

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ
НАЦИОНАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕСТРОЕНИЯ
имени адмирала Макарова

На правах рукописи

Андреев Артем Андреевич

УДК 621.436.13

**Повышение эффективности системы охлаждения
наддувочного воздуха для судовых малооборотных дизелей**

05.05.03 – Двигатели и энергетические установки

Диссертация
на соискание научной степени
кандидата технических наук

Первый экземпляр диссертации
идентичный по содержанию с другими
экземплярами диссертации
Ученый секретарь
специализированного ученого совета
Д.38.060.01 д-р техн. наук, профессор
А.П. Шевцов

Научный руководитель:
д-р техн. наук, профессор
Радченко Николай
Иванович

СОДЕРЖАНИЕ

ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ, СОКРАЩЕНИЙ И ИНДЕКСОВ.....	5
ВВЕДЕНИЕ.....	8
РАЗДЕЛ 1	
АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ.....	15
1.1 Анализ существующих способов охлаждения наддувочного воздуха дизелей.....	15
1.2. Анализ существующих способов утилизации теплоты наддувочного воздуха.....	20
1.3. Существующие способы охлаждения наддувочного воздуха с использованием энергии источников сбросной теплоты.....	26
1.4 Постановка цели и задач исследования.....	30
РАЗДЕЛ 2	
ОБОСНОВАНИЕ НАПРАВЛЕНИЯ И МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ.....	31
2.1. Обоснование направления повышения эффективности охлаждения наддувочного воздуха судовых малооборотных дизелей.....	31
2.1.1. Анализ возможности интегрирования термотрансформатора в существующие системы наддува судовых малооборотных дизелей.....	32
2.1.2. Оценка располагаемого теплового потенциала наддувочного воздуха судовых малооборотных дизелей.....	35
2.2. Общая методика исследования.....	41
2.3. Основные результаты и выводы по разделу 2.....	49

РАЗДЕЛ 3

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРОЦЕССОВ ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА МАЛООБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ С УТИЛИЗАЦИЕЙ ЕГО ТЕПЛОТЫ И ПРОВЕРКА ЕЕ АДЕКВАТНОСТИ.....	50
3.1. Общая структура математической модели.....	50
3.2. Основные положения математической модели испарителей термотрансформатора.....	54
3.3. Основные положения математической модели тепло- обменников охлаждения наддувочного воздуха.....	64
3.4. Основные положения методики проектирования теплообменников охлаждения наддувочного воздуха.....	70
3.5. Конструирование, выбор оптимальных температурных режимов и компоновка теплообменных секций контура воздух-вода.....	75
3.6. Основные положения методики проектирования теплообменных контуров вода-хладагент.....	101
3.7. Проверка адекватности математической модели процессов охлаждения наддувочного воздуха судового МОД.....	106
3.8. Основные результаты и выводы по разделу 3.....	115

РАЗДЕЛ 4

РАЗРАБОТКА ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА СУДОВОГО МАЛООБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ.....	116
4.1. Трехконтурная трехступенчатая система охлаждения наддувочного воздуха малооборотного дизеля	117
4.2. Трехконтурная двухступенчатая система охлаждения наддувочного воздуха малооборотного дизеля.....	126

4.3. Системы охлаждения наддувочного воздуха малооборотного дизеля с использованием теплоты наддувочного воздуха и охлаждающей двигатель воды.....	130
4.4. Системы охлаждения наддувочного воздуха малооборотного дизеля с использованием теплоты наддувочного воздуха и выпускных газов.....	132
4.5. Анализ затрат мощности на привод циркуляционных насосов охлаждающей воды.....	149
4.6. Основные результаты и выводы по разделу 4.....	151

РАЗДЕЛ 5

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩЕЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА МАЛООБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ ТРАНСПОРТНОГО СУДНА.....	153
--	-----

5.1. Определения характерных режимов нагрузки главного двигателя балкера типа "Libertas"	153
--	-----

5.2. Оценка эффективности применения системы охлаждения наддувочного воздуха малооборотного дизеля транспортного судна с использованием теплоты наддувочного воздуха.....	161
---	-----

5.3. Основные результаты и выводы по разделу 5.....	169
---	-----

ВЫВОДЫ.....	170
-------------	-----

ЛИТЕРАТУРА.....	172
-----------------	-----

ПРИЛОЖЕНИЯ.....	184
-----------------	-----

ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ, СОКРАЩЕНИЙ И ИНДЕКСОВ

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

c – теплоемкость, Дж/(кг·К);

d – внутренний диаметр трубки, м;

f – коэффициент трения;

G – массовый расход, кг/с;

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

k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К);

L – длина трубки, м;

N – мощность, кВт, МВт;

q – плотность теплового потока, Вт/м²;

r – удельная теплота фазового перехода, Дж/кг;

$Re_{п}$ и $Re_{ж}$ – критерий Рейнольдса для пара и жидкости;

$Re_{п} = (\rho w)xd/\mu_{п}$ и $Re_{ж} = (\rho w)(1 - x)d/\mu_{ж}$;

R – термическое сопротивление, м²·К/Вт;

T, t – температура, К, °С;

v – удельный объем, м³/кг;

w – скорость, м/с;

x – массовое паросодержание;

α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);

β – степень оребрения;

ΔP – падение давления, Па;

Δt_0 – падение температуры кипения, К;

η – коэффициент полезного действия;

θ – логарифмическая разность температур, К;

ρ – плотность, кг/м³;

ρ_w – массовая скорость, кг/(м²·с);

μ – коэффициент динамической вязкости, Н·с/м²;

Сокращения:

ТТр – термотрансформатор;

МОД – малооборотный дизель;

ТК – турбокомпрессор;

ОНВ – охладитель наддувочного воздуха;

ТХМ – теплоиспользующая холодильная машина;

УК – утилизационный котел;

ТСО – теплоиспользующая система охлаждения;

ТУО – теплоиспользующая установка охлаждения;

НТТ – низкотемпературный термотрансформатор;

НРТ – низкокипящее рабочее тело;

СДУ – судовая дизельная установка;

ТОА – теплообменный аппарат;

ТТ – теплотрансформатор;

ТТЭ – теплотрансформатор эжекторный

Индексы:

0, а – низкокипящее рабочее тело, кипение;

1 и 2 – вход и выход;

в – воздух;

зв – забортная вода;

г – генератор;

гр – граничный;

ж – жидкость;

и – испарительная секция генератора;

к, К – конденсация, нагнетание компрессора;

н – наружный;

п – пар;

э – экономайзерная секция генератора;

e – эффективный;

i – индикаторный;

max – максимальный;

opt – оптимальный;

s – после охладителя наддувочного воздуха.

ВВЕДЕНИЕ

Условия эксплуатации судовых малооборотных дизелей (МОД) отличаются значительным изменением в течение рейса температуры наружного воздуха, а значит и воздуха, подаваемого в наддувочный турбокомпрессор (ТК), соответственно, и наддувочного воздуха (воздуха после ТК). Поэтому топливная эффективность МОД зависит, помимо параметров воздуха на входе ТК, еще и от температуры наддувочного воздуха, которая, в свою очередь, – от температуры отводящей теплоту охлаждающей воды. При высоких температурах забортной воды штатные охладители наддувочного воздуха (ОНВ) не справляются с задачей поддержания его температуры на приемлемом уровне, достаточном для демпфирования повышенных температур воздуха на входе в ТК и обеспечивающем высокую топливную эффективность МОД. По данным фирм-разработчиков судовых МОД: "MAN" и "Wartsila" повышение температуры наддувочного воздуха на $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ вызывает уменьшение КПД МОД и, соответственно, возрастание удельного расхода топлива b_e примерно на 0,5 %, что ставит остро задачу его охлаждения.

В то же время объемы теплоты, отводимой от наддувочного воздуха, весьма значительные, и ее использование для его же охлаждения низкотемпературным термотрансформатором (НТТр), или теплоиспользующей холодильной машиной (ТХМ) позволяло бы удерживать температуру наддувочного воздуха даже ниже температуры охлаждающей забортной воды. Такой принципиально новый подход, когда наддувочный воздух рассматривается одновременно как объект охлаждения и как источник сбросной теплоты, позволяет решать задачи охлаждения и утилизации как двуединую, обеспечивая стабильно высокую топливную эффективность МОД на протяжении всего рейса, и прежде всего при наиболее неблагоприятных климатических условиях – высоких температурах наружного воздуха и забортной воды. Применение низкокипящих рабочих тел (НРТ) в НТТр как промежуточном контуре охлаждения наддувочного воздуха обеспечивало бы снижение температуры воздуха ниже температуры забортной воды.

Вопросы утилизации теплоты и охлаждения воздуха в двигателях и энергетических установках исследовались ведущими академическими институтами, вузами и организациями: ИТТФ НАНУ, НТУ "КПИ" (Киев), НТУ "ХПИ", НАУ "ХАИ" (Харьков), ГП НПКГ "Зоря"–"Машпроект" (Николаев), ОГАХ, ОНМА, ОНМУ (Одесса), СевНТУ (Севастополь), а также фирмами-разработчиками судовых дизелей "MAN", "Wartsila" и др.

Обширные экспериментальные и теоретические исследования по утилизации теплоты выпускных газов судовых МОД проводились в 1970-х годах в Николаевском кораблестроительном институте (НКИ) им. адм. Макарова (сейчас Национальный университет кораблестроения – НУК), а по охлаждению наддувочного воздуха среднеоборотных дизелей – ведутся в НУК и в настоящее время. Однако вопросы повышения эффективности охлаждения наддувочного воздуха путем утилизации его же теплоты остаются нерешенными.

Научно-прикладной задачей, решаемой в диссертационной работе, является разработка теплоиспользующей системы охлаждения (ТСО), утилизирующей теплоту наддувочного воздуха судового МОД и обеспечивающей его охлаждение ниже температуры забортной воды при повышенных температурах наружного воздуха и забортной воды.

Связь работы с научными программами, планами, темами.

Представленные в диссертации материалы обобщают результаты работ, выполненных автором в рамках государственной научно-технической программы "Новітні та ресурсозберігаючі технології в енергетиці, промисловості та агропромисловому комплексі" и планов НИР Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова, НИР № 0106U000828 "Розробка теоретичних основ концепції судової тригенерації", № 0109U002218 "Розробка технологій комбінованого виробництва енергії на низькокиплячих робочих тілах для судових комплексів енергожиттєзабезпечення", № 0110U003401 GP/F27/0082 по гранту Президента Украины (Розпорядження Президента України про призначення грантів Президента України для підтримки наукових досліджень молодих учених на 2009 р. №336/2008-рп від 16.12.2008 р.), в которых автор принимал участие как исполнитель на должности младшего научного сотрудника.

Объект исследования – процессы охлаждения в системах наддувочного воздуха для судовых МОД.

Предмет исследования – параметры процессов охлаждения наддувочного воздуха для судовых МОД термотрансформатором.

Целью научного исследования является повышение эффективности системы охлаждения наддувочного воздуха судовых МОД

Основные задачи научного исследования:

1. Выбор типа термотрансформатора и разработка альтернативных схем системы охлаждения наддувочного воздуха для судовых МОД.

2. Определение допустимой глубины охлаждения наддувочного воздуха судовых МОД при характерных температурных напорах в теплообменных аппаратах.

3. Разработка математической модели для минимизации массо-габаритных показателей ОНВ для МОД (путем варьирования параметров в генераторе, испарителе и водяной секции ОНВ) и

4. Разработка математической модели для минимизации массо-габаритных показателей ЭТТр (путем анализа различных схемных решений, варьированием рабочих параметров и пр.).

5. Определение закономерностей процессов охлаждения наддувочного воздуха МОД с утилизацией его теплоты, а также особенностей влияния этих процессов на параметры и показатели, которые учитывают изменение на протяжении рейса температуры воздуха и забортной воды;

6. Разработка и анализ конструктивных схем системы охлаждения наддувочного воздуха с эжекторным ТТр для судового МОД;

7. Разработка способов рациональной организации процессов охлаждения наддувочного воздуха судовых МОД с утилизацией его теплоты и системы охлаждения, которые их реализуют и минимизируют влияние повышенной температуры забортной воды на топливную эффективность МОД.

Методика и методы исследования. Использован методологический подход к решению задачи охлаждения наддувочного воздуха, согласно которому наддувочный воздух рассматривается одновременно как источник теплоты и объект охлаждения. Исследование включает анализ эффективности охлаждения

наддувочного воздуха судовых МОД, разработку математической модели процессов охлаждения наддувочного воздуха МОД и проверку ее адекватности экспериментальным данным, выявление закономерностей процессов охлаждения наддувочного воздуха МОД с утилизацией его же теплоты, определение рациональных параметров процессов, разработку способов рациональной организации процессов и их реализацию в схемных решениях систем охлаждения наддувочного воздуха судовых МОД.

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

1. Впервые разработана трехконтурная теплоиспользующая система охлаждения (ТСО) наддувочного воздуха судовых МОД, которая включает теплоиспользующую установку охлаждения (ТУО) в качестве дополнительного промежуточного контура на НРТ и обеспечивает охлаждение наддувочного воздуха ниже температуры забортной воды.

2. Установлено, что охлаждение наддувочного воздуха МОД в ТСО, утилизирующей теплоту наддувочного воздуха с коэффициентом трансформации теплоты выше 0,4, обеспечивает снижение его температуры до 15...25 °С и сокращение удельного расхода топлива на 1,5...2,5 г/(кВт·ч) по сравнению с его охлаждением забортной водой.

3. Впервые предложен принцип охлаждения наддувочного воздуха судовых МОД с использованием его же теплоты в обратном цикле трансформации теплоты и разработаны реализующие его способы рациональной организации процессов охлаждения наддувочного воздуха – в двухступенчатой трехконтурной ТСО и охлаждением воздуха с отводом теплоты к кипящему НРТ.

4. Впервые выявлены закономерности процессов охлаждения наддувочного воздуха МОД в двухступенчатой трехконтурной ТСО с утилизацией теплоты наддувочного воздуха и применением НРТ, а также особенности влияния этих процессов на параметры и показатели МОД (температуру наддувочного воздуха и удельный расход топлива) и ТУО (тепловой коэффициент, удельные тепловые нагрузки высоко- и низкотемпературной секций ОНВ), которые учитывают соотношение тепловых нагрузок высоко- и низкотемпературного ступеней ОНВ при изменении температур наружного воздуха и забортной воды.

5. Разработано физическую и математическую модели процессов охлаждения наддувочного воздуха МОД в трехконтурной ТСО с утилизацией теплоты наддувочного воздуха термотрансформатором на НРТ, которые учитывают соотношения тепловых нагрузок в прямом и обратном циклах трансформации теплоты и позволяют определить значение коэффициента трансформации теплоты и параметры процессов охлаждения с учетом изменения на протяжении рейса температур наружного воздуха и пресной воды.

Способы и схемные решения теплоиспользующих систем охлаждения наддувочного воздуха МОД защищены 3 патентами Украины на изобретение.

Достоверность результатов работы подтверждена экспериментальными данными по трансформации теплоты в холод, обеспечена применением для расчета топливной эффективности МОД с охлаждением воздуха на входе программы производителя судовых МОД корпорации "MAN", апробированной данными стендовых испытаний МОД, сохранением установленных закономерностей в широком диапазоне режимов судовой эксплуатации, результатами сравнения показателей топливной эффективности МОД с охлаждением воздуха на входе и без него.

Адекватность уравнений, которые применяются для расчета теплообменных аппаратов подтверждено многолетними обширными исследованиями на ПО «Экватор» и на кафедре ТОТ и СПГА Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова.

Теоретическое значение имеют следующие результаты исследования:

- методологический подход к повышению эффективности охлаждения наддувочного воздуха судовых МОД, в соответствии с которым наддувочный воздух одновременно является источником теплоты (для теплоиспользующей высокотемпературной ступени ОНВ) в прямом цикле трансформации теплоты и объектом охлаждения (для охлаждающей низкотемпературной ступени ОНВ) в обратном цикле трансформации теплоты и который позволяет создать систему глубокого охлаждения наддувочного воздуха – ниже температуры заборной воды;

- закономерности процессов охлаждения наддувочного воздуха МОД в двухступенчатой трехконтурной ТСО с утилизацией теплоты наддувочного

воздуха и применением НРТ, а также особенности влияния этих процессов на параметры и показатели МОД и ТУО, которые учитывают соотношение тепловых нагрузок высоко- и низкотемпературной (соответственно теплоиспользующей и охлаждающей) ступеней ОНВ в зависимости от меняющихся в течение рейса температур наружного воздуха и забортной воды;

– принципы и способы рациональной организации процессов охлаждения наддувочного воздуха судовых МОД с использованием теплоты наддувочного воздуха для его же охлаждения в обратном цикле трансформации теплоты, которые учитывают соотношение тепловых нагрузок высоко- и низкотемпературной (соответственно теплоиспользующей и охлаждающей) ступеней ОНВ и обеспечивают охлаждение наддувочного воздуха ниже температуры забортной воды.

Практической ценностью обладают:

– создана методика определения параметров процессов охлаждения наддувочного воздуха МОД в двухступенчатой трёхконтурной теплоиспользующей системе охлаждения с утилизацией теплоты наддувочного воздуха, что обеспечивает снижение температуры наддувочного воздуха на 15...20 °С, а также её стабилизацию по сравнению с охлаждением его забортной водой;

– разработаны рекомендации по выбору рациональных значений параметров процессов охлаждения наддувочного воздуха судовых МОД, которые обеспечивают уменьшение расхода топлива на 2,0...2,5 г/(кВт·ч), сравнительно с охлаждением его забортной водой;

– предложены схемно-конструктивные решения системы охлаждения наддувочного воздуха для МОД и разработаны рекомендации их проектирования, что обеспечивает эффективную эксплуатацию МОД при повышенных внешних температурах;

– показана целесообразность применения и экономическая обоснованность таких систем на примере балкера «Libertas» при его эксплуатации на линии Одесса-Гавана.

Результаты работы (методы расчета рациональных параметров процессов трансформации теплоты и охлаждения воздуха с применением НРТ,

конструктивных характеристик охладителей; схемы систем утилизации и охлаждения) использованы при проектировании систем утилизации и установок охлаждения, теплообменного оборудования судовых и стационарных энергетических комплексов: ЗАО "Теплотехніка", ЗАО "Мегаімпекс", ООО "Енерго-Комплект" (м. Херсон), ЧАО "Завод" Екватор" (м. Миколаїв), в учебном процессе Херсонского филиала Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова при выполнении магистерских работ и дипломных проектов по специальности "Судовые энергетические установки и оборудование".

Апробация работы. Основные результаты диссертационного исследования получили положительную оценку на международных конференциях: XII–XVII Международные конгрессы двигателестроителей (Харьков-Рыбачье, 2007–2013); IV–VIII м.-н. н.-т. конф. "Суднова енергетика: Стан та проблеми" (Миколаїв, 2008, 2009, 2011, 2013); 3 и 4 м.-н. н.-т. конф. "Муниципальна енергетика: проблеми, рішення" (Миколаїв, 2007, 2009); I и II м.-н. н.-т. конф. "Холод в енергетиці і на транспорті" (Миколаїв, 2008, 2012)..

Публикации. По теме диссертации опубликованы 13 статей в научных специализированных изданиях, 13 тезисов докладов (без соавторов 4), получены 3 патента Украины на изобретение.

Личный вклад автора подтвержден самостоятельными публикациями, в которых приведены основные результаты работы. В совместных публикациях автору принадлежат следующие результаты: методика расчета и значения рациональных параметров процессов охлаждения наддувочного воздуха МОД; схемно-конструктивные решения системы охлаждения наддувочного воздуха и рекомендации по рациональной организации процессов и их параметрам.

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

Объем диссертации составляет 215 страниц, включая 183 страниц основного текста, 83 рисунка и 18 таблиц. Библиография содержит 119 наименований на 12 страницах.

РАЗДЕЛ 1

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

1.1 Анализ существующих способов охлаждения наддувочного воздуха дизелей

Условия эксплуатации судовых МОД отличаются значительным изменением в течение рейса температуры наружного воздуха, а значит, и воздуха в машинном отделении, подаваемого в ТК, соответственно, наддувочного воздуха, а также забортной воды $t_{зв}$, отводящей теплоту от наддувочного воздуха. Поэтому топливная эффективность МОД зависит, помимо параметров воздуха на входе ТК, еще и от температуры наддувочного воздуха, которая в свою очередь – от температуры охлаждающей (забортной) воды [1-5]. Об увеличении удельного расхода топлива Δb_e , МОД корпорации MAN с повышением на 10°C температуры воздуха на входе в ТК и охлаждающей наддувочный воздух воды можно судить по данным таблицы 1.1 [1]. При этом согласно [5] увеличение температуры наддувочного воздуха принимается равным повышению температуры охлаждающей воды.

Таблица 1.1

Изменение удельного расхода топлива Δb_e , %, в неспецификационных климатических условиях (по данным корпорации «MAN» [5])

Параметр	Условия изменения	При сохранении p_z	Без сохранения p_z
		Δb_e , %	Δb_e , %
Температура воды, охлаждающей наддувочный воздух	Повышение на каждые 10°C	+0,60	+0,41
Температура воздуха на входе в турбокомпрессор	Повышение на каждые 10°C	+0,20	+0,71
Давление воздуха на входе в ТК	Повышение на 10 мбар	+0,02	-0,05

С повышением температуры наддувочного воздуха уменьшается коэффициент избытка воздуха, ухудшается смесеобразование, увеличиваются период задержки самовоспламенения топлива, температура выпускных газов и отвод теплоты от цилиндров, т.е. теплопотери, теплонапряженность двигателя, удельный расход топлива, снижаются эффективный КПД и мощность двигателя. При высоких температурах забортной воды штатные охладители наддувочного воздуха не справляются с задачей поддержания его температуры на приемлемом уровне, достаточном для демпфирования повышенных температур воздуха на входе в ТК и обеспечивающем высокую топливную эффективность МОД. Так, согласно данным фирм-разработчиков судовых МОД [5-7] повышение температуры наддувочного воздуха на $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ вызывает уменьшение КПД МОД и, соответственно, возрастание удельного расхода топлива примерно на $0,5\%$.

Существенное влияние наружных параметров на показатели судовых ДВС выявлено и другими авторами, в частности, установлено, что каждый градус повышения температуры охлаждающей наддувочный воздух забортной воды, $\Delta t_{зв} = 1\text{ }^{\circ}\text{C}$, и наружного воздуха, $\Delta t_{нв} = 1\text{ }^{\circ}\text{C}$, по сравнению с параметрами, соответствующими стандартным условиям работы главных среднеоборотных двигателей (ISO 3046 [8]: $t_{нв} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$; $P = 1\text{ бар}$; $\phi = 60\%$), приводит к снижению мощности на $0,5$ и $0,4\%$ соответственно [8–12].

Проблема снижения топливной экономичности при повышенных температурах наружного воздуха и забортной воды особенно остро стоит в современных высоконаддувных сверхдлинноходных судовых дизелях, компрессоры которых обеспечивают степени повышения давления воздуха $\pi_k = 3...4,5$, а в перспективе и $\pi_k = 5$ [13,14,15], что сопровождается высокими температурами нагнетания и, следовательно, тепловыми нагрузками на ОНВ.

Влияние температур забортной воды $t_{зв}$ и наружного воздуха $t_{нв}$ на показатели судовых ДВС свидетельствует о значительных резервах повышения их эффективности, связанных с совершенствованием системы наддува, в частности, путем охлаждения наддувочного воздуха. При этом следует подчеркнуть, что хотя охлаждение наддувочного воздуха забортной водой и демпфирует отрицательное влияние высоких температур наружного воздуха $t_{нв}$, эффективность его резко снижается при повышенных температурах забортной воды $t_{зв}$.

Таким образом, необходимость охлаждения наддувочного воздуха очевидна. Особенно остро проблема снижения температуры наддувочного воздуха

стоит при плавании судна в южных широтах и в теплое время года, когда температура забортной воды $t_{зв}$ достигает 30...35 °С. При этом температура охлаждающей пресной воды промежуточного контура охлаждения ОНВ, которая на 4...5 °С выше температуры $t_{зв}$ [8], составляет 35...40 °С, а температура t_s наддувочного воздуха после ОНВ, которая примерно на 12 °С выше $t_{зв}$ [5], достигает значений $t_s = 47...52$ °С, весьма близких к предельной температуре $t_s = 55$ °С [6,16].

Различают следующие способы охлаждения наддувочного воздуха в судовых дизелях:

1) охлаждение в охладителях рекуперативного (поверхностного) типа, когда по одну сторону теплообменной поверхности циркулирует охлаждаемый воздух, а по другую – охлаждающая среда (обычно пресная вода) [8,9,17];

2) контактное (испарительное) охлаждение путем испарения впрыскиваемой в наддувочный воздух жидкости, как правило, воды. При этом различают испарительное охлаждение в воздушном потоке постоянного давления [8,9,17-26] и в процессе повышения давления в компрессоре (внутреннее испарительное охлаждение) при двухступенчатом промежуточном охлаждении [8,9,19,27-29];

3) в процессе расширения сжатого воздуха в турбодетандере воздушной холодильной машины [23] или в цилиндрах дизеля при соответствующем изменении фаз газораспределения [30];

4) комбинированное (смешанное) охлаждение путем совместного применения указанных выше способов [8,23].

Первый способ относится к поверхностному охлаждению, так как передача теплоты от одного источника к другому происходит через разделяющую их поверхность. Охлаждение вторым и третьим способами связано с изменением термодинамики самого процесса наддува (повышение или понижение давления).

По способу отвода теплоты от наддувочного воздуха (наличию промежуточного теплоносителя) различают системы охлаждения судовых МОД:

1) одноконтурные – с охлаждением наддувочного воздуха непосредственно забортной водой (простые);

2) двухконтурные – с промежуточным контуром пресной воды;

3) многоконтурные – с контурами промежуточных теплоносителей (например, НРТ)

По количеству ступеней отвода теплоты от наддувочного воздуха в зависимости от температурного уровня различают системы охлаждения судовых МОД:

- 1) одноступенчатые – с отводом теплоты в окружающую среду (забортную воду, наружный воздух);
- 2) двухступенчатые – с низкотемпературной ступенью отвода теплоты в окружающую среду и высокотемпературной (теплоиспользующей, или когенерационной) ступенью отвода теплоты к ее потребителям;
- 3) многоступенчатые – с низкотемпературной ступенью отвода теплоты в окружающую среду и теплоиспользующими (когенерационными) ступенями отвода теплоты разного теплового потенциала к потребителям.

В настоящее время применяются, как правило, три типа систем охлаждения судовых дизелей: простая (одноконтурная одноступенчатая) система охлаждения воздуха забортной водой (рис. 1.1, *а*); двухконтурная одноступенчатая и двухконтурная двухступенчатая – с охлаждением воздуха в низкотемпературной ступени пресной водой, в свою очередь охлажденной в центральном холодильнике забортной водой, и промежуточным контуром пресной воды (рис. 1.1, *б*) [6,16,31].

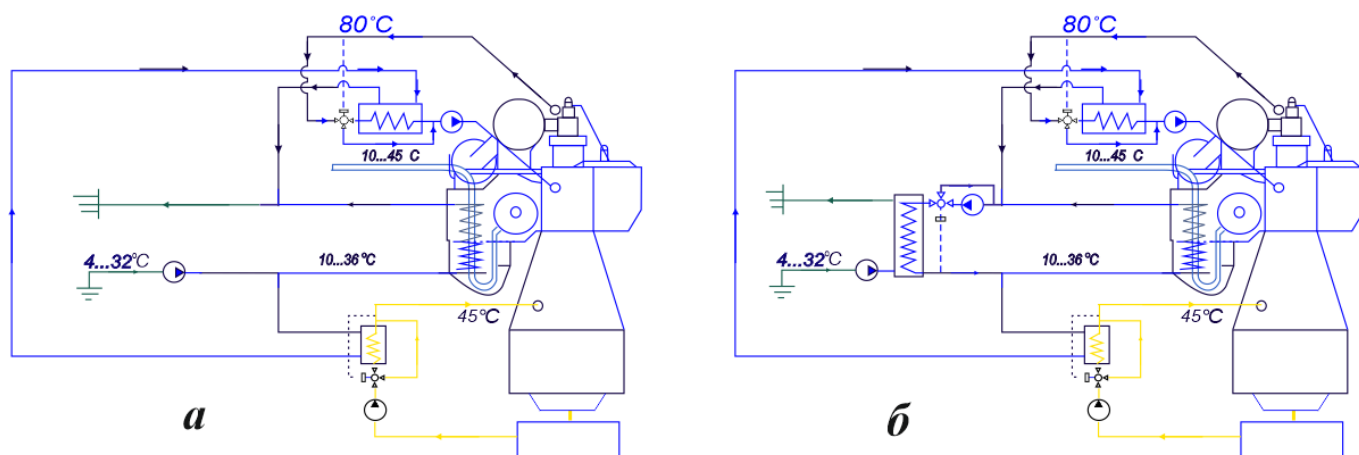


Рис. 1.1. Типовые схемы систем охлаждения судовых дизелей:

а – простая (одноконтурная) система охлаждения; *б* – двухконтурная система охлаждения с промежуточным контуром пресной воды

Как отмечалось выше, при плавании судна в тропических широтах из-за высокой температуры забортной воды $t_{зв}$ стандартные системы водяного

охлаждения наддувочного воздуха не в состоянии демпфировать повышение температуры наружного воздуха и, соответственно, воздуха на входе в ТК. Это требует дополнительного, более глубокого, охлаждения наддувочного воздуха.

Энергетически наименее затратным и не вызывающим существенного конструктивного усложнения существующей системы наддува является испарительное охлаждение наддувочного воздуха путем впрыскивания воды, подаваемой в форсунки тонкого распыла под высоким давлением [32,33]. Поскольку дисперсность распыляемых форсунками капель тем выше, чем больше давление воды, то для ее качественного распыла требуются очень большие давления. Уменьшить давление воды на входе в форсунки при одновременном обеспечении большого факела распыла (высокой дисперсности капель) можно при высокотемпературном испарительном охлаждении, когда в форсунки подают перегретую воду при давлении, незначительно превышающем давление насыщения при данной температуре [26]. Поскольку испарительное охлаждение воздуха состоит в его увлажнении, в лучшем случае – до состояния насыщения, то глубина охлаждения воздуха ограничивается температурой точки росы (мокрого термометра) и сильно зависит от относительной влажности воздуха. В судовых условиях – при повышенной влажности морского воздуха – возможности испарительного охлаждения воздуха весьма ограничены.

Внутреннее испарительное охлаждение воздуха при его сжатии в компрессоре приближает процесс сжатия к изотермическому (при меньших значениях показателя политропы сжатия n) и позволяет за счет этого существенно снизить температуру сжимаемого воздуха и мощность, потребляемую компрессором.

Результаты испытаний двигателя 6ЧН 12/14 ($N_e = 125$ кВт и $n = 25$ с⁻¹) со свободным газотурбинным наддувом и внутренним (при сжатии в компрессоре второй ступени) испарительным охлаждением наддувочного воздуха показали сокращение потребляемой компрессором мощности на 12 % благодаря приближению процесса сжатия к изотермическому.

Однако применение внутреннего испарительного охлаждения наддувочного воздуха возможно в двухступенчатой системе наддува с промежуточным охлаждением [27-29,34-36], которая в современных судовых МОД пока еще не применяется.

1.2. Анализ существующих способов утилизации теплоты наддувочного воздуха

Обширные исследования утилизации энергии выпускных газов судовых МОД с помощью теплоиспользующих холодильных машин проводились в Николаевском кораблестроительном институте им. адм. С.О. Макарова (сейчас НУК) [37–43]. Однако использование полученного холода ограничивалось внешними, по отношению к МОД, потребителями (системы комфортного и технологического кондиционирования воздуха), не связанными с МОД общими рабочими процессами. Утилизация теплоты с целью охлаждения наддувочного воздуха МОД не рассматривалась.

Современные высоконаддувные сверхдлинноходные судовые дизели отличаются высокими степенями повышения давления воздуха: $\pi_k = 3 \dots 4,5$. При этом температура наддувочного воздуха достигает $220 \dots 240^\circ\text{C}$, что свидетельствует о значительных количествах теплоты, отводимой от воздуха в ОНВ.

Тепловые потери с охлаждающей наддувочный воздух водой составляют около 15 % и занимают второе место после потерь с выпускными газами (20...25 %), температура которых $250 \dots 270^\circ\text{C}$. Однако при этом следует учитывать, что если глубина утилизации теплоты выпускных газов ограничивается температурой $150 \dots 160^\circ\text{C}$, исключая возникновение низкотемпературной сернистой коррозии экономайзерных поверхностей, то снижение температуры наддувочного воздуха возможно до весьма низких температур, вплоть до температуры охлаждающей воды. Поэтому наддувочный воздух следует рассматривать в качестве мощного источника сбросной теплоты.

В то же время, если системы утилизации теплоты выпускных газов довольно развиты и применяются практически для всех судовых дизелей ведущих фирм-двигателестроителей («MAN», «Wartsila», «Mitsubishi»), то использование теплоты наддувочного воздуха ограничивается нагревом питательной воды утилизационных котлов (УК) (рис. 1.2) [7,10] или теплофикационными нуждами (рис. 1.3) [29,30].

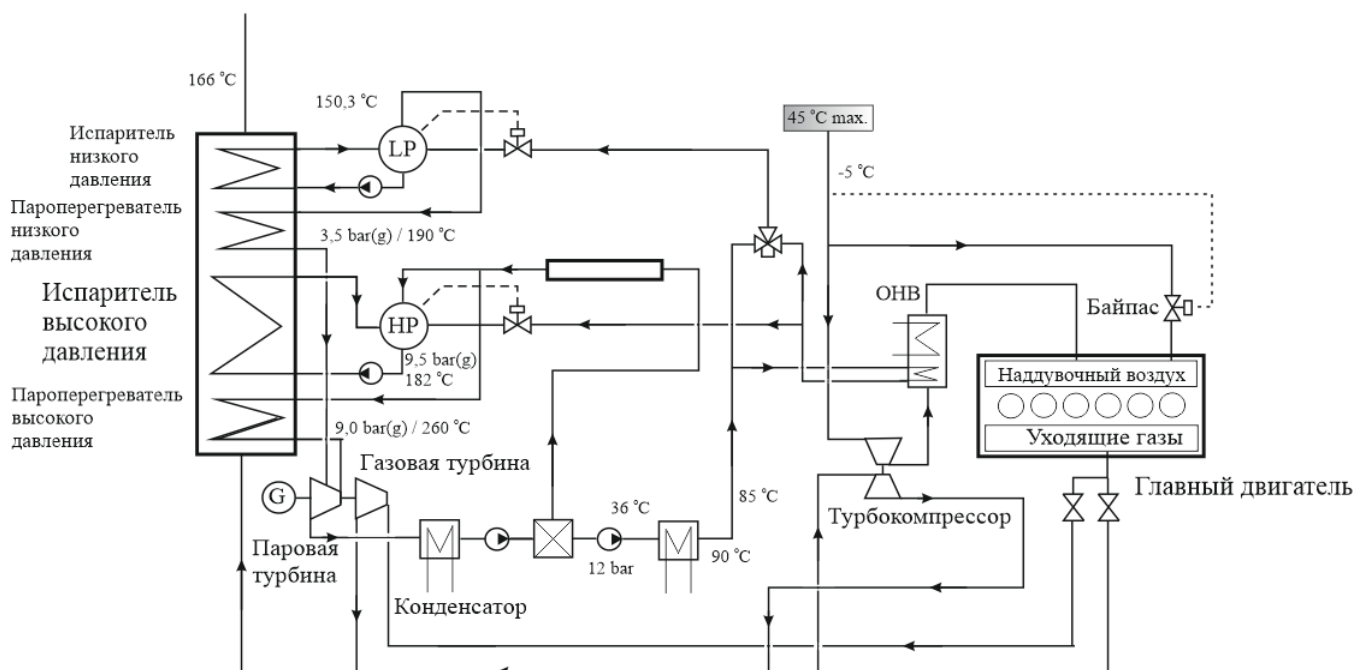


Рис. 1.2. Схема системы глубокой утилизации теплоты с использованием теплоты наддувочного воздуха для нагрева питательной воды утилизационного котла

На рис. 1.2 приведена схема системы глубокой утилизации теплоты с УК двух давлений и использованием теплоты наддувочного воздуха для нагрева от 85 до 180 °C питательной воды УК высокого давления [7]. При этом экономайзерная секция УК является одновременно высокотемпературной ступенью ОНВ.

Перенос экономайзерной секции УК из газохода МОД на наддувочный воздух создает условия для охлаждения газов до более низкой температуры около 150 °C.

Схема системы утилизации с использованием теплоты наддувочного воздуха для теплофикационных нужд представлена на рис. 1.3 [29].

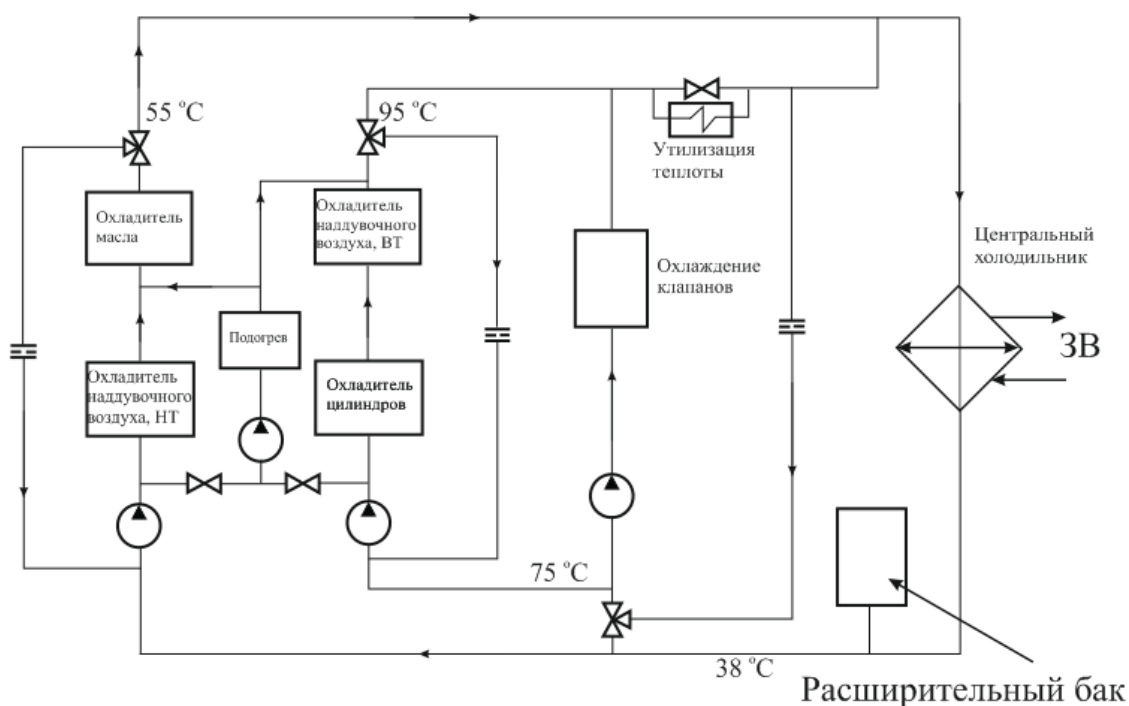


Рис. 1.3. Схемы системы утилизации с использованием теплоты наддувочного воздуха для теплофикационных нужд:

ОНВ_{ВТ} – высокотемпературная ступень охладителя наддувочного воздуха;

ОНВ_{НТ} – низкотемпературная ступень охладителя наддувочного воздуха;

ЦХ – центральный холодильник; МО – маслоохладитель; ПТ – потребители тепла

Трехступенчатый охладитель наддувочного воздуха применяют в сверхдлинноходовых МОД с температурой воздуха после ТК $t_k = 240...260$ °С. Высокотемпературная ступень ОНВ_{ВТ} служит для нагрева пресной воды (под давлением) до 100...150 °С, которая, в свою очередь, используется для нагрева «тяжелого» топлива в цистернах основного запаса и расходных цистернах, а также на отопление помещений [8,30]. Среднетемпературная ступень ОНВ_{СТ} используется в качестве экономайзера УК (для нагрева питательной воды УК). В последней, низкотемпературной, ступени ОНВ_{НТ} наддувочный воздух охлаждается заборной водой. В таком трехступенчатом ОНВ первые две ступени ОНВ_{ВТ} и ОНВ_{СТ} являются теплоиспользующими, т.е. теплогенерирующими, или когенерационными.

Перенос наиболее холодной экономайзерной секции УК на наддувочный воздух обеспечивает более глубокое охлаждение выпускных газов, поскольку

последней по ходу газов оказывается испарительная секция УК, в которой вода кипит при постоянной температуре не ниже 110...120 °С (секция УК низкого давления 3...4 бар), что исключает конденсацию водяного пара из выпускных газов с выпадением серной кислоты, как это имело бы место при размещении в газовыпускном тракте экономайзерной секции УК. Охлаждение выпускных газов до более низкой температуры $t_{г2} = 130...140$ °С позволяет увеличить производительность УК на 15...30 %. По данным фирмы "Mitsubishi" вынесение экономайзера из газовыпускного тракта и исполнение УК двух давлений увеличивает мощность утилизационного паротурбогенератора (УТГ) на 30...45 %.

Повышение КПД современных ТК судовых МОД до $\eta_{ТК} = 0,70...0,73$ при π_k до 3,5...4,0, а в перспективе и до 5 (рис. 1.4 [13]), по сравнению с $\eta_{ТК} = 0,6$ и $\pi_k = 2,0...2,5$ в ТК 60–70-х годов прошлого века [34,35], обеспечивает при нагрузке МОД свыше 50 % образование 10...13 % резерва мощности турбины ТК сверх необходимой для турбонаддува, а, следовательно, и возможность использования 10...13 % тепловой энергии выпускных газов для выработки дополнительной механической или электрической энергии [15,28].

Достижению повышенных π_k способствует также пологий характер зависимости $\eta_{ТК} = f(\pi_k)$ современных ТК в области максимальных значений $\eta_{ТК}$, допускающий некоторое превышение величиной π_k его значения, соответствующего максимуму $\eta_{ТК}$, практически без снижения КПД $\eta_{ТК}$ (рис. 1.4, *a*). Соответственно повышению π_k возрастает и температура наддувочного воздуха, а значит, и потенциальные возможности утилизации его теплоты.

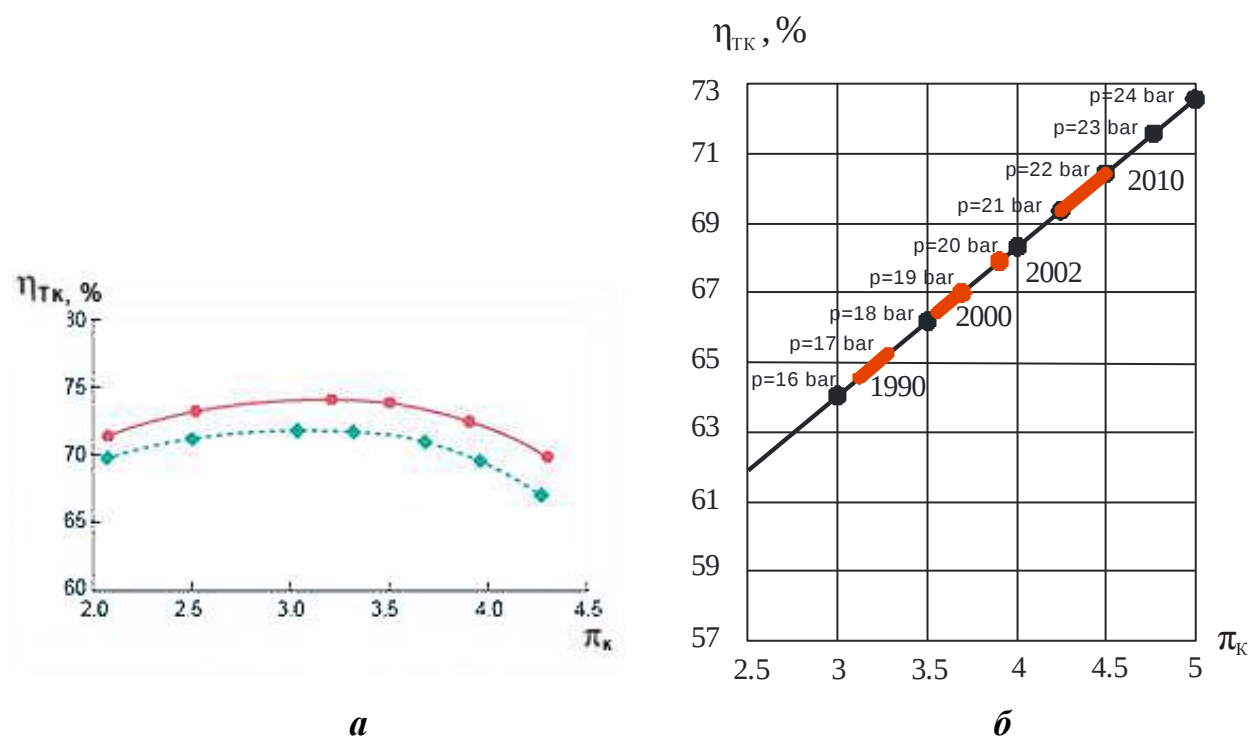


Рис. 1.4. КПД η_{TK} и степени повышения давления π_K турбокомпрессоров фирмы "Mitsubishi Heavy Industries (MHI)" (a) и η_{TK} , π_K турбокомпрессоров TPL "ABB Turbo Systems" и среднее эффективное давление P в цилиндрах МОД по данным фирм "Wartsila " и "ABB Turbo Systems Ltd": —●—●—●—●— MET 83MA; —◆—◆—◆—◆— MET 83SEII

Системы утилизации, включающие утилизационные паро- и газотурбогенераторы, в которых 10...13 % общего расхода выпускных газов подают на утилизационную газовую турбину (УГТ), минуя ТК, получили название турбокомпаундных (ТКС) [7,30]. Байпасирование части газов мимо ТК на УГТ обеспечивает повышение их температуры перед УК на 30 °С.

Мощность дополнительной УГТ может использоваться для привода электрогенератора или же передаваться через редуктор на коленчатый вал МОД [44,45]. Системы ТКС применяются для МОД типа MC/ME фирмы "MAN" (кроме двигателей малых размеров – мощностью менее 5...6 МВт) и обеспечивают сокращение удельного эффективного расхода топлива b_e на 3...7 г/(кВт·ч), или 2...4 % [30].

Турбокомпаундные установки считаются наиболее прогрессивным типом

систем утилизации ВЭР крупных МОД мощностью свыше 20 МВт. Из-за высокой стоимости применение ТКС для МОД меньшей мощности нецелесообразно, поскольку срок их окупаемости превышает 12 лет [7]. Наиболее приемлемый срок, 5 лет, возможен при мощностях МОД 60 МВт и выше.

К тому же эффект от применения ТКС ограничивается потребностями судна в тепловой и электрической энергии. Так, при нагрузках ГД транспортных судов свыше 50 %, количество тепловой энергии, получаемой за счет утилизации, превышает потребности судна, а при мощности ГД свыше 5...6 МВт на судне имеет место избыток электроэнергии, вырабатываемой утилизационными турбогенераторами [2,31].

