), Mitsubishi (Япония), Rolls-Royce (Великобритания), Pielstick S.E.M.T. (Франция) и Waukesha Engine Division (США) (табл. 1). Остальные компании выпускают ГПУ в диапазонах малой мощности (менее 1 МВт) и большой мощности (более 4 МВт) или комплектуют газопоршневые установки ГПД от других производителей [38,69].

На рынке энергетики восточноевропейских стран в диапазоне от 1 до 4 МВт в основном представлены ГПД фирм-производителей: Caterpillar, Cummins, GE Jenbacher AG и Waukesha Engine Dresser. Основные технические и конструктивные характеристики ГПУ этих производителей приведены в табл. 2.

В зависимости от вида топлива газопоршневых электростанций (ГПЭС), графиков и характера электрических нагрузок потребителей электроэнергии рассматриваются четыре основные категории:

1 категория – ГПЭС на традиционном «легком» природном газе (низшая теплотворная способность  $Q_{\text{нр}} = 31,8 \text{ МДж/м}^3$ ,  $r = 0,7 \text{ кг/нм}^3$ ), обеспечивающие электроэнергией потребителей коммунально-бытового сектора;

2 категория – ГПЭС на традиционном «легком» природном газе ( $Q_{\text{нр}} = 31,8 \text{ МДж/м}^3$ ,  $r = 0,7 \text{ кг/нм}^3$ ), обеспечивающие электроэнергией потребителей городского промышленного сектора;

3 категория – ГПЭС на особом «тяжелом» нефтяном попутном газе (НПГ,  $Q_{\text{нр}} = 59,25 \text{ МДж/м}^3$ ,  $r = 1,22 \text{ кг/нм}^3$ ), обеспечивающие электроэнергией потребителей нефтяных компаний;

4 категория – ГПЭС на особом «тяжелом» шахтном газе ( $Q_{\text{нр}} = 16,41 \text{ МДж/м}^3$ ,  $r = 1,11 \text{ кг/нм}^3$ ), обеспечивающие электроэнергией потребителей угледобывающих компаний.



На рис. 1 представлены основные критерии, характеризующие наиболее технические, эксплуатационные и экономические показатели ГПЭС, на основе которых выполнялось сравнение ГПУ в пределах каждой категории [66].



Рис. 1.1. Основные критерии сравнения ГПУ

При выполнении расчетов учитывались плановые остановки оборудования на регламентные работы, которые были отнесены на период минимальных электрических нагрузок ГПЭС [34,67]. В итоге условно было принято число часов работы на номинальной мощности для категории 1 – 7500 ч/год, для категории 2 – 8000 ч/год, для категорий 3, 4 – 7000 ч/год.

Технические и конструктивные характеристики газопоршневых установок:

- электрический КПД на клеммах генератора ( $KПД_{эл}$ ), %, максимальное значение которого характеризует технические и термодинамические преимущества конструкции двигателя ГПУ;
- метановое число (метановый индекс), б/р, минимальное значение которого показывает возможность работы ГПУ без снижения электрической мощности на различных видах газа;

- экологические показатели по  $\text{NO}_x$ ,  $\text{мг/м}^3$  (при 5%  $\text{O}_2$ ) – минимальное значение эмиссии оксидов азота, которое определяет снижение экологической нагрузки ГПЭС на окружающую природную среду;

- удельная масса ГПУ (отношение сухой массы/ $N_{\text{эл}}$ ),  $\text{кг/кВт}$ , характеризует техническое совершенство энергоустановок, исходя из их массо-габаритных показателей (критерий применим только в пределах группы ГПУ с одинаковым числом оборотов).

Ресурсные показатели: продолжительность эксплуатации ГПУ до капитального ремонта и полный назначенный ресурс, часы, максимальная продолжительность которых определяет техническое совершенство конструкции ГПУ, а также минимизирует эксплуатационные издержки в процессе работы ГПЭС (критерий применим только в пределах группы ГПУ с одинаковым количеством оборотов).

## 1.2. Установки автономного электро-, тепло- и холодообеспечения (тригенерационные)

Научные основы тригенерации были разработаны в КиевЗНИИЭПе совместно с институтом технической теплофизики АН УССР в 60-х годах прошлого века [41]. Позже в КиевЗНИИЭПе разрабатывались проекты холодильных центров, работающих на тепловой энергии городских ТЭЦ, для Киева и Ташкента, которые не были реализованы, поскольку уровень технологий того времени не был достаточно высоким для воплощения этих перспективных проектов.

Тепловые потоки в тригенерационной установке на базе газопоршневого двигателя (ГПД), развивающего электрическую мощность 3 МВт и примерно такую же (около 3 МВт) тепловую мощность (потери тепла в окружающую среду 1 МВт), используемую для абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины (АБХМ), приведены на рис. 1.2 [29,73].

Теплота природного газа, потребляемого двигателем, составляет 7 МВт. Электрическую мощность когенерационная установка (ТЭЦ) отдает в систему электроснабжения ЭС, а тепловая энергия трансформируется в холод в АБХМ (рис. 1.2,*a*). Неиспользованная тепловая энергия передается окружающей среде (ОС).

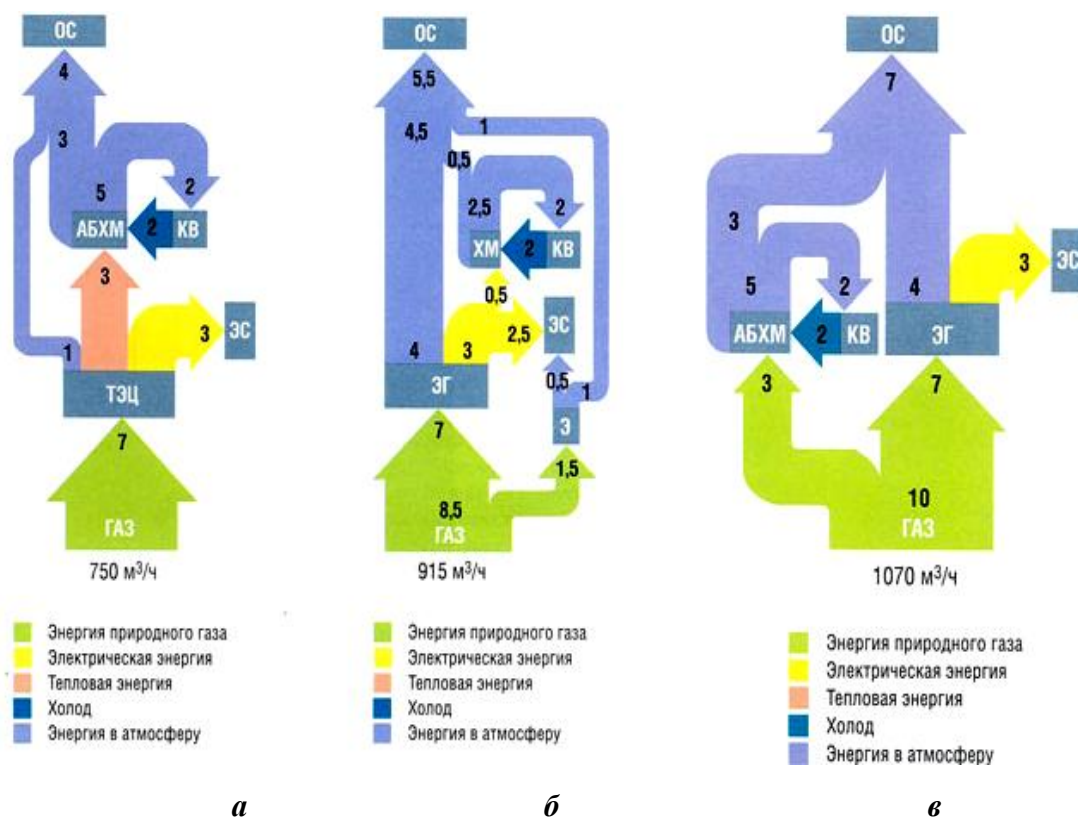


Рис. 1.2. Схема потоков энергии в тригенерационной установке на базе ГПД электрической мощностью 3 МВт (а), в отдельных системах выработки электрической энергии и холода с использованием компрессорной холодильной машины (б), в отдельных системах выработки электрической энергии и холода с использованием абсорбционной холодильной машины (в): ЭГ – электрогенератор, КВ – система кондиционирования воздуха, ХМ – холодильная машина, ЭС – система электроснабжения, ОС – окружающая среда [73]

Абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина (АБХМ), в генераторе которой потребляется тепловая энергия мощностью 3 МВт, способна выработать около 2 МВт холода. Это количество тепла соответствует тепловой нагрузке системы кондиционирования КВ и подводится к испарителю АБХМ. Отводимое от абсорбера и конденсатора АБХМ тепло равно его величине, подводимой к генератору и испарителю, т.е. 5 МВт, которые отводятся в окружающую среду градирнями системы оборотного охлаждения. Часть этого тепла, равная холодильной мощности АБХМ, отводится от окружающей среды в процессе теплообмена охлаждаемого здания с атмосферой и представляет собой тепловую нагрузку системы кондиционирования. Таким образом, тепловое загрязнение атмосферы, вызванное работой АБХМ, составляет 3 МВт, которые

вместе с 1 МВт тепла, поступающего в атмосферу от ТЭЦ, и составляет в сумме 4 МВт.

Электрическая энергия мощностью 3 МВт, потребляемая в системе электроснабжения комплекса, в конечном итоге также превращается в тепловую и передается окружающей среде. Согласно закону сохранения энергии вся первичная энергия природного газа (7 МВт) отводится в атмосферу, совершая при этом полезную работу.

Тригенерация обеспечивает самый экономичный способ получения электроэнергии, тепла и холода в едином цикле, в то время как при раздельном получении этих видов энергии с использованием природного газа его потребление и выбросы тепла в атмосферу возрастают [37,71,75].

Для сравнения на рис. 1.2,б показана схема потоков энергии при выработке электрической энергии в двигателях внутреннего сгорания, работающих на природном газе, и при выработке холода в компрессорных холодильных машинах, получающих электроэнергию от этих двигателей. При этом общее количество электроэнергии и холода, вырабатываемых в раздельных циклах, принято таким же, как и в схеме с тригенерацией.

Тепловая электростанция ЭГ комплекса, работающая на природном газе, вырабатывает 3 МВт электрической мощности и отдает ее в систему электроснабжения ЭС. При этом 4 МВт тепловой мощности отводится в окружающую среду градирнями системы оборотного охлаждения.

Для выработки 2 МВт холода (как в схеме с тригенерацией) в компрессорной холодильной машине ХМ потребуется 0,5 МВт электрической мощности. Тепловые отходы ХМ составят 2,5 МВт, из которых 2 МВт отводятся от окружающей среды в процессе теплообмена охлаждаемого здания с атмосферой.

Для того, чтобы система электроснабжения ЭС комплекса получила необходимую ей электрическую мощность, равную 3 МВт, потребуется дополнительно использовать электрическую мощность 0,5 МВт электрической станции Э энергосистемы. Для получения этой мощности расходуется 1,5 МВт

первичной энергии топлива (природного газа). При этом общее количество первичной энергии использованного для энергоснабжения комплекса природного газа составит 8,5 МВт. Такое же количество тепловой энергии отводится в окружающую среду, из которых 5,5 МВт – в процессе производства электрической энергии и холода, а 3 МВт – в процессе потребления электрической энергии.

Энергетический баланс энергосистемы, в которой холод вырабатывается в абсорбционных холодильных машинах, работающих непосредственно на газовом топливе приведен на рис. 1.2,в. Как и в предыдущем варианте, тепловая электростанция ЭГ комплекса, работающая на газе, вырабатывает 3 МВт электрической мощности и отдает ее в систему электроснабжения ЭС. При этом 4 МВт тепловой мощности отводится в окружающую среду градирнями.

Для выработки 2 МВт холода в абсорбционной бромистолитиевой холодильной машине АБХМ потребуется не менее 3 МВт первичной энергии природного газа. Тепловые отходы АБХМ составляют 5 МВт, из которых 2 МВт отводятся от окружающей среды в процессе теплообмена охлажденного здания с атмосферой.

Примеры применения тригенерационных установок приведены ниже.

В августе 2006 г. на ТЭЦ г. Штаера (Австрия), находящейся в эксплуатации концерна ENERGIE AG Oberoesterreich, была запущена тригенерационная установка на базе газовой микротурбины фирмы Turbес T-100-2 электрической мощностью 115 кВт, тепловой – 155 кВт и абсорбционной холодильной машины фирмы YORK WFC 10 холодопроизводительностью 35 кВт. Первая аналогичная установка появилась в Австрии в 2003 г. в г. Грац.

Схема тригенерационной установки представлена на рис. 1.3 [70].

Газовая микротурбина служит для выработки тепловой и электрической энергии. Наружный воздух подается компрессором в камеру сгорания (11) Образующиеся в результате сжигания газовой смеси дымовые газы попадают в газовую турбину (2), которая приводит в движение генератор электрической энергии (1). Отработанные дымовые газы проходят через

рекуператор (3) подогрева воздуха, поступающего в камеру сгорания, и теплообменник для нагрева воды (4), после чего удаляются через дымовую трубу в атмосферу (6).

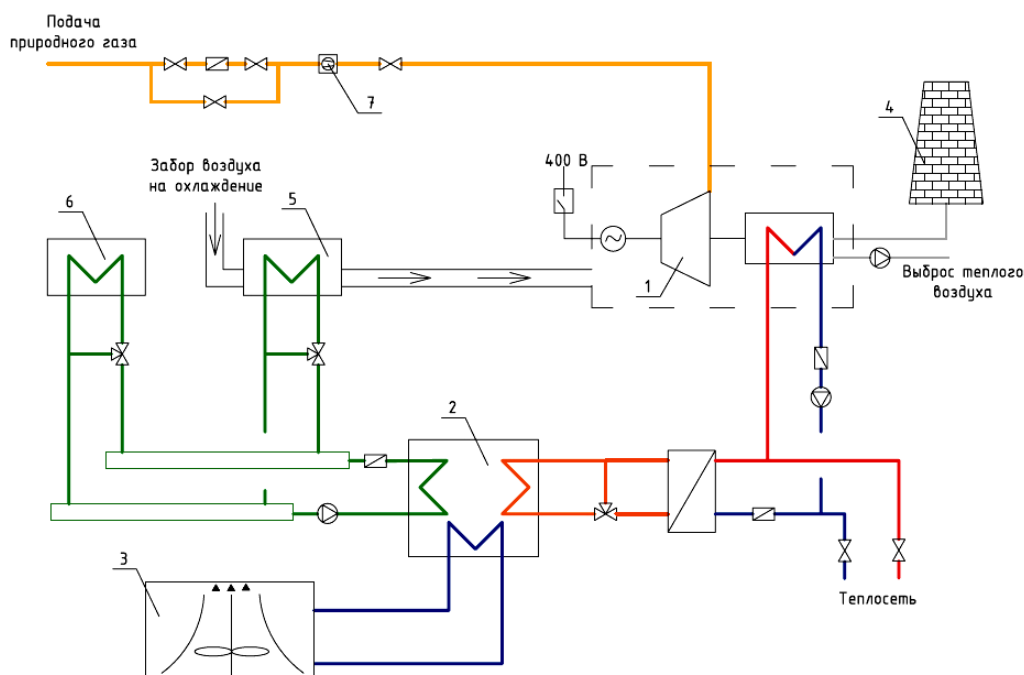


Рис. 1.3. Тригенерационная установка на ТЭЦ в г. Штаер:

1 – газовая микротурбина; 2– абсорбционная машина; 3– градирня; 4– дымовая труба;  
5 – теплообменник охлаждения приточного воздуха микротурбины; 6– теплообменник осушения воздуха, идущего на технологические нужды; 7– компрессор подачи газа в камеру сгорания микротурбины

В состав установки также входят газовый компрессор для сжатия газа до давления 6 бар и система автоматического управления, которая обеспечивает контроль работы установки и дает возможность устранять неполадки через сеть Интернет.

Время выхода газовой микротурбины на рабочий режим составляет 20 минут.

Вырабатываемая тепловая энергия поступает в отопительный период в тепловую сеть, обслуживающую жилой район и промышленные предприятия.

В летний период тепло используется для производства холода при помощи абсорбционной холодильной машины.

Вырабатываемая электрическая энергия поступает в наружные сети 400 В для электроснабжения прилегающей промышленной зоны.

Абсорбционная машина служит для производства холода на следующие нужды:

1. Осушение технологического воздуха.
2. Воздушное охлаждение газовой микротурбины в летний период для увеличения электрического КПД установки (рис. 1.4). Так, например, при охлаждении приточного воздуха от 28 до 18 °С электрическая мощность газовой микротурбины увеличивается на 10 кВт (рис. 1.5) [50].
3. Предусмотрено производство холода для кондиционирования существующих офисных помещений.



Рис. 1.4. Градирня системы оборотного охлаждения АБХМ и теплообменник охлаждения приточного воздуха газовой микротурбины

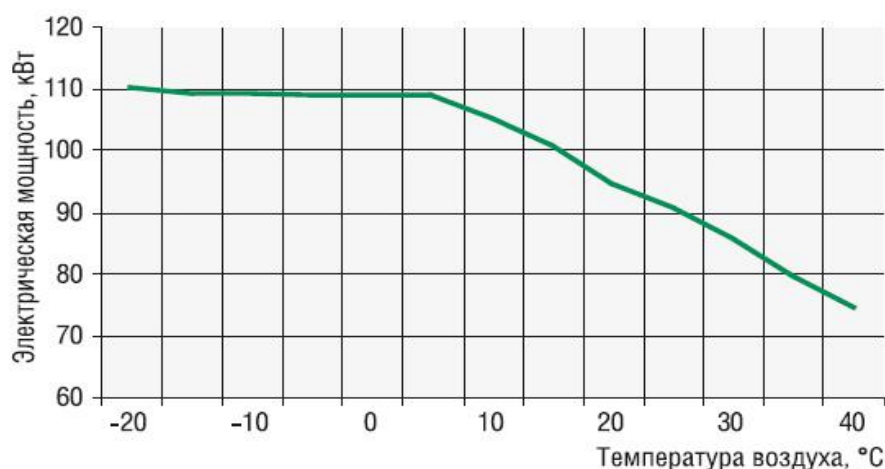


Рис. 1.5. Зависимость электрической мощности газовой микротурбины фирмы Turbec T-100-2 от температуры воздуха на входе



Технические данные абсорбционной машины фирмы YORK представлены в табл. 1.3.

Таблица 1.3.

### Технические данные абсорбционной машины фирмы YORK

Модель	WFC 10, YORK
Холодопроизводительность	34,9 кВт
Температуры хладоносителя	9/14 °С
Расход хладоносителя	1,67 л/с
Холодильный коэффициент	0,7
Потребляемая тепловая мощность	49,84 кВт
Температура подачи теплоносителя	75-100 °С
Расход теплоносителя	2,38 л/с
Температуры охлаждающей воды	25/35 °С
Расход охлаждающей воды	4,05 л/с

В указанных тригенерационных установках тепловая энергия и холод сопутствуют выработку электрической энергии, т.е. не требуют дополнительного расхода топлива [91,93].

Для обеспечения малого срока их окупаемости необходимо постоянное в течение года потребление тепла и электроэнергии, так как при уменьшении электрической мощности турбины существенно уменьшается как ее электрический КПД, так и коэффициент использования топлива (рис. 1.6).

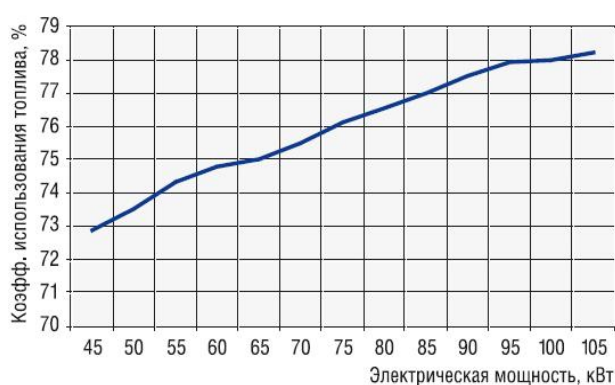
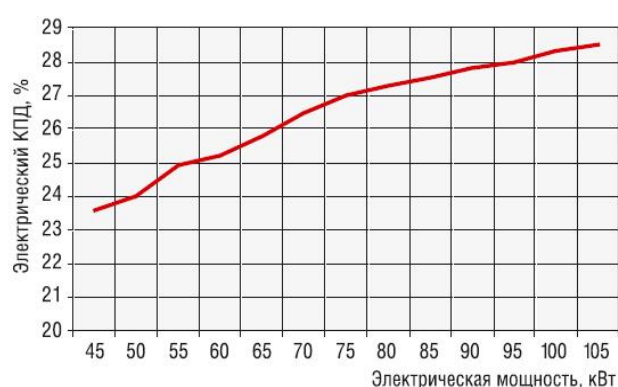
**а****б**

Рис. 1.6. Зависимости коэффициента использования топлива (**а**) и электрического КПД (**б**) газовой микротурбины фирмы Turbес Т-100-2 от температуры воздуха на входе

Таблица 1.4.

Расчет срока окупаемости тригенерационной установки на базе микрогазовой турбины Trbес T-100-2 и абсорбционной машины YORK WFC 10 [13]

<b>1</b>	<b>Прибыль:</b>	
	■ от выработанной электроэнергии (500 МВт · ч/год)	59 500 евро/год
	■ от выработанной тепловой энергии (775 МВт · ч/год)	19 500 евро/год
	<b>Итого:</b>	<b>79 000 евро/год</b>
<b>2</b>	<b>Инвестиционные расходы:</b>	
	■ микрогазовая турбина	73 700 евро
	■ монтаж турбины, вспомогательное оборудование	36 300 евро
	■ абсорбционная машина (включая градирню и монтаж)	70 700 евро
	<b>Итого:</b>	<b>180 000 евро</b>
<b>3</b>	<b>Эксплуатационные затраты:</b>	
	■ расходы на потребление природного газа (198 000 нм <sup>3</sup> /год)	44 500 евро/год
	■ расходы по техническому обслуживанию (1,3 евро/ч)	7 800 евро/год
	<b>Итого:</b>	<b>52 300 евро/год</b>
<b>4</b>	<b>Срок окупаемости</b>	<b>6,7 года</b>

Установка работает в автоматическом режиме и, следовательно, не требует обслуживающего персонала. В будущем ожидается повышение КПД и модернизация микрогазовых турбин, что позволит уменьшить удельные инвестиционные расходы на их установку и расширить область их применения.

### 1.3. Трансформаторы теплоты в холод абсорбционного типа

Абсорбционные бромистолитиевые холодильные машины (АБХМ) предназначены для охлаждения воды и других жидких сред до температур от 5 до 15 °С.[9-13,45,65] Они применяются в системах центрального кондиционирования крупных объектов гражданского и производственного назначения, системах охлаждения технологического оборудования и обрабатываемой продукции в различных отраслях промышленности. Холодильные машины с огневым обогревом (на топливе) могут использоваться для выработки тепла в системах отопления и горячего водоснабжения.

Абсорбционные бромистолитиевые холодильные машины обладают такими преимуществами: низкое потребление электроэнергии (потребляемая электрическая мощность в зависимости от модели составляет от 2,5 до 4,5 кВт на 1000 кВт холода); возможность использовать в качестве греющей среды вторичные энергоресурсы (сбросную теплоту) предприятий промышленности, энергетики и когенерационных установок (мини-ТЭЦ) [19,26-28], а также теплоту источников возобновляемой энергии (геотермальной, солнечной); высокая надёжность; длительный срок службы (25 лет) [1,2]; пожаро- и взрывобезопасность; экологическая чистота; автоматический режим работы; отсутствие источников вибрации; отсутствие потребности в напряжении электропитания свыше 380 В; низкий уровень шума; простота в обслуживании [124,125].

Принципиальные схемы АБХМ разных типов представлены на рис.1.7–1.11.

Абсорбционные бромистолитиевые холодильные машины различают на АБХМ с одноступенчатой генерацией раствора (рис. 1.7, 1.9, 1.10 ) и двухступенчатой генерацией раствора (рис. 1.8 и 1.11 ) [65]

По типу греющей среды АБХМ конструктивно могут быть выполнены с паровым обогревом, как показано на рис. 1.7.

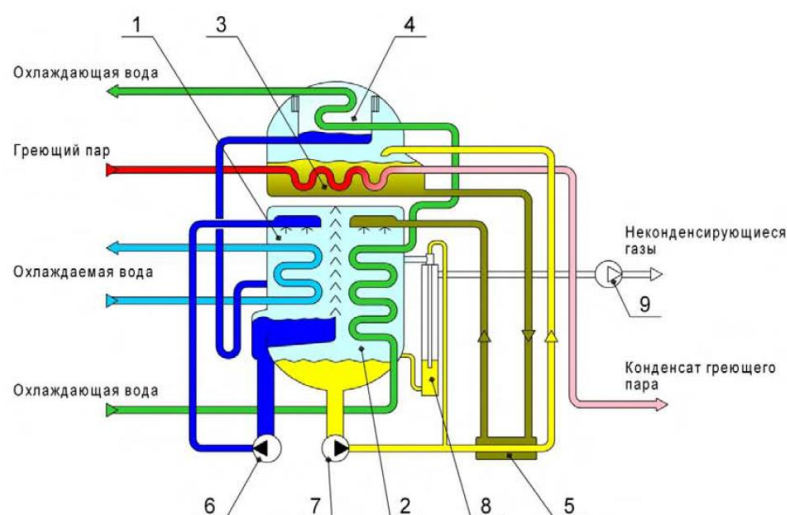


Рис. 1.7. Абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина с паровым обогревом и одноступенчатой регенерацией раствора: 1– испаритель, 2– абсорбер, 3– генератор, 4– конденсатор, 5– теплообменник, 6– насос хладагента, 7– насос раствора, 8– газоотделитель, 9– насос вакуумный

Одноступенчатые АБХМ с паровым обогревом чаще всего используют перегретый пар с давлением 0,1–0,4 МПа или выше (рис.1.8). Двухступенчатые АБХМ с паровым обогревом используют пар более высокого давления 0,6–0,8 МПа (рис. 1.9).

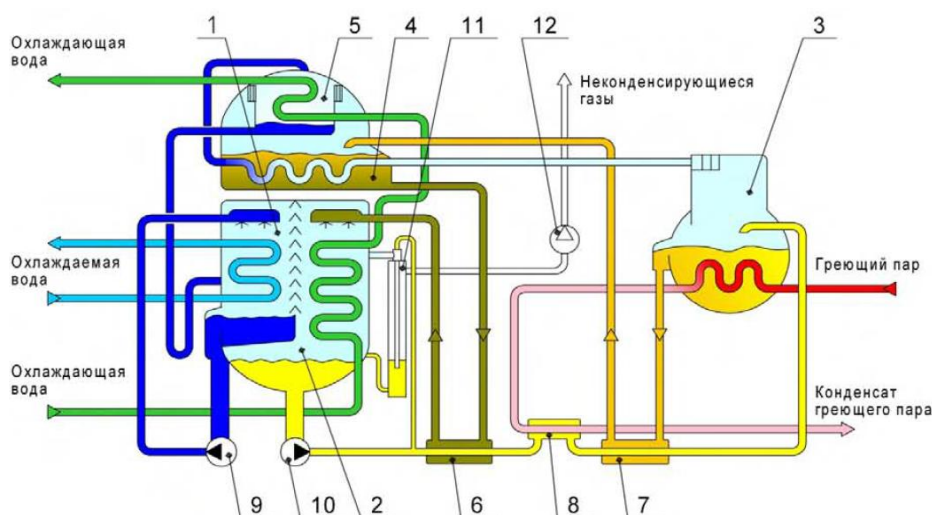


Рис. 1.8. Абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина с паровым обогревом и двухступенчатой регенерацией раствора: 1– испаритель, 2– абсорбер, 3– генератор высокого давления, 4– генератор низкого давления, 5– конденсатор, 6– теплообменник низкотемпературный, 7– теплообменник высокотемпературный, 8– подогреватель, 9– насос хладагента, 10– насос раствора, 11– газоотделитель, 12– насос вакуумный

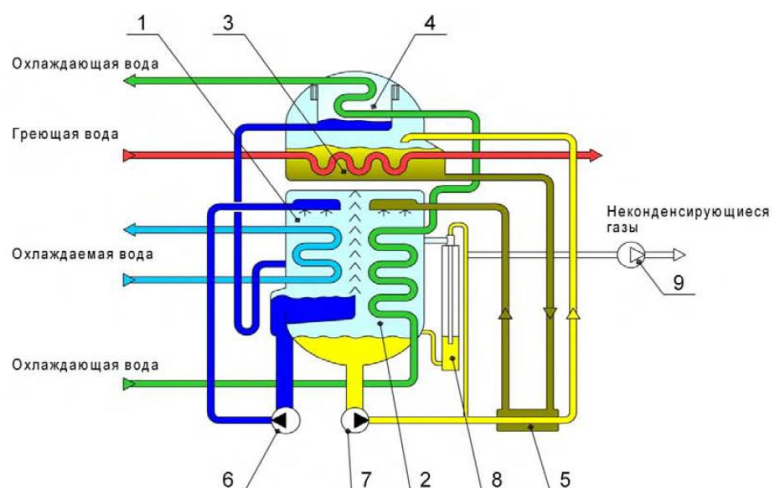


Рис. 1.9. Абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина с водяным обогревом с одноступенчатой регенерацией раствора: 1– испаритель, 2– абсорбер, 3– генератор, 4– конденсатор, 5– теплообменник, 6– насос хладагента, 7– насос растворный, 8– газоотделитель, 9– насос вакуумный

Как греющий источник АБХМ могут использовать также горячую воду с температурой  $t_r=100\dots115^\circ\text{C}$  (рис. 1.10) и  $t_r=90\dots95^\circ\text{C}$  для АБХМ с генератором, конструктивно рассчитанным на низкотемпературный обогрев (рис. 1.11).

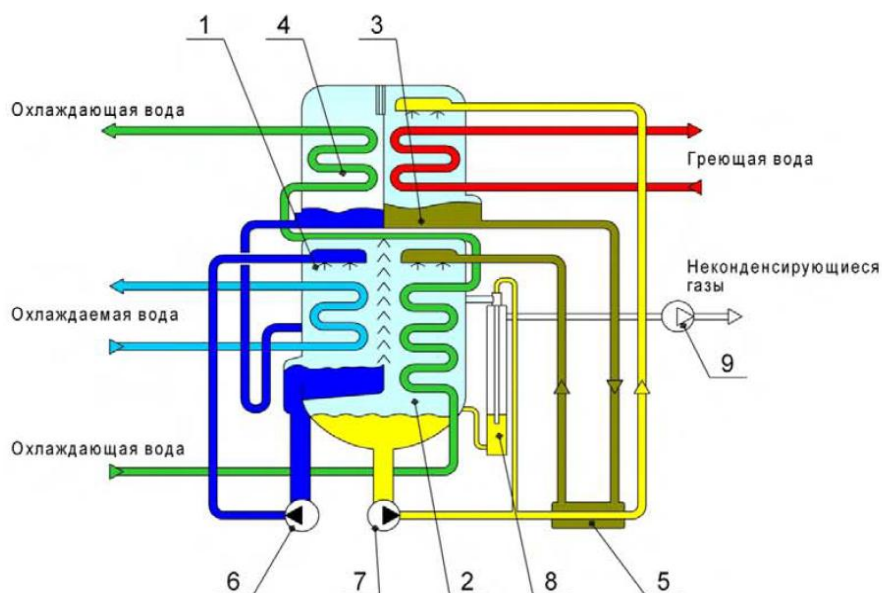


Рис. 1.10. Абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина с низкотемпературным водяным обогревом с одноступенчатой регенерацией раствора: 1– испаритель, 2– абсорбер, 3– генератор, 4– конденсатор, 5– теплообменник, 6– насос хладагента, 7– насос раствора, 8– газоотделитель, 9– насос вакуумный

Двухступенчатые АБХМ могут использовать и природный газ [20,25,42]. Такие АБХМ выполнены с встроенным газовым котлом для обогрева генератора высокого и низкого давления, как представлено на рис. 1.12. АБХМ в таком исполнении для получения 100 кВт холода в виде холодной воды с температурой 7°С потребляет природный газ расходом 9 м<sup>3</sup>/ч.

Принцип действия АБХМ основан на способности водного раствора бромистого лития поглощать (абсорбировать) более холодные водяные пары с выделением теплоты. Все процессы в холодильной машине протекают под вакуумом [54-56]. Охлаждаемая вода поступает в трубное пространство испарителя, где охлаждается до требуемой температуры за счёт испарения хладагента – воды, стекающей в виде плёнки по наружным поверхностям трубного пучка испарителя.

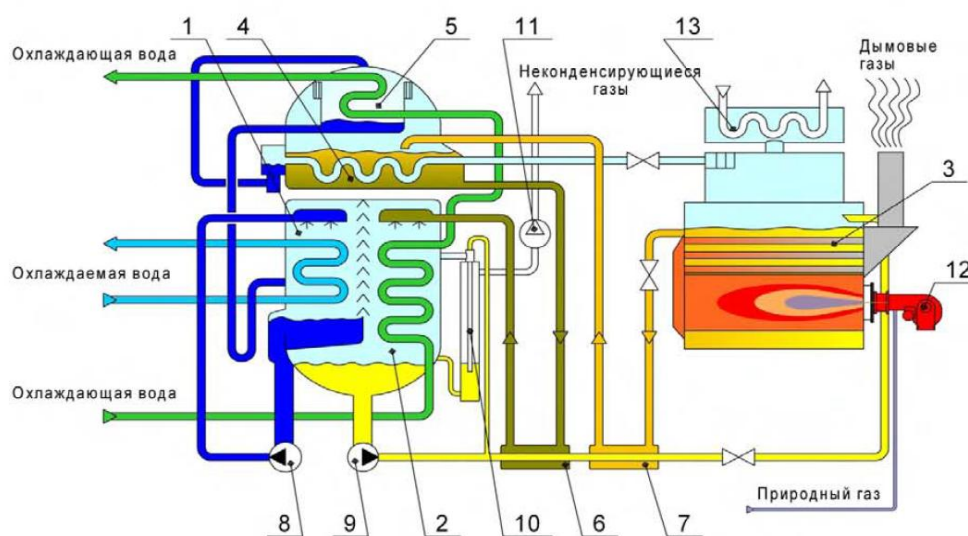


Рис. 1.11. Абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина с огневым обогревом и двухступенчатой регенерацией раствора: 1– испаритель, 2– абсорбер, 3– генератор высокого давления, 4– генератор низкого давления, 5– конденсатор, 6– теплообменник низкотемпературный, 7– теплообменник высокотемпературный, 8– насос хладагента, 9– насос раствора, 10– газоотделитель, 11– насос вакуумный, 12– горелка газовая, 13– подогреватель

Для орошения трубного пучка испарителя хладагентом (водой) используется циркуляционный насос. Водяные пары с температурой 2–4 °С из испарителя поступают в межтрубное пространство абсорбера, где абсорбируются

крепким (концентрированным) водным раствором бромистого лития, стекающего в виде плёнки по поверхностям трубного пучка. Теплота, выделяемая при абсорбции водяного пара, отводится охлаждающей водой, протекающей в трубках абсорбера. В результате поглощения пара хладагента (водяного пара) концентрация бромистого лития в растворе снижается – крепкий раствор становится слабым (насыщенным хладагентом-водой). Слабый раствор стекает в поддон абсорбера, откуда насосом подаётся в трубное пространство теплообменника раствора. После подогрева в теплообменнике слабый раствор поступает в межтрубное пространство генератора. В генераторе слабый раствор бромистого лития упаривается за счёт теплоты греющей среды, поступающей в внутрь трубного пучка генератора. Упаренный (крепкий относительно концентрации бромистого лития в растворе) раствор из генератора поступает в межтрубное пространство регенеративного теплообменника, где охлаждается слабым раствором и далее направляется на орошение абсорбера. Образующийся в генераторе водяной пар поступает в конденсатор, где конденсируется на внешней поверхности теплообменных труб. Конденсат пара (хладагент) через гидрозатвор поступает в испаритель. Теплота конденсации водяного пара отводится охлаждающей водой, протекающей через трубы конденсатора. В двухступенчатых холодильных машинах упаривание раствора осуществляется в двух генераторах: высокотемпературном и низкотемпературном. Источником теплоты для низкотемпературного генератора является пар хладагента (водяной пар), поступающий из высокотемпературного генератора. При этом расход теплоты на получение холода по сравнению с одноступенчатыми машинами уменьшается на 40%. Расход охлаждающей воды снижается на 25%.

Холодильные машины оборудованы автоматической системой управления и контроля, которая обеспечивает регулирование холодопроизводительности в диапазоне 20–110%, защиту оборудования в штатных ситуациях, диагностику режимов работы и состояния оборудования. Локальный контроллер позволяет регистрировать и архивировать рабочие параметры машины. Имеется возможность вывода информации на удалённый компьютер.



Теплообменные трубы в аппаратах АБХМ выполняются из нержавеющей стали или медно-никелевых сплавов. Каплеотделители, оросительные устройства, изготавливаются из нержавеющей стали. Материал корпусных элементов – качественная углеродистая сталь.

Хладагентом в машинах является вода, абсорбентом – нелетучий и нетоксичный водный раствор бромистого лития. С целью обеспечения длительного срока службы и заданной производительности машин в раствор вводятся ингибиторы коррозии и поверхностно-активные вещества.



#### 1.4. Постановка цели и задач исследования

Целью научного исследования является повышение эффективности трансформации сбросной теплоты в холод в установках автономного электро-, тепло- и холодообеспечения путем согласования работы когенерационных модулей ГПД и АБХМ при минимальных тепловых потерях.

Основные задачи научного исследования:

- выявить и реализовать резервы сокращения тепловых потерь при трансформации сбросной теплоты в холод в установках автономного электро-, тепло- и холодообеспечения (УАЭТХ) путем согласования режимов совместной работы АБХМ и когенерационного модуля ГПД по температуре обратного теплоносителя;
- разработать усовершенствованные физическую и математическую модели процессов трансформации сбросной теплоты когенерационных ГПД в холод в АБХМ с учетом особенностей их совместной работы и изменения климатических условий эксплуатации, подтвердить адекватность моделей данными мониторинга параметров трансформации теплоты в УАЭТХ и фирм-производителей АБХМ;
- разработать способы рациональной организации процессов трансформации теплоты когенерационных модулей ГПД в холод и определить рациональные параметры процессов, обеспечивающих уменьшение тепловых потерь;
- разработать системы трансформации сбросной теплоты в холод в УАЭТХ, которые обеспечивают согласование режимов совместной работы АБХМ и когенерационных ГПД с минимальными потерями теплоты, повышение термодинамической эффективности трансформации сбросной теплоты.

## РАЗДЕЛ 2.

## ОБОСНОВАНИЕ НАПРАВЛЕНИЯ И ОБЩАЯ МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ

## 2.1. Обоснование направления повышения эффективности трансформации сбросной теплоты когенерационного газопоршневого модуля в холод

Когенерация представляет собой высокоэффективное использование первичной энергии газа с получения двух видов энергии – электрической как базового вида и тепловой за счет использования сбросной теплоты рабочего тела двигателя (продуктов сгорания, наддувочного воздуха-газовоздушной смеси), а также охлаждающих сред, отводящих теплоту от источников тепловыделения (цилиндропоршневой группы-рубашки двигателя, а также смазочного масла), которая обычно сбрасывается в окружающую среду [47,51]. Схема когенерационной установки на базе газового двигатель-генератора (ДвГА) АООТ "Первомайск-дизельмаш" приведена на рис. 2.1 [63].

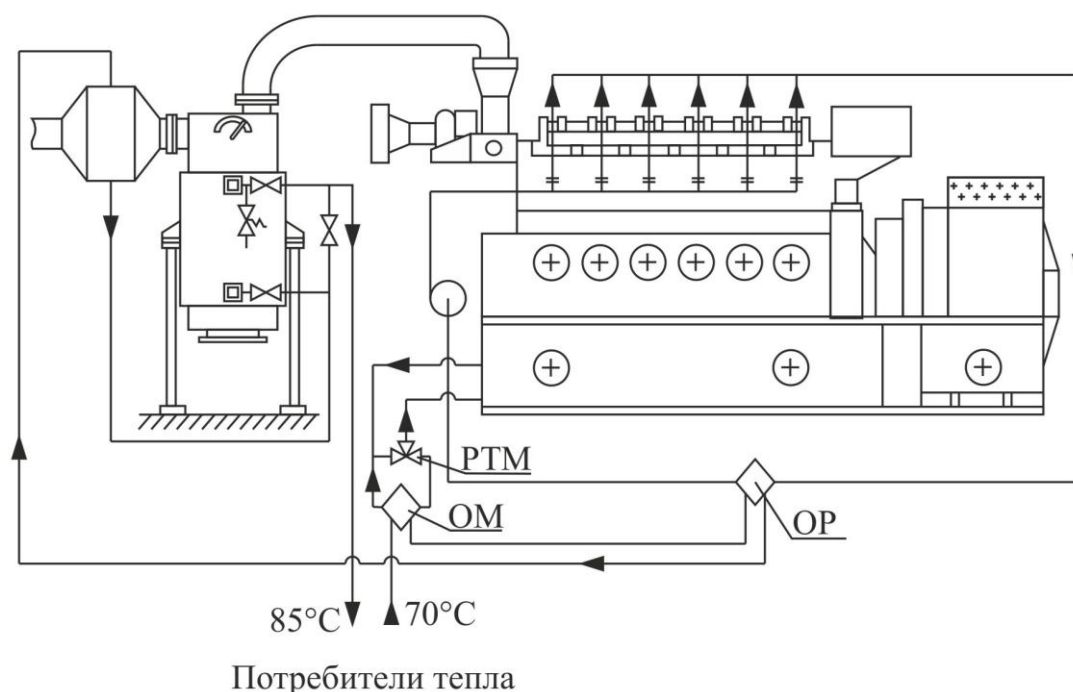


Рис. 2.1. Схема когенерационной установки на базе дизель-генераторов модельного ряда ДвГА АООТ "Первомайскдизельмаш" с навешенными теплообменниками: ОР – охладитель рубашки двигателя; ОМ – охладитель масла, а также РТМ – регулятор температуры масла

Когенерационные установки комбинированного производства электрической энергии и тепла созданы на базе стационарных газовых двигатель-генераторов (ДвГА) с утилизацией теплоты выпускных газов, охлаждающей воды двигателя и масла. Теплота газозвушной смеси после турбонагнетателя в ДвГА АООТ "Первомайскдизельмаш" не используется, что существенно сокращает теплопроизводительность когенерационного модуля.

Теплота, полученная путем утилизации сбросной теплоты двигателя, в виде горячей воды может подаваться в систему горячего водоснабжения, отопления или использоваться в технологических процессах, также для получения холода в абсорбционных холодильных машинах (АБХМ), применении с парокompрессионными тепловыми насосами [76,84-86]. Температура выхлопных газов на входе в экономайзерный теплообменник-водонагреватель составляет 450...550 °С, при этом в среднем на 100 кВт электрической мощности потребитель получает до 150 кВт тепловой энергии для отопления, горячего водоснабжения или использования в технологических процессах [14,123].

Таблица 2.1

Основные технические характеристики когенерационных установок на базе газовых двигатель-генераторов ДвГА-315, ДвГА-500, ДвГА-630:

Параметры	ДвГА-315	ДвГА-500	ДвГА-630
Электрическая мощность, кВт	315	500	630
Частота вращения, об/мин	500	600	600
Диаметр цилиндров/ход поршня, мм	250/340	250/340	250/340
Количество цилиндров	6	6	8
Тепловая мощность, кВт	420	680	840
Максимальная температура воды на входе в блок утилизации, °С	60		
Температура на выходе из когенерационной установки, °С	85		
Количество выпускных газов на выходе из двигателя, кг/час	2180	3370	4160
Температура выпускных газов: на выходе из двигателя, °С на выходе из теплообменника, °С	550 140		

Электрический КПД таких установок при любом режиме нагрузки высокий и достигает 36 %, а общий КПД (электрический КПД плюс термический) – до 90 %, что обеспечивает максимальный экономический эффект от использования топлива.

Когенерационные установки АООТ "Первомайскдизельмаш" покрывают потребность предприятий в электрической и тепловой энергии и позволяют обеспечить их электроэнергией с стабильными параметрами по частоте и по напряжению, а тепловой энергией – по температуре и качеству горячей воды (пара) без строительства дополнительных мощных линий электропередач и теплопроводов.

По данным производителей современных когенерационных установок на базе газопоршневых двигателей при полной реализации выработанной электрической и тепловой энергии коэффициент использования теплоты сгорания топлива доходит до 85...90% и только 10% теряются [3,33,35,72].

Экономия топлива при выработке энергии в когенерационном цикле может достигать до 40% по сравнению с отдельным производством того же количества электроэнергии и при использовании теплоты от специального горелочного устройства [53]. Например, используя тепло выхлопных газов и охлаждающей жидкости газового двигателя мощностью 500 кВт для отопления, можно обеспечить теплом площадь размером в 4...4,5 тыс. м<sup>2</sup>, поддерживая нормальную температуру в помещениях.

Основным и существенным недостатком когенерационных технологий комбинированного производства энергии является их жесткая зависимость от потребителей тепловой энергии и при их сокращении (в теплые периоды) теплогенерирующие мощности оказываются недогруженными или вовсе не задействованными. Сезонный характер теплоснабжения сокращает эффект от когенерации в два и более раз [3,39,68].

Поэтому все большее распространение получают установки автономного электро-, тепло- и холодообеспечения (УАЭТХ), в которых сбросная теплота приводных двигателей электрогенераторов трансформируется в холод

теплоиспользующими холодильными машинами, а холод расходуется на технологические нужды и кондиционирование воздуха различных объектов. Особенно перспективным является применение для привода электрогенераторов газопоршневых двигателей (ГПД), выпускаемых в когенерационном исполнении – с штатными теплообменниками, в которых сбросная теплота отводится на нагрев воды (теплоносителя), теплота которой в свою очередь трансформируется в холод абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной (АБХМ) [32].

Такая система, сочетающая когенерационную установку с абсорбционным охлаждением, позволяет использовать для охлаждения периодически возникающий избыток тепла (рис. 2.2) [4,8]. Горячая вода из контура охлаждения когенерационной установки служит источником энергии для абсорбционной холодильной машины. Высокую температуру отработанного газа двигателя также можно использовать как источник энергии для выработки пара, который, в свою очередь, может найти применение в качестве источника энергии для высокоэффективной пароиспользующей холодильной установки.