При плавании в тропических широтах и средних широтах в теплое время года потребность в тепловой энергии падает, тогда как ее выработка в УК, наоборот, растет. Отсутствие потребителей тепловой энергии (пара) в теплое время резко снижает эффект от утилизации тепла в УК. При этом отпадает потребность в использовании теплоты наддувочного воздуха для подогрева питательной воды УК.

Очевидно, что при повышенных температурах наружного воздуха $t_{нв}$ и забортной воды $t_{зв}$, когда возрастает также температура наддувочного воздуха и выпускных газов, а с нею и объемы располагаемой теплоты, теплоту наддувочного воздуха и избыточную, сверх требуемой для наддува, тепловую энергию выпускных газов целесообразно использовать в термотрансформаторах (ТТр) для снижения температуры наддувочного воздуха, чтобы нивелировать повышение температура воздуха на входе ТК при высоких температурах забортной воды.

1.3. Существующие способы охлаждения наддувочного воздуха с использованием энергии источников сбросной теплоты

Избыточная, сверх необходимой для турбонаддува, энергия выпускных газов использовалась в четырехтактных дизелях фирмы "Купер–Бессемер" для охлаждения наддувочного воздуха путем его расширения в турбодетандере (рис. 1.5) [8]. При этом сжатие воздуха осуществляется в двухступенчатом центробежном компрессоре с его охлаждением заборной водой после каждой ступени.

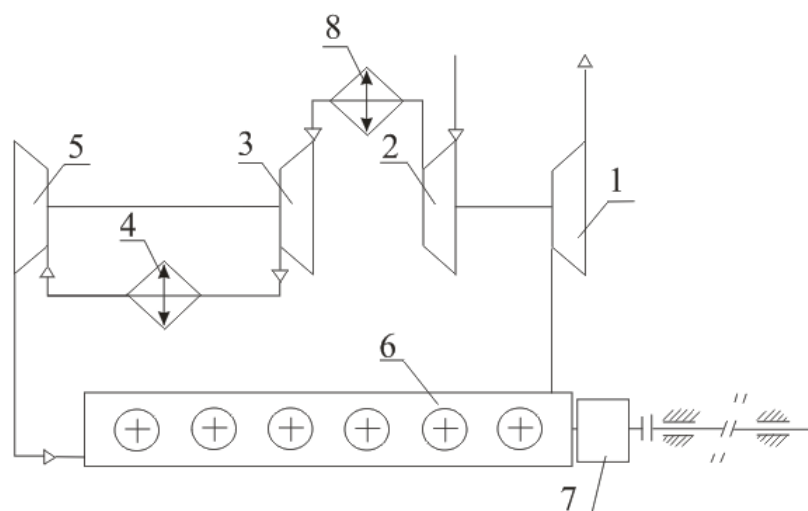


Рис. 1.5. Система турбодетандерного охлаждения наддувочного воздуха в дизеле фирмы "Купер–Бессемер":

1- газовая турбина; 2 - центробежный компрессор первой ступени; 3 - центробежный компрессор второй ступени; 4 - охладитель наддувочного воздуха; 5 - воздушная расширительная машина; 6 - ДВС; 7 – редуктор, 8 – промежуточный охладитель наддувочного воздуха.

Такая воздушная холодильная машина (ВХМ) работает по разомкнутому циклу. Ее преимуществом является отсутствие необходимости в специальном холодильном агенте, роль которого выполняет воздух, и относительная простота конструкции. Расширение наддувочного воздуха в турбодетандере возможно лишь при условии дополнительного предварительного повышения его давления в

ТК, что в свою очередь – при наличии резерва мощности газовой турбины ТК, образующегося, например, в результате промохлаждения воздуха между ступенями сжатия (при этом сокращается мощность компрессора) или при увеличении давления на выпуске ДВС. Противодействие на выпуске ДВС не может быть значительно большим, чем давление наддувочного воздуха, чтобы не вызвать снижение коэффициента наполнения ДВС. Увеличение мощности ДВС за счет применения турбодетандерного наддува при постоянном коэффициенте избытка воздуха составляет 11 % [8]. Однако при этом вследствие повышения противодействия на выпуске возрастает также температура выпускных газов, что вызывает увеличение тепловой нагрузки на выпускные клапаны и турбокомпрессор. Техничко-экономические расчеты [11,12] показали, что по экономичности турбодетандерный наддув уступает обычному турбокомпрессорному наддуву с промохлаждением и его применение целесообразно только в отдельных случаях: в газовых двигателях, поскольку он уменьшает детонацию, а также в тепловозных дизелях в условиях дефицита охлаждающей воды.

Хотя при двухступенчатом сжатии с промежуточным охлаждением процесс сжатия и приближается к изотермическому, однако степень приближения можно повысить, если применить внутреннее испарительное охлаждение воздуха – в процессе сжатия. Внутреннее охлаждение сжимаемого в компрессоре воздуха приближает процесс сжатия (адиабатный) к изотермическому. При этом возможно уменьшение показателя политропы сжатия с 1,4 (винтовые компрессоры) и 1,6...1,8 (центробежные) до 1,1 [46-53].

Энергетически наиболее эффективным является испарительное (контактное) охлаждение воздуха путем впрыска в него воды. Результаты испытаний судового высокооборотного 4-тактного двигателя 6ЧН 12/14 эффективной мощностью 125 кВт и номинальной частотой вращения 25 с^{-1} со свободным газотурбинным наддувом, выполненные Б.Г. Тимошевым, Ю.Л. Мошенцевым и Ву Дык Бао [20-26], показали следующее.

За счет внутреннего испарительного охлаждения удельный расход топлива b_e снижается на 20...30 г/(кВт·час) при базовом $b_e = 260$ г/(кВт·час). Температура воздуха в наддувочном ресивере снижается для винтового компрессора с 80...90 °С (базовый вариант) до 40 °С (с учетом дополнительного охлаждения в обычном водяном ОНВ). Максимальная температура газа в цилиндре $T_z = 1700...1800$ К.

Мощность центробежного компрессора составляет 44 кВт против 50 кВт в базовом варианте (снижение потребляемой компрессором мощности 12 %), температура воздуха за центробежным компрессором (при $\pi_k \approx 2,25$) 165 °С против 260 °С. Расход воздуха 0,35 кг/с, его начальная температура на всасывании компрессора $t_0 = 40$ °С, конечная температура сжатия с впрыском воды 65 °С, расход впрыскиваемой воды 0,0096 кг/с, т.е. 27 г на 1 кг воздуха.

Исследования утилизации энергии выпускных газов судовых МОД, в том числе и с помощью термотрансформаторов (ТТр) эжекторного типа, проводились в Николаевском кораблестроительном институте им. адм. С.О. Макарова (в настоящее время НУК) [54–58]. Однако использование полученного холода ограничивалось внешними, по отношению к МОД, потребителями (системы комфортного и технологического кондиционирования воздуха), не связанными с МОД общими рабочими процессами. Утилизация теплоты с целью охлаждения наддувочного воздуха не рассматривалась.

Известны также результаты исследований по применению для охлаждения наддувочного воздуха абсорбционных ТТр, использующих теплоту уходящих газов тепловых двигателей и энергоустановок [55], или утилизации теплоты наддувочного воздуха в абсорбционных ТТр для охлаждения в технологических целях: воздуха в системах кондиционирования [56] или провизионных камерах [58].

Таким образом, в одних случаях наддувочный воздух рассматривался как источник теплоты, в других – как объект охлаждения. Исследование же вопросов охлаждения наддувочного воздуха с использованием теплоты, прежде всего, самого наддувочного воздуха ранее не проводилось. В то же время такой методологический подход к решению задачи охлаждения наддувочного воздуха позволял бы разработать **самодостаточную** систему охлаждения, в которой к

тому же использовался бы аппаратный парк существующих систем охлаждения наддувочного воздуха: высоко-, средне- и низкотемпературные ОНВ с промежуточными контурами водяного охлаждения. При недостаточно высокой эффективности ТТр могут быть задействованы дополнительные источники сбросной теплоты: выпускные газы, охлаждающая дизель (крышку цилиндров) вода.

В то же время объемы теплоты, отводимой от наддувочного воздуха, весьма значительные, и ее использование для его же охлаждения теплоиспользующей холодильной машиной – термотрансформатором (ТТр), позволяло бы удерживать температуру наддувочного воздуха даже ниже температуры охлаждающей забортной воды. Такой принципиально новый подход, когда наддувочный воздух рассматривается одновременно как объект охлаждения и как источник сбросной теплоты, позволяет решать задачи охлаждения и утилизации как двуединую, обеспечивая стабильно высокую топливную эффективность МОД на протяжении всего рейса, и, прежде всего, при наиболее неблагоприятных климатических условиях – высоких температурах наружного воздуха и забортной воды. Применение низкокипящих рабочих тел (НРТ) в ТТр как промежуточном контуре охлаждения наддувочного воздуха обеспечивало бы снижение температуры воздуха ниже температуры забортной воды.

Поскольку потребность в охлаждении наддувочного воздуха наибольшая на ходу судна, когда мощность двигателя близка к номинальной и количество отводимой от воздуха теплоты максимальное, то объектом исследования выбраны системы охлаждения наддувочного воздуха МОД транспортных судов, в частности, контейнеровозов, для которых доля ходового времени максимальная, а стояночного времени, наоборот, минимальная.

Реальный эффект от охлаждении наддувочного воздуха зависит от меняющихся в течение рейса температуры наружного воздуха и забортной воды, а также зависящих от них температуры наддувочного воздуха, что необходимо учитывать при расчете процессов охлаждения наддувочного воздуха МОД с утилизацией его теплоты.

1.4 Постановка цели и задач исследования

Объект исследования – процессы охлаждения в системах наддувочного воздуха для судовых МОД.

Предмет исследования – параметры процессов охлаждения наддувочного воздуха для судовых МОД термотрансформатором.

Целью научного исследования является повышение эффективности системы охлаждения наддувочного воздуха судовых МОД

Основные задачи научного исследования:

1. Выбор типа термотрансформатора и разработка альтернативных схем системы охлаждения наддувочного воздуха для судовых МОД.
2. Определение допустимой глубины охлаждения наддувочного воздуха судовых МОД при характерных температурных напорах в теплообменных аппаратах.
3. Разработка математической модели для минимизации массо-габаритных показателей ОНВ для МОД (путем варьирования параметров в генераторе, испарителе и водяной секции ОНВ) и
4. Разработка математической модели для минимизации массо-габаритных показателей ЭТТр (путем анализа различных схемных решений, варьированием рабочих параметров и пр.).
5. Определение закономерностей процессов охлаждения наддувочного воздуха МОД с утилизацией его теплоты, а также особенностей влияния этих процессов на параметры и показатели, которые учитывают изменение на протяжении рейса температуры воздуха и забортной воды;
6. Разработка и анализ конструктивных схем системы охлаждения наддувочного воздуха с эжекторным ТТр для судового МОД;
7. Разработка способов рациональной организации процессов охлаждения наддувочного воздуха судовых МОД с утилизацией его теплоты и системы охлаждения, которые их реализуют и минимизируют влияние повышенной температуры забортной воды на топливную эффективность МОД.

РАЗДЕЛ 2

ОБОСНОВАНИЕ НАПРАВЛЕНИЯ И МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ

2.1. Обоснование направления повышения эффективности охлаждения наддувочного воздуха судовых малооборотных дизелей

Проблема снижения топливной экономичности при повышенных температурах наружного воздуха и забортной воды особенно остро стоит в высоконаддувных судовых длинноходовых МОД, степени повышения давления воздуха в которых $\pi_k = 3 \dots 4,5$, в перспективе $\pi_k = 5$, а температура наддувочного воздуха достигает $220 \dots 260$ °С, соответственно возрастают и потери теплоты с охлаждающей наддувочный воздух водой и выпускными газами [13].

В то время, как системы утилизации теплоты выпускных газов довольно развиты и используются практически во всех судовых дизелях ведущих фирм-двигателестроителей (MAN, Wartsila, Mitsubishi), использование теплоты наддувочного воздуха ограничивается нагревом питательной воды утилизационных котлов (УК) или теплофикационными нуждами (разд. 1.2). В системах охлаждения наддувочного воздуха с применением воздушной холодильной машины и системах контактного его охлаждения впрыском воды [20-26,59,60] теплота наддувочного воздуха отводится за борт и он не рассматривается в качестве источника теплоты для термотрансформаторов (ТТр). В то же время такие ТТр обеспечивали бы не только наиболее полную утилизацию теплоты наддувочного воздуха, но и его охлаждение ниже температуры забортной воды, что особенно актуально при плавании судна в летнее время и южных широтах при повышенных температурах забортной воды. В качестве рабочего тела в таких ТТр целесообразно применять низкокипящие рабочие тела (НРТ), что обеспечивало бы достижение весьма низких температур охлаждаемой воды и, следовательно, наддувочного воздуха, а также исключало необходимость поддержания вакуума в системе НРТ.

2.1.1. Анализ возможности интегрирования термотрансформатора в существующие системы наддува судовых малооборотных дизелей

Прежде чем оценивать эффективность охлаждения наддувочного воздуха в ТТр, проанализируем возможность интегрирования ТТр в систему наддува судового МОД.

Конструктивно наиболее простыми и, следовательно, надежными в эксплуатации являются ТТр эжекторного типа (ЭТТр), в которых функцию компрессора выполняет струйный аппарат – эжектор [61,62]. Основные элементы ТТр – теплообменные аппараты, серийно выпускаемые отечественной промышленностью: трубчато-пластинчатые охладители выпускает ПАО "Завод "Экватор", г. Николаев; кожухотрубные охладители – Морской завод, ЦКБ "Коралл" и "Таврия", г. Севастополь, а также известные зарубежные фирмы "Guentner", "Bitzer", "Alfa Laval" и др. При этом максимально может быть задействован аппаратный парк существующих систем охлаждения наддувочного воздуха: высоко-, средне- и низкотемпературные ОНВ с промежуточными контурами водяного охлаждения.

Единственным устройством с движущимися частями в ЭТТр является герметичный насос НРТ. Герметичные насосы – с электродвигателем в общем с насосом герметичном корпусе – широко применяются для перекачки сжиженных газов, а также в насосно-циркуляционных системах холодильных установок и морозильных аппаратов как судовых, так и стационарных [56,62-64]. Вопросы надежной герметизации холодильных систем с насосной циркуляцией НРТ (хладонов, в частности фреонов и аммиака с высокой текучестью) в условиях повышенной вибрации также решены, что подтверждено всей практикой их эксплуатации на судах.

Накоплен также значительный опыт эксплуатации герметичных насосов большой производительности в электростанциях на базе паротурбинных установок, работающих на НРТ (изопентан, фреон R12) и использующих тепло геотермальных вод.

Единственным элементом не серийного производства является эжектор, однако его изготовление в технологическом отношении не вызывает затруднений, а эжекторы для циркуляции хладонов в судовых и стационарных холодильных

установках изготавливались в НПЦ "НКИ" (сейчас НУК), на заводе "Ленинская кузница", г. Киев, и за рубежом: фирмы "Sabroe" и "Bramm", Дания, "York", Швейцария и др. [62].

Исследуемая система на базе ЭТТр представлены на рис. 2.1, что позволяет судить о конструктивных особенностях интегрирования ЭТТр в систему наддува судового МОД.

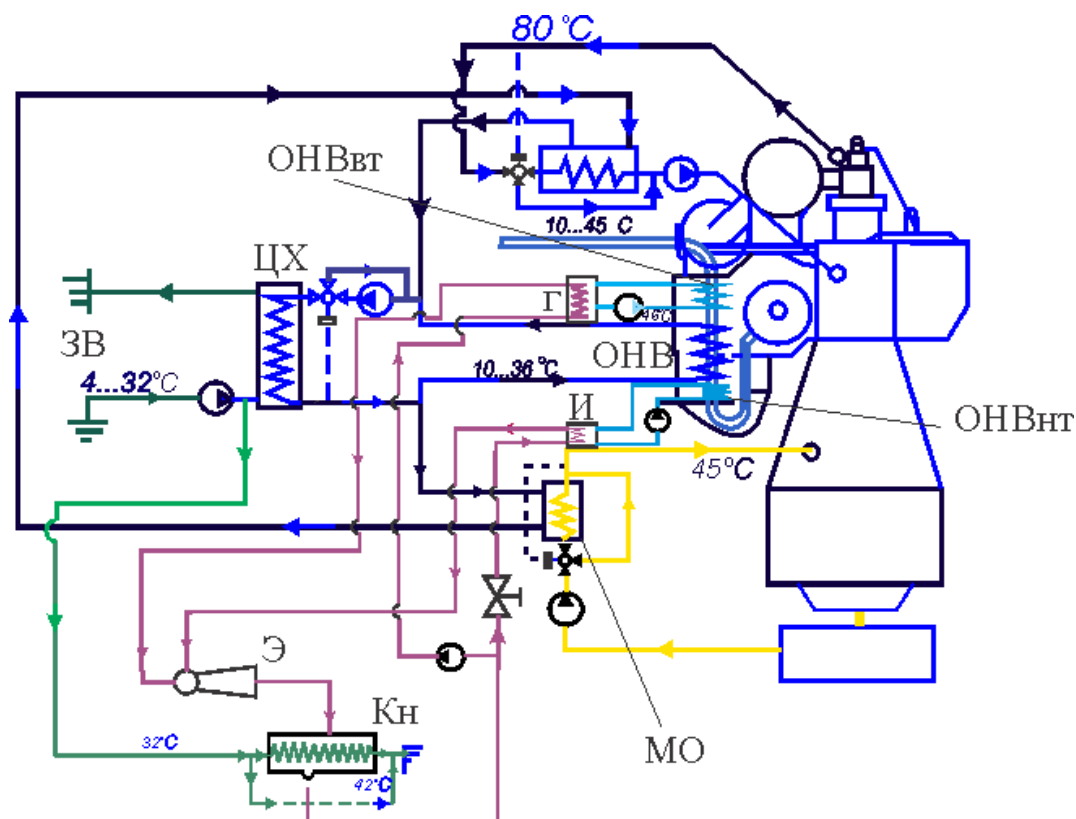


Рис 2.1. Исследуемая система охлаждения МОД на базе ЭТТр.

ОНВ_{ВТ} – высокотемпературная ступень охладителя наддувочного воздуха;

ОНВ_{НТ} – низкотемпературная ступень охладителя наддувочного воздуха;

ЦХ – центральный холодильник; МО – маслоохладитель; КН – конденсатор; ЗВ – заборная вода; Э – эжектор; ОНВ – охладитель наддувочного воздуха

Как видно, в ТТр используются теплообменники – штатные ОНВ: высоко-, средне- и низкотемпературные ОНВ (ОНВ_{ВТ}, ОНВ_{СТ} и ОНВ_{НТ}), а наличие промежуточного водяного контура, к которому подключают теплообменники с фазовым переходом НРТ (генератор НРТ высокого давления и испаритель НРТ низкого давления, а также нагреватель жидкого НРТ – экономайзерная секция генератора) исключает необходимость вторжения в тракт наддувочного воздуха вообще.

Так, генератор паров НРТ высокого давления подключают к промежуточному водяному контуру высокотемпературной, теплоиспользующей, ступени ОНВ_{вт} (рис. 2.1), что обеспечивает его надежную эксплуатацию при вполне умеренных температурных напорах, определяемых температурой кипения НРТ в генераторе (120 °С), приемлемые габариты благодаря высокой интенсивности теплопередачи в процессе фазового перехода НРТ (кипения НРТ) и исключает затраты энергии на преодоление аэродинамического сопротивления, которое имело бы место при размещении генератора НРТ в наддувочном тракте МОД.

Возможно некоторое увеличение поверхности низкотемпературной ступени ОНВ_{нт} и соответственно ее аэродинамического сопротивления, обусловленное повышенной тепловой нагрузкой из-за более глубокого охлаждения воздуха по сравнению с его охлаждением путем отвода теплоты забортной водой. Однако резерв мощности современных высокоэффективных ТК, сверх необходимой для наддува (рис. 1.4), достаточный для преодоления аэродинамического сопротивления ОНВ_{нт} [65-67]. О наличии такого резерва свидетельствуют системы утилизации энергии выпускных газов МОД мощностью свыше 20 МВт судов современной постройки, в которых 10...12 % общего расхода выпускных газов подают на утилизационную газовую турбину, минуя ТК [16].

Для удаления влаги, которая выпадает в процессе охлаждения воздуха в ОНВ, используются штатные влагоотделители [68-70]. Применение ОНВ с гофрированными пластинами (фирмы "Güentner") позволяет повысить коэффициент теплоотдачи к воздуху на 25 % по сравнению с гладкими пластинами, а в комплекте с каплеотделителями – сепарировать и отводить выпадающую влагу.

Возможно также использование высокоэффективных инерционных влагоотделителей в виде пакетов из профильных пластин НКИ, обеспечивающих практически полное отделение влаги (коэффициент улавливания двухрядного пакета 0,998) при небольшом аэродинамическом сопротивлении: 250...1000 Па [68-70]. Такие влагоотделители получили широкое применение в системах сжатого воздуха, вентиляции судовых машинных отделений, т.е. при больших

расходах и повышенной влажности воздуха, соответствующих условиям эксплуатации судовых МОД.

Водоотделители из двухрядных пакетов профилей НКИ используются в качестве сепарирующих устройств в воздухоприемных шахтах судовых газотурбинных установок (ГТУ). Применение влагоотделителей при больших расходах воздуха, характерных для ГТУ, подтверждает возможность их использования в судовых МОД.

Вышеприведенное дает основания предположить возможность безопасной эксплуатации ТК МОД с глубоким охлаждением наддувочного воздуха.

Вывод о возможности применения хладонов в качестве НРТ в ТТр судовых МОД был сделан еще в 70-е годы по результатам обширных экспериментальных и теоретических исследований, проведенных в ОНИЛКВ НКИ [55,57,66]. Надежная эксплуатация ТТр на хладах R142В и R12 отмечается в [71].

Таким образом, по результатам исследования вопросов, связанных с особенностями конструкции ОНВ и ТТр, совместной эксплуатацией ОНВ и ТТр (выпадение влаги и ее отведение), применением НРТ в ТТр, с учетом современных технологических возможностей и накопленного опыта эксплуатации ТТр на НРТ можно сделать вывод о работоспособности системы наддува судового МОД с ТТр.

2.1.2. Оценка располагаемого теплового потенциала наддувочного воздуха судовых малооборотных дизелей

Условия эксплуатации судовых главных двигателей (ГД) отличаются значительным изменением в течение рейса температуры наружного воздуха, а значит, и воздуха в машинном отделении и на входе ТК ГД, соответственно, наддувочного воздуха после ТК, а также изменением температуры заборной воды $t_{зв}$, отводящей теплоту от наддувочного воздуха. Глубина охлаждения наддувочного воздуха МОД транспортных судов определяются климатическими условиями эксплуатации на конкретных направлениях плавания. Для транспортных судов, плавающих из Черного моря, характерны основные направления: восточная часть Атлантического океана (Куба, Латинская Америка),

западная часть Тихого океана (Япония, Вьетнам и др. страны); Индийский океан (Индия, Пакистан, Цейлон); страны Западной Европы [72]. От температуры наружного воздуха и, соответственно, воздуха в машинном отделении, т.е. воздуха на входе ТК МОД, и, в конечном счете, наддувочного воздуха после ТК зависит располагаемый тепловой потенциал наддувочного воздуха, используемый в ТТр, а от температуры забортной воды – глубина охлаждения наддувочного воздуха за счет использования его теплоты в ТТр.

Эффект от использования теплоты наддувочного воздуха для его охлаждения зависит от располагаемой теплоты и от потребностей в холоде, зависящих в свою очередь от температуры забортной воды, отводящей теплоту от наддувочного воздуха, т.е. от климатических условий плавания. В случае нехватки теплоты наддувочного воздуха для требуемого его охлаждения возможно использование теплоты других источников, в частности, воды контура высокотемпературного охлаждения цилиндропоршневой группы ДВС, а также выпускных газов, теплота которых обычно используется для получения пара в УК.

В соответствии с данными зарубежной практики проектирования и эксплуатации транспортных судов доля пара, расходуемого в теплое время на нужды обогрева, на транспортном судне составляет около 10...15 % производительности УК, что свидетельствует о том, что в ТТр можно использовать не только всю теплоту наддувочного воздуха, но и значительную долю пара от УК. Наличие резерва пара, получаемого в УК на транспортных судах, подтверждается также анализом статей расходования пара, выполненным с использованием данных проектных организаций и конструкторских бюро, согласно которому объемы потребления пара в теплое время составляют около 25 % производительности УК.

Тепловой потенциал наддувочного воздуха и выпускных газов, который можно использовать для охлаждения наддувочного воздуха, определяется температурой воздуха после ТК и газов. Ниже приведены результаты расчетов температуры наддувочного воздуха t_k после ТК и выпускных газов судового МОД.

Величина t_k определялась путем расчёта процесса сжатия в центробежном компрессоре. В качестве примера степень повышения давления принималась

равной $\pi_k = 4$. Зависимость температуры воздуха на нагнетании компрессора t_k от температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$ на его всасывании представляет собой линейную зависимость, которая описывается уравнением $t_k = 1,688t_{\text{нв}} + 189$ °С, согласно которому повышение температуры окружающего воздуха на 10 °С приводит к увеличению температуры на выходе из компрессора приблизительно на 17 °С.

Температура уходящих газов $t_{\text{уг}}$ также находится в линейной зависимости от температуры $t_{\text{нв}}$ воздуха на входе ТК и может быть описана уравнением $t_{\text{уг}} = 1,6t_{\text{нв}} + 205$, °С, в соответствии с которым повышение температуры окружающего воздуха на 10 °С приводит к увеличению температуры уходящих газов на 16 °С.

Зависимость мощности $N_{\text{н}}$ циркуляционного насоса пресной воды промежуточного контура охлаждения наддувочного воздуха от разности температур воды Δt_w в ОНВ приведена на рис. 2.2.

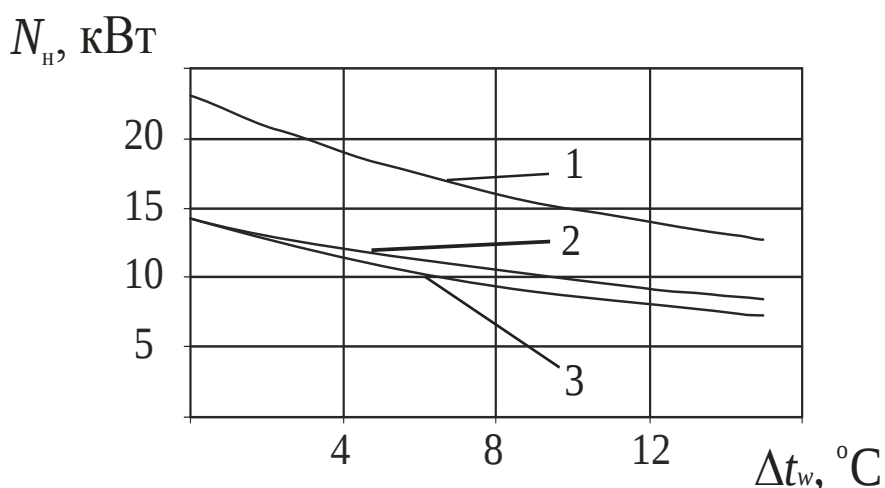


Рис. 2.2. Зависимость мощности насоса пресной воды $N_{\text{н}}$ от разности температур воды Δt_w в охладителях наддувочного воздуха МОД фирмы "Вяртсиля": 1 – 5RTA72U-B ($N_{\text{ном}} = 15400$ кВт); 2 – 5RTA62U-B ($N_{\text{ном}} = 11425$ кВт); 3 – 5RTA52U-B ($N_{\text{ном}} = 8000$ кВт)

Зависимость мощности насоса пресной воды охлаждения наддувочного воздуха была определена исходя из расхода пресной воды, вычисленного из тепловых балансов по воде и воздуху с использованием данных фирмы "Вяртсиля". Изменение перепада температур воды принято за 0 для исходных значений (при базовом перепаде температур по воде 18,1 °С, 21,6 °С, 15,3 °С соответственно). Как видно из рис. 2.2, при увеличении перепада температур по

охлаждающей воде мощность, потребляемая насосом, падает вследствие уменьшения расхода охлаждающей воды. При увеличении перепада температур на $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ мощность насоса уменьшается в среднем на 35%. Достоверность полученных результатов подтверждается их удовлетворительным согласованием с параметрами насосов, установленных на судах, с расхождением не более 1 %.

С повышением температуры воздуха $t_{\text{нв}}$ на входе ТК на $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ удельный расход топлива возрастает на 1 % по сравнению с его величиной при $t_{\text{нв}} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$. С целью демпфирования повышения температуры воздуха $t_{\text{нв}}$ на входе ТК и во избежание возрастания удельного расхода топлива при повышенных температурах забортной воды, когда стандартные системы водяного охлаждения становятся неэффективными, целесообразно применять охлаждение наддувочного воздуха в ТТр.

О повышении топливной экономичности судовых МОД за счет охлаждения наддувочного воздуха в ТТр по сравнению с обычным водяным охлаждением можно судить по значениям удельного расхода топлива b_e в зависимости от температуры наддувочного воздуха $t_{\text{н}}$, представленным на рис. 2.3

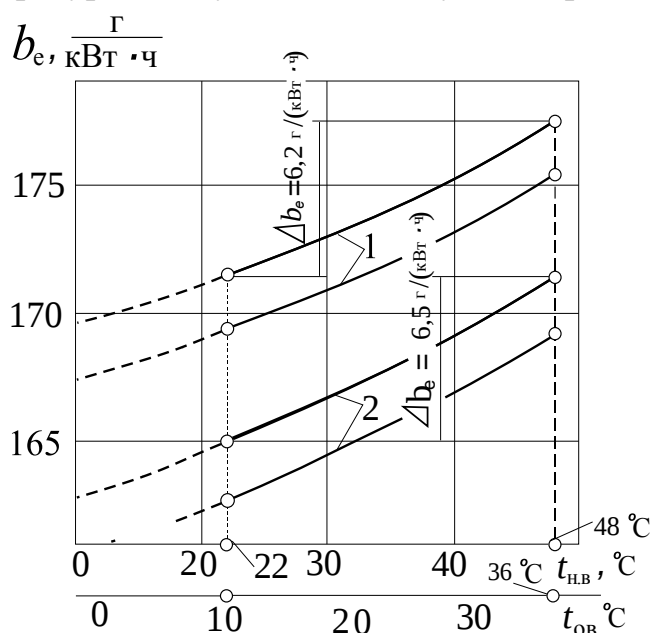


Рис. 2.3. Удельный расход топлива b_e в зависимости от температуры $t_{\text{н.в.}}$

наддувочного воздуха за воздухоохладителем

(температуры $t_{\text{о.в.}}$ охлаждающей воды на входе в воздухоохладитель МОД)

при нагрузках: 100% и 90 %

для двигателей: 1 – 6S35ME-B9-TI и 2 – 6S50ME-C8.2-TII

Как видно, дополнительное (к водяному охлаждению в ОНВ) понижение температуры наддувочного воздуха в ТТр на 15 °С обеспечивает сокращение удельного расхода топлива на 1 %. Большая экономия топлива достигается при охлаждении наддувочного воздуха на большую величину $\Delta t_b = 30$ °С, для чего, возможно, придется задействовать дополнительные источники теплоты, например, выпускные газы или охлаждающую двигатель воду. О допустимой глубине охлаждения наддувочного воздуха можно судить по рис. 2.4, где представлены температуры наддувочного воздуха при частичной нагрузке на МОД.

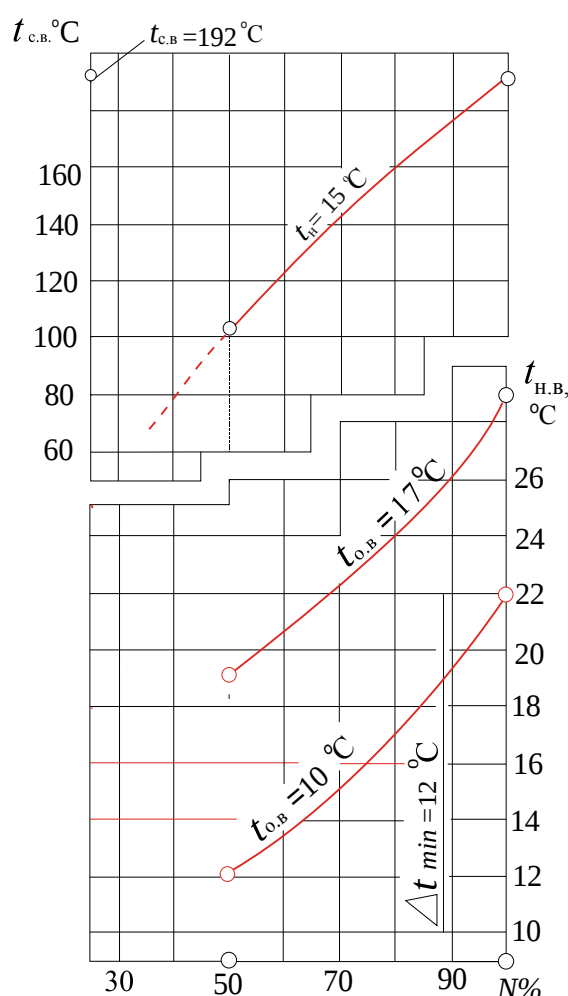


Рис 2.4. Зависимость температуры сжатого воздуха $t_{c.b.}$ и наддувочного воздуха $t_{h.b.}$ от нагрузки двигателя S50ME-C8.2-ТП при температуре воды на входе в воздухоохладитель 10 и 17 °С, температура наружного воздуха 15 °С.

Очевидно, что наиболее рациональным является вариант с использованием для охлаждения наддувочного воздуха в ТТр теплоты самого воздуха, т.е. когда

наддувочный воздух является одновременно источником теплоты и объектом охлаждения. При этом генератор пара НРТ высокого давления использует теплоту, отводимую от наддувочного воздуха в высокотемпературной ступени ОНВ_{вт} промежуточного водяного охлаждения (после ТК перед штатным водяным ОНВ), а к испарителю НРТ низкого давления подводится теплота, отводимая от воздуха в низкотемпературной ступени ОНВ_{нт} промежуточного водяного охлаждения (после штатного водяного ОНВ), что обеспечивает глубокое охлаждения наддувочного воздуха ниже температуры заборной воды при плавании судна в теплое время.

Такая самодостаточная система охлаждения, в которой к тому же задействованы теплообменники существующих систем охлаждения наддувочного воздуха: высоко-, средне- и низкотемпературные ОНВ с промежуточными контурами водяного охлаждения, обладает максимальной степенью автономности (независимости от температуры наружного воздуха и заборной воды), обеспечивая высокую топливную эффективность МОД при повышенных температурах наружного воздуха и заборной воды. Наличие же промежуточных контуров водяного охлаждения сводит к минимуму энергетические затраты на преодоление аэродинамического сопротивления охладителей воздуха ТТр по сравнению со штатными ОНВ.

Применение НРТ в качестве рабочего тела ТТр обеспечивает достижение весьма низких температур охлаждаемой воды, в свою очередь отводящей тепло от наддувочного воздуха, и исключает необходимость поддержания вакуума в системе НРТ.

Реальный эффект от охлаждения наддувочного воздуха зависит от меняющихся в течение рейса температуры наружного воздуха, которая определяет его тепловой потенциал как источника теплоты, и заборной воды, от которой зависит потенциально возможная глубина охлаждения воздуха, и, собственно, потребность в применении машинного холода в дополнение к охлаждению заборной водой. Поэтому математическая модель процессов охлаждения наддувочного воздуха судового МОД с утилизацией его теплоты должна учитывать изменение наружных параметров.

2.2. Общая методика исследования

Общая методика исследования определяется прежде всего методологическим подходом к решению задачи охлаждения наддувочного воздуха, согласно которому наддувочный воздух рассматривается одновременно как источник теплоты и объект охлаждения. Такой подход предопределил необходимость решения двуединой задачи – полной утилизации тепла наддувочного воздуха, преобразовываемого в холод в ТТр, и задачи максимального снижения температуры наддувочного воздуха и, соответственно, повышения топливной эффективности МОД (цель исследования).

Объединение в единую задач утилизации тепла наддувочного воздуха и его охлаждения обусловлено причинно-следственной зависимостью глубины охлаждения наддувочного воздуха от его располагаемого теплового потенциала, реализовываемого в ТТр. Если условие достаточности выполняется, т.е. когда располагаемой теплоты достаточно для требуемой глубины охлаждения воздуха, определяемой климатическими условиями плавания, теплоиспользующая система охлаждения является самодостаточной. Если же нет – необходимо задействовать дополнительные источники теплоты (выпускные газы, воду контура высокотемпературного охлаждения двигателя), чтобы исключить охлаждение наддувочного воздуха забортной водой вообще, т.е. свести к минимуму влияние ее температуры на эффективность охлаждения (в идеале – исключить), либо же компенсировать дефицит холода применением охлаждения наддувочного воздуха забортной водой с последующим глубоким его охлаждением в ТТр.

Вышеприведенный развернутый, с выделением причинно-следственных связей, методологический подход предопределяет структуру исследования и его наполнение конкретными техническими решениями. Так, при разработке последних прежде всего исходят из наличия штатного теплообменного оборудования существующих систем охлаждения когенерационного типа, в которых теплота наддувочного воздуха используется для теплофикационных целей (отопление помещений), потребностей СЭУ (нагрев тяжелого топлива в

цистернах основного запаса и расходных цистернах при 3-ступенчатой системе охлаждения наддувочного воздуха) или нагрева питательной воды УК (рис. 1.2, 1.3). При этом соответствующие схемно-конструктивные решения теплоиспользующего (когенерационного) охлаждения наддувочного воздуха включают теплообменники существующих систем охлаждения: высоко-, средне- и низкотемпературные ступени ОНВ ($ОНВ_{вт}$, $ОНВ_{ст}$ и $ОНВ_{нт}$) и их промежуточные водяные контуры, которые используют для отвода теплоты от наддувочного воздуха к генератору паров НРТ высокого давления ТТр ($ОНВ_{вт}$ и $ОНВ_{ст}$) и глубокого охлаждения воздуха в ТТр ($ОНВ_{нт}$). Альтернативные схемы ОНВ представлены на рис. 2.5.

Соответственно и структура исследования включает разработку математической модели процессов отвода от наддувочного воздуха высоко- и среднетемпературной теплоты в теплоиспользующих ступенях $ОНВ_{вт}$ и $ОНВ_{ст}$ и низкотемпературной теплоты в ступени $ОНВ_{нт}$ глубокого, низкотемпературного, охлаждения воздуха, к воде как промежуточному теплоносителю, затем процессов передачи теплоты от воды промежуточного контура охлаждения к контурам ТТр: теплоты, отводимой в $ОНВ_{вт}$ и $ОНВ_{ст}$, – к контуру генератора паров НРТ высокого давления, а низкотемпературной теплоты, отводимой в $ОНВ_{нт}$, – к контуру испарителя НРТ низкого давления.

Поскольку теплопроизводительность парогенерирующего контура ТТр (тепловая нагрузка на генератор ТТр $Q_{г}$ и, соответственно, на теплоиспользующие, когенерационные, ступени $ОНВ_{вт}$ и $ОНВ_{ст}$) определяется располагаемым тепловым потенциалом наддувочного воздуха (температурой воздуха после ТК), а соотношение тепловых нагрузок парогенерирующего (тепловая нагрузка генератора ТТр $Q_{г}$) и холодогенерирующего (тепловая нагрузка испарителя ТТр, т.е. холодопроизводительность Q_0) контуров ТТр – тепловым коэффициентом цикла преобразования теплоты в холод в ТТр: $\zeta = Q_0 / Q_{г}$, то алгоритм расчета параметров процессов охлаждения наддувочного воздуха с использованием его теплоты (температур воздуха в ступенях ОНВ, воды промежуточных контуров, НРТ в парогенерирующем и

холододогенерирующем контурах ТТр) включает итерационные циклы. Задача схождения итерационного процесса решается методом последовательных приближений до совпадения значений тепловой нагрузки теплоиспользующих (когенерационных) ступеней $ОНВ_{вт}$ и $ОНВ_{ст}$, $Q_{вт} + Q_{ст}$, рассчитываемых из тепловых балансов по воздуху, с одной стороны, и тепловой нагрузки на генератор ТТр $Q_{г}$, получаемой исходя из теплового коэффициента ζ . Коэффициент ζ в свою очередь зависит от температуры кипения НРТ в генераторе $t_{г}$ (для ТТр эжекторного типа принимают максимальное, исходя из термической стойкости НРТ, значение $t_{г} = 120$ °С) и в испарителе t_0 . При этом сходимости итерационного процесса, удовлетворяющего равенству $Q_{вт} + Q_{ст} = Q_{г} = Q_0 / \zeta$, добиваются, воздействуя на температуру кипения НРТ в испарителе t_0 , от которой зависит тепловой коэффициент ζ , а следовательно, холодопроизводительность ТТр $Q_0 = \zeta \cdot Q_{г}$ и глубина охлаждения наддувочного воздуха. Совпадению значений тепловых нагрузок $Q_{вт} + Q_{ст} = Q_{г} = Q_0 / \zeta$ соответствуют рациональные значения температур кипения в испарителе t_0 и наддувочного воздуха на выходе из теплоиспользующих ступеней $ОНВ_{вт}$ и $ОНВ_{ст}$ и воздуха, охлажденного в низкотемпературной ступени $ОНВ_{нт}$: $t_s = t_0 + (8...12)$ °С.

Приведенный выше алгоритм расчета соответствует самодостаточной системе охлаждения наддувочного воздуха с использованием в ТТр только теплоты воздуха. При недостаточной глубине охлаждения наддувочного воздуха необходимо задействовать дополнительные источники теплоты (выпускные газы, воду контура высокотемпературного охлаждения двигателя), чтобы исключить охлаждение наддувочного воздуха заборной водой вообще, т.е. свести к минимуму влияние ее температуры на эффективность охлаждения (в идеале – исключить), либо же компенсировать дефицит холода применением охлаждения наддувочного воздуха заборной водой с последующим глубоким его охлаждением в ТТр.

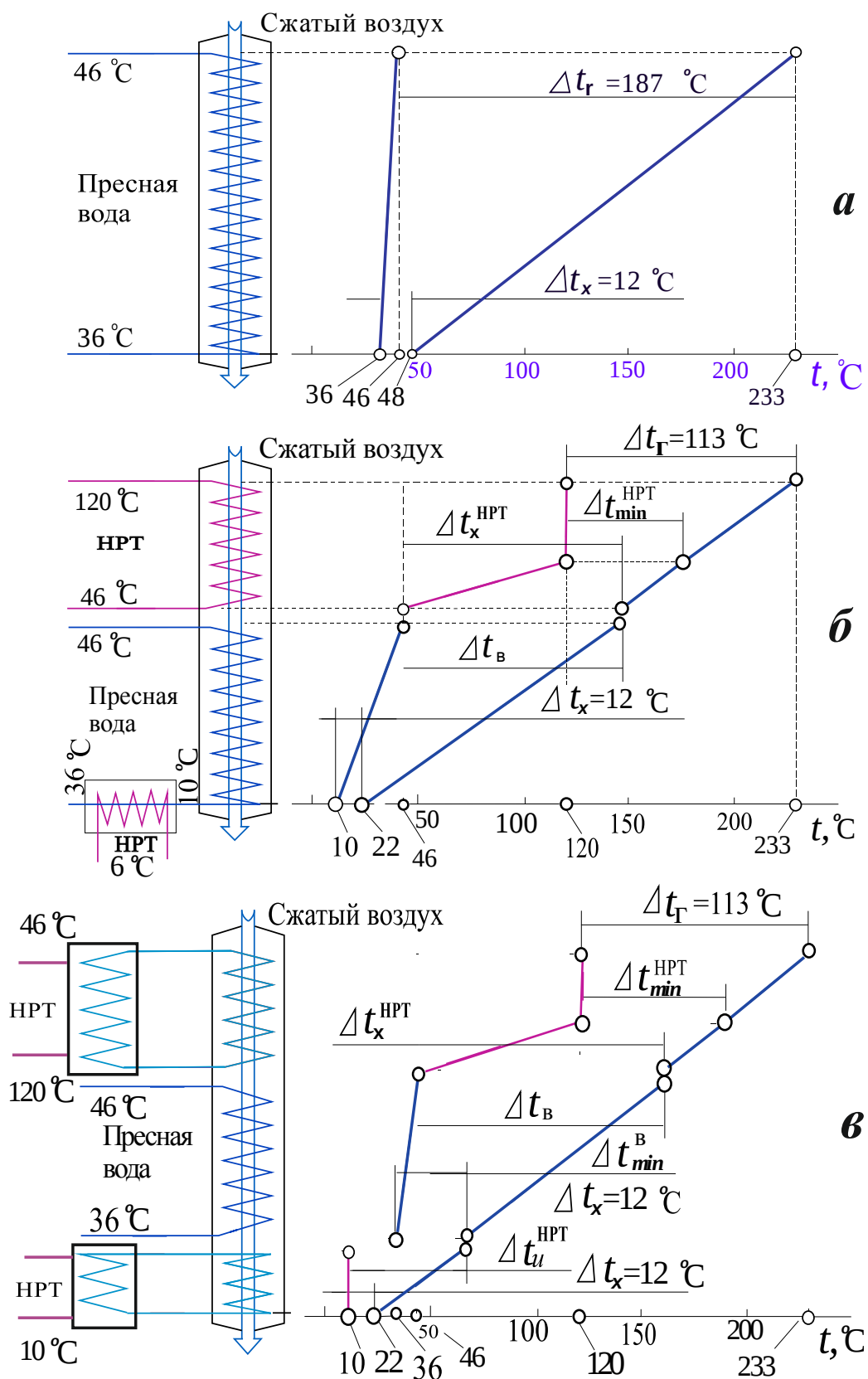


Рис 2.5. Альтернативные схемы охладителя наддувочного воздуха.

В последнем случае между теплоиспользующими ступенями ОНВ_{вт} и ОНВ_{ст} и низкотемпературной охлаждающей ступенью ОНВ_{нт} размещают

стандартную ступень охлаждения ОНВ с отводом теплоты заборной воде. При этом алгоритм расчета параметров процессов охлаждения наддувочного воздуха несколько упрощается, поскольку условие сходимости итерационного цикла $Q_{вт} + Q_{ст} = Q_{г} = Q_0 / \zeta$ относится только к теплоиспользующей составляющей процесса охлаждения наддувочного воздуха, характеризуемой холодопроизводительностью ТТр Q_0 , а дефицит холода покрывается традиционным охлаждением воздуха заборной водой.

При этом температура наддувочного воздуха на выходе из теплоиспользующих ступеней ОНВ_{вт} и ОНВ_{ст} – на входе в стандартную ступень охлаждения ОНВ уже не связана с температурой воздуха t_s , охлажденного в низкотемпературной ступени ОНВ_{нт}, как это имеет место в системе охлаждения наддувочного воздуха с использованием в ТТр только теплоты воздуха, а температура кипения НРТ в испарителе t_0 , которая определяет температуру охлажденного воздуха t_s : $t_s = t_0 + (8...12) ^\circ\text{C}$, может приниматься близкой $0...2 ^\circ\text{C}$, что обеспечивает минимальную температуру охлажденного наддувочного воздуха t_s .

Поскольку реальный эффект от охлаждения наддувочного воздуха зависит от температуры наружного воздуха и заборной воды, то параметры процессов охлаждения наддувочного воздуха должны рассчитываться с учетом меняющихся в течение рейса климатических условий.