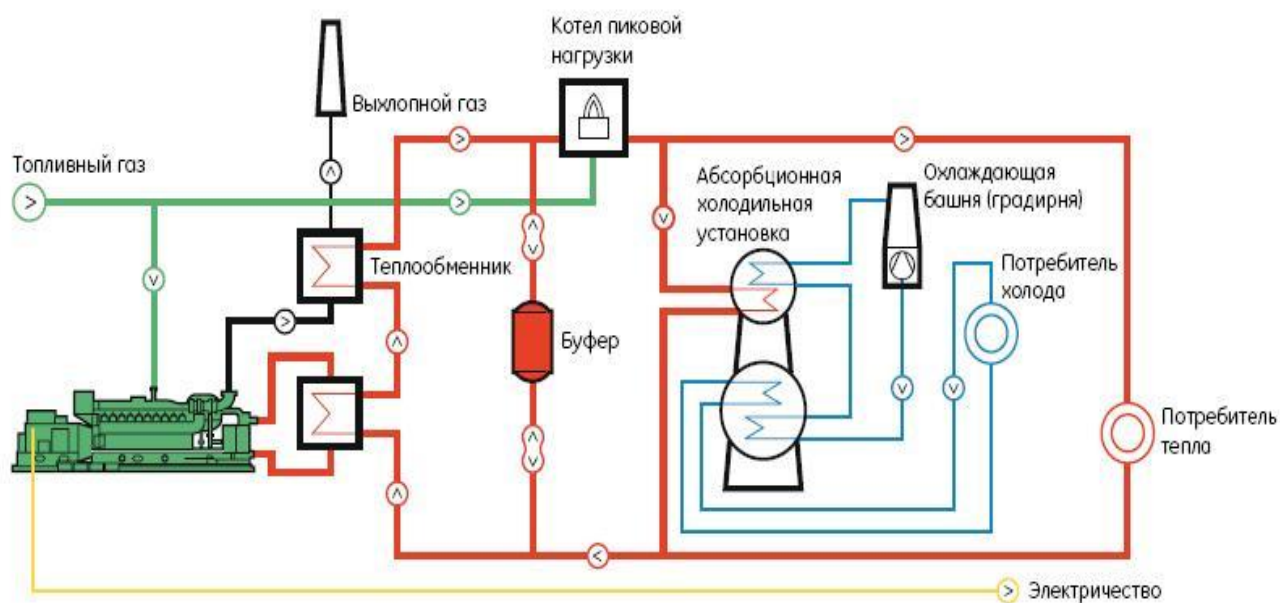


Рис. 2.2. Схема тригенерационной установки на базе двигателя фирмы Jenbacher

Таким образом, до 80% тепловой мощности когенерационной установки может быть преобразовано в холод. Следовательно, можно значительно

увеличить суммарный КПД когенерационной установки и повысить коэффициент использования первичного топлива на протяжении года.

Кроме того, возможность производить тепловую энергию в отопительный сезон, а холод в летний период делает эксплуатацию тригенерационной установки привлекательной с экономической точки зрения [7,30]. Такого рода установка обеспечивает полную загрузку ГПУ без провалов в потреблении тепловой энергии вне отопительного сезона.

На рис. 2.3 представлена двухступенчатая схема, которая является одной из наиболее эффективных схем тригенерации для выработки холода за счет использования всех контуров ГПУ. В данной схеме применяется двухступенчатая АБХМ, ступени которой используют тепло от разных узлов охлаждения двигателя. Так, высокотемпературная ступень использует теплоту уходящих газов, а низкотемпературная тепло, отводимое от масла и рубашки двигателя.

Применяются два способа подключения АБХМ к системе тригенерации:

– первый способ, когда теплоносителем является вода, нагретая в теплообменнике когенерационной установки. Преимущества: трехходовой клапан с электронной системой управления позволяет точно регулировать холодильную мощность. Недостатки: ниже эффективность, а, следовательно, и холодильная мощность;

– второй способ, когда теплоносителем являются выхлопные газы ДВС. Преимущества: выше эффективность, а, следовательно, и холодильная мощность по сравнению с первым способом. Недостатки: отсутствует гибкость управления выработкой холодильной мощности.

Последнее является решающим фактором, ограничивающим применение АБХМ, использующих в качестве теплоносителя водяной пар или отработанные газы. Поэтому в подавляющем большинстве случаев применяются АБХМ, использующие в качестве теплоносителя горячую воду с температурой 90...95 °С [5,15-18].

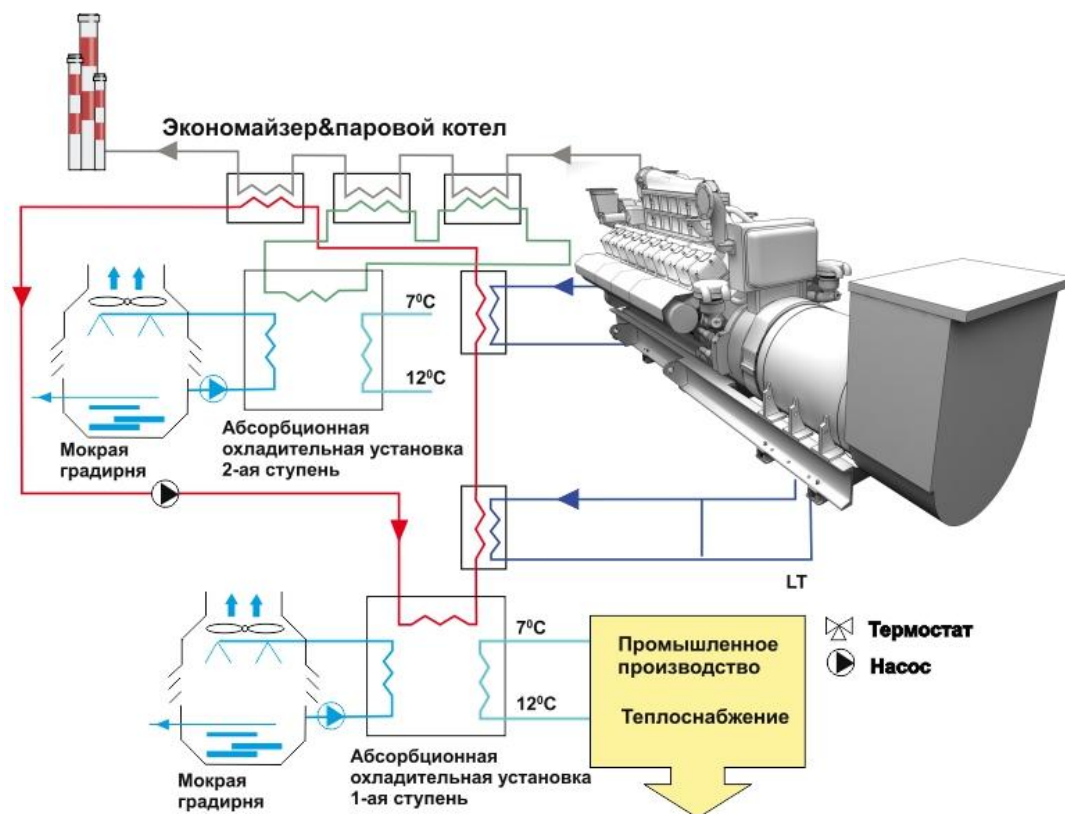


Рис. 2.3. Схема тригенерационной установки на базе ГПУ, использующая двухступенчатую АБХМ для получения холода

Преимущества тригенерационной системы по сравнению с традиционными технологиями охлаждения:

- источником энергии служит тепло, что позволяет использовать "сбросную тепловую энергию", обладающую чрезвычайно низкой себестоимостью;
- произведенную электрическую энергию можно подавать в общую электросеть или использовать для обеспечения собственных нужд;
- во время отопительного сезона тепло можно использовать для покрытия потребностей в тепловой энергии;
- отсутствие подвижных деталей в абсорбционных холодильных установках, таким образом, практически отсутствие износа движущихся элементов и, следовательно, минимальные затраты на техобслуживание и ремонт;
- бесшумная работа абсорбционной системы;
- низкие эксплуатационные расходы и низкие затраты за весь срок службы;

– в качестве хладагента вместо веществ, разрушающих озоновый слой, используется вода, что весьма благоприятно с экологической точки зрения.

Как отмечалось, перспективным является применение для привода электрогенераторов газопоршневых двигателей (ГПД), выпускаемых в когенерационном исполнении – с штатными теплообменниками, в которых сбросная теплота отводится на нагрев воды (теплоносителя), теплота которой в свою очередь трансформируется в холод абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной (АБХМ). Термическое состояние ГПД, как и двигателей внутреннего сгорания (ДВС) вообще, включая и когенерационные газовые двигатель-генераторы (ДвГА) АООТ "Первомайск-дизельмаш" (рис. 2.1 [63]), обеспечивается поддержанием температуры обратного (охлажденного) теплоносителя на входе двигателя не выше  $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ . В то же время эффективная трансформация теплоты в холод в АБХМ происходит при снижении температуры теплоносителя в АБХМ не более чем на  $10\text{...}15\text{ }^{\circ}\text{C}$ , то есть до  $75\text{...}80\text{ }^{\circ}\text{C}$  (при температуре теплоносителя на выходе из ГПД – на входе АБХМ  $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ ). Через противоречивые требования к эффективной работе ГПД и АБХМ по температуре обратного теплоносителя для поддержания его температуры на входе ГПД на безопасном уровне  $70\text{ }^{\circ}\text{C}$  он дополнительно охлаждается в градирне "аварийного сброса". При этом потери теплоты достигают  $30\%$ , в результате чего общий КПД УАЭТХ (электрический и тепловой) снижается до  $0,6$  по сравнению с  $0,8$  при отсутствии тепловых потерь [96,98].

На рис. 2.4 приведены варианты стандартных схем отвода теплоты от охлаждающего масла, воды замкнутого контура высокотемпературного охлаждения рубашки двигателя, охлаждающей воды замкнутого контура высокотемпературного степени охладителя наддувной газовой смеси ОНС<sub>ВТ</sub> и выпускных газов, от которых теплота отводится в утилизационном котле-экономайзере (УК) для нагрева теплоносителя (воды) с подачей обратного теплоносителя на вход ГПД когенерационного модуля единым потоком с температурой не выше  $70\text{ }^{\circ}\text{C}$  [80,90].



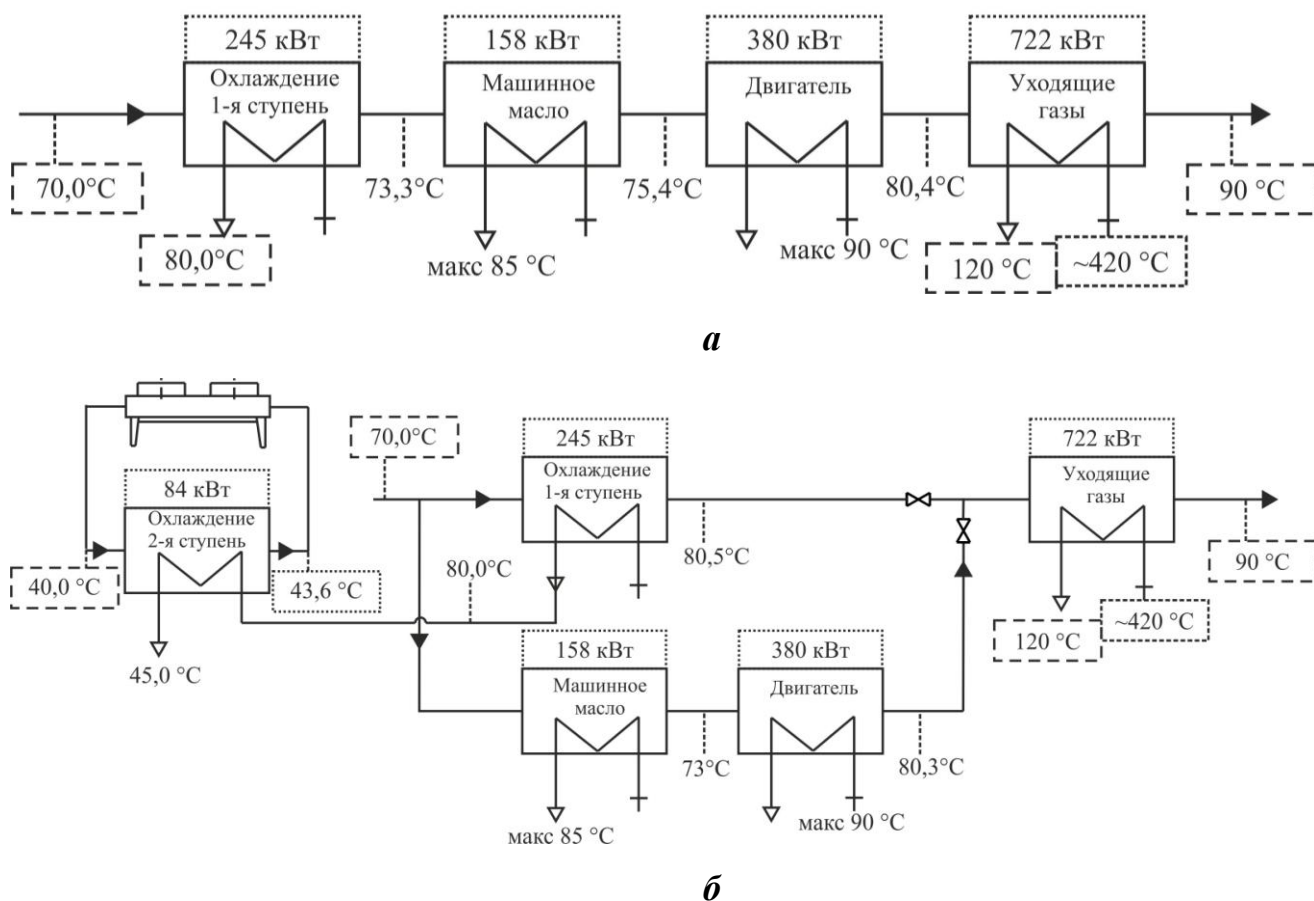


Рис. 2.4. Стандартные схемы отвода теплоты от охлаждающего масла, воды замкнутого контура высокотемпературного охлаждения рубашки двигателя, охлаждающей воды замкнутого контура высокотемпературной ступени охладителя наддувной газовой смеси ОНС<sub>ВТ</sub> и выпускных газов, утилизационном котле-экономайзере (УК) для нагрева теплоносителя (воды) до температуры 90°C и возвратом обратного теплоносителя на вход ГПД когенерационного модуля потоком с температурой 70°C: **а** – однопоточная схема отвода теплоты от источников тепловыделения ГПД; **б** – разветвленная схема отвода теплоты

Анализ существующих схем систем отвода теплоты от ГПД и ДВС в когенерационных модулях показывает, что при разных схемах отвода теплоты от узлов охлаждения и источников тепловыделения ГПД на нагрев теплоносителя возвращение обратного теплоносителя в когенерационные модули осуществляется однопоточными схемами [59].

Особенностью УАЭТХ технологических производств является резервирование тепло- и холодогенерирующего оборудования: наличие бустерного газового котла для повышения температуры теплоносителя, отведенного от

когенерационных ГПД, до необходимого уровня, исходя из теплофикационных нужд производств (рис. 2.2), а также резервной АБХМ как условия бесперебойного холодоснабжения [108-110,112-116]. К тому же такие автономные электростанции обычно набираются из нескольких когенерационных ГПД, как источников электрической энергии и теплоты, соответственно и трансформаторов теплоты в виде АБХМ, что обеспечивает гибкую адаптацию УАЭТХ к потребностям потребителей. Именно из возможности задействовать бустерный газовый котел и резервную АБХМ исходят при разработке усовершенствованных систем трансформации сбросной теплоты в холод в УАЭТХ [103-107].

Исходя из приведенного выше анализа состояния проблемы повышения эффективности трансформации сбросной теплоты когенерационных газопоршневых модулей в холод в УАЭТХ и поставленных задач исследования сформулированы следующие гипотезы их решения.

Гипотеза 1. Совершенствование трансформации сбросной теплоты когенерационных ГПД УАЭТХ возможно в двух взаимно связанных направлениях: совершенствованием самой когенерационной системы отвода теплоты от ГПД с целью согласования температурных режимов совместной эксплуатации ГПД и АБХМ путем перенаправления потоков обратного теплоносителя к источникам тепловыделения разного температурного уровня при соблюдении теплового состояния узлов охлаждения ГПД на безопасном уровне (разд. 4), а также совершенствованием системы трансформации сбросной теплоты когенерационных ГПД в холод в направлении расширения диапазона эффективной трансформации сбросной теплоты теплоиспользующими холодильными машинами (ТХМ) по температуре теплоносителя (разд. 5).

Гипотеза 2. Согласование режимов совместной работы системы трансформации сбросной теплоты в холод в АБХМ и когенерационного модуля ГПД по температуре обратной теплоносителя в установках автономного энергообеспечения возможно на основе принципа возврата охлажденного в ТХМ теплоносителя в когенерационный модуль ГПД потоками с разной температурой

в зависимости от температурного уровня источников тепловыделения при выполнении условия поддержания теплового состояния ГПД на безопасном уровне.

Гипотеза 3. Расширение диапазона эффективной трансформации сбросной теплоты когенерационного модуля ГПД в ТХМ по температуре теплоносителя возможно использованием дополнительных мощностей, имеющихся в наличии в стандартных УАЭТХ технологических производств: бустерного газового котла, обязательного для повышения температуры теплоносителя, отведенного от когенерационных ГПД, до необходимого уровня, исходя из теплофикационных нужд производств в холодные периоды, а также резервной АБХМ как условия бесперебойного холодоснабжения и гибкой адаптации УАЭТХ к потребностям потребителей электроэнергии.

## 2.2. Общая методика проведения исследования

Постановочная часть исследования включает обоснование направления повышения эффективности трансформации сбросной теплоты когенерационных ГПД УАЭТХ и лежащего в его основе принципа согласования температурных режимов совместной эксплуатации ГПД и АБХМ путем возврата обратного теплоносителя в когенерационный ГПД потоками с разной температурой в зависимости от температурного уровня источников тепловыделения при соблюдении теплового состояния узлов охлаждения ГПД на безопасном уровне.

В результате анализа данных мониторинга параметров системы трансформации сбросной теплоты когенерационных ГПД в холод в установке автономного энергообеспечения выявлено потери, которые составляют около 30% теплоты, отводимой от ГПД, и обусловлены несогласованностью режимов эффективной работы АБХМ системы трансформации сбросной теплоты и когенерационного модуля ГПД по температуре обратного теплоносителя (охлажденной в АБХМ воды). На реализацию этих резервов сбросной теплоты путем трансформации в холод и нацелено исследование.

Оценка эффективности работы существующей системы трансформации сбросного тепла в холод, а также выявление резервов повышения ее эффективности производились путем анализа данных мониторинга существующей системы трансформации сбросного тепла когенерационных двигателей в холод абсорбционной холодильной машиной, а именно данных по температуре теплоносителя на выходе из газового двигателя, на входе в АБХМ, на выходе из АБХМ и после теплообменника аварийного сброса избыточного тепла (на входе когенерационного модуля ГД); данных по расходам теплоносителя, а также данных по температуре и влажности наружного воздуха, которые использованы для определения температуры охлаждающей воды системы оборотного охлаждения АБХМ с градирней мокрого типа.

Сформулированы гипотезы реализации направления повышения эффективности трансформации сбросной теплоты когенерационных ГПД УАЭТХ, обеспечивающие решение поставленных задач.

Теоретическая часть исследования включает разработку математической модели процессов трансформации сбросной теплоты когенерационных газопоршневых модулей автономного энергообеспечения технологического производства бромистолитиевыми холодильными машинами, которая дает возможность выявить и реализовать резервы повышения ее эффективности за счет сокращения потерь теплоты, отводимой от ГПД, обусловленных несогласованностью температурных режимов совместной работы АБХМ и когенерационного модуля ГПД. Математическая модель позволяет определять тепловые коэффициенты  $\zeta_a$  как самих абсорбционных бромистолитиевых машин, входящих в тригенерационную установку на базе когенерационных ГПД, так и тепловой коэффициент  $\zeta_{су}$  всей системы утилизации в целом.

Совершенствование математической модели процессов трансформации сбросной теплоты когенерационных ГПД в холод заключается в учете тепловых потерь обратного теплоносителя предложенным тепловым коэффициентом  $\zeta_{су}$  системы утилизации теплоты, который в свою очередь позволяет выявить резервы их сокращения и оценить текущую эффективность трансформации сбросной теплоты в холод в предложенных системах с учетом изменения климатических условий эксплуатации ГПД.

Разработанная математическая модель позволяет рассчитывать характеристики систем трансформации сбросной теплоты ГПД в холод с учетом изменения климатических условий эксплуатации, сравнивать их данными мониторинга параметров пилотной УАЭТХ и оценивать таким образом эффективность предложенных схмотехнических решений.

Адекватность математической модели процессов трансформации сбросной теплоты подтверждена экспериментальными данными, предоставляемыми фирмами-производителями абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин, а также данными мониторинга параметров пилотной УАЭТХ. При

определении погрешностей измерения использованы заявленные фирмами-производителями классы точности и погрешности приборов, используемых в процессе мониторинга параметров системы трансформации сбросной теплоты ГПД в холод, выполнена оценка погрешностей определения количества теплоты, отведенной теплоносителем от ГПД, использованной в АБХМ, холодопроизводительности АБХМ и тепловых коэффициентов АБХМ и всей системы утилизации.

Разработка нового подхода к согласованию режимов совместной работы системы трансформации сбросной теплоты в холод в АБХМ и когенерационного модуля ГПД по температуре обратного теплоносителя, который базируется на принципе возврата охлажденного теплоносителя потоками с разной температурой в зависимости от температурного уровня источников тепловыделения и обеспечивает минимальные потери теплоты, произведена с учетом выполнения требования поддержания термического состояния ГПД на безопасном уровне.

Обоснование подхода, базирующегося на ступенчатой трансформации теплоты газового двигателя в теплоиспользующих холодильных машинах, произведено исходя из того, что АБХМ, применяемая в базовой схеме, не может охлаждать теплоноситель до нужного температурного уровня обратного теплоносителя, регламентируемого фирмами-производителями газовых двигателей. Поэтому вторая теплоиспользующая холодильная машина используется как низкотемпературная ступень и устанавливается на линии теплоносителя после первой, высокотемпературной, ступени АБХМ с целью утилизации избытка тепла, сбрасываемого в базовой схеме в атмосферу

Разработка схемных решений, базирующихся на ступенчатой трансформации сбросного тепла ГД в холод теплоиспользующими холодильными машинами, включает следующие варианты:

– схемное решение с использованием двух последовательно подключенных АБХМ: высокотемпературной ступени с температурой теплоносителя 90°C на входе и низкотемпературной ступени с температурой теплоносителя на входе

75°C. При этом во второй абсорбционной бромистолитеевой машине теплоноситель охлаждается до 70°C, т.е. до температуры, которая устанавливается фирмами-производителями ГПД как максимальная допустимая температура теплоносителя, подаваемого на охлаждение узлов ГПД;

– схемное решение с промежуточным нагревом теплоносителя перед низкотемпературной ступенью АБХМ в газовом котле. Решение направлено на повышение теплового коэффициента АБХМ, поскольку эффективность трансформации тепла в теплоиспользующих холодильных машинах напрямую зависит от температуры теплоносителя подаваемого в них. При этом также за счет дополнительного количества теплоты, вносимой в контур газовым котлом, имеет место значительный прирост холодопроизводительности;

– схемное решение с использованием адсорбционной холодильной машины как низкотемпературной ступени трансформации сбросного тепла ГПД совместно с абсорбционной высокотемпературной ступенью. Данное решение обосновано тем, что адсорбционные преобразователи теплоты являются наиболее эффективными при использовании теплоносителя с температурой 60...75°C, тогда как для абсорбционных ХМ оптимальным является диапазон 90...115°C [46,62,74].

Расчет экономического эффекта от применения схемных решений, базирующихся на вышеуказанных подходах, произведен исходя из сокращения затрат топлива на выработку холода для технологических нужд.

Расчет экологического эффекта в виде уменьшения выбросов вредных веществ выполнен с учетом сокращения потерь теплоты и дополнительной выработки холода теплоиспользующими холодильными машинами.

Эффективность разработанных способов рациональной организации процессов трансформации сбросной теплоты в холод оценивалась по сокращению потерь теплоты: на 30...50% (с 30...40 % до 15... 20%), соответствующему возрастанию термического КПД с 20% до 30% и общего КПД с 60 % до 70%, исходя из чего определялись рациональные параметры процессов.

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

Обосновано направление повышения эффективности трансформации сбросной теплоты когенерационных ГПД УАЭТХ и лежащий в его основе принцип согласования температурных режимов совместной эксплуатации ГПД и АБХМ путем возврата обратного теплоносителя в когенерационный ГПД потоками с разной температурой в зависимости от температурного уровня источников тепловыделения при соблюдении теплового состояния узлов охлаждения ГПД на безопасном уровне.

На основе анализа состояния проблемы повышения эффективности трансформации сбросной теплоты когенерационных газопоршневых модулей в холод в УАЭТХ и поставленных задач исследования сформулированы следующие гипотезы их решения.

Гипотеза 1. Совершенствование трансформации сбросной теплоты когенерационных ГПД УАЭТХ возможно в двух взаимно связанных направлениях: совершенствованием самой когенерационной системы отвода теплоты от ГПД с целью согласования температурных режимов совместной эксплуатации ГПД и АБХМ путем перенаправления потоков обратного теплоносителя к источникам тепловыделения разного температурного уровня при соблюдении теплового состояния узлов охлаждения ГПД на безопасном уровне, а также совершенствованием системы трансформации сбросной теплоты когенерационных ГПД в холод в направлении расширения диапазона эффективной трансформации сбросной теплоты теплоиспользующими холодильными машинами (ТХМ) по температуре теплоносителя.

Гипотеза 2. Согласование режимов совместной работы системы трансформации сбросной теплоты в холод в АБХМ и когенерационного модуля ГПД по температуре обратной теплоносителя в установках автономного энергообеспечения возможно на основе принципа возвращения охлажденного в ТХМ теплоносителя в когенерационный модуль ГПД потоками с разной температурой в зависимости от температурного уровня источников тепловыделения при выполнении условия поддержания теплового состояния



ГПД на безопасном уровне.

Гипотеза 3. Расширение диапазона эффективной трансформации сбросной теплоты когенерационного модуля ГПД в ТХМ по температуре теплоносителя возможно использованием дополнительных мощностей, имеющихся в наличии в стандартных УАЭТХ технологических производств: бустерного газового котла, обязательного для повышения температуры теплоносителя, отведенного от когенерационных ГПД, до необходимого уровня, исходя из теплофикационных нужд производств в холодные периоды, а также резервной АБХМ как условия бесперебойного холодоснабжения и гибкой адаптации УАЭТХ к потребностям потребителей электроэнергии.

Основные результаты работ по разделу 2 приведены в [80,81,94,95].

### РАЗДЕЛ 3.

## РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ТРАНСФОРМАЦИИ СБРОСНОЙ ТЕПЛОТЫ ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ АБСОРБЦИОННЫМИ БРОМИСТОЛИТИЕВЫМИ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИМИ ХОЛОДИЛЬНЫМИ МАШИНАМИ, ПРОВЕРКА ЕЕ АДЕКВАТНОСТИ

### 3.1. Описание пилотной системы трансформации сбросной теплоты ГПД в АБХМ, методика проведения испытаний, измерительные приборы и результаты обработки данных

Исследования проводились на базе тригенерационной установки автономного электро-, тепло- и холодообеспечения завода ООО "Сандора"– "Pepsico Ukraine" (с. Мешково-Погорелово, Николаевская обл.). Проектирование и монтаж установки выполнены ЧНПП "СИНАПС"–"GE Energy" (г. Киев) и ООО "Хладотехника" (г. Николаев). Тригенерационная установка включает 2 когенерационных газовых двигателя JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher (электрическая мощность одного ГД 1400 кВт, тепловая мощность 1500 кВт) [33], в которых теплота выпускных газов, наддувочной газозоудшной смеси (ГВС), охлаждающей рубашку двигателя воды и смазочного масла используется для нагрева воды. Теплота горячей воды трансформируется в абсорбционной бромистолитиевой холодильной машине (АБХМ) AR-D500L2 Century [11] в холод (холодильная мощность 2000 кВт), который расходуется на технологические нужды и для работы центральных кондиционеров, обеспечивающих охлаждение воздуха в машинном отделении, из которого он поступает на всасывание турбокомпрессора (ТК) ГД.

Схема существующей системы трансформации теплоты когенерационного ГД в холод в АБХМ приведена на рис. 3.1.

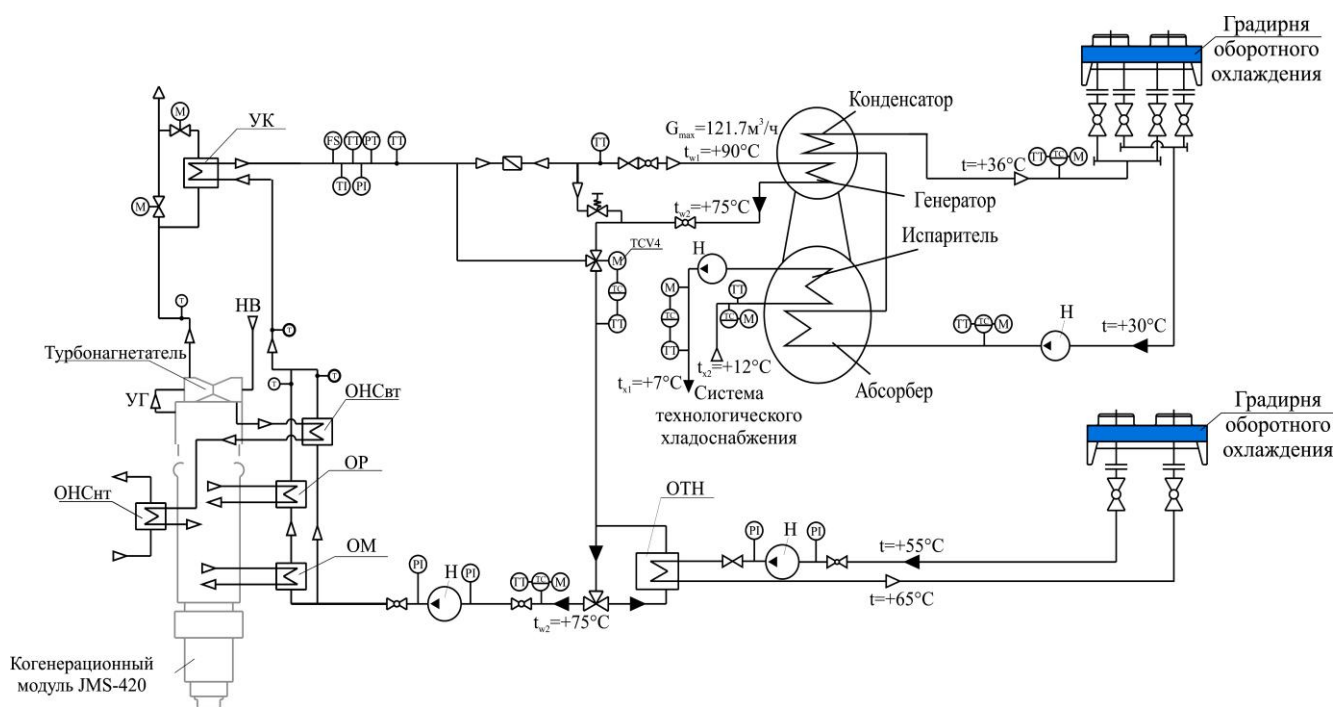


Рис. 3.1. Схема существующей системы трансформации сбросного тепла масла, охлаждающей воды, рубашки двигателя, наддувочной газозвушной смеси и уходящих газов ГПД JMS 420 GS

Как видно из рисунка, на выходе из утилизационного котла ГД получают горячий теплоноситель с температурой  $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ , который в зимнее время используется на теплофикационные нужды, а в летнее время подается в АБХМ для выработки холода в виде холодной воды с температурой  $7\text{...}10\text{ }^{\circ}\text{C}$ . В АБХМ теплоноситель охлаждается обычно на  $10\text{...}15\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Поэтому на выходе из АБХМ получают воду с температурой  $75\text{...}80\text{ }^{\circ}\text{C}$ . В то же время фирмы-производители ГД накладывают ограничение по температуре обратного теплоносителя на входе в ГД, которая не должна превышать  $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Поэтому после абсорбционной машины избыточное тепло отбирается в охладителе теплоносителя (ОТН) и сбрасывается в атмосферу градирней аварийного сброса тепла. В результате чего температура теплоносителя на входе в двигатель поддерживается на уровне  $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

С помощью установленных датчиков измерялись температуры теплоносителя в характерных точках системы утилизации теплоты: на выходе из утилизационного котла ГД – входе в АБХМ  $t_{w1}$ , на выходе из АБХМ  $t_{w2}$ , на входе

в ГД после теплообменника охладителя теплоносителя ОТН  $t_{w3}$ . Температуры этих точек замерялись с интервалом каждые 10 мин в течении суток.

Измерение температуры наружного воздуха, а также его влажности проводилось датчиком влажности и температуры – ДВТ-001 (НПФ "РегМик" ). Работа датчика (рис. 3.2) основана на зависимости электрического сопротивления металлов от температуры. Чувствительный элемент выполнен из меди.

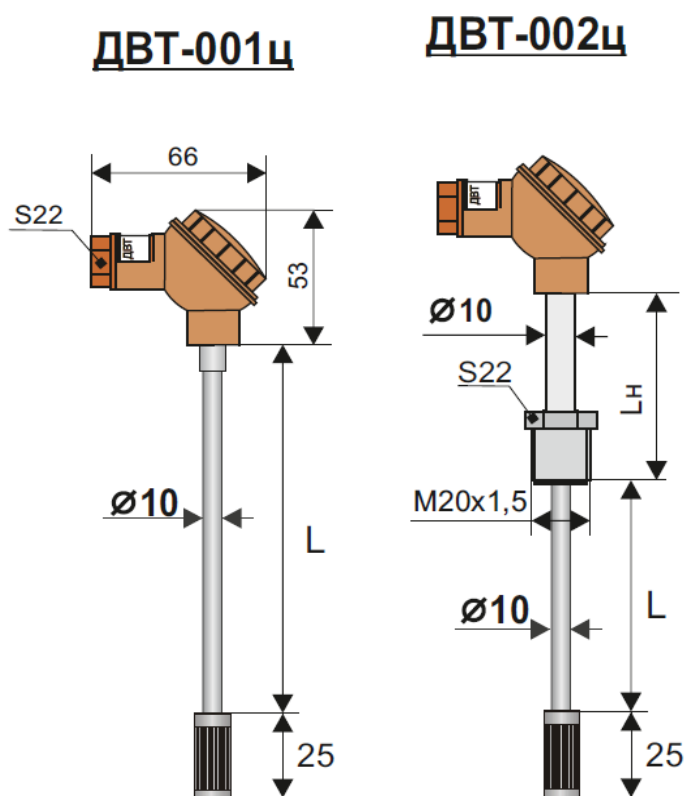


Рис. 3.2. Датчик температуры ДВТ-001 (НПФ "РегМик")

Измерение температуры воды на входе в АБХМ, воды на выходе из АБХМ, на входе контура утилизации теплоты и на выходе контура утилизации теплоты когенерационного модуля проводилось датчиком температуры (рис. 3.3) – ТСПУ 1-3 Pt100 0,2 2 100 Ф6 (ЧАО "ТЭРА" ). Датчик температуры погружного типа и представляет собой термопреобразователь сопротивления.



Рис. 3.3. Датчик температуры ТСПУ 1-3 Pt100 0,2 2 100 Ф6

Таблица 3.1

Характерные точки системы трансформации теплоты в холод и контрольно-измерительные приборы

Обозначение точек	Теплоноситель (горячая вода), хладоноситель (холодная вода)	Обозначение термометров на принципиальной схеме системы трансформации теплоты в холод
1	Теплоноситель на выходе из двигателя (на входе в АБХМ)	$t_{w1}$
2	Обратный теплоноситель на выходе из АБХМ (на входе в ОTH)	$t_{w2}$
3	Обратный охлажденный теплоноситель на входе в двигатель (на выходе из ОTH)	$t_{w3}$
4	Хладоноситель (холодная вода) на выходе из АБХМ	$t_{x1}$
5	Хладоноситель (холодная вода) на входе в АБХМ	$t_{x2}$

Перечень контрольно-измерительных приборов с указанием измеряемых ими параметров, пределов измерения, классов точности или 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 воды на входе к АБХМ	Датчик температуры – ТСПУ 1-3 Pt100 0,2 2 100 Ф6 (ЧАО "ТЭРА")	0...+150 °С.	± (0,1+0,0017·t)
4	Температура воды на выходе от АБХМ			
5	Температура на входе контура утилизации теплоты			
6	Температура на выходе контура утилизации теплоты			
7	Давление воды	Манометр технический МПЗ-Уф	0...0,6 МПа	1,0
8	Расход горячей воды	Расходомер «Взлет» ЭРСВ-410(510)Л	0...340м <sup>3</sup> /ч	± $\left(0,9 + \frac{4,245 \cdot 10^4 d^2}{G}\right)$
9	Расход холодной воды			

### 3.2. Оценка погрешности результатов измерений

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 [45].

Количество теплоты теплоносителя, отводимой от двигателя  $Q_{Г.с}$ , отведенной в АБХМ  $Q_{Г.А}$  и сброшенной в атмосферу градирней аварийного сброса тепла  $Q_{Г.п}$ , определялось по тепловым балансам:

$$Q_{Г.с} = G_{Г} \cdot c \cdot (t_{w1} - t_{w3});$$

$$Q_{Г.А} = G_{Г} \cdot c \cdot (t_{w1} - t_{w2});$$

$$Q_{Г.п} = G_{Г} \cdot c \cdot (t_{w2} - t_{w3}),$$

где  $G_{Г}$  – расход горячего теплоносителя в системе;  $c$  – удельная теплоемкость теплоносителя (в нашем случае теплоноситель – вода);  $(t_{w1} - t_{w3})$ ,  $(t_{w1} - t_{w2})$ ,  $(t_{w2} - t_{w3})$ , – разница температур теплоносителя, где  $t_{w1}$  – температура на выходе из ГД;  $t_{w2}$  – на выходе из АБХМ;  $t_{w3}$  – на входе в ГД.

Холодопроизводительность  $Q_{0.А}$  АБХМ вычислялась по формуле:

$$Q_{0.А} = G_{Х} \cdot c \cdot (t_{x1} - t_{x2}),$$

где  $G$  – расход холодной воды;  $c$  – удельная теплоемкость теплоносителя (теплоноситель – вода);  $t_{x1}$  – температура холодной (охлажденной) воды на выходе из АБХМ;  $t_{x2}$  – температура холодной воды на входе в АБХМ (от потребителей холода).

Тепловой коэффициент АБХМ:

$$\zeta_a = Q_{0.А} / Q_{Г.А} = G_{Х} \cdot c \cdot (t_{x1} - t_{x2}) / G_{Г} \cdot c \cdot (t_{w1} - t_{w2}).$$

Тепловой коэффициент системы утилизации:

$$\zeta_{СУ} = Q_{0.А} / Q_{Г.с} = G_{Х} \cdot c \cdot (t_{x1} - t_{x2}) / G_{Г} \cdot c \cdot (t_{w1} - t_{w3}).$$

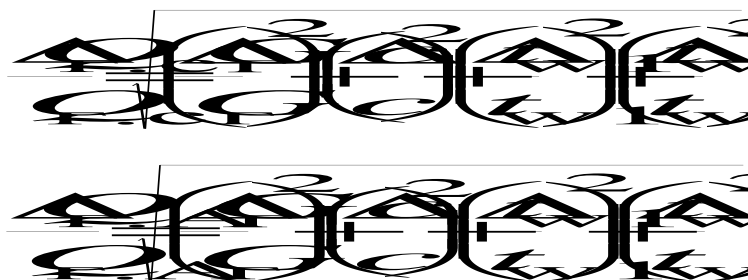
Погрешность результатов эксперимента определяется систематической ошибкой, последняя в свою очередь – погрешностью измерительных приборов.

Зависимость для нахождения предельной относительной погрешности косвенного измерения искомой величины  $y = f(x_1, x_2, \dots, x_i, \dots, x_n)$  имеет вид [45]:

$$\frac{Q_{г.с}}{Q_{г.а}}$$

В соответствии с этим выражения для вычисления относительной погрешности определения показателей эффективности трансформации теплоты в холод имеют следующий вид.

Теплота теплоносителя после двигателя  $Q_{г.с}$  и отведенное тепло в АБХМ  $Q_{г.а}$ :



Холодопроизводительность  $Q_{0,а}$  АБХМ:



Тепловой коэффициент АБХМ:



Тепловой коэффициент системы утилизации:



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

Доверительные границы (погрешность) результата измерения, определяемого как среднеарифметическое, определялись по следующей зависимости [87,111]:



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

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

Среднее значение результата измерения определяется как среднеарифметическое [87,111]:

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

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

Значение  $t_p$  определяется в зависимости от выбранного значения доверительной вероятности  $P$  [87,111].

Для оценки точности результата наблюдения служит среднеквадратическое отклонение результата наблюдения:

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

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 [87,111]:

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

Пределы допускаемой 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.

Поскольку на установившемся режиме измерения повторялись меньше 20 раз, то распределение погрешностей измерения соответствует закону Стьюдента. Соответствующий ему доверительный интервал  $\pm\sigma$  необходимо увеличить на величину абсолютной систематической погрешности (измерительных приборов). Относительная погрешность оценивалась при двух значениях доверительной вероятности  $P$ : 0,68 и 0,9 [87,111].

Среднеквадратичное отклонение количества теплоты  $\sigma_Q$  вычисляли как

$\sigma_Q = \frac{\sigma}{\sqrt{n}}$ , где  $n$  – число замеров, а величина  $\sigma$  рассчитывается по формуле

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

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  $\Delta Q$  без учета систематической погрешности вычисляли с помощью соотношения:

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

где  $t_p$  – значение относительного интервала:  $t_p = 1,32$  для  $P = 0,68$ ;  $t_p = 2,92$  для  $P = 0,90$ .

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

В таблицах ниже приведены расчетные значения относительной погрешности определения теплоты теплоносителя, отводимой от двигателя (табл. 3.3), теплоты теплоносителя, сработавшей в АБХМ (табл. 3.4), количество холода, полученного в АБХМ (табл. 3.5), теплового коэффициента самой АБХМ (табл. 3.6), а также теплового коэффициента всей системы трансформации сбросного тепла ГД (табл. 3.7) при  $P = 0,68$  и  $0,9$  для текущих измерений, проведенных в течении суток 28.07.2011 г.

Таблица 3.3.

Значения погрешностей определения количество тепла, полученного от ГД

№ п/п	Тепло, отведенное от ГД  $Q_{г.с}$	Относительная погрешность		
		Систематическая	Вероятность	
			0,9	0,68
		$\frac{\Delta Q_{г.с}}{Q_{г.с}}$	$\frac{\Delta Q_{г.с}}{Q_{г.с}}$	$\frac{\Delta Q_{г.с}}{Q_{г.с}}$
1	2806	0,004289	0,00511	0,002311
2	2826	0,004287	0,005108	0,00231
3	2785	0,004288	0,005109	0,00231
4	2868	0,004289	0,005109	0,002311
5	2847	0,004288	0,005109	0,00231
6	2868	0,004288	0,005109	0,00231
7	2847	0,004292	0,005114	0,002313
8	2888	0,00429	0,005111	0,002312
9	2847	0,00428568	0,005106	0,002309
10	2888	0,004281	0,005101	0,002307
11	2764	0,00428	0,005099	0,002306
12	2765	0,004285	0,005105	0,002309
13	2764	0,004289	0,00511	0,002311
14	2744	0,004286	0,005106	0,002309
15	2826	0,004289	0,00511	0,002311
16	2744	0,004285	0,005105	0,002309

17	2806	0,004288	0,005109	0,00231
18	2682	0,004283	0,005103	0,002308
19	2764	0,00429	0,005111	0,002312
20	2765	0,00429	0,005111	0,002312

Таблица 3.4.

Значения погрешностей определения количества тепла теплоносителя,  
использованного в АБХМ

№ п/п	Тепло, использованное в АБХМ  $Q_{г.А}$	Относительная погрешность		
		Систематическая	Вероятность	
			0,9	0,68
		$\frac{\Delta Q_{г.А}}{Q_{г.А}}$	$\frac{\Delta Q_{г.А}}{Q_{г.А}}$	$\frac{\Delta Q_{г.А}}{Q_{г.А}}$
1	1964	0,004214	0,005021	0,002271
2	1978	0,004212	0,005018	0,002269
3	1949	0,004211	0,005017	0,002269
4	2007	0,004214	0,005021	0,002271
5	1993	0,004215	0,005022	0,002271
6	2007	0,004216	0,005023	0,002272
7	1993	0,004219	0,005026	0,002273
8	2022	0,004219	0,005027	0,002273
9	1993	0,004213	0,005019	0,00227
10	2022	0,004211	0,005017	0,002269
11	1935	0,004208	0,005013	0,002267
12	1935	0,00421	0,005016	0,002268
13	1935	0,004212	0,005018	0,002269
14	1920	0,004211	0,005017	0,002269
15	1978	0,004214	0,00502	0,00227
16	1921	0,004209	0,005014	0,002268
17	1964	0,004212	0,005019	0,00227
18	1877	0,004212	0,005008	0,002265
19	1935	0,004208	0,005018	0,002269
20	1935	0,004211	0,005018	0,002269

Таблица 3.5.

## Значения погрешностей определения холодопроизводительности АБХМ

№ п/п	Холод полученный в АБХМ  $Q_{0.A}$	Относительная погрешность		
		Систематическая	Вероятность	
			0,9	0,68
		$\frac{\Delta Q_{0.A}}{Q_{0.A}}$	$\frac{\Delta Q_{0.A}}{Q_{0.A}}$	$\frac{\Delta Q_{0.A}}{Q_{0.A}}$
1	1572	0,01846	0,02199	0,009945
2	1586	0,01848	0,022019	0,009958
3	1561	0,01841	0,021933	0,009919
4	1605	0,01852	0,022064	0,009978
5	1596	0,01857	0,022125	0,010006
6	1603	0,01848	0,022021	0,009959
7	1595	0,01851	0,022058	0,009975
8	1619	0,01869	0,022267	0,01007
9	1591	0,01856	0,02211	0,009999
10	1613	0,01855	0,022103	0,009996
11	1551	0,01844	0,02197	0,009936
12	1555	0,01848	0,022017	0,009957
13	1554	0,01838	0,021966	0,009934
14	1542	0,01852	0,021895	0,009902
15	1587	0,01836	0,022067	0,009979
16	1538	0,01845	0,021872	0,009891
17	1577	0,01824	0,021986	0,009943
18	1510	0,01838	0,021729	0,009827
19	1558	0,01845	0,021896	0,009902
20	1559	0,01838	0,021985	0,009942

Таблица 3.6.

## Значения погрешностей определения теплового коэффициента АБХМ

№ п/п	Тепловой коэффициент АБХМ $\zeta_a$	Относительная погрешность		
		Систематическая	Вероятность	
			0,9	0,68
		$\frac{\Delta\zeta_a}{\zeta_a}$	$\frac{\Delta\zeta_a}{\zeta_a}$	$\frac{\Delta\zeta_a}{\zeta_a}$
1	0,80042	0,01893	0,02256	0,0102
2	0,80174	0,01896	0,02258	0,01021
3	0,80108	0,01889	0,0225	0,01018
4	0,79976	0,01899	0,02263	0,01023
5	0,80108	0,01904	0,02269	0,01026
6	0,79844	0,01896	0,02259	0,01021
7	0,80042	0,01899	0,02262	0,01023
8	0,80108	0,01916	0,02283	0,01032
9	0,79844	0,01903	0,02267	0,01025
10	0,79778	0,01902	0,02267	0,01025
11	0,80174	0,01891	0,02253	0,01019
12	0,80372	0,01895	0,02258	0,01021
13	0,80306	0,01891	0,02253	0,01019
14	0,80306	0,01885	0,02246	0,01016
15	0,8024	0,01899	0,02263	0,01023
16	0,80108	0,01883	0,02244	0,01015
17	0,80306	0,01893	0,02255	0,0102
18	0,80438	0,01872	0,0223	0,01008
19	0,80504	0,01885	0,02246	0,01016
20	0,8057	0,01893	0,02255	0,0102

Таблица 3.7.