В соответствии с принятым методологическим подходом к решению задачи охлаждения наддувочного воздуха, согласно которому наддувочный воздух рассматривается одновременно как источник теплоты и объект охлаждения, теоретическая часть исследования включает следующие этапы:

– разработка математической модели процессов отвода от наддувочного воздуха высоко- и среднепотенциальной теплоты в теплоиспользующих ступенях ОНВ_{вт} и ОНВ_{ст} и низкопотенциальной теплоты в ступени ОНВ_{нт} глубокого, низкотемпературного, охлаждения воздуха, к воде промежуточных контуров охлаждения, а также процессов передачи теплоты от воды промежуточных контуров охлаждения к контурам ТТр с циркуляцией НРТ: теплоты, отводимой в

ОНВ_{вт} и ОНВ_{ст}, – к контуру генератора паров НРТ высокого давления, а низкопотенциальной теплоты, отводимой в ОНВ_{вт}, – к контуру испарителя НРТ низкого давления;

- выявление закономерностей влияния параметров судовых МОД (температуры наддувочного воздуха, охлаждающей пресной воды) и климатических условий их эксплуатации (температуры наружного воздуха и забортной воды), параметров ТТр (температуры НРТ в циклах трансформации теплоты t_0 и t_r , теплового коэффициента) на глубину охлаждения наддувочного воздуха Δt_v в ТТр;

- определение рациональных, обеспечивающих максимальную глубину охлаждения наддувочного воздуха Δt_v , параметров ТТр: числа ступеней охлаждения, рациональных значений температур кипения в испарителе t_0 и наддувочного воздуха на выходе из теплоиспользующих ступеней ОНВ_{вт} и ОНВ_{ст}, а также воздуха, охлажденного в низкотемпературной ступени ОНВ_{нт}: $t_s = t_0 + (8...12) ^\circ\text{C}$;

- разработку способов рациональной организации процессов многоступенчатого трехконтурного охлаждения наддувочного воздуха судовых МОД с утилизацией его теплоты и реализующих их систем охлаждения, сводящих к минимуму зависимость охлаждения воздуха от температуры забортной воды и, как следствие, обеспечивающих глубокое охлаждение воздуха и высокую топливную эффективность МОД при повышенных температурах наружного воздуха и забортной воды.

Использован полуэмпирический метод исследования, при котором теплофизические процессы описываются уравнениями, полученными аналитическим путем из основных законов сохранения энергии, количества движения (импульса) и массы применительно к трансформации тепла с фазовыми переходами НРТ (закон Клапейрона-Клаузиуса зависимости между падением температуры кипения и гидравлическим сопротивлением, аналогия Рейнольдса между переносом тепла и количества движения, уравнения Локкарта–Мартинелли–Нельсона для падения давления двухфазных потоков, законы

аддитивности для энтальпии, массовых и объемных расходов жидкой и паровой фаз двухфазных потоков).

Достоверность теоретических результатов обеспечивалась сопоставлением результатов расчета по математической модели процессов охлаждения наддувочного воздуха в ТСО с данными по тепловым нагрузкам и количеству влаги, выпадающей в процессе охлаждения воздуха, а также применением для оценки влияния охлаждения наддувочного воздуха на показатели МОД (удельный расход топлива) программы "Mandieselturbo" [44-45]. Результаты расчетов по этой программе подтверждены данными стендовых и ходовых испытаний МОД в широком диапазоне изменения эксплуатационных условий. Достоверность теоретических результатов обеспечивалась также использованием в математической модели фундаментальных законов сохранения энергии (энтальпии воздуха на входе и выходе ТОА, при фазовых переходах НРТ в ТОА, тепловых балансов при передаче тепла в ТОА), количества движения и массы (неразрывности потока), а также их частными случаями в виде законов Клапейрона-Клаузиуса (зависимость между падением температуры кипения и гидравлическим сопротивлением), Блазиуса (падение давления в турбулентных потоках), аддитивности (энтальпии при фазовых переходах НРТ в ТОА, массовых и объемных расходов фаз), известных и хорошо апробированных моделей гидродинамики двухфазного потока Локкарта-Мартинелли-Нельсона (двухфазное течение со скольжением фаз), аналогии Рейнольдса для турбулентных потоков (анalogии между переносом количества движения – падением давления и тепла – теплоотдачей).

Прикладная часть исследования включала:

- на основе математической модели процессов отвода от наддувочного воздуха высоко- и среднепотенциальной теплоты в теплоиспользующих ступенях $ОНВ_{вт}$ и $ОНВ_{ст}$, а также низкопотенциальной теплоты в ступени $ОНВ_{нт}$ глубокого, низкотемпературного, охлаждения воздуха, разработку методики определения рациональных режимных и конструктивных параметров ТТр;

- определение параметров процессов, которые обеспечивают высокую топливную эффективность МОД (сокращение удельного, рейсовых и годового расходов топлива) за счет охлаждения наддувочного воздуха с учетом меняющихся в течение рейса наружных параметров;

- разработку схем систем трех–четырёхступенчатого трехконтурного охлаждения наддувочного воздуха с использованием его теплоты в ТТр, которые учитывают выявленные закономерности влияния эксплуатационных параметров судовых МОД (температуры наддувочного воздуха и охлаждающей его пресной воды) и климатических условий в течение рейса на параметры системы охлаждения наддувочного воздуха: глубину охлаждения наддувочного воздуха Δt_v , обеспечивают рациональную организацию процессов охлаждения наддувочного воздуха с использованием его теплоты и высокую топливную эффективность судовых МОД.

При расчете рациональных режимных параметров ТТр МОД (температур кипения НРТ в генераторах и испарителях, охлажденного наддувочного воздуха после теплоиспользующих-когенерационных и низкотемпературной ступеней ОНВ) располагаемый тепловой потенциал наддувочного воздуха определяли по его температуре t_k после ТК и расходу, которые рассчитывали с помощью программы "Mandieselturbo" при температурах наружного воздуха, соответственно и воздуха на входе ТК, охлаждающей ОНВ воды, меняющихся в течении конкретного рейса [44,45,72].

В качестве примера рассмотрена эксплуатация транспортного судна на рейсовой линии Одесса–Гавана–Одесса. Значения температуры t и относительной влажности ϕ наружного воздуха брались по данным метеоцентра, фиксируемым каждые 3 часа.

Для каждого промежутка времени (3 часа) и соответствующих ему температуры t и относительной влажности ϕ наружного воздуха, а также температуре забортной воды рассчитывали процессы охлаждения наддувочного воздуха в ТСО. При этом для каждого процесса рассчитывали значение коэффициента влаговываждения ξ .

2.3. Основные результаты и выводы по разделу 2

1. Предложен методологический подход к решению задачи охлаждения наддувочного воздуха, согласно которому наддувочный воздух впервые рассматривается одновременно как источник теплоты и объект охлаждения.

2. Такой подход предопределил необходимость решения двуединой задачи – утилизации тепла наддувочного воздуха, преобразовываемого в холод в ТТр, и задачи максимального снижения температуры наддувочного воздуха, обеспечивающей достижение цели исследования – повышения топливной эффективности судовых МОД.

3. Для теплоиспользующей системы охлаждения наддувочного воздуха сформулировано условие достаточности, согласно которому, если располагаемой теплоты достаточно для требуемой, определяемой климатическими условиями плавания, глубины охлаждения воздуха в ТТр с определенным тепловым коэффициентом трансформации теплоты в холод, то теплоиспользующая система охлаждения является самодостаточной, а ее эффективность практически не зависит от температуры забортной воды. Если же нет – необходимо компенсировать дефицит холода применением охлаждения наддувочного воздуха забортной водой с последующим глубоким его охлаждением в ТТр.

4. Определена структура исследования и направления разработки схемотехнических решений охлаждения наддувочного воздуха.

5. Показано, что оценка эффекта от охлаждения наддувочного воздуха МОД транспортного судна должна производиться с учетом изменения температуры наружного воздуха и забортной воды на конкретной рейсовой линии.

6. Приведена общая методика проведения исследования, сформулированы задачи его теоретической и прикладной частей.

Основные результаты работ по разделу 2 приведены в [73-81].

РАЗДЕЛ 3

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРОЦЕССОВ ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА МАЛООБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ С УТИЛИЗАЦИЕЙ ЕГО ТЕПЛОТЫ И ПРОВЕРКА ЕЕ АДЕКВАТНОСТИ

3.1. Общая структура математической модели

Для охлаждения наддувочного воздуха могут применяться эжекторные хладоновые (на НРТ) и абсорбционные ТХМ. Рациональная организация рабочих процессов в теплоиспользующих системах охлаждения (ТСО) наддувочного воздуха и определение оптимальных параметров систем невозможны без разработки их математической модели. Такая модель включает в себя модели процессов отвода теплоты от наддувочного воздуха в теплоиспользующих (когенерационных) высоко- и среднетемпературных ступенях охлаждения наддувочного воздуха $ОНВ_{вт}$ и $ОНВ_{ст}$ сначала к воде промежуточного контура охлаждения, затем к НРТ на его нагрев и испарение при высоком давлении в генераторе ТТр, а также процессы испарения НРТ при низком давлении в испарителе ТТр – охладители пресной воды промежуточного контура с низкой температурой и глубокого (ниже температуры заборной воды) охлаждения наддувочного воздуха в водяном низкотемпературном охладителе $ОНВ_{нт}$.

Сложность расчетов процессов охлаждения, включая фазовые превращения НРТ в промежуточных контурах, заключается в том, что все они взаимно увязаны в единую цепь трансформации теплоты наддувочного воздуха в холод, начиная с процессов в теплоиспользующих (когенерационных) высоко- и среднетемпературных ступенях охлаждения наддувочного воздуха ($ОНВ_{вт}$ и $ОНВ_{ст}$), затем процессов фазовых превращений НРТ высокого и низкого давлений при трансформации теплоты в холод, связанных жестким соотношением потребленной теплоты и производимого холода, определяемым тепловым коэффициентом ζ цикла трансформации, и заканчивая глубоким (ниже

температуры заборной воды) охлаждением наддувочного воздуха в низкотемпературном водяном охладителе $\text{ОНВ}_{\text{нт}}$.

При этом имеют место ограничения по температурам НРТ в цикле трансформации теплоты в холод (температурам кипения и конденсации НРТ), определяющим термодинамическую эффективность цикла (тепловой коэффициент ζ) и, в свою очередь, зависящим от параметров наддувочного воздуха судовых МОД, а следовательно, и климатических условий их эксплуатации (температуры и влажности наружного воздуха, температуры заборной воды). Поэтому входными данными математической модели являются параметры наддувочного воздуха МОД при его эксплуатации в конкретных климатических условиях, а выходные данные модели – температура охлажденного наддувочного воздуха – является, в свою очередь, входными для программы "Mandieselturbo" расчета параметров МОД корпорации "MAN" [44,45].

Основу разработанной математической модели рабочих процессов ТСО составляют математические модели процессов в ТОА: охлаждение наддувочного воздуха водой в трехступенчатом ОНВ и фазовых переходов НРТ в генераторе пара НРТ, состоящем из экономайзерной $\Gamma_{\text{э}}$ и испарительной $\Gamma_{\text{и}}$ секций, и испарителях – охладителях воды промежуточного контура. Расчет параметров МОД, которые, с одной стороны, являются входными параметрами для математической модели ТСО (расход и температура наддувочного воздуха после ТК МОД), а с другой, – зависят от исходных параметров ТСО (температуры охлажденного в ТСО наддувочного воздуха), а также определение абсолютного и удельного расходов топлива МОД в зависимости от температуры воздуха на входе ТК и охлаждающей наддувочный воздух воды, производили по программе "Mandieselturbo" для судовых МОД корпорации "MAN".

Исследовались варианты включения генератора пара НРТ высокого давления и испарителя НРТ низкого давления в систему охлаждения наддувочного воздуха посредством промежуточного водяного контура с отводом теплоты от наддувочного воздуха сначала к воде промежуточного контура

охлаждения, а затем к НРТ на его нагрев и испарение при высоком давлении в генераторе ТТр и на испарение НРТ при низком давлении в испарителе ТТр (рис. 3.1).

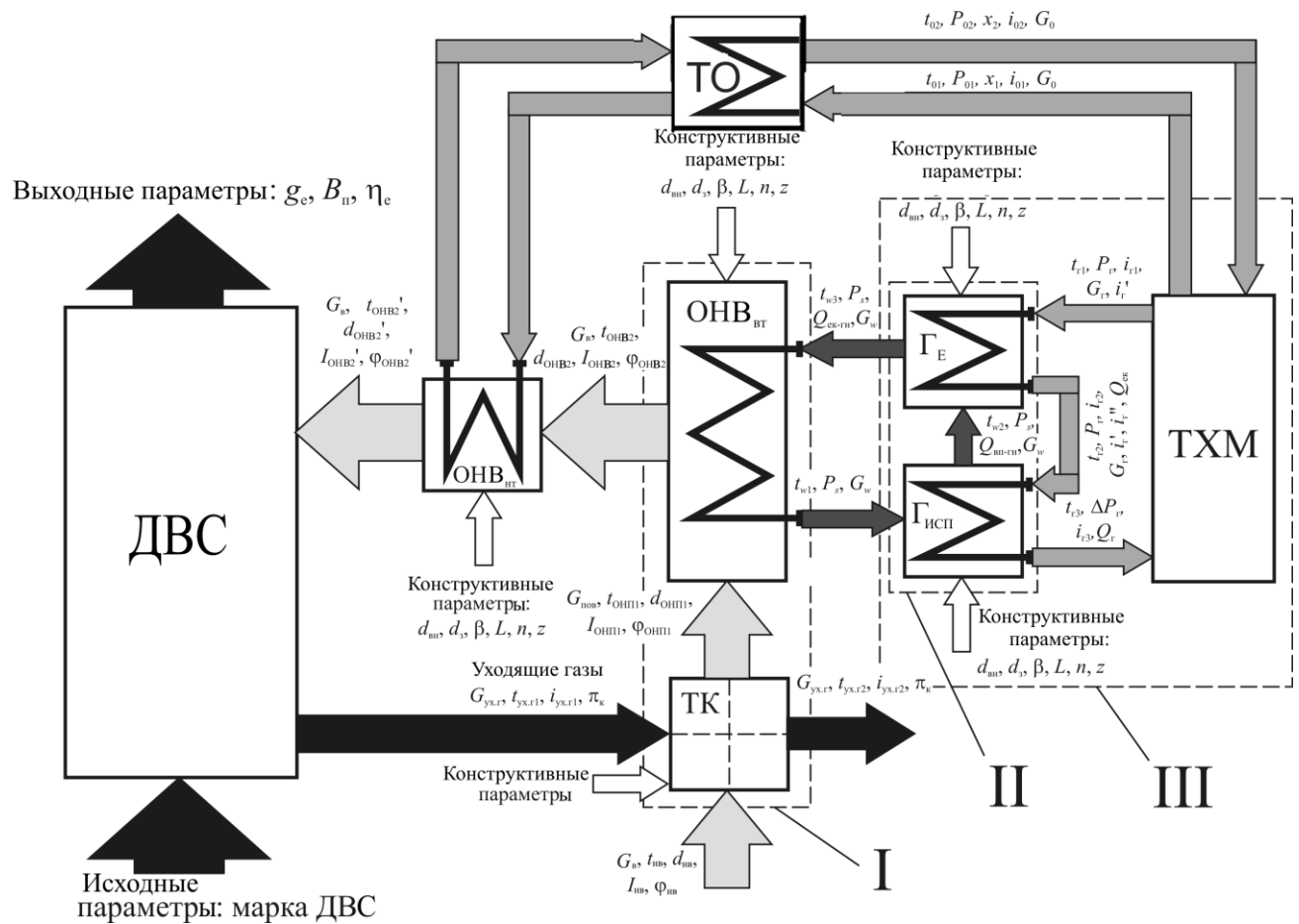


Рис. 3.1. Структура математической модели теплоиспользующей системы охлаждения наддувочного воздуха ДВС: I – теплоиспользующий контур водяного охлаждения наддувочного воздуха ДВС; II – генератор пара НРТ-потребитель теплоты наддувочного воздуха; III – теплоиспользующая установка охлаждения (ТУО); Г_и и Г_э – испарительная и экономайзерная секции генератора; ОНВ_{НТ} и ОНВ_{ВТ} – низко- и высокотемпературные ступени охладителя наддувочного воздуха; ТК – турбокомпрессор; ТХМ – термотрансформатор;

ТО – теплообменник

Генератор пара НРТ (хладагента) высокого давления включает две секции: экономайзерную Г_э, где жидкий НРТ (после конденсатора) нагревается от температуры конденсации t_k до температуры насыщения при высоких давлениях и

температуре кипения t_g , и испарительную $\Gamma_{и}$, где он испаряется при температуре кипения t_g . Это кожухотрубные теплообменники с течением НРТ в трубах, а греющей пресной воды, нагретой в ОНВ_{вт}, – в продольных межтрубных каналах или наоборот.

Задача совершенствования системы охлаждения наддувочного воздуха судовых МОД решается в соответствии со следующим алгоритмом:

1. Создание информационной базы характеристик судовых МОД, охладителей наддувочного воздуха (ОНВ), теплоиспользующих холодильных машин (эжекторных, абсорбционных ТХМ и др.), условий судовой эксплуатации (включая климатические), компьютерных программ и методик расчета параметров МОД и теплообменного оборудования, схемно-конструктивных решений.

2. Анализ эффективности систем охлаждения наддувочного воздуха МОД с учетом условий судовой эксплуатации.

3. Разработка математической и компьютерной моделей рабочих процессов теплоиспользующей системы охлаждения наддувочного воздуха (ТСОНВ).

4. Проверка математической модели на адекватность данным, полученным при использовании программ расчета параметров МОД фирм-разработчиков МОД, в частности "Mandieselturbo" корпорации "MAN", достоверность которой подтверждена результатами стендовых испытаний МОД [16].

5. Установление закономерностей влияния режимных параметров ТСОНВ на эффективность охлаждения наддувочного воздуха с использованием его теплоты и фазовых превращений НРТ, а следовательно, и на топливную эффективность МОД.

6. Определение рациональных схемно-конструктивных решений ТСОНВ.

7. Обобщение результатов в виде рекомендаций по проектированию высокоэффективных ТСОНВ судовых МОД.

3.2. Основные положения математической модели испарителей термотрансформатора

Основные допущения, принятые при разработке математической модели испарителей ТТр:

1. Задача моделирования процессов охлаждения с фазовыми превращениями НРТ в ТТр решалась как стационарная.
2. Тепловой расчет ТОА ТТр с фазовыми превращениями НРТ проводят в сопряженной постановке с учетом влияния падения давления НРТ на теплообмен.
3. При расчетах падения давления двухфазных потоков принята модель со скольжением фаз – модель Локкарта - Мартинелли.
4. При моделировании процессов теплоотдачи при кипении НРТ в каналах ТОА ТТр учитывали кризис теплоотдачи второго рода – падение интенсивности теплоотдачи при переходе от смоченной жидким НРТ поверхности канала к его сухой поверхности, которую обтекает дисперсная смесь и переход к которой определяется граничным паросодержанием $x_{гр}$ [82].
5. Учитывается перегрев пара $\Delta t_{п}$ по отношению к капельной жидкости в дисперсной смеси на 5...10 °С [82].
6. Рассматривались граничные условия третьего рода, то есть при известных во входном сечении ТОА температурах воздуха $t_{в1}$ (воды t_{w1}), кипения НРТ t_{01} (конденсации $t_{к1}$) и законах теплоотдачи определяли плотность теплового потока и тепловой поток на элементарном участке трубки длиной z . Из тепловых балансов по воздуху и воде (воде и НРТ) и уравнений теплопередачи находили температуры воздуха и воды (температуры воды и однофазного НРТ или паросодержание кипящего НРТ) на выходе из участка z , которые служили входными параметрами для следующего участка трубки. При этом, исходя из падения давления и соответственно температуры кипения НРТ, вычисляли температуру кипения НРТ на выходе из участка z .
7. При численном интегрировании шаг выбирали таким, чтобы падение температуры кипения НРТ не превышало 0,05 °С, что позволяет перейти от

полных дифференциалов к конечным разностям температур и давления кипящего НРТ.

Основные положения математической модели испарителей НРТ эжекторного ТТр

Эффективность ТТр характеризуется тепловым коэффициентом:

$$\zeta = \frac{Q_0}{Q_r}. \quad (3.1)$$

Уравнение теплового баланса по хладагенту для испарителя, конденсатора и генератора НРТ:

$$Q_0 = G_0(i_4 - i_3); \quad (3.2)$$

$$Q_\kappa = G_\kappa(i_1 - i_2); \quad (3.3)$$

$$Q_r = G_r(i_6 - i_5) = G_r(i_6 - i_2). \quad (3.4)$$

Эффективность эжектора характеризуется коэффициентом эжекции:

$$U = \frac{G_0}{G_r}, \quad (3.5)$$

а всего эжекторного ТТр – тепловым коэффициентом (цикл приведен на рис. 3.2):

$$\zeta = \frac{Q_0}{Q_r} = \frac{G_0(i_1 - i_2)}{G_r(i_6 - i_2) \cdot \varphi_n} = U \frac{(i_1 - i_2)}{\varphi_n(i_6 - i_2)}. \quad (3.6)$$

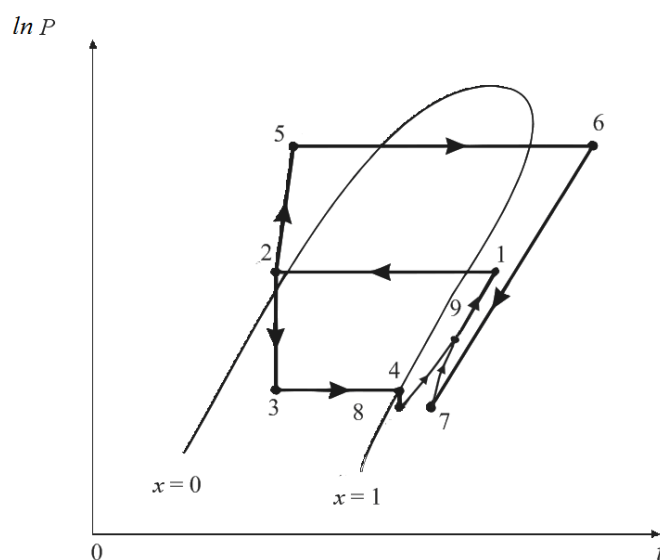


Рис. 3.2. Цикл эжекторного термотрансформатора в диаграмме i - P (энтальпия-давление)

Тепловой коэффициент ζ зависит от параметров цикла и увеличивается с уменьшением температуры конденсации t_k и повышением температур кипения НРТ в генераторе t_r и испарителе t_0 (рис. 3.3).

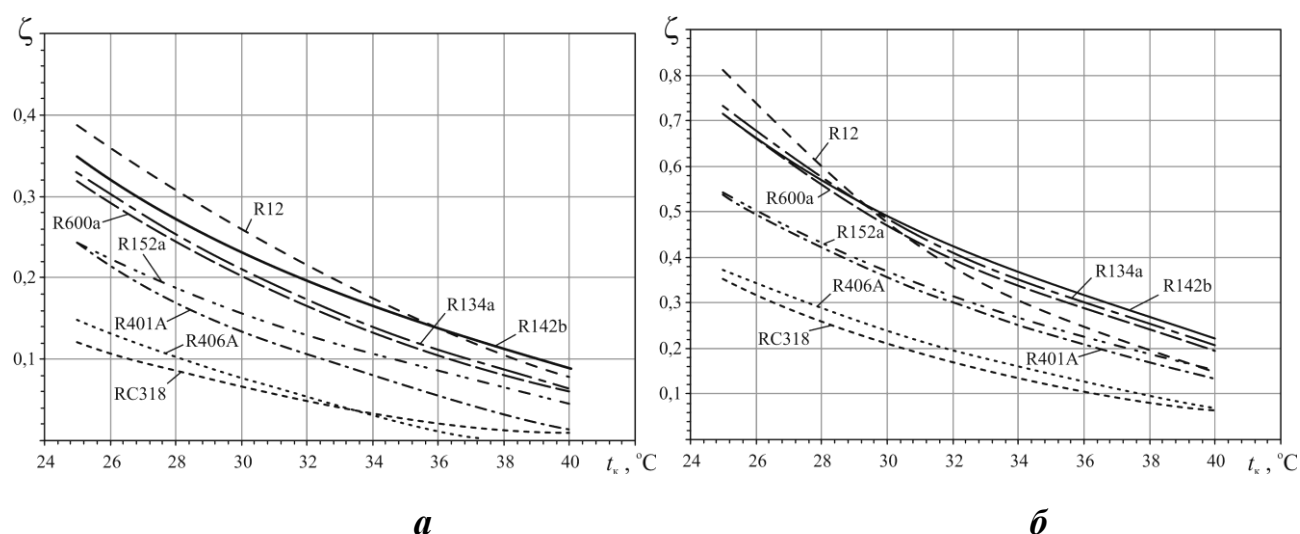


Рис. 3.3. Зависимости тепловых коэффициентов ζ для разных НРТ от температуры конденсации t_k при температурах кипения в генераторе $t_r = 120$ °C и в испарителе t_0 : **a** – $t_0 = 0$ °C; **б** – $t_0 = 10$ °C

Расчетная схема испарительной секции генератора пара НРТ показана на рис. 3.4. Длина прямой трубки L разбивается на k участков длиной dz . Движение хладагента и воды параллельное. Число ходов хладагента в змеевике $n = 2$, а воды в межтрубном пространстве – 1. Таким образом, направление течений теплоносителей в одних трубках змеевика прямоточное, а в других – противоточное. На каждом i -м участке трубки змеевика из уравнений тепловых балансов по хладагенту и греющей воде и теплопередачи определялись параметры хладагента (давление P_i , температура кипения t_i , паросодержание x_i), воды (температура t_{wi}) и количество теплоты Q_i , отведенной от воды.

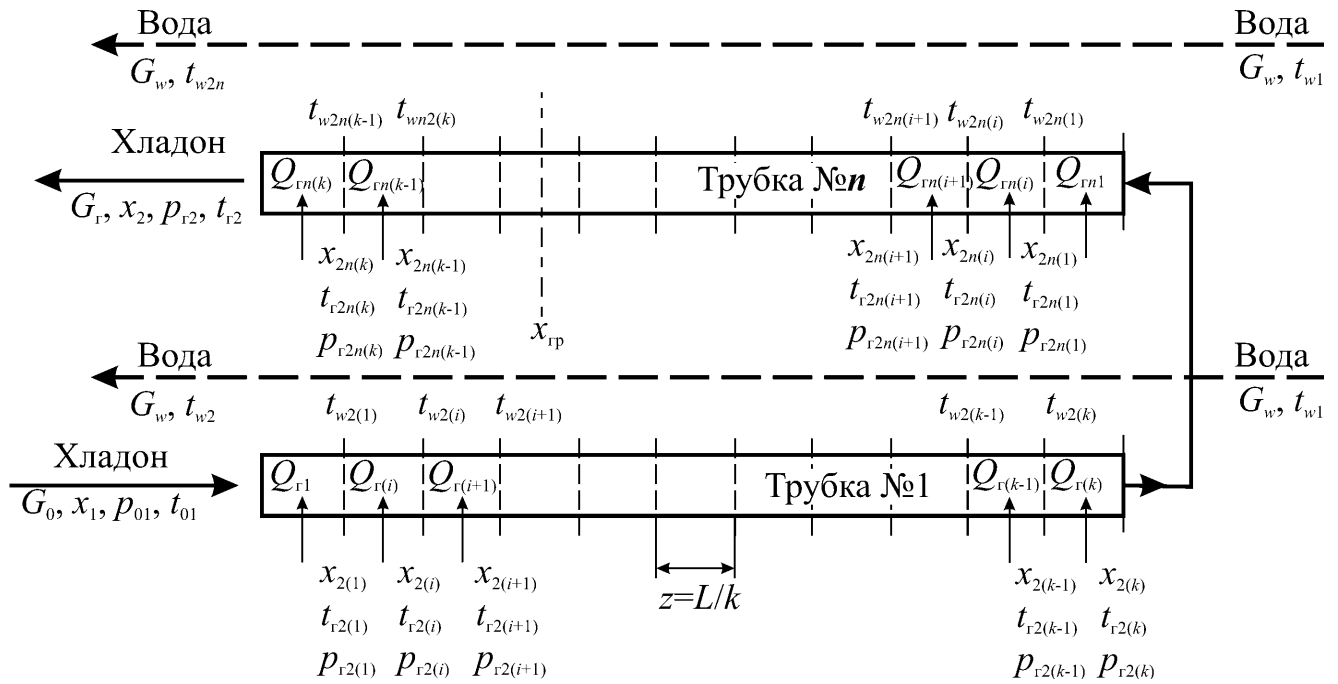


Рис. 3.4. Расчетная схема испарительной секции генератора пара НРТ

Критерием тепловой эффективности ТОА, в данном случае генератора пара НРТ, является плотность теплового потока q , отнесенная, например, к внутренней поверхности трубки, а целью проектирования ТОА является достижение максимальной величины q .

Исходные параметры: $G_w, G_r, t_{w1}, t_{r1}, P_{r1}, x_1, d_{вн}, d_3, L, n$,

Выходные параметры: $Q_r, q, t_{w2}, t_{r2}, P_{r2}, x_2$.

При этом G_w и G_r – расходы воды и хладагента соответственно через межтрубные канал и трубку (змеевик); $d_{вн}$ и $d_н$ – внутренний и наружный диаметры трубки; L – длина трубки (межтрубного канала).

Уравнения тепловых балансов по хладагенту, воде и теплопередачи для i -го участка имеют вид:

$$dQ_i = G_r r (dx_{2(i)} - dx_{1(i)}); \quad (3.7)$$

$$dQ_i = G_w c_{pw} (dt_{w(i)} - dt_{w(i+1)}); \quad (3.8)$$

$$dQ_i = k_i d\theta_i F_i, \quad (3.9)$$

где r – теплота фазового превращения; c_{pw} – теплоемкость воды.

На каждом i -м шаге интегрирования (на выходе из i -го участка) определялись параметры воды (температура $t_{w(i+1)}$), хладагента (давление

$P_{i+1} = P_i - dP$, паросодержание $x_{i+1} = x_i + dx$ и температура кипения $t_{\Gamma(i+1)} = t_{\Gamma(i)} - dt_{\Gamma}$, количество теплоты $\Delta Q_i = q_i \pi d_{\text{вн}} dz$, которая отводится на i -м участке.

Увеличение паросодержание d_{xi} на i -м участке рассчитывается по уравнению

$$dx_i = 4 q_i dz / (d_{\text{вн}}(\rho w)r),$$

полученному из баланса теплоты, подведенной в процессе теплопередачи и воспринятой хладагентом в процессе кипения:

$$Q_i = q_i \pi d_{\text{вн}} dz = 0,25 \pi d_{\text{вн}}^2 (\rho w) r dx_i.$$

Плотность теплового потока на i -м участке, отнесенного к поверхности со стороны кипящего хладагента: $q_i = k_i \cdot \theta_i$, где k_i – коэффициент теплопередачи:

$$k_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} + \sum R_i + \frac{1}{\alpha_w}} \quad (3.10)$$

Здесь α_a , α_w – коэффициенты теплоотдачи к хладагенту и воде, приведенные к внутренней поверхности трубки; $R_i = \delta_i / \lambda_i$ – термическое сопротивление стенки трубки, загрязнений и т.п.; δ_i – толщина стенки, слоя загрязнения и т.п.; λ_i – коэффициент теплопроводности.

Температурный напор θ_i на участках длиной dz рассчитывают как разницу температур воды и хладагента: $\theta_i = t_{w(i)} - t_{\Gamma(i)}$.

Теплоотдачу к однофазному теплоносителю (воде) в межтрубном канале рассчитывают по уравнению Диттуса - Болтера для однофазового течения

$$\alpha_w = 0,023 \cdot \frac{\lambda_w}{d_e} \cdot \text{Pr}_w^{0,4} \cdot \text{Re}_w^{0,8} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_{\text{жс}}}{\text{Pr}_{\text{см}}} \right)^{0,25}, \quad (3.11)$$

где d_e – эквивалентный диаметр межтрубного канала; λ_w – коэффициент теплопроводности для воды; Pr и Re – критерии Рейнольдса и Прандтля для воды.

После объединения параметров, характеризующих теплофизические свойства теплоносителя, уравнение (3.11) принимает вид [82]:

$$\alpha_A = B w_A^{0,8} / d_e^{0,2}, \quad (3.12)$$

где w_A – скорость теплоносителя; d_e – эквивалентный диаметр канала, которым теплоноситель движется вдоль трубок; B – коэффициент, зависящий от теплофизических свойств теплоносителя.

В случае воды коэффициент B примет следующий вид [82]:

$$B = 1430 + 22t_w, \quad (3.13)$$

откуда коэффициент теплоотдачи для греющей воды:

$$\alpha_w = (1430 + 22t_w)w_w^{0,8} / d_e^{0,2}. \quad (3.14)$$

Температура воды на выходе из i -ого участка при прямотоке

$$t_{w(i+1)} = t_{w(i)} - Q_i / (G_w c_{pw}), \quad (3.15)$$

а для противотока

$$t_{w(i+1)} = t_{w(i)} + Q_i / (G_w c_{pw}). \quad (3.16)$$

Падение температуры кипения НРТ в генераторе $\Delta t_{\Gamma i}$, обусловленное гидравлическим сопротивлением кипящего двухфазного потока ΔP_i , рассчитывается по уравнению Клаузиуса-Клапейрона:

$$\frac{dP_i}{dt_{\Gamma i}} = \frac{r}{T_{\Gamma} \cdot (v_{\Pi} - v_{\text{ж}})} \approx \frac{\Delta P}{\Delta t_{\Gamma i}}, \quad (3.17)$$

откуда

$$\Delta t_{\Gamma i} = \frac{\Delta P_0 \cdot T_{\Gamma} \cdot (v_{\Pi} - v_{\text{ж}})}{r} \quad (3.18)$$

Гидравлическое сопротивление трения ΔP_{Γ} определяют по методу Локкарта–Мартинелли:

$$\Delta P_{\Gamma} = \Phi_{\text{ж}}^2 \Delta P_{\text{ж}} \text{ при } \Delta P_{\text{ж}} > \Delta P_{\Pi}; \quad \Delta P_{\Gamma} = \Phi_{\Pi}^2 \Delta P_{\Pi} \text{ при } \Delta P_{\Pi} > \Delta P_{\text{ж}};$$

$$\Delta P_{\text{ж}} = \zeta_{\text{ж}} (\rho w)^2 (1 - x)^2 L / (2d_{\text{вн}} \rho_{\text{ж}}); \quad \Delta P_{\Pi} = \zeta_{\Pi} (\rho w)^2 x^2 L / (2d_{\text{вн}} \rho_{\Pi});$$

$$Z_{\text{ж}} = 0,3164 \text{ Re}_{\text{ж}}^{-0,25}; \quad \zeta_{\Pi} = 0,3164 \text{ Re}_{\Pi}^{-0,25};$$

$$\text{Re}_{\text{ж}} = \frac{\rho w \cdot (1 - x) \cdot d_{\text{вн}}}{\mu_{\text{ж}}}; \quad \text{Re}_{\Pi} = \frac{\rho w \cdot x \cdot d_{\text{вн}}}{\mu_{\Pi}}.$$

$$\Phi_{\Pi} = 1 + 2,85 X_{tt}^{0,52}, \text{ параметр Мартинелли } \Phi_{\text{ж}} = \Phi_{\Pi} / X_{tt} = X_{tt}^{-1} + 2,85 X_{tt}^{-0,48}.$$

$$\text{Параметр Мартинелли-Нельсона } X_{tt} = (\Delta P_{\text{ж}} / \Delta P_{\Pi})^{0,5};$$

$$X_{tt} = \left(\frac{\mu_{\text{ж}}}{\mu_{\text{п}}} \right)^{0,1} \cdot \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \cdot \left(\frac{v_{\text{ж}}}{v_{\text{п}}} \right)^{0,5}. \quad (3.19)$$

Тут $\mu_{\text{ж}}$ и $\mu_{\text{п}}$ – динамическая вязкость жидкости и пара хладагента; $v_{\text{ж}}$ и $v_{\text{п}}$; $\rho_{\text{ж}}$ и $\rho_{\text{п}}$ – удельные объемы и плотности жидкости и пара; w – скорость; (ρw) – массовая скорость.

При расчете теплоотдачи к кипящему хладагенту в трубках α_a учитывалось наличие кризиса кипения, обусловленного падением интенсивности теплоотдачи из-за осушения внутренней стенки трубки с переходом к режиму дисперсного течения. Коэффициент теплоотдачи в докризисном режиме кипения – при смоченной жидким хладагентом стенке трубки – рассчитывают по уравнению, полученному с использованием аналогии Рейнольдса между переносом теплоты и импульса

$$\alpha = C \cdot \frac{\lambda_{\text{ж}}}{d_{\text{вн}}} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}} \cdot \text{Re}_{\text{ж}}^{3/4} \cdot \Phi_{\text{ж}}^{6/7}, \quad (3.20)$$

где C – постоянная, которая зависит от теплофизических свойств хладагента.

Теплоотдачу в дисперсном потоке рассчитывают, как для чистых паров

$$\alpha = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{\text{п}}}{d_{\text{вн}}} \cdot \text{Pr}_{\text{п}}^{0,4} \cdot \text{Re}_{\text{п}}^{0,8}. \quad (3.21)$$

На рис. 3.5 приведены результаты расчета локальных по длине $L_{\text{зм}}$ всего змеевика (змеевик состоит из 4 прямых трубок одинаковой длины L) коэффициентов теплоотдачи α_a к кипящему хладагенту и теплопередачи k , приведенных к внутренней поверхности змеевика) для четырехходового змеевика длиной $L_{\text{зм}} = 12$ м и длиной одной трубки $L = 3$ м; хладагент R142b; граничное паросодержание $x_{\text{гр}} = 0,9$; температура кипения хладагента в генераторе $t_{\text{г}} = 120$ °С; температура воды на входе $t_{\text{w1}} = 180$ °С; диаметр трубки $d = 22 \times 2$ мм; скорость воды $w_w = 1$ м / с.

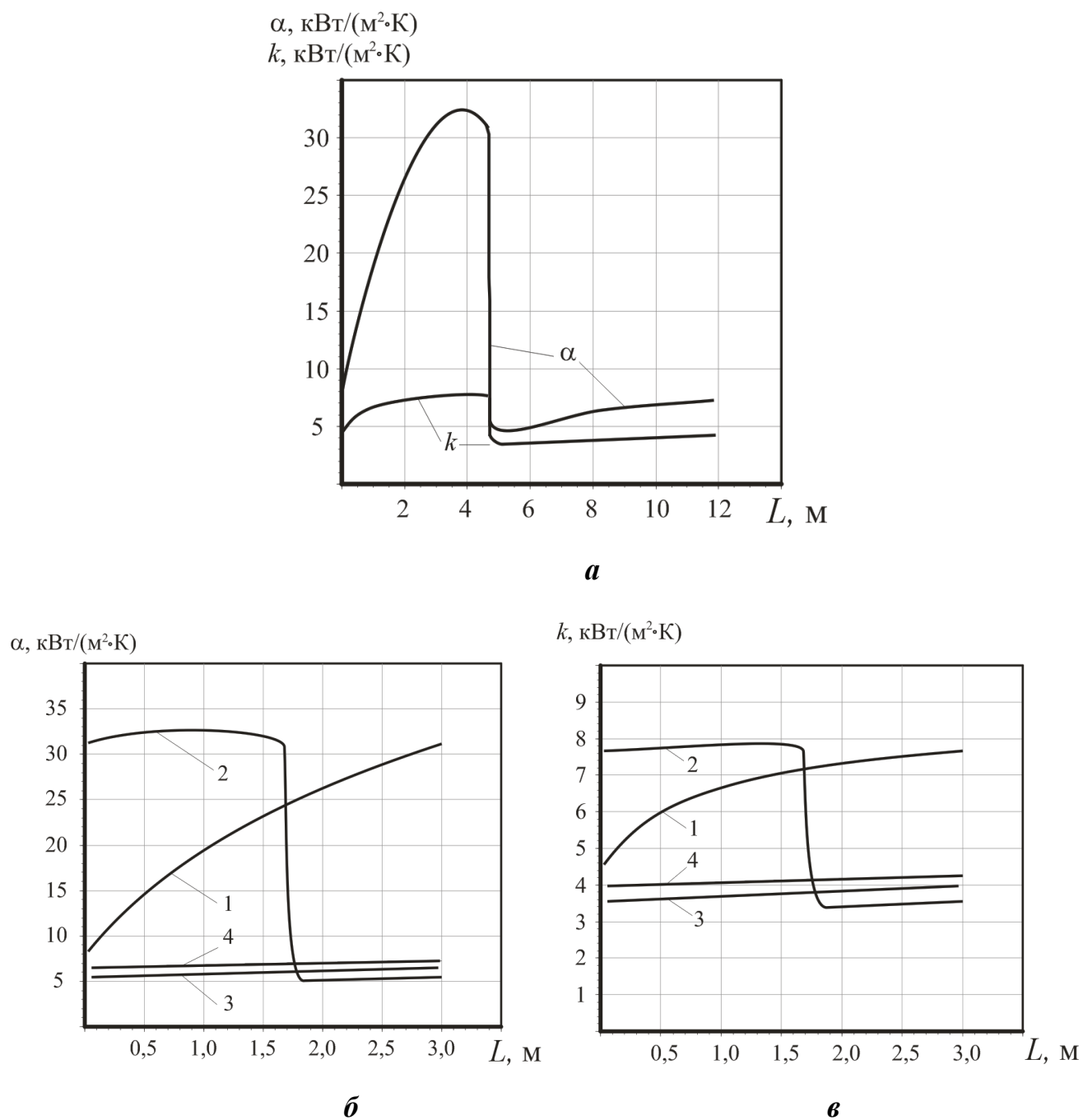


Рис. 3.5. Изменение локальных коэффициентов теплоотдачи к НРТ α_a , воде a_w и теплопередачи k по длине всего змеевика (а) и отдельных трубок (б, в)

Изменение локальных значений температурного напора θ и плотности теплового потока q , приведенной к внутренней поверхности змеевика, по длине $L_{\text{зм}}$ змеевика приведена на рис. 3.6.

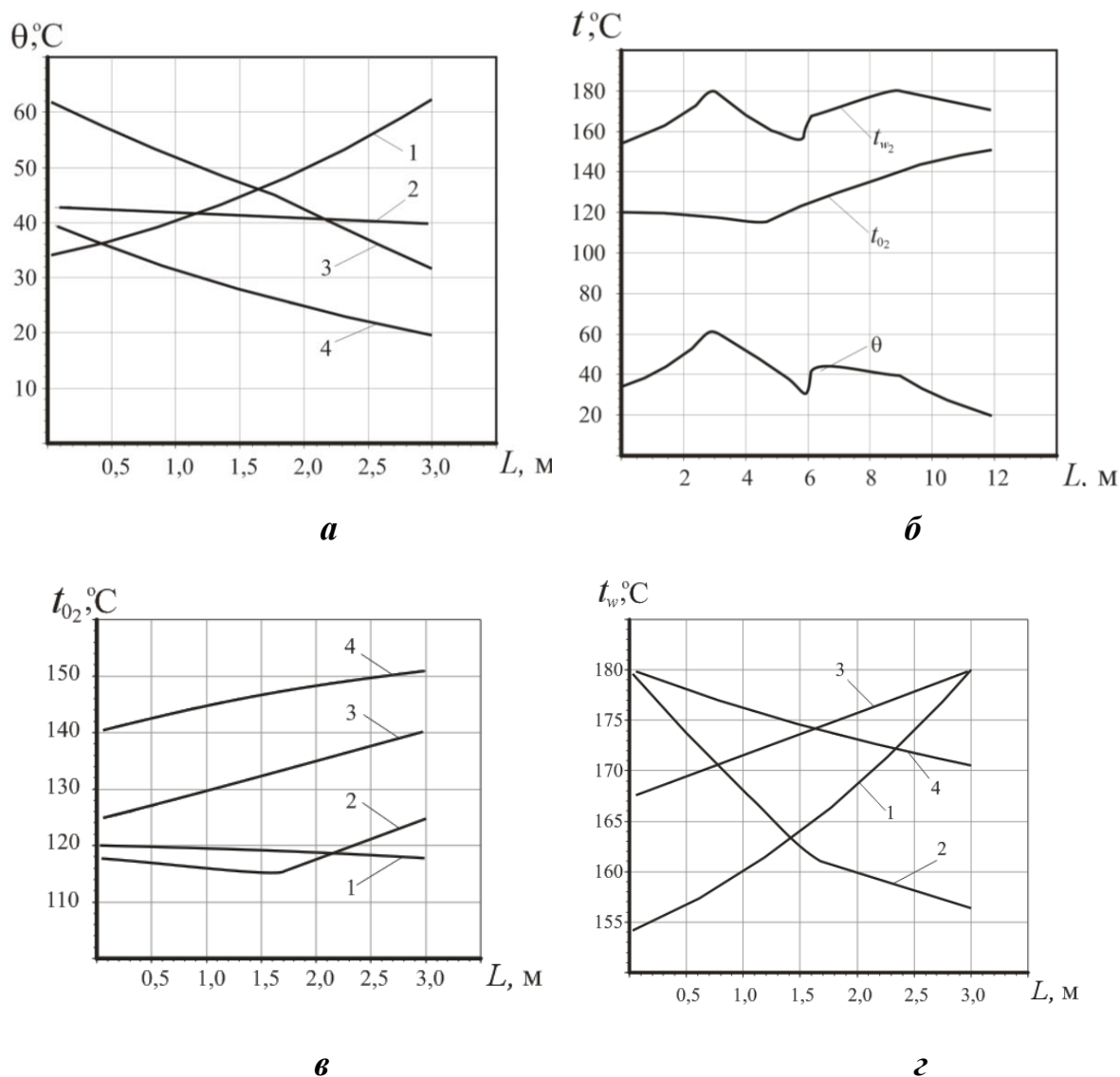


Рис. 3.6. Изменение локальных температурного напора θ (*a*), температуры кипения хладагента в генераторе пара t_g (*б*), температуры воды t_w (*г*) по длине змеевика (*б*) и отдельных трубок (*a, в, г*)

Как видно, крайне низкие значения коэффициентов теплоотдачи α к кипящему хладагенту в дисперсном режиме и, как следствие, теплопередачи k в целом (рис. 3.5,*a*) приводят к малой плотности теплового потока q практически на половине длины $L_{зм}$ змеевика испарительной секции генератора (рис. 3.5,*б*). Обеспечить высокую плотность теплового потока q на всей поверхности змеевика испарительной секции генератора можно, оборвав процесс испарения до предельного паросодержания, т.е. исключив дисперсный режим. Это можно реализовать путем двухступенчатого испарения с неполным фазовым переходом в

первой ступени, разделением фаз и полным испарением во второй степени. Благодаря тому, что во вторую ступень с полным испарением (соответственно с низкой интенсивностью теплоотдачи и теплопередачи в дисперсном режиме) поступает лишь 10 % расхода хладагента, что соответствует предельному паросодержанию $x_{гр} = 0,9$, средняя плотность теплового потока q всего двухступенчатого испарителя будет оставаться высокой.