Значения погрешностей определения теплового коэффициента системы  
утилизации сбросного тепла ГД

№ п/п	Тепловой коэффициент системы утилизации $\zeta_{cy}$	Относительная погрешность		
		Систематическая	Вероятность	
			0,9	0,68
		$\frac{\Delta\zeta_{cy}}{\zeta_{cy}}$	$\frac{\Delta\zeta_{cy}}{\zeta_{cy}}$	$\frac{\Delta\zeta_{cy}}{\zeta_{cy}}$
1	0,582706	0,023638	0,02258	0,01021
2	0,583667	0,023657	0,0226	0,01022
3	0,583186	0,0236	0,02252	0,01018
4	0,582225	0,023686	0,02265	0,01024
5	0,583186	0,023726	0,02271	0,01027
6	0,581264	0,023658	0,02261	0,01022
7	0,582706	0,023683	0,02264	0,01024
8	0,583186	0,02382	0,02285	0,01033
9	0,581264	0,023716	0,02269	0,01026
10	0,580784	0,02371	0,02268	0,01026
11	0,583667	0,023623	0,02255	0,0102
12	0,585108	0,023655	0,0226	0,01022
13	0,584628	0,023622	0,02255	0,0102
14	0,584628	0,023575	0,02248	0,01017
15	0,584147	0,023688	0,02265	0,01024
16	0,583186	0,02356	0,02246	0,01016
17	0,584628	0,023635	0,02257	0,01021
18	0,585589	0,023466	0,02232	0,01009
19	0,586069	0,023576	0,02248	0,01017
20	0,58655	0,023634	0,02257	0,01021

Как видно из таблиц 3.3–3.7, максимальная, соответствующая сумме систематической погрешности и доверительного интервала Стьюдента, величина погрешности определения не превышает 10 %.

### 3.3. Основные положения математической модели процессов трансформации сбросной теплоты двигателей в АБХМ

На рис. 3.4 представлена тепловая схема существующей системы утилизации.

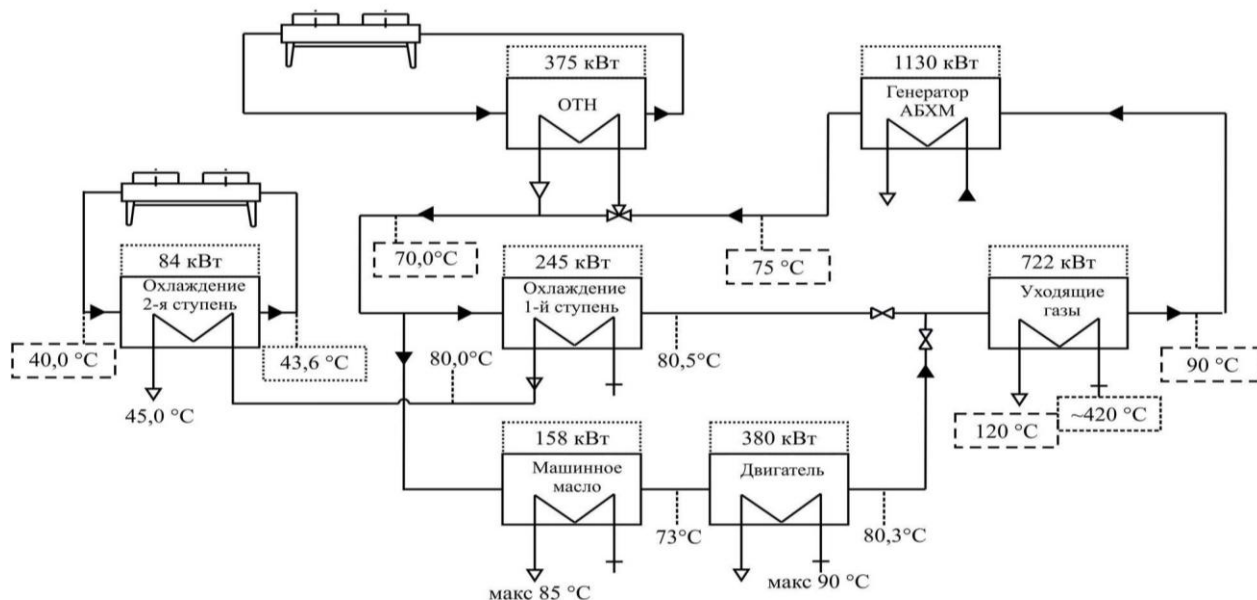


Рис. 3.4. Контур теплоносителя охлаждающего ГД в системе утилизации сбросного тепла

Для пересчета температур в контуре охлаждения узлов газопоршневого двигателя была составлена программа в комплексе MS Excel. За основу было взято уравнения теплового баланса  $Q_1 = Q_2$ ,

$$Q_1 = G_1 \cdot c \cdot (t_{r2} - t_{r1});$$

$$Q_2 = G_2 \cdot c \cdot (t_{r3} - t_{r1}),$$

где  $G_1$  – базовый расход теплоносителя;  $G_2$  – измененный расход теплоносителя;  $c$  – удельная теплоемкость (для теплоносителя-воды  $c = 4,2$  кДж/(кг·К));  $t_{r1}$  – температура теплоносителя перед теплообменником;  $t_{r2}$ ,  $t_{r3}$  – температуры теплоносителя после теплообменника в уравнениях с базовым расходом и с измененным расходом теплоносителя.

Численные значение расхода теплоносителя на каждом участке разветвления потока теплоносителя были вычислены исходя из теплового баланса:



$$Q_1 = G_1 \cdot c \cdot (t_{r2} - t_{r1}),$$

откуда

$$G = \frac{Q}{c \cdot (t_{r2} - t_{r1})}$$

Далее, приравняв уравнения  $G_1 \cdot c \cdot (t_{r2} - t_{r1}) = G_2 \cdot c \cdot (t_{r3} - t_{r1})$ , была получена искомая температура после теплообменника  $t_{r3}$ :

$$t_{r3} = t_{r1} + \frac{G_1 \cdot (t_{r2} - t_{r1})}{G_2}$$

После подстановки значения  $G_2$  были получены значения температур после теплообменников, как показано на графиках на рис. 3.5 и 3.6.

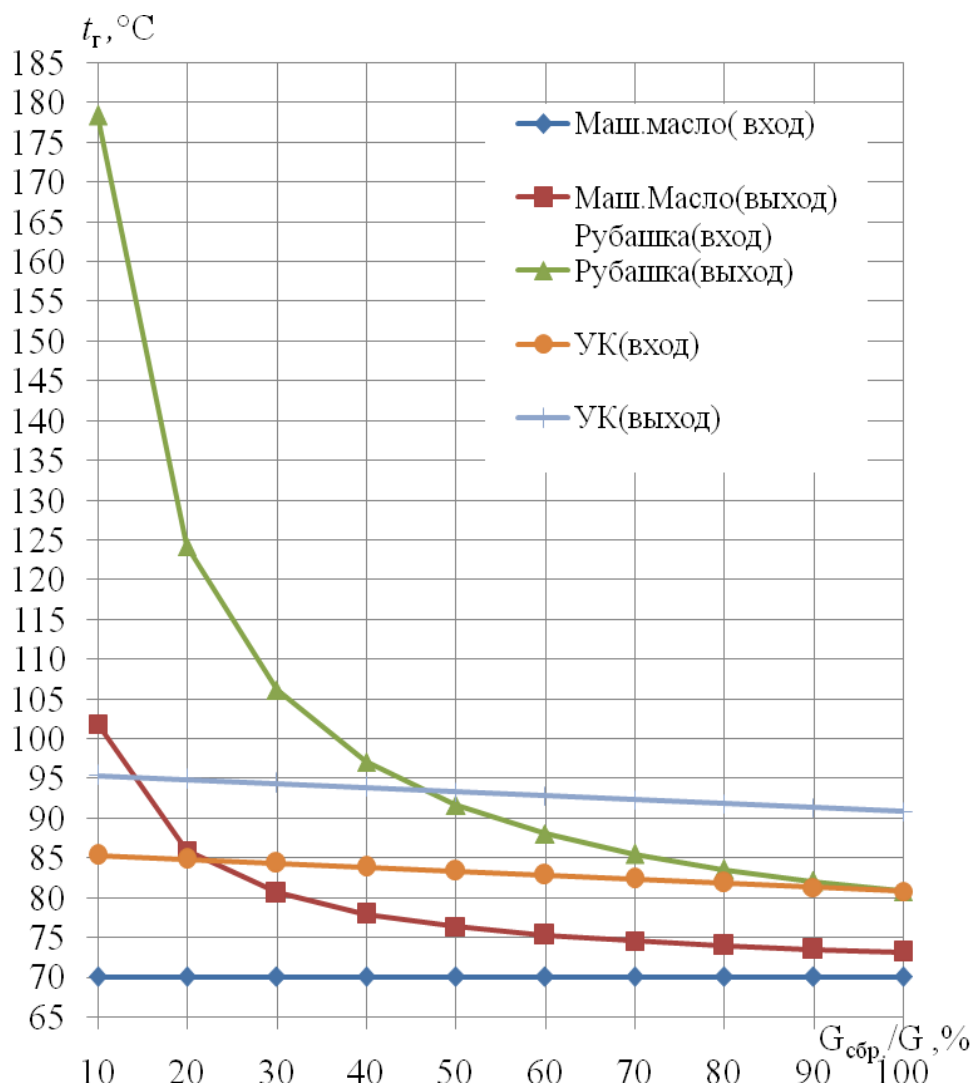


Рис. 3.5. Изменения температур теплоносителя  $t_r$  узлов охлаждения ГД в зависимости от соотношения расходов в 2-х потоках при использовании подхода с разделением потока обратного теплоносителя на 2 ветки

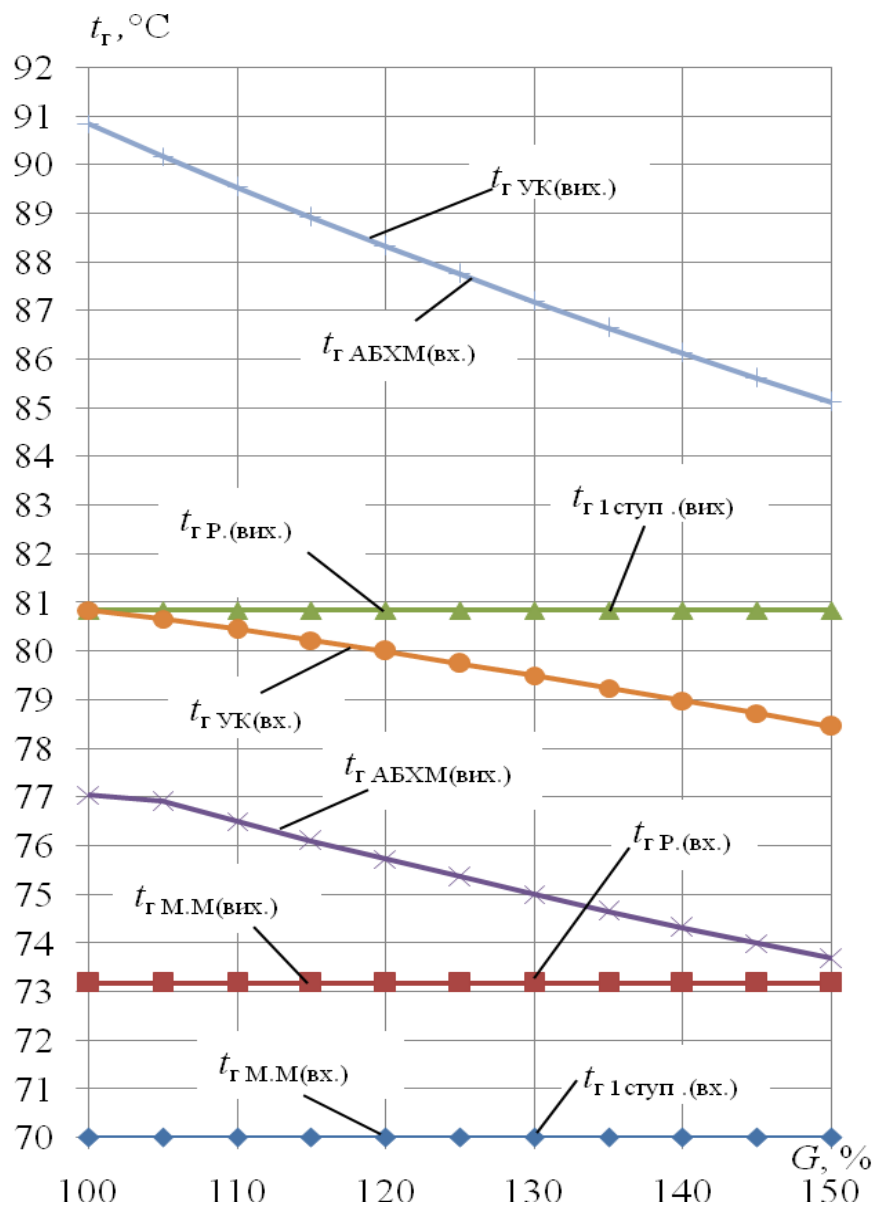


Рис. 3.6. Изменения температур теплоносителя  $t_r$  узлов охлаждения ГД в зависимости от расхода теплоносителя с учетом второго контура при использовании подхода с использованием дополнительного, рециркуляционного контура

Математическая модель системы утилизации также включает в себя разработку математической модели самой АБХМ, описание которой представлено ниже.

## 3.4. Основные положения математической модели АБХМ

Программа расчета АБХМ была составлена на основе существующей методики [22,31,58,117-122] и включала в себя определение различных характеристик машины. Схема цикла и процессы на  $\xi$ - $i$  диаграмме показаны на рис. 3.7.

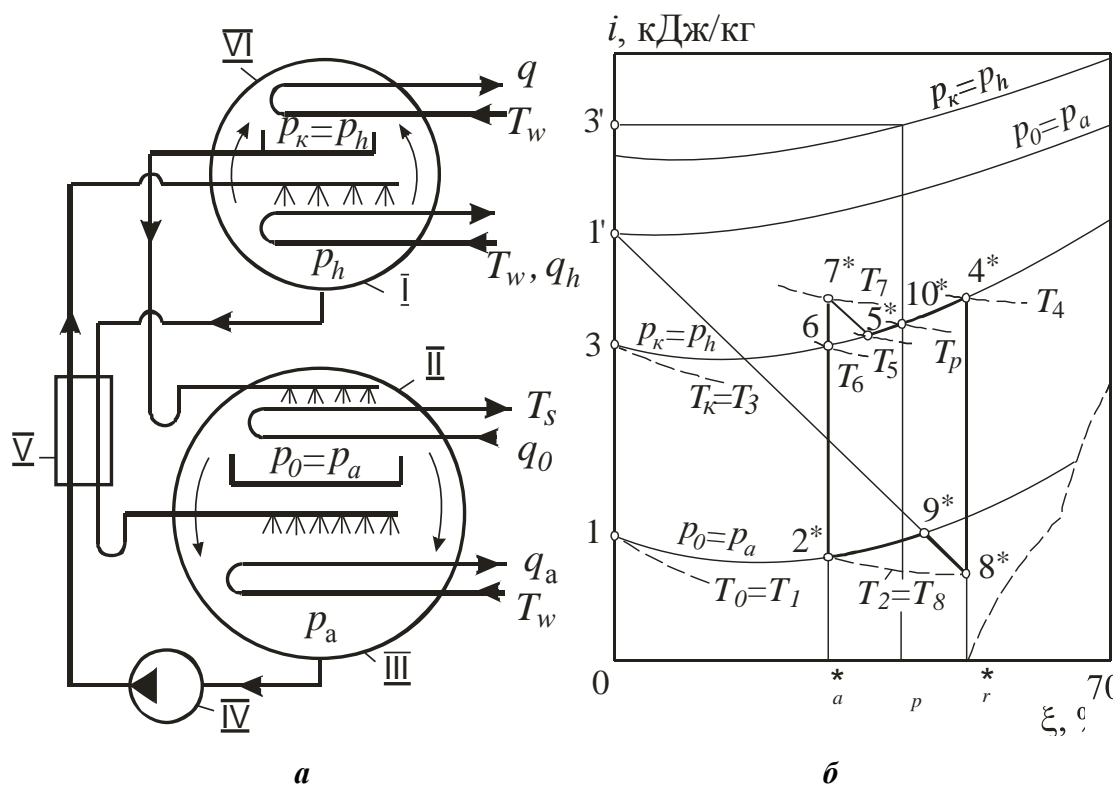


Рис. 3.7. Бромистолитиевая АХМ: *a* – схема машины; *б* – процессы в  $\xi$ - $i$ -диаграмме: I – генератор; II – испаритель; III – абсорбер; IV – насос слабого раствора; V – теплообменник; VI – конденсатор

## 1) Конденсация в конденсаторе.

В конденсаторе отводится теплота перегрева от паров хладагента и происходит их конденсация. В целом процесс в конденсаторе характеризуется в  $\xi$ - $i$  диаграмме отрезком  $3^*-3_0^*$ . Конденсат хладагента из конденсатора выходит в состоянии насыщения (точка  $3^*$ ). Температура конденсации (при условии параллельной подачи воды в абсорбер и конденсатор)

$$T_k = T_w + \Delta T_w,$$

где разница температур  $\Delta T_w = 8 \dots 10^\circ\text{K}$ .

Давление конденсации паров в конденсаторе определяют по температуре после конденсатора из справочника «Термодинамические свойства воды и водяного пара» из таблицы «Термодинамические свойства воды и водяного пара в состоянии насыщения (по температуре)» [52].

Значение давления были представлены в виде зависимости [61]:

$$p_k = -2,45399124740482 \cdot 10^{-12} \cdot t_3^6 + 3,4418752396792 \cdot 10^{-9} \cdot t_3^5 + 2,08423362568766 \cdot 10^{-7} \cdot t_3^4 + 2,96896820941583 \cdot 10^{-5} \cdot t_3^3 + 1,37439049785826 \cdot 10^{-3} \cdot (t_3)^2 + 4,47423729710863 \cdot 10^{-2} \cdot t_3 + 0,610301185719436.$$

Энтальпия конденсации паров в конденсаторе определяется аналогично давлению:

$$i_3 = -6,46279324544377 \cdot 10^{-12} \cdot t_3^6 + 2,52290488500506 \cdot 10^{-9} \cdot t_3^5 - 3,95104645889433 \cdot 10^{-7} \cdot t_3^4 + 3,43835391731773 \cdot 10^{-5} \cdot t_3^3 - 1,61876428319374 \cdot 10^{-3} \cdot t_3^2 + 4,21652571079903 \cdot t_k - 4,00327026727609 \cdot 10^{-2}.$$

2) Крепкий раствор после генератора.

Высокая температура в конце процесса кипения раствора в генераторе:

$$T_4 = T_h - \Delta T_h,$$

где разность температур  $\Delta T_h = (10 \dots 20)$  К (в зависимости от типа генератора)

Давление в конце процесса кипения раствора в генераторе определяется по формулам из справочника ASHRAE (2009), раздел «THERMOPHYSICAL PROPERTIES OF REFRIGERANTS» [6]:

$$p_r = 10^{C + \frac{D}{T'} + \frac{E}{T'^2}},$$

$$\text{где: } T' = t' + 273, \quad t'(t, \xi) = \frac{t - \sum B_i \cdot \xi^i}{\sum (A_i \cdot \xi^i)}, \quad t(t', \xi) = \sum (B_i \cdot \xi^i) + t' \cdot \sum (A_i \cdot \xi^i).$$

Значения коэффициентов  $i, A_i, B_i, C, D, E$  приведены в табл. 3.8.

Массовую концентрацию крепкого раствора после генератора  $\xi_{r*}$  находим методом последовательных приближений.

Если  $p_r - p_k > 0,0005$ , то увеличиваем параметр  $\xi$  на 0,001, при этом разница  $p_r - p_k$  уменьшается. Добавляем снова к  $\xi$  приращение 0,001 до тех пор, пока не

удовлетворится условие  $0,0005 < p_r - p_k < -0,0005$ . Если  $p_r - p_k < -0,0005$ , то  $\xi$  уменьшаем на 0,001.

Таблица 3.8.

Значения коэффициентов  $i, A_i, B_i, C, D, E$

$i$	$A_i$	$B_i$
0	-2,00755	124,937
1	0,16976	-7,71649
2	-0,003133362	0,152286
3	0,0000197668	0,00079509
	$C=$	7,05
	$D=$	-1596,49
	$E=$	-104095,5

Энтальпию крепкого раствора после генератора находим по формуле:

$$i(t, \xi) = \sum(A_i \cdot \xi^i) + t \cdot \sum(B_i \cdot \xi^i) + t^2 \cdot \sum(C_i \cdot \xi^i).$$

3) Слабый раствор после абсорбера – точка 2\*.

Низкая температура раствора в конце процесса абсорбции пара в абсорбере:

$$T_2 = T_w + \Delta T_a.$$

Разница температур  $\Delta T_a$  принимается в пределах (8...15 K)

Давление раствора в конце процесса абсорбции пара в абсорбере:

$$p_a = 10^{\frac{DE}{T' + F}},$$

где:  $T' = t' + 273$ ,  $t'(t, \xi) = \frac{t - \sum B_i \cdot \xi^i}{\sum(A_i \cdot \xi^i)}$ ,  $t(t', \xi) = \sum(B_i \cdot \xi^i) + t' \cdot \sum(A_i \cdot \xi^i)$ .

Массовая концентрация слабого раствора после абсорбера  $\xi_{a*}$  находится аналогично массовой концентрации крепкого раствора после генератора  $\xi_{r*}$ , только для разности давлений  $p_a - p_0$  вместо  $p_r - p_k$ .

Энтальпию слабого раствора после абсорбера находят по формуле (используя данные табл. 3.9):

$$i_{2*}(t, \xi) = \sum(A_i \cdot \xi^i) + t \cdot \sum(B_i \cdot \xi^i) + t^2 \cdot \sum(C_i \cdot \xi^i).$$

Таблица 3.9.

Значения коэффициентов  $i$ ,  $A_i$ ,  $B_i$ ,  $C_i$  для нахождения энтальпии

$i$	$A_i$	$B_i$	$C_i$
0	-2024,33	18,2829	$-3,7008214 \cdot 10^{-2}$
1	163,309	-1,1691757	$2,8877666 \cdot 10^{-3}$
2	-4,88161	$3,248041 \cdot 10^{-2}$	$-8,1313015 \cdot 10^{-5}$
3	$6,302948 \cdot 10^{-2}$	$-4,034184 \cdot 10^{-4}$	$9,9116628 \cdot 10^{-7}$
4	$-2,913705 \cdot 10^{-4}$	$1,8520569 \cdot 10^{-6}$	$-4,4441207 \cdot 10^{-9}$

4) Крепкий раствор после РТО – точка 8\*.

Температура крепкого раствора после РТО:  $t_8=t_2$ .

Давление крепкого раствора после РТО:  $p_r = p_k$ .

Массовая концентрация крепкого раствора после РТО равна массовой концентрации крепкого раствора после генератора  $\xi_r^*$ .

Энтальпию крепкого раствора после РТО находят по формуле:

$$i_{8^*}(t, \xi) = \sum(A_i \cdot \xi^i) + t \cdot \sum(B_i \cdot \xi^i) + t^2 \cdot \sum(C_i \cdot \xi^i).$$

5) Вода в испарителе – точка 1

Температура кипения воды в испарителе:  $T_0 = T_s - \Delta T_s$ ,

где разница температур  $\Delta T_s$  принимается в пределах (2...5) К.

Давление кипения в испарителе определяют аналогично концентрации, но по температуре  $t_0$ :

$$p_0 = -2,45399124740482 \cdot 10^{-12} \cdot t_0^6 + 3,4418752396792 \cdot 10^{-9} \cdot t_0^5 + \\ + 2,08423362568766 \cdot 10^{-7} \cdot t_0^4 + 2,96896820941583 \cdot 10^{-5} \cdot t_0^3 + \\ + 1,37439049785826 \cdot 10^{-3} \cdot t_0^2 + 4,47423729710863 \cdot 10^{-2} \cdot t_0 + 0,610301185719436.$$

Энтальпия воды в испарителе определяют по формуле:

$$i_1 = -6,46279324544377 \cdot 10^{-12} \cdot t_0^6 + 2,52290488500506 \cdot 10^{-9} \cdot t_0^5 - \\ - 3,95104645889433 \cdot 10^{-7} \cdot t_0^4 + 3,43835391731773 \cdot 10^{-5} \cdot t_0^3 - \\ - 1,61876428319374 \cdot 10^{-3} \cdot t_0^2 + 4,21652571079903 \cdot 10^{-2} \cdot t_0 - 4,00327026727609 \cdot 10^{-2}.$$

6) Слабый раствор после РТО – точка 7\*

Температуру слабого раствора после РТО находят по формуле:

$$t(t', \xi) = \sum(B_i \cdot \xi^i) + t' \cdot \sum(A_i \cdot \xi^i),$$

где  $t'$  находится методом приближений

Если  $i_{7\phi}-i_{7p}>0,005$ , то уменьшают  $t'$  на 0,001, при этом разность  $i_{7\phi}-i_{7p}$  уменьшается. Отнимаем снова от  $t'$  0,001 до тех пор, пока не удовлетвориться условие  $0,005<i_{7\phi}-i_{7p}<-0,005$ . Если  $i_{7\phi}-i_{7p}<-0,005$ , то  $t'$  увеличивают на 0,001.

Энтальпию слабого раствора после РТО находят по формуле:

$$i_{7\phi}(t, \xi) = \sum(A_i \cdot \xi^i) + t \cdot \sum(B_i \cdot \xi^i) + t^2 \cdot \sum(C_i \cdot \xi^i).$$

Массовая концентрация слабого раствора после РТО равна массовой концентрации слабого раствора после абсорбера  $\xi_a^*$ .

Расчетную энтальпию слабого раствора после РТО находят по формуле:

$$i_{7p} = i_{2^*} + (q_{TM^*}/f),$$

где  $f$  – кратность циркуляции  $f = \xi_r / (\xi_r - \xi_a)$ ;

$q_{TM^*}$  – теплота, которая может быть отведена от крепкого раствора:

$$q_{TM^*} = (f-1) \cdot (i_{4^*} - i_{8^*}).$$

7) Слабый раствор в начале процесса кипения в генераторе – точка 6.

Температуру слабого раствора в начале процесса кипения в генераторе находят по формуле:

$$t(t', \xi) = \sum(B_i \cdot \xi^i) + t' \cdot \sum(A_i \cdot \xi^i),$$

где  $t'$  находится методом приближений.

Если  $p_r - p_k > 0,0005$ , то уменьшаем  $t'$  на 0,001, при этом разница  $p_r - p_k$  уменьшается. Отнимают снова от  $t'$  величину 0,001 до тех пор, пока не удовлетворится условие  $0,0005 < p_r - p_k < -0,0005$ . Если  $p_r - p_k < -0,0005$ , то  $t'$  увеличивают на 0,001.

Массовая концентрация слабого раствора в начале процесса кипения в генераторе равна массовой концентрации слабого раствора после абсорбера  $\xi_a^*$ .

Давление слабого раствора в начале процесса кипения в генераторе:

$$p_r = 10^{C + \frac{D}{T'} + \frac{E}{T'^2}}.$$

Энтальпию слабого раствора в начале процесса кипения в генераторе находят по формуле:

$$i_6(t, \xi) = \sum(A_i \cdot \xi^i) + t \cdot \sum(B_i \cdot \xi^i) + t^2 \cdot \sum(C_i \cdot \xi^i).$$

8) Слабый раствор после процесса десорбции – точка 5\*.

Температура слабого раствора после процесса десорбции:  $t_5=t_6+1,5$ .

Давление слабого раствора после процесса десорбции:

$$p_d = 10^{C + \frac{D}{T'} + \frac{E}{T'^2}},$$

где:  $T'=t'+273$ ,  $t'(t, \xi) = \frac{t - \sum B_i \cdot \xi^i}{\sum (A_i \cdot \xi^i)}$   $t(t', \xi) = \sum (B_i \cdot \xi^i) + t' \cdot \sum (A_i \cdot \xi^i)$ .

Энтальпия слабого раствора после процесса десорбции:

$$i_{5*}(t, \xi) = \sum (A_i \cdot \xi^i) + t \cdot \sum (B_i \cdot \xi^i) + t^2 \cdot \sum (C_i \cdot \xi^i).$$

9) Раствор, что кипит в генераторе – точка 10\*.

Температура кипящего раствора в генераторе:  $t_p = (t_4 + t_5)/2$ .

Давление кипящего раствора в генераторе:

$$p_r = 10^{C + \frac{D}{T'} + \frac{E}{T'^2}},$$

где  $T'=t'+273$ ,  $t(t, \xi) = \frac{t - \sum B_i \cdot \xi^i}{\sum (A_i \cdot \xi^i)}$ ,  $t(t', \xi) = \sum (B_i \cdot \xi^i) + t' \cdot \sum (A_i \cdot \xi^i)$ .

Массовую концентрацию кипящего раствора в генераторе  $\xi_p$  находят методом последовательных приближений.

Если  $p_r - p_k > 0,0005$ , то уменьшают  $\xi$  на 0,001, при этом разница  $p_r - p_k$  уменьшается. Отнимают снова от  $\xi$  величину 0,001 до тех пор, пока не удовлетворится условие  $0,0005 < p_r - p_k < -0,0005$ . Если  $p_r - p_k < -0,0005$ , то  $\xi$  увеличивают на 0,001.

Энтальпию слабого раствора после адиабатно-изобарного процесса десорбции находят по формуле:

$$i_{10*}(t, \xi) = \sum (A_i \cdot \xi^i) + t \cdot \sum (B_i \cdot \xi^i) + t^2 \cdot \sum (C_i \cdot \xi^i)$$

10) Пар после испарителя – точка 1.'

Температура пара после испарителя:  $t_1 = t_0$ .

Давление пара после испарителя равно давлению воды в испарителе  $p_0$ .

Энтальпию пара после испарителя определяют, используя полином:

$$i_1 = -6,46279324544377 \cdot 10^{-12} \cdot t_1^6 + 2,52290488500506 \cdot 10^{-9} \cdot t_1^5 -$$



$$-3,95104645889433 \cdot 10^{-7} \cdot t_1^4 + 3,43835391731773 \cdot 10^{-5} \cdot t_1^3 -$$

$$-1,61876428319374 \cdot 10^{-3} \cdot t_1^2 + 4,21652571079903 \cdot t_1 - 4,00327026727609 \cdot 10^{-2}.$$

11) Пар на выходе из генератора – точка 3.'

Температура пара на выходе из генератора:  $t_3 = t_p$ .

Давление пара на выходе из генератора:  $p = p_k$ .

Массовая концентрация на выходе из генератора равна массовой концентрации раствора, что кипит в генераторе.

Энтальпию пара на выходе из генератора определяют по полиному:

$$i_3 = -6,46279324544377 \cdot 10^{-12} \cdot t_3^6 + 2,52290488500506 \cdot 10^{-9} \cdot t_3^5 -$$

$$-3,95104645889433 \cdot 10^{-7} \cdot t_3^4 + 3,43835391731773 \cdot 10^{-5} \cdot t_3^3 -$$

$$-1,61876428319374 \cdot 10^{-3} \cdot t_3^2 + 4,21652571079903 \cdot t_3 - 4,00327026727609 \cdot 10^{-2}.$$

С помощью программы, написанной по вышеприведенному алгоритму, были рассчитаны тепловые коэффициенты АБХМ при различных параметрах горячей воды, воды, охлаждающей конденсатор и абсорбер АБХМ, и холодной воды, получаемой в АБХМ, представленные на рис. 3.8 и 3.9.

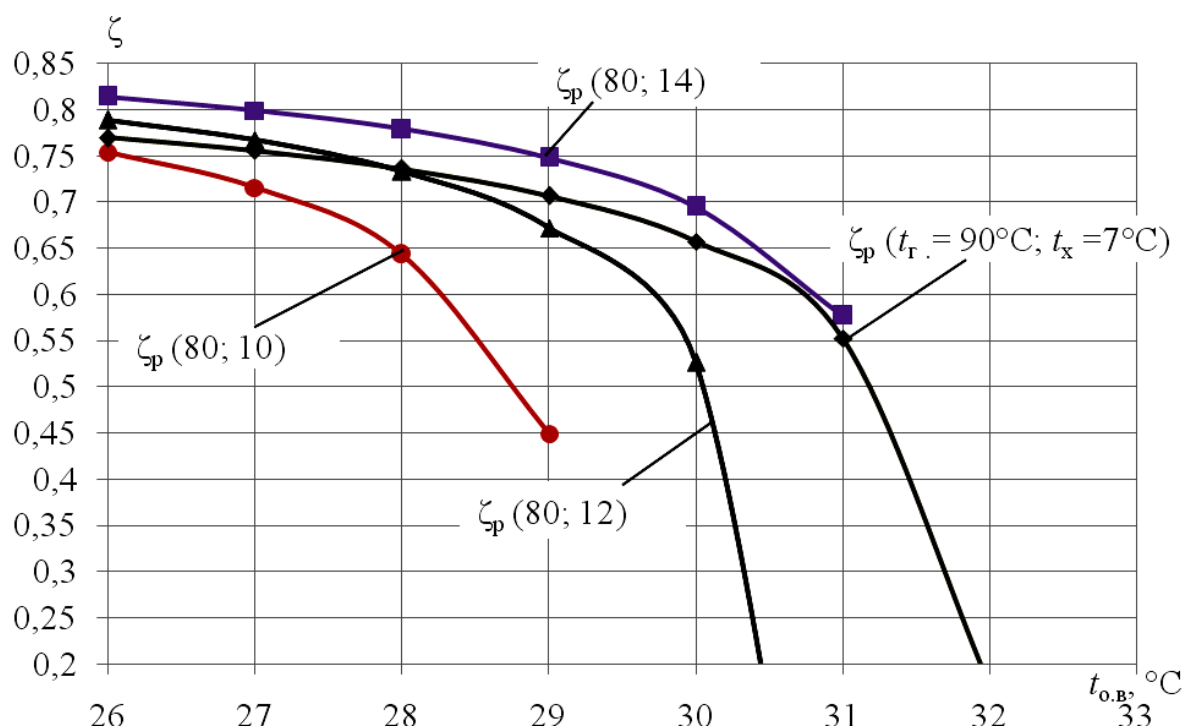


Рис. 3.8. Значения тепловых коэффициентов  $\zeta_p$ , рассчитанных по программе, при различных значениях температуры греющей воды  $t_r$  и холодной воды  $t_x$ , получаемой в АБХМ, в зависимости от температуры охлаждающей конденсатор воды  $t_{o,в}$

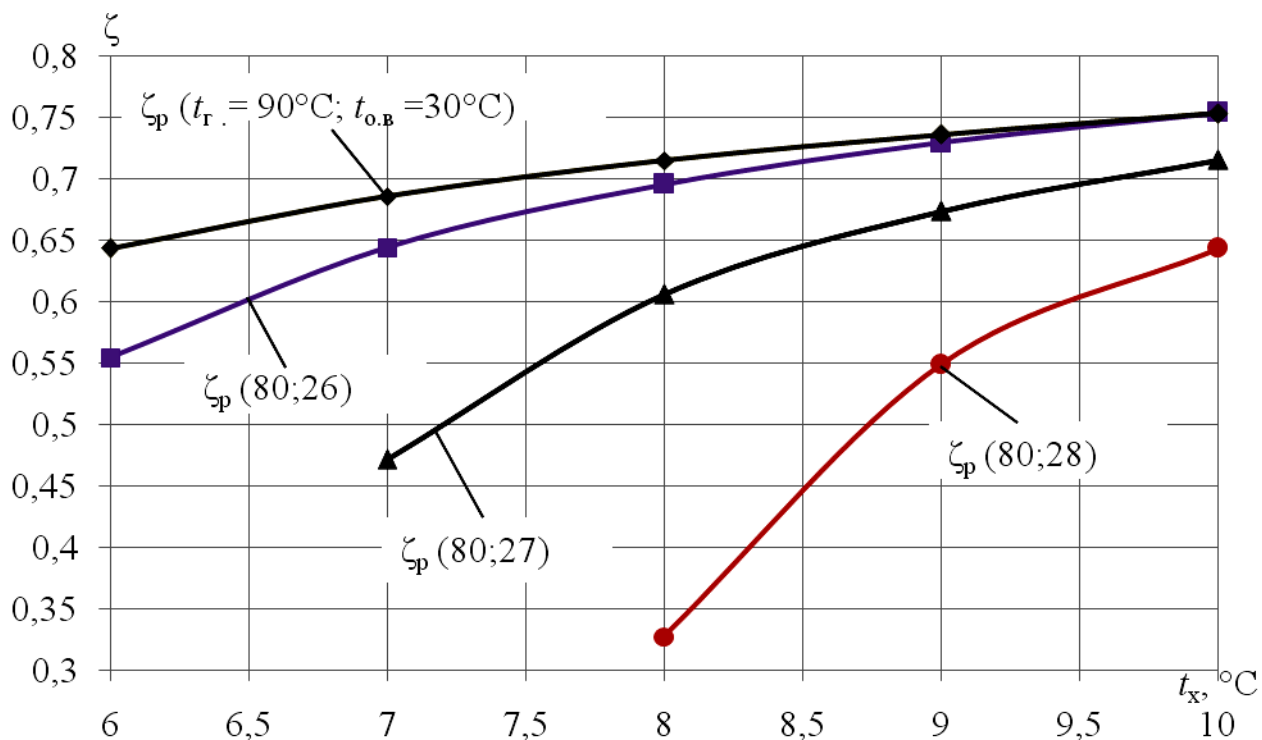


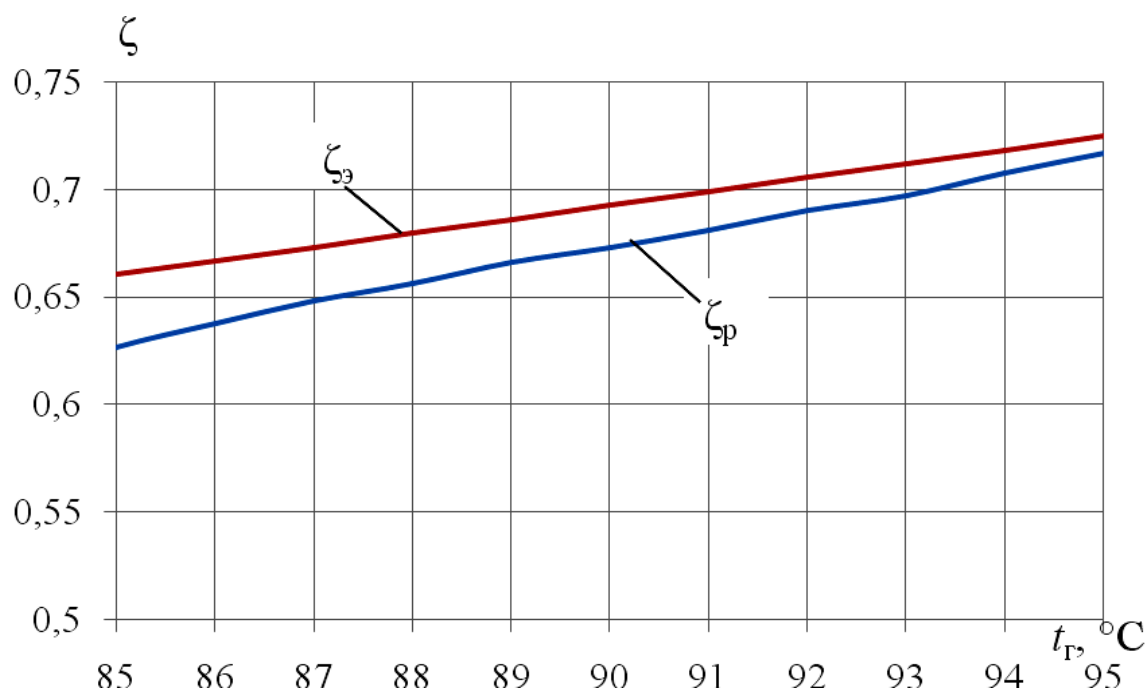
Рис. 3.9. Значения тепловых коэффициентов, рассчитанных по программе, при различных значениях температуры греющей воды и воды, охлаждающей конденсатор и абсорбер АБХМ, в зависимости от температуры получаемой из АБХМ холодной воды

Как видно, в рабочих диапазонах температур, а именно: для температуры охлаждающей конденсатор воды  $t_{o,b}$  в пределах  $25\dots30^\circ\text{C}$ ; для температуры холодной воды из АБХМ  $t_x$  в пределах  $6\dots10^\circ\text{C}$  графики идут плавно без резких перегибов.

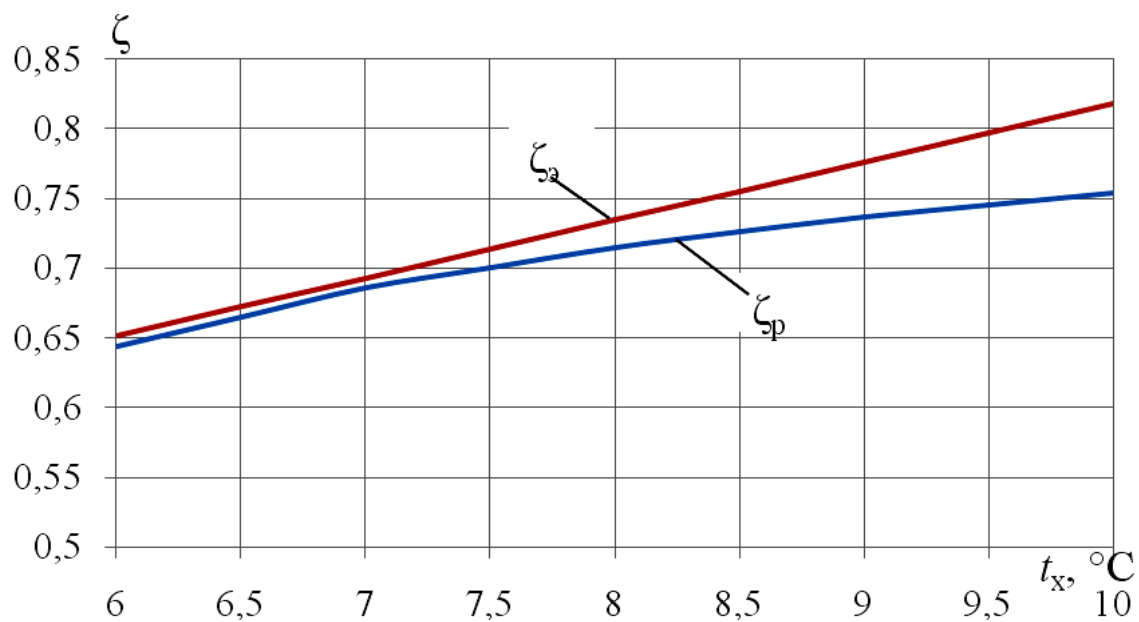
### 3.5. Проверка адекватности математической модели

Адекватность математической модели АБТТ устанавливалась путем сравнения расчетных значений теплового коэффициента  $\zeta_p$  с экспериментальными данными по  $\zeta_э$  [21,36]. Данные экспериментальных тепловых коэффициентов  $\zeta_э$  предоставляются фирмами–разработчиками АБТТ различной мощности.

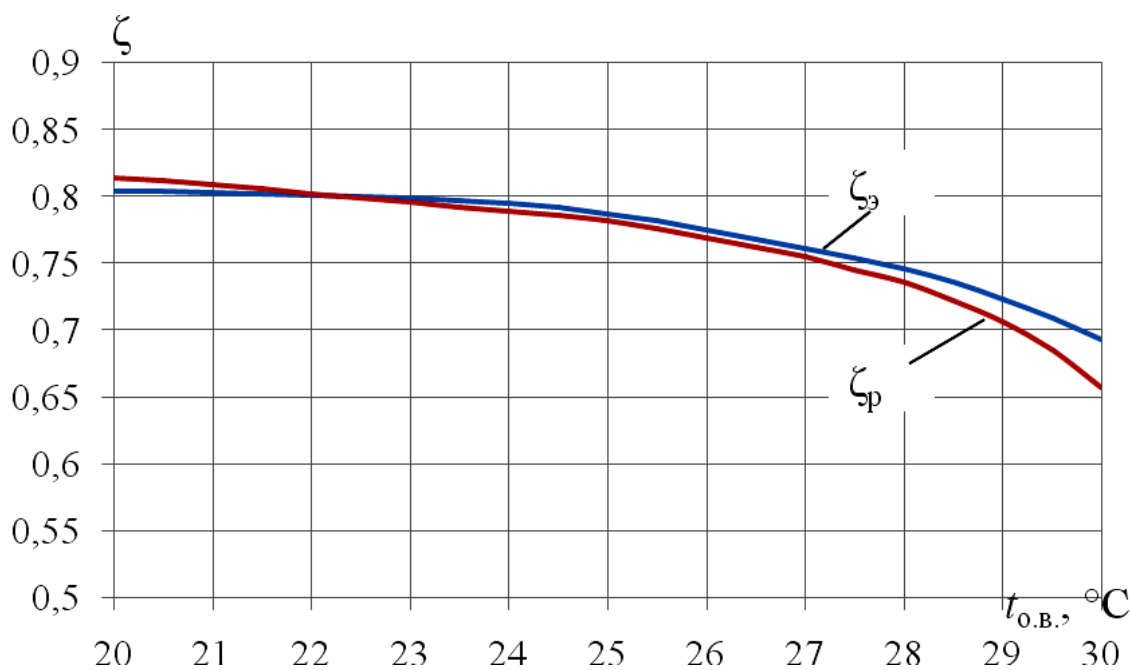
Результаты сравнения расчетных значений теплового коэффициента  $\zeta_p$  с экспериментальными  $\zeta_э$  [21,36] при разных температурах горячего теплоносителя на входе в генератор АБХМ  $t_r$  (**a**), хладоносителя в виде холодной воды из испарителя АБХМ  $t_x$  и охлаждающей конденсатор и абсорбер АБХМ воды  $t_{o.в.}$  приведены на рис. 3.10.



a)



б)

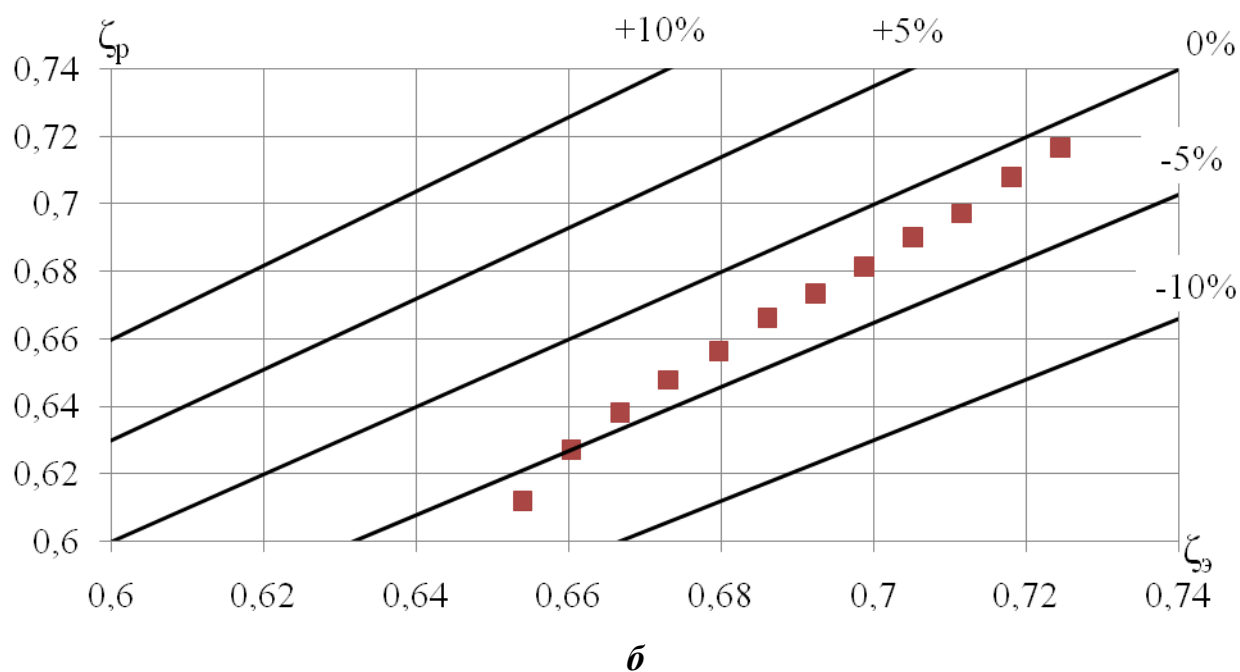
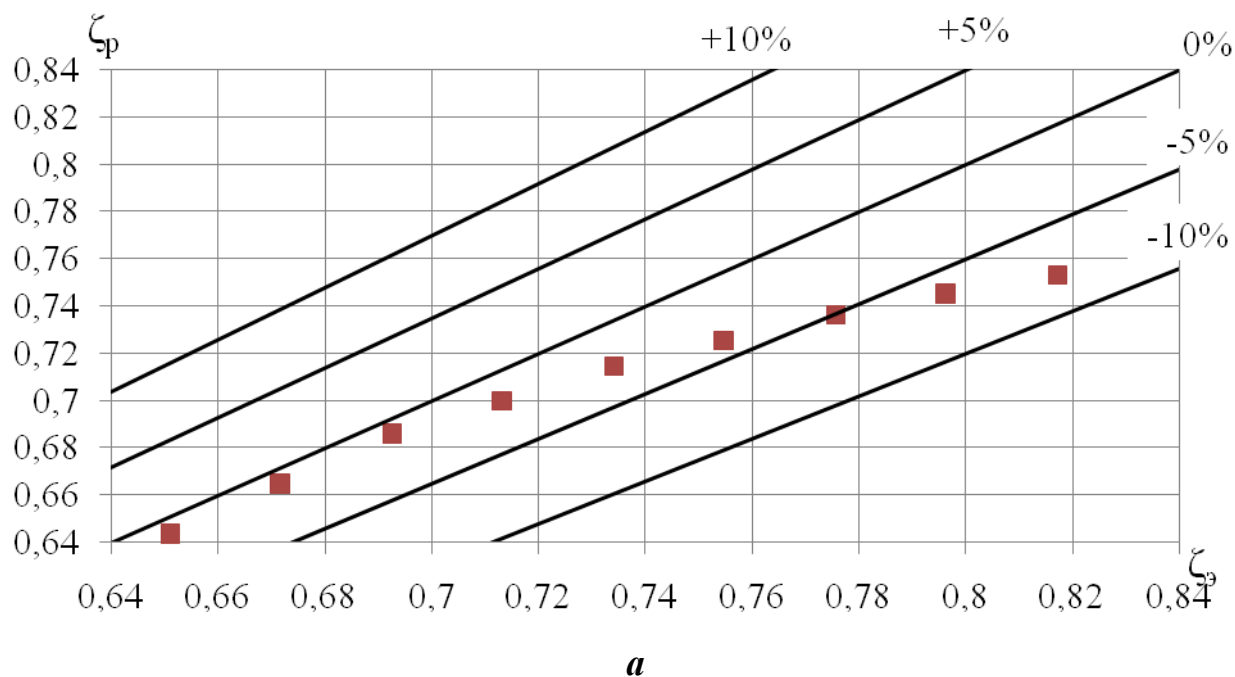


в)

Рис. 3.10. Зависимости экспериментальных тепловых коэффициентов  $\zeta$  и рассчитанных по программе  $\zeta_p$  в зависимости от температур:

- а) горячего теплоносителя  $t_r$  при  $t_{o.в.}=31^\circ\text{C}$ ,  $t_x=7^\circ\text{C}$ ;
- б) получаемой холодной воды  $t_x$  при  $t_{o.в.}=31^\circ\text{C}$ ,  $t_r=90^\circ\text{C}$ ;
- в) охлаждающей воды  $t_{o.в.}$  при  $t_r=90^\circ\text{C}$ ,  $t_x=7^\circ\text{C}$

Для наглядности расхождения экспериментальных данных с рассчитанными по программе были представлены в виде графических зависимостей экспериментальных значений тепловых коэффициентов  $\zeta_3$  [21,36] от их расчетных  $\zeta_p$  значений на рис. 3.11.



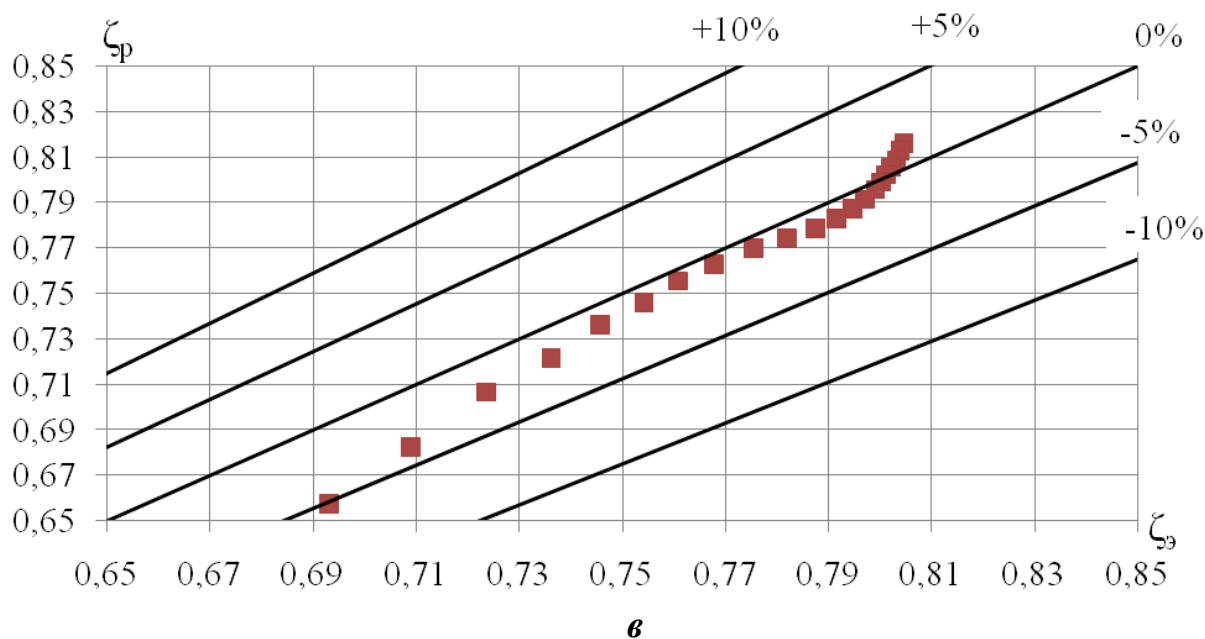


Рис. 3.11. Значения экспериментальных тепловых коэффициентов  $\zeta_3$  в зависимости от рассчитанных по программе  $\zeta_p$  при изменении температуры горячего теплоносителя  $t_r$  при  $t_{o,b}=31^\circ\text{C}$ ,  $t_x=7^\circ\text{C}$  (а), получаемой холодной воды  $t_x$  при  $t_{o,b}=31^\circ\text{C}$ ,  $t_r=90$  (б) и охлаждающей воды  $t_{o,b}$  при  $t_r=90$ ,  $t_x=7^\circ\text{C}$  (в)

Как видно из графиков, расхождения экспериментальных данных с расчетными данными, полученными по программе, не превышают 10%, что свидетельствует об адекватности математической модели АБХМ и программы.

Значения расчетных и экспериментальных тепловых коэффициентов АБХМ в существующей системе утилизации приведены на рис. 3.12.

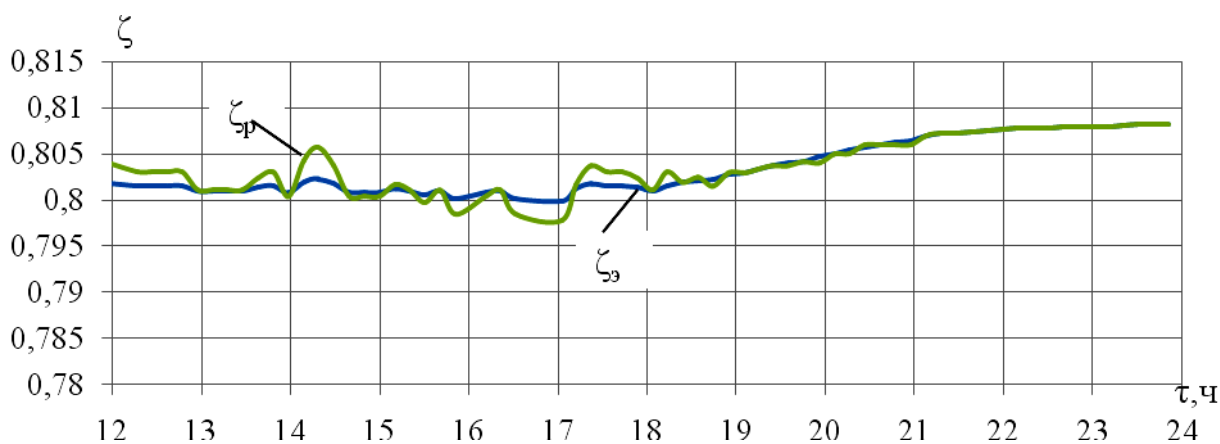


Рис. 3.12. Значения расчетного  $\zeta_p$  и экспериментального  $\zeta_3$  теплового коэффициент АБХМ фирмы Century марки AR-D500L2 в течение  $\tau = 12^{00} - 24^{00}$  (28.07.2011) по данным мониторинга

Текущие значения расчетных  $Q_{0p}$  и экспериментально полученных  $Q_{0э}$  величин холодопроизводительности АБХМ существующей системы утилизации представлены на рис 3.13.

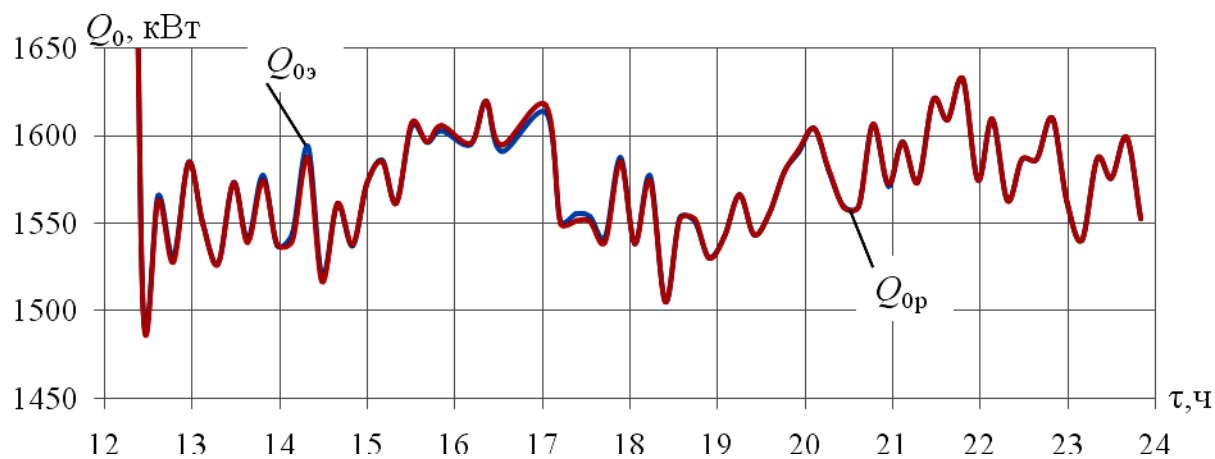


Рис. 3.13. Значения расчетной  $Q_{0p}$  и экспериментально полученной  $Q_{0э}$  холодопроизводительности АБХМ фирмы Century марки AR-D500L2 в течение  $\tau = 12^{00} - 24^{00}$  (28.07.2011) по данным мониторинга

### 3.6. Основные результаты и выводы по разделу 3

1. Приведена методика расчета погрешностей определения тепловых потоков теплоносителя, холодопроизводительности АБХМ и тепловых коэффициентов АБХМ и всей системы утилизации сбросного тепла.

2. Получены значения погрешностей измерения параметров и показателей эффективности трансформации теплоты, отводимой от ГПД, в АБХМ (холодопроизводительности, тепловых коэффициентов АБХМ и всей системы утилизации) пилотной УАЭТХ, а также систематические относительные погрешности и вероятностные, рассчитанные с вероятностью 0,9 и 0,68 соответственно.

3. Приведены основные положения математической модели АБХМ и системы утилизации. Представлены основные уравнения, используемые в программе расчета характеристик АБХМ.

4. Приведены в графическом виде результаты мониторинга температур на выходе из когенерационного двигателя, входе в АБХМ, а также перед и после теплообменника сброса избыточного тепла в системе утилизации.

5. Результаты сравнения экспериментальных значений параметров с учетом погрешности измерений с теоретическими (рассчитанными по разработанной математической модели и программе расчета) показали их удовлетворительное согласование и, следовательно, подтвердили адекватность математической модели.

Основные результаты работ по разделу 3 приведены в [81–83,89,92,97]



## РАЗДЕЛ 4

### ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ УТИЛИЗАЦИИ СБРОСНОЙ ТЕПЛОТЫ КОГЕНЕРАЦИОННОГО ГПД

#### 4.1. Анализ эффективности существующей системы трансформации сбросной теплоты когенерационного ГПД в АБХМ

На рис. 4.1 представлена схема существующей системы трансформации сбросной теплоты когенерационного модуля ГПД JMS 420 GS в АБХМ [11,33].

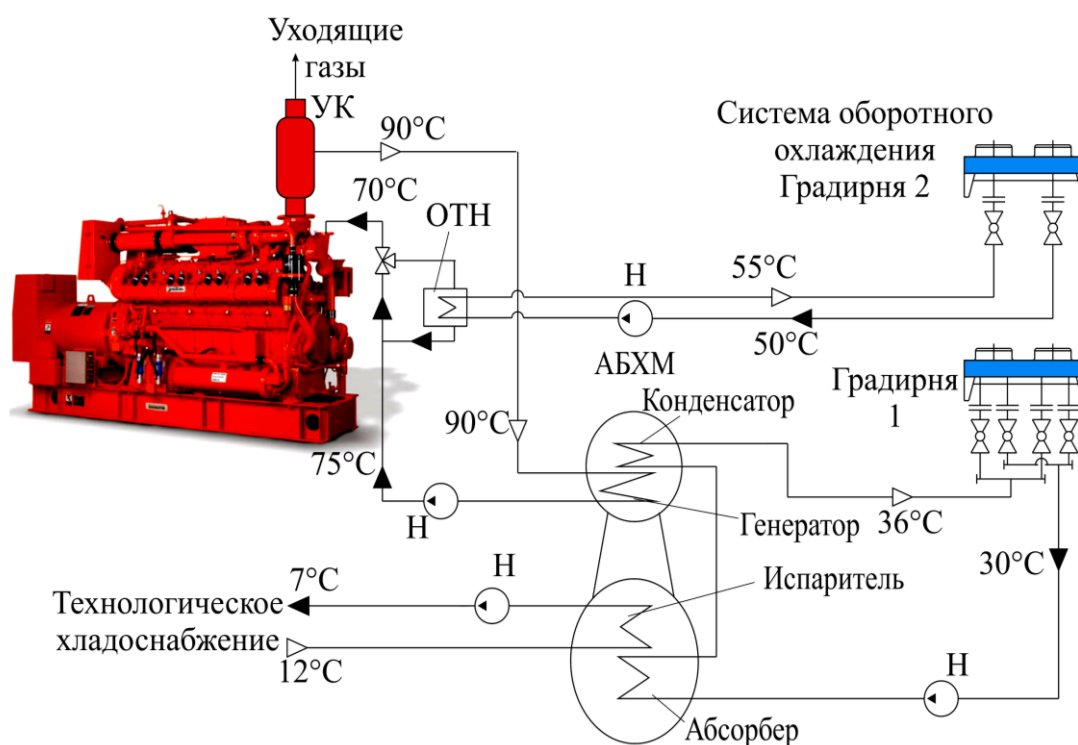


Рис. 4.1. Схема существующей системы трансформации сбросной теплоты когенерационного модуля ГПД JMS 420 GS в АБХМ: УК – утилизационный котел; ОТН – охладитель обратного теплоносителя; Н – насос; градирня 2 – аварийного сброса тепла

Результаты обработки данных мониторинга по температурам теплоносителя представлены ниже в графическом виде на рис. 4.2.

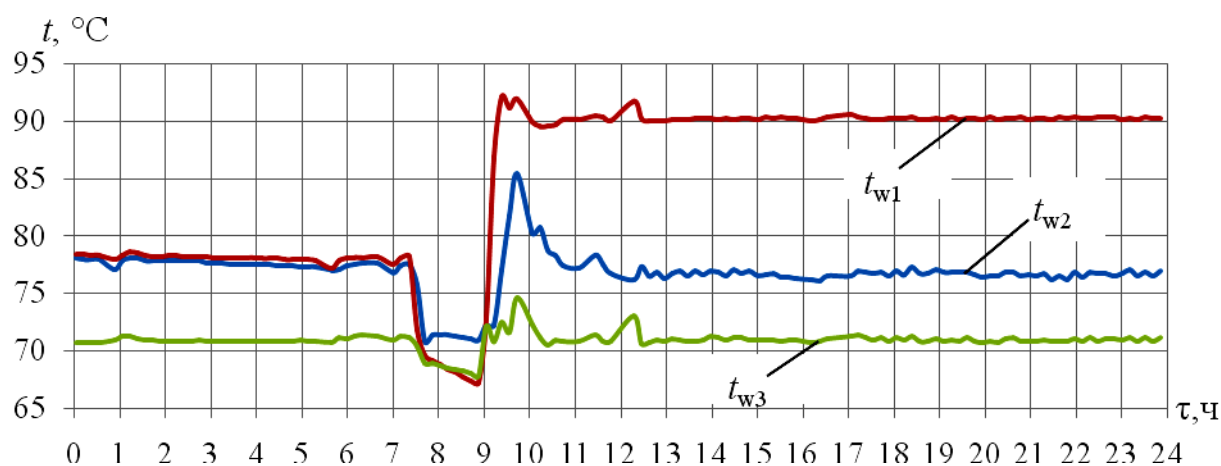


Рис. 4.2. Температуры горячей воды  $t_{w1}$  на входе АБХМ, обратной воды после АБХМ  $t_{w2}$  и охлажденной обратной воды на входе в ГД  $t_{w3}$

На рис. 4.3 представлены графики текущих значений разности температур горячего теплоносителя (горячей воды) на входе и выходе из АБХМ, характеризующие теплоту, использованную для получения холода, и температур обратного теплоносителя после АБХМ на входе и выходе из ОТН, охлажденного в ОТН из-за ограничения по температуре на входе в ГПД  $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ , накладываемого фирмами-производителями газовых двигателей.

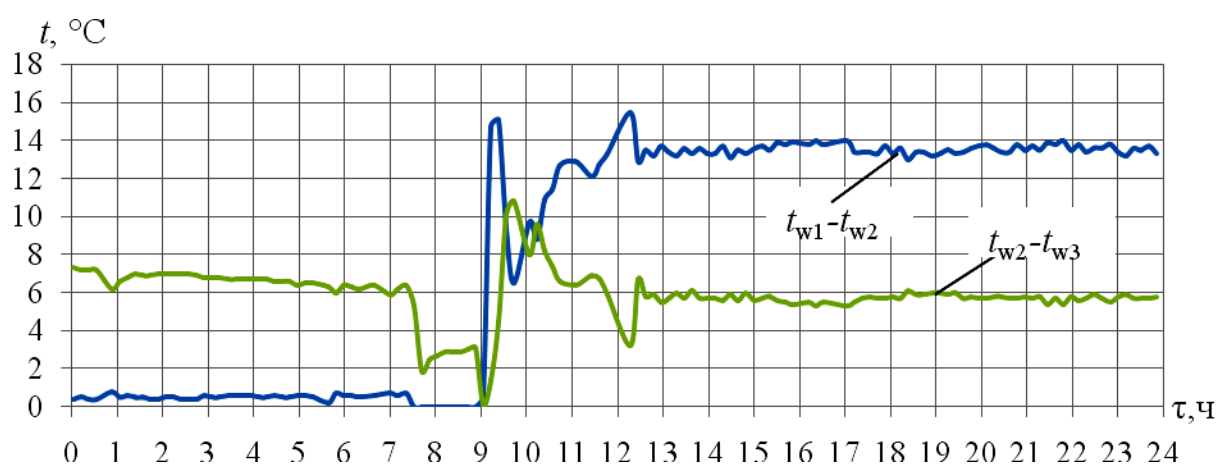


Рис. 4.3. Разности температур горячей и охлажденной в АБХМ воды  $t_{w1} - t_{w2}$  и обратной воды в охладителе ОТН  $t_{w2} - t_{w3}$

Из графиков на рис. 4.3 видно, что только часть теплоты, отводимая от двигателя и характеризуемая разностью температур  $t_{w1} - t_{w2} = 14...15^{\circ}\text{C}$ ,

используется в АБХМ, тогда как вся располагаемая теплота определяется разностью температур  $t_{w1} - t_{w3} = 20^\circ\text{C}$ .

Помимо мониторинга параметров системы утилизации тепла ГД в АБХМ проводился также мониторинг текущих параметров наружного воздуха (температуры  $t_n$  и относительной влажности  $\varphi_n$ ), результаты которого представлены на рис. 4.4 и 4.5 соответственно.

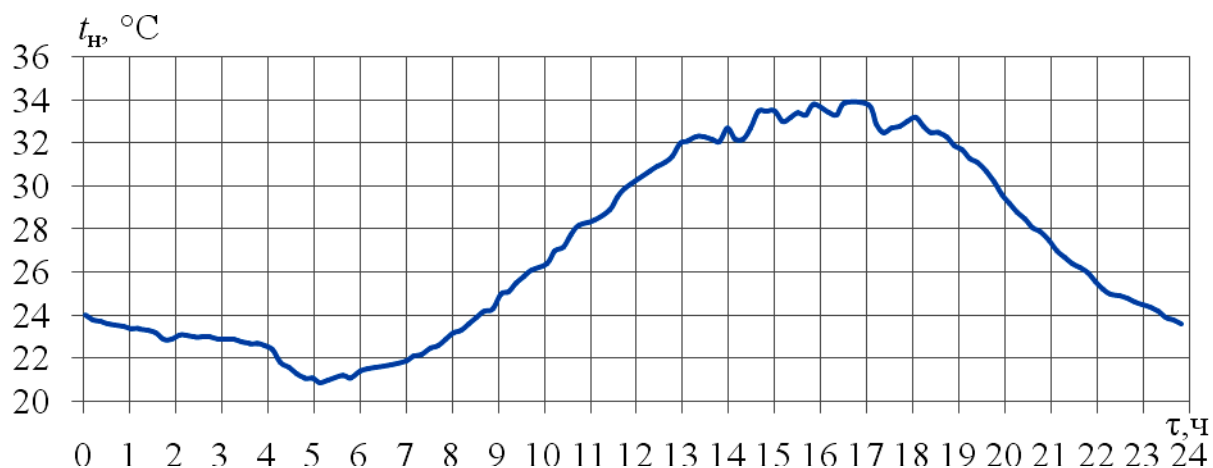


Рис. 4.4. Текущие значения температуры наружного воздуха  $t_n$

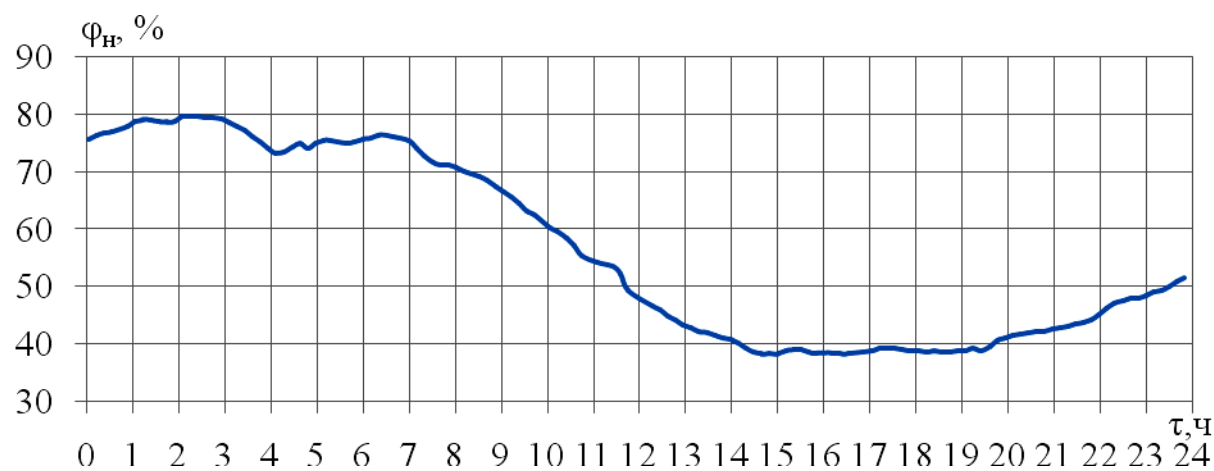


Рис. 4.5. Текущие значения относительной влажности наружного воздуха  $\varphi_n$

По результатам мониторинга системы трансформации сбросной теплоты газового двигателя марки JMS 420 GS-N.LC GE фирмы Jenbacher в абсорбционной холодильной машине марки AR-D500L2 фирмы Century, которые представлены выше на рис. 4.2 и 4.3, были рассчитаны тепловые потоки в системе трансформации теплоты в холод, приведенные на рис. 4.6.

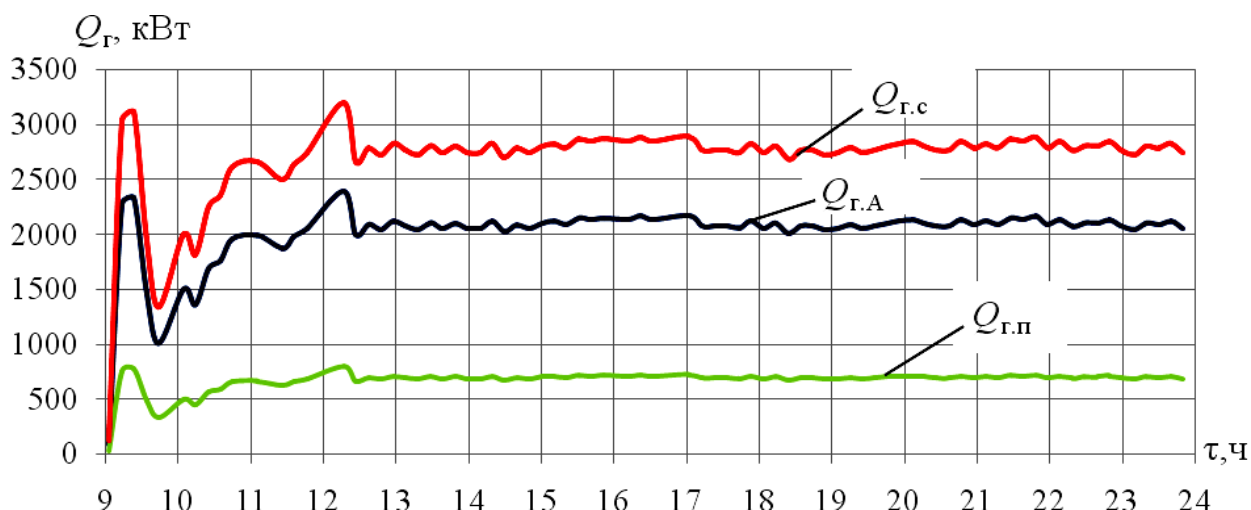


Рис. 4.6. Значения общего количества теплоты  $Q_{r.c}$  горячего теплоносителя, отведенной от двух ГД, теплоты, трансформированной в АБХМ в холод,  $Q_{r.A}$ , и потерь теплоты  $Q_{r.п}$  в течение  $\tau = 9^{00} - 24^{00}$  (28.07.2011) для базового варианта по данным мониторинга ( $\tau = 0^{00} - 9^{00}$  – АБХМ отключена)

Как видно из графиков на рис. 4.6, общее количество получаемой от двигателя теплоты в виде горячей воды с температурой  $t_r = 90^\circ\text{C}$  составляет  $Q_{r.c} \approx 2800$  кВт, из которой в АБХМ используется только часть,  $Q_{r.A} \approx 2000$  кВт. В то же время из-за ограничения, накладываемого фирмой-производителем ГД по температуре теплоносителя на входе ГД, равной  $70^\circ\text{C}$ , в теплообменнике ОТН и градирне аварийного сброса от него отводится избыток теплоты  $Q_{r.п} \approx 800$  кВт. То есть потери теплоты  $Q_{r.п} / Q_{r.c}$  составляют почти 30% от общего ее количества  $Q_{r.c}$ .

В результате обработки данных мониторинга по параметрам окружающей среды: температуре  $t_n$  и влажности  $\varphi_n$  (рис. 4.4 и 4.5), были рассчитаны текущие значения температуры мокрого термометра  $t_m$  и охлаждающей воды  $t_{o.в.}$ , поступающей из градирни мокрого типа в АБХМ, график текущих значений которой представлен на рис. 4.7.

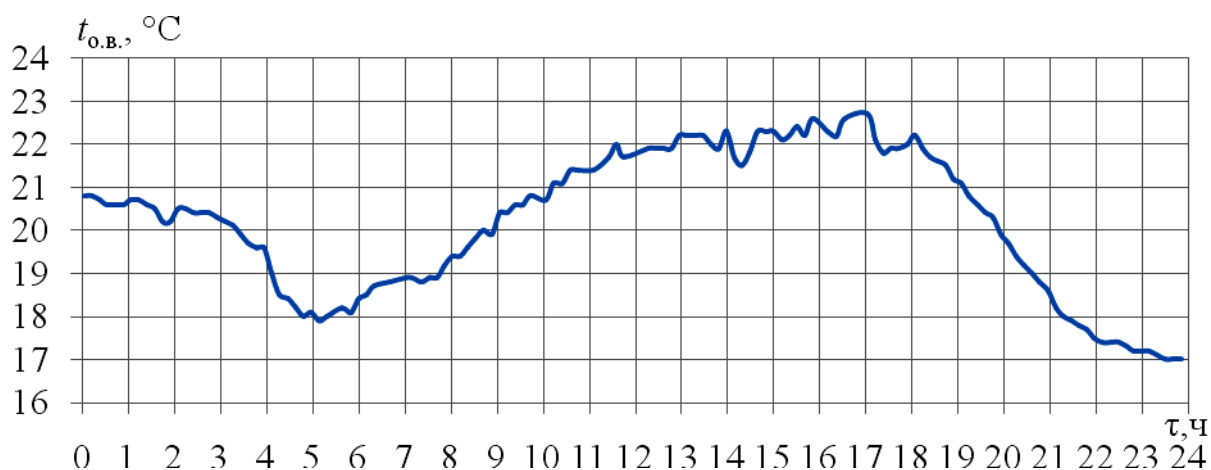


Рис. 4.7. Значения температуры охлаждающей воды  $t_{o.v.}$ , поступающей из градирни мокрого типа в АБХМ в течение суток (28.07.2011) для базового варианта по данным мониторинга

С учетом температуры горячего теплоносителя  $t_{w1}$  (рис. 4.3) и температуры конденсации  $t_k$  водяных паров в АБХМ, которая определяется исходя из значений температуры охлаждающей конденсатор и генератор АБХМ воды  $t_{o.v.}$  как  $t_k = t_{o.v.} + 3$  °С, были рассчитаны значения теплового коэффициента АБХМ AR-D500L2 фирмы Century  $\zeta_{ABXM}$  и всей системы утилизации  $\zeta_{СУ6}$  для базового варианта, представленные на рис. 4.8.

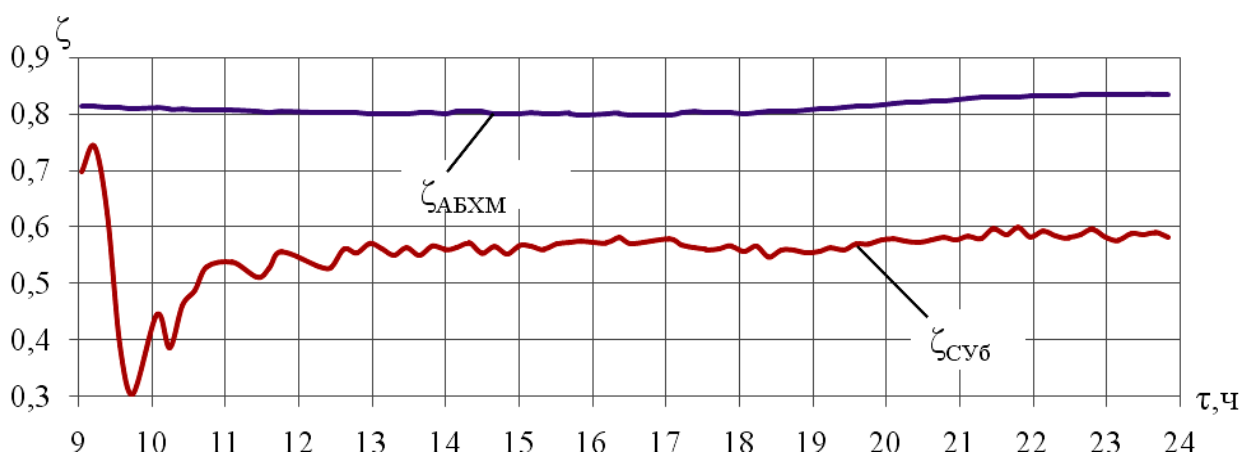


Рис. 4.8. Значения теплового коэффициента АБХМ AR-D500L2 фирмы Century  $\zeta_{ABXM}$  и всей системы утилизации  $\zeta_{СУ6}$  для базового варианта в течение  $\tau = 9^{00} - 24^{00}$  (28.07.2011) по данным мониторинга ( $\tau = 0^{00} - 9^{00}$  – АБХМ отключена)

Также по результатам мониторинга были рассчитаны значения холодопроизводительности АБХМ  $Q_{0.А}$  и потенциально возможное количество холода  $Q_{0.п}$ , которое можно получить при утилизации в АБХМ сбросного тепла  $Q_{г.п}$  (рис. 4.6) существующей системы утилизации, приведенные на рис. 4.9.

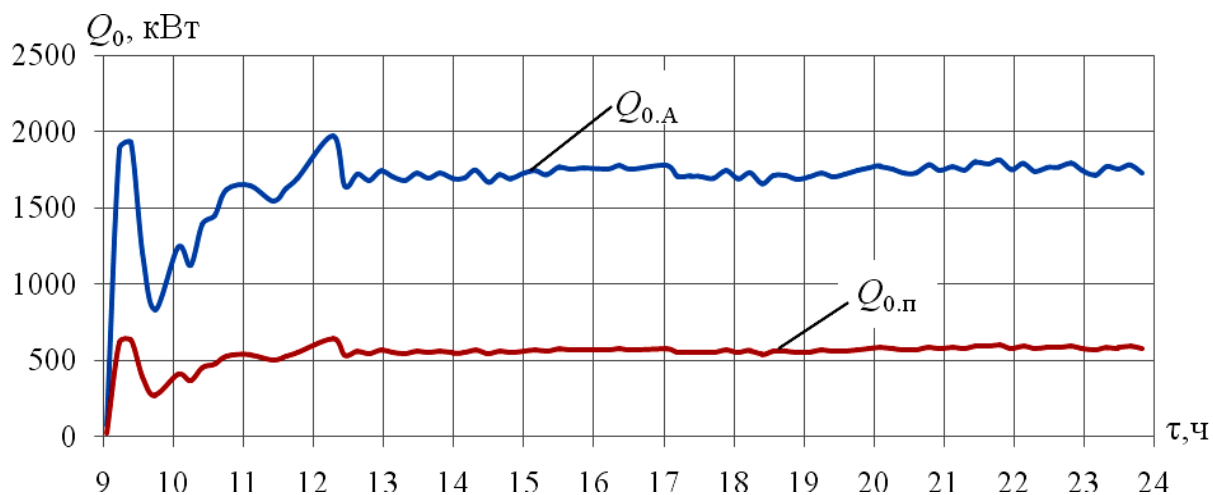


Рис. 4.9. Значения холодопроизводительности  $Q_{0.А}$  системы утилизации базового варианта, а также потенциально возможное количество холода  $Q_{0.п}$ , которое можно получить при утилизации сбросного тепла  $Q_{г.п}$  ( $\tau = 0^{00} - 9^{00}$  – АБХМ отключена)

Как видно из графиков холодопроизводительности на рис. 4.9, если трансформировать в АБХМ (с  $\zeta_{АБХМ} \approx 0,7$ ) в холод избыточное тепло  $Q_{г.п}$  (рис. 4.6), которое сбрасывается в атмосферу градирней аварийного сброса, то можно увеличить холодопроизводительность установки с 1600 кВт до 2100 кВт.

#### 4.2. Двухпоточная система утилизации сбросной теплоты ГПД с общим потоком теплоносителя от утилизационного котла

Принципиальная схема усовершенствованной системы одноступенчатой (в одной АБХМ) трансформации сбросной теплоты когенерационного модуля ГПД JMS 420 GS с подводом к ГПД обратного теплоносителя двумя потоками с разными температурами 70 и 75 °С представлена на рис. 4.10.

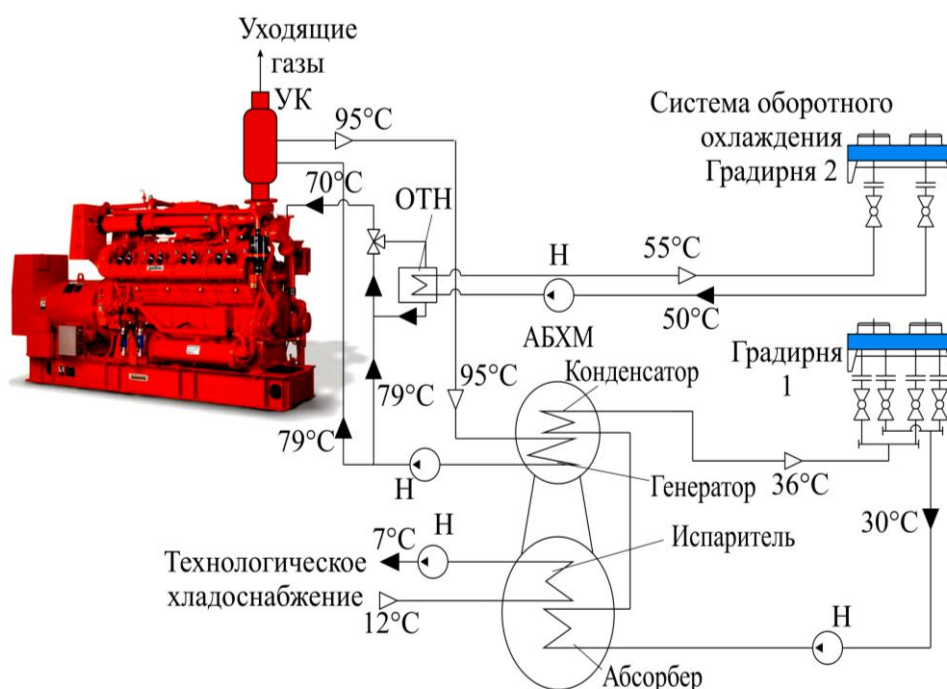


Рис. 4.10. Схема усовершенствованной системы одноступенчатой (в одной АБХМ) трансформации сбросной теплоты когенерационного модуля ГПД JMS 420 GS с подводом к ГПД обратного теплоносителя двумя потоками с разными температурами:

УК – утилизационный котел; ОТН – охладитель обратного теплоносителя; Н – насос; градирня 2 – аварийного сброса тепла

Принцип возврата теплоносителя двумя потоками с разной температурой состоит в том, что теплоноситель после существующей АБХМ разделяют на два потока, один из которых направляют в охладитель обратного теплоносителя (ОТН), где от него отводят теплоту в контур градирни аварийного сброса и сбрасывают в атмосферу, после чего охлажденный теплоноситель подают на охлаждение узлов ГПД, как и в существующем варианте, второй же поток

неохлажденного обратного теплоносителя направляют в обход ветки аварийного сброса, а также теплообменников охлаждения масла, рубашки ГПД, охладителя надувочного воздуха и подают непосредственно в утилизационный водогрейный котел УК.

Значения общего (суммарного) количества теплоты горячего теплоносителя, выходящего из базового  $Q_{г.с(90)}$  и модифицированного двухпоточного  $Q_{г.с(95)}$  когенерационных модулей ГПД с температурой соответственно  $t_{г.вых} = 90$  и  $95$  °С, и возвращающегося в базовый модуль одним потоком при температуре  $t_{г.вх} = 70$  °С, а в модифицированный – двумя потоками: 60 % общего расхода теплоносителя подают на вход когенерационного модуля ГПД при  $t_{г.вх} = 70$  °С, а 40 % общего расхода теплоносителя подают прямо в УК при температуре  $t_{г.вхУК} = 79$  °С; теплоты, трансформированной в холод в АБХМ базового  $Q_{г.А(90)}$  и модифицированного двухпоточного  $Q_{г.А(95)}$  когенерационных модулей ГПД, а также теплоты горячего теплоносителя, что сбрасывается градирней аварийного сброса  $Q_{гп(90)}$  и  $Q_{гп(95)}$  в обоих вариантах, представлены на рис. 4.11.

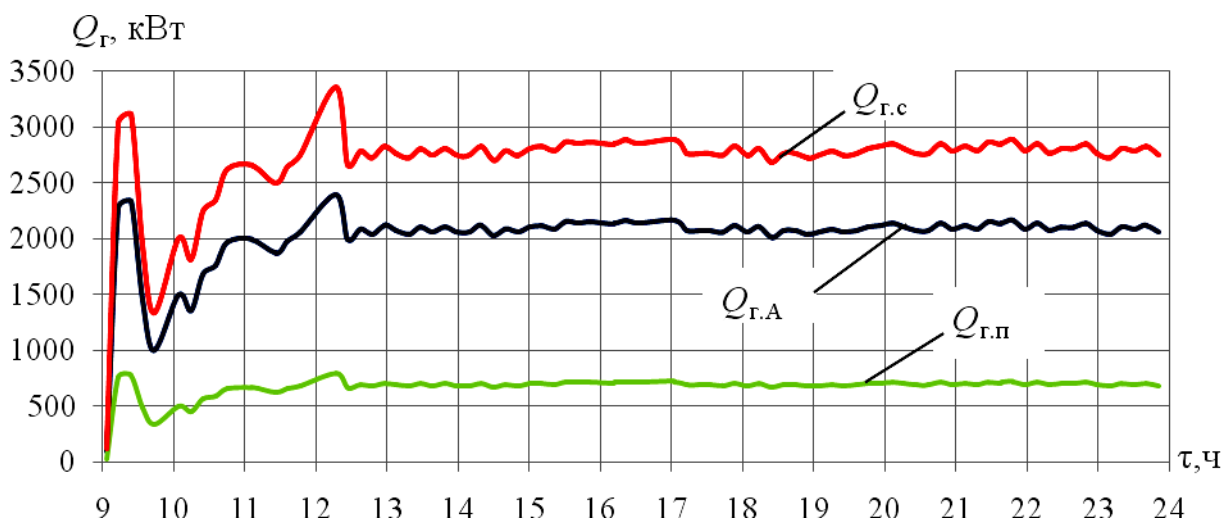
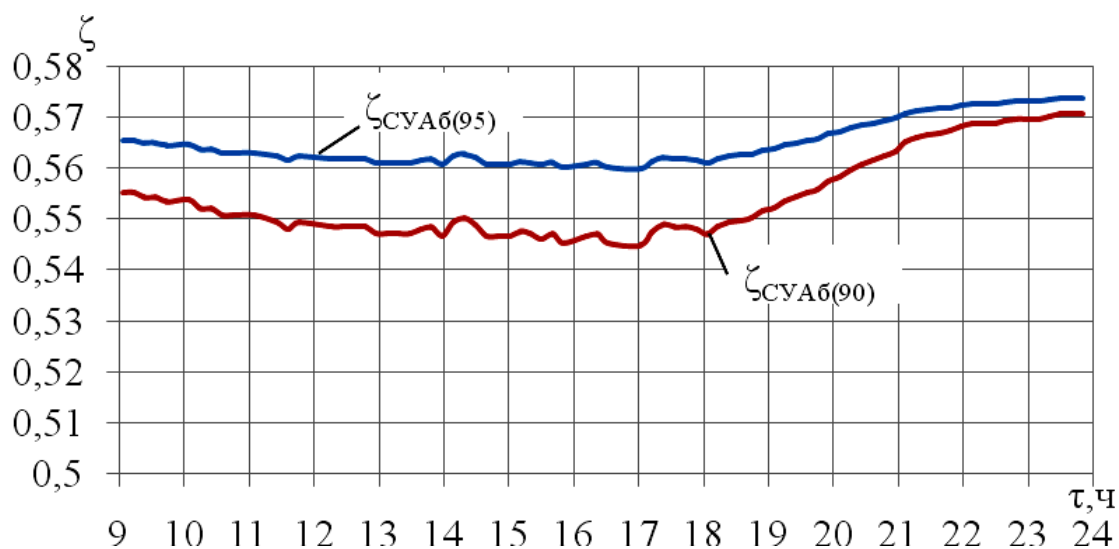


Рис. 4.11. Значения общего (суммарного) количества теплоты горячего теплоносителя  $Q_{г.с}$  когенерационного модуля ГПД, теплоты, трансформированной в холод в АБХМ  $Q_{г.А}$ , и теплоты горячего теплоносителя  $Q_{г.п}$ , что сбрасывается в атмосферу градирней при  $t_{г.вых} = 95$  °С ( $t_{г.вхУК} = 79$  °С)



При повышении температуры горячего теплоносителя  $t_{г.вых}$  на выходе из модифицированного когенерационного модуля ГПД до  $t_{г.вых} = 95$  °С в сравнении с базовой  $t_{г.вых} = 90$  °С количество теплоты, трансформированной в холод в АБХМ, не растет:  $Q_{г.А(95)} = Q_{г.А(90)}$ , так же, как и количество сбросной теплоты не уменьшается:  $Q_{г.п(95)} = Q_{г.п(90)}$ , поскольку часть обратного теплоносителя (30% общего расхода) подают прямо в УК, а остальная часть теплоносителя (70% общего расхода), от которой отводят тепло в атмосферу градирней, имеет большую температуру  $t_{г.п} = 79$  °С, нежели в базовом варианте  $t_{г.п} = 75$  °С. Но повышение температуры теплоносителя на входе в АБХМ ведет к росту теплового коэффициента АБХМ.