Для экономайзерной секции генератора, в которой жидкий НРТ (хладагент) нагревают от температуры конденсации t_k до температуры кипения НРТ в генераторе t_g , коэффициент теплоотдачи к жидкому НРТ [82]:

$$\alpha_a = 0,365 \lambda^{0,6} \rho^{0,8} (c_p / \mu)^{0,4} w_w^{0,8} / d_{вн}^{0,2}, \quad (3.22)$$

Где индекс «ж» относится к жидкому НРТ.

Можно применять также уравнение (3.11).

3.3. Основные положения математической модели теплообменников охлаждения наддувочного воздуха

После охлаждения в испарителях НРТ-охладителей вода поступает в соответствующие ступени охладителей наддувочного воздуха (ОНВ), теплообменные поверхности которых набраны из оребренных труб, размещенных перпендикулярно к воздушному потоку. Прямые трубки соединяются с помощью калачей и образуют U- или W-образные змеевики (соответственно двух- или четырёхходовые) в зависимости от числа ходов n по воде в поперечном сечении ТО. Таких U- или W-образных змеевиков, последовательно расположенных по ходу воздуха с подводом воды к каждому, может быть несколько, соответственно и тепловая нагрузка на них будет различной, уменьшаясь по глубине ТО. Неодинаковая тепловая нагрузка на отдельные змеевики по глубине ТО отличает их от условий эксплуатации, в частности, воздухоохладителей систем кондиционирования, в которых по ходу воздуха располагают по одному змеевику и при одинаковой скорости обтекания змеевиков воздухом их тепловые нагрузки тоже одинаковые.

Возможно применение в ТО и других поверхностей. Примеры типов поверхностей, которые могут быть использованы в ТО и их параметры показаны на рис 3.7. Параметры сжатого воздуха на выходе из наддувочного ТК МОД (температуру $t_2 = t_k$ и давление $P_2 = P_k$) находят для конкретного двигателя при тепловлажностных параметрах воздуха (температуре t_1 , относительной влажности ϕ_1 и влагосодержании d_1) на входе ТК по фирменной программе "Mandieselturbo" для судовых МОД корпорации "MAN" [44,45].

Поскольку влагосодержание воздуха d в процессе сжатия в ТК не изменяется, то $d_1 = d_2$. Тогда относительную влажность воздуха ϕ_2 после ТК находят из выражения [62]

$$d_2 = 0,622 \phi_2 P_{2\pi}'' / (P_2 - \phi_2 P_{2\pi}''),$$

где $P_2 = P_k$, а $P_{2\pi}''$ – парциальное давление водяного пара в насыщенном воздухе (давление водяного пара в состоянии насыщения) при температуре воздуха $t_2 = t_k$.

	Тип поверхности	Вид поверхности	Геометрические размеры	Коэф. обременения	Компактность $n, \text{ м}^2/\text{м}^3$	Критерияльные параметры сухого теплообмена		Re	Температурные в расчете теплообмена
						Nu	Eu		
1	Гладко-трубная		$d_{\text{вн}} = 10$ $s_1 = 12,5$ $d_{\text{вн}} = 8$ $d_{\text{вн}} = 10$ $s_1 = 15$	1	166	$0,293Re^{0,6}$	$Re^{0,2}$	$5 \cdot 10^3 \div 7 \cdot 10^4$	$Nu_{\text{вн}} = \xi Nu_f$
2	Плоско-овальная		$a = 6$ $s_2 = 22,3$ $b = 3,5a = 19,5$ $s_1 = 14,9$ $d_{\text{вн}} = 14,6$	1	174,5	$0,365Re^{0,59}$	0,1065	$10 \cdot 10^3 \div 30 \cdot 10^3$	$Nu_{\text{вн}} = \xi Nu_f$
3	Плоско-ребристая		$d_{\text{вн}} = 10$ $h_f = 7,5$ $s_f = 2,3$ $d_{\text{вн}} = 10$ $s_f = 25$ $d_{\text{вн}} = 21$ $s_f = 21$ $\delta_f = 0,3$	13,2	790	$0,25Re^{0,56}$	$18,5Re^{0,3}$	$1,3 \cdot 10^3 \div 4,3 \cdot 10^3$	$Nu_{\text{вн}} = \xi Nu_f$ $= \xi_{\text{вн}}^{0,45} Nu_f$
4	Плоскотрубная ребристая		$a = 6$ $s_2 = 27$ $b = 21,7$ $\delta_f = 0,3$ $s_1 = 23$ $d_{\text{вн}} = 4,55$	9,2	665	$0,185Re^{0,566}$	0,36	$4 \cdot 10^3 \div 1,6 \cdot 10^4$	$Nu_{\text{вн}} = \xi Nu_f$
5	Спиральная ребристая		$d_{\text{вн}} = 17,5$ $h_f = 7,5$ $d_{\text{вн}} = 15,2$ $\delta_f = 0,7$ $s_f = 3,5$ $\delta_f = 0,4$ $\delta_f = 0,55$	7,45	430	$0,136Re^{0,602}$	$\Delta P_{\text{сп}} = 0,442(\gamma \pi)^{1,9}$	$3 \cdot 10^3 \div 4,6 \cdot 10^4$	$Nu_{\text{вн}} = \xi Nu_f$ $= \xi_{\text{вн}}^{0,45} Nu_f$
6	Квадратно-ребристая		$d_{\text{вн}} = 10$ $h_f = 3,5$ $d_{\text{вн}} = 10$ $\delta_f = 0,3$ $s_f = 2,7$ $s_f = s_2 = 17$	5,05	540	$0,258Re^{0,56}$	$1,9Re^{-0,24}$	$3 \cdot 10^3 \div 6 \cdot 10^4$	$Nu_{\text{вн}} = \xi Nu_f$ $= \xi_{\text{вн}}^{0,45} Nu_f$
7	Плоскотрубная ленточная гофрированная		$a = 6$ $s_2 = 24$ $b = 20$ $\delta_f = 0,1$ $s_1 = 12$ $\alpha = 70^\circ$ $d_{\text{вн}} = 1,94$	3,76	635	$0,334Re^{0,48}$ $0,113Re_f^{0,6}$	$\xi_p = 121Re^{0,97}$ $\xi_p = 0,48Re^{0,23}$	$800 \div 1300$ $1300 \div 5100$	$Nu_{\text{вн}} = \xi Nu_f$
8	Плоскотрубная сетчатая гофрированная		$a = 6$ $s_2 = 25$ $b = 20$ $\delta_f = 0,2$ $s_1 = 13,5$ $d_{\text{вн}} = 2,09$ $0,71 \times 0,71$	3,78	540	$1,55Re^{0,48}$ $0,49Re^{0,6}$	$\xi_p = 153Re^{0,97}$ $\xi_p = 0,582Re^{0,23}$	$800 \div 1600$ $1600 \div 4000$	$Nu = 1,9 \times Nu_f \sum W_{\text{вн}}^{0,25} \times (\frac{L}{D})^x \times S_{\text{вн}}^{0,27} \times 0,27 \times 0,27$
9	Круглые трубы экранированные сеткой		трубы: d10, 12, 25 сетка: $r_0 = 0,15 \div 0,25$	$1,5 \div 2,0$	$250 \div 330$	$0,09Re^{0,75}$	$\xi_p = 1,13$	5000 + 35000	$Nu_{\text{вн}} = \xi Nu_f$
10	Овальные трубы экранированные сеткой		трубы: 13,5x34, 14,5x33 сетка: $r_0 = 0,2 \div 0,5$ ячейка в сетке: 2,5x2,5	$1,5 \div 1,9$	$230 \div 300$	$1,28 \cdot 10^4 Re^{1,48}$ $0,24Re^{0,67}$	$\xi_p = 0,9$	$10^4 \div 2 \cdot 10^4$ $2 \cdot 10^3 \div 5,5 \cdot 10^4$	$Nu_{\text{вн}} = \xi Nu_f$

Рис. 3.7. Различные типы поверхностей, которые когут бать использованы в ТО, и их параметры

Давление водяного пара в состоянии насыщения P''_{Π} находят по уравнению состояния водяного пара или по таблицам свойств водяного пара при температуре воздуха t_2 .

Поскольку в результате подвода тепла от воздуха температура воды в трубках изменяется не только по глубине ОНВ (при изменении направления течения воды от j -го хода к $j+1$ ходу), но и для каждого j -го хода воды (при числе ходов n), т.е. по длине L прямой трубки в поперечном сечении, то при разработке модели ОНВ прямую трубку длиной L в поперечном сечении разбивают на k участков длиной z . На каждом i -м участке из уравнений тепловых балансов по охлаждающей воде и воздуху и теплопередачи определяют параметры воды (температуру t_{wi}), воздуха (температуру $t_{B,i}$, энтальпию $I_{B,i}$) и количество теплоты Q_i , отведенной от воздуха к воде.

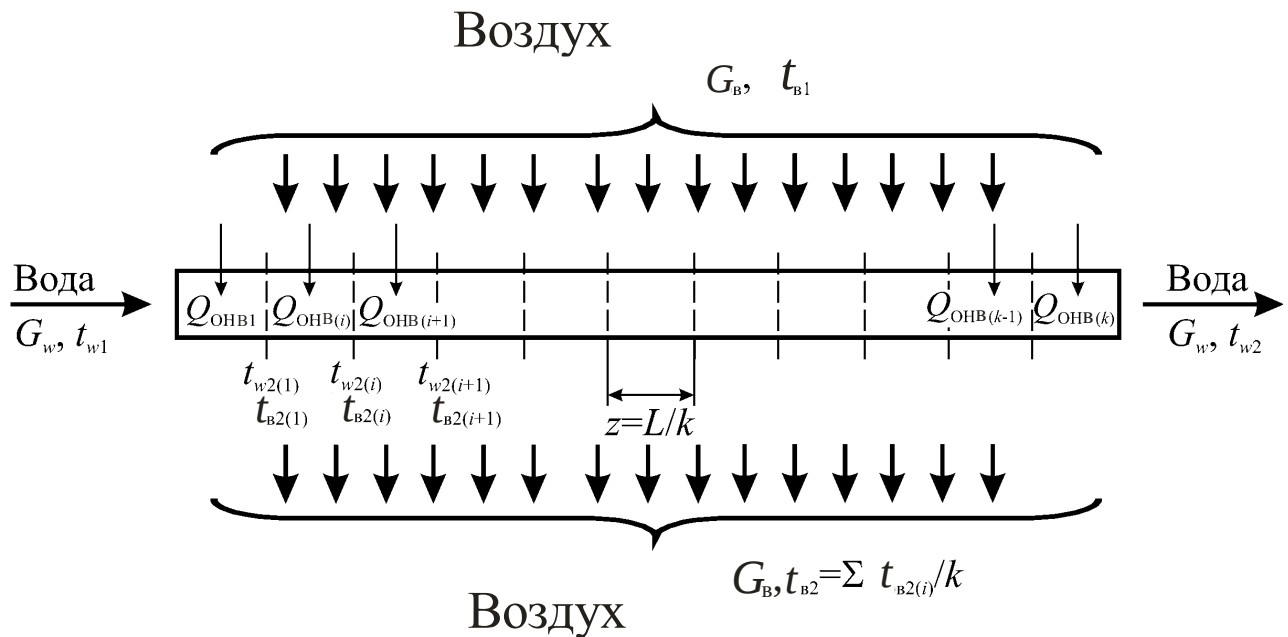


Рис. 3.8. Структура математической модели ОНВ

Входные параметры: $G_B, G_w, t_{B1}, t_{w1}, d_{BH}, d_H, L, \beta, n, p_{OHВ}$.

Выходные параметры: $Q_{OHВ}, q, t_{B2}, t_{w2}$.

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

$$\Delta Q_i = G_w c_{pw} \cdot (t_{wi+1} - t_{wi}); \quad (3.23)$$

$$\Delta Q_i = G_{B,i} c_B \cdot (t_{B,j,i} - t_{B,j+1,i}) \cdot \xi; \quad (3.24)$$

$$\Delta Q_i = k_i \theta_i F_i, \quad (3.25)$$

где $G_{B,i}$ – расход воздуха, который обтекает i -й участок прямой трубки, $G_{B,i} = G_B / k$ (тут G_B – расход воздуха, который обтекает прямую трубку длиной L , одинаковой для всех трубок по ходу воздуха общим количеством n); ξ – коэффициент влаговываждения, который характеризует соотношение общего количества теплоты, отведенной от влажного воздуха с учетом теплоты конденсации водяных паров, и количества явной теплоты, определяется снижением температуры воздуха $t_{B,j,i} - t_{B,j+1,i}$. При этом температура на выходе из i -го участка j -й трубки (j – порядковый номер трубки по ходу воздуха при общем количестве трубок по ходу – числу рядов по глубине ТОА n) является температурой на входе такого же i -го участка следующей по ходу воздуха $j + 1$ -й трубки.

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

$$Q_i = G_w c_{pw} \cdot (t_{wi+1} - t_{wi}). \quad (3.26)$$

При этом количество теплоты Q_i , отводимой к i -му участку трубки от воздуха, находят из теплового баланса по воздуху

$$Q_i = G_{B,i} (I_{B,j} - I_{B,j+1}), \quad (3.27)$$

где $I_{B,j}$ и $I_{B,j+1}$ – энтальпии воздуха перед i -м участком j -й трубки и после нее, т.е. на входе i -го участка следующей по ходу воздуха $j + 1$ -й трубки при общем количестве трубок по глубине ТОА (числе рядов трубок) n , и по уравнению теплопередачи для i -го участка длиной z

$$Q_i = q_i \cdot \pi \cdot d_{BH} \cdot z = k_B \cdot \theta_i \pi \cdot d_{BH} \cdot z, \quad (3.28)$$

где q_i – плотность теплового потока на i -м участке, отнесенная к поверхности со стороны воды:

$$q_i = k_i \cdot \theta_i, \quad (3.29)$$

коэффициент теплопередачи

$$k_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_B E_H \beta} + \sum R_i + \frac{1}{\alpha_w}}, \quad (3.30)$$

α_w, α_B – коэффициенты теплоотдачи к воде и воздуху; E_H – коэффициент эффективности ребристой поверхности, $E_H = 0,85 \dots 0,95$ для поверхности с насадными пластинчатыми ребрами; $R_i = \delta_i / \lambda_i$ – термическое сопротивление материала стенки трубки, загрязнений и т. п.;

температурный напор

$$\theta_i = \frac{(t_{Bj} - t_{wi}) - (t_{Bj} - t_{wi+1})}{\ln \frac{(t_{Bj} - t_{wi})}{(t_{ej} - t_{wi+1})}}. \quad (3.31)$$

Здесь t_{Bj} – средняя температура воздуха, который обдувает i -й участок j -й трубки, $t_{Bj} = (t_{B,j,i} + t_{B,j+1,i})/2$, где $t_{B,j,i}$ и $t_{B,j+1,i}$ – температуры воздуха перед i -м участком j -й трубки и после нее, т.е. на входе i -го участка следующей по ходу воздуха $j+1$ -й трубки.

В свою очередь температура воздуха после i -го участка j -й трубки, она же температура воздуха на входе i -го участка следующей по ходу воздуха $j+1$ -й трубки, зависит от количества теплоты Q_i , которое отводится от воздуха на i -м участке и также не известно:

$$t_{B,j+1,i} = t_{B,j,i} - Q_i / (G_B \cdot \xi_H c_{вл}), \quad (3.32)$$

где коэффициент ξ_H влаговыпадения:

$$\xi_H = Q_i / [c_{вл}(t_{B,j,i} + t_{B,j+1,i})] = (I_{B,j} - I_{B,j+1}) / [c_{вл}(t_{B,j,i} + t_{B,j+1,i})]. \quad (3.33)$$

При этом энтальпию влажного воздуха в уравнении рассчитывают как

$$I_B = c_{вл} \cdot t_B + r_{\Pi} d = (1,01 + 1,89d) t_B + r_{\Pi} d, \text{ кДж/кг}, \quad (3.34)$$

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

$$c_{вл} = 1,01 + 1,89d. \quad (3.35)$$

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

$$d = 0,622 \varphi P''_{\Pi} (P - \varphi P''_{\Pi}), \quad (3.36)$$

где P , P_{Π} и P''_{Π} – давление влажного воздуха, парциальные давления водяного пара в ненасыщенном и насыщенном воздухе (давление водяного пара в состоянии насыщения) при той же температуре воздуха $t_{\text{в}}$. Давление водяного пара в состоянии насыщения P''_{Π} находят по уравнению состояния водяного пара или по таблицам свойств водяного пара при температурах воздуха $t_{\text{в}1}$ и $t_{\text{в}2}$, которая в свою очередь является искомой и зависит от Q_i , или $G_{\text{в},i} (I_{\text{в},j} - I_{\text{в},j+1})$. Поэтому уравнения тепловых балансов (3.23) и (3.24) и теплопередачи (3.25) решают методом последовательных приближений, задаваясь тепловой нагрузкой i -го участка Q_i с последующим уточнением.

Теплоотдачу от воздуха к наружной поверхности трубок с пластинчатым оребрением рассчитывают по уравнению теплоотдачи в мокром режиме [82]

$$\alpha_{\text{в}} = 0,25 \frac{\lambda_{\text{в}}}{d_3} \text{Re}_{\text{в}}^{0,56} \xi_{\text{н}}^{2,41-0,56 \lg \text{Re}_{\text{в}}}. \quad (3.37)$$

Температуру воздуха за последней ступенью ОНВ находят как среднеарифметическую температуру для всех участков (общим числом k) прямой трубки, последней по ходу воздуха ($j = n$):

$$t_{\text{в},n} = \frac{\sum_{i=1}^k t_{\text{в},n,i}}{k} \quad (3.38)$$

При этой температуре охлажденного наддувочного воздуха по программе "Mandieselturbo" для судовых МОД корпорации "MAN" находят абсолютный и удельный расходы топлива, по которым оценивают топливную эффективность МОД.

3.4. Основные положения методики проектирования теплообменников охлаждения наддувочного воздуха

В системах охлаждения наддувочного воздуха применяются теплообменные аппараты рекуперативного типа. Наиболее распространенные и эффективные с точки зрения теплопередачи и компактности кожухокоробчатые аппараты в виде пучка прямых оребренных труб, соединенных калачами в змеевики, или трубчато-пластинчатого пакета, который размещается в корпусе коробчатой формы. Корпус имеет патрубки в виде диффузоров для подвода и отвода воздуха, а вода подводится и отводится от змеевиков коллекторами. Концы труб закреплены в трубных досках. Воздух обдувает прямые трубы в перпендикулярном направлении к течению воды в них.

Трубчато-пластинчатые секции состоят из расположенных в два ряда в шахматном порядке шести, десяти или двенадцати трубок со сплошными пластинчатыми медными ребрами. Из таких пакетов (секций) komponуют поверхность теплообмена ОНВ, набирая необходимое количество труб по высоте и по глубине (по ходу воздуха).

При расчете процессов охлаждения влажного воздуха учитывают выпадение влаги на ребристой поверхности и, как следствие, увеличение коэффициента теплоотдачи со стороны воздуха.

Исходные данные для расчета.

1. Параметры теплоносителей.

1.1. Воздух.

1.1.1. Температура наддувочного воздуха на входе ОНВ - $t_{в1}$ (определяется по программе "Mandieselturbo" для конкретного МОД корпорации "MAN" в зависимости от температуры воздуха на входе ТК).

1.1.2. Расход воздуха - G_v (определяется по программе "Mandieselturbo" в зависимости от температуры воздуха на входе ТК).

1.1.3. Давление наддувочного воздуха - $P_{в1}$ (определяется по программе "Mandieselturbo" в зависимости от температуры воздуха на входе ТК).

1.1.4. Скорость воздуха во фронтальном сечении ТОА - w_v (задается в диапазоне 5...10 м/с).

1.1.5. Влагосодержание воздуха на входе ТОА - $d_{в1}$ (определяется по уравнению (3.36) для влажного воздуха).

1.2. Вода.

1.2.1. Температуры воды на входе и выходе - t_{w1} , t_{w2} . Определяются при расчетах контуров ступеней ОНВ (высоко- и среднетемпературных ступеней ОНВ_{вт} и ОНВ_{ст} – в составе теплоиспользующего водяного контура с испарительной (высокотемпературной) и экономайзерной секциями генератора пара НРТ высокого давления, а низкотемпературной ступени ОНВ_{нт} – в составе контура водяного охлаждения с испарителем НРТ низкого давления. Возможно также применение промежуточной ступени ОНВ_{пр} охлаждения забортной водой.

1.2.2. Скорость воды в трубках - w_w (принимается не более 2,15 м/с).

2. Геометрические параметры теплообменной поверхности.

2.1. Длина прямой трубки $L_{тр}$ (принимается).

2.2. Диаметры трубки внутренний и наружный - $d_{вн}$, d_n (принимаются).

2.3. Поперечный и продольный шаги трубок - S_1 , S_2 (принимаются).

2.4. Степень оребрения – β (принимается).

2.5. Толщина ребра – δ_p (принимается).

2.6. Шаг ребра – S_p (принимается).

Расчет

3. Площадь фронтального сечения ТОА по ходу воздуха:

$$f_{фр} = G_v / (\rho_v \cdot w_v), \text{ м}^2, \quad (3.41)$$

где $\rho_{пов}$ – плотность воздуха (кг/м³).

4. Ширина фронтального сечения ТОА по ходу воздуха:

$$B = f_{фр} / L_{тр}, \text{ м}. \quad (3.42)$$

5. Количество змеевиков (подводов воды):

$$z = B / S_1. \quad (3.43)$$

6. Расход воздуха на один змеевик:

$$G_{в1} = G_v / z, \text{ кг/с}. \quad (3.44)$$

7. Расход воды на один змеевик:

$$G_{w1} = \rho_w \cdot w_w \cdot \pi \cdot d_{вн}^2 / 4, \text{ кг/с}, \quad (3.45)$$

где ρ_w – плотность охлаждающей воды (кг/м³).

8. Общий расход воды:

$$G_w = G_{w1} \cdot z, \text{ кг/с} \quad (3.46)$$

9. Эквивалентный гидравлический диаметр для воздуха:

$$d_{\text{екв}} = \frac{2(S_1 - d_{\text{зоб}})(S_p - \delta_p)}{(S_1 - d_{\text{зоб}}) + (S_p - \delta_p)}, \text{ м.} \quad (3.47)$$

10. Критерий Рейнольдса для воздуха:

$$\text{Re}_B = w_B \cdot d_{\text{екв}} / \nu_B, \quad (3.48)$$

где ν_B – коэффициент кинематической вязкости.

Поскольку температурный перепад при охлаждении воздуха довольно значительный и изменяется (уменьшается) не только по ходу воздуха, но и в поперечном сечении из-за нагрева охлаждающей воды в трубках с соответствующим изменением термодинамических и теплофизических параметров, интенсивности теплопередачи и выпадения влаги на наружной ребристой поверхности ОНВ, то прямая трубка змеевика разбивается на участки количеством $n_{\text{уч}}$ и длиной $l_{\text{уч}}$. Для каждого участка рассчитывают температуру воды, а также параметры влажного воздуха (температуру, влажность), температурный напор, плотность теплового потока, тепловую нагрузку. Исходная температура воды предыдущего участка трубки является в свою очередь входной для следующего участка. Расчетная схема ТОА представлена на рис. 3.8.

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

$$\varphi_1 = d_{B1} \cdot P_B / [P''_{\text{п1}} \cdot (0,622 + d_{B1})] \quad (3.49)$$

где $P''_{\text{п1}}$ – давление насыщенного водяного пара при текущей температуре воздуха (берется из термодинамических таблиц воды и водяного пара).

12. Парциальное давление насыщенного водяного пара:

$$P_{\text{п1}} = \varphi_1 \cdot P''_{\text{п1}}, \text{ Па.} \quad (3.50)$$

13. Теплоемкость влажного воздуха на входе:

$$c_{B1} = 1,01 + 1,89 d_{B1}, \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)} \quad (3.51)$$

14. Энтальпия влажного воздуха на входе:

$$I_{B1} = c_{B1} t_{B1} + 2500 d_{B1}, \text{ кДж/кг} \quad (3.52)$$

15. Температура воды на выходе из i -го участка:

$$t_{w2} = t_{w1} - Q_i / (G_{w1} \cdot c_w), \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (3.53)$$

где c_w – теплоемкость воды (кДж/(кг·К)); Q_i – количество теплоты, отводимой от воздуха к воде на i -м участке трубки (в начале расчета принимается и уточняется после нахождения температуры воздуха на выходе t_{B2} из участка)

16. Средняя температура воды:

$$t_{wcp} = (t_{w1} + t_{w2}) / 2, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (3.54)$$

17. Температура воздуха у поверхности принимается:

$$t_{B3} = t_{wcp} + (1...3), \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (3.55)$$

18. Влагосодержание воздуха у поверхности:

$$d_{B3} = 0,622 \cdot P''_{ПЗ} / (p_B - P''_{ПЗ}), \text{ кг/кг} \quad (3.56)$$

где $P''_{ПЗ}$ – давление насыщенного водяного пара при температуре воздуха у поверхности (берется из термодинамических таблиц воды и водяного пара).

19. Теплоемкость влажного воздуха у поверхности:

$$c_{B3} = 1,01 + 1,89 \cdot d_{B3}, \text{ кДж/(кг·К)}. \quad (3.57)$$

20. Энтальпия влажного воздуха у поверхности:

$$I_{B3} = c_{B3} \cdot t_{B3} + 2500 \cdot d_{B3}, \text{ кДж/кг} \quad (3.58)$$

21. Энтальпия воздуха на выходе:

$$I_{B2} = I_{B1} - Q_i / G_{B1}', \text{ кДж/кг}, \quad (3.59)$$

где $G_{B1}' = G_{B1} / n_{уч}$ – расход воздуха, приходящийся на один участок трубки.

22. Коэффициент влаговываждения:

$$\xi = (I_{B1} - I_{B3}) / [c_{B1}(t_{B1} - t_{B3})]. \quad (3.60)$$

23. Температура воздуха на выходе:

$$t_{B2} = t_{B1} - (I_{B1} - I_{B2}) / (c_{B1} \cdot \xi), \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (3.61)$$

24. Влагосодержание воздуха на выходе:

$$d_{B2} = (I_{B2} - t_{B2} \cdot c_{B1}) / 2500, \text{ кг/кг} \quad (3.62)$$

25. Относительная влажность воздуха на выходе из i -го участка:

$$\varphi_2 = d_{B2} \cdot P_B / (P''_{П2} \cdot (0,622 + d_{B2})), \text{ кг/кг}, \quad (3.63)$$

где $P''_{П2}$ – давление насыщенного водяного пара при температуре воздуха на выходе i -го участка.

26. Коэффициент теплоотдачи к воде:

$$\alpha_w = (1430 + 22t_{wcp}) \cdot w_w^{0,8} / d_{екв}^{0,2}. \quad (3.64)$$

27. Коэффициент сухой теплоотдачи для воздуха в мокром режиме:

$$\alpha_B = 0,25 \frac{\lambda_B}{d_{\text{екв}}} \text{Re}_B^{0,56} \xi^{2,41-0,56 \lg \text{Re}_B}, \quad (3.65)$$

28. Полный коэффициент теплоотдачи для воздуха в мокром режиме:

$$\alpha_{B.M} = \alpha_B \cdot \xi. \quad (3.66)$$

Если в расчетах используют не $d_{\text{екв}}$, а d_H , то можно применять уравнение (3.29).

29. Коэффициент теплопередачи:

$$k_B = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{B.M} E_H \beta} + \sum R_i + \frac{1}{\alpha_w}}. \quad (3.67)$$

30. Температурный напор (рассчитывается как среднелогарифмическая разница температур):

$$\theta_i = \frac{(t_{B1-2} - t_{w1}) + (t_{B1-2} - t_{w2})}{\ln \frac{(t_{B1-2} - t_{w1})}{(t_{B1-2} - t_{w2})}}, \quad (3.68)$$

где $t_{B1-2} = (t_{B1} + t_{B2})/2$ – средняя температура воздуха на i -м участке трубки, а t_{B2} определяют по уравнению (3.61).

31. Плотность теплового потока:

$$q_i = k_B \cdot \theta_i, \text{ кВт/м}^2. \quad (3.69)$$

32. Уточняем количество теплоты, отводимой от воздуха к воде на i -м участке трубки:

$$Q_i' = q_i \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot l_{\text{уч}}, \quad (3.70)$$

если Q_i' и Q_i не совпадают, то принимают новое значение Q_i' и расчет на участке повторяют (начиная с п. 15).

Поскольку температура воды с переходом от одного участка прямой трубки на следующий меняется, то соответственно и параметры влажного воздуха за каждым участком трубки будут разными и определяться по тепловым балансам (3.61), т.е. имеет место неравномерное распределение параметров воздуха за трубками.

Расчет осуществляют до тех пор, пока температура воды на выходе t_{w2} не совпадет (с приемлемой погрешностью) с заданной температурой воды на выходе

из змеевика. Количество трубок $n_{\text{тр}}$ в змеевике принимается кратным двум, что соответствует размещению коллекторов подачи и отвода воды с одной стороны теплообменной секции.

33. Конечную температуру воздуха за ОНП рассчитывают как среднеарифметическую для участков последней трубки по ходу воздуха:

$$t_{\text{в2}} = \frac{\sum t_{\text{в2}i}}{i}. \quad (3.71)$$

Исходные данные:

34. Параметры влажного воздуха на выходе из ТОА:

34.1. Температура – $t_{\text{в2}}$.

34.2. Влагосодержание – $d_{\text{в2}}$.

34.3. Относительная влажность – φ_2 .

35. Количество трубок в одном змеевике (число рядов трубок по ходу воздуха) – $n_{\text{тр}}$.

36. Габаритные размеры теплообменной секции.

36.1. Длина теплообменной секции по ходу воздуха:

$$L = [(n_{\text{тр}} - 1) \cdot S_2 + n_{\text{тр}}]. \quad (3.72)$$

36.2. Ширина фронтального сечения теплообменной секции – B .

36.3. Длина фронтального сечения – $H = L_{\text{тр}}$.

37. Количество змеевиков – z .

38. Габариты ТОА уточняются с учетом соединительных калачей, расположением трубных досок, особенностей конструкции кожуха и проч.

3.5. Конструирование, выбор оптимальных температурных режимов и компоновка теплообменных секций контура воздух-вода.

Для выбора рациональных температурных режимов работы ТОА (температур кипения НРТ в испарителе, воздуха за низкотемпературным ступенью ОНВ_{нт}, высокотемпературными ступенями ОНВ_{вт} и ОНВ_{ст}) расчет проводят для нескольких вариантов с разными температурами t_0 кипения НРТ в испарителе ТГр.

Вариант № 1.

В высокотемпературной ступени (ВТС-ОНВ_{вт}) первого контура трехконтурного ОНВ воздух охлаждается водой, которая является греющей для испарительной секции генератора пара НРТ высокого давления ТУО, в среднетемпературной, или экономайзерной, ступени (СТС-ЭК-ОНВ_{ст}) – водой, которая является греющей для экономайзерной секции генератора пара НРТ. В низкотемпературной ступени (НТС-ОНВ_{нт}) проходит глубокое охлаждение воздуха водой с низкой температурой $t_w = t_0 + (8 \dots 12)^\circ\text{C}$, которая в свою очередь охлаждается в испарителе ТТр, где НРТ кипит при низком давлении и, соответственно, температуре t_0 . Пресная вода является теплоносителем первого контура охлаждения теплообменников ВТС, СТС (ЭК) и НТС (они же ОНВ_{вт}, ОНВ_{ст} и ОНВ_{нт}), НРТ – теплоносителем второго контура охлаждения, в котором НРТ кипит при высоком (в генераторе) и низком (в испарителе) давлениях. Теплота, отведенная от наддувочного воздуха в ВТС, СТС (ЭК) и НТС первого контура, идет на испарение НРТ в генераторе и испарителе ТТр во втором контуре и, наконец, отводится заборной водой от конденсатора ТТр в виде теплоты конденсации НРТ. Рассмотрены ТТр эжекторного типа (ЭТТр). Расчет проводят для нескольких вариантов с разными температурами t_0 кипения НРТ (хладагента) в испарителе ТТр.

Для ЭТТр принято:

1. Температура кипения хладагента (R142b) в генераторе пара - $t_r = 120^\circ\text{C}$.
2. Температура кипения хладагента в испарителе – $t_0 = 14^\circ\text{C}$.
3. Температура конденсации хладагента – $t_k = 35^\circ\text{C}$.
4. Тепловой коэффициент ЭТТр составляет $\zeta = 0,46$ при $t_0 = 14^\circ\text{C}$, $t_r = 120^\circ\text{C}$ и $t_k = 35^\circ\text{C}$ (рис. 3.3).

Тепловой расчет теплообменников ОНВ проводят, исходя из конечной температуры охлажденного воздуха $t_{в2}$ на выходе НТС, которая в свою очередь принимается в зависимости от температуры t_0 : $t_{в2} = t_0 + 5^\circ\text{C} + 12^\circ\text{C}$, где 5°C – разница температур пресной воды и хладагента, а 12°C – разница температур наддувочного воздуха и пресной воды. Холодопроизводительность Q_0 , необходимая для охлаждения до этой температуры $t_{в2}$ (далее – фактическая $Q_{0ф}$, т.е. для которой рассчитывают ТОА) сопоставляется с располагаемой $Q_{0р}$,

получаемой в ТТр путем трансформации в холод теплоты Q_{Γ} , отведенной от наддувочного воздуха в ВТС и ЭК: $Q_0 = \zeta Q_{\Gamma}$.

Изменение температуры воздуха t_b и пресной воды t_w первого контура охлаждения (воздух-вода) наддувочного воздуха по глубине трехступенчатого ОНВ по воздуху L , м, и хладагента t_0 в генераторе и испарителе НРТ второго контура (вода-хладагент) приведено на рис. 3.9, а расчетные параметры теплоносителей и характеристики конструкции теплообменных ступеней ВТС, СТС (ЭС) и НТС первого контура охлаждения – в табл. 1 приложения.

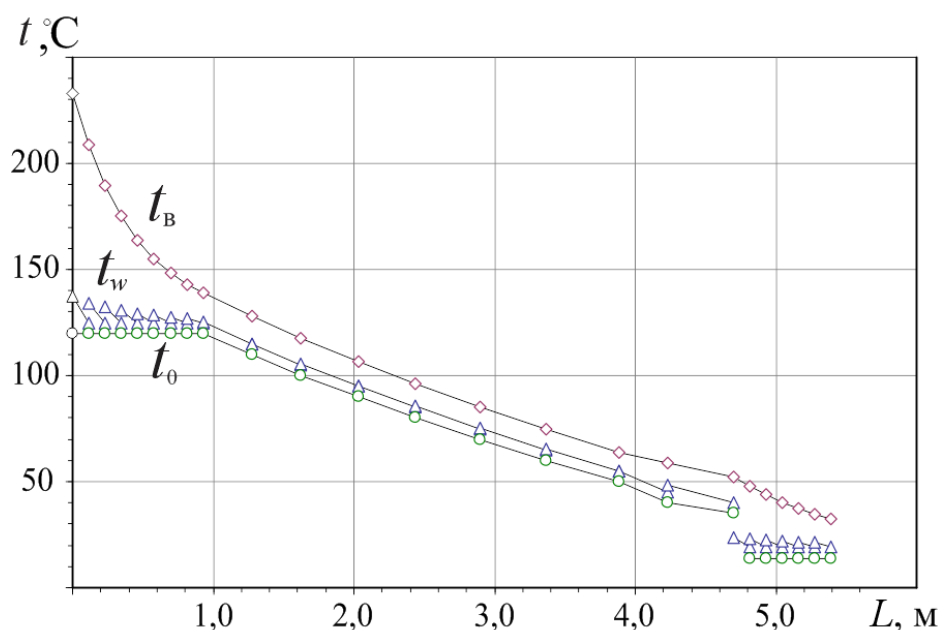


Рис. 3.9. Изменение температуры воздуха t_b и пресной воды t_w по глубине L трехступенчатого ОНВ по воздуху и хладагенту t_0 в генераторе и испарителе НРТ (вариант № 1: $t_0 = 14$ °C)

Вариант № 2.

Схема теплоиспользующих ступеней такая же, как и в варианте № 1, но принята другая температура кипения t_0 в испарителе НТС:

1. Температура кипения хладагента (R142b) в генераторе пара $t_{\Gamma} = 120$ °C.
2. Температура кипения хладагента в испарителе $t_0 = 5$ °C.
3. Температура конденсации хладагента $t_k = 35$ °C.
4. Тепловой коэффициент ЭТТр $\zeta = 0,27$ при $t_0 = 5$ °C, $t_{\Gamma} = 120$ °C и $t_k = 35$ °C (рис. 3.3). Изменение температуры воздуха t_b и пресной воды t_w первого контура охлаждения (воздух-вода) наддувочного воздуха по глубине

трехступенчатого ОНВ по воздуху L , м, и хладагенту t_0 в генераторе и испарителе НРТ второго контура (вода-хладагент) приведено на рис. 3.10, а расчетные параметры теплоносителей и характеристики конструкции теплообменных ступеней ВТС, СТС (ЭС) и НТС первого контура охлаждения – в табл. 2 приложения.

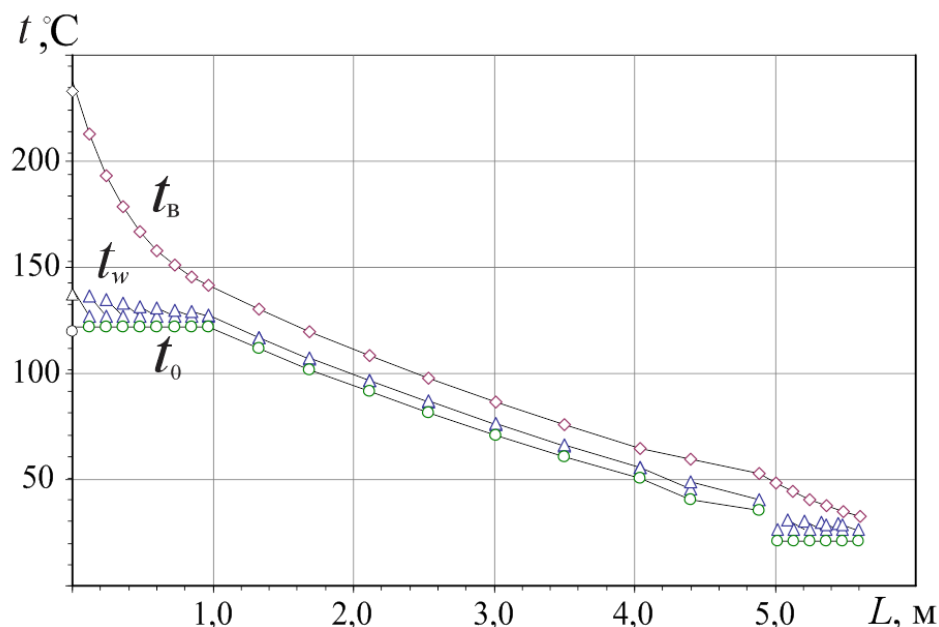


Рис. 3.10. Изменение температуры воздуха $t_{\text{пов}}$ и пресной воды t_w по глубине L трехступенчатого ОНВ по воздуху и хладагенту t_0 в генераторе и испарителе НРТ (вариант № 2: $t_0 = 5^\circ\text{C}$)

Как видно из рис. 3.10, глубина теплообменника по ходу воздуха при $t_0 = 5^\circ\text{C}$ составляет 5626 мм (против 5394 мм при $t_0 = 14^\circ\text{C}$). При этом конечная температура воздуха t_{B2} на выходе при $t_0 = 5^\circ\text{C}$ ($t_{B2} = t_0 + 5 + 12^\circ\text{C} = 22,0^\circ\text{C}$) ниже почти на 10°C по сравнению с $t_{B2} = 32,6^\circ\text{C}$ при $t_0 = 14^\circ\text{C}$, что обеспечивало бы большую экономию топлива. Однако располагаемая холодопроизводительность Q_{0p} меньше необходимой $Q_{0ф}$ (фактической, для которой рассчитан ОНВ) для охлаждения воздуха в $t_{B2} = 22,0^\circ\text{C}$: $Q_{0p} < Q_{0ф}$, что составляет $Q_{0p} = 0,91 Q_{0ф}$. При $t_0 = 14^\circ\text{C}$, наоборот: $Q_{0p} > Q_{0ф}$. Таким образом, существует такая температура кипения t_0 (проектная), при которой весь холод, полученный в ЭТТр, можно использовать для охлаждения воздуха до минимальной температуры воздуха t_{B2} , т.е. $Q_{0p} = Q_{0ф}$. С целью определения такой температуры построим графики

зависимостей Q_{0p} и $Q_{0ф}$ от t_0 (рис. 3.11). На пересечении получаем проектную температуру кипения t_{0opt} и соответствующую холодопроизводительность Q_{0opt} , которой в свою очередь соответствует количество теплоты, отведенной от наддувочного воздуха в ВТС и ЭС, т.е. тепловая нагрузка, или тепловая мощность, генератора пара $Q_{г.}$ Как видно из рис. 3.11, для выбранных входных параметров трехступенчатой трехконтурной ТСОНВ на базе ЭТТр $t_{0, opt} = 5,9^{\circ}C$.

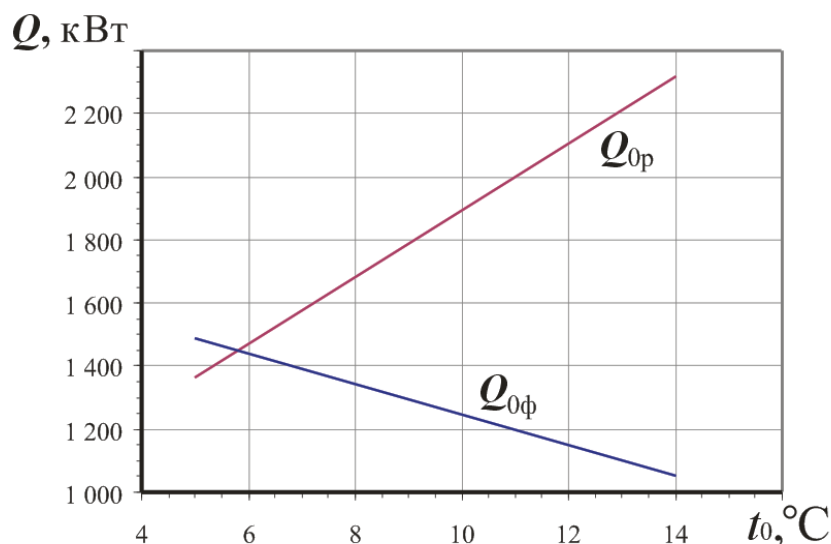


Рис. 3.11. Зависимости располагаемой холодопроизводительности Q_{0p} и фактической $Q_{0ф}$ температуры кипения хладагента в испарителе t_0

Итак, расчет теплообменных ступеней ОНВ проводим для температуры $t_0 = 6,0^{\circ}C$, несколько большей, чем t_{0opt} , что обеспечит некоторый запас холодопроизводительности, принимая во внимание переменные параметры воздуха на входе (гидрометеорологические условия).

Вариант № 3.

Схема теплоиспользующих ступеней такая, как и в вариантах № 1 и 2, но принята другая температура кипения t_0 в испарителе НТС:

1. Температура кипения хладагента (R142b) в генераторе пара $t_{г} = 120^{\circ}C$.
2. Температура кипения хладагента в испарителе - $t_0 = 6^{\circ}C$.
3. Температура конденсации хладагента - $t_{к} = 35^{\circ}C$.

4. Тепловой коэффициент ЭТТр $\zeta = 0,28$ при $t_0 = 6\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_r = 120\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $t_k = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$ (рис. 3.3).

Изменение температуры воздуха t_v и пресной воды t_w первого контура охлаждения (воздух-вода) наддувочного воздуха по глубине трехступенчатого ОНВ по воздуху L , м, и хладагента t_0 в генераторе и испарителе НРТ второго контура (вода-хладагент) приведено на рис. 3.12, а расчетные параметры теплоносителей и характеристики конструкции теплообменных степеней ВТС, СТС (ЕС) и НТС первого контура охлаждения – в табл. 3 приложения.

На рис. 3.13 и 3.14 приведены основные тепловые характеристики трехступенчатого ОНВ, а на рис. 3.15 – процесс охлаждения влажного воздуха в I - d -диаграмме (энтальпия-влажность). В первой по ходу воздуха – высокотемпературной ступени ВТС процесс охлаждения происходит без выпадения влаги, во второй – экономайзерной ступени начинается выпадение влаги со снижением влагосодержания воздуха на величину $\Delta d = 6,7\text{ г/кг}$. Большее выпадение влаги проходит в последней, низкотемпературной, ступени НТС, в которой влагосодержание уменьшается на величину $\Delta d = 12,5\text{ г/кг}$ и составляет $d_2 = 5,8\text{ г/кг}$ после НТС, что при расходе воздуха $G_v = 23,9\text{ кг/с}$ соответствует выпадению влаги с расходом $W_{вл} = 0,459\text{ кг/с}$ или $39,7\text{ т/сут}$.

Как видно, теплообменная поверхность экономайзерной ступени ЭС ОНВ наибольшая и составляет 5517 м^2 – $67,0\%$ общей поверхности ОНВ. Это обусловлено, прежде всего, низким температурным напором $\theta = 11,2\text{ }^{\circ}\text{C}$, почти вдвое меньшим по сравнению с НТС ($21,8\text{ }^{\circ}\text{C}$) и в 4 раза – чем в ВТС ($43,2\text{ }^{\circ}\text{C}$), что и обуславливает большую глубину теплообменных ступеней по ходу воздуха: $L = 5,6\text{ м}$.

Увеличить температурный напор θ в ЭС можно, если уменьшить глубину охлаждения воздуха в ней с соответствующим повышением температуры воздуха на выходе из ЭС $t_v^{\text{ЭС2}}$, а последующее охлаждение воздуха осуществлять традиционно – отводя теплоту заборной водой, как в штатном ОНВ.

Результаты теплового расчета штатного ОНВ с охлаждением воздуха только заборной водой (без ТТр) приведены ниже (вариант № 4).

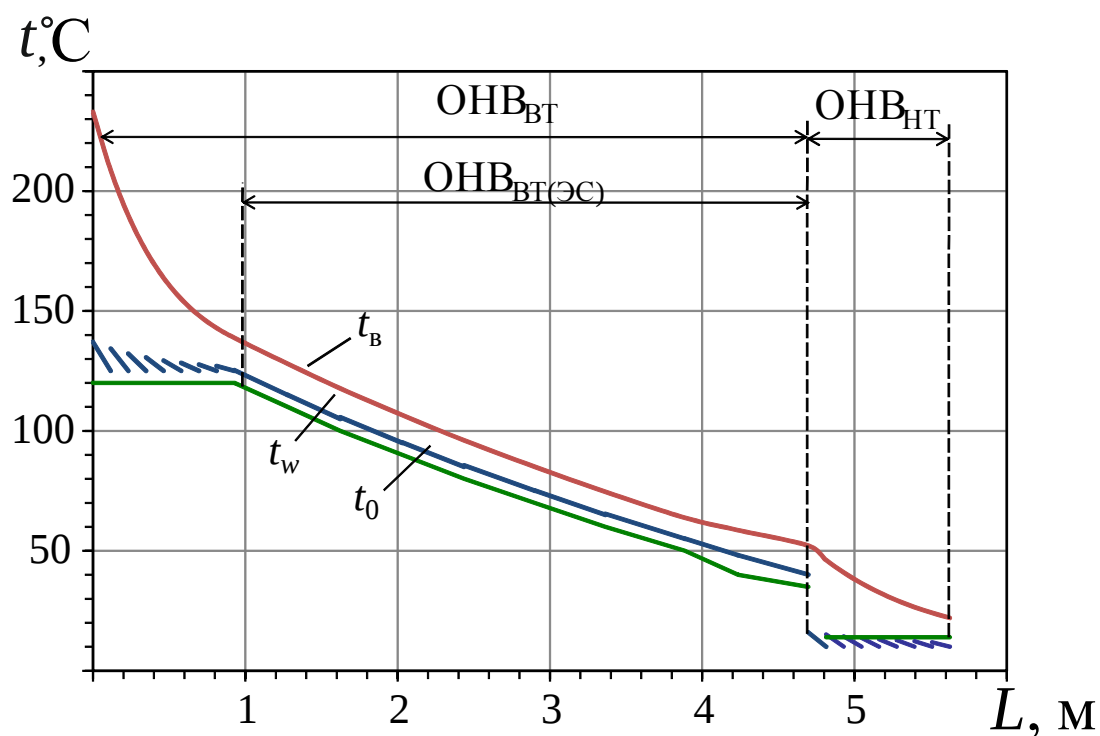


Рис. 3.12. Изменение температуры воздуха t_b и пресной воды t_w по глубине L трехступенчатого ОНВ по воздуху и хладагенту t_0 в генераторе и испарителе НРТ (вариант № 3: $t_0 = 6^\circ \text{C}$)

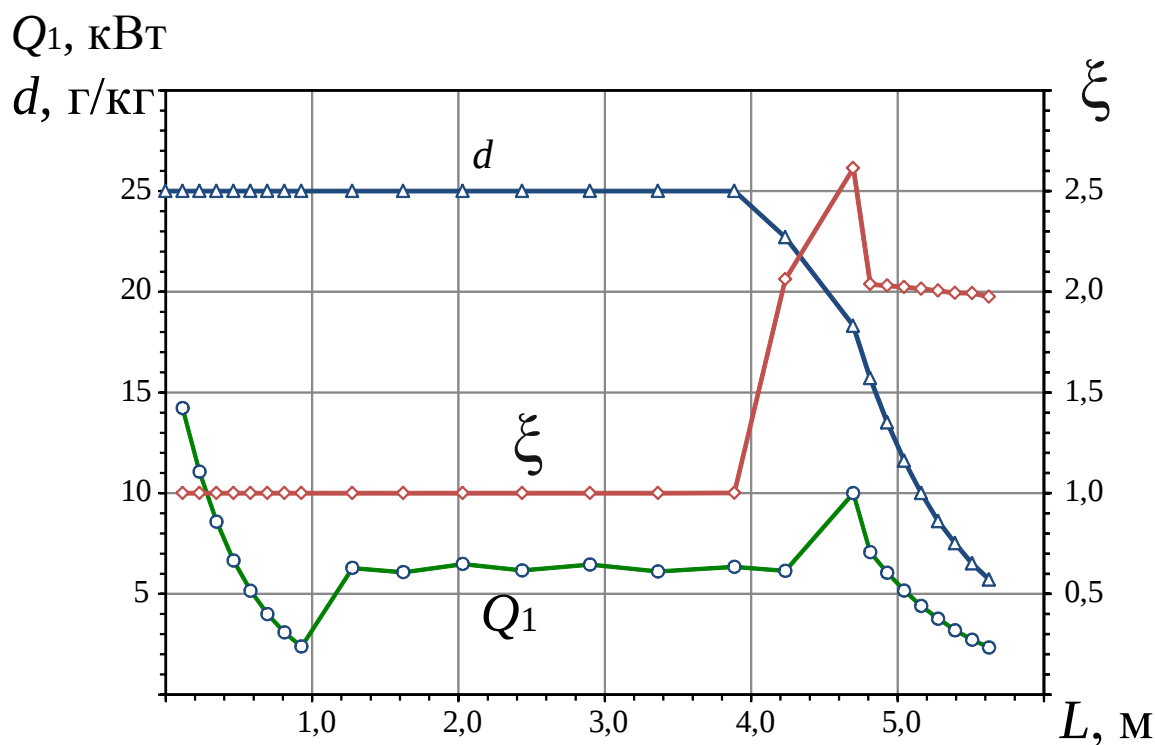


Рис. 3.13. Изменение влагосодержания d , тепловой нагрузки Q , коэффициента влаговываждения ξ по глубине L трехступенчатого ОНВ по воздуху (вариант № 3: $t_0 = 6^\circ \text{C}$)

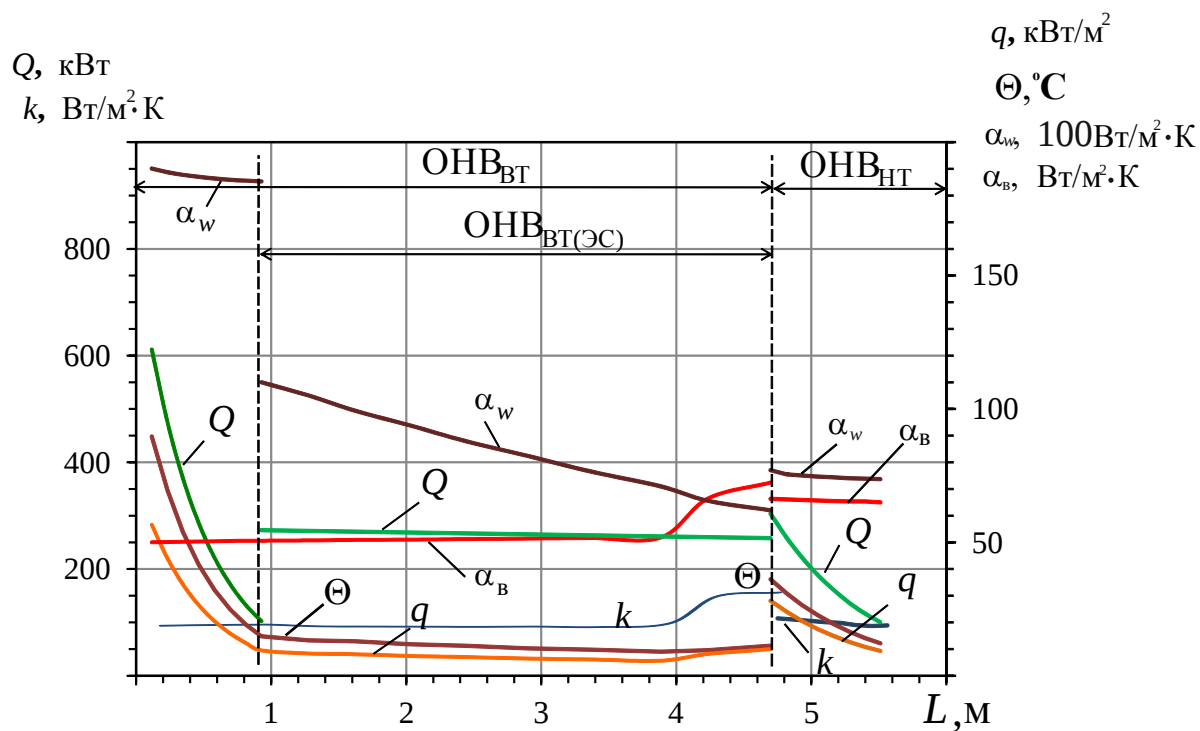


Рис. 3.14. Изменение коэффициентов теплопередачи k и теплоотдачи α , приведенных к внутренней поверхности труб, температурного напора θ , плотности теплового потока q к внутренней поверхности труб и тепловой нагрузки Q по глубине L трехступенчатого ОНВ по воздуху (вариант № 3: $t_0 = 6^\circ\text{C}$)

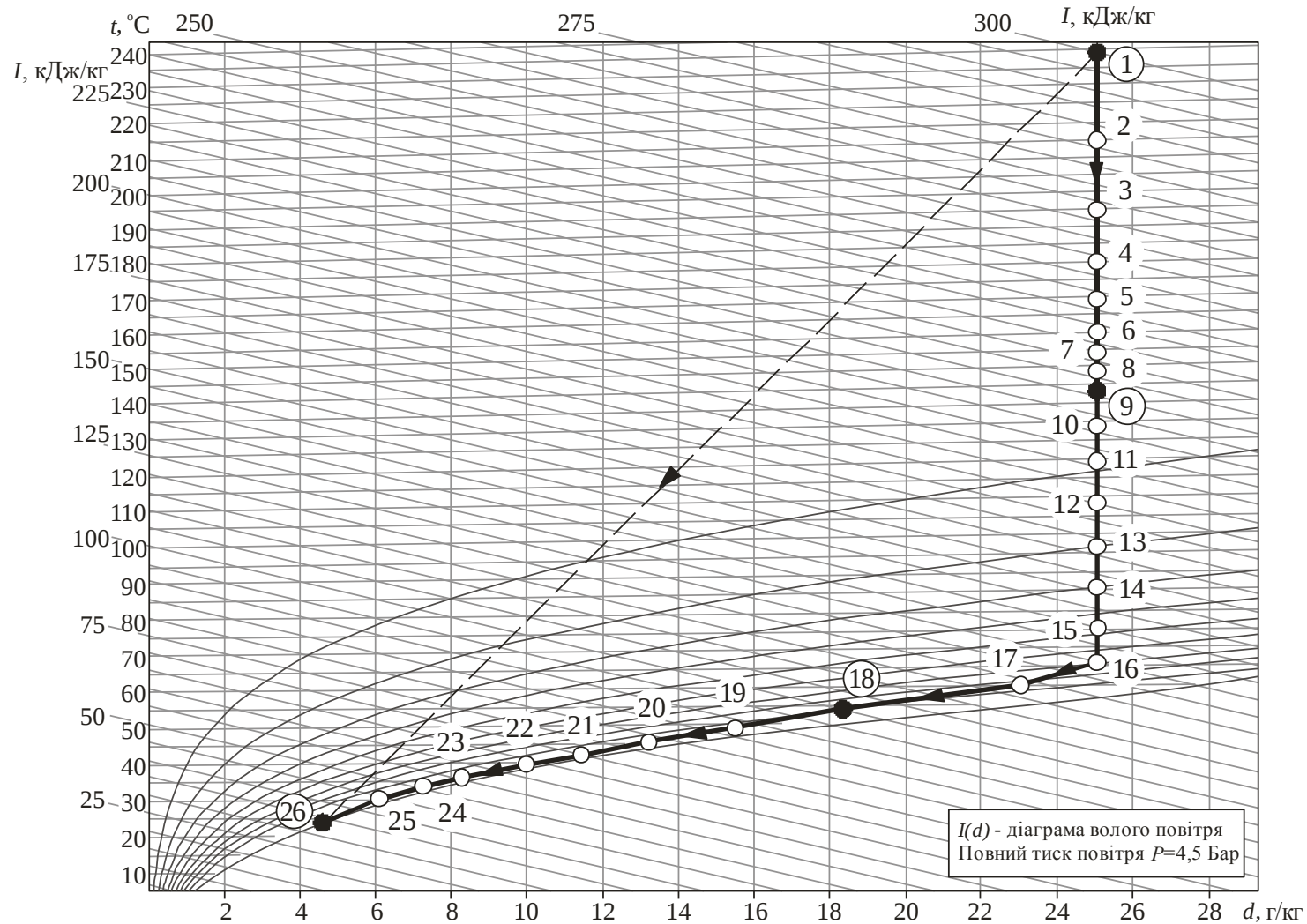


Рис. 3.15. Процесс охлаждения наддувочного воздуха в трехступенчатом ОНВ (вариант № 3):
 1-2-3-4-5-6-7-8-9 - охлаждение в ВТС (количество теплообменных секций - U-образных труб - 8);
 9-10-11-12-13-14-15-16-17-18 - охлаждение в ЭС (количество теплообменных секций - 9);
 18-19-20-21-22-23-24-25-26 - охлаждение в НТС (количество теплообменных секций - 8).

Вариант № 4.

Тепловой расчет штатного ОНВ с охлаждением наддувочного воздуха только забортной водой (без ТТр) от температуры на выходе ТК $t_{b1} = t_k$ до конечной температуры $t_{b1} = t_{w1} + 12\text{ }^{\circ}\text{C}$, где $t_{w1} = t_{3B} + 5\text{ }^{\circ}\text{C} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ (температура пресной воды промежуточного контура охлаждения на входе ОНВ), а $t_{3B} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Результаты расчета параметров теплоносителей и характеристик конструкции штатного ОНВ представлены в табл. 4 приложения.

Изменение температуры воздуха t_b и воды t_w по глубине L штатного ОНВ приведены на рис. 3.16; коэффициентов теплопередачи k и теплоотдачи α , приведенных к внутренней поверхности труб, температурного напора θ , плотности теплового потока q к внутренней поверхности труб и тепловой нагрузки Q – рис. 3.17; влагосодержания d , тепловой нагрузки Q и коэффициента влаговыведения ξ по глубине L штатного ОНВ – рис. 3.18, а сам процесс охлаждения наддувочного воздуха в штатном ОНВ – рис. 3.19.

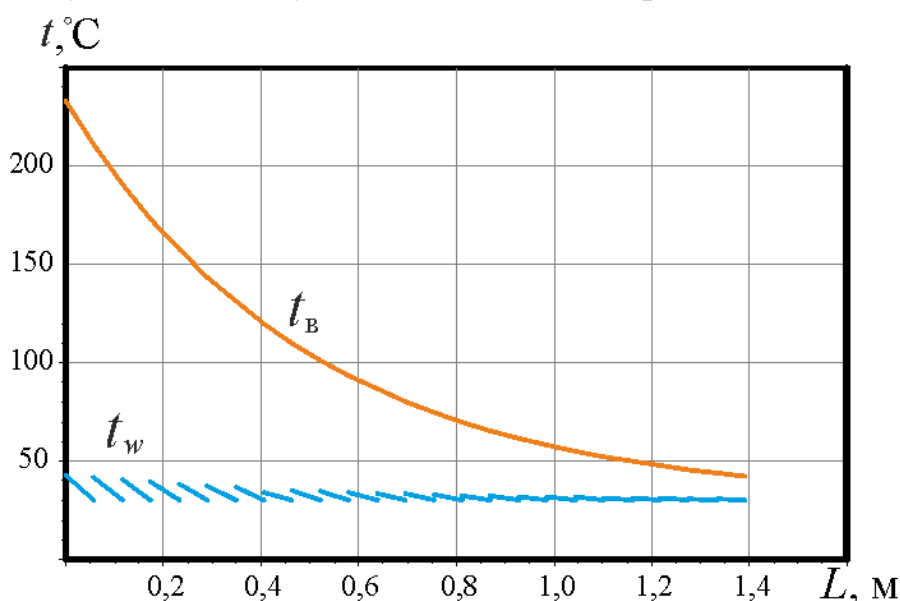


Рис. 3.16. Изменение температуры воздуха t_b и воды t_w по глубине L штатного ОНВ по воздуху (вариант № 4)

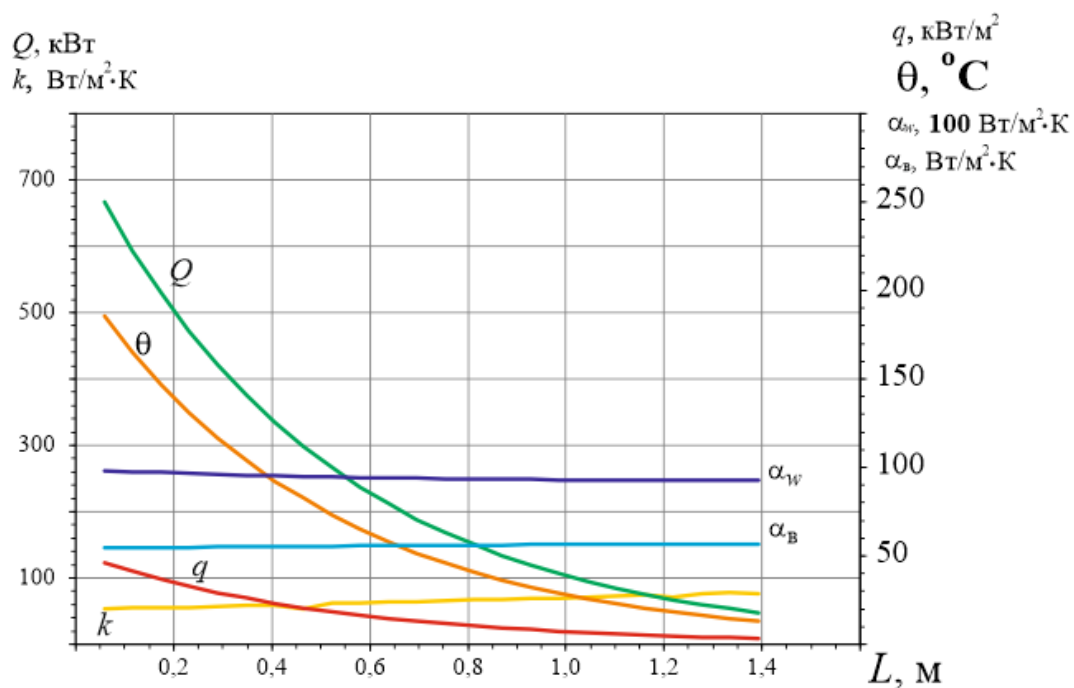


Рис. 3.17. Изменение коэффициентов теплопередачи k и теплоотдачи α , приведенных к внутренней поверхности труб, температурного напора θ , плотности теплового потока q к внутренней поверхности труб и тепловой нагрузки Q по глубине L штатного ОНВ по воздуху (вариант № 4)

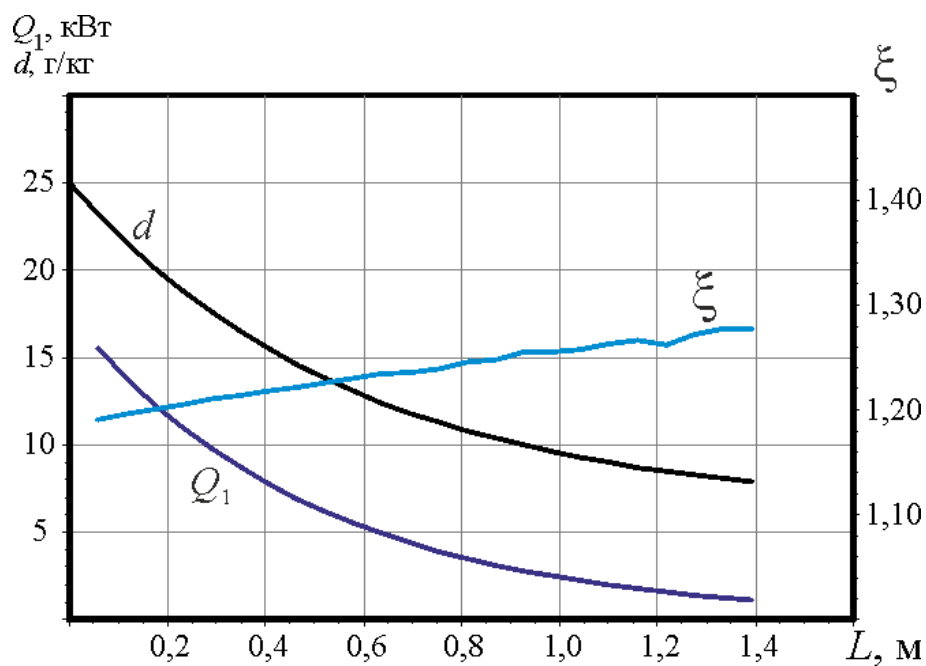


Рис. 3.18. Изменение влагосодержания d , тепловой нагрузки Q и коэффициента влаговываждения ξ по глубине L штатного ОНВ по воздуху (вариант № 4)

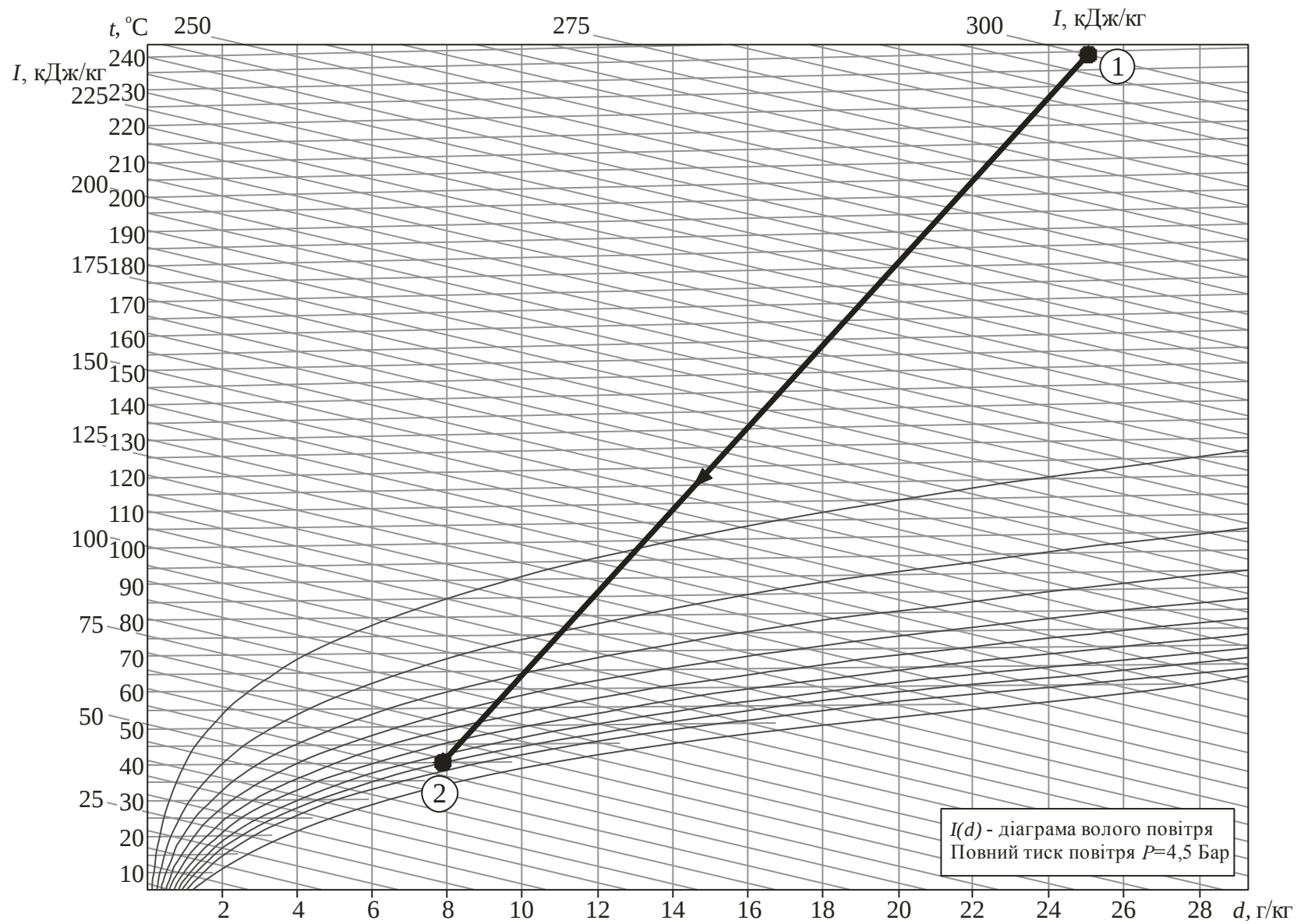


Рис. 3.19. Процесс охлаждения наддувочного воздуха в штатном ОНВ (вариант № 4):

Сравнение тепловых характеристик теплообменников контура водяного охлаждения наддувочного воздуха ОНВ_{ТТР} по схеме ВТС-ЭС-НТС (отвод теплоты от наддувочного воздуха в ВТС и ЭС, а охлаждение воздуха до температуры $t_{в2} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$ в НТС – вариант № 3) и в штатном ОНВ охлаждения заборной водой (вариант № 4) показывает, что площадь теплообменной поверхности штатного ОНВ составляет 25 % от варианта № 3 (2064 м² против 8233 м²). При этом глубина штатного ОНВ по ходу воздуха $L = 1,39\text{ м}$ (против $L = 5,63\text{ м}$ для ОНВ_{ТТР}). Габариты штатного ОНВ намного меньше благодаря значительно большему температурному напору $\theta = 66,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ против $25,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ для ОНВ_{ТТР} по варианту № 3. Кроме того, для штатного ОНВ коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха в среднем по секциям подводов воды больше, что объясняется более интенсивным выпадением влаги благодаря низкой температуре охлаждающей воды, тогда как в теплоиспользующей ступени ЭС целью ставится, наоборот, нагрев воды до как можно большей температуры. Поскольку температура охлаждающей воды в штатном ОНВ, а, следовательно, и ребристой поверхности теплообмена, ниже точки росы, влага выпадает на всех трубках по глубине теплообменника (рис. 3.17 и 3.18), а не только на трубках хвостовой поверхности ЭС по варианту № 3 (рис. 3.13). Поскольку коэффициенты теплоотдачи в мокром режиме (с выпадением влаги) значительно выше, чем при сухой теплоотдаче [82], то соответственно и коэффициенты теплопередачи тоже больше в штатном ОНВ сравнению с ЭС. Однако температура охлажденного воздуха на выходе штатного ОНВ значительно выше: $t_{в2} = 42\text{ }^{\circ}\text{C}$ при $t_{зв} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ (при плавании в тропических широтах еще больше) по сравнению с $t_{в2} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$ для ОНВ_{ТТР}, что приводит к увеличению расхода топлива МОД со штатным ОНВ.

Очевидно, что рациональным решением задачи сокращения поверхности проблемной ступени ЭС является уменьшение глубины охлаждения воздуха в ЭС с последующим его охлаждением в штатном ОНВ, а потом – в НТС ТТР, т.е. включение промежуточной ступени (ПС) охлаждения наддувочного воздуха пресной водой с отводом от нее теплоты во внешнем контуре заборной водой. Площадь теплообмена ПС благодаря большему температурному напору θ

будет существенно меньше, чем ЭС. Однако при этом уменьшится тепловая мощность Q_{Γ} генератора пара НРТ ЭТТр, следовательно, и располагаемая холодопроизводительность Q_{0p} , дефицит которой должен быть компенсирован снижением требуемой холодопроизводительности $Q_{0ф}$, необходимой для охлаждения воздуха до максимально низкой конечной температуры $t_{B2} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$, за счет снижения температуры воздуха перед НТС: $t_{B1}^{\text{НТС}} = t_{B2}^{\text{ЭС}} - 12\text{ }^{\circ}\text{C} = 41...43\text{ }^{\circ}\text{C}$ (здесь $12\text{ }^{\circ}\text{C}$ – разница температур охлажденного воздуха t_{B2} и охлаждающей пресной воды в НТС), т.е. меньше, чем в вариантах № 1...3 без промежуточной ступени ПС на $10...12\text{ }^{\circ}\text{C}$. Для определения оптимальной температуры, до которой охлаждают воздух в секциях ВТС и ЭС, тепловые расчеты ступеней НТС ТТр проводят для нескольких значений температур $t_{B2\text{ЭС}}$, а температуру кипения в испарителе ЭТТр принимают $t_0 = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Вариант № 5.

Охлаждение наддувочного воздуха в ЭТТр с промежуточной ступенью ПС отвода тепла заборной водой согласно схеме теплообменных ступеней: ВТС-ЭС-ПС-НТС.

Для ЭТТр принято:

1. Температура кипения хладагента (R142b) в генераторе пара - $t_{\Gamma} = 120\text{ }^{\circ}\text{C}$.
2. Кипения хладагента в испарителе – $t_0 = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$.
3. Температура конденсации хладагента в конденсаторе – $t_{\kappa} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$.
4. Тепловой коэффициент ЭТТр составляет $\zeta = 0,27$ при $t_0 = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{\Gamma} = 120\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $t_{\kappa} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$ (рис. 3.3).
5. Температура пресной воды на входе ПС - $t_{w1} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ (заборной воды $t_{w1} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$).
6. Температура воздуха на входе в экономайзерную ступень - $t_{B2}^{\text{ЭС}} = 52\text{ }^{\circ}\text{C}$.

На рис. 3.20 приведены изменения температуры воздуха t_b и пресной воды t_w по глубине L четырехступенчатого ОНВ по воздуху и хладагенту t_0 в генераторе и испарителе НРТ, а в табл. 5 приложения – параметры теплоносителей и характеристики конструкции теплообменных степеней ВТС, СТС (ЭС), ПС и НТС.

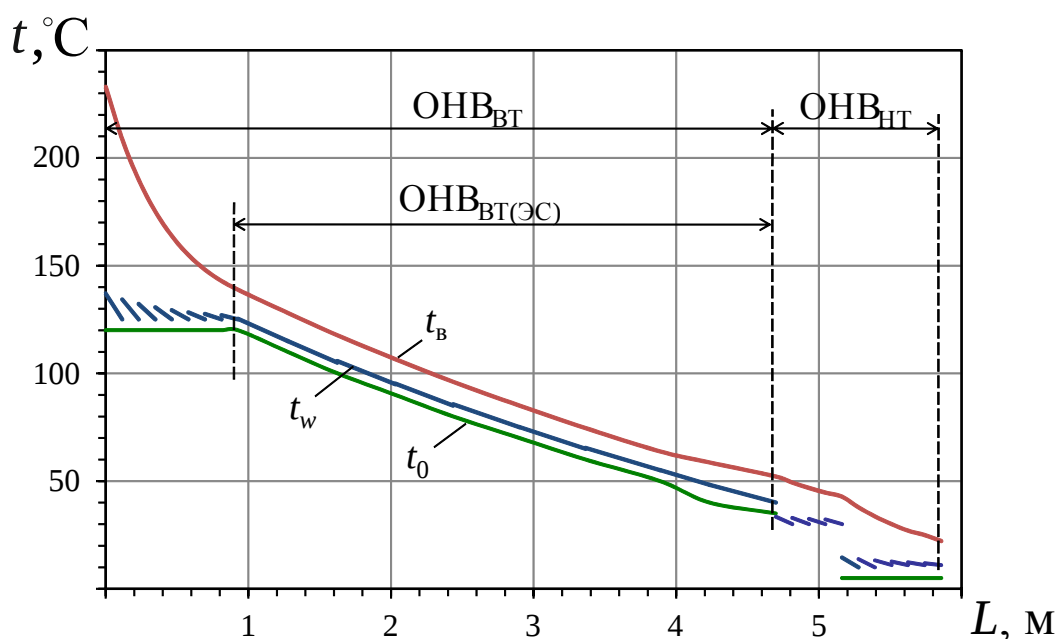


Рис. 3.20. Изменение температуры воздуха t_B и пресной воды t_w по глубине L четырехступенчатого ОНВ по воздуху и хладагенту t_0 в генераторе и испарителе НРТ (вариант № 5: $t_0 = 5\text{ °C}$; $t_{B2}^{\text{ЭС}} = 52\text{ °C}$)

Вариант № 6.

Охлаждение наддувочного воздуха в ЭТТр с промежуточной ступенью ПС (отводом тепла забортной воде) согласно схеме теплообменных ступеней: ВТС-ЭС-ПС-НТС.

Для ЭТТр принято:

1. Температура кипения хладагента (R142b) в генераторе пара $t_r = 120\text{ °C}$.
2. Температура кипения хладагента в испарителе $t_0 = 5\text{ °C}$.
3. Температура конденсации хладагента в конденсаторе $t_k = 35\text{ °C}$.
4. Тепловой коэффициент ЭТТр $\zeta = 0,27$.
5. Температура пресной воды на входе $t_{w1} = 30\text{ °C}$.
6. Температура воздуха после экономайзерной секции $t_{B2}^{\text{ЭС}} = 90\text{ °C}$ (с последующим уточнением при расчете).

На рис. 3.21 приведены изменения температуры воздуха t_B и пресной воды t_w по глубине L четырехступенчатого ОНВ по воздуху и хладагенту t_0 в генераторе и испарителе НРТ, а в табл. 6 приложения – параметры теплоносителей и

характеристики конструкции теплообменных ступеней ВТС, СТС (ЭС), ПС и НТС.

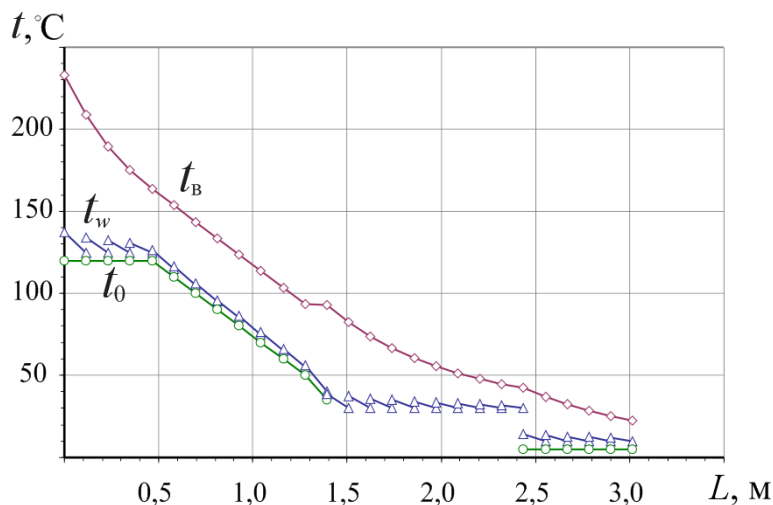


Рис. 3.21. Изменение температуры воздуха t_B и пресной воды t_w по глубине L четырехступенчатого ОНВ по воздуху и хладагента t_0 в генераторе и испарителе НРТ (вариант № 6: $t_0 = 5\text{ °C}$; $t_{B2}^{\text{ЭС}} = 90\text{ °C}$)

По результатам расчетов вариантов № 5 и 6 (табл. 5 и 6 приложения) видно, что располагаемая холодопроизводительность Q_{0p} превышает фактическую $Q_{0ф}$: $Q_p > Q_{\phi}$. Для определения температуры воздуха $t_{B2}^{\text{ЭС}}$ на выходе ЭС, при которой $Q_{0p} = Q_{0ф}$, построим графики зависимостей Q_{0p} и $Q_{0ф}$ от $t_{B2}^{\text{ЭС}}$ при фиксированной температуре кипения в испарителе ЭТТр $t_0 = 5\text{ °C}$ (рис. 3.22).

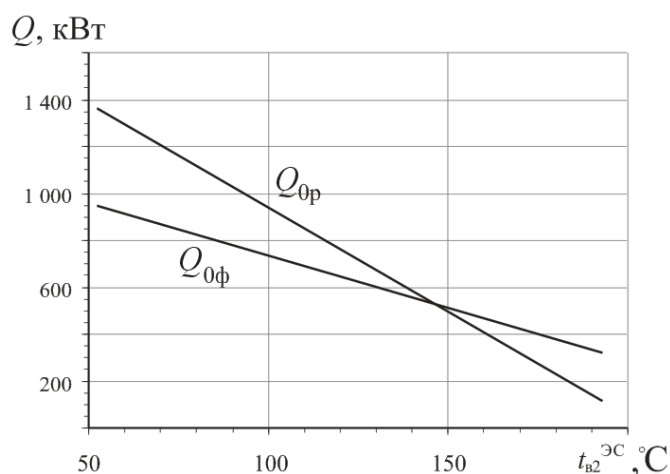


Рис. 3.22. Зависимости располагаемой холодопроизводительности Q_{0p} и фактической $Q_{0ф}$ при $t_0 = 5\text{ °C}$ от температуры воздуха на выходе из экономайзерной секции $t_{B2}^{\text{ЭС}}$

На пересечении графиков $Q_{0p} = f(t_{b2}^{\text{ЭС}})$ и $Q_{0ф} = f(t_{b2}^{\text{ЭС}})$ находим проектную температуру $t_{b2}^{\text{ЭС}} = 140 \text{ }^{\circ}\text{C}$, исходя из которой проводим тепловой расчет ОНВ_{ТТр} для варианта № 7.

Вариант № 7.

Охлаждение наддувочного воздуха в ЭТТр с промежуточной ступенью ПС отвода тепла заборной согласно схеме теплообменных ступеней: ВТС-ЭС-ПС-НТС.

Для ЭТТр принято:

1. Температура кипения хладагента (R142b) в генераторе пара – $t_r = 120 \text{ }^{\circ}\text{C}$.
2. Температура кипения хладагента в испарителе – $t_0 = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$.
3. Температура конденсации хладагента – $t_k = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$.
4. Тепловой коэффициент ЭТТр – $\zeta = 0,27$
5. Температура пресной воды на входе – $t_{w1} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (заборной воды $t_{w1} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$).
6. Температура воздуха после экономайзерной ступени - $t_{b2}^{\text{ЭС}} = 140 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (с последующим уточнением).

На рис. 3.23 приведены изменения температуры воздуха t_b и пресной воды t_w по глубине L четырехступенчатого ОНВ и хладагента t_0 в генераторе и испарителе НРТ, на рис. 3.24 – коэффициентов теплопередачи k и теплоотдачи α , приведенных к внутренней поверхности труб, температурного напора θ , плотности теплового потока q к внутренней поверхности труб и тепловой нагрузки Q , на рис. 3.25 – влагосодержания d , тепловой нагрузки Q и коэффициента влаговыведения ξ по глубине L ОНВ, а в табл. 7 приложения – параметры теплоносителей и характеристики конструкции теплообменных ступеней ВТС, СТС (ЭС), ПС и НТС.

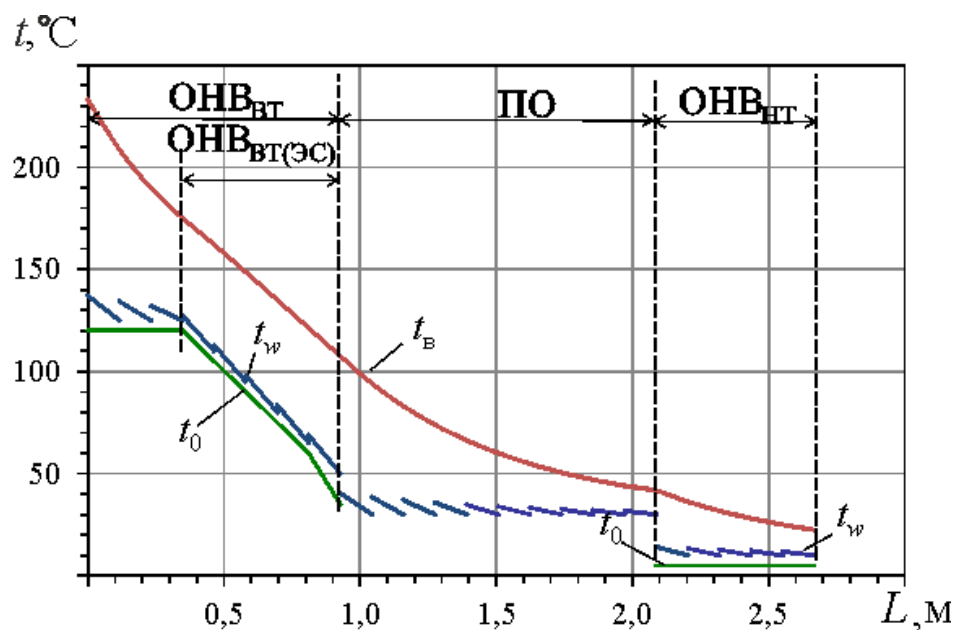


Рис. 3.23. Изменение температуры воздуха t_b и пресной воды t_w по глубине L четырехступенчатого ОНВ по воздуху и хладагенту t_0 в генераторе и испарителе НРТ (вариант № 7: $t_0 = 5^\circ \text{C}$; $t_{b2}^{\text{эс}} = 140^\circ \text{C}$)

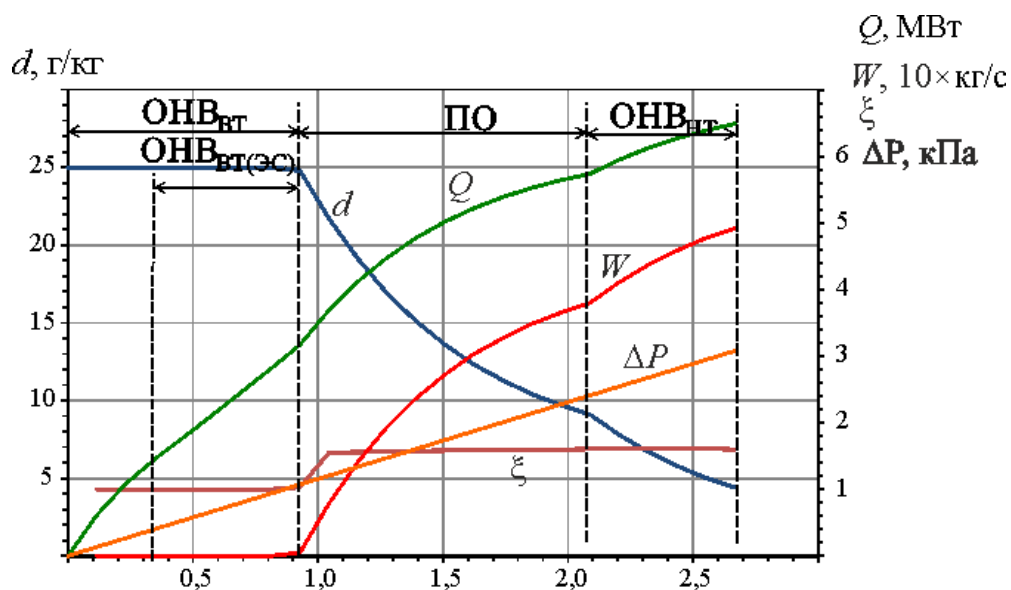


Рис. 3.24. Изменение влагосодержания d , тепловой нагрузки Q , коэффициента влаговываждения ξ , количества влаги W , выпадающей из воздуха, и аэродинамического сопротивления ΔP (вариант № 7: $t_0 = 5^\circ \text{C}$; $t_{b2}^{\text{эс}} = 140^\circ \text{C}$).

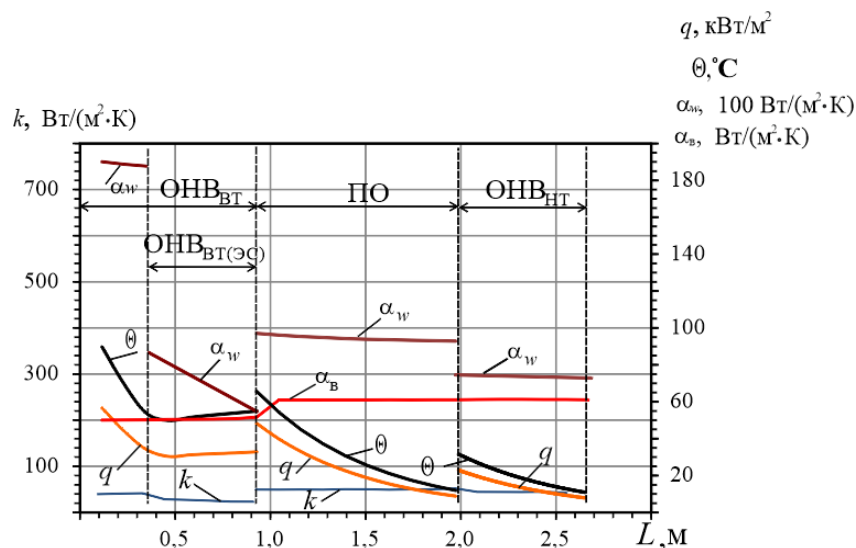


Рис. 3.25. Изменение коэффициентов теплопередачи k и теплоотдачи α , приведенных к внутренней поверхности труб, температурного напора θ , плотности теплового потока q к внутренней поверхности труб и тепловой мощности q по глубине L ОНВ по воздуху
(вариант № 7: $t_0 = 5\text{ °C}$; $t_{b2}^{\text{ЭC}} = 140\text{ °C}$)

Из рис. 3.23...3.25 видно, что глубина по ходу воздуха уменьшилась до $L = 2,4$ м, т.е. стала в два раза меньше глубины L базового оптимального варианта № 3 при $t_0 = 6\text{ °C}$ для ЭТТр без промежуточной ступени ПС с охлаждением заборной водой. Аэродинамическое сопротивление $\Delta P = 2900$ Па, что сопоставимо с показателями современных турбчасто-пластинчатых ОНВ системы наддува. На рис. 3.26 приведены параметры влажного воздуха на входе в турбокомпрессор. При сжатии в турбокомпрессоре влагосодержание воздуха остается постоянным. Рассматриваемым выше вариантам соответствуют параметры воздуха в точке А, с влагосодержанием $d_1 = 25$ г/кг. На рисунке 3.27 приведены процессы охлаждения в трехступенчатом ОНВ (ВТС-ЭС-НТС) с начальными параметрами на входе в ТК $t_{b1} = 25\text{ °C}$, $t_{w1} = 25\text{ °C}$, $d_1 = 6$ г/кг, $\pi_k = 4,25$ (точка В, рис 3.26). На рисунке 3.28 приведены процессы охлаждения в трехступенчатом ОНВ (ВТС-ЭС-НТС) с начальными параметрами на входе в ТК $t_{b1} = 45\text{ °C}$, $t_{w1} = 36\text{ °C}$, $d_1 = 37$ г/кг, $\pi_k = 4,11$ (точка С, рис 3.26). Температура кипения в испарителе ЭТТр принималась как и для оптимального варианта $t_0 = 6\text{ °C}$. Параметры надувочного воздуха на входе в ОНВ t_b , π_k определялись программным комплексом «Mandieselturbo».