Значения тепловых коэффициентов базовой системы утилизации сбросного тепла  $\zeta_{СУАб(90)}$  и модифицированной двухпоточной системы  $\zeta_{СУАб(95)}$  когенерационных модулей ГПД, а также тепловых коэффициентов АБХМ в базовой системе утилизации сбросного тепла  $\zeta_{АБХМ(90)}$  и в модифицированной двухпоточной системе  $\zeta_{АБХМ(95)}$  когенерационных модулей ГПД приведены на рис. 4.12.



*a*

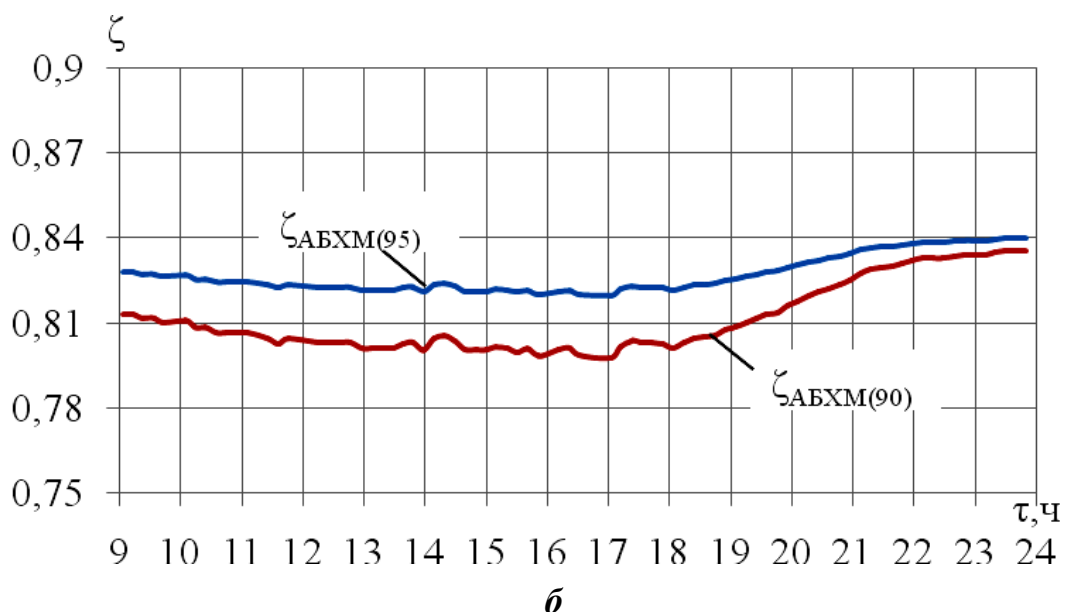


Рис. 4.12. Значения тепловых коэффициентов базовой системы утилизации сбросного тепла  $\zeta_{\text{СУА6}(90)}$  и модифицированной двухпоточной системы  $\zeta_{\text{СУА6}(95)}$  когенерационных модулей ГПД (а), а также АБХМ обоих вариантов  $\zeta_{\text{АБХМ}(90)}$  и  $\zeta_{\text{АБХМ}(95)}$  (б):  $\zeta_{\text{АБХМ}(90)}$  — при  $t_{\text{Г.ВЫХ}} = 90^\circ\text{C}$  ( $t_{\text{Г.ВХ}} = 70^\circ\text{C}$ );  $\zeta_{\text{АБХМ}(95)}$  — при  $t_{\text{Г.ВЫХ}} = 95^\circ\text{C}$  ( $t_{\text{Г.ВХУК}} = 79^\circ\text{C}$ )

При двухпоточной когенерационной системе (рис. 4.10) часть обратного теплоносителя (30% общего расхода) поступает непосредственно в УК ГПД с температурой  $t_{\text{Г.ВХУК}} = 79^\circ\text{C}$ , а температура суммарного потока на выходе из УК ГПД  $t_{\text{Г.ВЫХ}} = 95^\circ\text{C}$ .

Как видно, во время высоких температур окружающего воздуха ( $\tau = 14^{00} - 16^{00}$ ) на входе градиент охлаждения конденсаторов АБХМ и, соответственно, при наиболее низких тепловых коэффициентах АБХМ модификация существующего когенерационного модуля ГПД по схеме на рис. 4.1 (подача части обратного теплоносителя с повышенной температурой  $t_{\text{Г.ВХУК}} = 79^\circ\text{C}$  непосредственно в УК и соответственно температурой нагретого теплоносителя на выходе ГПД  $t_{\text{Г.ВЫХ}} = 95^\circ\text{C}$ ) обеспечивает рост  $\zeta_{\text{СУА6}(95)}$  в сравнении с  $\zeta_{\text{СУА6}(90)}$  на 15...20%. Повышение  $\zeta_{\text{СУА6}(95)}$  в сравнении с  $\zeta_{\text{СУА6}(90)}$  имеет место благодаря росту температуры теплоносителя на входе в АБХМ.

Значения холодопроизводительности одноступенчатой системы утилизации сбросного тепла базового  $Q_{0(90)}$  (существующий вариант) и модифицированного двухпоточного  $Q_{0(95)}$  когенерационных модулей ГПД приведены на рис. 4.13.

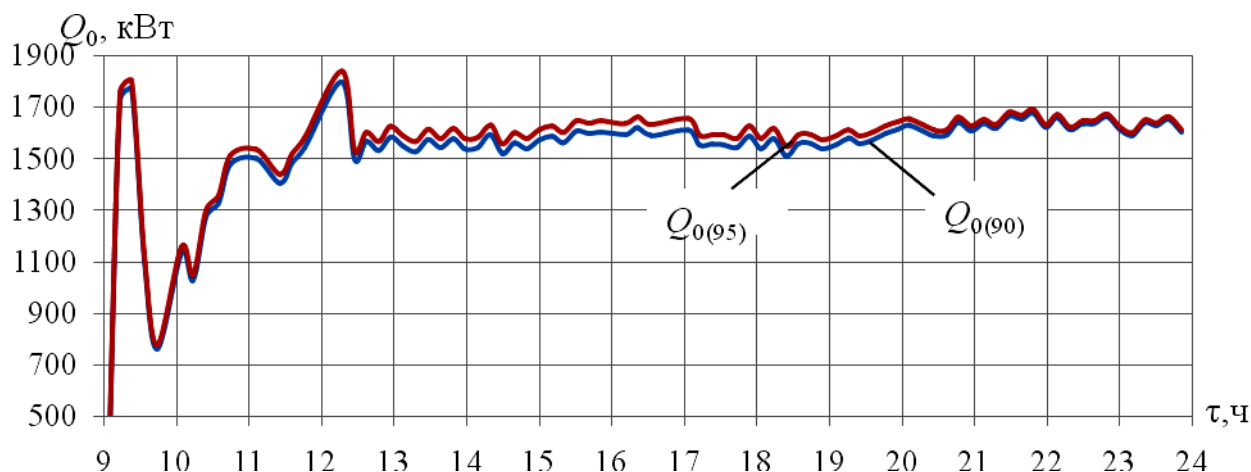


Рис. 4.13. Значения холодопроизводительности одноступенчатой системы утилизации сбросного тепла базового  $Q_{0(90)}$  и модифицированного двухпоточного  $Q_{0(95)}$  когенерационных модулей ГПД:  $Q_{0(90)}$  – при  $t_{г.в.ых} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $t_{г.вх} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$ );  $Q_{0(95)}$  – при  $t_{г.в.ых} = 95\text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $t_{г.вхУК} = 79\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

Как видно, благодаря усовершенствованию когенерационных систем ГПД путем подачи части обратного теплоносителя с повышенной температурой  $t_{г.вхУК}$  непосредственно в УК – в обход навешанных на ГПД теплообменников отвода теплоты от узлов охлаждения, для которых недопустимо превышение температурного уровня, соответственно с неизменным количеством теплоты, трансформированной в холод в АБХМ,  $Q_{г.а(95)} = Q_{г.а(90)}$ , и без сокращения потерь теплоты в атмосферу градирней отвода избыточного тепла, холодопроизводительность системы трансформации сбросной теплоты ГПД  $Q_0$  растет на 15...20 % за счет роста теплового коэффициента  $\zeta_{А(95)} > \zeta_{А(90)}$ .

Эффективность разработанной системы трансформации сбросной теплоты ГПД оценивали также тепловым КПД  $\eta_{г}$ , который рассчитывали как отношение части полезно использованной сбросной теплоты  $Q_{г.а}$ , трансформированной в холод, к общему количеству теплоты  $Q_{г.с}$  сгорания топлива в ГПД J 420 GS мощностью 1400 кВт с учетом теплотворной способности природного газа. Результаты расчетов показаны на рис. 4.14.

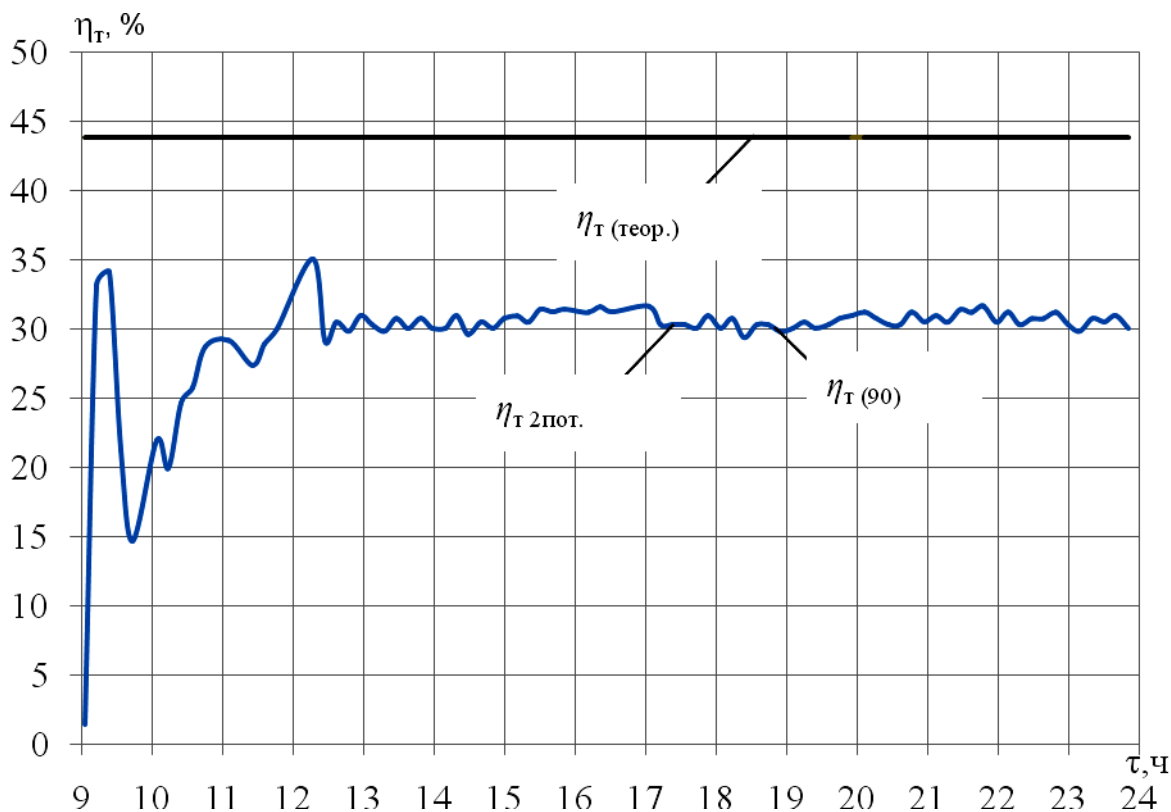


Рис. 4.14. Значения термических КПД системы утилизации сбросной теплоты базового варианта  $\eta_T(90)$ , модифицированного двухпоточного  $\eta_{T2\text{пот.}}$  и значение, заявленное фирмой-изготовителем двигателя Jenbacher JMS 420 GS-N.LC GE  $\eta_{T(\text{теор.})}$ :  $\eta_T(90)$  — при  $t_{\text{Г.ВЫХ}} = 90^\circ\text{C}$  ( $t_{\text{Г.ВХ}} = 70^\circ\text{C}$ );  $\eta_{T2\text{пот.}}$  — при  $t_{\text{Г.ВЫХ}} = 95^\circ\text{C}$  ( $t_{\text{Г.ВХУК}} = 79^\circ\text{C}$ )

Поскольку в данном варианте количество сбросной теплоты  $Q_{\text{Г.а}}$ , трансформированной в холод, не меняется и, собственно, не уменьшаются потери тепла  $Q_{\text{Г.п}}$  относительно базового варианта, то и термический КПД  $\eta_T$  остается неизменным по сравнению с базовым вариантом. Поэтому график термического КПД  $\eta_{T2\text{пот}}$  предложенного варианта системы трансформации сбросной теплоты ГПД совпадает с графиком для базового варианта  $\eta_T(90)$ . Также для сравнения был приведен график теоретического термического КПД  $\eta_{T(\text{теор.})}$ , представляющий собой линию с максимально возможным значением термического КПД, заявленного фирмой производителем для двигателя Jenbacher марки JMS 420 GS-N.LC GE [33].

#### 4.3. Двухпоточная система утилизации сбросной теплоты ГД с общим потоком теплоносителя из УК и двумя АБХМ

Для решения поставленной задачи было предложено использовать также двухпоточную систему утилизации сбросной теплоты ГД с двумя АБХМ, схема которой представлена на рис. 4.15.

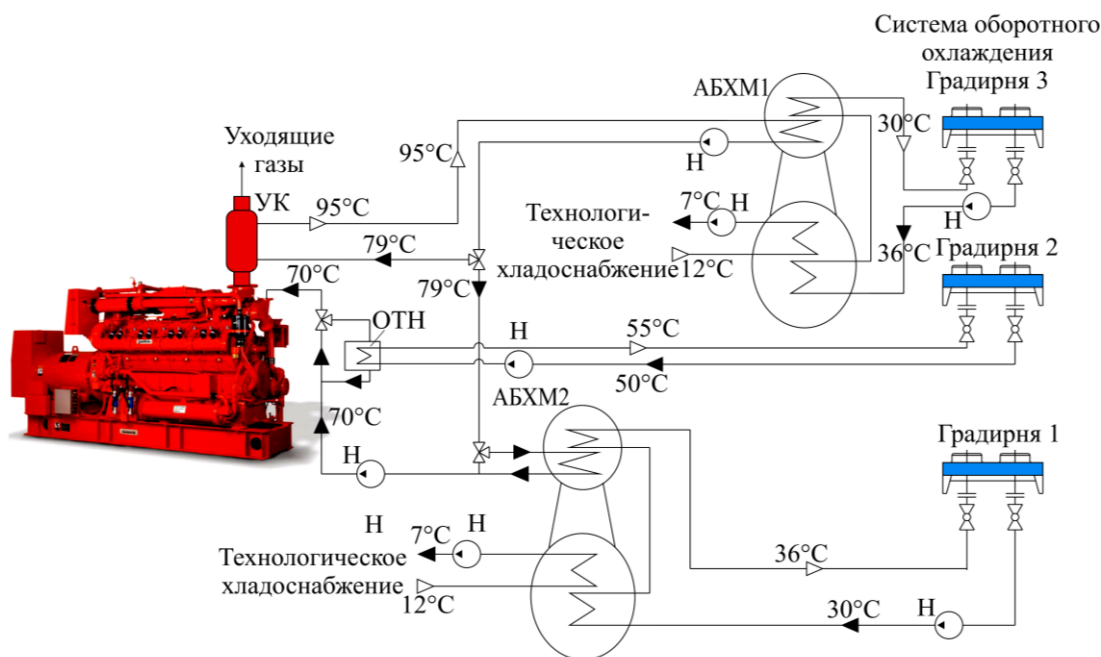


Рис. 4.15. Схема двухпоточной системы трансформации сбросного тепла смазочного масла, охлаждающей воды двигателя, наддувочной газовой смеси и выпускных газов ГД JMS 420 GS с двумя АБХМ: УК – утилизационный котел; ОТН – охладитель обратного теплоносителя; Н – насос; градирня 2 – аварийного сброса тепла

Данная система утилизации основана на двухпоточной подаче теплоносителя в ГД, что дает возможность получать на выходе из УК газового двигателя теплоноситель с температурой  $t_r = 95^\circ\text{C}$ , что на  $5^\circ\text{C}$  больше базового значения  $t_r = 90^\circ\text{C}$ . В результате этого температура на выходе после АБХМ также выше  $t_{r,А} = 79^\circ\text{C}$  вместо базовых  $75^\circ\text{C}$ . При этом тепловой коэффициент 2-й АБХМ также растет.

Значения количества теплоты  $Q_{Г.2АБ2пот}$  горячего теплоносителя, трансформированной в холод в предложенной двухпоточной системе утилизации с 2-мя АБХМ и в базовой системе утилизации, рассчитанные по данным мониторинга параметров тригенерационной установки ООО "Сандора", приведены на рис. 4.16.

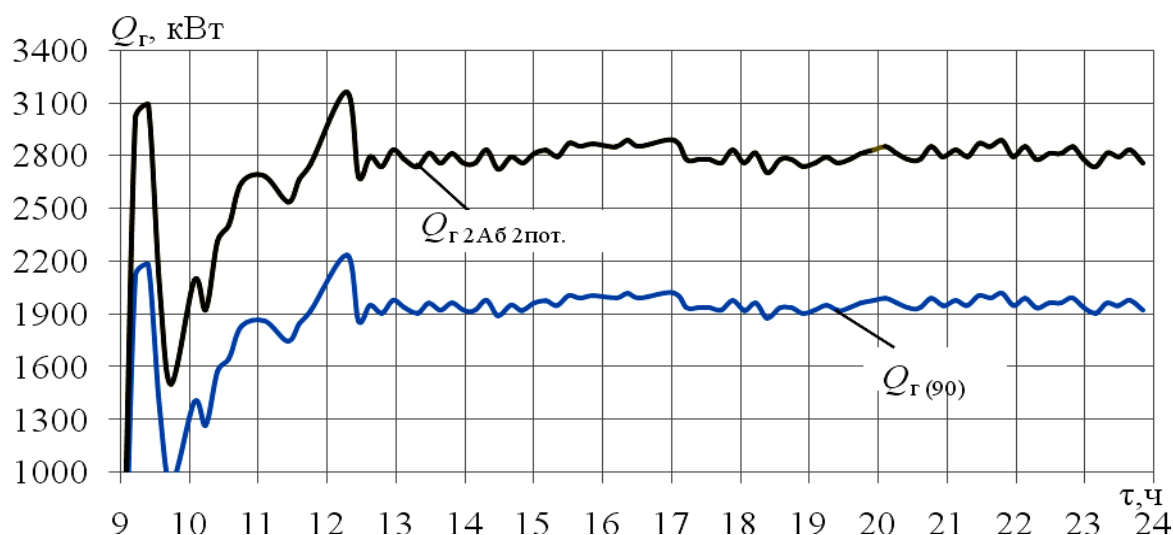


Рис. 4.16. Значения количества теплоты  $Q_{г.2Аб2пот.}$  горячего теплоносителя, трансформированной в холод в предложенной двухпоточной системе утилизации с двумя АБХМ и в базовой системе утилизации по данным мониторинга ( $\tau = 0^{00} - 9^{00}$  – АБХМ отключена)

Значения тепловых коэффициентов системы утилизации сбросной теплоты ГД базового варианта  $\zeta_{СУб}$ , а также двухпоточной с двумя АБХМ  $\zeta_{СУ(2Аб 2пот.)}$  в соответствии с изменением температуры охлаждающей воды  $t_{ов}$  конденсатора АБХМ на протяжении  $9^{00} - 24^{00}$  (28.07.2011) приведены на рис. 4.17.

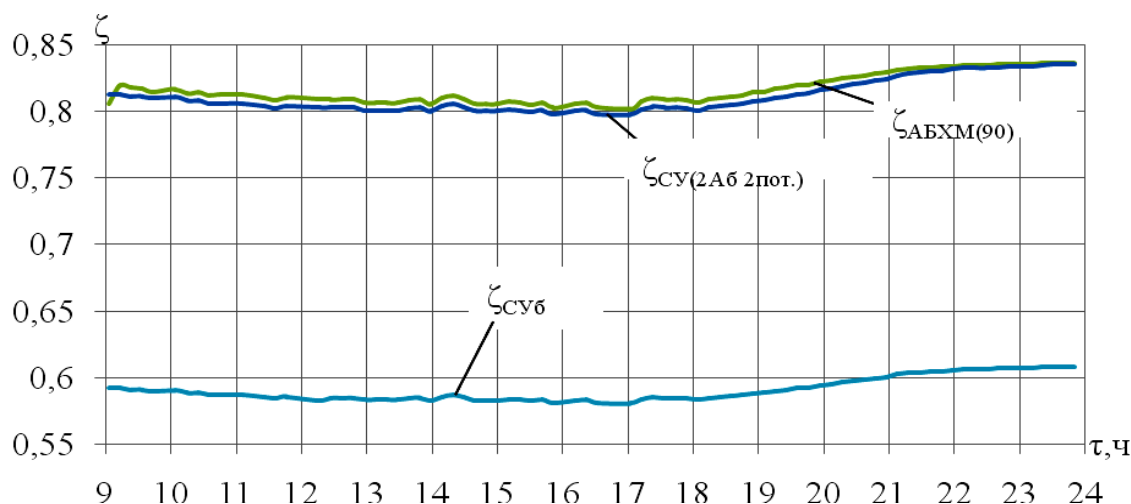


Рис. 4.17. Значения тепловых коэффициентов АБХМ  $\zeta_{АБХМ(90)}$  и системы утилизации сбросной теплоты ГД базового варианта  $\zeta_{СУб}$ , а также варианта с двухпоточной подачей теплоносителя  $\zeta_{СУ(2Аб 2пот.)}$  в течение  $9^{00} - 24^{00}$  (28.07.2011)

Как видно из рис. 4.17, тепловой коэффициент предложенной системы утилизации с двухпоточной подачей теплоносителя и двумя АБХМ  $\zeta_{СУ(2Аб 2пот.)}$

достигает номинальной величины – значения теплового коэффициента самой АБХМ  $\zeta_{\text{СУ6}}$ , то есть получают максимальный эффект от утилизации теплоты.

Количество холода, полученного для систем утилизации: базовой  $Q_{0(90)}$ , а также с двумя АБХМ и двухпоточной подачей теплоносителя  $Q_{0\ 2\text{Аб}\ 2\text{пот}}$ , показано на рис. 4.18.

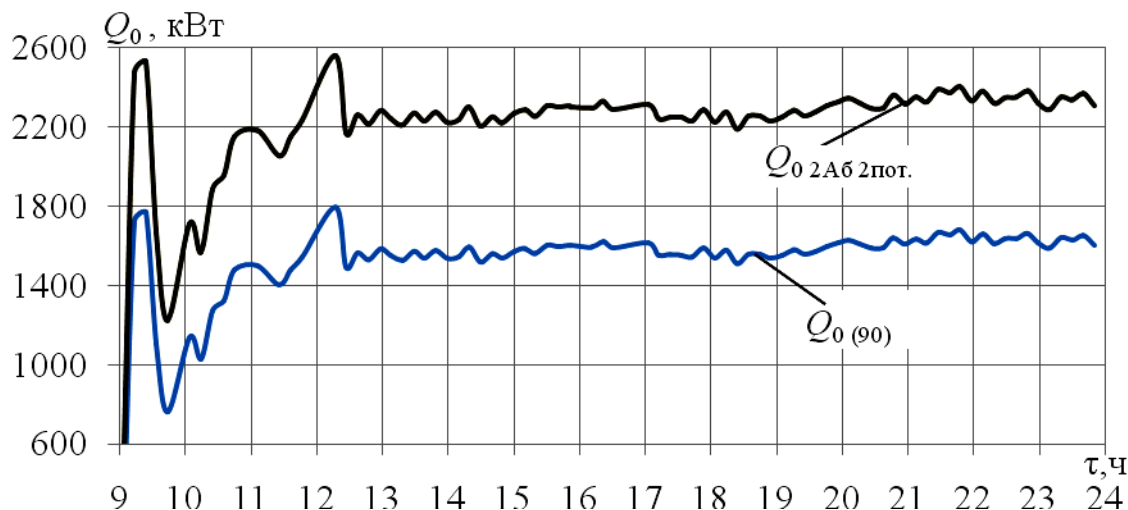


Рис. 4.18. Количество холода, полученного для систем утилизации: базовой  $Q_{0(90)}$  и с двумя АБХМ и двухпоточной подачей теплоносителя  $Q_{0\ 2\text{Аб}\ 2\text{пот}}$ .

Как видно, задействовав вторую АБХМ, а также используя двухпоточный вариант подачи теплоносителя в ГД, получают значительный прирост в холодопроизводительности.

Эффективность разработанной системы трансформации сбросной теплоты ГПД оценивали также тепловым КПД  $\eta_{\text{т}}$ , который рассчитывали как отношение части полезно использованной сбросной теплоты  $Q_{\text{г.а}}$ , трансформированной в холод, к общему количеству теплоты  $Q_{\text{г.с}}$  сгорания топлива в ГПД J 420 GS мощностью 1400 кВт с учетом теплотворной способности природного газа. Результаты расчетов показаны на рис. 4.19.

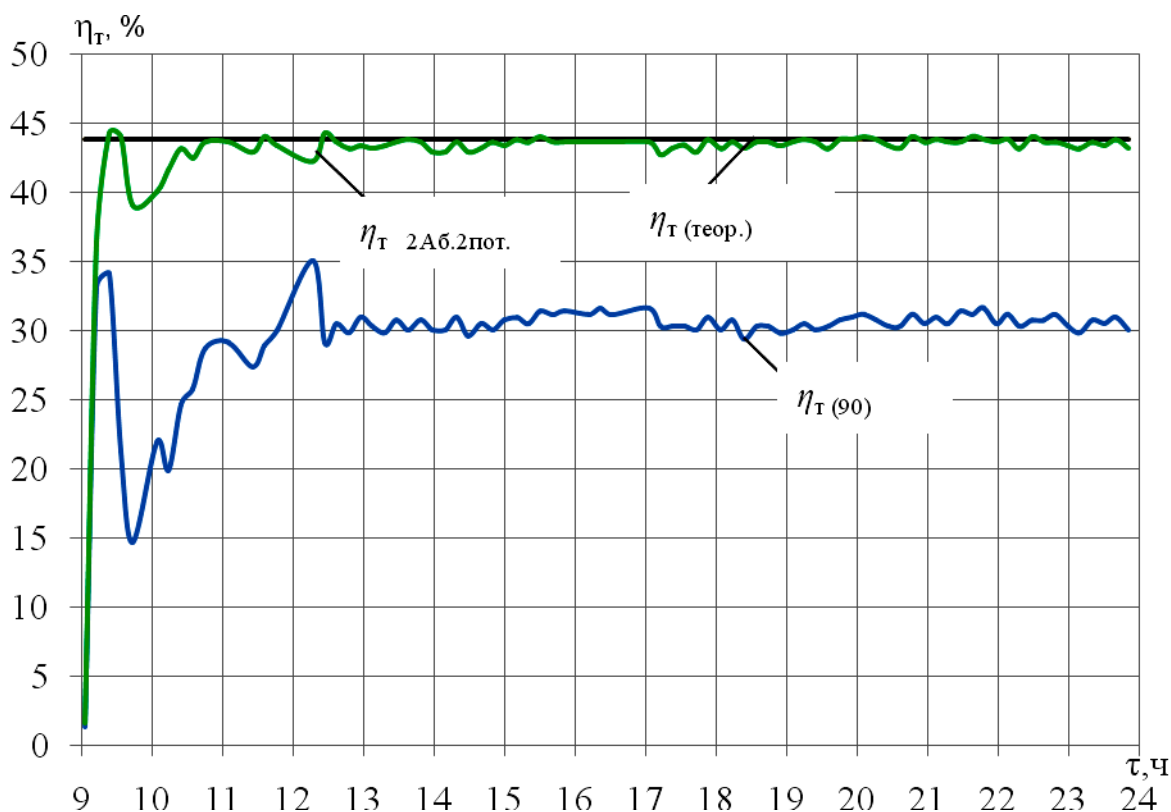


Рис. 4.19. Значения термических КПД системы утилизации сбросной теплоты базового варианта  $\eta_{T(90)}$  и модифицированной двухпоточной системы с двумя АБХМ  $\eta_{T2Аб.2пот.}$ , а также значение  $\eta_{T(теор.)}$ , заявленное фирмой-изготовителем двигателя Jenbacher JMS 420 GS-N.LC GE:  $\eta_{T(90)}$  — при  $t_{г.вих} = 90$  °С;  $\eta_{T2пот.}$  — при  $t_{г.1Аб} = 95$  °С ( $t_{г.2Аб} = 79$  °С)

В данном варианте количество сбросной теплоты, трансформированной в холод, близко к общему количеству теплоты, получаемому от ГПД, то есть в 1-й АБХМ в холод трансформируется то же количество тепла, что и в базовом варианте  $Q_{г.а}$ , а во 2-й АБХМ количество трансформируемого тепла близко к количеству потерь тепла в базовом варианте системы трансформации сбросного тепла в холод. Поэтому график термического КПД  $\eta_{T2пот}$  предложенного варианта системы трансформации сбросной теплоты ГПД проходит очень близко к графику теоретического термического КПД  $\eta_{T(теор.)}$ , представляющего собой максимально возможное значение термического КПД, заявленное фирмой производителем для двигателя Jenbacher марки JMS 420 GS-N.LC GE. Также для сравнения был добавлен график термического КПД базовой системы трансформации сбросного тепла в холод  $\eta_{T(90)}$ .



#### 4.4. Двухпоточная система утилизации сбросной теплоты ГПД с дополнительным рециркуляционным контуром

Также было предложено несколько другой вариант двухпоточной подачи теплоносителя с дополнительным рециркуляционным потоком подачи теплоносителя после АБХМ в УК (рис. 4.20) вместо разделения существующего потока, как в предыдущем варианте (разд.4.2).

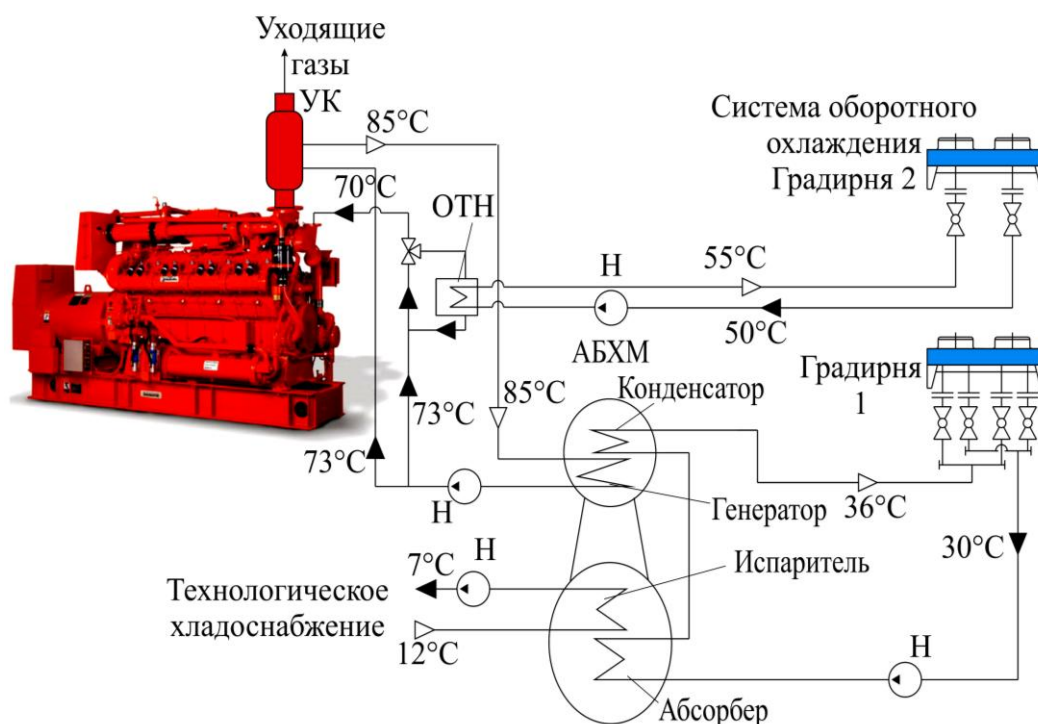


Рис. 4.20. Схема системы одноступенчатой трансформации сбросной теплоты усовершенствованного когенерационного модуля ГПД JMS 420 GS с подводом к ГПД обратного теплоносителя двумя потоками с разными температурами: УК – утилизационный котел; ОН – охладитель обратного теплоносителя; Н – насос; градирня 2 – аварийного сброса тепла

В результате расчетов были построены графики зависимости температур теплоносителя узлов охлаждения ГД от его расхода во втором потоке, что подается напрямую в УК. Расход дополнительного потока брали как часть базового расхода  $G$ , то есть  $Gx$ , где  $x$  – значение от 0 до 0,5, то есть общий расход теплоносителя составлял от  $G$  до  $1,5G$ .

Значения изменения температур теплоносителя в узловых точках ГД: на входе и выходе теплообменников-охладителей машинного масла и рубашки двигателя, 1-й ступени охладителя наддувочного воздуха двигателя, а также на выходе из УК приведены на рис. 4.21.

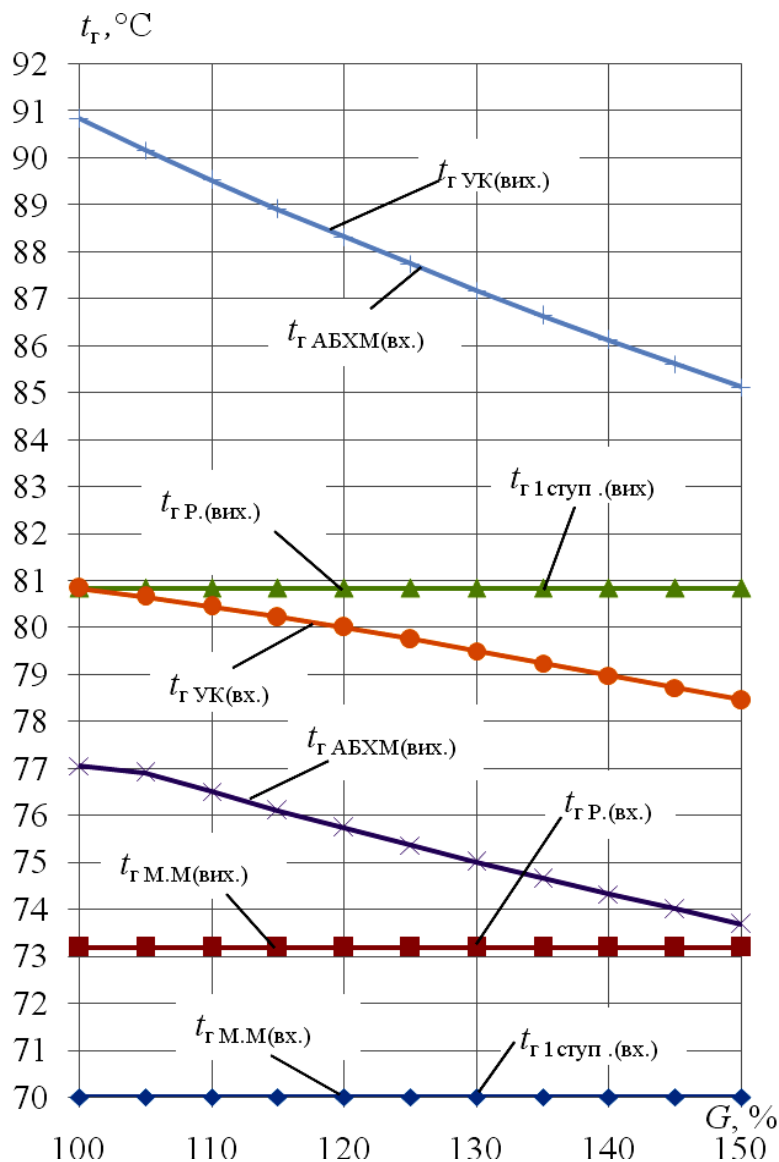


Рис. 4.21. Значения температур теплоносителя:  $t_{\Gamma \text{ М.М(вх.)}}$ ,  $t_{\Gamma \text{ М.М(вих.)}}$  – на входе и выходе охладителя машинного масла ГД;  $t_{\Gamma \text{ 1 ступ. (вх.)}}$ ,  $t_{\Gamma \text{ 1 ступ. (вих.)}}$  – на входе и выходе 1-й ступени охладителя наддувочного воздуха;  $t_{\Gamma \text{ Р.(вх.)}}$ ,  $t_{\Gamma \text{ Р.(вих.)}}$  – на входе и выходе охладителя рубашки ГД;  $t_{\Gamma \text{ УК(вх.)}}$ ,  $t_{\Gamma \text{ УК(вих.)}}$  – на входе и выходе УК ГД; на входе,  $t_{\Gamma \text{ АБХМ(вх.)}}$ , и выходе,  $t_{\Gamma \text{ АБХМ(вих.)}}$ , из АБХМ для двухпоточной системы утилизации с дополнительным расходом во втором потоке

Как видно из рис. 4.21, использование дополнительного расхода теплоносителя во втором потоке приводит, с одной стороны, к снижению

температуры теплоносителя на выходе из утилизационного котла,  $t_{Г\text{ УК(вих.)}}$ , что снижает эффективность самой АБХМ (тепловой коэффициент  $\zeta$ ), но с другой стороны, – к уменьшению также температуры на выходе из АБХМ,  $t_{Г\text{ АБХМ(вих.)}}$ , то есть к снижению количества сбросного тепла в сравнении с базовым вариантом утилизации.

Значения сокращения потерь теплоты  $Q_{п}$  в данной системе трансформации сбросной теплоты в зависимости от величины дополнительного расхода теплоносителя  $G$  во втором потоке (указано в процентах от его расхода в базовой системе) представлены на рис 4.22.

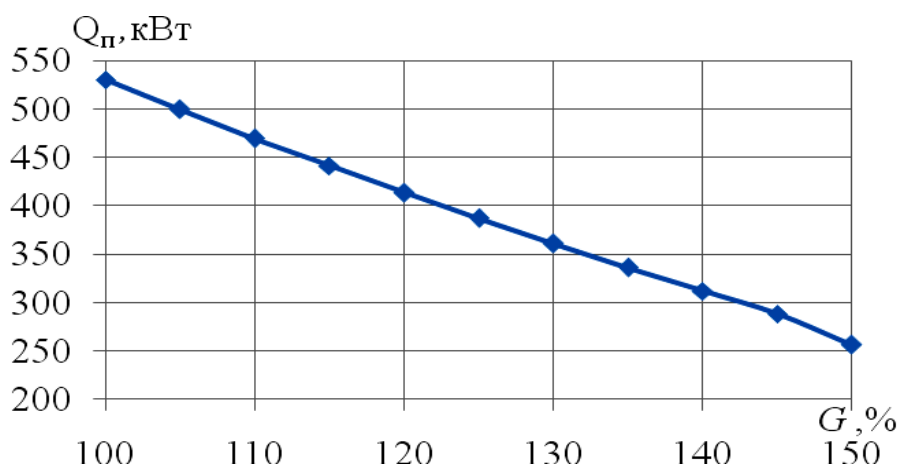


Рис. 4.22. Значения потерь теплоты  $Q_{п}$ , сбрасываемой в атмосферу, для двухпоточной системы утилизации в зависимости от дополнительного расхода теплоносителя  $G$  во втором потоке

Как видно, увеличение расхода теплоносителя  $G$  во втором потоке в полтора раза по сравнению с базовым расходом приводит к сокращению потерь теплоты  $Q_{п}$  на 50% по сравнению с базовым вариантом, то есть с 30% до 15% от общего количества полученной теплоты в системе.

Значения теплового коэффициента АБХМ  $\zeta$  для вышеприведенной системы трансформации сбросной теплоты в зависимости от дополнительного расхода теплоносителя  $G$  во втором потоке показаны на рис. 4.23.

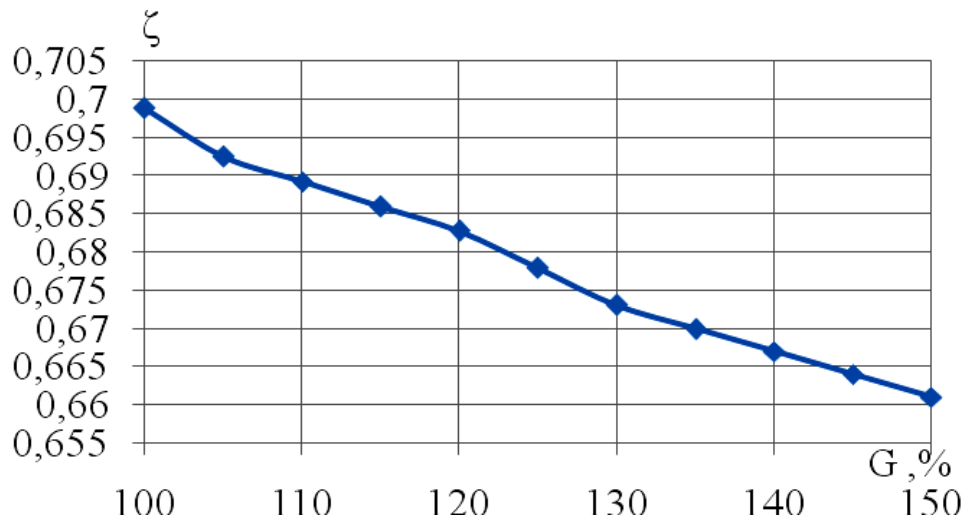


Рис. 4.23. Значения тепловых коэффициентов АБХМ  $\zeta$  в зависимости от дополнительного расхода теплоносителя  $G$  во втором потоке для двухпоточной системы утилизации

Как уже отмечалось выше, уменьшение температуры на входе в АБХМ приводит к снижению эффективности её работы, то есть уменьшению теплового коэффициента АБХМ  $\zeta$ . Из рис. 4.23 видно, что увеличение в полтора раза расхода теплоносителя  $G$  во втором потоке по сравнению с базовым расходом приводит к снижению теплового коэффициента АБХМ  $\zeta$  почти на 6%.

Значения холодопроизводительности  $Q_0$  при трансформации тепла ГД в предложенной схеме приведены на рис. 4.24.

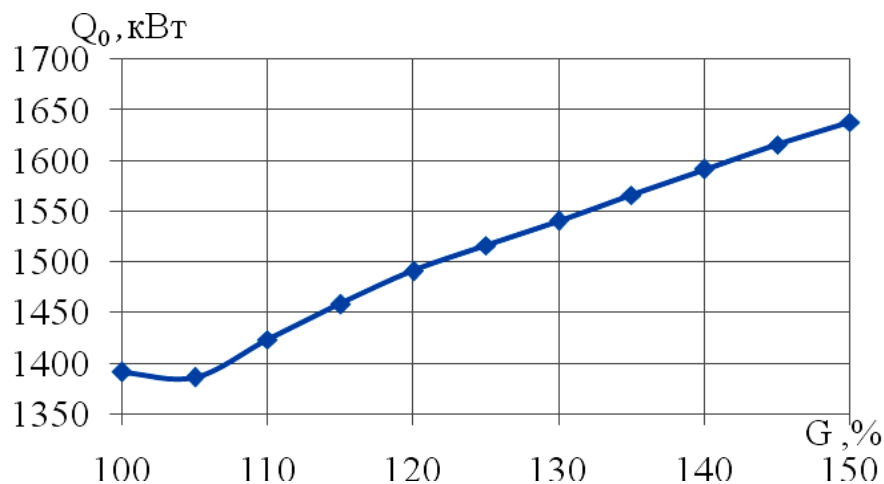


Рис. 4.24. Значения холодопроизводительности  $Q_0$  в зависимости от дополнительного расхода теплоносителя  $G$  во втором потоке для двухпоточной системы утилизации

Как видно из графика, холодопроизводительность  $Q_0$  двухпоточной системы трансформации сбросной теплоты с дополнительным расходом теплоносителя во втором потоке увеличивается с ростом его расхода во втором потоке. Хотя вследствие уменьшения температуры теплоносителя на входе в АБХМ (из-за дополнительного расхода) и соответствующего снижения теплового коэффициента АБХМ следовало бы ожидать уменьшения количества получаемого холода, но в итоге получают, наоборот, прибавку в холодопроизводительности благодаря увеличению общего расхода теплоносителя, который составляет  $1,5G$  кг/ч, где  $G$  – расход теплоносителя в базовой системе трансформации сбросной теплоты. Как видно, количество холода  $Q_0$ , полученного в предложенной системе трансформации теплоты, возрастает почти на 18% при увеличении расхода дополнительного потока в полтора раза по сравнению с базовым расходом теплоносителя через двигатель.

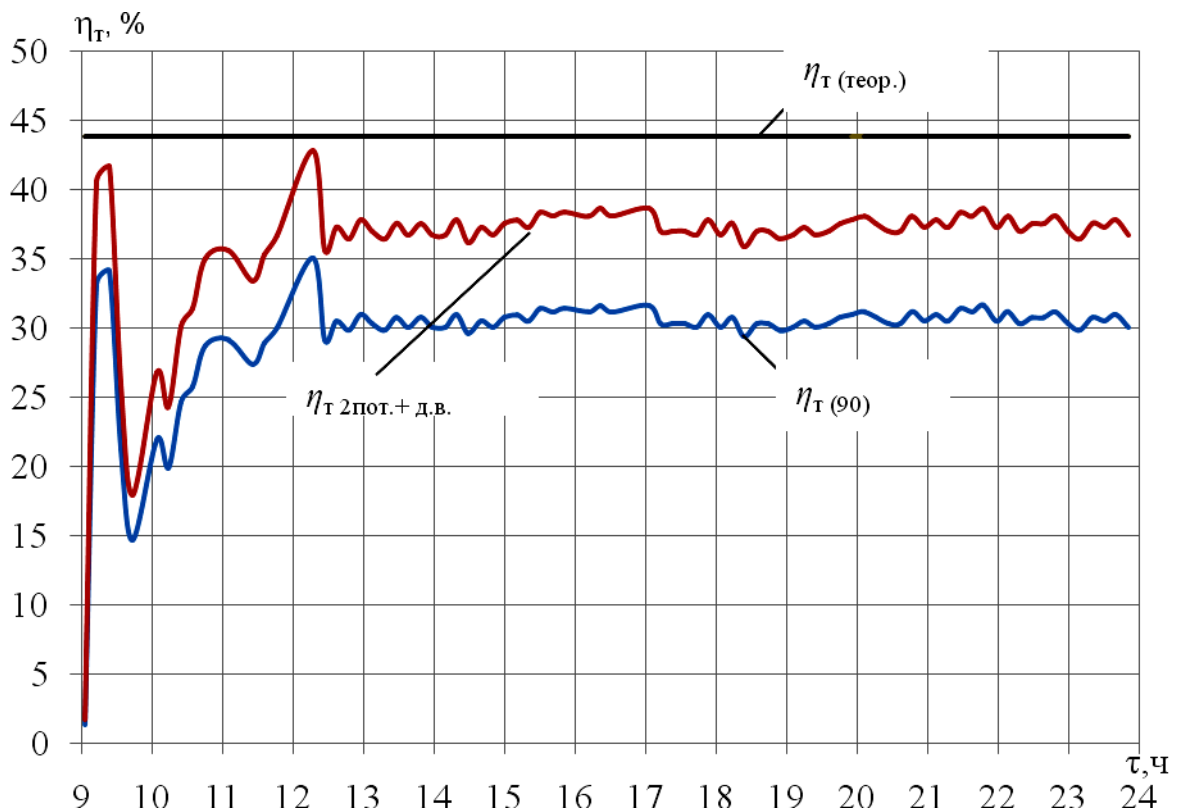


Рис. 4.25. Значения термических КПД системы утилизации сбросной теплоты базового варианта  $\eta_t(90)$ , модифицированного двухпоточного с дополнительным расходом во втором потоке  $\eta_t(2\text{пот.}+\text{д.в.})$  и значение заявленное фирмой-изготовителем двигателя Jenbacher JMS 420 GS-N.LC GE  $\eta_t(\text{теор.})$ :  $\eta_t(90)$  – при  $t_{\text{г.вих}} = 90$  °С;  $\eta_t(2\text{пот.}+\text{д.в.})$  – при  $t_{\text{г.аб}} = 85$  °С

Такой способ циркуляции теплоносителя дает возможность увеличить количество получаемого холода почти на 18% по сравнению с его значением в базовой системе трансформации сбросного тепла и сократить потери тепла с 30% до 15% от общего его количества, отводимого от когенерационного модуля тепла.