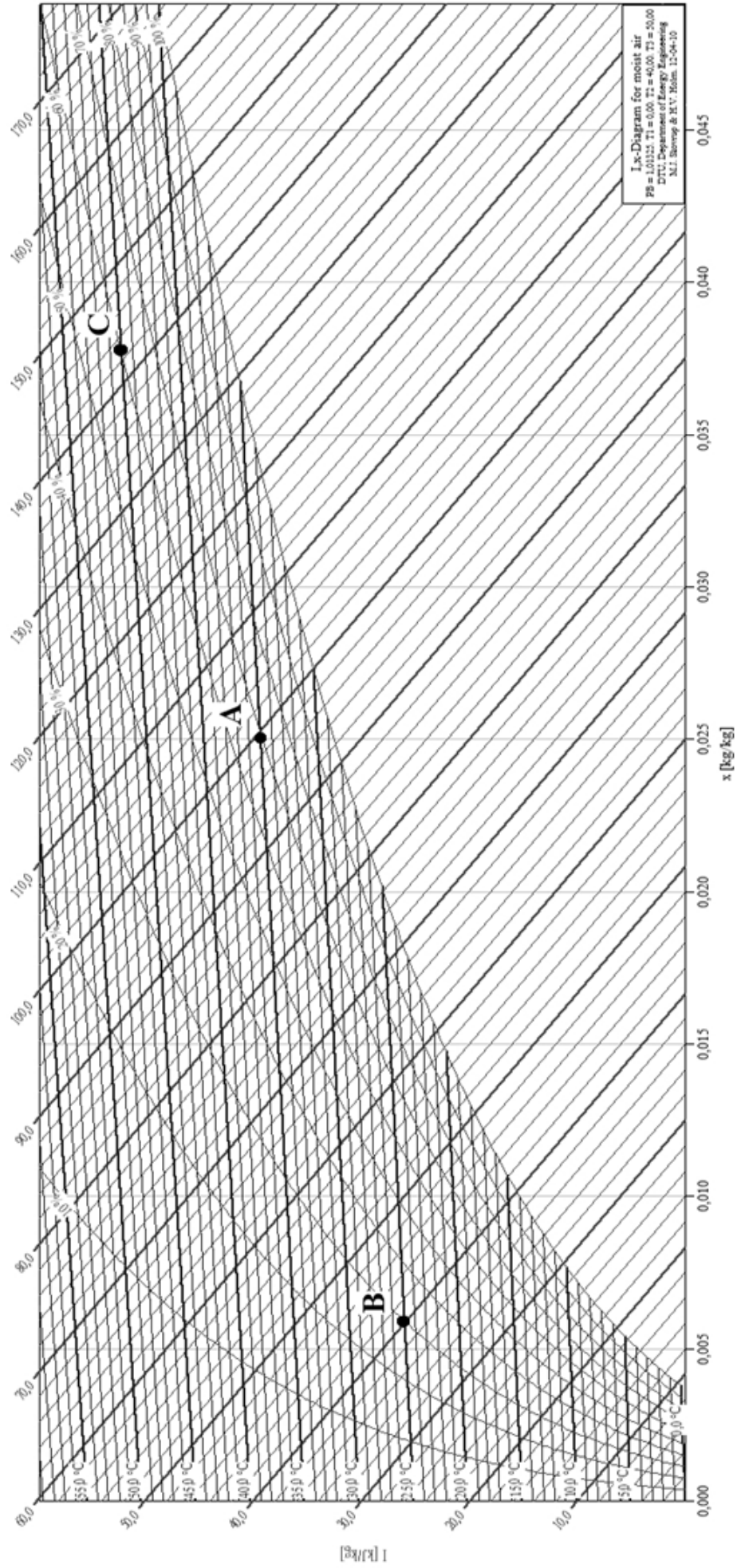


Рис. 3.2.6. Параметры влажного воздуха на входе в турбокомпрессор



Рис 3.27. Процессы охлаждения в трехступенчатом ОНВ (ВТС-ЭС-НТС) с начальными параметрами на входе в ТК

$$t_{\text{в}1} = 25^{\circ}\text{C}, t_{\text{в}1} = 25^{\circ}\text{C}, d_1 = 6 \text{ г/кг}, \mu_{\text{к}} = 4,25$$

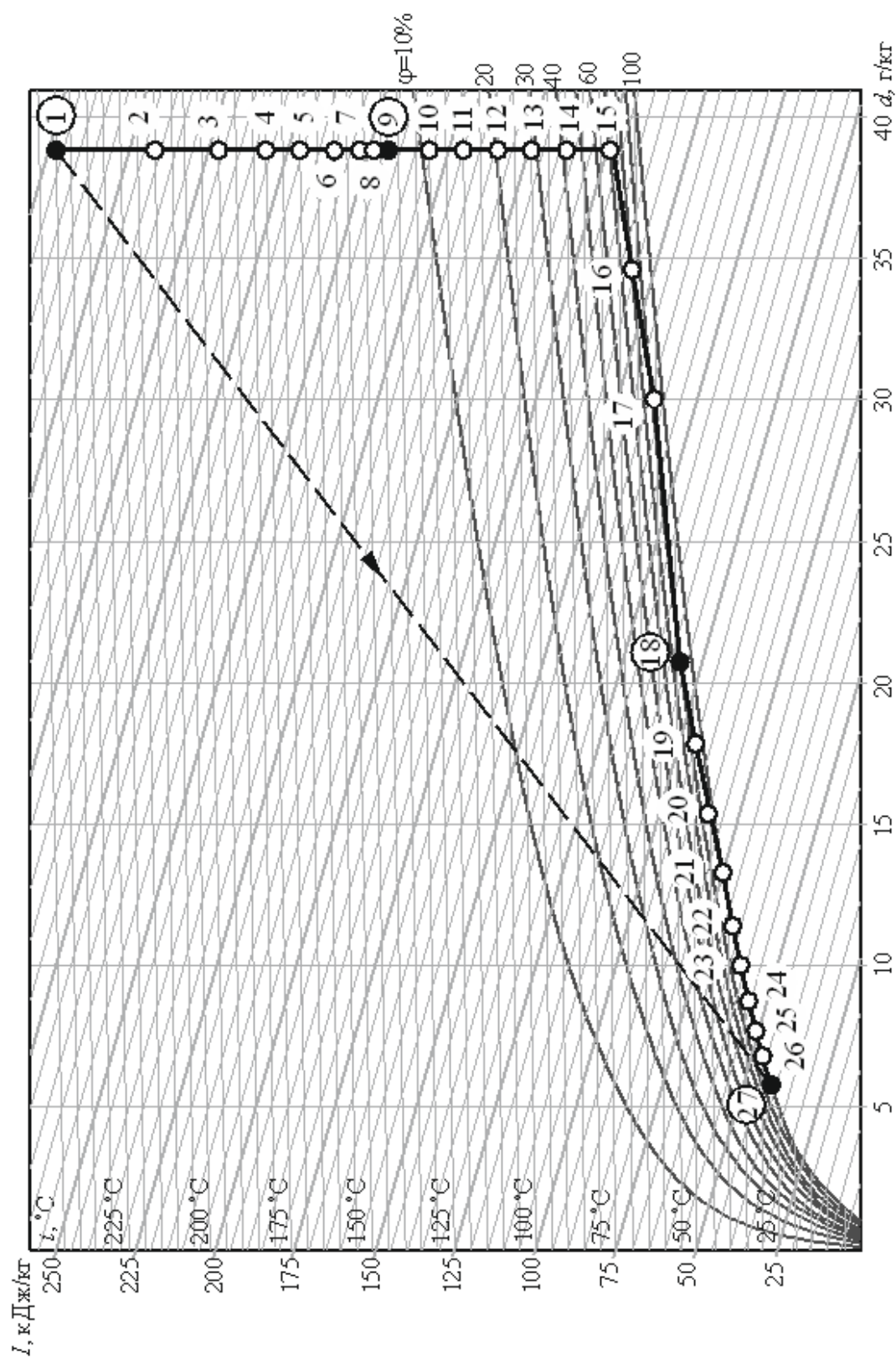


Рис. 3.28. Процессы охлаждения в трехступенчатом ОНВ (ВТС-ЭС-НТС) с начальными параметрами на входе в ТК

$$t_{\text{в1}} = 45^{\circ}\text{C}, t_{\text{в1}} = 36^{\circ}\text{C}, d_1 = 37 \text{ г/кг}, \pi_k = 4,11$$

На рис. 3.29 представлены дифференциальные функции распределения нормированных значений температуры наружного воздуха для некоторых направлений плавания судов.

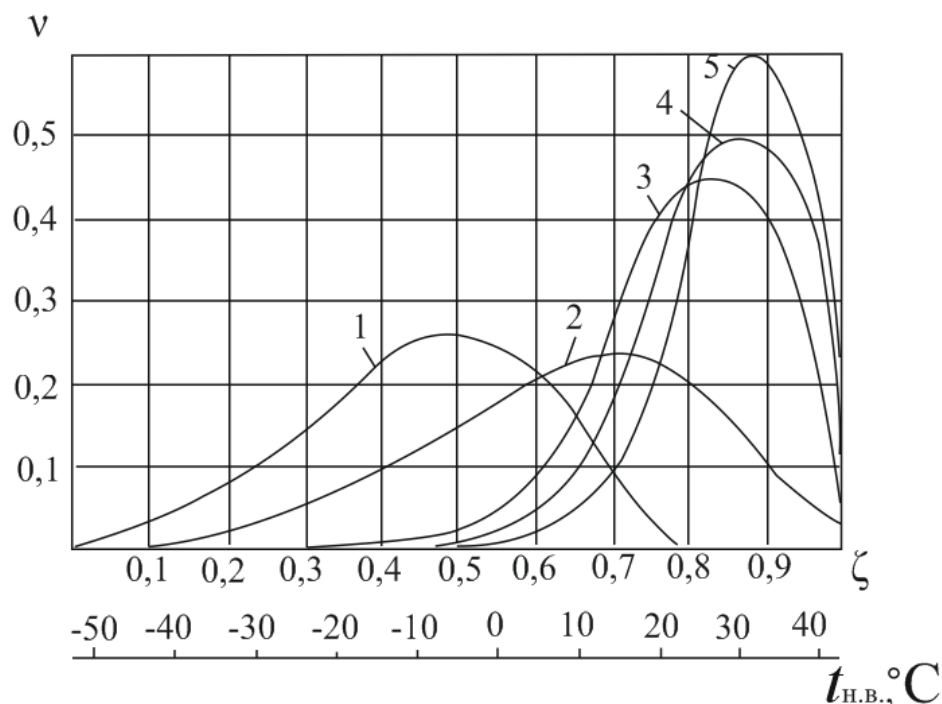


Рис. 3.29. Дифференциальные функции распределения нормированных значений температуры наружного воздуха для некоторых направлений плавания судов: 1 – арктический, 2 – неограниченный, 3 – из Балтики в Латинскую Америку, 4 – из Черного моря в Индию, 5 – из Черного моря в Юго-Восточную Азию.

Математическое ожидание температуры наружного воздуха при рейсе из Черного моря на Кубу составит $\approx 25^\circ\text{C}$. Соответственно для такой температуры, а также менее вероятных 15°C и 35°C и различной относительной влажности (60, 70, 80 %) были построены процессы охлаждения наддувочного воздуха в ТХМ. Степень сжатия в турбокомпрессорном агрегате принималась 3,0, 3,5 и 4,5. Результаты представлены на рис. 3.30 – 3.32.

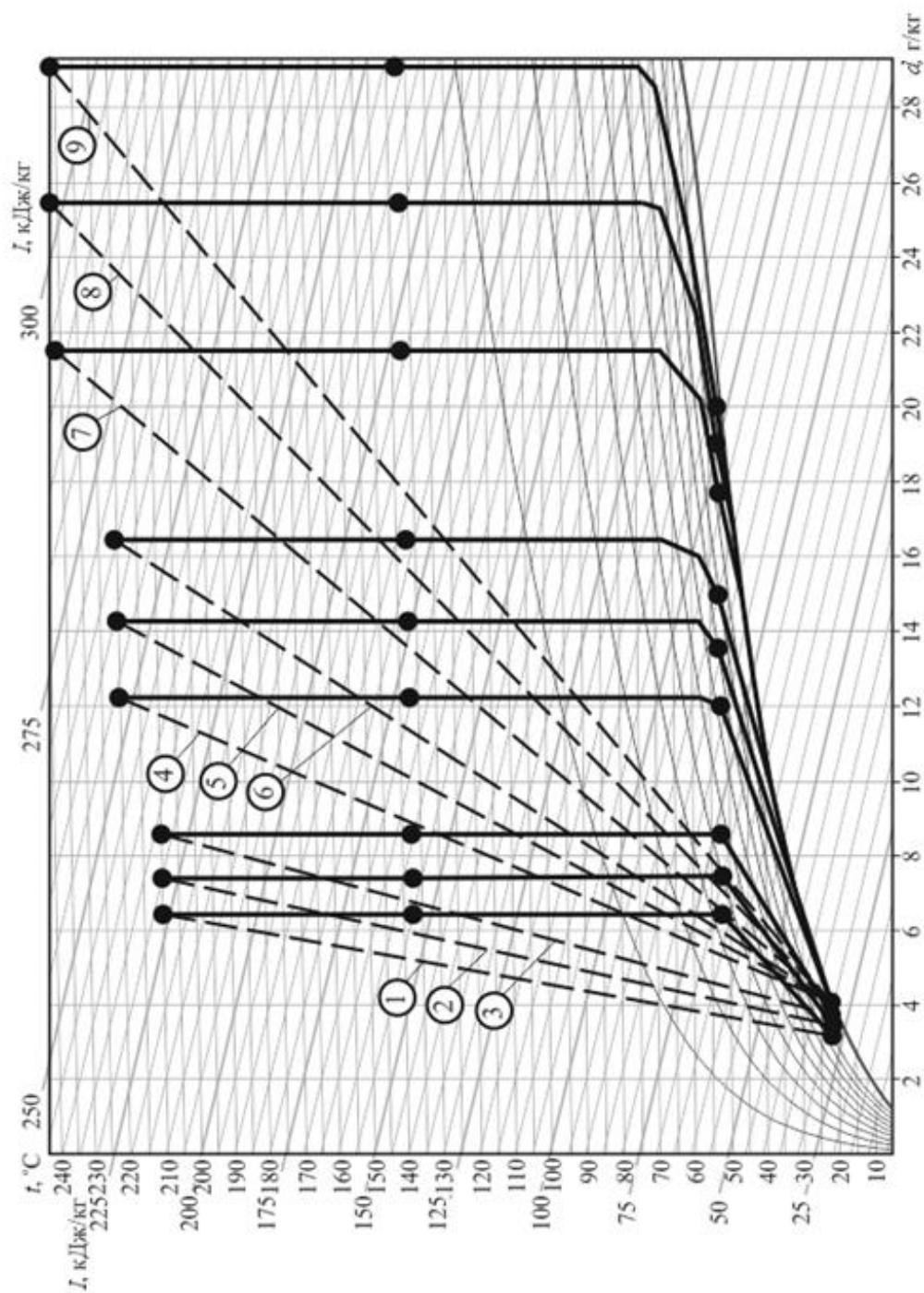


Рис. 3.30. Процессы охлаждения надувочного воздуха в ТХМ при давлении 4,5 бар

1 - $t=15\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\varphi=60\%$; 2 - $t=15\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\varphi=70\%$; 3 - $t=15\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\varphi=80\%$; 4 - $t=25\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\varphi=60\%$; 5 - $t=25\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\varphi=70\%$; 6 - $t=25\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\varphi=80\%$; 7 - $t=35\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\varphi=60\%$;

8 - $t=35\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\varphi=70\%$; 9 - $t=35\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\varphi=80\%$

точками обозначены участки секций: высокотемпературная секция (испарительный участок генератора),
экономайзерный участок генератора, низкотемпературная секция (испаритель ТХМ)

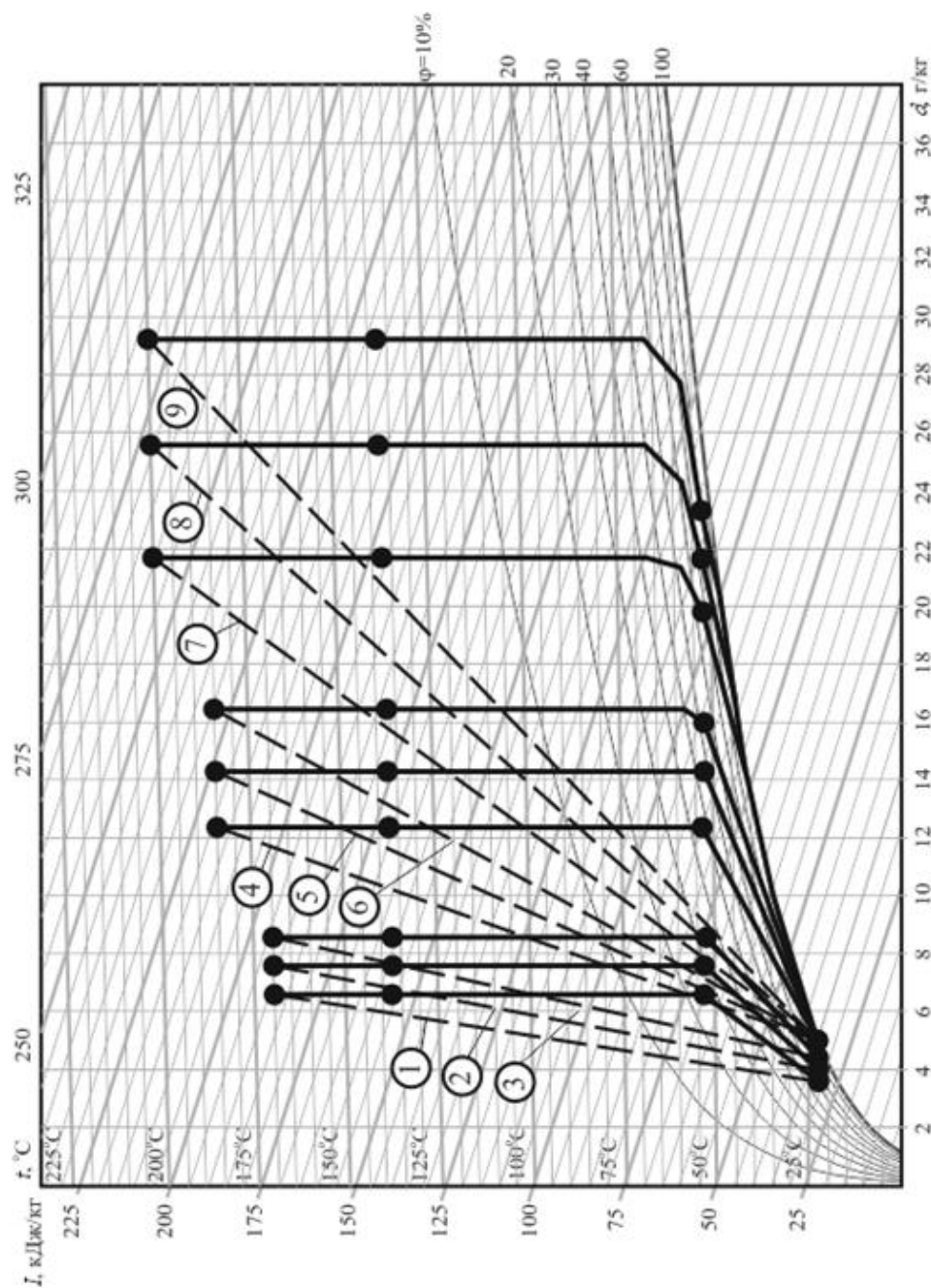


Рис. 3.31. Процессы охлаждения надувочного воздуха в ТХМ при давлении 3,5 бар

1 - $t=15$ C; $\phi=60$ %; 2 - $t=15$ C; $\phi=70$ %; 3 - $t=15$ C; $\phi=80$ %; 4 - $t=25$ C; $\phi=60$ %; 5 - $t=25$ C; $\phi=70$ %; 6 - $t=25$ C; $\phi=80$ %; 7 - $t=35$ C; $\phi=60$ %;

8 - $t=35$ C; $\phi=70$ %; 9 - $t=35$ C; $\phi=80$ %

точками обозначены участки секций: высокотемпературная секция (испарительный участок генератора),
экономайзерный участок генератора, низкотемпературная секция (испаритель ТХМ)

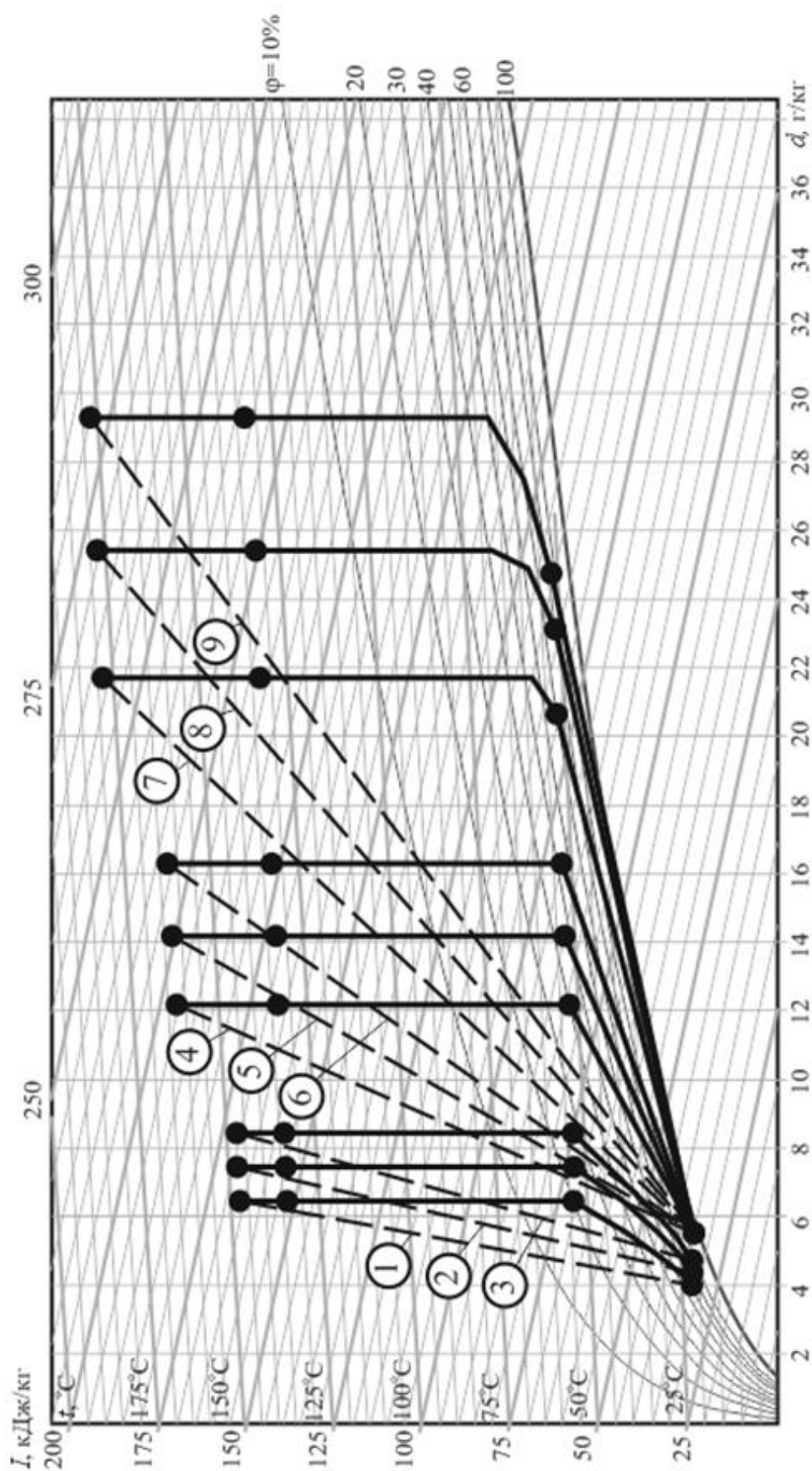


Рис. 3.32. Процессы охлаждения надувочного воздуха в ТХМ при давлении 3,0 бар

1 - $t=15$ C; $\varphi=60$ %; 2 - $t=15$ C; $\varphi=70$ %; 3 - $t=15$ C; $\varphi=80$ %; 4 - $t=25$ C; $\varphi=60$ %; 5 - $t=25$ C; $\varphi=70$ %; 6 - $t=25$ C; $\varphi=80$ %; 7 - $t=35$ C; $\varphi=60$ %; 8 - $t=35$ C; $\varphi=70$ %; 9 - $t=35$ C; $\varphi=80$ %

точками обозначены участки секций: высокотемпературная секция (испарительный участок генератора), экономайзерный участок генератора, низкотемпературная секция (испаритель ТХМ)

3.6. Основные положения методики проектирования теплообменных контуров вода-хладагент.

Рациональное проектирование испарителя и генератора пара ЭТТр (далее испарителей хладагента) включает определение оптимальной массовой скорости хладагента $(\rho w)_{\text{opt}}$ в их трубках, которая соответствует максимальной плотности тепловых потоков q_{max} и, соответственно, минимальной поверхности теплообмена.

С увеличением массовой скорости хладагента ρw коэффициенты теплоотдачи при кипении α_a и теплопередачи k увеличиваются. Чтобы не прибегать к оптимизации всего холодильного цикла, фиксируют температуру кипения хладагента на выходе из испарителей: $t_{02} = \text{const}$. Тогда рост ΔP и обусловленное им падение температуры кипения Δt_0 приводят к повышению температуры кипения хладагента на входе в трубку t_{01} и снижению температурного напора θ между охлаждающей водой НТС (испаритель ЭТТр) или греющей водой ВТС (генератор рабочего пара ЭТТр) и хладагентом. Противоположный характер изменения θ и k предопределяет наличие экстремума $q = k \theta$.

При кипении хладагента в трубках испарителя уравнение для плотности теплового потока к внутренней поверхности трубки имеет вид

$$q = k \cdot \theta = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} + \frac{1}{\alpha_w \cdot \beta} + R_3} \cdot \frac{t_{w1} - t_{w2} + \Delta t_0}{\ln \frac{t_{w1} - t_{02}}{t_{w2} - (t_{02} + \Delta t_0)}} \quad (3.73)$$

Коэффициент теплоотдачи при кипении в горизонтальных трубках определяется по зависимостям для теплоотдачи в конвективном режиме кипения, который, как правило, имеет место в испарителях (уравнение 3.21, 3.22).

Падение температуры кипения Δt_0 , обусловленное гидравлическим сопротивлением ΔP , рассчитывается по уравнению Клаузиуса-Клапейрона

(уравнение 3.17), а гидравлическое сопротивление – методом Локкарта-Мартинелли.

На рис. 3.33 приведены зависимости плотности теплового потока q , коэффициентов теплоотдачи α и теплопередачи k , приведенных к внутренней поверхности труб, температурного напора θ и длины трубки L от массовой скорости ρw хладагента R142b при следующих параметрах работы испарителя:

1. температура кипения $t_{02} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ (см. условия работы НТС);
2. температура воды на входе $t_{w1} = 13\text{ }^{\circ}\text{C}$ (средняя температура взята для пяти подводов НТС);
3. температура воды на выходе $t_{w2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ (принята из условия минимальной разницы температур для теплоносителей вода-хладагент $\Delta t = t_{w2} - t_0 = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$);
4. внутренний диаметр трубки $d_{\text{вн}} = 20\text{ мм}$;
5. наружный диаметр трубки $d_{\text{н}} = 25\text{ мм}$.

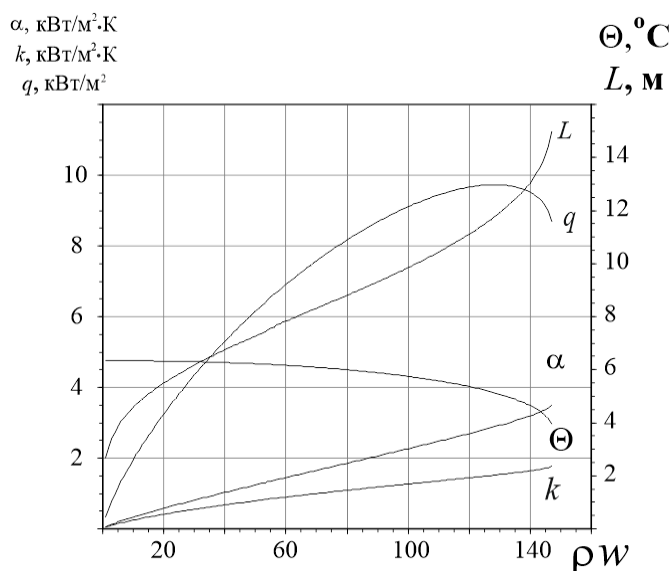


Рис. 3.33. Зависимости плотности теплового потока q , коэффициентов теплоотдачи α и теплопередачи k , приведенных к внутренней поверхности труб, температурного напора θ и длины трубки L от массовой скорости ρw хладагента R142b в трубках испарителя ТТр

Как видно из рис. 3.33, максимальной плотности теплового потока $q_{\max} = 9730 \text{ Вт/м}^2$ соответствует оптимальная массовая скорость хладагента в трубках $(\rho w)_{\text{opt}} = 130 \text{ кг / (м}^2 \cdot \text{с)}$, при которой определяем α , θ , k и L .

В качестве испарителей типа хладагент-вода можно применять кожухотрубные конструкции с кипением хладагента в трубках и течением воды в межтрубном пространстве (испарители с внутритрубным кипением) или, наоборот, с кипением хладагента в межтрубных каналах. При значительной длине трубок расчет теплоотдачи при кипении в межтрубных каналах вдоль труб можно проводить по уравнениям для кипения в трубках. Площадь внутренней поверхности одной трубки:

$$f_{\text{тр}} = \pi \cdot d_{\text{вн}} L, \text{ м}^2 \quad (3.74)$$

Тепловая нагрузка на одну трубку:

$$Q_{\text{тр}} = f_{\text{тр}} \cdot q_{\max}, \text{ Вт} \quad (3.75)$$

Заданную тепловую нагрузку принимаем равной тепловой нагрузке НТС (табл. 7):

$$\Sigma Q = 752 \text{ кВт.}$$

Количество трубок в трубном пучке аппарата:

$$n = \Sigma Q / Q_{\text{тр.}}$$

Поскольку длина трубок достаточно велика (рис. 3.33), то целесообразно охлаждение воды осуществлять в нескольких кожухотрубных секциях (теплообменных аппаратах). Патрубки входа и выхода воды и хладагента располагают таким образом, чтобы обеспечить последовательное подключение нескольких теплообменников (теплообменных секций) с общим противотоком теплоносителей.

В данном случае принимаем число секций $z = 4$. Отсюда длина трубки одной секции:

$$L_{\text{тр}} = L / z, \text{ м.} \quad (3.76)$$

Шаг трубок:

$$S = 1,3 \cdot d_{\text{н}}, \text{ м.} \quad (3.77)$$

Расход воды через секцию равен общему расходу воды через НТС:
 $G_w = 61,28 \text{ кг / с.}$

Количество труб по диагонали внешнего шестиугольника:

$$m = 0,753 \sqrt{\frac{F_{\text{вн}}}{d_{\text{вн}} \cdot k \cdot S}}, \quad (3.78)$$

где отношение длины труб к диаметру кожуха аппарата $k = L_{\text{тр}} / D = 5 \dots 7$,
полная площадь внутренней поверхности $F_{\text{вн}} = f_{\text{вн}} \cdot n$.

Внутренний диаметр обечайки кожуха аппарата:

$$D_{\text{вн}} = m \cdot S, \text{ м} \quad . \quad (3.79)$$

Результаты теплового расчета показали, что для обеспечения охлаждения наддувочного воздуха в НТС первого контура охлаждения "воздух-вода" до необходимой температуры рациональная конструкция испарителя хладагента второго контура "вода-хладагент" должна включать четыре кожухотрубных испарителя (секции) с тепловой нагрузкой $Q_c = 189$ кВт каждой секции (общей для 4-х секций – 756 кВт), количеством трубок в одной секции $n = 103$ шт., длиной одной секции испарителя 3,3 м (ориентировочная и зависит от особенностей конструкции крышек), диаметром обечайки $D = 0,47$ м.

Расчет испарительной секции генератора пара хладагента, подключенной по воде к ВТС, осуществляется по такой же методике, как и испарителя. На рис. 3.34 приведены зависимости плотности теплового потока q , коэффициентов теплоотдачи α и теплопередачи k , приведенных к внутренней поверхности труб, температурного напора θ и длины трубки L от массовой скорости w хладагента R142b в трубках испарительной секции генератора при параметрах работы генератора пара R142b:

1. температура кипения R142b: $t_{r2} = 120$ °С (см. условия работы ВТС);
2. температура воды на входе $t_{w1} = 134$ °С (средняя температура взята для трех подводов воды ВТС);
3. температура воды на выходе $t_{w2} = 125,0$ °С (принята из условия минимальной разницы температур для теплоносителей вода-хладагент: $\Delta t = t_{w2} - t_r = 5$ °С);
4. внутренний диаметр трубки $d_{\text{вн}} = 20$ мм;

5. наружный диаметр трубки $d_n = 25$ мм.

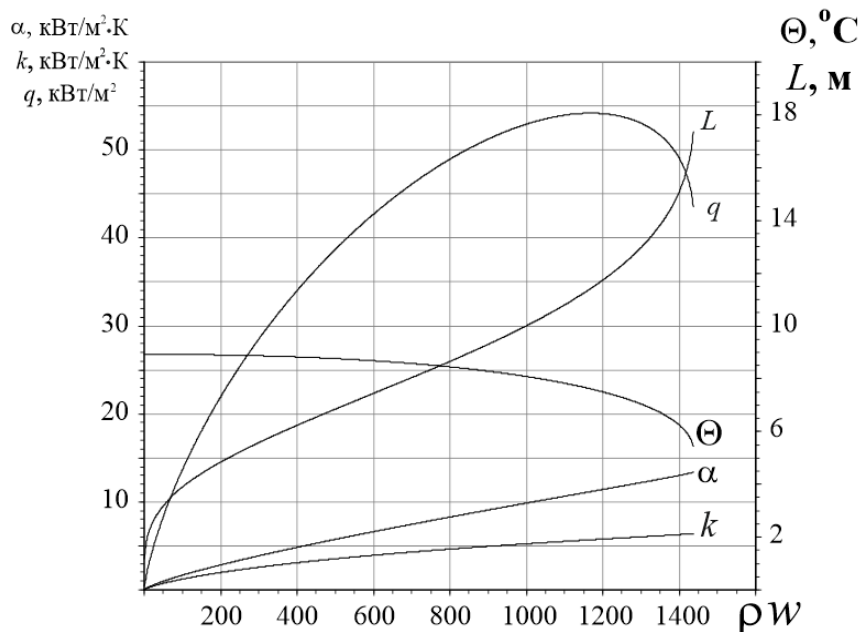


Рис. 3.34. Зависимости плотности теплового потока q , коэффициентов теплоотдачи α и теплопередачи k , приведенных к внутренней поверхности труб, температурного напора θ и длины трубки L от массовой скорости ρw хладагента R142b в трубках испарительной секции генератора.

Как видно из рис. 3.34, максимальной плотности теплового потока $q_{\max} = 54200$ Вт/м² соответствует оптимальная массовая скорость хладагента в трубках $(\rho w)_{\text{opt}} = 1200$ кг/(с·м²). Поскольку расходы хладагента через генератор и испаритель в ЭТТр связаны коэффициентом эжекции U , то массовая скорость хладагента через трубки генератора рассчитывается, исходя из ее величины для испарителя с учетом коэффициента эжекции:

$$(\rho w)_g = (\rho w)_0 / U, \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad (3.80)$$

где U – коэффициент эжекции при $t_0 = 5$ °С, $t_g = 120$ °С и $t_k = 35$ °С, $U = 0,36$.

При $(\rho w)_g$ определяем q , α , θ , k и L для испарительной секции генератора пара. Компоновку теплообменных секций целесообразно применять такую же, как для и испарителя. При проектировании используются уравнения (3.73–3.79).

Результаты расчета показали, что для обеспечения охлаждения наддувочного воздуха в ВТС до необходимой температуры генератор пара выполняют в виде двух кожухотрубных испарительных секций тепловой нагрузкой $Q_c = 732$ кВт каждой; количеством трубок $n = 114$ шт. в каждой; длиной испарительной секции 3,4 м (ориентировочная и зависит от особенностей конструкции крышек), диаметром обечайки кожуха $D = 0,5$ м.

3.7. Проверка адекватности математической модели процессов охлаждения наддувочного воздуха судового МОД

Для проверки предполагаемого эффекта от применения ТТр на судах с судовой энергетической установкой с малооборотным дизелем были получены данные натурных испытаний на эксплуатируемом судне. Испытания проводились на судне MAERSK SEMARANG. Это контейнеровоз дедвейтом 89400 т. Во время эксплуатации его на рейсовой линии Рио-де-Жанейро (Бразилия) – Гамбург (Германия) в августе-октябре 2012 года проводились замеры параметров главного двигателя (12K98MC-C фирмы МАН) и параметров окружающей среды. В следствии данные были обработаны и представлены графически ниже. Следует заметить, что просматривается явная тенденция к уменьшению потребления топлива при понижении температуры забортной воды (а, следовательно, и температуры наддувочного воздуха). Перечень контрольно-измерительных приборов с указанием измеряемых ими параметров, пределов измерения, классов точности или погрешности измерения приведен в таблице 3.1.

Абсолютная погрешность табличных значений величин равна половине разряда последней значащей цифры.

Методика обработки экспериментальных данных и анализ погрешности измерений

В соответствии с режимами эксплуатации проводились измерения различных параметров МОД (12K98MC-C), в частности температуры в

наддувочном ресивере, температуры в МО, расхода топлива (как мгновенного, так и часового). Все измерения являются полностью автоматизированными, результат обрабатывался с помощью ЭВМ в режиме реального времени. Так были измерены значения температур, мощности МОД и расходов топлива при различных температурах воздуха в наддувочном ресивере.

Таблица 3.1.

Контрольно-измерительные приборы

Маркировка датчика	Измеряемый параметр	Диапазон измерения	Тип	Класс точности, погрешность
PE 8421	Давление перед ОНВ	0-5 бар		1,0%
TE 8422	Температура воздуха перед ОНВ	0-300 °C	PT100	±0,1 °C
TE 8423	Температура воздуха после ОНВ	0-300 °C	PT100	±0,1 °C
PDE 8424	Гидравлическое сопротивление ОНВ (по воде)	0-800 мбар		5%
PE 8601	Давление в наддувочном ресивере	0-5 бар		1,0%
PDE 8606	Гидравлическое сопротивление ОНВ (по воздуху)	0-100 мбар		5%
PDE 8607	Гидравлическое сопротивление фильтра ТК	0-100 мбар		5%
TE 8701	Температура газов перед турбиной	0-600 °C	NiCrNi	±2,0 °C
TE 8702	Температура газов после турбины	0-600 °C	NiCrNi	±2,0 °C
PE 9304	Индикаторное давление	0-200 бар	пьезометрический	1,0%
GE 8754	Расход топлива	0-50 кг/с	роторный	1,0%

В дальнейшем с помощью общеизвестной зависимости был определен и удельный расход топлива, b_e .

$$b_e = \frac{G \times Q_{pTT}^H}{N \times Q_{pCT}^H}, \text{ кг/(кВт}\cdot\text{ч)} \quad (3.81)$$

где G – расход топлива;

N – мощность двигателя;

Q_{pCT}^H – низшая теплота сгорания стандартного топлива;

Q_{pTT}^H – низшая теплота сгорания тяжелого топлива.

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

$$\delta y = \frac{\Delta y}{y} = \sqrt{\sum_1^n \left(\frac{\partial \ln f(x)}{\partial x_i} \Delta x_i \right)^2} \quad (3.82)$$

Абсолютная Δ_{b_e} и относительная ε_{b_e} погрешности определения удельного расхода топлива рассчитываются по формулам

$$\Delta_{b_e} = \pm \sqrt{\left(\frac{\Delta G}{G} \right)^2 + \left(\frac{\Delta N_e}{N_e} \right)^2}, \quad \varepsilon_{b_e} = \pm \frac{\Delta_{b_e}}{b_e}.$$

Поскольку на установившемся режиме измерения повторялись 3 раза, 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 : 0,95 и 0,997.

Среднеквадратичное отклонение расхода топлива σ_G вычисляли как

$$\sigma_G = \frac{\sigma_s}{\sqrt{n}}, \text{ где } n - \text{число замеров, а величина } \sigma \text{ рассчитывается по формуле}$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{(n-1)} \sum_{k=1}^n (G_k - G_{cp})^2}, \quad (3.83)$$

в которой G_k и G_{cp} – полученное в результате k -го измерения и среднеарифметическое значение расхода топлива. Их расхождение принимается равным абсолютной погрешности определения расхода топлива

$$|G_k - G_{cp}| = \Delta G.$$

Величину доверительного интервала ΔG без учета систематической погрешности вычисляли с помощью соотношения

$$\Delta G = t_p \cdot \sigma_G,$$

где t_p – значение относительного интервала: $t_p = 2,09$ для $P = 0,95$; $t_p = 3,4$ для $P = 0,997$ [].

Окончательно относительная погрешность определения холодопроизводительности находится как $\delta_G = \pm \frac{\Delta G}{G}$.

В таблице 3.2 приведены значения относительных погрешностей определения расхода топлива при $P = 0,95$ и $0,997$.

Таблица 3.2.

Значения относительной погрешности вычисления расхода топлива

№ п/п	Расход топлива	Относительная погрешность			№ п/п	Расход топлива	Относительная погрешность		
		Система- тическая	Вероятность				Система- тическая	Вероятность	
	G , кг/час		$\frac{\Delta G}{G}$	$\frac{\Delta \sigma}{G}$	$\frac{\Delta \sigma}{G}$	G , кг/час		$\frac{\Delta G}{G}$	$\frac{\Delta \sigma}{G}$
1	8433	-0.01658	0.003885	0.00632	15	8438	-0.01143	0.00371	0.006036
2	8596	0.002701	0.003811	0.0062	16	8454	-0.00951	0.003703	0.006025
3	8601	0.00328	0.003809	0.006196	17	8513	-0.00252	0.003678	0.005983
4	8518	-0.00643	0.003846	0.006256	18	8477	-0.00677	0.003693	0.006008
5	8508	-0.00761	0.00385	0.006264	19	8502	-0.00381	0.003682	0.005991
6	8507	-0.00773	0.003851	0.006265	20	8504	-0.00358	0.003682	0.005989
7	8611	0.004438	0.003804	0.006189	21	8499	-0.00417	0.003684	0.005993
8	8644	0.008239	0.00379	0.006165	22	8563	0.003337	0.003656	0.005948
9	8613	0.004669	0.003803	0.006187	23	8607	0.008432	0.003637	0.005917
10	8560	-0.00149	0.003827	0.006226	24	8620	0.009927	0.003632	0.005909
11	8614	0.004785	0.003803	0.006187	25	8555	0.002405	0.00366	0.005953
12	8585	0.001423	0.003816	0.006208	26	8594	0.006932	0.003643	0.005926
13	8647	0.008583	0.003789	0.006163	27	8583	0.005659	0.003648	0.005934
14	8582	0.001074	0.003817	0.00621	28	8573	0.004499	0.003652	0.005941

Как видно из таблицы 3.2, максимальная, соответствующая сумме систематической погрешности и доверительного интервала Стьюдента, величина погрешности определения расхода топлива не превышает 2 %.

Аналогично для мощности двигателя получены результаты, показанные в таблице 3.3.

Таблица 3.3.

Значения относительной погрешности вычисления мощности двигателя

№ п/п	Мощность двигателя	Относительная погрешность			№ п/п	Мощность двигателя	Относительная погрешность		
		Система- тическая	Вероятность				Система- тическая	Вероятность	
			0,95	0,997				0,95	0,997
	N, кВт	$\frac{\Delta N}{N}$	$\frac{\Delta N}{N}$	$\frac{\Delta N}{N}$		N, кВт	$\frac{\Delta N}{N}$	$\frac{\Delta N}{N}$	$\frac{\Delta N}{N}$
1	50210	-0.0041	0.003435	0.005588	15	50157	-0.00088	0.00498	0.008102
2	50120	-0.0059	0.003441	0.005599	16	49328	-0.0177	0.005064	0.008238
3	50111	-0.00608	0.003442	0.0056	17	49962	-0.00479	0.005	0.008134
4	51000	0.011458	0.003382	0.005502	18	49985	-0.00433	0.004997	0.00813
5	50946	0.01041	0.003386	0.005508	19	50295	0.001865	0.004967	0.00808
6	50373	-0.00085	0.003424	0.00557	20	50293	0.001825	0.004967	0.00808
7	50237	-0.00356	0.003433	0.005585	21	49577	-0.01259	0.005039	0.008197
8	50153	-0.00524	0.003439	0.005595	22	50105	-0.00192	0.004986	0.00811
9	50687	0.005354	0.003403	0.005536	23	50751	0.010833	0.004922	0.008007
10	50789	0.007351	0.003396	0.005525	24	51181	0.019144	0.004881	0.00794
11	50545	0.002559	0.003412	0.005551	25	50074	-0.00254	0.004989	0.008115
12	50147	-0.00536	0.00344	0.005595	26	50667	0.009193	0.00493	0.00802
13	50374	-0.00083	0.003424	0.00557	27	50123	-0.00156	0.004984	0.008108
14	50127	-0.00576	0.003441	0.005598	28	50319	0.002341	0.004964	0.008076

Как видно из таблицы 3.3, максимальная, соответствующая сумме систематической погрешности и доверительного интервала Стьюдента, величина погрешности определения мощности двигателя не превышает 2 %.

В результате экспериментальных исследований были получены зависимости удельного расхода топлива b_e от температуры наддувочного воздуха t_s (рис. 3.35).

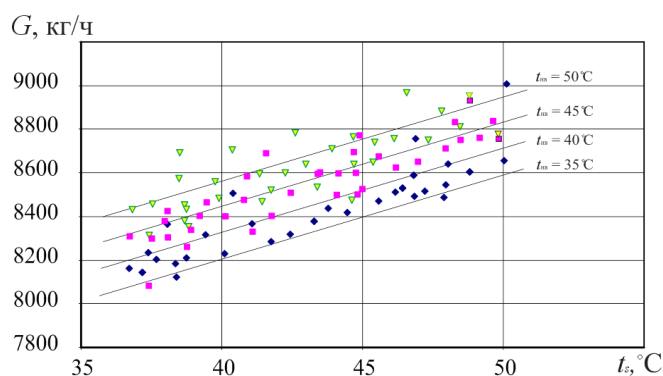


Рис 3.35. Расход топлива МОД G , кг/ч, в зависимости от температуры наддувочного воздуха t_s при постоянной нагрузке и различных температурах воздуха на входе $t_{нв}$.

$$\diamond - t_{нв} = 35-40^\circ\text{C}; \blacksquare - t_{нв} = 40-45^\circ\text{C}; \Delta - t_{нв} = 45-50^\circ\text{C}$$

Как видно из рис. 3.35, с повышением температуры наддувочного воздуха t_s расход топлива МОД возрастает, причем при разных температурах воздуха на входе $t_{нв}$ графики остаются приблизительно эквидистантными.

Более высокие значения G и более низкие N_e при более высоких температурах наддувочного воздуха t_s и воздуха на входе $t_{нв}$ отражают приращение расхода топлива и уменьшение мощности в результате изменения тепловых потоков в двигателе, увеличение термической нагрузки и увеличении мощности ТК, которая требуется на сжатие воздуха. Последнее объясняется тем, что с увеличением температуры воздуха возрастает термодинамическая работа сжатия, а значит и необходимая мощность.

Зависимость удельного расхода топлива двигателя b_e в зависимости от температуры наддувочного воздуха t_s при постоянной нагрузке и различных температурах воздуха на входе $t_{нв}$ представлена на рис 3.36. А сравнение удельного расхода топлива двигателя b_e р, рассчитанного по математической модели и полученного экспериментально $b_{e\exists}$ на рис. 3.37.