Также был рассчитан термический КПД предложенной системы утилизации (рис. 4.25). График термического КПД  $\eta_{т\ 2\text{пот}}$  предложенного варианта системы трансформации сбросной теплоты ГПД проходит между графиками термического КПД  $\eta_{т(90)}$  базовой системы утилизации и теоретического термического КПД  $\eta_{т(\text{теор.})}$ , соответствующего максимально возможным значениям термического КПД, заявленным фирмой производителем для двигателя Jenbacher марки JMS 420 GS-N.LC GE. Это объясняется тем, что в данной системе количество потерь сбросного тепла уменьшено в 2 раза по сравнению с базовым вариантом, а заявленный теоретический термический КПД – предполагает полную утилизацию сбросного тепла двигателя.

#### 4.5. Сравнение вариантов систем утилизации с двухпоточной подачей обратного теплоносителя

Для простоты сравнения разных вариантов предложенных систем трансформации теплоты ГД, основанных на двухпоточной подаче теплоносителя, были сделаны обобщающие графики зависимостей количества теплоты, холода и тепловые коэффициенты для данных систем.

На рис 4.26 представлены графики зависимостей количества теплоты, использованной в АБХМ и сброшенной в атмосферу (потери тепла), в вариантах с двухпоточной подачей теплоносителя  $Q_{г.(2пот.)}$  и  $Q_{г.п.(2пот.)}$  соответственно, с двухпоточной подачей и дополнительным расходом во втором контуре теплоносителя  $Q_{г.(2пот.+д.р.)}$  и  $Q_{г.(2пот.+д.р.)}$  соответственно, и с двухпоточной подачей теплоносителя и двумя АБХМ  $Q_{г.(2пот.2Аб)}$ . Для последнего варианта практически отсутствуют потери тепла, так как оно сбрасывается во второй низкотемпературной ступени АБХМ.

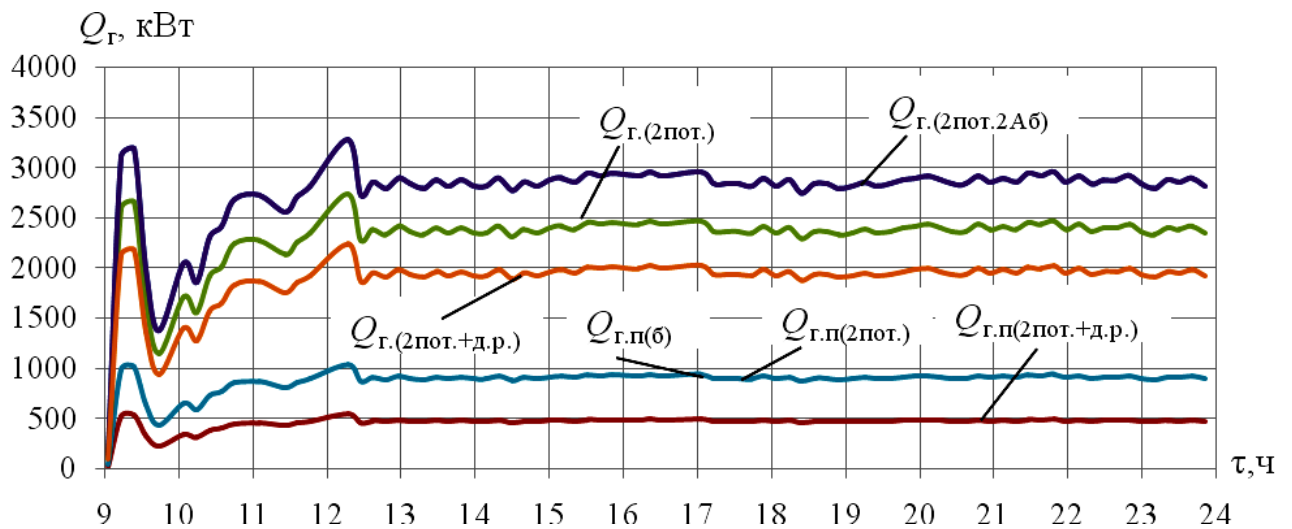


Рис. 4.26 Значения количества теплоты горячего теплоносителя для вариантов: базового  $Q_{г(б)}$ , модифицированного двухпоточного  $Q_{г(2пот)}$ , двухпоточного с дополнительным расходом во втором потоке  $Q_{г(2пот+д.р.)}$  и двухпоточного с двумя АБХМ  $Q_{г(2пот.2Аб)}$  когенерационных модулей ГПД и потерь тепла в базовом варианте  $Q_{г.п(б)}$ , в модифицированном двухпоточном  $Q_{г.п(2пот)}$  и двухпоточном с дополнительным расходом во втором потоке  $Q_{г.п(2пот+д.р.)}$

Как видно из графиков, максимальное сокращение потерь достигается в варианте с двумя АБХМ, но если нужно обойтись лишь одной АБХМ, то вариант с дополнительным расходом во втором потоке теплоносителя дает 50% сокращение базовых потерь. В обычном варианте с двухпоточной подачей теплоносителя сокращение потерь не наблюдается, поэтому график потерь для базового и двухпоточного общий  $Q_{г.п.(2пот.)} = Q_{г.п.(б)}$ .

Значения тепловых коэффициентов представленных выше систем утилизации сбросной теплоты показаны на рис. 4.27 для вариантов с двухпоточной подачей теплоносителя  $\zeta_{СУ(2пот.)}$ , с двухпоточной подачей и дополнительным расходом во втором контуре теплоносителя  $\zeta_{СУ(2пот.+д.р.)}$  и с двухпоточной подачей теплоносителя и двумя АБХМ  $\zeta_{СУ(2пот.2Аб)}$ .

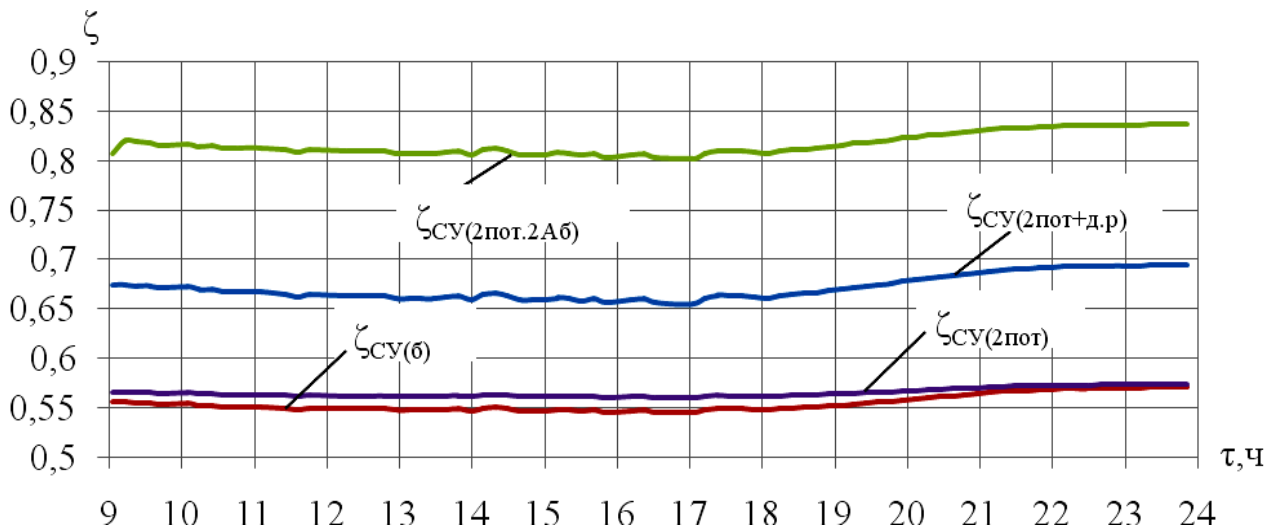


Рис. 4.27. Значения тепловых коэффициентов для вариантов систем утилизации сбросного тепла: базового  $\zeta_{СУ(б)}$ , модифицированного двухпоточного  $\zeta_{СУ(2пот.)}$ , двухпоточного с дополнительным расходом во втором потоке  $\zeta_{СУ(2пот.+д.р.)}$  и двухпоточного с двумя АБХМ  $\zeta_{СУ(2пот.2Аб)}$  когенерационных модулей ГПД

Тепловой коэффициент каждой системы отображает ее эффективность. Как видно, за счет более высокой температуры теплоносителя  $t_r = 95^\circ\text{C}$  по сравнению с базовым значением  $t_r = 90^\circ\text{C}$  тепловой коэффициент увеличивается с 0,55 до 0,57 (примерно на 3...4%) при неизменных потерях тепла в системе. Система с двухпоточной подачей и дополнительным расходом, сокращая потери тепла на половину по сравнению с базовой системой утилизации, имеет тепловой



коэффициент 0,67...0,69 (выше базового примерно на 20...25%). И соответственно наиболее эффективная система утилизации с двухпоточной подачей теплоносителя и двумя АБХМ при практически отсутствующих потерях имеет близкий к самой АБХМ тепловой коэффициент 0,80...0,84.

Также на рис. 4.28 приведены обобщающие значения количества холода, получаемого в вариантах: с двухпоточной подачей теплоносителя  $Q_{0(2\text{пот.})}$ , с двухпоточной подачей и дополнительным расходом во втором контуре теплоносителя  $Q_{0(2\text{пот.+д.р.})}$ , с двухпоточной подачей теплоносителя и двумя АБХМ  $Q_{0(2\text{пот.2Аб})}$ , а также для сравнения значения холодопроизводительности базовой системы утилизации  $Q_{0(б)}$ .

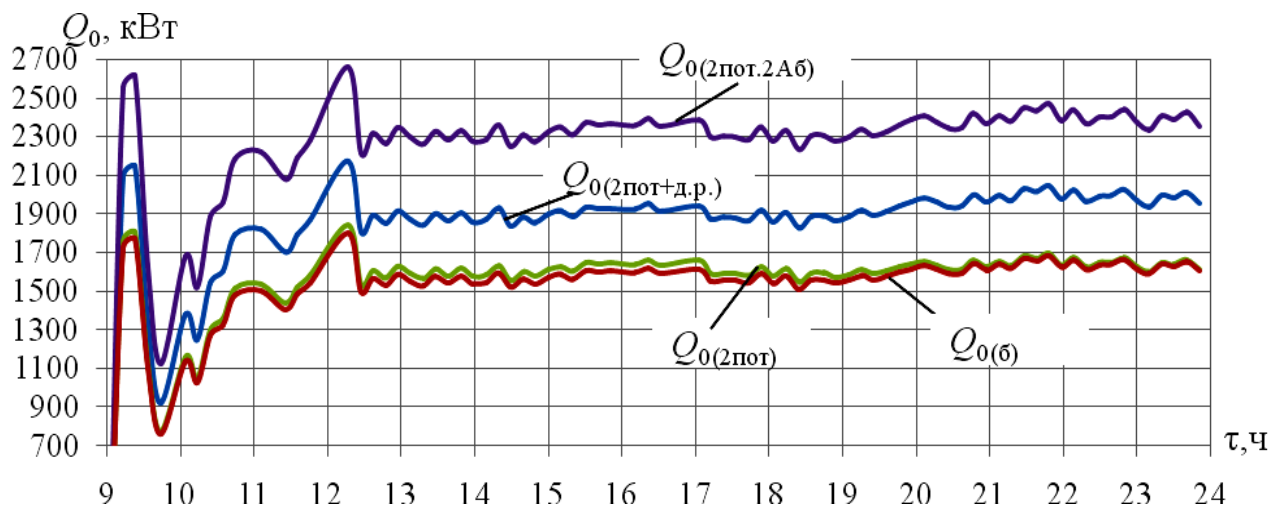


Рис. 4.28. Значения холодопроизводительности для вариантов систем утилизации сбросного тепла: базового  $Q_{0(б)}$ , модифицированного двухпоточного  $Q_{0(2\text{пот.})}$ , двухпоточного с дополнительным расходом во втором потоке  $Q_{0(2\text{пот.+д.р.})}$  и двухпоточного с двумя АБХМ  $Q_{0(2\text{пот.2Аб})}$  когенерационных модулей ГПД

#### 4.6. Основные результаты и выводы по разделу 4

1. Для решения проблемы утилизации потерь тепла в существующей системе утилизации сбросного тепла ГПД предложен принципиально новый подход, базирующийся на разделении потока обратного теплоносителя после АБХМ, часть которого, как и в базовом варианте, идет сначала на сброс и далее с температурой  $70^{\circ}\text{C}$  на охлаждения узлов двигателя, а второй поток подается в обход узлов охлаждения сразу в утилизационный котел с температурой после АБХМ равной  $75\dots 78^{\circ}\text{C}$ . Такой подход не дает возможности сократить потери теплоты по сравнению с базовым вариантом. Но за счет перенаправления части потока позволяет повысить температуру на выходе из ГД с  $90^{\circ}\text{C}$  до  $95^{\circ}\text{C}$ , что приводит к увеличению холодопроизводительности базовой АБХМ за счет повышения ее теплового коэффициента.

2. Предложен вариант двухпоточной системы утилизации сбросной теплоты с дополнительным расходом во втором потоке. При этом во второй поток, который минует узлы охлаждения ГД, подается дополнительный расход теплоносителя. Через двигатель по-прежнему циркулирует теплоноситель с базовым расходом. В таком варианте снижают температуру на выходе из ГД с  $90^{\circ}\text{C}$  до  $85^{\circ}\text{C}$ , но увеличивают общий расход через АБХМ, за счет чего добиваются сокращения потерь тепла, поскольку на сброс подается теплоноситель с меньшей температурой  $73^{\circ}\text{C}$  по сравнению с  $75^{\circ}\text{C}$  для базового варианта.

3. Как развитие варианта с двухпоточной подачей теплоносителя и разделением потока теплоносителя было предложено задействовать вторую АБХМ на линии теплоносителя после базовой АБХМ. Это обеспечивает получение дополнительного количества холода за счет утилизации потерь теплоты, а также более эффективную работу обеих АБХМ за счет повышенной температуры теплоносителя после УК ГД и соответственно после базовой АБХМ.

4. Рассчитаны термические КПД предложенных систем утилизации сбросного тепла. При этом использованы данные фирмы-производителя ГД.

Основные результаты работ по разделу 4 приведены в [79,97,99]

РАЗДЕЛ 5  
 РАЗРАБОТКА СИСТЕМ ТРАНСФОРМАЦИИ СБРОСНОЙ ТЕПЛОТЫ  
 ГАЗОПОРШНЕВОГО МОДУЛЯ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИМИ  
 ХОЛОДИЛЬНЫМИ МАШИНАМИ

5.1. Система двухступенчатой трансформации сбросной теплоты ГПД в  
 АБХМ

Двухступенчатая система трансформации сбросной теплоты представляет собой систему из последовательно подключенных по теплоносителю двух АБХМ: первая – высокотемпературная ступень АБХМ1, которая, как и в базовом варианте, использует теплоноситель сразу после ГПД с температурой  $t_r=90^\circ\text{C}$ , и вторая – низкотемпературная ступень АБХМ2, которая использует теплоноситель после АБХМ1 первой ступени с температурой  $t_r=75...78^\circ\text{C}$ , так как первая АБХМ в состоянии сработать только разность температур по теплоносителю  $\Delta t_r=15...13^\circ\text{C}$ . Такая система позволяет ступенчато охлаждать теплоноситель до требуемой температуры  $t_r=70^\circ\text{C}$ , а ее схема представлена на рис. 5.1.

Значения общего (суммарного) количества теплоты  $Q_{г.с}$  горячего теплоносителя, что подается от ГПД, теплоты, трансформированной в холод в АБХМ1 первой ступени,  $Q_{г.А}$ , и в АБХМ2 второй ступени,  $Q_{г.А2} = Q_{гп}$ , которая использует избыточную (после АБХМ1) теплоту горячего теплоносителя  $Q_{гп}$ , которая в базовом варианте сбрасывается в атмосферу градирней аварийного сброса, для двухступенчатой системы утилизации сбросного тепла с двумя АБХМ в течении 9<sup>00</sup> – 24<sup>00</sup> (28.07.2011) представлены на рис. 5.2.

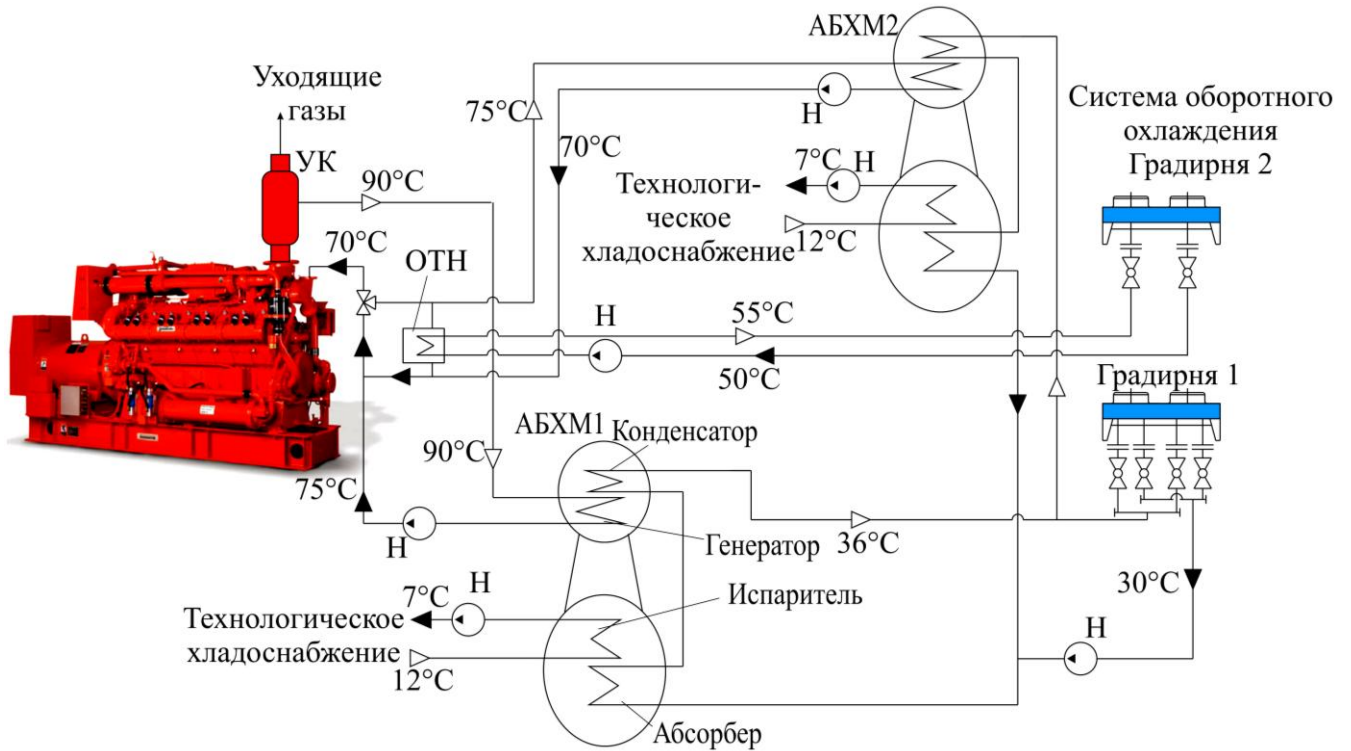


Рис. 5.1. Схема системы двухступенчатой трансформации сбросной теплоты когенерационного модуля ГПД JMS 420 GS: УК – утилизационный котел; ОТН – охладитель обратного теплоносителя; Н – насос; градирня 2 – аварийного сброса тепла.

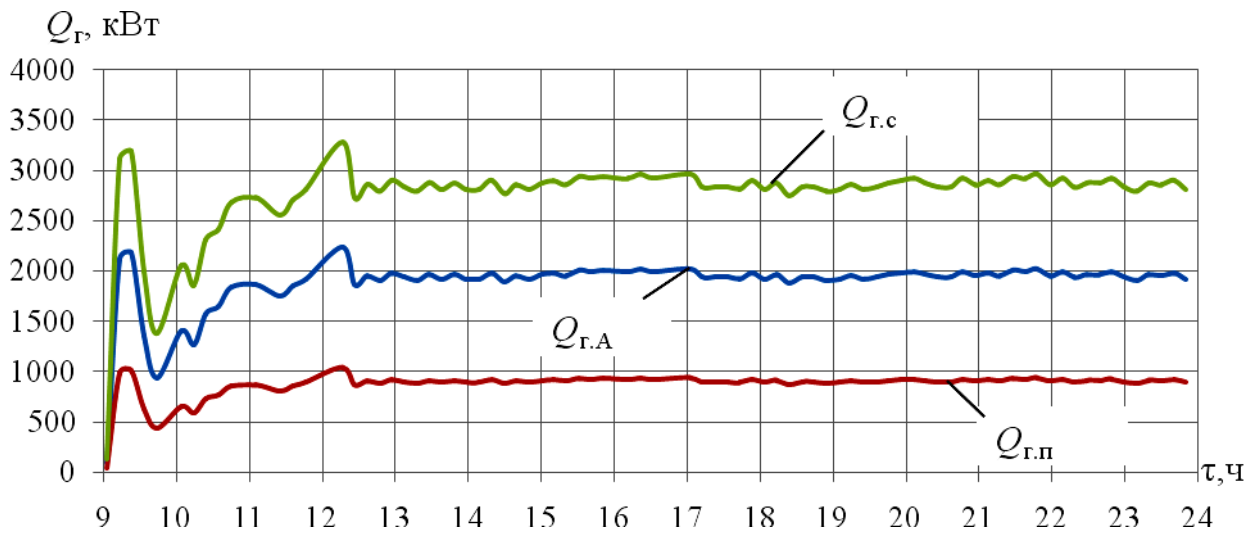


Рис. 5.2. Значение общего (суммарного) количества теплоты горячего теплоносителя  $Q_{Г,с}$  когенерационного модуля ГПД, теплоты, трансформированной в холод в АБХМ1,  $Q_{Г,А}$ , и в АБХМ2,  $Q_{Г,А2} = Q_{Г,П}$ , для двухступенчатой системы утилизации с двумя АБХМ с использованием данных мониторинга в течение 9<sup>00</sup> – 24<sup>00</sup> (28.07.2011)

Значения теплового коэффициента АБХМ первой высокотемпературной ступени  $\zeta_{\text{АБХМ}}$ , базовой одноступенчатой системы утилизации сбросного тепла ГД с одной АБХМ  $\zeta_{\text{СУАб}}$  и двухступенчатой системы с двумя АБХМ  $\zeta_{\text{СУ2А(90+75)}}$  в течении  $9^{00} - 24^{00}$  (28.07.2011) приведены на рис. 5.3.

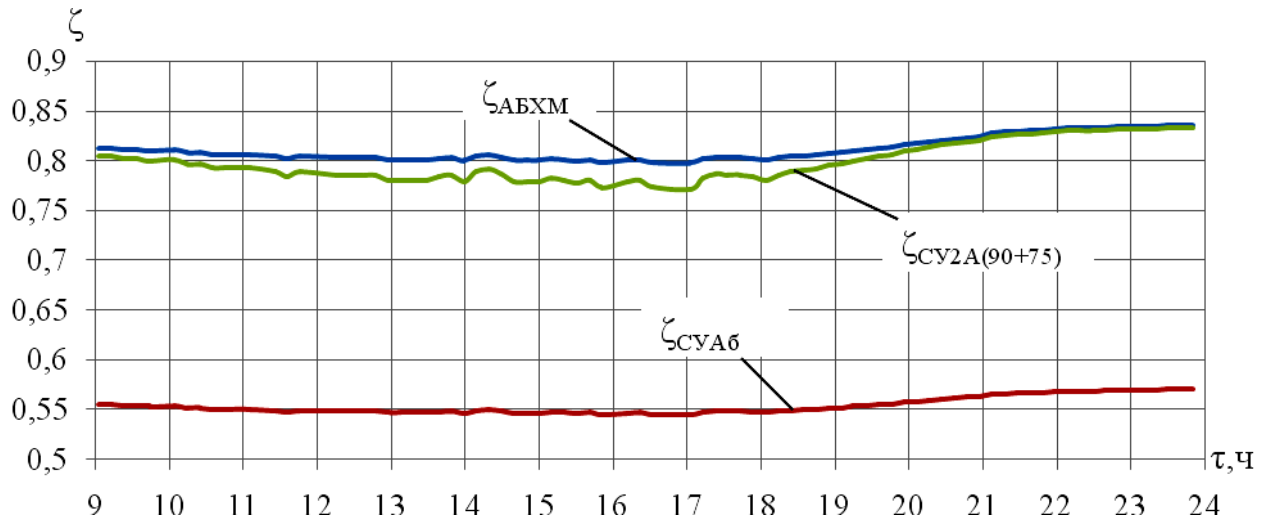


Рис. 5.3. Значение тепловых коэффициентов АБХМ первой ступени  $\zeta_{\text{АБХМ}}$ , базовой одноступенчатой системы утилизации с одной АБХМ  $\zeta_{\text{СУАб}}$  и двухступенчатой системы с двумя АБХМ  $\zeta_{\text{СУ2А(90+75)}}$  с использованием данных мониторинга в течении  $9^{00} - 24^{00}$  (28.07.2011)

Как видно, значения теплового коэффициента двухступенчатой системы трансформации сбросного тепла в холод с двумя АБХМ  $\zeta_{\text{СУ2}}$  близки к величине теплового коэффициента АБХМ первой, высокотемпературной, ступени  $\zeta_{\text{АБХМ}}$  с температурой  $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ , то есть к максимально возможной его величине, что свидетельствует о достаточно высокой эффективности двухступенчатой трансформации сбросного тепла. Уменьшение значения теплового коэффициента  $\zeta_{\text{СУ2(90+75)}}$  сравнительно с  $\zeta_{\text{АБХМ}}$  обусловлены тем, что вторая, низкотемпературная, АБХМ работает на теплоносителе с более низкой температурой  $t_{\text{Г}}$ : приблизительно  $75\text{ }^{\circ}\text{C}$  против  $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ , соответственно и тепловой коэффициент второй АБХМ значительно ниже его значения для первой, высокотемпературной, АБХМ.

Исходя из рассчитанных (рис. 5.3) тепловых коэффициентов и значений тепловых потоков в системе утилизации (рис. 5.2), были определены текущие значения суммарной холодопроизводительности  $Q_{0,c}$  двухступенчатой системы трансформации сбросной теплоты ГПД и ее составляющих – АБХМ первой, высокотемпературной, ступени  $Q_{0(90)}$  ( $t_r = 90$  °С), и второй, низкотемпературной, ступени  $Q_{0(75)}$  ( $t_r = 75$  °С) с использованной в ней теплоты  $Q_{r,п}$ , которая в базовом варианте сбрасывалась градирней в атмосферу, в течении 9<sup>00</sup> – 24<sup>00</sup> (28.07.2011) представлены на рис. 5.4

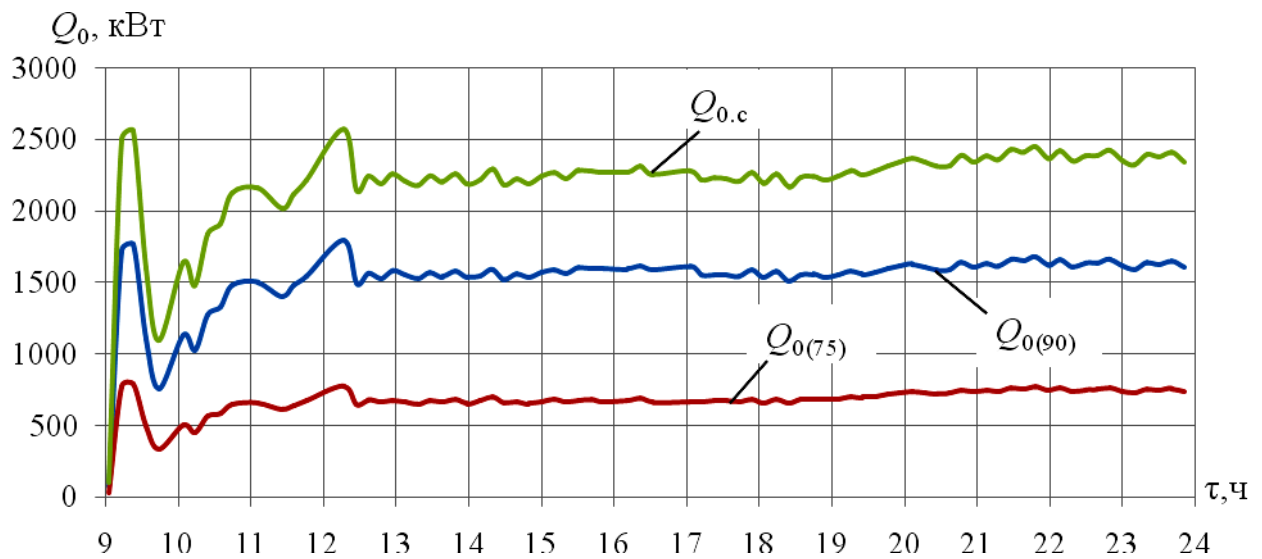


Рис. 5.4. Значения суммарной холодопроизводительности  $Q_{0,c}$  двухступенчатой системы трансформации сбросной теплоты ГПД и ее составляющих – АБХМ первой ступени  $Q_{0(90)}$  ( $t_r = 90$  °С) и АБХМ второй ступени  $Q_{0(75)}$  ( $t_r = 75$  °С) с использованием данных мониторинга в течении 9<sup>00</sup> – 24<sup>00</sup> (28.07.2011)

Очевидно, если повысить температуру теплоносителя  $t_r$  на входе АБХМ2 второй ступени, например до  $t_r = 80$  °С, то можно получить несколько большую холодопроизводительность  $Q_{0,c}$  из-за роста теплового коэффициента АБХМ2  $\zeta_{СУ2}$  и, соответственно, общего  $\zeta_{СУ2A(90+80)}$ .

## 5.2. Система двухступенчатой трансформации сбросной теплоты ГПД в АБХМ с бустерным котлом

Принципиальная схема двухступенчатой трансформации теплоты в холод абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной (АБХМ) с использованием бустерного газового котла представлена на рис. 5.5.

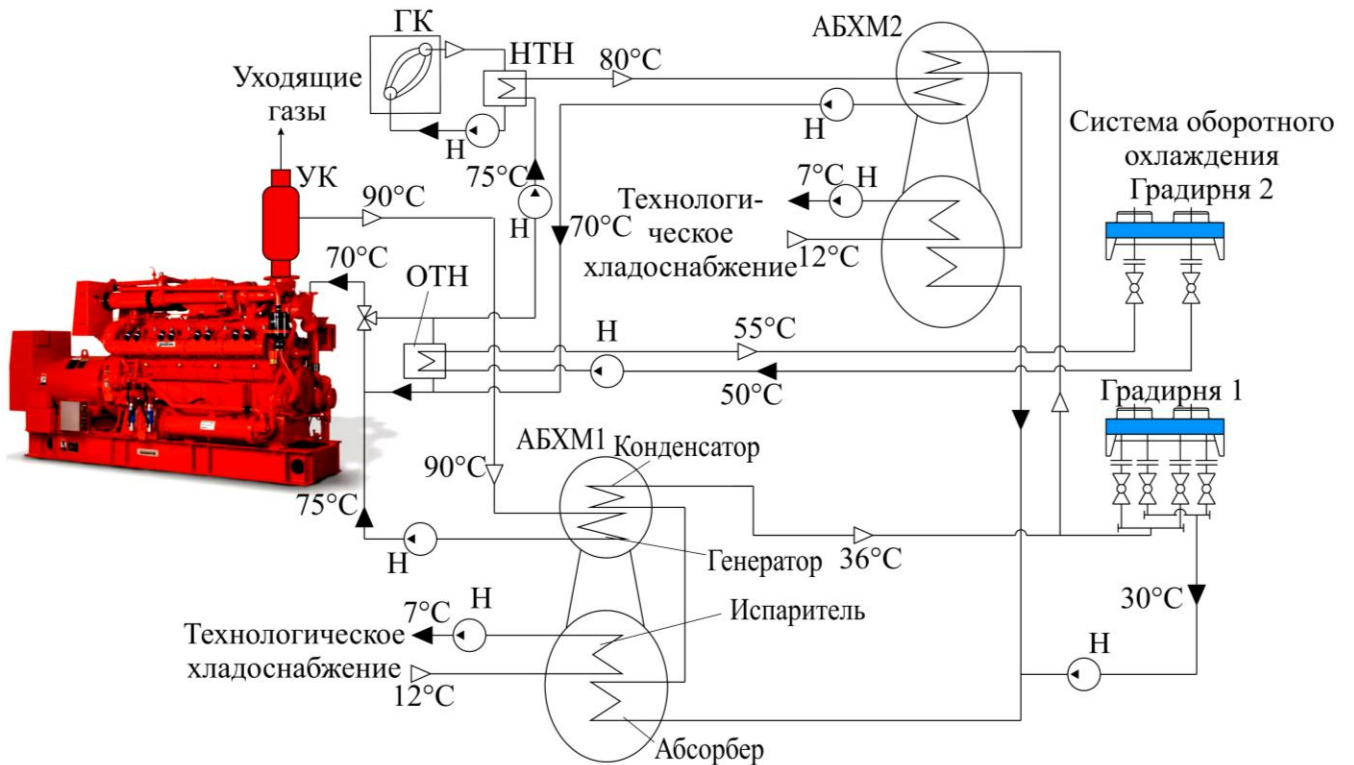


Рис. 5.5. Схема системы двухступенчатой трансформации сбросной теплоты ГД в АБХМ1 и АБХМ2: УК – утилизационный котел; ОТН – охладитель обратного теплоносителя; ГК – газовый котел; НТН – нагреватель теплоносителя; Н – насос; градирня 2 – аварийного сброса тепла

Принцип данного варианта заключается в промежуточном нагреве теплоносителя после АБХМ1 перед АБХМ2. Этот вариант является развитием исследованного ранее (разд. ). В такой схеме температура теплоносителя на входе в базовую АБХМ1 и соответственно ее тепловой коэффициент остаются такими, как и в схеме на рис. 5.1,  $t_1=90\text{ }^\circ\text{C}$  и  $\zeta_{\text{АБХМ}} = 0,8$  соответственно, но перед входом во вторую АБХМ2 теплоноситель нагревается в газовом котле (ГК) от температуры  $75\text{ }^\circ\text{C}$  до  $80\text{ }^\circ\text{C}$ .

На рис. 5.6 представлены значения теплового коэффициента АБХМ2  $\zeta_2$  и суммарного теплового коэффициента  $\zeta_c$  двух последовательно подключенных АБХМ в зависимости от температуры горячего теплоносителя  $t_r$  на входе в АБХМ2 второй, низкотемпературной, ступени трансформации тепла.

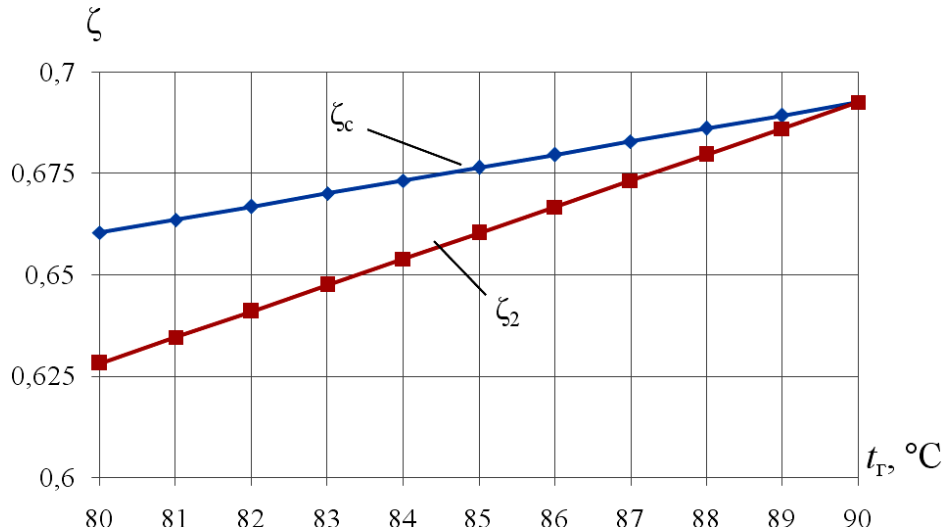


Рис. 5.6. Значения теплового коэффициента  $\zeta_2$  для АБХМ2 (для базовой АБХМ при температуре теплоносителя на входе  $90\text{ }^\circ\text{C}$   $\zeta_{\text{АБХМ}} = 0,8$ ) и суммарного теплового коэффициента  $\zeta_c$  двух последовательно подключенных АБХМ в зависимости от температуры горячего теплоносителя  $t_r$  на входе в АБХМ2 второй ступени

Как видно из рис. 5.6, повышение температуры теплоносителя на входе во вторую АБХМ2 повышает общий тепловой коэффициент двух АБХМ, что дает возможность получить большее количество холода в системе утилизации.

Значение общего (суммарного) количества теплоты теплоносителя  $Q_{\text{Г.с+ГК}}$  включительно с затратами теплоты на нагрев теплоносителя в газовом котле  $Q_{\text{ГК}}$ , теплоты горячего теплоносителя от ГПД  $Q_{\text{Г.с}}$ , теплоты, трансформированной в холод в АБХМ1 первой ступени,  $Q_{\text{Г.А}}$ , и в АБХМ2 второй ступени,  $Q_{\text{Г.А2}} = Q_{\text{ГП}}$ , что использует избыточную теплоту горячего теплоносителя  $Q_{\text{ГП}}$ , которая в базовом варианте сбрасывалась в атмосферу градирней аварийного сброса, и теплоту нагрева теплоносителя в газовом котле  $Q_{\text{ГК}}$  для двухступенчатой системы утилизации с двумя АБХМ и бустерным газовым котлом (ГК) в течении  $9^{00} - 24^{00}$  (28.07.2011) приведены на рис. 5.7.



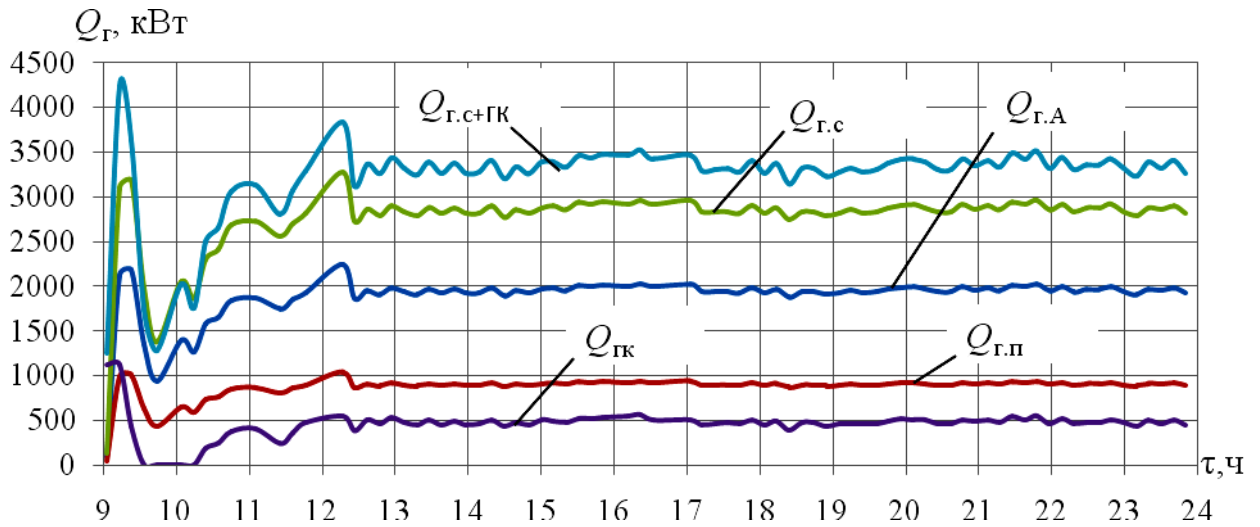


Рис. 5.7. Значения общего количества теплоты теплоносителя  $Q_{r.c+ГК}$  включительно с затратами теплоты на нагрев теплоносителя в газовом котле  $Q_{ГК}$ , теплоты горячего теплоносителя от ГПД  $Q_{r.c}$ , теплоты, трансформированной в холод в АБХМ1,  $Q_{r.A}$ , и в АБХМ2,  $Q_{r.A2} = Q_{ГП}$ , для двухступенчатой системы утилизации с двумя АБХМ и бустерным газовым котлом с использованием данных мониторинга в течении  $9^{00} - 24^{00}$  (28.07.2011)

Значения теплового коэффициента АБХМ первой ступени  $\zeta_{АБХМ}$ , базовой одноступенчатой системы утилизации с одной АБХМ  $\zeta_{СУАб}$  и двухступенчатой с двумя АБХМ и бустерным газовым котлом  $\zeta_{СУ2А(90+80)}$ , а также собственно АБХМ2 при температуре на входе  $t_r = 80^\circ\text{C}$  представлены на рис. 5.8.

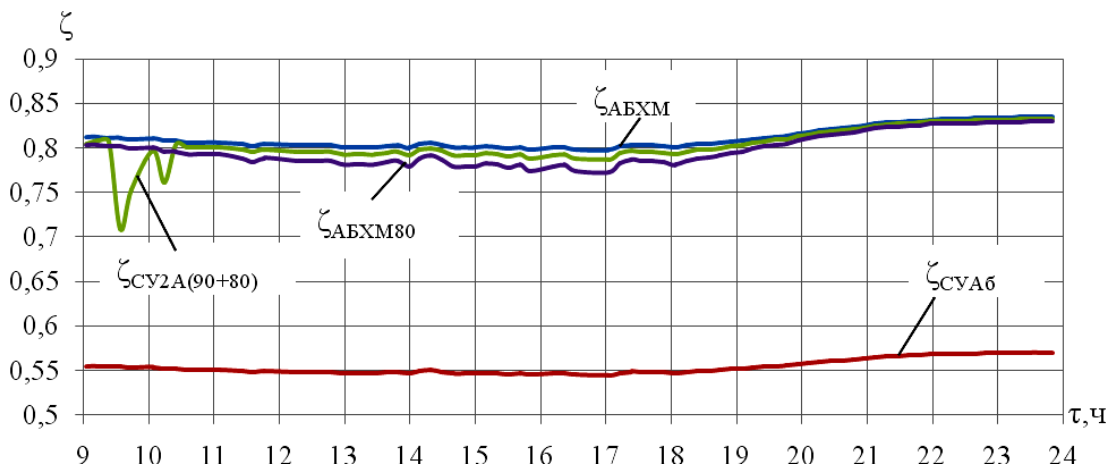


Рис. 5.8. Значения теплового коэффициента АБХМ первой ступени  $\zeta_{АБХМ}$ , базовой одноступенчатой системы утилизации с одной АБХМ  $\zeta_{СУАб}$  и двухступенчатой системы с двумя АБХМ и бустерным газовым котлом  $\zeta_{СУ2А(90+80)}$  и АБХМ второй ступени  $\zeta_{АБХМ80}$  (при  $t_r = 80^\circ\text{C}$ ) с использованием данных мониторинга

Как видно, значения теплового коэффициента двухступенчатой системы трансформации сбросной теплоты в холод с двумя АБХМ и бустерным газовым котлом  $\zeta_{СУ2А(90+80)}$  близки к их величине для АБХМ первой, высокотемпературной, ступени  $\zeta_{АБХМ}$  с температурой теплоносителя на входе  $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ , то есть к максимально возможной его величине, что в свою очередь свидетельствует о высокой эффективности двухступенчатой трансформации теплоты.

Значения суммарной холодопроизводительности  $Q_{0,c}$  двухступенчатой системы трансформации сбросной теплоты ГПД с бустерным газовым котлом и ее составляющих – АБХМ1 первой ступени  $Q_{0(90)}$  ( $t_r = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) и АБХМ2 второй, низкотемпературной, ступени  $Q_{0(80)}$  ( $t_r = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) с использованием теплоты  $Q_{г.п.}$ , которая в базовом варианте сбрасывалась градирней в атмосферу, и теплоты  $Q_{ГК}$ , подведенной к теплоносителю в бустерном газовом котле, в течении  $9^{00} - 24^{00}$  (7.07.2011), а также величины суммарной холодопроизводительности двухступенчатой системы трансформации сбросной теплоты ГПД с бустерным котлом  $Q_{0,c}$  представлены на рис. 5.9.

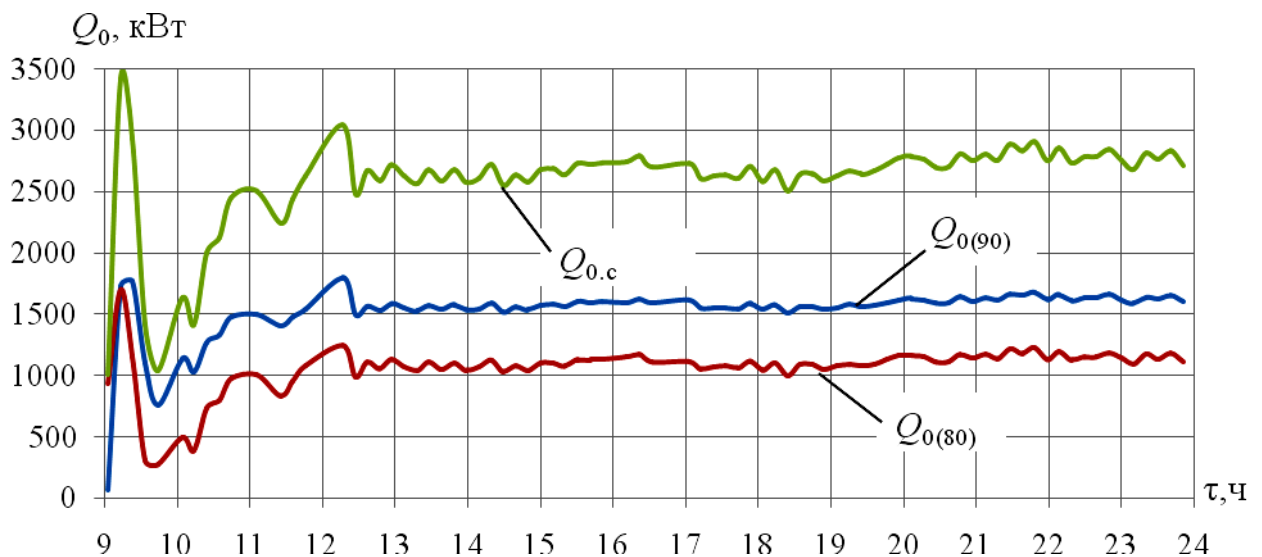


Рис. 5.9. Значения суммарной холодопроизводительности  $Q_{0,c}$  двухступенчатой системы трансформации сбросной теплоты ГПД с бустерным газовым котлом и ее составляющих – АБХМ1 первой ступени  $Q_{0(90)}$  ( $t_r = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) и АБХМ2 второй ступени  $Q_{0(80)}$  ( $t_r = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) с использованием данных мониторинга в течении  $9^{00} - 24^{00}$  (7.07.2011)

Из графиков видно, что холодопроизводительность второй машины имеет значительно большее значение  $Q_{0(80)} = 1000$  кВт по сравнению с холодопроизводительностью двухступенчатой системы без ГК  $Q_{0(75)} = 600$  кВт (рис. 5.4). Такой эффект является следствием того, что в ГК получают дополнительное количество тепла, трансформируемого в холод, но при этом надо учитывать затраты топлива на газовый котел, что сказывается на тепловом коэффициенте всей системы трансформации тепла в холод.

### 5.3. Система двухступенчатой трансформации сбросной теплоты ГПД с использованием адсорбционной холодильной машины

Принципиальная схема двухступенчатой системы трансформации теплоты в абсорбционной и адсорбционной холодильных машинах (АБХМ и АДХМ) с использованием сбросной теплоты выпускных газов, наддувочной ГВС, охлаждающей двигатель воды и масла представлены на рис. 5.10.

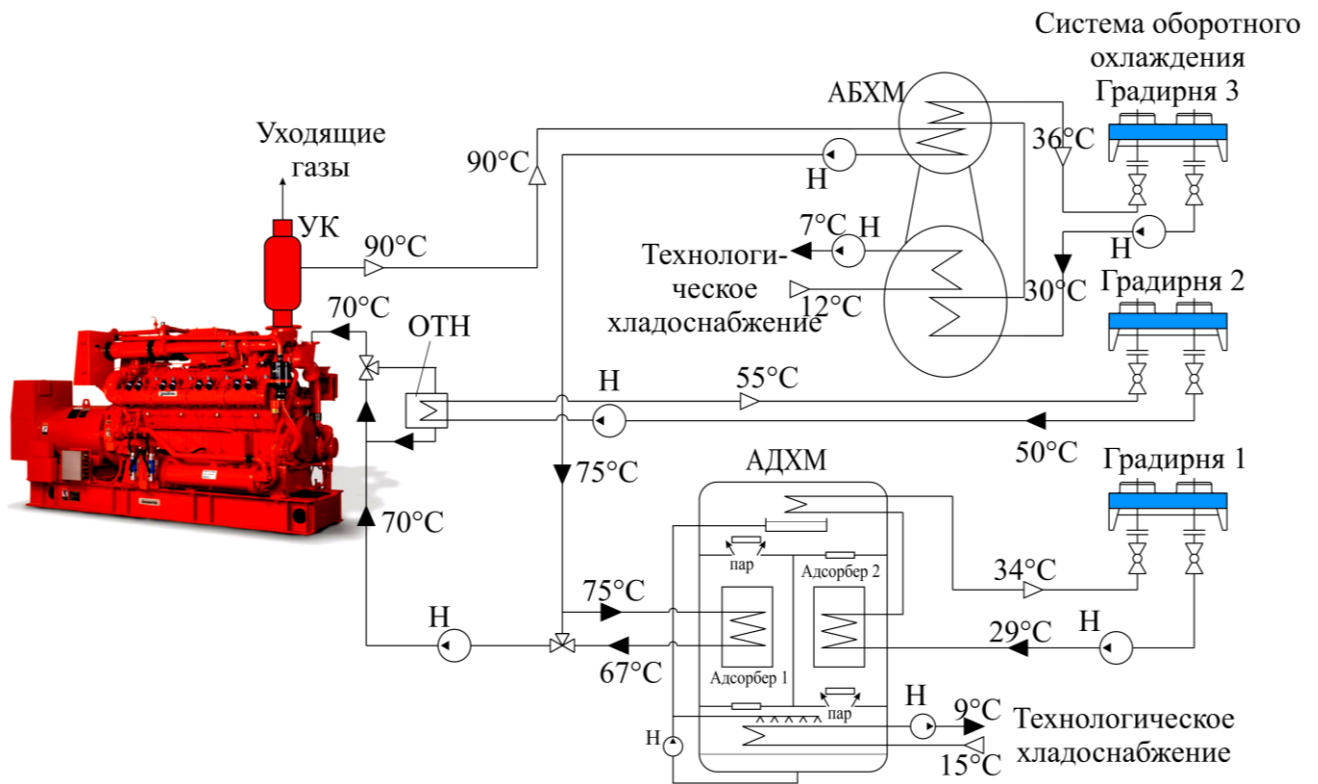


Рис. 5.10. Схема системы двухступенчатой трансформации сбросной теплоты ГД в АБХМ и АДХМ: УК – утилизационный котел; ОТН – охладитель обратного теплоносителя; градирня 2 – аварийного сброса тепла; Н – насос.

Принцип этого решения заключается в том, что теплоноситель после АБХМ с температурой  $t_r=75$  °С подается в АДХМ, вместо сброса его теплоты в атмосферу, как в базовой схеме. Перед АДХМ теплоноситель делится на два потока: один из которых с расходом  $G=85,3\text{ м}^3/\text{ч}$ , что составляет 68,9% от общего расхода теплоносителя в системе, подается в АДХМ, второй же поток

теплоносителя с расходом  $G=38,5 \text{ м}^3/\text{ч}$  подается в обход адсорбционной машины и далее смешивается с потоком, что выходит из АДХМ. Температура теплоносителя, выходящего из АДХМ, составляет  $t_T=67 \text{ }^\circ\text{C}$ . После смешения части обратного теплоносителя с температурой  $75^\circ\text{C}$  после АБХМ и теплоносителя с температурой  $67^\circ\text{C}$  после АДХМ получают теплоноситель с температурой  $70 \text{ }^\circ\text{C}$ , то есть такой, с которой фирма-производитель ГПД рекомендует подавать теплоноситель в ГПД на охлаждение его узлов.

Значения общего (суммарного) количества теплоты теплоносителя от ГПД  $Q_{г.с}$ , теплоты, трансформированной в холод в АБХМ первой ступени,  $Q_{г.А}$ , и в АДХМ второй ступени, для АДХМ равной количеству теплоты  $Q_{г.п}$ , что в базовом варианте сбрасывалась в атмосферу градирней аварийного сброса, для двухступенчатой системы утилизации в течении  $9^{00} - 24^{00}$  (28.07.2011) приведены на рис. 5.11.

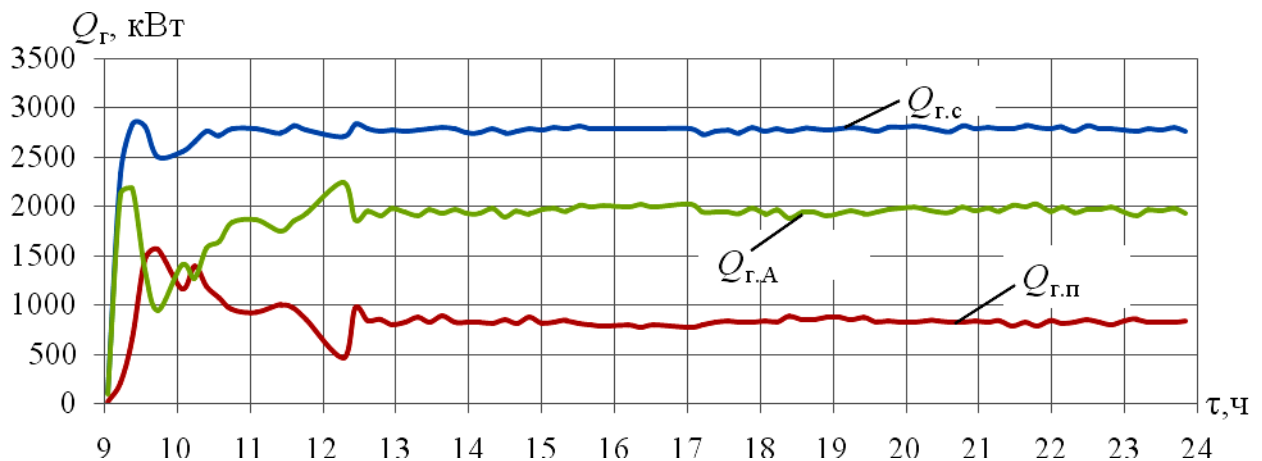


Рис. 5.11. Значения общего (суммарного) количества теплоты теплоносителя от ГПД  $Q_{г.с}$ , теплоты, трансформированной в холод в АБХМ первой ступени,  $Q_{г.А}$ , и в АДХМ,  $Q_{г.АДХМ} = Q_{г.п}$ , двухступенчатой системы утилизации в течении  $9^{00} - 24^{00}$  (28.07.2011)

Значения тепловых коэффициентов для АДХМ  $\zeta_{АДХМ}$ , АБХМ  $\zeta_{АБХМ}$ , базовой системы утилизации с одной АБХМ  $\zeta_{СУб}$  и суммарного теплового коэффициента усовершенствованной системы утилизации  $\zeta_{СУп}$  предложенного варианта двухступенчатой системы утилизации сбросной теплоты в течении  $9^{00} - 24^{00}$  (28.07.2011) представлены на рис. 5.12.

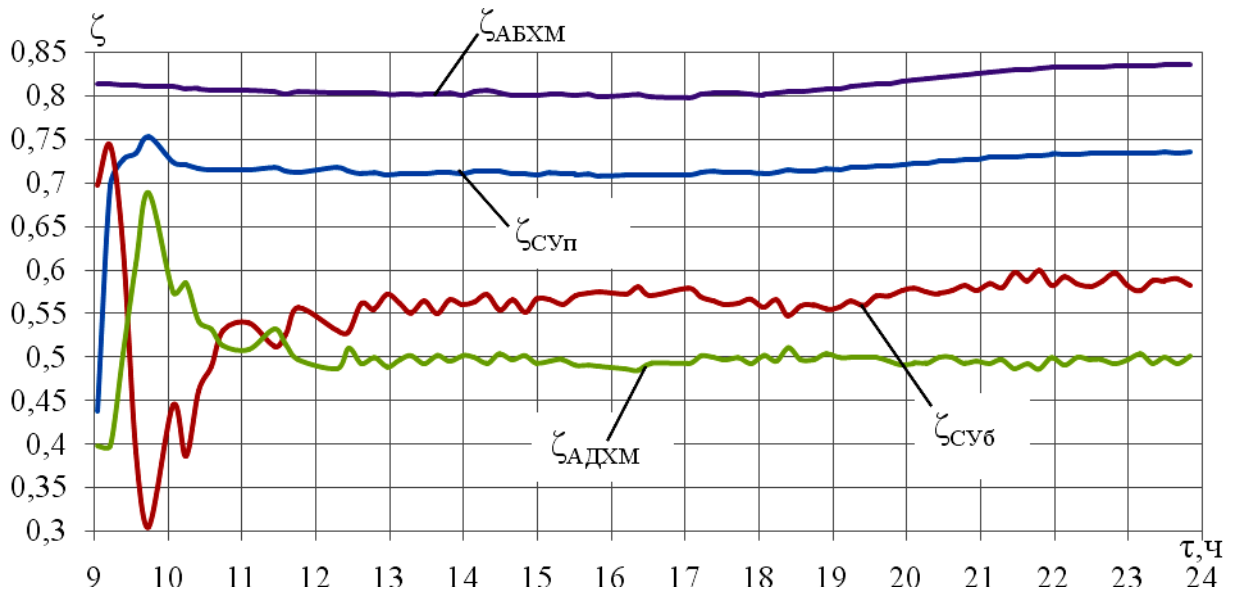


Рис. 5.12. Значения теплового коэффициента  $\zeta_{\text{АДХМ}}$  для АДХМ,  $\zeta_{\text{АБХМ}}$  для АБХМ, базовой системы утилизации с одной АБХМ  $\zeta_{\text{СУБ}}$  и суммарного теплового коэффициента усовершенствованной системы утилизации теплоты  $\zeta_{\text{СУП}}$  в двух последовательно подключенных АБХМ и АДХМ в течении  $9^{\text{00}} - 24^{\text{00}}$  (28.07.2011)

Как видно из графиков, хотя значение теплового коэффициента предложенной системы  $\zeta_{\text{СУП}} = 0,71$  и значительно выше, чем его величина для базовой системы утилизации, но все же меньше теплового коэффициента самой АБХМ  $\zeta_{\text{АБХМ}} = 0,8$ , так как для АДХМ, входящей в состав двухступенчатой системы трансформации сбросного тепла в холод в данной схеме, тепловой коэффициент довольно низкий  $\zeta_{\text{АДХМ}} = 0,5$  по сравнению с  $0,8$  для АБХМ, но положительный эффект заключается в том, что АДХМ предназначены для работы при более низких температурах теплоносителя на входе  $60 \dots 75^\circ\text{C}$ , при которых эксплуатация АБХМ малоэффективна из-за весьма низких  $\zeta_{\text{АБХМ}}$ .

Значения суммарной холодопроизводительности  $Q_{0,c}$  двухступенчатой системы трансформации сбросной теплоты ГПД с АБХМ и АДХМ и ее составляющих – АБХМ первой ступени  $Q_{0\text{АБХМ}}$  ( $t_{\text{г}} = 90^\circ\text{C}$ ) и АДХМ второй, низкотемпературной, ступени  $Q_{0\text{АДХМ}}$  ( $t_{\text{г}} = 75^\circ\text{C}$ ) с использованием в ней теплоты  $Q_{\text{г.п}}$ , которая в базовом варианте сбрасывается градирней, а также величины суммарной холодопроизводительности двухступенчатой системы трансформации сбросной теплоты ГПД с абсорбционной и адсорбционной

холодильными машинами  $Q_{0.c}$  в течении  $9^{00} - 24^{00}$  (7.07.2011) приведены на рис. 5.13.

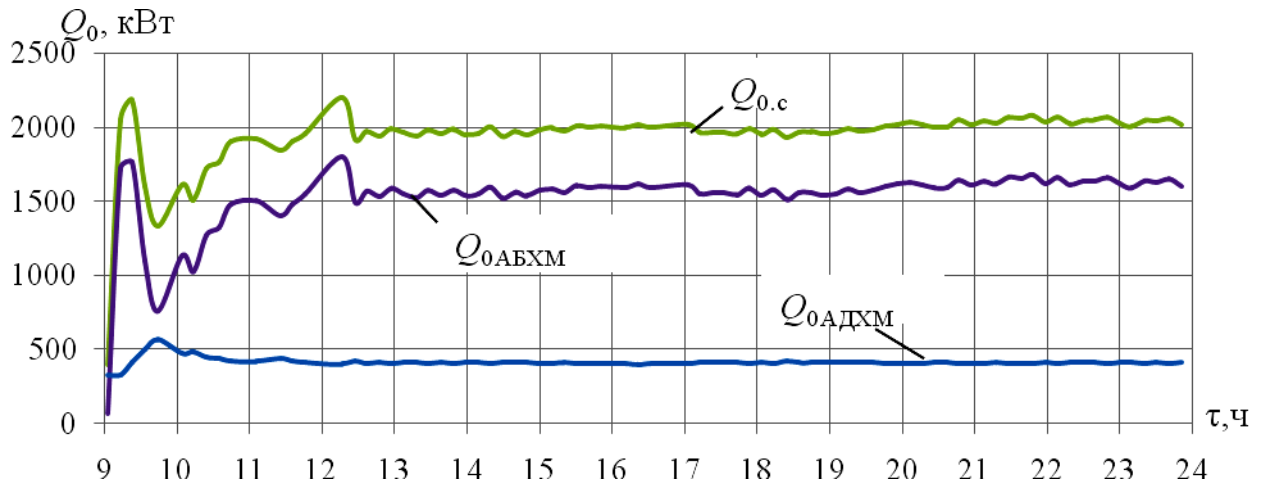


Рис. 5.13. Значения суммарной холодопроизводительности  $Q_{0.c}$  двухступенчатой системы трансформации сбросной теплоты ГПД с АБХМ и АДХМ и ее составляющих – АБХМ первой ступени  $Q_{0.ABXH}$  ( $t_r = 90$  °С) и АДХМ второй ступени  $Q_{0.ADXH}$  ( $t_r = 75$  °С) в течении  $9^{00} - 24^{00}$  (7.07.2011)

#### 5.4. Сравнение вариантов систем утилизации с использованием ступенчатой трансформации тепла в холод

Для простоты сравнения вариантов предложенных систем трансформации теплоты ГД, основанных на ступенчатом принципе трансформации теплоты, были проанализированы обобщающие графики зависимости количества теплоты, холода и тепловых коэффициентов для данных систем.

На рис. 5.14 представлены графики зависимости количества теплоты, использованной в теплоиспользующих холодильных машинах высоко- и низкотемпературной ступенях в вариантах с двумя АБХМ  $Q_{Г.(2Аб)}$ , двумя АБХМ и промежуточным нагревом теплоносителя в газовом котле (ГК)  $Q_{Г.(2Аб+ГК)}$ , а также с АБХМ и АДХМ  $Q_{Г.(Аб+Ад)}$ . Количество теплоты, использованной в самих АБХМ1 высокотемпературной ступени  $Q_{Г.Аб(90)}$  (это же и количество теплоты, утилизированной в АБХМ базового варианта), АБХМ2 низкотемпературной ступени  $Q_{Г.Аб(75)}$  при температуре теплоносителя  $t_{Г}=75^{\circ}\text{C}$  и  $Q_{Г.Аб(80)}$  при  $t_{Г}=80^{\circ}\text{C}$  соответственно, в АДХМ, которая является второй, низкотемпературной, ступенью в варианте с АБХМ и АДХМ  $Q_{Г.Ад}$ .

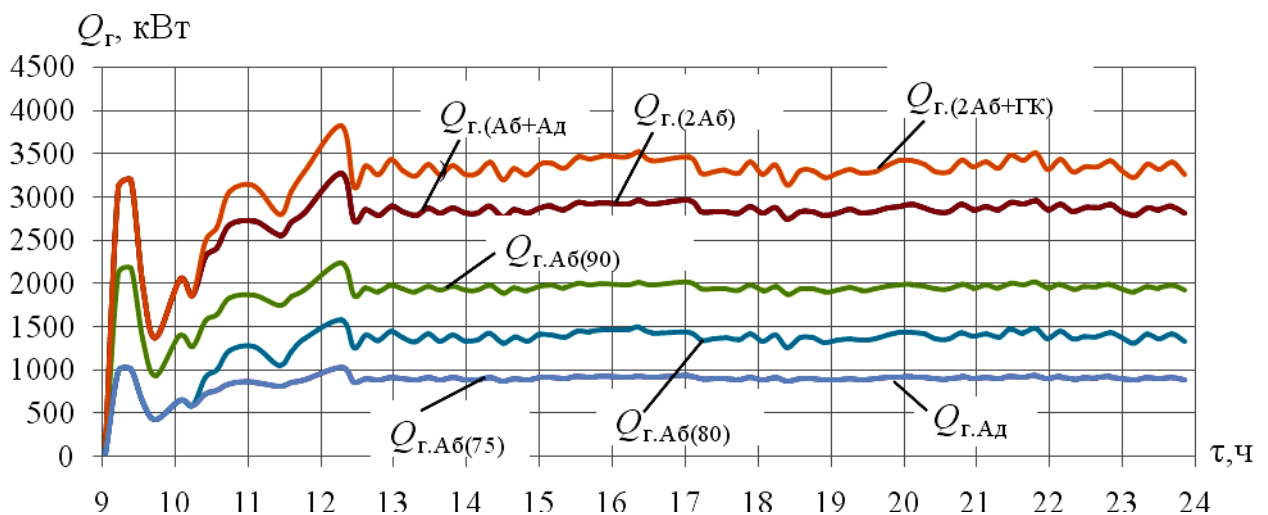


Рис. 5.14. Значения количества теплоты горячего теплоносителя для вариантов: базового  $Q_{Г.Аб(90)}$ ; с двумя АБХМ  $Q_{Г.(2Аб)}$ ; двумя АБХМ и ГК  $Q_{Г.(2Аб+ГК)}$ ; с АБХМ и АДХМ  $Q_{Г.(Аб+Ад)}$  когенерационных модулей ГПД; самих АБХМ:  $Q_{Г.Аб(75)}$  при температуре теплоносителя  $t_{Г}=75^{\circ}\text{C}$  и  $Q_{Г.Аб(80)}$  при  $t_{Г}=80^{\circ}\text{C}$  соответственно, и  $Q_{Г.Ад}$  для АДХМ



Как видно из графика, за счет использования во всех вариантах ступенчатой трансформации теплоты, теплота, отходящая от ГД, используется полностью. В варианте с двумя АБХМ и промежуточным нагревом в ГК количество теплоты горячего теплоносителя превышает количество теплоты, получаемой от двигателя, на величину нагрева теплоносителя в ГК.

Значения тепловых коэффициентов представленных выше систем утилизации сбросной теплоты для вариантов ступенчатой трансформации с двумя АБХМ  $\zeta_{\text{СУ}(2\text{Аб})}$ , двумя АБХМ и промежуточным нагревом в ГК  $\zeta_{\text{СУ}(2\text{Аб}+\text{ГК})}$ , с АБХМ и АДХМ  $\zeta_{\text{СУ}(\text{Аб}+\text{Ад})}$ , а также для базовой системы трансформации сбросной теплоты с использованием одной АБХМ  $\zeta_{\text{СУ}(\text{б})}$  приведены на рис. 5.15.

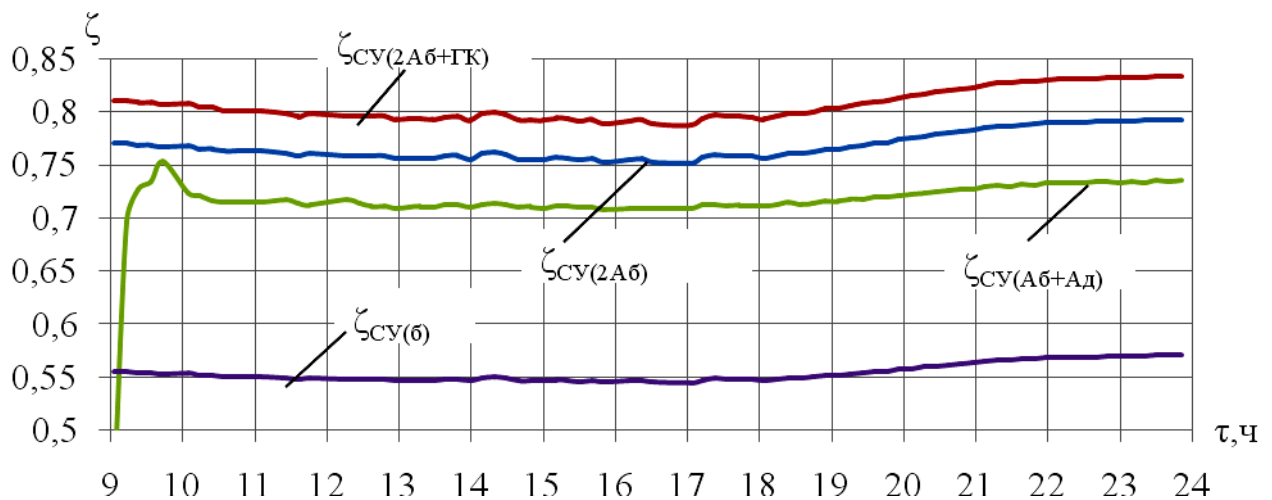


Рис. 5.15. Значения тепловых коэффициентов для вариантов систем утилизации сбросной теплоты: базового  $\zeta_{\text{СУ}(\text{б})}$ , с двумя АБХМ  $\zeta_{\text{СУ}(2\text{Аб})}$ , двумя АБХМ и ГК  $\zeta_{\text{СУ}(2\text{Аб}+\text{ГК})}$ , а также с АБХМ и АДХМ  $\zeta_{\text{СУ}(\text{Аб}+\text{Ад})}$  когенерационных модулей ГПД

Как видно из графиков, наиболее эффективной является система трансформации сбросной теплоты с двумя АБХМ и промежуточным нагревом в ГК, так как в отличие от варианта с двумя АБХМ, тепловой коэффициент для которого чуть ниже, за счет нагрева теплоносителя в ГК его температура составляет не  $75^{\circ}\text{C}$ , а  $80^{\circ}\text{C}$ , а тепловой коэффициент второй, низкотемпературной, машины увеличивается, соответственно увеличивается и тепловой коэффициент всей системы утилизации. Наименее эффективной из предложенных систем является система трансформации сбросной теплоты с

АБХМ и АДХМ. В ней из-за низкого теплового коэффициента самой АДХМ снижается общий тепловой коэффициент системы. Преимуществом же этой системы является то, что холодильные машины адсорбционного типа предназначены для работы на низких температурах теплоносителя ( $t_r=60\dots75^\circ\text{C}$ ), в отличие от АБХМ, которые работают эффективно при более высоких температурах теплоносителя ( $t_r=85\dots110^\circ\text{C}$ ).

Текущие значения количества холода, получаемого в разных вариантах ступенчатой трансформации сбросного тепла: с двумя АБХМ  $Q_{0(2Аб)}$ , двумя АБХМ и ГК  $Q_{0(2Аб+ГК)}$ , с АБХМ и АДХМ  $Q_{0(Аб+Ад)}$ , а также холодопроизводительности базовой системы утилизации  $Q_{0(б)}$  приведены на рис. 5.16.

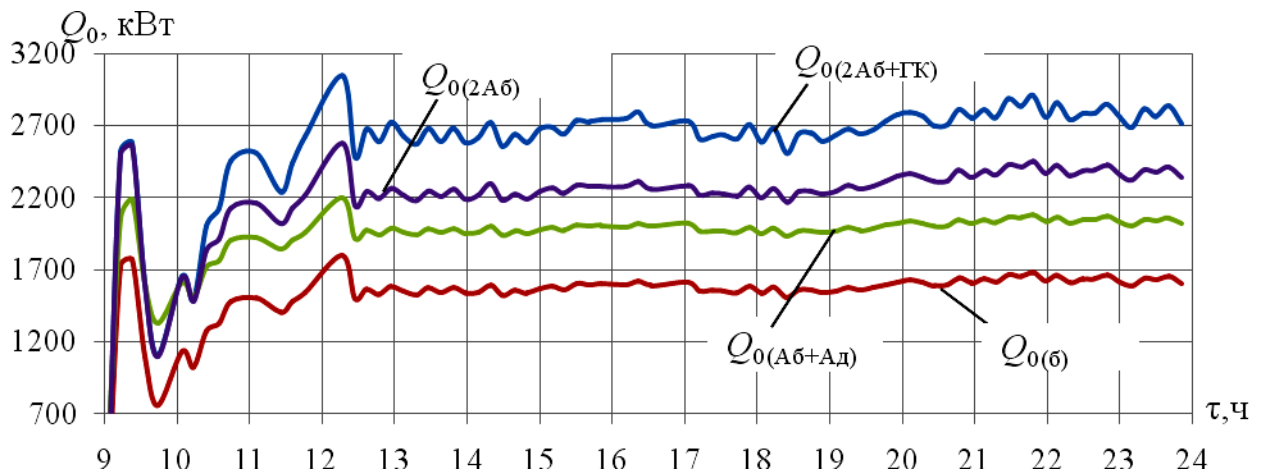


Рис. 5.16. Значения холодопроизводительности для вариантов систем утилизации сбросного тепла: базового  $Q_{0(б)}$ , с двумя АБХМ  $Q_{0(2Аб)}$ , двумя АБХМ и ГК  $Q_{0(2Аб+ГК)}$ , а также АБХМ и АДХМ  $Q_{0(Аб+Ад)}$  когенерационных модулей ГПД

Также рассчитаны значения термических КПД предложенных систем утилизации, представленные на рис. 5.17.

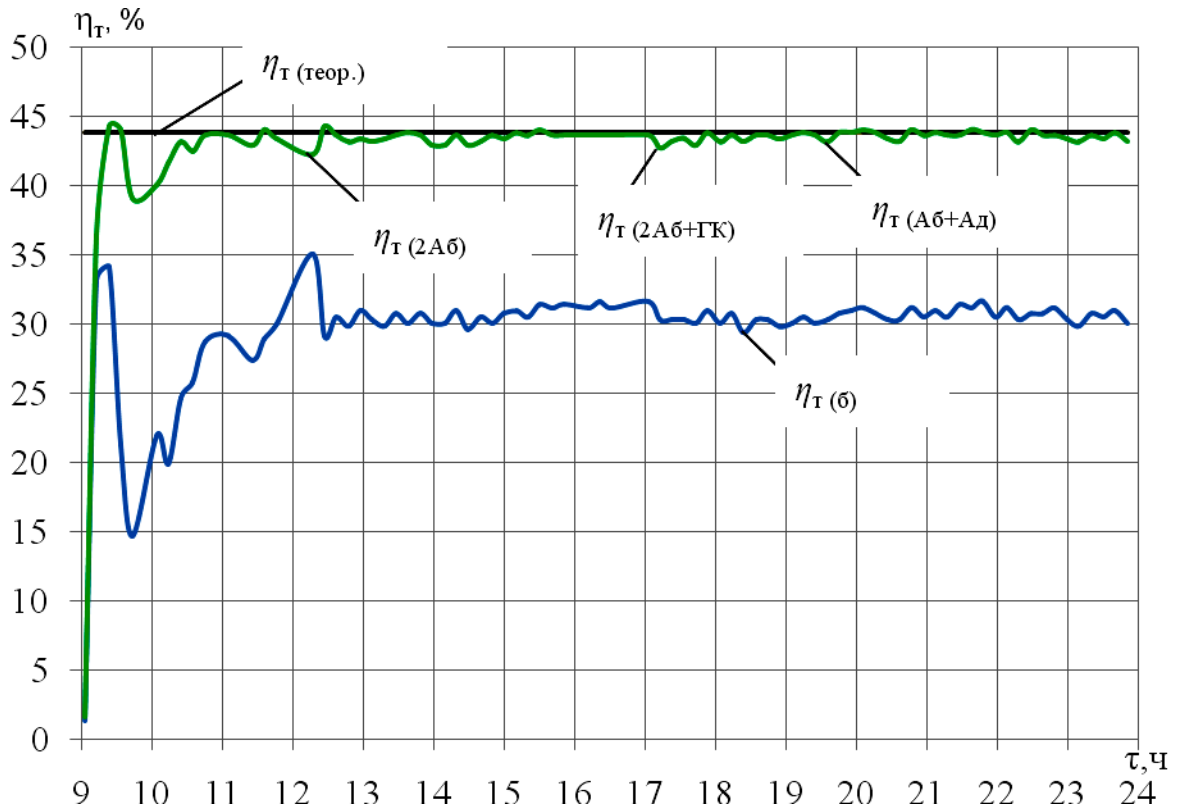


Рис. 5.17. Значения термических КПД систем утилизации сбросной теплоты базового варианта  $\eta_T(90)$ , модифицированного двухпоточного с дополнительным расходом во втором потоке  $\eta_T(2\text{пот.}+\text{д.р.})$ , а также КПД, заявленных фирмой-изготовителем двигателя Jenbacher JMS 420 GS-N.LC GE  $\eta_T(\text{теор.})$ :  $\eta_T(90)$  — при  $t_{\text{Г.вих}} = 90^\circ\text{C}$ ;  $\eta_T(2\text{пот.}+\text{д.р.})$  — при  $t_{\text{Г.Аб}} = 85^\circ\text{C}$

Ввиду того, что все варианты основаны на ступенчатой трансформации сбросной теплоты ГД с высоко- и низкотемпературными ступенями, предполагающими практически полную утилизацию сбросного тепла ГД, то графики термических КПД для них совпадают:  $\eta_T(2Аб) = \eta_T(2Аб+ГК) = \eta_T(2Аб+Ад)$  — и близки величине теоретического термического КПД  $\eta_T(\text{теор.})$ , то есть максимально возможному значению термического КПД, заявленного фирмой производителем для двигателя Jenbacher марки JMS 420 GS-N.LC GE. Также для сравнения показан график термического КПД  $\eta_T(б)$  базовой системы утилизации.

### 5.5. Оценка технико-экономической эффективности реализации результатов исследования

Расчет экономического эффекта производился исходя из количества топлива, которое требуется на производство электроэнергии для питания парокomppressorных холодильных машин (ПКХМ) технологического назначения холодопроизводительностью, равной той, которую получают за счет утилизации потерь теплоты когенерационных ГПД.

На рис. 5.18 представлены графики разности количества холода, получаемого в предложенных вариантах систем утилизации сбросного тепла и базовом варианте, то есть прироста холодопроизводительности  $\Delta Q_0$  за счет утилизации.

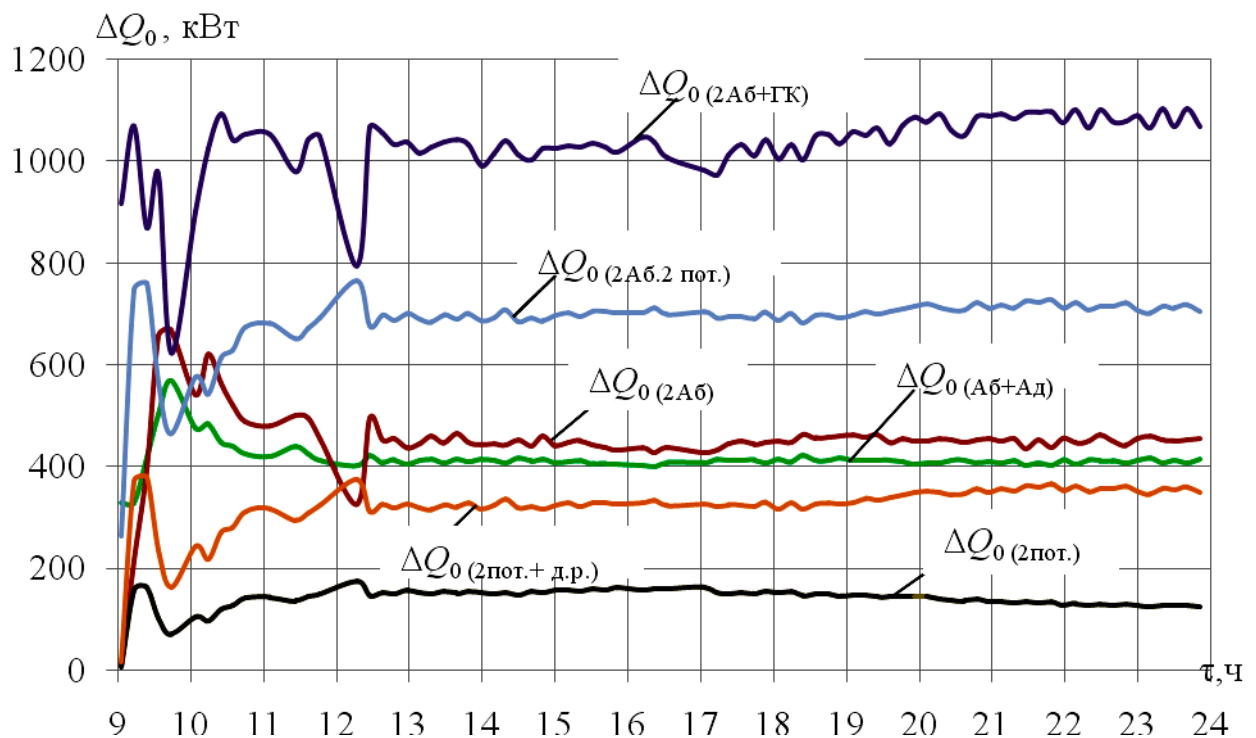


Рис. 5.18. Значения разностей холодопроизводительностей  $\Delta Q_0$  предложенных систем трансформации сбросного тепла ГД и базовой системы: с двумя АБХМ и ГК  $\Delta Q_0(2АБ+ГК)$ , двухпоточной с двумя АБХМ  $\Delta Q_0(2АБ.2\text{ пот.})$ , с двумя АБХМ  $\Delta Q_0(2АБ)$ , с АБХМ и АДХМ  $\Delta Q_0(АБ+АД)$ , двухпоточной с дополнительным расходом во втором потоке  $\Delta Q_0(2\text{ пот.}+д.р.)$ , двухпоточной  $\Delta Q_0(2\text{ пот.})$ , полученные с использованием данных мониторинга в течении 9<sup>00</sup> – 24<sup>00</sup> (7.07.2011)

Рассчитано также количество электроэнергии, требуемой для питания ПКХМ технологического назначения для покрытия соответствующих приращений холодопроизводительности  $\Delta Q_0$  (рис. 5.19). Полученные значения показывают сокращение потребления электроэнергии технологическими ПКХМ в предложенных системах утилизации по сравнению с базовой системой утилизации сбросного тепла ГД.

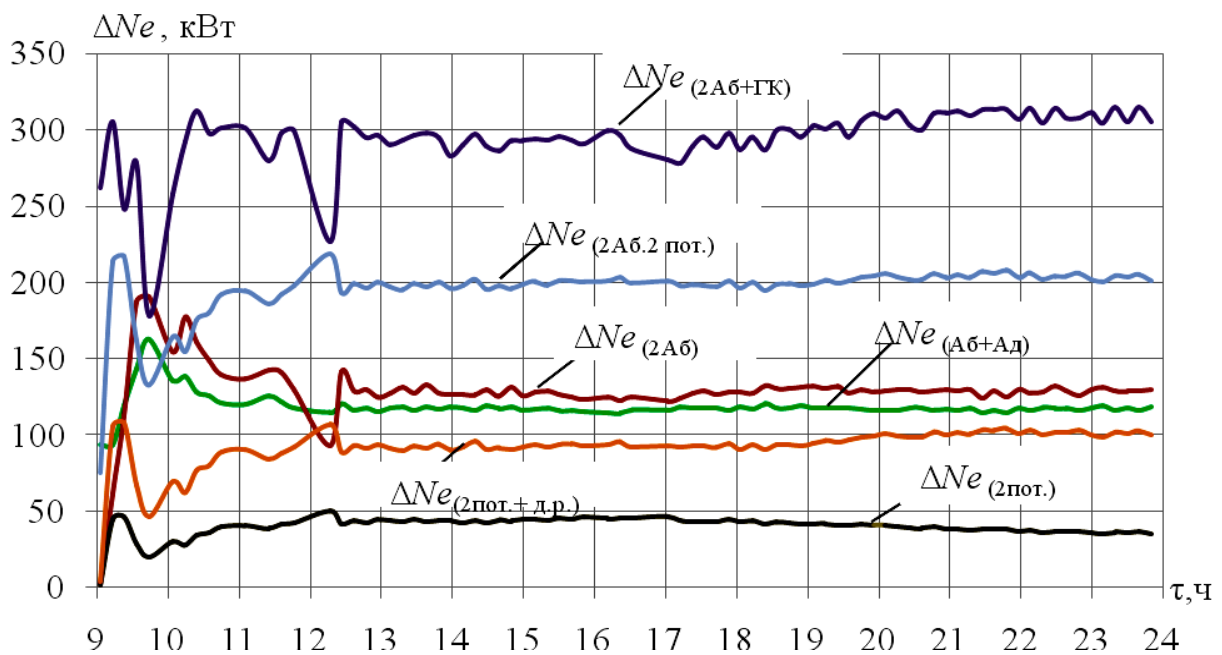


Рис. 5.19. Значения сокращения потребления электроэнергии технологическими ПКХМ для предложенных вариантов утилизации сбросной теплоты ГД: с двумя АБХМ и ГК  $\Delta Ne_{(2Аб+ГК)}$ , двухпоточного с двумя АБХМ  $\Delta Ne_{(2Аб.2\text{ пот.})}$ , с двумя АБХМ  $\Delta Ne_{(2Аб)}$ , с АБХМ и АДХМ  $\Delta Ne_{(Аб+Ад)}$ , двухпоточного с дополнительным расходом во втором потоке  $\Delta Ne_{(2\text{ пот.+ д.р.})}$ , двухпоточного  $\Delta Ne_{(2\text{ пот.})}$  по сравнению с базовым вариантом в течении  $9^{00} - 24^{00}$  (7.07.2011)

Также были рассчитаны значения суммарной экономии топлива за счет снижения энергопотребления ПКХМ для предложенных вариантов систем утилизации сбросного тепла ГД в течении  $9^{00} - 24^{00}$  (7.07.2011), представленные на рис. 5.20, и за годовой период на рис. 5.21.

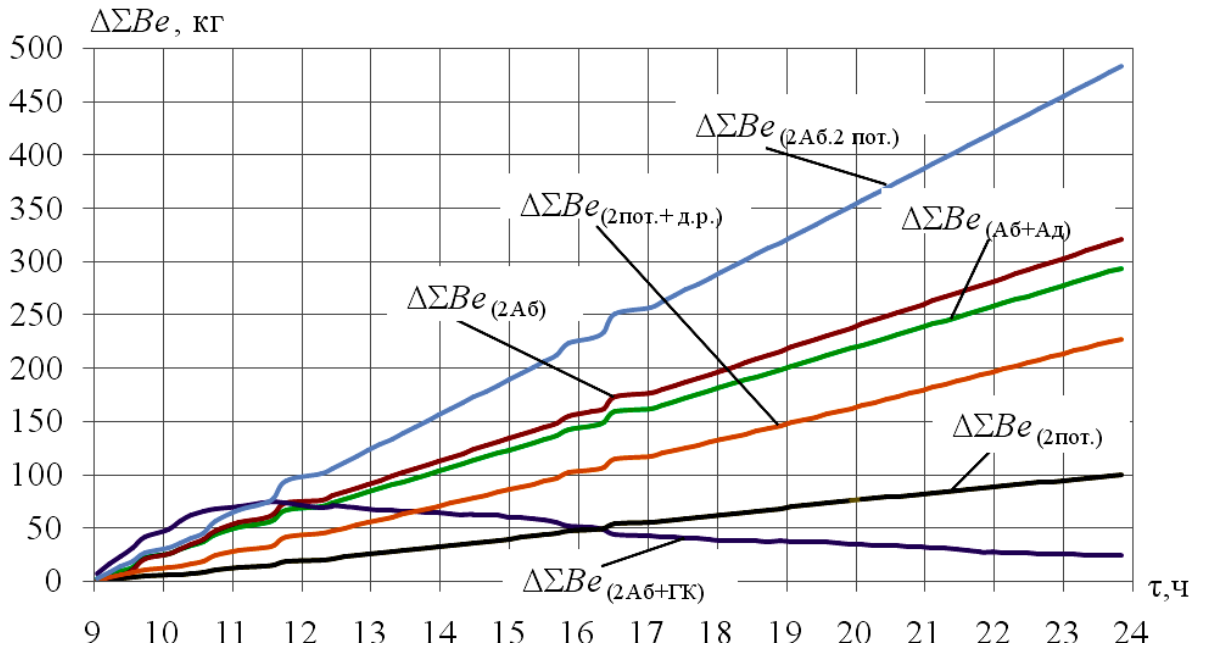


Рис. 5.20. Значения сокращения затрат топлива для предложенных вариантов: с двумя АБХМ и ГК  $\Delta\Sigma Be_{(2Ab+GK)}$ , двухпоточного с двумя АБХМ  $\Delta\Sigma Be_{(2Ab.2\ pot.)}$ , двумя АБХМ  $\Delta\Sigma Be_{(2Ab)}$ , с АБХМ и АДХМ  $\Delta\Sigma Be_{(Ab+Ad)}$ , двухпоточного с дополнительным расходом во втором потоке  $\Delta\Sigma Be_{(2\ pot.+d.p.)}$ , двухпоточного  $\Delta\Sigma Be_{(2\ pot.)}$  по сравнению с базовым в течении  $9^{00} - 24^{00}$  (7.07.2011)

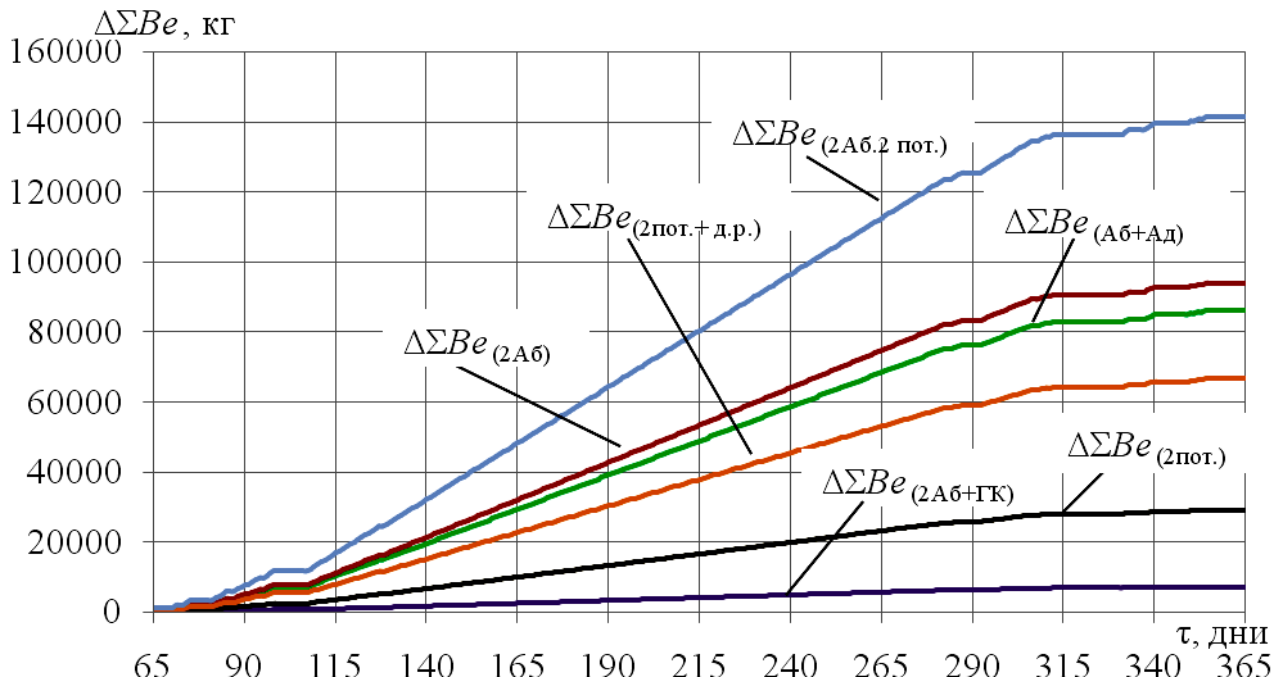


Рис. 5.21. Значения сокращения затрат топлива для предложенных вариантов: с двумя АБХМ и ГК  $\Delta\Sigma Be_{(2Ab+GK)}$ , двухпоточного с двумя АБХМ  $\Delta\Sigma Be_{(2Ab.2\ pot.)}$ , двумя АБХМ  $\Delta\Sigma Be_{(2Ab)}$ , с АБХМ и АДХМ  $\Delta\Sigma Be_{(Ab+Ad)}$ , двухпоточного с дополнительным расходом во втором потоке  $\Delta\Sigma Be_{(2\ pot.+d.p.)}$ , двухпоточного  $\Delta\Sigma Be_{(2\ pot.)}$  по сравнению с базовым в течении года

Как видно с графиков на рис. 5.20 и 5.21, система утилизации с двумя АБХМ и промежуточным нагревом в ГК является наименее экономичным вариантом, хотя и дает максимальный пророст холодопроизводительности (рис. 5.18) и наибольшее сокращение потребление электроэнергии ПКХМ. Это обусловлено дополнительными затратами топлива на питание ГК. Реальная экономия за счет использования такой системы утилизации незначительная, но все же она обеспечивает небольшое сокращение затрат топлива по сравнению с существующей системой утилизации.