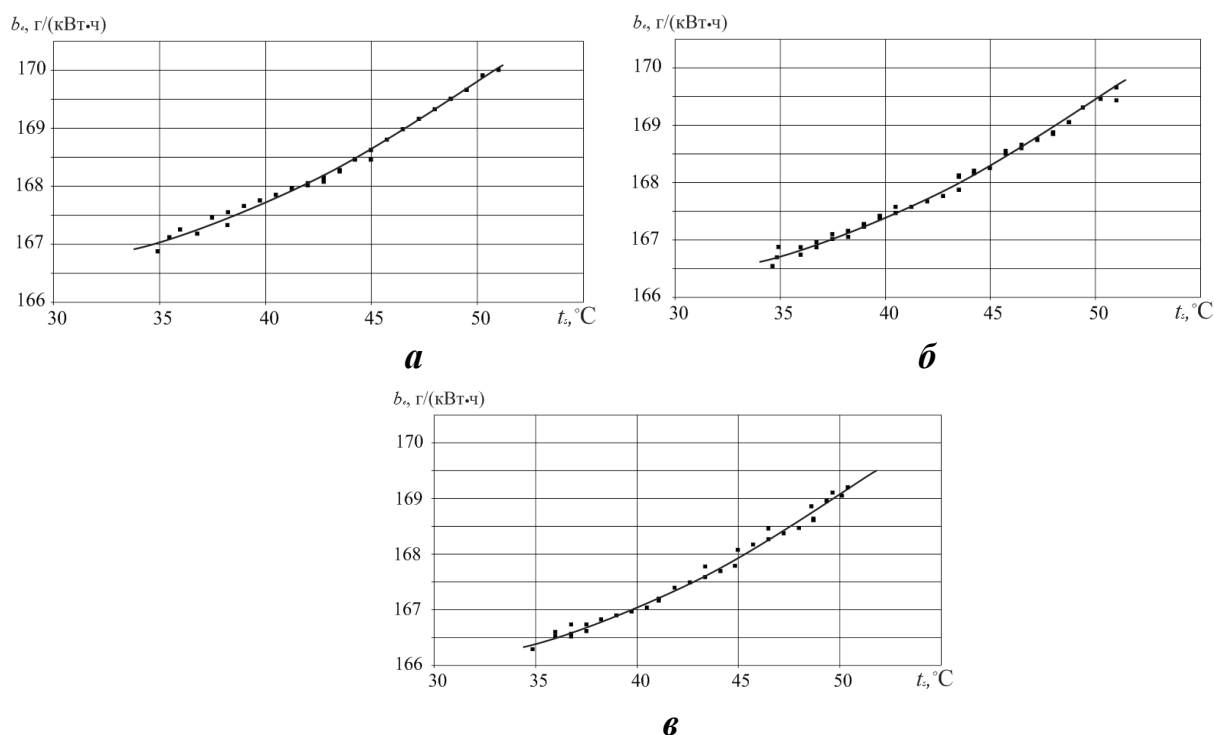


Рис 3.36. Удельный расход топлива двигателя b_e в зависимости от температуры наддувочного воздуха t_s при постоянной нагрузке и различных температурах воздуха на входе $t_{нв}$

($a - t_{нв} = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$, $б - t_{нв} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, $в - t_{нв} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$).

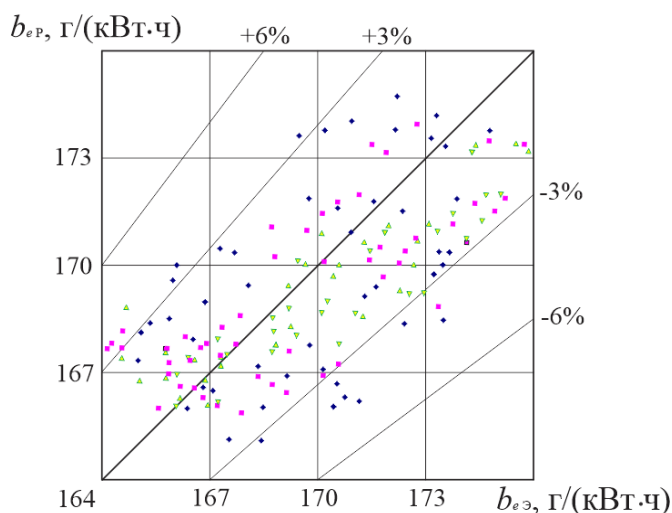


Рис 3.37. Сравнение удельного расхода топлива двигателя b_{eP} , рассчитанного по математической модели и полученного экспериментально $b_{eЭ}$.

$\Delta - t_s = 35\text{--}40\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\blacksquare - t_s = 40\text{--}45\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\diamond - t_s = 45\text{--}50\text{ }^{\circ}\text{C}$

Как видно, расчетные значения b_{eP} удовлетворительно согласовываются с экспериментальными $b_{eЭ}$: расхождение не выходит за пределы доверительного интервала 4 % при нормальном распределении погрешности (при доверительной

вероятности измеренных величин 0,95) и доверительного интервала 6 % (при доверительной вероятности 0,997).

Также адекватность математической модели процессов охлаждения наддувочного воздуха судового МОД, основные положения которой приведены в разд. 3.1–3.6, проверялась путем сопоставления расчетных значений количества теплоты (тепловых потоках) Q , кВт, и влаги W , т/сут, отведенной от наддувочного воздуха в процессе его охлаждения, с данными, полученными с помощью программы "Mandieselturbo" корпорации "MAN", достоверность которой подтверждена результатами стендовых испытаний МОД [16].

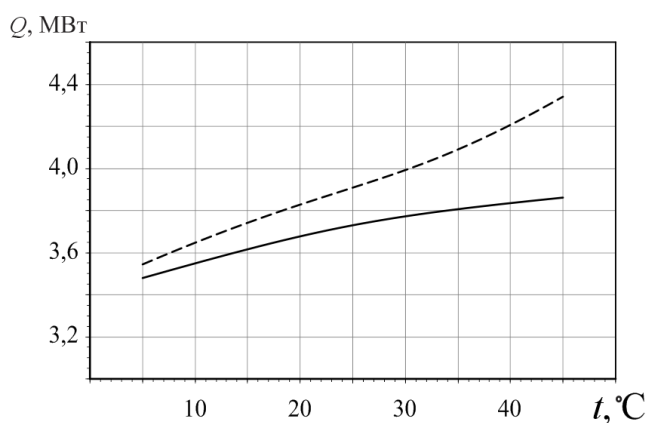


Рис. 3.38. Зависимость количества теплоты Q , отведенной от наддувочного воздуха за единицу времени (тепловых потоков), кВт, в процессе его охлаждения, от температуры t воздуха на входе ТК МОД: — — разработанная методика расчета; - - - — программа расчета "Mandieselturbo"

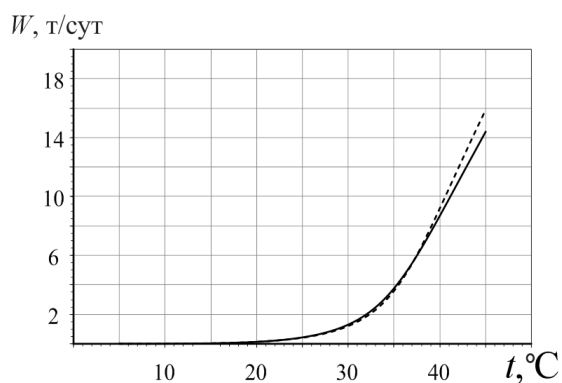


Рис. 3.39. Зависимость количества влаги W , т/сут, отведенной за сутки от наддувочного воздуха в процессе его охлаждения, от температуры t воздуха на входе ТК МОД: — — разработанная методика и программа расчета; - - - — программа "Mandieselturbo"

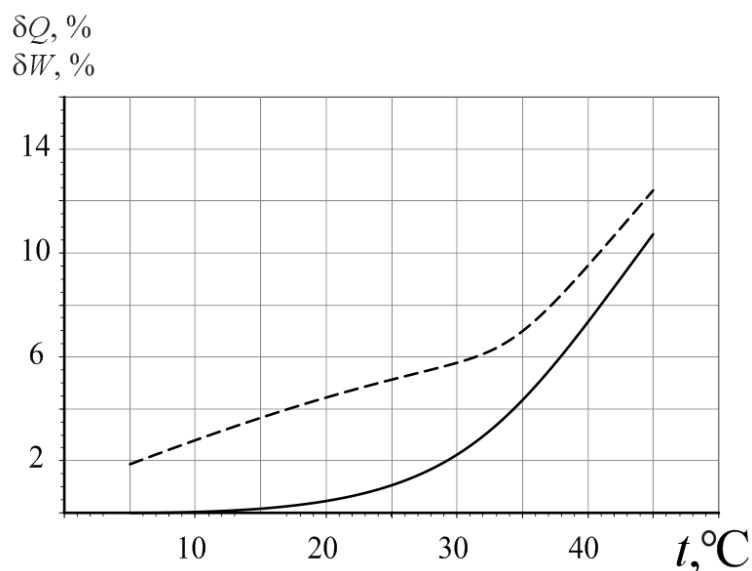


Рис. 3.40. Расхождения в количествах теплоты за единицу времени (тепловых потоках) Q и влаги W , отведенной за сутки от наддувочного воздуха в процессе его охлаждения, рассчитанных по разработанной методике и по программе "Mandieselturbo", при разных температурах t воздуха на входе ТК МОД: - - - — количество теплоты Q ; — — количество влаги

На основании приведенных выше результатов сравнения можно сделать вывод об адекватности, разработанной в разделе 3 математической модели объекту исследования, а значит, и возможности ее использования при моделировании работы судовых ТТр в реальных условиях эксплуатации: на разных режимах тепловых нагрузок. Установленные в ходе математического моделирования закономерности изменения тепловых характеристик ТТр были положены в основу рационального проектирования эффективных ТТр.

3.8. Основные результаты и выводы по разделу 3

1. Разработаны математическая модель и методика расчета процессов охлаждения наддувочного воздуха МОД в двух- и трехступенчатых трехконтурных ТСО с утилизацией теплоты наддувочного воздуха в ТТр на НРТ, которые учитывают соотношение тепловых нагрузок в прямом и обратном циклах трансформации теплоты в ТТр (высоко- и низкотемпературной соответственно теплоиспользующей и охлаждающей ступеней ОНВ), позволяют рассчитывать параметры процессов охлаждения с учетом ограничения по аэродинамическому сопротивлению ОНВ.

2. Предложены метод и алгоритм посекционного расчета параметров экономайзерной $\Gamma_э$ и испарительной $\Gamma_и$ секций генератора ЭТТр, использующих теплоту, отведенную от наддувочного воздуха в $ОНВ_{вт}$, с разделением $ОНВ_{вт}$ соответственно на экономайзерную секцию $ОНВ_{вт.э}$, теплота от которой расходуется для нагрева жидкого НРТ в $\Gamma_э$, и испарительную секцию $ОНВ_{вт.и}$, теплота от которой используется для испарения жидкого НРТ в $\Gamma_и$, что позволяет выявить резервы повышения эффективности (глубины) охлаждения наддувочного воздуха МОД использованием его теплоты в двух- и трехступенчатых трехконтурных ТСО.

3. Математическая модель и методика расчета процессов охлаждения наддувочного воздуха МОД в двух- и трехступенчатых трехконтурных ТСО с утилизацией теплоты наддувочного воздуха в ТТр на НРТ, позволяют определять требуемые значения коэффициента трансформации теплоты и рационально организовывать процессы охлаждения наддувочного воздуха в двух- и трехступенчатых трехконтурных ТСО МОД.

4. Адекватность математической модели процессов охлаждения наддувочного воздуха судового МОД проверена путем сопоставления расчетных значений количества теплоты (тепловых потоках) и влаги, отведенной от наддувочного воздуха в процессе его охлаждения, с данными, полученными с помощью программы "Mandieselturbo" корпорации "MAN", достоверность которой подтверждена результатами стендовых испытаний МОД.

Основные результаты работ по разделу 3 приведены в [83-88].

РАЗДЕЛ 4

РАЗРАБОТКА ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА СУДОВОГО МАЛООБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ

Конструктивно наиболее простой и надежной в эксплуатации является теплоиспользующая система охлаждения наддувочного воздуха эжекторного типа (ЭТСО), в которой функцию компрессора выполняет эжектор и интеграция которой в штатную систему турбонаддува судовых МОД не приводит к заметному усложнению последней. Поэтому она принята в качестве базовой. Однако термодинамическая эффективность ЭТСО (тепловые коэффициенты ζ) меньше, чем более сложных и громоздких, например, абсорбционных систем охлаждения (АТСО). Поэтому, если из-за необходимости отвода от наддувочного воздуха большого количества теплоты, вызванной недостаточно высокими ζ ЭТСО, поверхности теплообмена теплоиспользующих ступеней ОНВ, прежде всего экономайзерной среднетемпературной ступени ЭС – ОНВ_{ст}, и, соответственно, аэродинамические их сопротивления окажутся значительными (свыше 3000 Па), придется применять термодинамически более эффективные ТСО, например, АТСО или же промежуточную ступень охлаждения наддувочного воздуха забортной водой. Возможно также использование дополнительных источников теплоты, в частности, выпускных газов или охлаждающей двигатель воды, отвод теплоты от которых не связан с размещением ТОА в воздушном или газовыпускном трактах и, следовательно, не приводит к дополнительному возрастанию аэродинамического сопротивления. Так, в случае использования теплоты выпускных газов утилизационный ТОА размещают в пароводяном контуре УК. Исходя из приведенных выше посылок, разрабатывались и анализировались ТСО наддувочного воздуха судовых МОД.

Применение в ТСО низкокипящих рабочих тел (НРТ) позволяет охлаждать воду промежуточного водяного контура охлаждения наддувочного воздуха до низких температур, близких 0 °С, причем без необходимости поддержания вакуума в испарителе НРТ-охладителе воды (И-ОВ).

4.1. Трехконтурная трехступенчатая система охлаждения наддувочного воздуха малооборотного дизеля

Схема трехконтурной трехступенчатой системы охлаждения наддувочного воздуха МОД на базе эжекторной ТСО, использующей теплоту наддувочного воздуха, приведена на рис. 4.1.

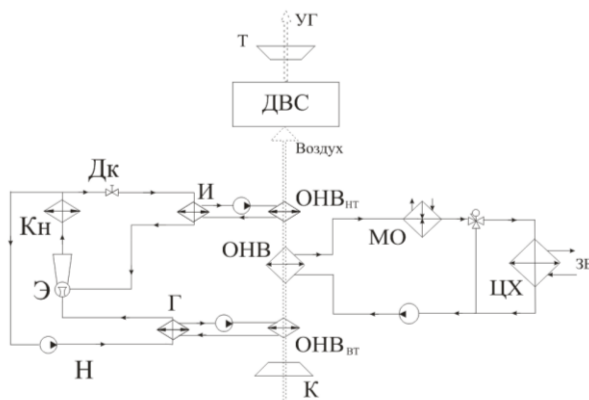


Рис. 4.1. Схема трехконтурной трехступенчатой системы охлаждения наддувочного воздуха МОД на базе эжекторной ТСО, использующей теплоту наддувочного воздуха: ОНВ_{ВТ}, ОНВ_{НТ} и ПС-ОНВ – высоко- и низкотемпературные ступени и промежуточная ступень охлаждения заборной водой (штатный ОНВ); ЦХ – центральный холодильник; МО – маслоохладитель; ЗВ – заборная вода; ТУО: Г – генератор НРТ; Э – эжектор; Кн – конденсатор НРТ; Н – насос; ДК – дроссельный клапан; И – испаритель НРТ – охладитель воды

Трехконтурная система охлаждения включает промежуточный водяной контур в качестве первого контура непосредственного охлаждения наддувочного воздуха в высокотемпературной (теплоиспользующей) ступени ОНВ_{ВТ} и низкотемпературной (холодильной) ступени ОНВ_{НТ}, контур НРТ (второй контур) охлаждения пресной воды промежуточных водяных контуров: контуры охлаждения пресной воды теплоиспользующего контура – в генераторе паров НРТ высокого давления, а воды холодильного контура – в испарителе НРТ

низкого давления ТУО, и разомкнутый контур охлаждения конденсатора НРТ заборной водой (третий контур). В качестве первой ступени охлаждения служит высокотемпературная (теплоиспользующая) ступень ОНВ_{ВТ}, второй – штатный ОНВ, третьей – низкотемпературная (охлаждающая) ступень ОНВ_{НТ}.

Эжекторная ТСО состоит из паросилового и холодильного контуров. Паросиловой контур служит для получения в генераторе паров НРТ высокого давления, энергия которых используется в эжекторе для поджатия паров НРТ низкого давления, всасываемых из испарителя-охладителя воды (И-ОВ) холодильного контура, до давления в конденсаторе. Жидкий НРТ после конденсатора делится на два потока: первый – подается насосом в генератор, где он нагревается и испаряется при высоком давлении за счет теплоты, отводимой от наддувочного воздуха после ТК в ОНВ_{ВТ} теплоиспользующего промежуточного водяного контура, а второй – дросселируется в дроссельном клапане и направляется в испаритель, где испаряется при низком давлении и соответственно температуре, отводя теплоту от пресной воды охлаждающего промежуточного водяного контура, к которому она, в свою очередь, подводится в ОНВ_{НТ} от наддувочного воздуха после штатного ОНВ. Эжектор совмещает функции детандера паросилового контура ЭТУО (расширение пара НРТ происходит в его сопле) и компрессора холодильного контура (повышение давления пара НРТ, всасываемого из испарителя И-ОВ, происходит в камере смешения и диффузоре).

Теплота наддувочного воздуха используется для нагрева пресной воды в ОНВ_{ВТ} теплоиспользующего промежуточного водяного контура до температуры выше температуры кипения НРТ в генераторе ЭТУО $t_r = 100...120\text{ }^{\circ}\text{C}$ (во избежание вскипания давление воды повышенное). В свою очередь, теплота нагретой пресной воды расходуется на получение паров НРТ высокого давления в генераторе ЭТУО (он же охладитель пресной воды **утилизационного** промежуточного контура) путем нагрева и испарения НРТ при высокой температуре кипения $t_r = 100...120\text{ }^{\circ}\text{C}$. Таким образом, теплота наддувочного воздуха трансформируется в ТУО в холод, который используется для глубокого охлаждения пресной воды охлаждающего промежуточного контура до

температуры, близкой $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, служащей хладоносителем для $\text{ОНВ}_{\text{НТ}}$, в котором происходит окончательное глубокое охлаждение наддувочного воздуха.

Вырабатываемый эжекторной ТУО холод может быть использован также для снижения температуры пресной воды после штатного **центрального** холодильника на входе в $\text{ОНВ}_{\text{НТ}}$. В этом случае охлаждающий промежуточный контур является одновременно и промежуточным контуром традиционной центральной системы охлаждения МОД.

Предложенная ТСО представляет собой **трехконтурную** систему охлаждения наддувочного воздуха с пресной водой – в первом, НРТ – во втором и заборной водой – в третьем, разомкнутом, контурах охлаждения. **Трехступенчатая трехконтурная** система охлаждения со штатным ОНВ во второй ступени обеспечивает охлаждение наддувочного воздуха ниже температуры заборной воды.

Термодинамическая эффективность ТУО характеризуется тепловым коэффициентом ζ , который представляет собой отношение $\zeta = Q_0/Q_{\text{Г}}$, т.е. отношение полезной холодопроизводительности Q_0 (количества теплоты, отведенной от наддувочного воздуха в $\text{ОНВ}_{\text{НТ}}$) к количеству затраченной теплоты $Q_{\text{Г}}$, подведенной к ТУО от наддувочного воздуха в $\text{ОНВ}_{\text{ВТ}}$. Тепловой коэффициент ζ зависит от температур кипения НРТ в генераторе $t_{\text{Г}}$ и в испарителе t_0 , близкой $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, от которой зависит глубина охлаждения наддувочного воздуха в $\text{ОНВ}_{\text{НТ}}$, возрастаая с повышением температур кипения НРТ в генераторе $t_{\text{Г}}$ и испарителе t_0 и снижаясь с увеличением температуры конденсации НРТ $t_{\text{к}}$ (температуры заборной воды, охлаждающей конденсатор ТСО). Значения ζ могут существенно колебаться и для хладона R142b составляют $\zeta = 0,2 \dots 0,4$ соответственно при $t_0 = 2 \dots 12\text{ }^{\circ}\text{C}$ (рис. 4.2).

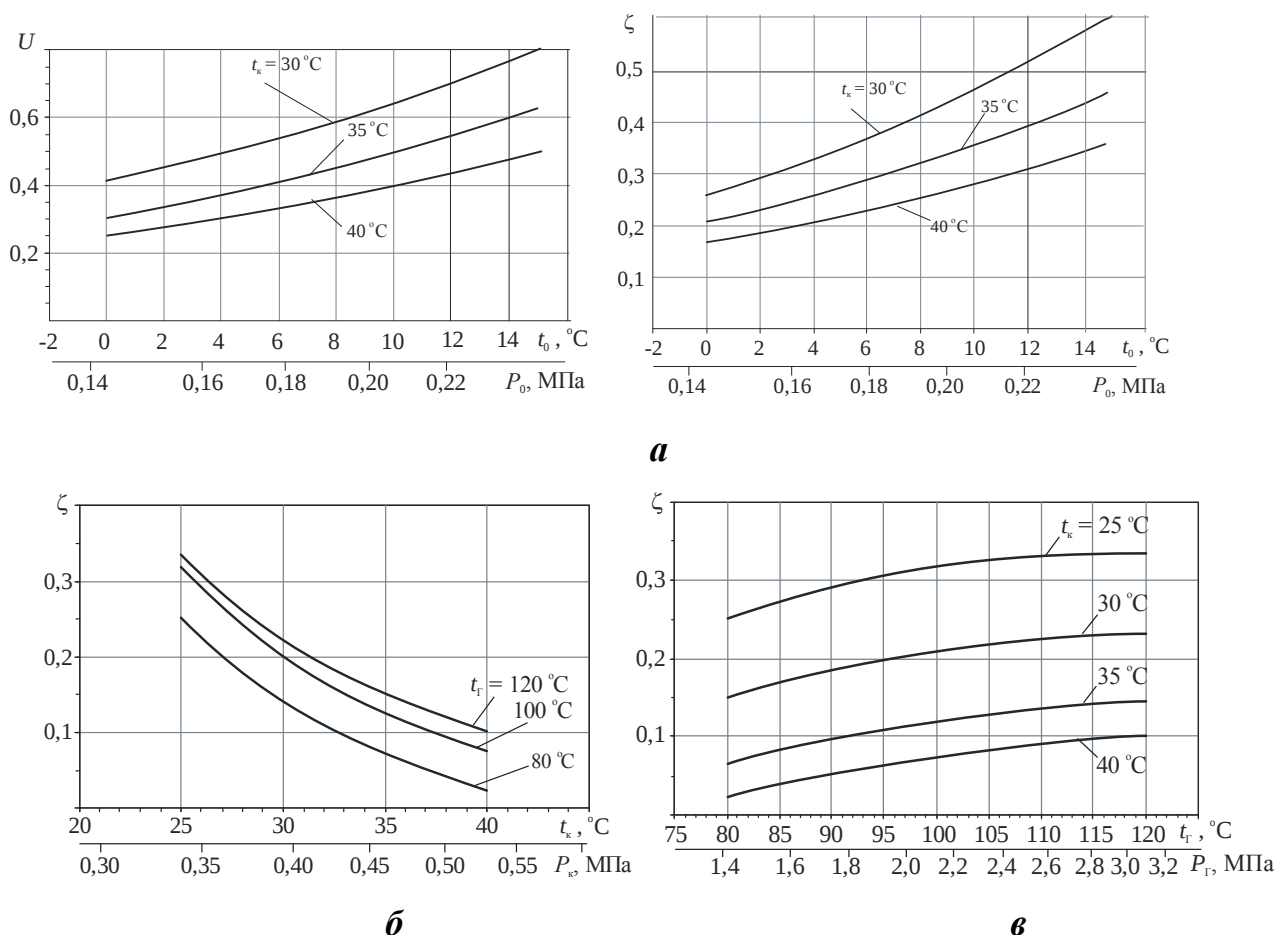


Рис. 4.2. Зависимости теплового коэффициента ζ от давления P_0 и температуры t_0 кипения R142B в испарителе при разных температурах конденсации t_k и кипения в генераторе $t_\Gamma = 120^\circ\text{C}$ (**a**), температуры t_k и давления P_k конденсации R142b при разных t_Γ и $t_0 = 5^\circ\text{C}$ (**б**), давления P_Γ и температуры t_Γ кипения R142B в генераторе при разных t_k и $t_0 = 5^\circ\text{C}$ (**в**)

Из рис. 4.2 видно, что при температуре кипения R142b в испарителе – охладителе воды промежуточного контура низкотемпературного охлаждения $t_0 = 1^\circ\text{C}$ (соответственно температура охлажденной воды на $4...5^\circ\text{C}$ выше: $t_w = 5^\circ\text{C}$) и конденсации R142b $t_k = 35^\circ\text{C}$ тепловой коэффициент $\zeta = 0,22$.

Исходя из располагаемой теплоты Q_Γ , отведенной от наддувочного воздуха в ОНВ_{ВТ}, вычисляют холодопроизводительность ТУО: $Q_0 = \zeta Q_\Gamma$, расходуемую на охлаждение наддувочного воздуха в ОНВ_{НТ}.

Процессы охлаждения влажного воздуха в ОНВ_{НТ} сопровождаются конденсацией из него водяных паров (в ОНВ_{ВТ} влаговыпадение происходит в основном на последних по ходу воздуха рядах труб) и характеризуются

коэффициентом влаговываждения ξ – отношением полного количества теплоты (разности энтальпий воздуха на входе и выходе из охладителя), отведенной от воздуха в ОНВ_{НТ} (холодопроизводительности ТСО Q_0), к количеству явной теплоты, определяемому разностью температур по сухому термометру. Для ОНВ_{НТ}:

$$\xi = (I_{B1} - I_{B2}) / [c_{вл} \cdot (t_{B1} - t_{B2})] = Q_0 / [G_B \cdot c_B (t_{B1} - t_{B2})],$$

где t_{B1} и t_{B2} ; I_{B1} и I_{B2} – температуры и энтальпии наддувочного воздуха на входе и выходе ОНВ_{НТ}; G_B и c_B – расход и теплоемкость влажного воздуха при средней его температуре в ОНВ_{НТ}. Теплоемкость влажного воздуха $c_{вл} = 1,01 + 1,89d$, кДж/(кг·К); d – влагосодержание, кг/кг сухой части воздуха. Энтальпия влажного воздуха $I_B = c_{вл} \cdot t_B + 1,89d$, кДж/кг. Чем больше ξ , тем большее количество теплоты необходимо отвести от влажного воздуха для снижения его температуры на одну и ту же величину.

Исходя из располагаемой холодопроизводительности Q_0 (при тепловом коэффициенте ζ , соответствующем параметрам цикла ЭТУО: $t_0 = 1$ °С; $t_r = 120$ °С и $t_k = 35$ °С) и полученных из расчета процессов охлаждения наддувочного воздуха значений коэффициента влаговываждения $\xi = 0,22$ вычисляют снижение температуры воздуха в ОНВ_{НТ}

$$\Delta t_B = (t_{B1} - t_{B2}) = Q_0 / (G_B \cdot \xi_H c_{вл})$$

и соответствующий (при той же величине Q_0) нагрев охлаждающей пресной воды в ОНВ_{НТ}, а значит и требуемое снижение ее температуры в испарителе–охладителе воды (И-ОВ) ТУО $\Delta t_w = (t_{w1} - t_{w2}) = Q_0 / (G_w \cdot c_w)$.

Водой, охлажденной в И-ОВ, в свою очередь охлаждают наддувочный воздух после штатного ОНВ, температура которого $t_{BB2} = t_{3B} + \Delta t_{B1} + \Delta t_{B2}$, где $\Delta t_{B1} = 4$ °С – разность температур между охлажденной пресной водой промежуточного контура охлаждения и заборной водой в центральном холодильнике; $\Delta t_{B2} = 8...12$ °С – разность температур между охлажденным наддувочным воздухом и пресной водой. Так, при $t_{3B} = 25$ °С температура воздуха $t_{BB2} = 37...41$ °С, и он может быть охлажден в ОНВ_{НТ} ТУО до температуры $t_{B2} = t_0 + \Delta t_{B1} + \Delta t_{B2} = 13...17$ °С, т.е. на величину

$$\Delta t_{b1} = t_{bb2} - t_{b2} = 24 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Если тепловой коэффициент $\zeta = 0,22$ недостаточный для охлаждения воздуха на $24 \text{ }^{\circ}\text{C}$, необходимо принимать большую температуру кипения R142B в испарителе, например, $t_0 = 5 \dots 7 \text{ }^{\circ}\text{C}$, при которой $\zeta = 0,28 \dots 0,33$, что обеспечивает охлаждение воздуха до температуры $t_{b2} = t_0 + \Delta t_{b1} + \Delta t_{b2} = \dots = 17 \dots 21 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Как показано в разделе 2, температура наддувочного воздуха t_n после ТК находится в диапазоне значений $t_n = 180 \dots 250 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (в зависимости от π_k и температуры воздуха на входе ТК). Для этих значений температуры воздуха после ТК, т.е. воздуха на входе в генератор ТУО, $t_{b1} = t_n$, были выполнены расчеты показателей эжекторной ТУО, представленные на рис. 4.3 в виде удельных, отнесенных к единичному расходу наддувочного воздуха, тепловых нагрузок на ОНВ_{нт}, соответственно и испаритель ЭТУО (удельной холодопроизводительности ЭТУО) $\bar{q}_0$ и ОНВ_{вт} (соответственно генератор ЭТУО) $\bar{q}_r$, температуры t_{b2} наддувочного воздуха после ОНВ_{вт} и ее снижения Δt_b в ОНВ_{нт} (после штатного водяного ОНВ), а также теплового коэффициента ТУО ζ в зависимости от температуры кипения НРТ в генераторе t_r при температурах конденсации НРТ $t_k = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$, наддувочного воздуха на входе ОНВ_{вт} (после ТК) $t_{b1} = 180$ и $250 \text{ }^{\circ}\text{C}$ и кипения НРТ в испарителе $t_0 = 0$ и $10 \text{ }^{\circ}\text{C}$. В качестве НРТ использован озонобезопасный хладон R142B.

Температура наддувочного воздуха $t_{b,и2}$ после отвода от него теплоты на нагрев воды в ОНВ_{вт}, в свою очередь охлаждаемой в испарительной секции генератора $\Gamma_{и}$, в которой жидкий НРТ испаряется при температуре кипения НРТ t_r , принималась на $20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ выше температуры t_r , т.е. $t_{b,и2} = t_r + 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$, и была близкой минимальной, которая может быть достигнута, исходя из интенсивности теплопередачи и соответствующей разности температур между воздухом и водой в ОНВ_{вт}, водой и кипящим НРТ в $\Gamma_{и}$: $\Delta t_{b/w} = t_b - t_w = 12 \dots 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ и $\Delta t_{w/\Gamma} = t_w - t_r = 4 \dots 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

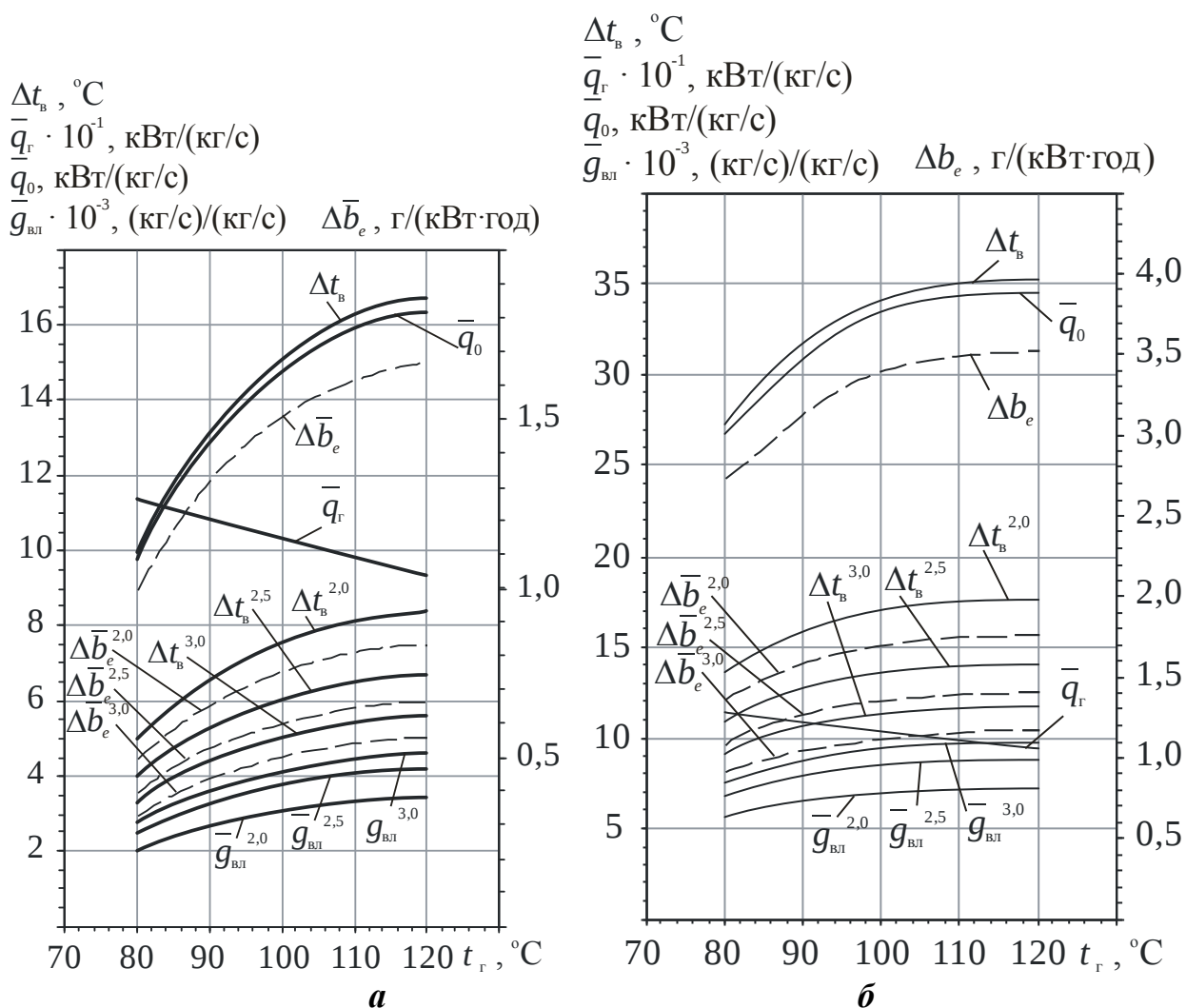


Рис. 4.3. Удельные тепловые нагрузки на испаритель (удельная

холодопроизводительность ЭТУО) $\bar{q}_0$ и генератор $\bar{q}_g$, температура t_{b2}

наддувочного воздуха после ОНВ_{вт} и ее снижение Δt_b в ОНВ_{нт}, тепловой коэффициент ЭТУО ζ в зависимости от температуры кипения НРТ – хладона R142В в генераторе t_g при температурах конденсации хладона R142В $t_k = 35$ °C, наддувочного воздуха на входе ОНВ_{вт} (после ТК) $t_{b1} = 180$ °C и кипения R142В в испарителе t_0 : **a** – $t_0 = 0$ °C; **б** – $t_0 = 10$ °C

Поскольку с повышением t_g тепловой коэффициент ζ увеличивается, то удельная холодопроизводительность $\bar{q}_0 = \zeta \bar{q}_g$ возрастает до достижения максимума при наибольшей допустимой (с точки зрения термической стабильности НРТ R142В) температуре $t_g \approx 120$ °C. Замедление темпов возрастания $\bar{q}_0$ и, как следствие, наличие максимума $\bar{q}_0$ обусловлены тем, что с

повышением t_{Γ} , с одной стороны, тепловой коэффициент $\zeta = \bar{q}_0 / \bar{q}_{\Gamma}$ увеличивается, но замедляющимися темпами, а с другой – с сокращением срабатываемого в ОНВ_{вт}, а значит, и в генераторе ТУО, теплоперепада по наддувочному воздуху $\bar{q}_{\Gamma}$, определяемого разностью его температур $t_{B1} - t_{B2}$, зависящей, в свою очередь, при фиксированной t_{B1} от t_{Γ} , поскольку t_{B2} (температура воздуха после ОНВ_{вт}) увеличивается с повышением t_{Γ} , будучи связанной с t_{Γ} зависимостью $t_{B.и2} = t_{\Gamma} + 20$ °С, о чем свидетельствует монотонное повышение t_{B2} на рис 4.3.

Генератор ЭТУО состоит из экономайзерной секции Γ_{ε} , в которой происходит нагрев жидкого НРТ от температуры конденсации t_k до температуры кипения t_{Γ} , и испарительной $\Gamma_{и}$ с кипением жидкого НРТ при t_{Γ} . Соответственно на две секции можно условно разбить и ОНВ_{вт}: экономайзерную секцию ОНВ_{вт.э}, теплота, отведенная от наддувочного воздуха в которой, используется затем в Γ_{ε} для нагрева жидкого НРТ, и испарительную секцию ОНВ_{вт.и}, теплота которой используется в $\Gamma_{и}$ для испарения жидкого НРТ при t_{Γ} .

Сравнительно высокие температуры наддувочного воздуха после отвода от него теплоты в ОНВ_{вт}: $t_{B2} = 90 \dots 100$ °С, свидетельствуют об остающемся нереализованным его тепловом потенциале в области низких температур t_b . Это обусловлено недостаточно высокой температурой наддувочного воздуха $t_{B1} = 180$ °С на входе ОНВ_{вт} (после ТК) и, следовательно, тепловой нагрузкой испарительной секции $\bar{q}_{\Gamma}$ генератора $\Gamma_{и}$ (соответственно и испарительной секции ОНВ_{вт.и}), которая определяется разностью температур наддувочного воздуха $\Delta t_b = t_{B1} - t_{B.и2}$ (здесь $t_{B.и2}$ – температура наддувочного воздуха после испарительной секции ОНВ_{вт.и}, $t_{B.и2} = t_{\Gamma} + 20$ °С) и, в свою очередь, определяет тепловую нагрузку $\bar{q}_{\Gamma}'$ экономайзерной секции ОНВ_{вт.э} (и экономайзерной секции генератора Γ_{ε} в соответствии с термодинамическим циклом ЭТУО на рис. 3.2), а следовательно, и температуру воздуха после нее t_{B2} .

При температуре наддувочного воздуха на входе ОНВ_{вт} (после ТК) $t_{B1} = 180$ °С и $t_{\Gamma} = 120$ °С температура наддувочного воздуха после ОНВ_{вт} $t_{B2} \approx 90$ °С (рис. 4.3) и последующее охлаждение воздуха происходит сначала в штатном

ОНВ забортной водой, а затем в ОНВ_{НТ} – водой, в свою очередь охлаждаемой в испарителе ЭТУО, на величину $\Delta t_b \approx 20^\circ\text{C}$ (при $t_0 = 10^\circ\text{C}$ и $\xi = 2$ на рис. 4.3,б). Практически двойное увеличение Δt_b с повышением t_0 от 0°C до 10°C (рис. 4.3,а и б) обусловлено примерно в 2 раза большими значениями теплового коэффициента ζ во втором случае, что тождественно применению АТУО, тепловой коэффициент ζ которых в 1,5–2 раза выше, чем ЭТУО.

В случае, если охлаждения наддувочного воздуха в ОНВ_{НТ} на величину $\Delta t_b \approx 20^\circ\text{C}$ недостаточно при повышенной температуре забортной воды, отводящей теплоту от воздуха в штатном ОНВ, необходимо задействовать дополнительные источники теплоты (охлаждающую двигатель воду или выпускные газы) или же применять термодинамически более эффективные ТУО с большим тепловым коэффициентом ζ , например абсорбционные.

Как было показано в разд. 3, при использовании в ЭТУО для охлаждения наддувочного воздуха теплоты наддувочного воздуха с температурой после ТК $t_{b1} = 230^\circ\text{C}$ (температура наружного воздуха $t_{нв} = 25^\circ\text{C}$) и наличии промежуточной ступени охлаждения забортной водой (штатного ОНВ) поверхность многоступенчатого ОНВ и соответствующее аэродинамическое сопротивление получаются приемлемыми: $\Delta P < 3000$ Па, т.е. менее 1 % от давления наддувочного воздуха P_k .

Наличие промежуточной ступени охлаждения наддувочного воздуха забортной водой (штатного ОНВ) позволяет не только компенсировать дефицит высокопотенциальной теплоты воздуха для ЭТУО, но и обрывать процесс отвода теплоты от воздуха при более высоких температурах воздуха на выходе с ОНВ_{ВТ}: $t_{b2} \gg t_k + (15...20)^\circ\text{C}$, обеспечивая тем самым большие температурные напоры в ОНВ_{ВТ}, а следовательно, меньшие поверхности ОНВ_{ВТ} и соответственно аэродинамическое сопротивление.

Благодаря дополнительному охлаждению воздуха в штатном ОНВ (в качестве второй, промежуточной, ступени) **трехступенчатая** трехконтурная система охлаждения обеспечивает максимальную глубину охлаждения наддувочного воздуха – намного ниже температуры $t_{зв}$ забортной воды. Однако

ее недостатком является зависимость глубины охлаждения воздуха от температуры $t_{зв}$, хотя при наличии промежуточной ступени охлаждения наддувочного воздуха заборной водой генерируемого в ЭТУО холода достаточно для глубокого охлаждения воздуха при повышенных температурах $t_{зв}$.

Минимальная зависимость глубины охлаждения наддувочного воздуха от температуры $t_{зв}$ заборной воды у двухступенчатой трехконтурной системы охлаждения.

4.2. Трехконтурная двухступенчатая система охлаждения наддувочного воздуха малооборотного дизеля

Показатели ЭТУО при температуре наддувочного воздуха на входе ОНВ_{вт} (после ТК) $t_{в1} = 250$ °С (температура наружного воздуха на входе ТК $t_{нв} = 35$ °С) представлены на рис. 4.4 в виде удельных, отнесенных к единичному расходу наддувочного воздуха, тепловых нагрузок на ОНВ_{нт}, соответственно на испаритель ЭТУО (удельной холодопроизводительности ЭТУО) $\bar{q}_0$, и на ОНВ_{вт} (соответственно на генератор ЭТУО) $\bar{q}_г$, температуры $t_{в2}$ наддувочного воздуха после ОНВ_{вт} и ее снижения Δt_v в ОНВ_{нт}, а также теплового коэффициента ЭТУО ζ в зависимости от температуры кипения НРТ в генераторе $t_г$ при температурах конденсации НРТ $t_k = 35$ °С и кипения НРТ в испарителе $t_0 = 0$ и 10 °С. В качестве НРТ использован озонобезопасный хладон R142В.

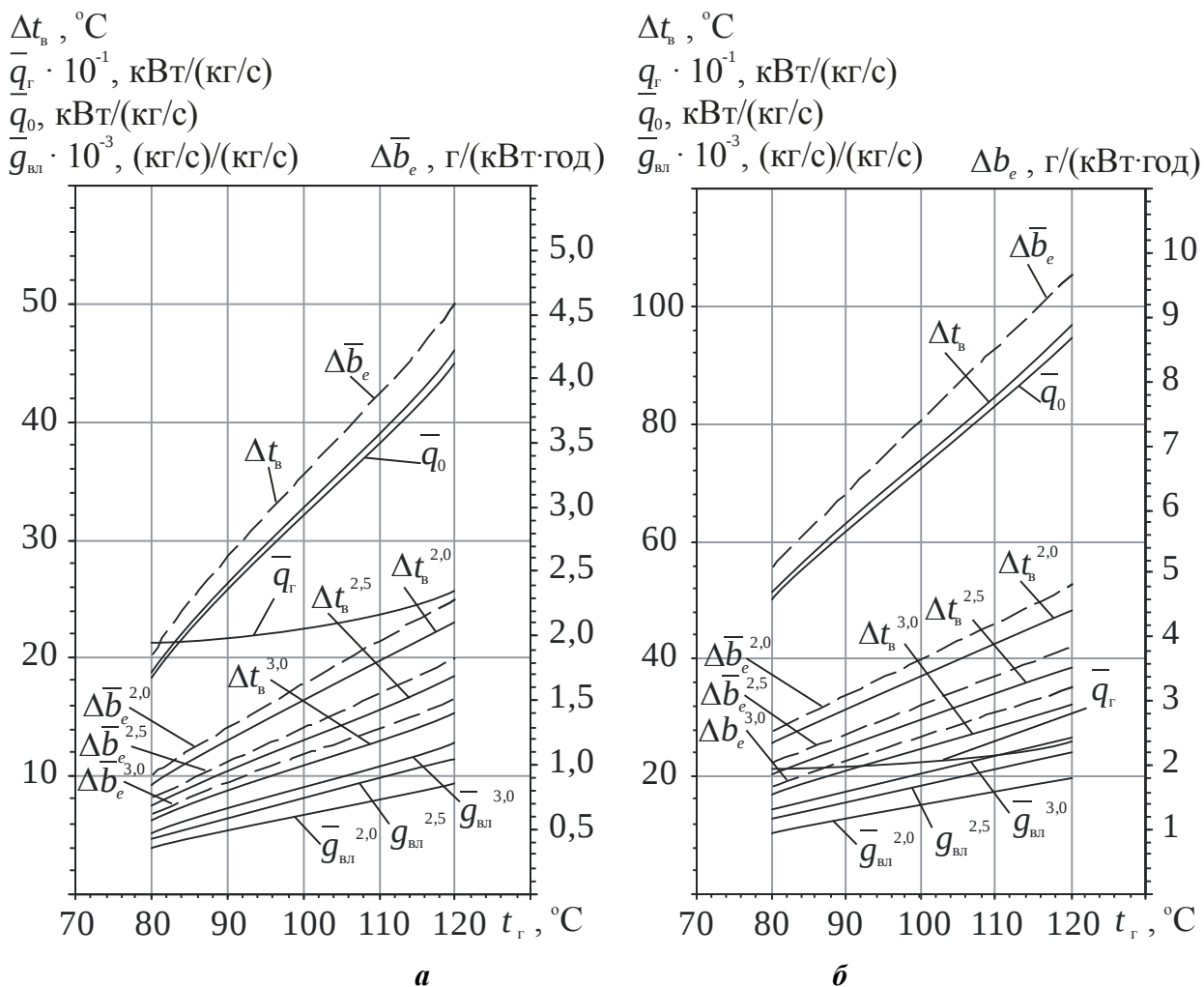


Рис. 4.4. Удельные тепловые нагрузки на испаритель (удельная

холодопроизводительность эжекторной ТУО) $\bar{q}_0$ и генератор $\bar{q}_g$, температура t_{b2} наддувочного воздуха после ОНВ_{вт} и ее снижение Δt_b в ОНВ_{нт}, тепловой коэффициент ТУО ζ в зависимости от температуры кипения НРТ – хладона R142b в генераторе t_g при температурах конденсации хладона R142b $t_k = 35$ °C, наддувочного воздуха на входе ОНВ_{нт} (после ТК) $t_{b1} = 250$ °C и кипения R142b в испарителе t_0 : **a** – $t_0 = 0$ °C; **б** – $t_0 = 10$ °C

Как видно, снижение температуры наддувочного воздуха в ОНВ_{нт} составляет $\Delta t_b = 25 \dots 50$ °C (при $t_g = 120$ °C; $t_0 = 0$ и 10 °C и $\xi = 2$ на рис. 4.4).

При $t_g = 120$ °C температура наддувочного воздуха после отвода от него теплоты в ОНВ_{вт} весьма низкая: $t_{b2} = 20$ °C. Однако надо учитывать, что снижение температуры наддувочного воздуха t_{b2} в ОНВ_{вт} ограничивается температурой t_k конденсации НРТ: $t_{b2} = t_k + \Delta t_{b/w} + \Delta t_{b/k} = t_k + (15 \dots 20)$ °C $\approx$

(50...60) °C (здесь $\Delta t_{b/w} = t_b - t_w = 12...15$ °C и $\Delta t_{w/k} = t_w - t_k = 4...5$ °C), зависящей, в свою очередь, от температуры заборной воды, охлаждающей конденсатор ТУО, что, в свою очередь, ограничивает глубину охлаждения наддувочного воздуха в $ОНВ_{нт} - \Delta t_b$.