В денежном эквиваленте экономия рассчитывалась исходя из тарифа для предприятий, который составляет 9 грн за 1 кг природного газа. Данные по экономии денежных средств за счет применения разработанных вариантов систем утилизации сбросного тепла представлены в графической виде на рис. 5.22.

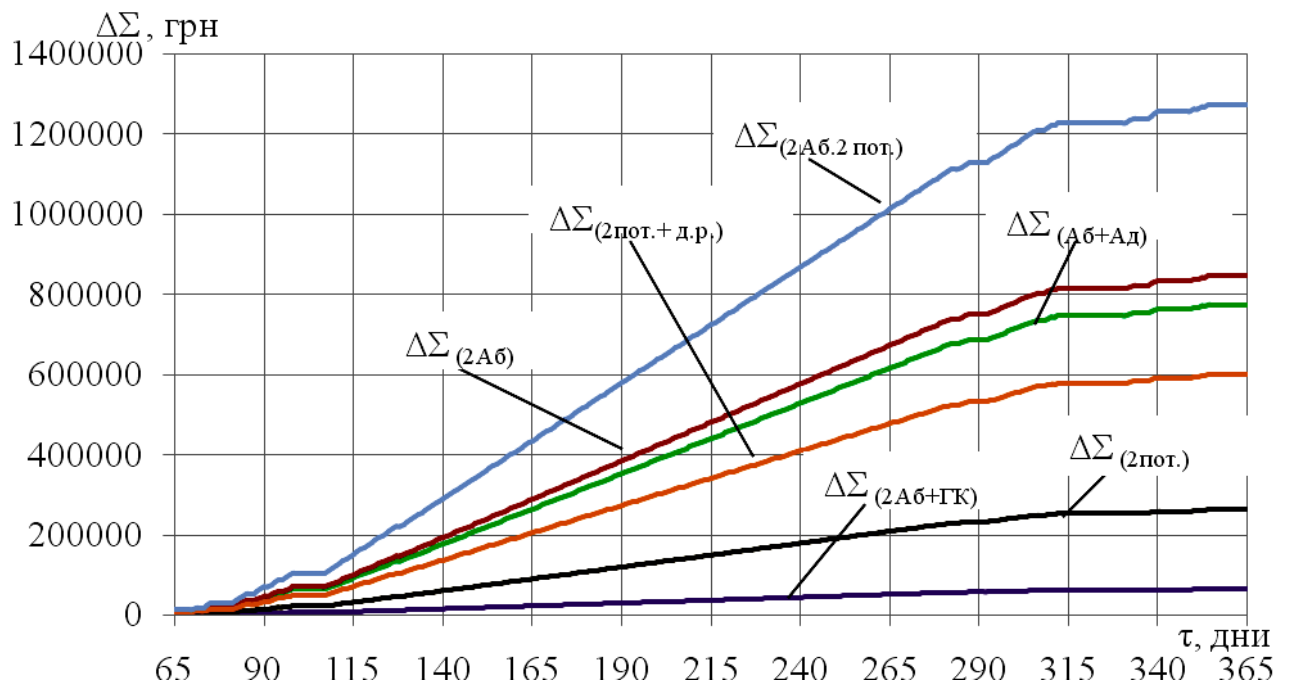


Рис. 5.22. Значения экономии денежных средств для предложенных вариантов: с двумя АБХМ и

ГК  $\Delta\Sigma_{(2Аб+ГК)}$ , двухпоточного с двумя АБХМ  $\Delta\Sigma_{(2Аб.2пот.)}$ , двумя АБХМ  $\Delta\Sigma_{(2Аб)}$ , с АБХМ и АДХМ  $\Delta\Sigma_{(Аб+Ад)}$ , двухпоточного с дополнительным расходом во втором потоке  $\Delta\Sigma_{(2пот.+д.р.)}$ , двухпоточного  $\Delta\Sigma_{(2пот.)}$  по сравнению с базовым в течении года

Также рассчитано сокращение выбросов за счет уменьшения расхода топлива. Расчеты произведены исходя из данных по выбросам вредных веществ при сгорании природного газа, а именно:  $\text{CO}_2 = 12,9 \text{ кг/т}$  и  $\text{NO}_x = 2,16 \text{ кг/т}$ .

Значения сокращения выбросов вредных веществ в течении года представлены на рис. 5.23 (выбросы  $\text{CO}_2$ ) и рис. 5.24(выбросы  $\text{NO}_x$ ), а также в табличном виде (табл. 5.1).

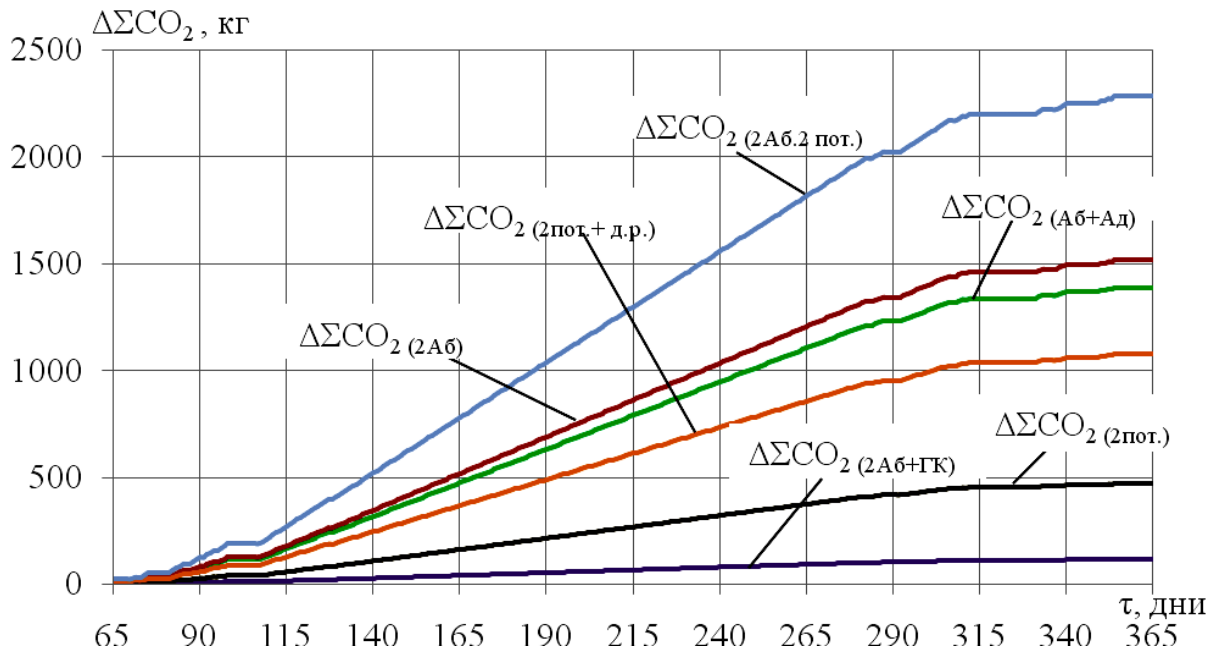


Рис. 5.23. Значения сокращения выбросов  $\text{CO}_2$  в атмосферу для предложенных вариантов: с двумя АБХМ и ГК  $\Delta\Sigma\text{CO}_2(2\text{Аб}+\text{ГК})$ , двухпоточного с двумя АБХМ  $\Delta\Sigma\text{CO}_2(2\text{Аб.2пот.})$ , двумя АБХМ  $\Delta\Sigma\text{CO}_2(2\text{Аб})$ , с АБХМ и АДХМ  $\Delta\Sigma\text{CO}_2(\text{Аб}+\text{Ад})$ , двухпоточного с дополнительным расходом во втором потоке  $\Delta\Sigma\text{CO}_2(2\text{пот.}+\text{д.р.})$ , двухпоточного  $\Delta\Sigma\text{CO}_2(2\text{пот.})$  по сравнению с базовым в течении года



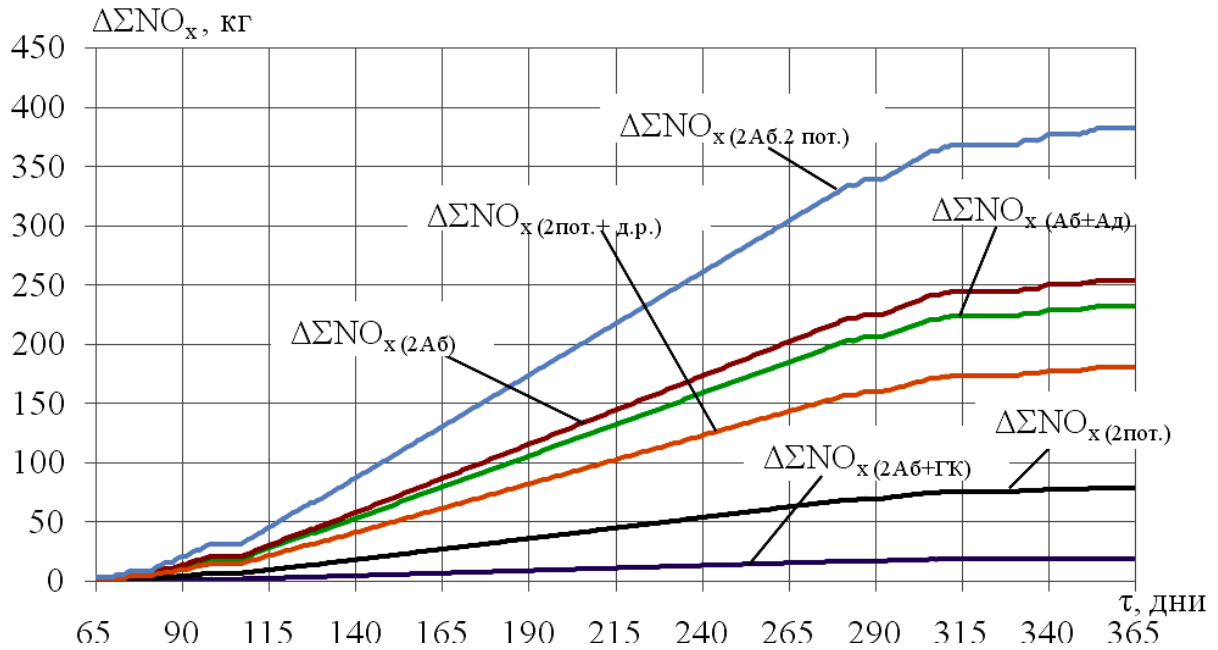


Рис. 5.24. Значения сокращения выбросов  $\text{NO}_x$  в атмосферу для предложенных вариантов: с двумя АБХМ и ГК  $\Delta\Sigma\text{NO}_x(2\text{АБ}+\text{ГК})$ , двухпоточного с двумя АБХМ  $\Delta\Sigma\text{NO}_x(2\text{АБ}.\text{2 пот.})$ , двумя АБХМ  $\Delta\Sigma\text{NO}_x(2\text{АБ})$ , с АБХМ и АДХМ  $\Delta\Sigma\text{NO}_x(\text{АБ}+\text{АД})$ , двухпоточного с дополнительным расходом во втором потоке  $\Delta\Sigma\text{NO}_x(2\text{пот.}+\text{д.р.})$ , двухпоточного  $\Delta\Sigma\text{NO}_x(2\text{пот.})$  по сравнению с базовым в течении года

Таблица 5.1

Значение сокращения выбросов вредных веществ в атмосферу за год для разных вариантов систем трансформации сбросного тепла ГПД

Предложенная СУ	Выброс $\text{CO}_2$ (кг)	Выброс $\text{NO}_x$ (кг)	Выброс $\text{CO}_2$ и $\text{NO}_x$ в сравнении с общими выбросами от ГПД(%)
2АБХМ	1513	253	3,47
2 АБХМ + ГК	113	19	0,26
АБХМ+АДХМ	1386	232	3,18
2АБХМ + 2 пот.	2280	382	5,23
2 пот.	468	78	1,07
2 пот. + д.р.	1073	180	2,46

## 5.6. Основные результаты и выводы по разделу 6

1. Для решения поставленной задачи повышения эффективности системы трансформации сбросного тепла ГД был предложен подход, базирующийся на ступенчатой трансформации сбросного тепла в АБХМ и исходящий из наличия в системе резервной АБХМ, используемой в качестве низкотемпературной ступени АБХМ2, а также бустерного газового котла (ГК). С целью утилизации избыточного тепла, сбрасываемого в базовом варианте в атмосферу, предложено задействовать резервную АБХМ2 на линии теплоносителя после базовой, высокотемпературной, ступени АБХМ1 с температурой теплоносителя на выходе АБХМ1 – на входе АБХМ2 75°C, что позволяет сократить потери теплоты при ее трансформации в холод на 30%, повысить холодопроизводительность на 20% относительно базового варианта.

2. В качестве дальнейшего развития системы трансформации тепла с двумя АБХМ предложен вариант с использованием промежуточного нагрева теплоносителя после АБХМ первой ступени перед АБХМ второй, низкотемпературной, ступени в ГК. Такой подход направлен на повышение теплового коэффициента АБХМ низкотемпературной ступени за счет более высокой температуры теплоносителя на входе, а также увеличения холодопроизводительности за счет тепла, внесенного в контур газовым котлом.

3. Предложено схемное решение системы трансформации сбросного тепла ГД в АБХМ с использованием АДХМ как низкотемпературной ступени.

4. Проведенное сравнение предложенных вариантов систем трансформации сбросного тепла ГД дает возможность выбрать рациональные решения с учетом требуемых условий эксплуатации.

5. Выполнен технико-экономический анализ предложенных систем трансформации тепла, а также рассчитан экологический эффект от их использования в виде сокращения выбросов вредных веществ за счет сокращения потерь сбросного тепла, повышения эффективности его трансформации (теплового коэффициента) и увеличения холодопроизводительности.

Основные результаты работ по разделу 5 приведены в [77,78,100–102]

## ВЫВОДЫ

1. Выявлено и реализовано резервы повышения эффективности трансформации сбросной теплоты в УАЭТХ за счет сокращения потерь теплоты, отводимой от ГПД, обусловленных несогласованностью режимов совместной работы АБХМ и когенерационного модуля ГПД из-за противоречивых условий их эффективной эксплуатации по температуре обратного теплоносителя на выходе из АБХМ и на входе в систему охлаждения когенерационного ГПД. По результатам мониторинга параметров системы трансформации сбросной теплоты в УАЭТХ выявлено потери, составляющие около 30% теплоты, отведенной от ГПД.

2. Предложен и реализован принципиально новый подход к согласованию режимов совместной работы АБХМ и когенерационного модуля ГПД по температуре обратного теплоносителя в многопоточных системах трансформации сбросной теплоты ГПД в холод, который обеспечивает повышение термодинамической эффективности трансформации сбросной теплоты с увеличением теплового коэффициента  $\zeta_{\text{СУ}}$  системы утилизации от 0,55 до 0,7.

3. Впервые предложено применение теплового коэффициента  $\zeta_{\text{СУ}}$  системы утилизации теплоты ГПД в холод в УАЭТХ как показателя эффективности трансформации сбросной теплоты когенерационного ГПД, который позволяет выявить и реализовать резервы повышения ее термодинамической эффективности за счет сокращения потерь теплоты, отводимой от ГПД.

4. Установлено, что система трансформации сбросной теплоты когенерационных ГПД в холод двумя последовательно подключенными АБХМ и рециркуляцией теплоносителя в котле утилизаторе-экономайзере на выпускных газах ГПД обеспечивает сокращение потерь теплоты на 30% и, как следствие, увеличение теплового коэффициента  $\zeta_{\text{СУ}}$  системы утилизации от 0,55 до 0,8, система трансформации теплоты с двумя АБХМ – сокращение потерь теплоты на 30% и увеличение  $\zeta_{\text{СУ}}$  от 0,55 до 0,77, система трансформации теплоты в двух

АБХМ с бустерной газовой котлом – сокращение потерь теплоты на 30% и увеличение  $\zeta_{\text{су}}$  от 0,55 до 0,8, система трансформации в АБХМ с адсорбционной АДХМ – сокращение потерь теплоты на 30% и увеличение  $\zeta_{\text{су}}$  от 0,55 до 0,7.

5. Разработаны способы рациональной организации процессов трансформации сбросной теплоты в холод и схемные решения систем трансформации сбросной теплоты когенерационных ГПД в АБХМ с рециркуляцией обратного теплоносителя и определены рациональные параметры процессов, обеспечивающие уменьшение потерь с 30...40% до 15...20% и соответствующий рост теплового коэффициента  $\zeta_{\text{су}}$  системы трансформации теплоты в холод в УАЭТХ.

6. Разработаны уточненные физическая и математическая модели процессов трансформации сбросной теплоты когенерационных ГПД в холод и программа расчета характеристик эффективности и параметров системы трансформации сбросной теплоты когенерационных ГПД в холод в УАЭТХ с учетом изменения климатических условий эксплуатации.

7. Результаты исследования в виде схемно-конструктивных решений системы трансформации сбросной теплоты когенерационных ГПД УАЭТХ, методики расчета рациональных параметров и рекомендаций по проектированию системы использованы ООО "Хладотехника" при разработке проекта холодоснабжения установки автономного энергообеспечения ООО "Сандора", ОАО "Завод" Экватор " при проектировании и изготовлении теплообменного оборудования и в учебном процессе НУК имени адмирала Макарова.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Agyenim F. Design and experimental testing of the performance of an outdoor LiBr/H<sub>2</sub>O solar thermal absorption cooling system with a cold store / F. Agyenim, I. Knight, M. Rhodes // *Solar Energy* 84 (2010) – Paper 735-744. – 10 p.
2. Ahmadi P. Greenhouse gas emission and exergo-environmental analyses of a trigeneration energy system / P. Ahmadi, A. Rosen Marc, I. Dincer // *International Journal of Greenhouse Gas Control* 5 (2011) – Paper 1540–1549. – 10 p.
3. Alfredo G. Optimization criteria for cogeneration systems: Multi-objective approach and application in an hospital facility / Gimelli Alfredo, Muccillo Massimiliano // *Applied Energy* 104 (2013) – Paper 910–923. – 14 p.
4. Angrisani G. Experimental results of a micro-trigeneration installation / G. Angrisani, A. Rosato, C. Roselli, M. Sasso, S. Sibilio // *Applied Thermal Engineering* 38 (2012) – Paper 78-90. – 8 p.
5. Angrisani G. Distributed microtrigeneration systems / G. Angrisani, C. Roselli, M. Sasso // *Progress in Energy and Combustion Science* 38 (2012) 502-521
6. ASHRAE Handbook—Fundamentals / Thermophysical Properties of Refrigerants – 2005, 75 p.
7. Campanary S. Technical and tariff scenarios effect on microturbine trigenerative applications / S. Campanary, E. Macchi // *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2003*. – Paper GT-2003-38275. – 10 p.
8. Carvalho M. Geographic evaluation of trigeneration systems in the tertiary sector. Effect of climatic and electricity supply conditions / Carvalho Monica, Serra Luis M., Lozano Miguel A. // *Energy* 36 (2011) – Paper 1931–1939. – 9 p.
9. Catalogue Absorbtsionnie-chillerei-SANYO. – 96 p. [[www.poulet.ru](http://www.poulet.ru)].
10. Catalogue BROAD Air Conditioning. – 38 p.
11. Catalogue Century Europe IBT: Franz Palla Gasse, 21-20020 Klagenfurt, Austria. – 28 p. [web: [www.ibteurope.at](http://www.ibteurope.at)].
12. Catalogue Shuangliang Chillers. -16 p.
13. Catalogue YORK. – 52 p.

14. Consonni S. Optimization of Cogeneration Systems Operation – Part A: Prime Movers Modelization / S. Consonni, G. Lozza, E. Macchi // Proceedings of the ASME Cogen-Turbo Symposium. – Nice, France. –1989. – P. 313– 322.

15. Dae Hee Lee. Development of a highly efficient low-emission diesel engine-powered cogeneration system and its optimization using Taguchi method / Dae Hee Lee, Jae Suk Park , Mi Ra Ryu, Jeong Ho Park // Applied Thermal Engineering 50 (2013) – Paper 491-495.– 4 p.74.

16. Dereje S. Ayoub An overview of combined absorption power and cooling cycles / Dereje S. Ayoub, Bruno Joan Carles, Rajagopal Saravanan, Coronas Alberto // Renewable and Sustainable Energy Reviews 21 (2013) – Paper 728-748. – 21 p.

17. Evola G. Proposal and validation of a model for the dynamic simulation of a solar-assisted single-stage LiBr/water absorption chiller // Evola G., Le Pierre` N., Boudehenn F., Papillon P. // International Journal of Refrigeration 36 (2013) – Paper 1015–1028. – 14 p.

18. Freschi F. Economic and environmental analysis of a trigeneration system for food-industry: A case study / Freschi F., Giaccone L., Lazzeroni P., Repetto M. // Applied Energy 107 (2013) – Paper 157- 172. – 16 p.

19. Gluesenkamp K. High efficiency micro trigeneration systems / K. Gluesenkamp, Y. Hwang, R. Radermacher // Applied Thermal Engineering 50 (2013) – Paper 1480–1486.–6p.

20. Izquierdo M. Experimental evaluation of a low-power direct air-cooled double-effect LiBr–H<sub>2</sub>O absorption prototype / Izquierdo M., Marcos J.D., Palacios M.E., González-Gil A. // Energy 37 (2012) – Paper 737–748. – 12 p.

21. Jordi O. Operational optimisation of a complex trigeneration system connected to a district heating and cooling network / Ortiga Jordi, Bruno Joan Carles, Coronas Alberto // Applied Thermal Engineering 50 (2013) – Paper 1536–1542. – 7 p.

22. Kyaw Thu. Entropy generation analysis of an adsorption cooling cycle / Kyaw Thu, Young-Deuk Kim, Aung Myat, Won Gee Chun, Kim Choon NG // International Journal of Heat and Mass Transfer 60 (2013) 143–155

23. Methodology for determining the efficiency of cogeneration production. Anon. // Annex III of “Proposal for a Directive of the European Parliament and of the Council on the promotion of cogeneration”. – 2002. – 0185 (COD), Brussels, July.

24. Minett C. Combined Heat and Power. Evaluating the benefits of greater global investment / C. Minett // IEA Publications.– 2008.

25. Pat. US3478530. Absorption refrigeration system/David Aronson pending 15.12.1967. release 18.11.1969.

26. Paul B. S. The development and calibration of a generic dynamic absorption chiller model / Borg Simon Paul, Kelly Nicolas James // Energy and Buildings 55 (2012) – Paper 533–544. – 12 p.

27. Popli S. Trigeneration scheme for energy efficiency enhancement in a natural gas processing plant through turbine exhaust gas waste heat utilization / S. Popli, P. Rodgers, V. Evely // Applied Energy. – 2012. – №93. – C. 623–636.

28. Possidente R. Experimental analysis of micro-cogeneration units based on reciprocating internal combustion engine/R. Possidente, C. Roselli, M. Sasso, S. Sibilio//Energy and Buildings 38 (2006) – Paper 1417–1422. –5 p.

29. Radchenko A. Improving transformation of waste heat of cogeneration gas engine module by absorption lithium-bromide chiller/ A. Radchenko, S. Ryzkov, N. Radchenko // Proceedings of the 15 International Symposium on Heat Transfer and Renewable Sources of Energy: HTRSE–2014. – Szczecin, Poland. – 2014. –P.348–341.

30. Rocha M.S. Performance tests of two small trigeneration pilot plants / Rocha M.S., Andreos R., Simões-Moreira J.R. // Applied Thermal Engineering 41 (2012) – Paper 84–91. – 8 p.

31. Saliya J. Mathematical modeling and experimental verification of an absorption chiller including three dimensional temperature and concentration distributions / Jayasekara Saliya, Halgamuge Saman K. // Applied Energy 106 (2013) – Paper 232–242 . – 11 p.

32. Suamir IN. Performance evaluation of integrated trigeneration and CO<sub>2</sub> refrigeration systems / Suamir IN., Tassou S.A. // *Applied Thermal Engineering* 50 (2013) – Paper 1487–1495. – 9 p.

33. Technical Specification Jenbacher gas engines / JMS 420 GS–N.L Natural gas 1.403kW el. – 4 p.

34. Thilak Raja N. A review of renewable energy based cogeneration technologies / Thilak Raja N., Iniyani S., Ranko Goic // *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15 (2011) – Paper 3640-3648. – 9 p.

35. Wang F. J. Economic feasibility of waste heat to power conversion / F. J. Wang, J. S. Chiou, P. C. Wu // *Applied Energy*. – 2007. – №84. – С. 442–454.

36. Tianhong Pan. Efficiency improvement of cogeneration system using statistical model / Tianhong Pa, Dongliang Xu, Zhengming L, Shyan-ShuShieh, Shi-Shang Jang // *Energy Conversion and Management* 68 (2013). – Paper 169–176 – 7 p.

37. Uemura T. The Refrigeration (Japan). / T. Uemura //1975. V. 50. № 568. P. 95-101.

38. Zare V. Proposal and analysis of a new combined cogeneration system based on the GT-MHR cycle / V. Zare, M. Yari , S.M.S. Mahmoudi // *Desalination* 286 (2012) – Paper 417–428. –11 p.

39. Ziebig A. Optimal coefficient of the share of cogeneration in district heating systems /A. Ziebig, P. Gladysz // *Energy*. – 2012. –Vol. 45. – P. 220–227.

40. А. с. 583153 СССР, МКИ С09К5/00. Бинарная смесь для абсорбционной холодильной машины.

41. А. с. СССР № 243802 с приоритетом от 23.03.1964 г. / Кремнев О.А., Чавдаров А.С., Балицкий С.А., Журавленко В. Я., Гершкович В.Ф., Згурский О.А., Пекер Я.Д., Медведев М.И.

42. Бадылькес И. С. Абсорбционные холодильные машины. / И. С. Бадылькес, Р. Л. Данилов // М.: Пищ. промсть, 1966. - 356 с.

43. Баженов А.И. Совершенствование тепловых схем газопоршневых установок при комбинированной выработке электрической энергии, теплоты и



холода / А.И. Баженов, Е.В. Михеева // Промышленная энергетика – 2014. – №5. С. 19–23.

44. 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» / Г. А. Баласанян – Одеса, 2007. – 36 с.

45. Бараненко А.В. Абсорбционные преобразователи теплоты / А.В. Бараненко, Л.С. Тимофеевский, А.Г. Долотов, А.В. Попов: Монография. – СПб.: СПбГУНиПТ – 2005. – 338С.

46. Бараненко А.В. Энергосберегающие абсорбционные бромистолитиевые водоохлаждающие иводонагревательные преобразователи теплоты / А.В. Бараненко, А.В. Попов, Л.С. Тимофеевский // Инженерные системы АВОК – Северо-Запад. 2001. № 4. С. 22-25.

47. Барков В.М. Когенераторные технологии: возможности и перспективы./ В.М. Барков // «ЭСКО» журнал энергосервисной компании «Экологические системы».– 2004, № 7

48. Басок Б.И. Анализ когенерационных установок. Часть I. Классификация и основные показатели. / Б.И. Басок, Е.Т. Базеев, В.М. Диденко, Д.А. Коломейко // В сб.: Промышленная теплотехника 2006, т.28, №3. С. 83–89.

49. Басок Б.И. Анализ когенерационных установок. Часть II. Анализ энергетической эффективности / Б.И. Басок, Д.А. Коломейко // Промышленная теплотехника – 2006, т. 28, №4 – С. 79–83.

50. 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.

51. Билека Б.Д. Пути улучшения тепловых и экологических характеристик когенерационных установок с приводом от газотурбинных и газопоршневых двигателей. / Б.Д. Билека, В.Я. Кабков, Е.В. Скляренко, В.Н. Погожев //

Авиационно-космическая техника и технология. – Харьков: ХАИ 2011, №10. – С. 34–37.

52. Богданов С. Н. Холодильная техника. Свойства веществ: Справ. 3-е изд., перераб. И доп. / С.Н. Богданов, О.П. Иванов, А.В. Куприянова // – М.: Агропромиздат., 1985. – 208с.

53. Бродянский В. М. Эксергетический метод термодинамического анализа. / В. М. Бродянский // – М.: Энергия, 1973. – 396 с.

54. Быков А. В. Теплофизические основы получения искусственного холода / Под ред. А. В. Быкова. – М.: Пищ. Пром-сть, 1980. – 232 с.

55. Верба О. И. Термодинамические свойства водных растворов бромистого лития / О. И. Верба, В. А. Груздев, Л. Г. Захаренко и др. // В кн.: Теплофизические свойства растворов. - Новосибирск, ИТФ СО АН СССР, 1983. -С. 19-34.

56. Галимова Л.В. Абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы: учеб. пособие / Л.В. Галимова // Астрахань: АГТУ, 1997. – 226 с.

57. Генрих В. Н. Экспериментальное исследование вязкости водных растворов бромистого лития. / В. Н. Генрих, В. А. Груздев, Л. Г. Захаренко // – В кн.: Исследование теплофизических свойств растворов и расплавов. – Новосибирск: ИТФСОАН СССР, 1974. – С. 21–23.

58. Дзино А.А. Физико-математическая модель абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины с отдельным теплопереносом / А.А. Дзино, Л.С. Тимофеевский, Д.А. Ковалевич // Холодильная техника. 1992. № 9–10. С. 9–12.

59. Димитров А.А. Утилизация вторичных энергоресурсов судовых установок с применением технологии тригенерации / А.А. Димитров, О.Ю.Яковлева, М.Г. Хмельнюк // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали V м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2014.

60. Долинский, А.А. Анализ энергетической эффективности когенерационных схем / 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.

61. Долотов А. Г. Уточнение расчета термодинамических свойств водного раствора бромистого лития на ЭВМ / А. Г. Долотов, Л. С Тимофеевский, В. Ю. Пятко // Холодильная техника. 1995. № 2. С. 15-18

62. Долотов А.Г. Оценка эффективности применения абсорбционных водоаммиачных термотрансформаторов / А.Г. Долотов, Л.С. Тимофеевский, В.Ю Пятко и д. // Холодильная техника. 1991. №5. С. 14-16.

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

64. Караван С.В. Новый раствор для абсорбционных холодильных машин / С.В. Караван, О.А. Пинчук, И.И. Орехов // Холодильная техника. 1988. № 5. С. 22–25.

65. Каталог ООО «ОКБ ТЕПЛОСИБМАШ» /Новосибирск – С. 38

66. 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.

67. Клименко В.Н. Энергетические характеристики когенерационной установки на частичных тепловых нагрузках / В.Н. Клименко, П.П. Сабашук, Ю.Г. Клименко // Промышленная теплотехника. – 1997. –Т. 19, №3. – С. 51–56.

68. Клименко В.Н. Проблемы когенерационных технологий в Украине / В.Н. Клименко // Промышленная теплотехника. – 2001.– № 4–5. – С. 106–110.

69. 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.

70. Комбинированная технология тройного действия: энергетическая эффективность и высокая экологичность. Режим доступа: [http://www.holodilshchik.ru/index\\_holodilshchik\\_best\\_article\\_issue\\_5\\_2008.htm](http://www.holodilshchik.ru/index_holodilshchik_best_article_issue_5_2008.htm).

71. Котенко А. Тригенерационная установка на базе микрогазовой турбины и абсорбционной машины./ А. Котенко, Э. Видхальм, Ф. Тонингер //Электронный

журнал “Сантехніка Опалювання Кондіціювання” – 30.07.2007 – Режим доступу:  
<http://www.c-o-k.com.ua/content/view/1101/>

72. 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.

73. Лежненко А.А. Когенерация и тригенерация - современные технологии энергоэффективности и ресурсосбережения / А.А. Лежненко // Вісник КТУ 2011, вип. 27. – С. 3–6.

74. Мартыновский В.С. Циклы, схемы и характеристики термо-трансформаторов / В.С. Мартыновский // М.: Энергия, 1979. – 288 с.

75. Морозюк Л.И. Тригенерация – источник энергосбережения в малой энергетике для аграрного производства / Л.И. Морозюк, С.В. Гайдук, Б.Г. Грудка // Холодильна техніка і технологія. – 2015, № 51 (4). – С. 65–69.

76. Никитин Е. Е. Техничко-экономическая эффективность воздушных тепловых насосов с приводом от газопоршневых когенерационных установок в системах горячего водоснабжения / Е. Е. Никитин // Энерготехнологии и ресурсосбережение. – 2011. – № 4. – С. 19 – 24.

77. Остапенко А.В. Двухступенчатая абсорбционно-эжектрная система трансформации сбросной теплоты газових двигателей [Текст] / А.В. Остапенко // Еколого-енергетичні проблеми сучасності / Збірник наукових праць всеукраїнської науково - технічної конференції молодих учених та студентів. Одеса, 14 квітня 2015 р. – Одеса, ОНАХТ. – С. 196–198.

78. Остапенко А.В. Сокращение потерь тепла в системе трансформации теплоты с использованием двухступенчатой абсорбционно-адсорбционной холодильной машиной / А.В. Остапенко // Проблеми екології та енергозбереження: Матеріали ХІ м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2016. – С. 124-126.

79. Остапенко А.В. Сокращения потерь тепла системы трансформации

теплоты в холод на базе ГПД путем использования двухпоточной системы утилизации с двумя АБХМ / А.В. Остапенко // Муніципальна енергетика: проблеми, рішення: Матеріали 6 м.-н. н.-т. конф. Миколаїв: НУК, 2015.

80. Остапенко О.В. Підвищення ефективності газопоршневої установки автономного енергозабезпечення / О.В. Остапенко // Всеукр. н.-т. конф. молодих вчених і студентів. Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології. – Одеса: ОНАХТ. – 2013.

81. Остапенко О.В. Підвищення ефективності трансформації скидної теплоти газопоршневого двигуна в холод абсорбційним бромистолітєвим термотрансформатором / О.В. Остапенко // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали V м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2014. – С. 312–315.

82. Остапенко О.В. Трансформація теплоти когенераційного газового двигуна абсорбційною холодильною машиною / О.В. Остапенко // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали VI м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2015. – С.236–238.

83. Остапенко О.В. Утилізація теплоти в установці автономного енергозабезпечення абсорбційною бромисто-літєвою холодильною машиною / О.В. Остапенко // Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали VII м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2015. – Т.2. – С. 122–129.

84. Остапенко О.П. Энергетическая эффективность парокомпрессионных тепловых насосов с электрическим и когенерационным приводами [Электронный 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>.

85. Остапенко О.П. Энергетические преимущества применения парокомпрессионных 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>.

86. Остапенко О.П. Комплексная оценка энергетической эффективности парокompресорных теплонасосных станций с когенерационным приводом. / О.П. Остапенко // Наукові праці ВНТУ – 2015 – № 3.

87. Преображенский В.П. Теплотехнические измерения и приборы./ В.П. Преображенский //– М.: Энергия, 1978.– 704 с.

88. Радионов А.В. Повышение надежности градирен систем оборотного охлаждения теплоиспользующих холодильных машин установок автономного энергоснабжения / А.В. Радионов, Н.И. Радченко, А.В. Остапенко // Сучасні проблеми холодильної техніки і технології: Збірник тез доповідей ІХ м.-н. н.-т. конф. – Одеса: ОНАХТ, 2013. – С. 282–284.

89. Радченко А.М. Сумісна робота когенераційного газопоршневого двигуна та абсорбційного термотрансформатора установки автономного енергозабезпечення / А.М. Радченко, А. В. Коновалов, О. В. Остапенко //Зб. наук. праць НУК. – 2013. – Вип. № 5-6. – С.35–40. (фахове вид.)

90. Радченко А.М. Трансформація теплоти в установці автономного енергозабезпечення абсорбційною холодильною машиною / А.М. Радченко, О.В. Остапенко // Збірник наукових праць НУК – 2015. – № 4 (460). – С. 12–16.

91. Радченко А.М. Тригенераційні технології для комунальної енергетики / А.М. Радченко, Р.С. Рижков, Р.М. Радченко, Д.В. Коновалов // Муніципальна енергетика: проблеми, рішення: Матеріали 5 м.-н. н.-т. конф. Миколаїв: НУК, 2013. – С. – .

92. Радченко А.М. Трансформація теплоти в установці автономного енергозабезпечення абсорбційною холодильною машиною / А.М. Радченко, О.В. Остапенко // Холодильна техніка та технологія. – 2015. – Т. 51, вып. 2.– С. 32–37.

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

94. Радченко А.Н. Анализ традиционного способа охлаждения воздуха машинного отделения газовых двигателей и пути повышения его эффективности / А.Н. Радченко, А.В. Коновалов, А.С. Манилов, А.В. Остапенко, А.В. Грич // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали III м.-н. н.-т. конф.- Миколаїв: НУК, 2012. – С. 415–418.

95. Радченко А.Н. Анализ эффективности трансформации теплоты когенерационного газового двигателя в холод абсорбционным термотрансформатором / А.Н. Радченко, А.В. Коновалов, А.В. Остапенко // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали IV м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2013. – С. 243–246.

96. Радченко А.Н. Инновационные технологии повышения эффективности установки автономного электро-, тепло- и холодообеспечения / А.Н. Радченко, С.Г. Фордуй, Н.И. Радченко, А.В. Коновалов // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали IV м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2013. – С. 230–235.

97. Радченко А.Н. Повышение эффективности трансформации теплоты газового двигателя в холод двухступенчатой абсорбционно-адсорбционной холодильной машиной / А. Н. Радченко, А.В. Остапенко // Сучасні проблеми холодильної техніки і технології: Збірник тез доповідей X м.-н. н.-т. конф. – Одеса: ОНАХТ, 2015. – С. 48–50.

98. Радченко А.Н. Поддержание термического состояния когенерационного модуля газового двигателя тригенерационной установки / А.Н. Радченко, А.В. Коновалов // Сучасні проблеми холодильної техніки і технології: Збірник тез доповідей IX м.-н. н.-т. конф. – Одеса: ОНАХТ, 2013. – С. 135–138.

99. Радченко А.Н. Совместная работа абсорбционного термотрансформатора и когенерационного газопоршневого двигателя / А.Н. Радченко, А.В. Коновалов, Н.И. Радченко, А.В. Остапенко // Суднова енергетика: Стан та проблеми: Матеріали VI міжнародної науково-технічної конференції студентів, аспірантів, науковців та фахівців. – Миколаїв: НУК, 2013. – С. 40–44.

100. Радченко А.Н. Согласование работы когенерационного модуля газового двигателя и абсорбционного термотрансформатора / А.Н. Радченко, А.В. Коновалов, А.В. Остапенко // Газотурбинные технологии: Рыбинск, Россия. – 2013. – № 4 (115). – С. 30–33.

101. Радченко А.Н. Ступенчатая трансформация сбросной теплоты газовых двигателей / А.Н. Радченко, С.А. Кантор, А.В. Остапенко // Радіоелектронні і комп'ютерні системи. – 2015. – № 1 (69). – С. 71–74 (наукометричне вид.).

102. Радченко А.Н. Условия совместной эксплуатации когенерационного газового двигателя и абсорбционного термотрансформатора / А.Н. Радченко, А.В. Коновалов, А.В. Остапенко // 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.

103. Радченко Н.И. Перспективы применения теплоиспользующих холодильных машин в системах утилизации теплоты судовых дизельных установок / Н.И. Радченко, Р.Н. Радченко, А.А. Стахель // Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації: Матеріали II м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2013. Частина 2 – С. 73–80.

104. Радченко Н.И. Повышение эффективности системы обратного охлаждения газопоршневого двигателя / Н. И. Радченко Л. Бохдаль , А. В. Грич, И. П. Есин //Авиационно-космическая техника и технология. – 2015. – № 4(121). – С. 71–75.

105. Радченко Н.И. Утилизация тепла судовых дизельных установок холодильными машинами / Н.И. Радченко, А.А. Стахель, А.А. Сирота, Д.В. Коновалов // Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації: Матеріали II м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2013. Частина 2 – С. 139–144.

106. Радченко Р.М. Глибока утилізація теплоти тригенераційної установки автономного енергозабезпечення / Р.М. Радченко, О.В. Остапенко, І.П. Єсін, Б.С. Портной //Авиационно-космическая техника и технология. – 2015. – № 1(118). – С. 99–103 (наукометричне вид.)



107. Радченко Р.Н. Усовершенствованный когенерационный газопоршневой модуль тригенерационной установки автономного энергообеспечения / Радченко Р.Н., Остапенко А.В., Лехмус А.А. //Авиационно-космическая техника и технология. – 2015. – № 2(119). – С. 104–107 (наукометричне вид.)

108. Радченко, Р.Н. Теплоиспользующие контуры непосредственного и промежуточного охлаждения воздуха на входе дизельных установок / Р.Н. Радченко, Т. Бес, А.А. Сирота // Авиационно-космическая техника и технология. – 2010. – № 10(77). – С.66-69.

109. Разуваев А.В. Целесообразность применения систем утилизации тепла ДВС / А.В. Разуваев // Турбины и дизели. – 2010. №1. – С 48 – 50.

110. Розенфельд Л. М. Трансформация низкотемпературного тепла с помощью абсорбционной бромистолитиевой машины/ Л. М. Розенфельд, М. С. Карнаух, Л. С. Тимофеевский // Теплоэнергетика. 1969. № 4. С. 30–33.

111. Рыжков С.В. Теплотехнические измерения в судовых энергетических установках. / С.В. Рыжков // – Л.: Судостроение, 1980.– 263 с.

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

113. Рыжков С.С. Повышение эффективности тригенерационных установок автономного энерго-, тепло- и холодоснабжения/ С.С. Рыжков, А.Н. Радченко, С.Г. Фордуй, Н.И. Радченко // Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації: Матеріали II м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2013. Частина 1 – С. 257–264.

114. Рыжков С.С. Пути повышения эффективности тригенерационных установок автономного энергоснабжения / С.С. Рыжков, А.Н. Радченко, С.Г. Фордуй // Сучасні проблеми холодильної техніки і технології: Збірник тез доповідей IX м.-н. н.-т. конф. – Одеса: ОНАХТ, 2013. – С. 138–141.

115. Рыжков С.С. Тригенерационная установка автономного энергообеспечения / С.С.Рыжков, А.Н.Радченко, С.Г.Фордуй, Н.И.Радченко //

Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали V м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2014. – С. 266–270.

116. Рыжков С.С. Установка автономного энергообеспечения предприятия / С.С. Рыжков, А.Н. Радченко, С.Г. Фордуй, Н.И. Радченко // Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації: Матеріали II м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2013. Частина 1 – С. 282–289.

117. Соколов, Е.Я. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения / Е.Я. Соколов, В.М. Бродянский // М.: Энергоиздат, 1981. – 320 с.

118. Тимофеевский Л.С. Математическая модель действительных процессов тепло- и массопереноса в горизонтальном пленочном абсорбере. / Л.С. Тимофеевский // В сб.: Повышение эффективности холодильных машин. – Л.: ЛТИ им. Ленсовета, 1982. – С. 129–150.

119. Тимофеевский Л.С. Метод расчета на ЭВМ теоретических циклов абсорбционных холодильных машин и термотрансформаторах / Л.С. Тимофеевский, Е.Н. Канева // Вестник Международной Академии Холода. 1998. Вып. 1. С. 4-6.

120. Титлов А.С. Оптимизация энергетических характеристик термосифонов абсорбционных холодильных агрегатов (АХА) / А.С. Титлов, Д.С. Тюхай, В.В. Дмитренко // Наукові праці [Одеської національної академії харчових технологій], 2011 № 39 (1) – С. 97–100.

121. Титлов, О. С. Холодильное оборудование предприятий пищевой промышленности : учеб. пособ. / О. С. Титлов, С. Ф. Горыкин. - Л. : Новый Світ-2000, 2013. - 332 с.

122. Усюкин И. П. О применении различных растворов для абсорбционных холодильных установок / И. П. Усюкин, Ю. Д. Колосков // Холодильная техника. 1974. № 7. С. 28–31.

123. Фиалко Н. М. Эффективность систем утилизации теплоты отходящих газов энергетических установок различного типа / Н. М. Фиалко, Ю. В.

Шеренковский, А. И. Степанова и др. // Пром. теплотехника. –2008. –Т. 30, № 3. –С. 68–76.

124. Хараз Д. И. Использование вторичных энергоресурсов в абсорбционных холодильных установках / Д. И. Хараз, Г. А. Яновский, Л. В. Гаврилова // Промышленная энергетика. 1976. № 10. С. 15-17.

125. Хараз Д. И. Получение холода с помощью абсорбционных холодильных машин на базе использования вторичных энергетических ресурсов химических производств / Д. И. Хараз, В. М. Турецкий // Обзорная информация. – М.: НИИТЭХИМ, 1981. – 22с.

126. Чегринцев В. Ф. Оценка эффективности использования рекуперативных теплообменников в системах энергоустановок / В. Ф. Чегринцев, Б. В. Дымо, Н. И. Радченко, Ф. А. Чегринцев // Радіоелектронні і комп'ютерні системи, 2014, № 3 (67). – С. 81–84 (наукометричне вид.)

127. Чегринцев В.Ф. Метод оценки эффективности использования утилизационных теплообменников / В.Ф Чегринцев, Б. В. Дымо, А.Н. Радченко // Радіоелектронні і комп'ютерні системи, 2014, № 4 (68). – С. 47–50 (наукометричне вид.)

## ПРИЛОЖЕНИЕ

Документы, подтверждающие внедрение результатов работы



УТВЕРЖДАЮ

Директор ООО "Хладотехника"

И. А. Бузник

201 г.

## А К Т

### внедрения системы утилизации сбросной теплоты газовых двигателей установки автономного энергоснабжения с выработкой холода

Схемно-конструктивные решения системы утилизации сбросной теплоты газовых двигателей установки автономного энергоснабжения с выработкой холода теплоиспользующими бромистолитиевыми холодильными машинами, методика расчета рациональных параметров и рекомендации по проектированию системы утилизации, выполненные Остапенко 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 для технологических потребностей и кондиционирования воздуха машинного отделения газовых двигателей составляет 744,664 тыс.м<sup>3</sup>, 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 Остапенка Олексія Валерійовича "Підвищення  
ефективності трансформації теплоти когенераційних газопоршневих модулів  
установок автономного електро-, тепло- та холодозабезпечення"

Методика розрахунку характеристик систем трансформації скидної  
теплоти і термотрансформаторів абсорбційного типу, рекомендації з  
проектування систем та їх схемні рішення, розроблені Остапенком О.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