С учетом этого используют следующий алгоритм нахождения Δt_b . Из рис. 4.4 при $\xi = 2$ и $t_r = 120$ °C определяют заниженную (без учета ограничения $t_{вт2}$ по t_k) температуру $t_{вт2}$ после $ОНВ_{вт}$ и соответствующую ей завышенную величину снижения температуры воздуха Δt_b в $ОНВ_{нт}$.

Действительное значение снижения температуры наддувочного воздуха $\Delta t_{b,д}$ в $ОНВ_{нт}$ (с учетом ограничения $t_{вт2}$ по t_k) получают, уменьшая ее величину Δt_b (без учета ограничения по t_k) пропорционально отношению снижения температуры наддувочного воздуха в $ОНВ_{вт}$ с учетом ограничения $t_{вт2}$ по t_k без его учета: $\Delta t_{b,д} = \Delta t_b (\Delta t_{вт,д} / \Delta t_{вт, без})$, где $\Delta t_{вт, без} = t_{в1} - t_{вт2}$; $\Delta t_{вт,д} = t_{в1} - (t_k + 15...20$ °C). При температуре наддувочного воздуха на входе $ОНВ_{вт}$ (после ТК) $t_{в1} = 250$ °C для параметров ЭТУО на рис. 4.4 величина отношения $\Delta t_{вт, без} / \Delta t_{вт,д} \approx 0,85$.

Как видно из рис. 4.4, при $t_{в1} = 250$ °C, $t_0 = 0$ и 10 °C, $\xi = 2$ снижение температуры наддувочного воздуха в $ОНВ_{нт}$ при $t_r = 120$ °C составляет $\Delta t_b = 25...50$ °C без учета ограничения глубины охлаждения воздуха в $ОНВ_{вт}$ по t_k , а с учетом $\Delta t_{b,д} = (25...50) \cdot 0,85 = 20...40$ °C.

Поскольку при $t_{r1} = 250$ °C температура наддувочного воздуха $t_{в2}$ после $ОНВ_{вт}$ весьма низкая ($t_{в2} = 50...60$ °C на рис. 4.4), а снижение температуры воздуха в $ОНВ_{нт}$ на величину $\Delta t_b = 40$ °C (при $t_0 = 0$ и 10 °C) обеспечивает охлаждение воздуха в $ОНВ_{нт}$ до температуры $t_{в2} = (50...60) - 40 = 10...20$ °C, т.е. ниже температуры пресной воды $t_w = 30...35$ °C (температура заборной воды $t_{зв} = 25...30$ °C), то можно вообще отказаться от традиционного штатного водяного охладителя наддувочного воздуха, охлаждая воздух сразу в $ОНВ_{нт}$ ТУО, а соответствующую теплоту отводить в конденсаторе ТУО заборной водой.

Схема такой трехконтурной двухступенчатой системы охлаждения наддувочного воздуха МОД, использующей теплоту наддувочного воздуха,

приведена на рис. 4.5. Отсутствие промежуточной ступени в виде штатного ОНВ с охлаждением пресной воды в центральном холодильнике заборной водой позволяет перейти на автономную (практически не зависящую от температуры заборной воды) систему охлаждения, слабо зависящую от температуры $t_{зв}$ заборной воды благодаря наличию промежуточного контура охлаждения на НРТ, в котором температура $t_{зв}$ заборной воды влияет на температуру t_k конденсации НРТ.

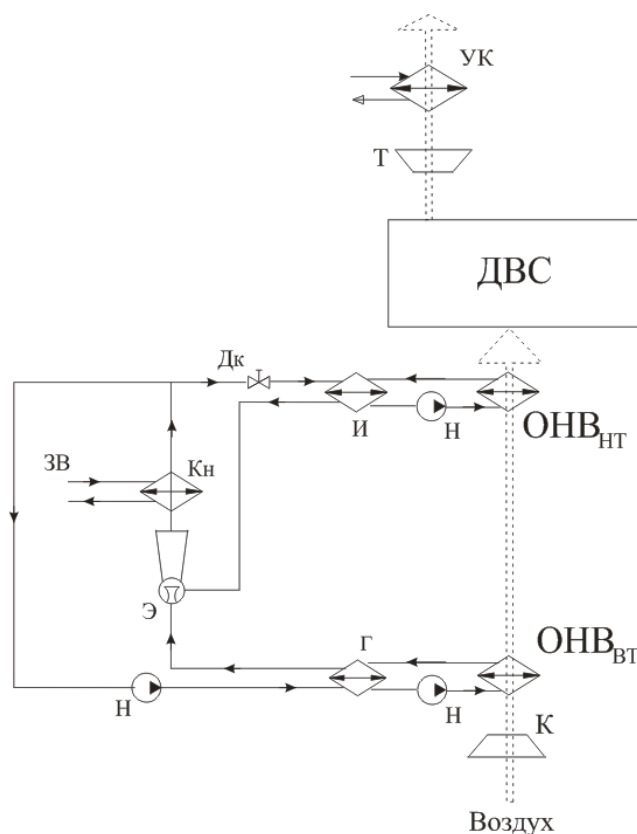


Рис. 4.5. Схема трехконтурной двухступенчатой системы охлаждения наддувочного воздуха МОД, использующей теплоту наддувочного воздуха: ОНВ_{ВТ} и ОНВ_{НТ} – высоко- и низкотемпературные ступени водяного охлаждения наддувочного воздуха; ЗВ – заборная вода; ТУО: Г – генератор НРТ; Э – эжектор; Кн – конденсатор НРТ; Н – насос; ДК – дроссельный клапан; И – испаритель НРТ – охладитель воды

Автономная (не зависящая от температуры заборной воды) трехконтурная двухступенчатая система обеспечивает охлаждение наддувочного воздуха до температуры $t_{б2} = 20...22\text{ }^{\circ}\text{C}$ в ЭТУО при значениях теплового коэффициента $\zeta =$

0,30...0,35, имеющих место при $t_0 = 5...10\text{ }^{\circ}\text{C}$, и малой разности температур в ОНВ_{НТ} : $\Delta t_{b2} = t_{b2} - t_w = 5...7\text{ }^{\circ}\text{C}$ (высокая интенсивность теплообмена и эффективное оребрение наружной поверхности, например, гофрированными ребрами). Более глубокое охлаждение наддувочного воздуха до температуры $t_{b2} = 12...15\text{ }^{\circ}\text{C}$ в автономной трехконтурной двухступенчатой системе возможно путем использования дополнительных источников теплоты, в частности, выпускных газов или охлаждающей двигатель воды. В состав такой системы входит дополнительный теплоиспользующий контур с соответствующим утилизационным ТОА помимо ОНВ_{ВТ} контура использования теплоты самого наддувочного воздуха.

4.3. Системы охлаждения наддувочного воздуха малооборотного дизеля с использованием теплоты наддувочного воздуха и охлаждающей двигатель воды

Как было показано в разд. 4.2, из-за ограничения температуры наддувочного воздуха t_{b2} в ОНВ_{ВТ} по температуре t_k конденсации НРТ (температуре НРТ на входе экономайзерной секции Γ_3) имеет место дефицит низкопотенциальной теплоты для экономайзерной секции Γ_3 генератора ЭТУО, что приводит к тому, что часть высокопотенциальной теплоты воздуха с температурой $t_b > t_r + 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, которая могла быть задействованной для испарения НРТ в испарительной секции $\Gamma_{и}$ генератора паров НРТ, используется для нагрева жидкого НРТ в его экономайзерной секции Γ_3 . Сокращение тепловой нагрузки на испарительную $\Gamma_{и}$ и соответственно экономайзерную Γ_3 секции вызывает уменьшение тепловой нагрузки всего генератора $\bar{q}_r$, а следовательно, холодопроизводительности $\bar{q}_0$ и соответствующего снижение температуры воздуха Δt_b в ОНВ_{НТ} : $\Delta t_b = 20...40\text{ }^{\circ}\text{C}$ против $\Delta t_b = 25...50\text{ }^{\circ}\text{C}$ при $t_r = 120\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\xi = 2$; $t_0 = 0$ и $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ (рис. 4.4).

Для того, чтобы восполнить дефицит тепловой нагрузки экономайзерной секции Γ_3 генератора при высокой температуре $t_r = 120\text{ }^{\circ}\text{C}$ (соответственно при максимальных значениях теплового коэффициента $\zeta = 0,30...0,35$ на рис. 4.4) при условии использования в испарительной секции всей высокопотенциальной

теплоты наддувочного воздуха выше температуры кипения НРТ в $\Gamma_{\text{и}}$: $t_{\text{в}} > t_{\text{г}} + 20$ °С, и обеспечить за счет этого глубокое охлаждение наддувочного воздуха в $\text{ОНВ}_{\text{нт}}$, необходимо использовать для нагрева жидкого НРТ в экономайзерной секции $\Gamma_{\text{э}}$ генератора дополнительные источники низкопотенциальной теплоты, например, охлаждающую двигатель воду (схема на рис. 4.6).

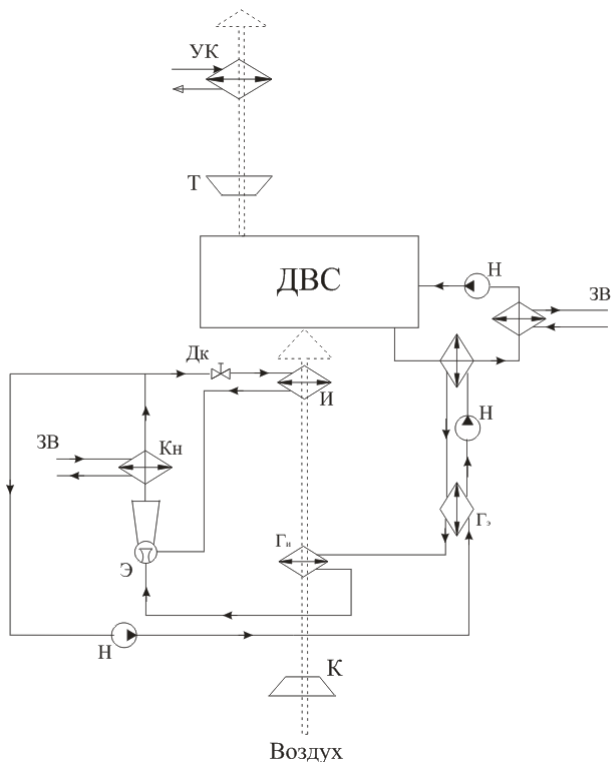


Рис. 4.6. Схема системы охлаждения наддувочного воздуха МОД **без ОНВ** на базе эжекторной ТУО: К – компрессор; Т – турбина; УК – утилизационный котел; $\text{ОНВ}_{\text{вт}}$ и $\text{ОНВ}_{\text{нт}}$ – высоко- и низкотемпературные ступени охлаждения наддувочного воздуха; $\Gamma_{\text{и}}$ и $\Gamma_{\text{э}}$ – испарительная и экономайзерная секции генератора; Э – эжектор; Кн – конденсатор; Н – насос; ДК – дроссельный клапан; И-ОВ – испаритель НРТ – охладитель воды; ЗВ – заборная вода

Результаты расчетов показывают, что такая ЭТСО обеспечивает снижение температуры наддувочного воздуха в $\text{ОНВ}_{\text{нт}}$ на величину $\Delta t_{\text{в}} = 25 \dots 50$ °С (при $t_{\text{г}} = 120$ °С; $\xi = 2$; $t_0 = 0$ и 10 °С на рис. 4.4).

4.4. Системы охлаждения наддувочного воздуха малооборотного дизеля с использованием теплоты наддувочного воздуха и выпускных газов

Как отмечалось в разд. 1, для большинства типов транспортных судов количество тепловой энергии, вырабатываемой в УК на ходу судна, уже при температуре наружного воздуха $t_{\text{нв}} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ превышает общесудовые потребности в ней, а при $t_{\text{нв}} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ – в 2,0...2,5 раза.

Благодаря высоким КПД современных турбокомпрессоров (ТК) $\eta_{\text{тк}} = 0,80...0,85$, мощность их турбин превышает мощность, необходимую для наддува дизелей. Избыточная энергия уходящих газов реализуется турбокомпаундными системами (ТКС), предусматривающими применение дополнительной газовой турбины, устанавливаемой на байпасной линии уходящих газов в обход наддувочного ТК [7,13]. Однако эффективность применения ТКС, как и самой ДУ, также снижается с повышением температур $t_{\text{нв}}$ и $t_{\text{зв}}$. Кроме того, приемлемый срок окупаемости таких систем (5...10 лет) возможен при больших мощностях МОД: 20...60 МВт и выше.

Оценка избытка мощности утилизационной турбины $N_{\text{т}}$ над мощностью наддувочного компрессора $N_{\text{к}}$, необходимой для создания требуемого давления наддува, произведена для мощностного ряда МОД фирмы "Вяртсиля Нью Зульцер" [6]. При этом резерв мощности турбины определяли в виде отношения $\Delta N_{\text{тк}} = (N_{\text{т}} - N_{\text{к}})/N_{\text{к}}$.

Расчеты выполнены с учетом влияния температуры окружающего воздуха $t_{\text{ов}}$ на входе компрессора ТК на температуру выпускных газов $t_{\text{г1}}$ на входе турбины ТК: $t_{\text{г1}} = f(t_{\text{ов}})$. Так, согласно данным фирм "МАН – Бурмейстер и Вайн" и "Вяртсиля Нью Зульцер", повышение температуры наружного воздуха на входе ТК на $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ вызывает возрастание температуры выпускных газов МОД на $16\text{ }^{\circ}\text{C}$ [1,2,5].

Учитывали также зависимость КПД компрессора $\eta_{\text{к}}$ от степени повышения давления $\pi_{\text{к}}$: $\eta_{\text{к}} = 0,85$ при $\pi_{\text{к}} = 3$ и $\eta_{\text{к}} = 0,80$ при $\pi_{\text{к}} = 4$.

Результаты расчета избытка мощности турбины сверх необходимой мощности компрессора $\Delta N_{\text{ТК}}$ в зависимости от температуры окружающего воздуха $t_{\text{ов}}$ на входе ТК, выполненного по термодинамическому состоянию газа для МОД 5RTA 52 мощностью $N_e = 8000$ кВт, представлены на рис. 4.7.

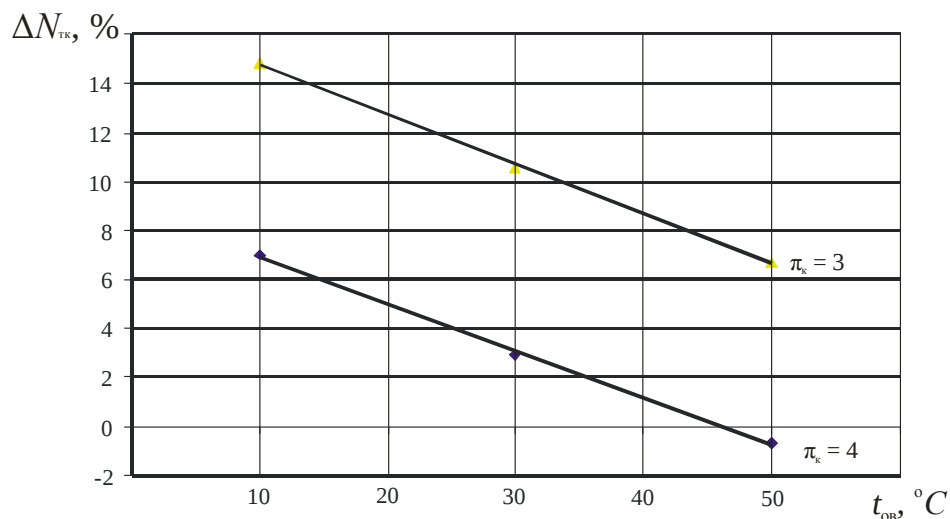


Рис 4.7. Избыток мощности $\Delta N_{\text{ТК}}$ турбины сверх необходимой для наддува мощности компрессора в зависимости от температуры окружающего воздуха $t_{\text{ов}}$ на входе ТК

Как видно, резерв мощности ТК достаточно значительный: $\Delta N_{\text{ТК}} = 8...15 \%$ при $\pi_k = 3$ в интервале температур $t_{\text{нв}} = 10...45$ °С.

Об избытке мощности ТК свидетельствуют и результаты расчетов мощности турбины $N_{\text{Т}}$ и компрессора $N_{\text{к}}$, выполненных для ряда малооборотных дизелей "Вяртсила Нью Зульцер" и приведенных на рис. 4.8 в зависимости от мощности дизеля N_e с учетом зависимости температуры уходящих газов на входе турбины ТК от температуры наружного воздуха.

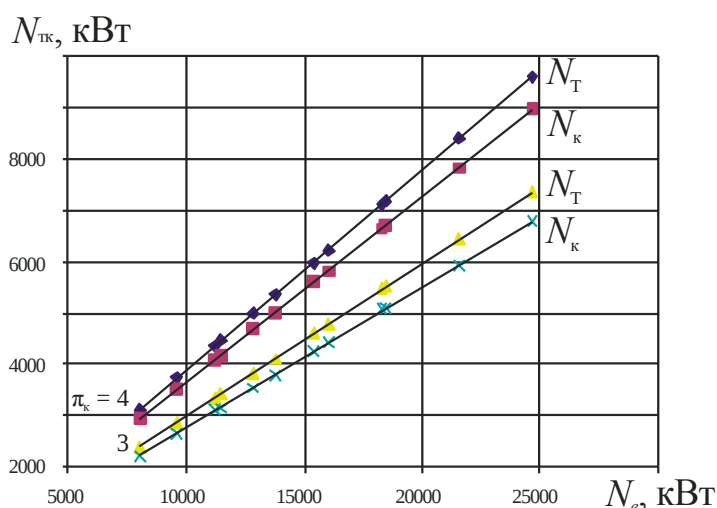


Рис. 4.8. Мощности турбины N_T и компрессора N_K турбокомпрессора в зависимости от мощности дизеля N_e при разной степени повышения давления π_k :

▲, × – $\pi_k = 3$; ♦, ■ – $\pi_k = 4$

Как видно, для всего ряда мощностей N_e МОД "Вяртсила Нью Зульцер" имеет место резерв мощности ТК. При повышении мощности двигателя разница мощностей турбины и компрессора, выраженная в абсолютных величинах, увеличивается, тогда как в относительных величинах она остается практически постоянной.

Избыток тепловой энергии уходящих газов может быть реализован ЭТУО как конструктивно наиболее простой. Для этого необходимо часть уходящих газов направить мимо турбины ТК на генератор паров НРТ ЭТУО. Количество байпасируемого газа пропорционально превышению мощности турбины над мощностью компрессора и составляет 10...20 %. Оно зависит от температуры наддувочного воздуха t_k на нагнетании компрессора, которая, в свою очередь, – от температуры окружающего воздуха $t_{ов}$ на его всасывании, так как ее повышение приводит к увеличению температуры уходящих газов $t_{г}$ и, соответственно, теплосодержания газов, срабатываемого в утилизационной турбине (рис. 4.9).

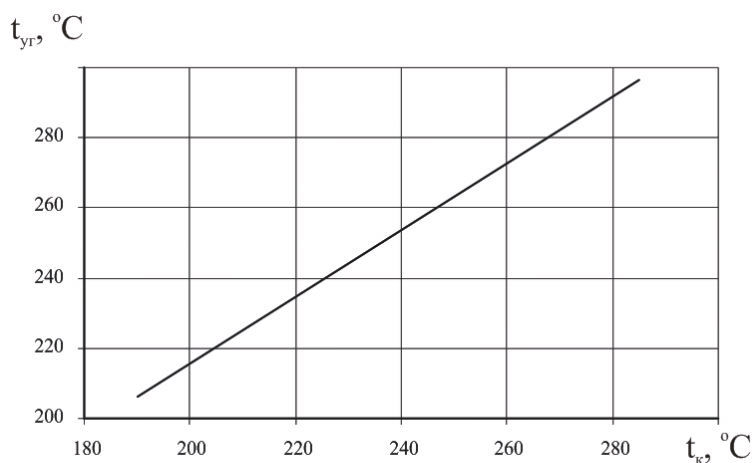


Рис. 4.9. Зависимость температуры уходящих газов $t_{уг}$ от температуры воздуха на нагнетании наддувочного компрессора t_k

Из рис. 4.9 видно, что зависимость температуры уходящих газов $t_{уг}$ от температуры наддувочного воздуха на нагнетании наддувочного компрессора t_k имеет линейный характер и может быть описана уравнением $t_{уг} = 0,95t_k + 26$, °C, согласно которому при увеличении температуры воздуха на выходе из компрессора на 10 °C температура уходящих газов повышается на 9,5 °C.

Схемы систем на базе ЭТУО, утилизирующей теплоту избыточного количества уходящих газов для охлаждения наддувочного воздуха, представлены на рис. 4.10. При этом генератор ЭТУО устанавливают на байпасной линии уходящих газов в обход ТК, расход газов через которую прямо пропорциональный превышению мощности турбины ТК над мощностью наддувочного компрессора и может составлять **20...30 %** общего количества газов после цилиндров двигателя.

Так как температура газов на входе в генератор ТУО (после цилиндров ДВС) составляет около 400 °C, то срабатываемый в ТУО тепловой потенциал может оказаться весьма значительным, даже с учетом того, что через байпасную линию на генератор ТУО поступает около **20...30 %** от общего количества газов. Более высокий температурный уровень байпасируемых ТК выпускных газов (по сравнению с температурой газов суммарным расходом после ТК) обеспечивает повышенные температурные напоры в утилизационных ТОА и, соответственно, меньшие их габариты и аэродинамическое сопротивление.

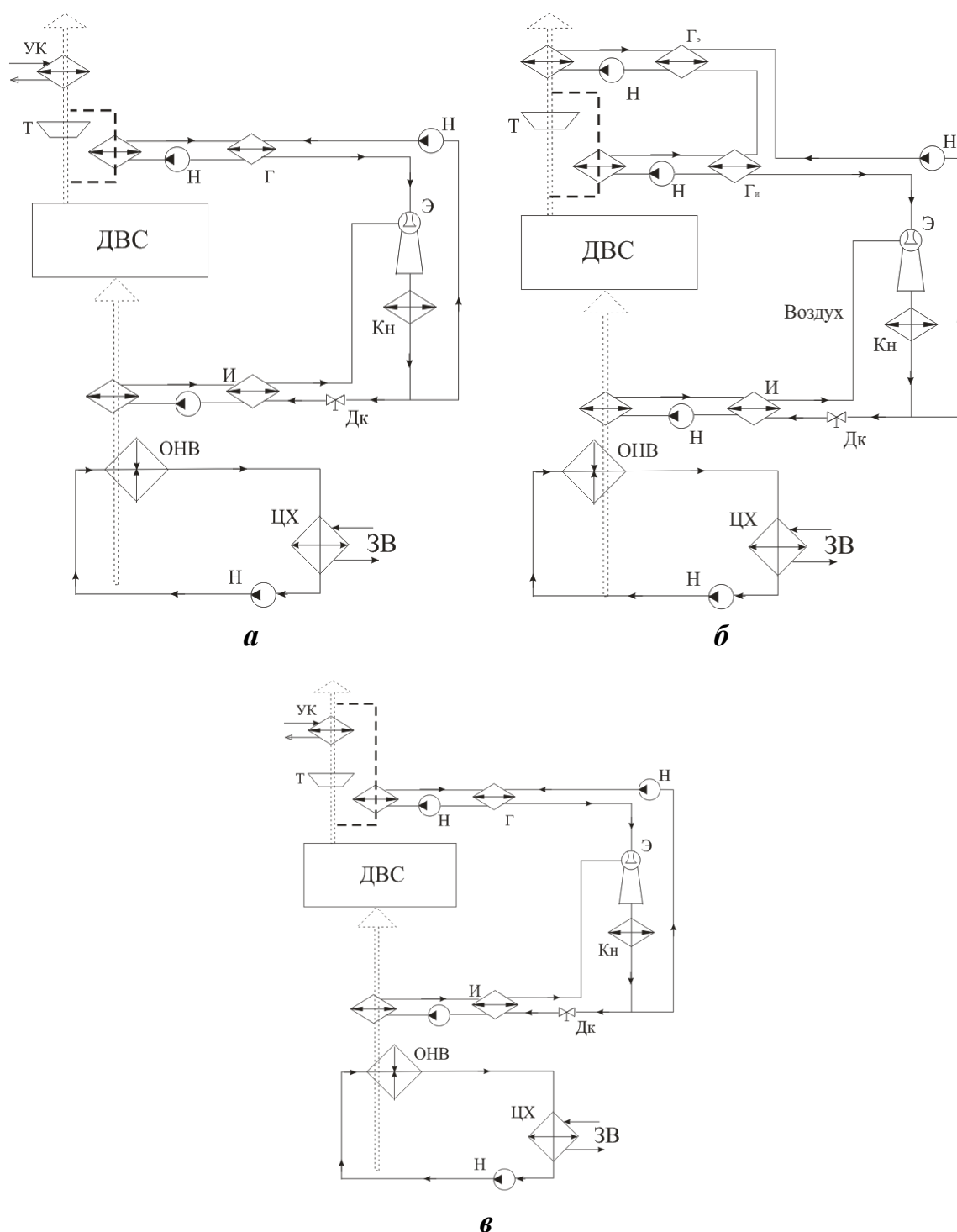


Рис. 4.10. Схемы систем охлаждения наддувочного воздуха ДВС на базе эжекторной ТУОНВ, использующей избыточную теплоту уходящих газов при температуре газов на выходе из генератора ТУОНВ $t_{г2}$: **а** – $t_{г2} = 250\text{ }^{\circ}\text{C}$ (генератор перед УК); **б** – $t_{г2} = 250\text{ }^{\circ}\text{C}$ (испарительная секция генератора перед УК, экономайзерная секция после УК); **в** – $t_{г2} = 180\text{ }^{\circ}\text{C}$ (генератор перед УК); Т – турбина ТК; К – наддувочный компрессор; УК – утилизационный котел; ОНВ – охладитель наддувочного воздуха водяной; ЦХ – центральный холодильник; 3В – забортная вода; ТУОНВ: Г – генератор; Г_э и Г_и – экономайзерная и испарительная секции генератора; Э – эжектор; Кн – конденсатор; Н – насос; Дк – дроссельный клапан; И – испаритель-воздухоохладитель

Первые две схемы (рис. 4.10,*а* и *б*) представляют по сути аналог ТКС, в которой генератор ТУО (испарительная секция генератора на рис. 4.10,*б*) установлен на байпасной линии вместо дополнительной газовой турбины (силовой турбины или турбогенератора) или же подключен параллельно турбине (на рисунке не показано). При этом теплоперепад, срабатываемый в генераторе ТУО, небольшой, поскольку ограничен разностью температур газов на входе и выходе $t_{г1} - t_{г2} = 350 - 250 = 100 \text{ }^{\circ}\text{C}$, к тому же отнесенной к весьма малому расходу газов через байпас: около 20 %. Очевидно, что больший эффект можно получить при срабатывании всего теплового потенциала избыточного, сверх необходимого для привода наддувочного ТК, количества уходящих газов: $t_{г1} - t_{г2} = 350 - 150 = 200 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (схема на рис. 4.10,*в*), где нижняя температура газов ограничена необходимостью недопущения сернистой коррозии материала экономайзерных поверхностей генератора ТУО.

Поскольку, с одной стороны, от холодопроизводительности ЭТУО зависит глубина охлаждения наддувочного воздуха, а, с другой, охлаждение наддувочного воздуха на входе в цилиндры двигателя приводит к снижению температуры $t_{г1}$ уходящих газов на их выходе (на входе в ГТ ТК и байпасную линию избытка уходящих газов – сверх необходимого его количества для привода наддувочного ТК) и соответственному сокращению теплоперепада, срабатываемого в генераторе ТУО на байпасной линии, и, в конечном счете, холодопроизводительности ТУО, то при расчете снижения температуры Δt_s наддувочного воздуха в испарителе ТУО необходимо учитывать **взаимную зависимость температуры уходящих газов** на выходе цилиндров двигателя – входе генератора ТУО на байпасной линии газов $t_{г1}$ от температуры наддувочного воздуха, охлаждаемого в испарителе ТУО перед входом в цилиндры двигателя t_s . На основе данных [16] и собственных расчетов (см. разд. 3) получено для МОД фирмы "MAN-B&W" соотношение $\Delta t_{г1} = 0,95 \Delta t_s$. Это означает, что при повышении температуры t_s наддувочного воздуха на входе в цилиндры двигателя,

например на $20\text{ }^{\circ}\text{C}$, температура уходящих газов после цилиндров увеличится на $19\text{ }^{\circ}\text{C}$, т.е. практически на ту же величину.

Так, если принять за спецификационный режим работу МОД при температуре $t_{\text{нв}} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{зв}} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $t_{\text{г1}} = 180\text{ }^{\circ}\text{C}$ (после УК) [16], то при эксплуатации двигателя при повышенной температуре воздуха на входе ТК, например $t_{\text{нв}} = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ (воздух в машинном отделении) охлаждающей заборной воды $t_{\text{зв}} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$, с учетом указанной выше пропорции температура газов на выходе МОД после УК будет составлять $t_{\text{г.г}} \approx 200\text{ }^{\circ}\text{C}$.

В случае же применения ТУО с охлаждением в испарителе наддувочного воздуха на входе в цилиндры двигателя на величину Δt_s значение температуры газов на выходе из цилиндров – входе генератора ТУО на байпасной линии $t_{\text{г1}}$ также становится ниже исходной величины, например $t_{\text{г1}} = 350\text{ }^{\circ}\text{C}$, и находится методом последовательных приближений с учетом указанной выше пропорции $\Delta t_{\text{г1}} = 0,95 \Delta t_s$ и холодопроизводительности ТУО q_0 , зависящей от тепловой нагрузки генератора $q_{\text{г}}$ (теплоты, отведенной от уходящих газов в байпасной линии, зависящей от $t_{\text{г1}}$) и теплового коэффициента ζ : $q_0 = \zeta q_{\text{г}}$. Тепловой коэффициент ζ зависит от температуры кипения в генераторе $t_{\text{г}}$, испарителе-воздухоохладителе t_0 и конденсации $t_{\text{к}}$.

Учитывают также, что **разность температур** наддувочного воздуха на выходе из испарителя ТУО (на входе в цилиндры двигателя) Δt_s и кипящего в испарителе НРТ t_0 ограничивается интенсивностью теплопередачи и для теплообменников, в которых одним из теплоносителей является газообразная среда (воздух) с низкой интенсивностью теплоотдачи, не может быть меньше $\Delta t_{\text{в/0}} = t_{\text{в2}} - t_0 = 10 \dots 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ (принимая $20\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Значения удельной теплоты, приходящейся на единичный расход уходящих газов через байпасную линию и отведенной от газов $q_{\text{г}}$ в генераторе ЭТУО и от наддувочного воздуха в испарителе ЭТУО после ОНВ q_0 , снижения температуры $\Delta t_{\text{в}}$ наддувочного воздуха, приходящегося также на единичный расход уходящих газов через байпасную линию, теплового коэффициента ЭТУО ζ в зависимости от

температуры кипения НРТ в генераторе t_r при температурах уходящих газов на входе генератора $t_{r1} = 350$ и 400 °С и на его выходе $t_{r2} = 160$ °С представлены на рис. 4.11.

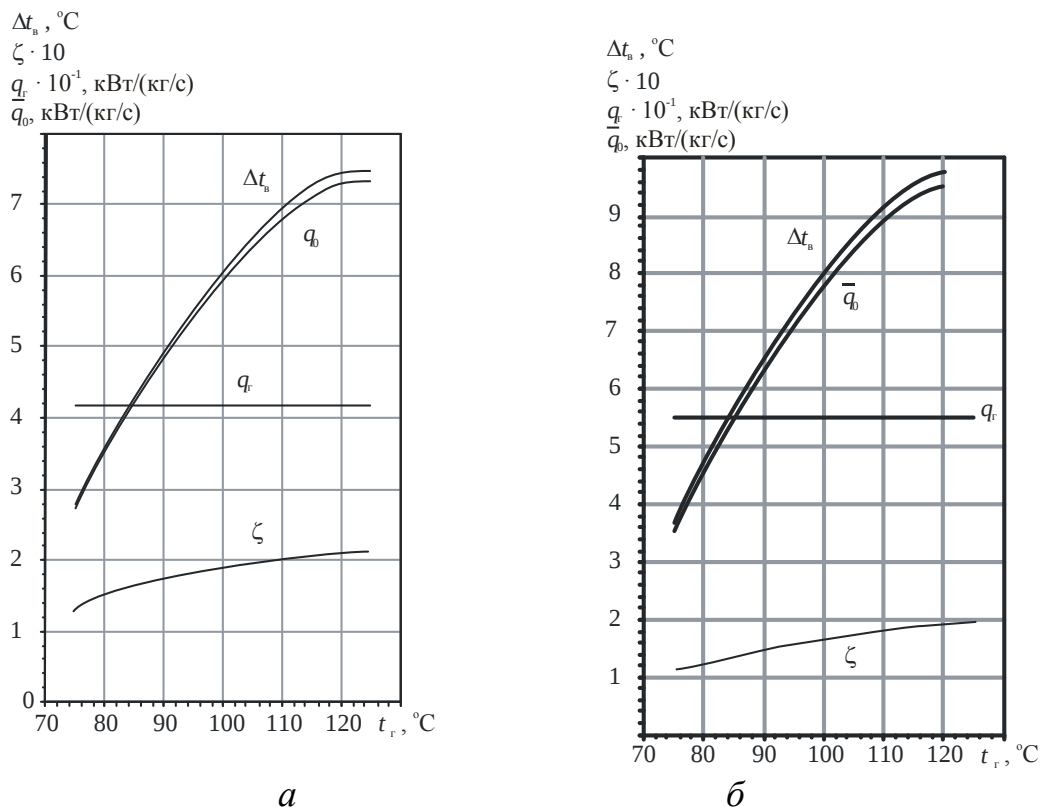


Рис. 4.11. Удельные значения, приходящиеся на единичный расход уходящих газов через байпасную линию, тепловой нагрузки на испаритель эжекторной ТУО (удельная холодопроизводительность ТУОНВ) $\bar{q}_0$ и генератор $\bar{q}_r$, а также снижения температуры Δt_b наддувочного воздуха, приходящегося на единичный расход уходящих газов через байпасную линию, теплового коэффициента ТУО ζ в зависимости от температуры кипения хладагona R142В в генераторе t_r при температурах уходящих газов на входе генератора t_{r1} : **а** – $t_{r1} = 350$ °С; **б** – $t_{r1} = 400$ °С

Температура уходящих газов после генератора $t_{r2} = 160$ °С принята исходя из условия предотвращения сернистой коррозии материала экономайзерных поверхностей генератора ТУО. В качестве НРТ применен хладон R142В, температуры конденсации $t_k = 35$ °С и кипения $t_0 = 0$ °С.

Как видно, при неизменной удельной тепловой нагрузке на генератор ТУО, $\bar{q}_r = \text{const}$, возрастание теплового коэффициента ζ замедляющимся темпом с повышением t_r от 80 до 120 °С обуславливает аналогичный характер увеличения удельной холодопроизводительности ТУО $\bar{q}_0$ и прямо пропорциональному ей снижению (градиенту) температур охлаждаемого наддувочного воздуха в испарителе Δt_b – с достижением максимума при максимально допустимой температуре $t_r = 120$ °С. При этом снижение температуры наддувочного воздуха в испарителе, отнесенное к **расходу уходящих газов через байпасную линию**, составляет $\Delta t_b = 37...48$ °С соответственно при $t_{r1} = 350$ и 400 °С,. При этом действительная величина снижения температуры наддувочного воздуха в испарителе – отнесенного к его **расходу** – **весьма незначительная**: $\Delta t_b = 7...8$ °С при 20 %-м расходе уходящих газов через байпасную линию (избытке мощности ТК сверх необходимой для наддува) и $\Delta t_b = 12...16$ °С при 30 %-м расходе.

Чтобы выявить резервы дальнейшего повышения эффективности утилизации избыточной теплоты уходящих газов ДВС, проанализируем удельную теплоту, необходимую для нагрева жидкого НРТ до температуры кипения t_r и его испарения при температуре t_r в генераторе ТУО отдельно (удельные тепловые нагрузки на экономайзерную $\bar{q}_r'$ и испарительную $\bar{q}_r''$ секции генератора). Соотношение удельных тепловых нагрузок $\bar{q}_r'$ и $\bar{q}_r''$ экономайзерной и испарительной секций генератора, т.е. теплоты, необходимой для нагрева жидкости и ее испарения, определяется соотношением удельных теплоты фазового перехода НРТ при температуре кипения t_r и теплоты нагрева конденсата НРТ от температуры конденсации t_k до t_k , т.е. параметрами рабочего цикла эжекторной ТУОНВ (t_r и t_k). Для нагрева жидкости в экономайзере целесообразно использовать теплоту источника с более низкой температурой, чем для ее испарения.

Результаты такого анализа для указанных выше параметров ТУО представлены на рис. 4.12.

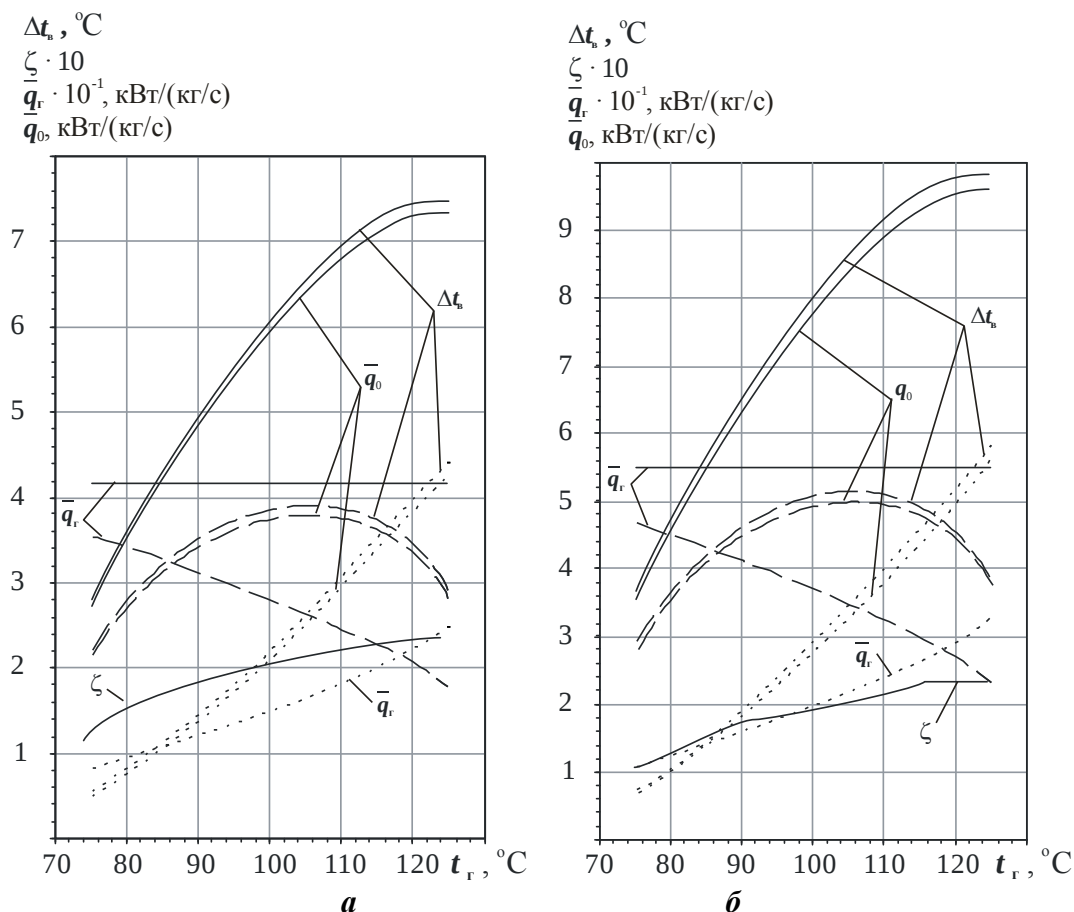


Рис. 4.12. Удельные значения, приходящиеся на единичный расход уходящих газов через байпасную линию, тепловой нагрузки на испаритель эжекторной ТУО (удельная холодопроизводительность ТУО) $\bar{q}_0$ и генератор $\bar{q}_r$, а также снижения температуры Δt_b наддувочного воздуха, приходящегося на единичный расход уходящих газов через байпасную линию, теплового коэффициента ТУО ζ в зависимости от температуры кипения хладона R142B в генераторе t_r при температурах уходящих газов на входе генератора t_{r1} : **а** – $t_{r1} = 350$ °C; **б** – $t_{r1} = 400$ °C; — — за счет отвода теплоты генератором в целом, $\bar{q}_r$ и $\bar{q}_0$; - - - - испарительной секцией, $\bar{q}_r''$ и $\bar{q}_0''$; ······ – экономайзерной секцией, $\bar{q}_r'$ и $\bar{q}_0'$

Как видно, при максимальных удельной холодопроизводительности $\bar{q}_0$ и снижении температуры Δt_b наддувочного воздуха в испарителе удельные тепловые нагрузки на обе секции $\bar{q}_r'$ и $\bar{q}_r''$ практически одинаковы. Это означает, что при разнице температур уходящих газов на входе и выходе из генератора $t_{r1} - t_{r2} = 350 - 150 = 200$ °C ее половина срабатывается в низкотемпературной

экономайзерной секции, т.е. от 250 °С на входе до 150 °С на выходе из нее. Целесообразно было бы весь температурный диапазон $t_{г1} - t_{г2} = 350 - 150 = 200$ °С срабатывать в высокотемпературной испарительной секции, а в низкотемпературной экономайзерной секции – теплоту более низкого температурного уровня. Такое перераспределение возможно путем увеличения расхода уходящих газов через экономайзерную секцию, например, в 4 раза, сократив во столько же раз диапазон температур уходящих газов, срабатываемый в ней. Для этого в экономайзерную секцию следует подавать суммарный расход уходящих газов, превышающий расход через испарительную секцию на байпасной линии как раз в 4–5 раз (при этом доля байпасируемых газов соответственно 25...20 %).

При доле байпасируемых газов (20 %) и соответственно пятикратном увеличении расхода газов через экономайзерную секцию по сравнению с испарительной секцией за счет теплового потенциала газов после УК, т.е. разности температур газов после УК: $t_{г.э1} - t_{г.э2} = 180 - 150 = 30$ °С, равнозначной разности температур $30 \cdot 5 = 150$ °С, отнесенной к расходу газов через байпасную линию, достаточно для покрытия требуемой нагрузки экономайзерной секции на 75 % при $t_r = 120$ °С и всей потребности при $t_r = 110$ °С, когда $\bar{q}_r'$ меньше $\bar{q}_r''$ (см. рис. 4.12). Соответствующее схемное решение ТУО приведено на рис. 4.13, *а*.

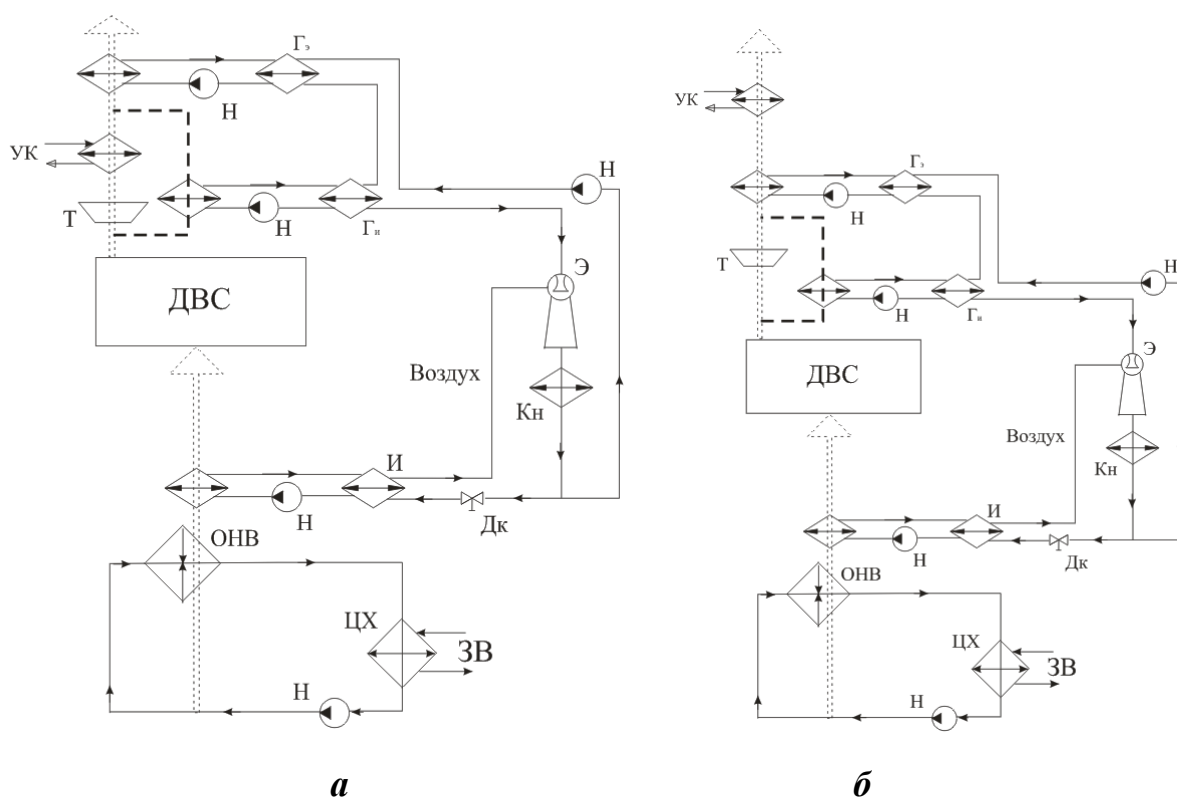


Рис. 4.13. Схемы систем охлаждения наддувочного воздуха ДВС на базе эжекторной ТУОНВ с испарительной секцией генератора на байпасной линии уходящих газов при температуре газов на входе экономайзерной секции $t_{гэ1}$: **а** –

$t_{гэ1} = 180^\circ\text{C}$ (экономайзерная секция после УК);

б – $t_{гэ1} = 250^\circ\text{C}$ (экономайзерная секция после турбины ТК);

Т – турбина ТК; К – наддувочный компрессор; ОНВ – охладитель наддувочного воздуха водяной; ЦХ – центральный холодильник; 3В – забортная вода; ТУОНВ: $\Gamma_э$ и $\Gamma_и$ – экономайзерная и испарительная секции генератора; Э – эжектор; Кн – конденсатор; Н – насос; ДК – дроссельный клапан; И – испаритель-воздухоохладитель

Значения удельной теплоты, приходящейся на **единичный расход уходящих газов через байпасную линию** и отведенной от газов q_r в генераторе эжекторной ТУО и от наддувочного воздуха в испарителе ТУО после ОНВ q_0 , снижения температуры Δt_v наддувочного воздуха, приходящегося на **единичный расход уходящих газов через байпасную линию**, теплового коэффициента ТУО ζ в зависимости от температуры кипения НРТ в генераторе t_r при температурах

уходящих газов на входе генератора $t_{г1} = 350$ и 400 °С и на его выходе $t_{г2} = 160$ °С представлены на рис. 4.14. В качестве НРТ применен хладон R142В, температуры конденсации $t_k = 35$ °С и кипения $t_0 = 0$ °С.

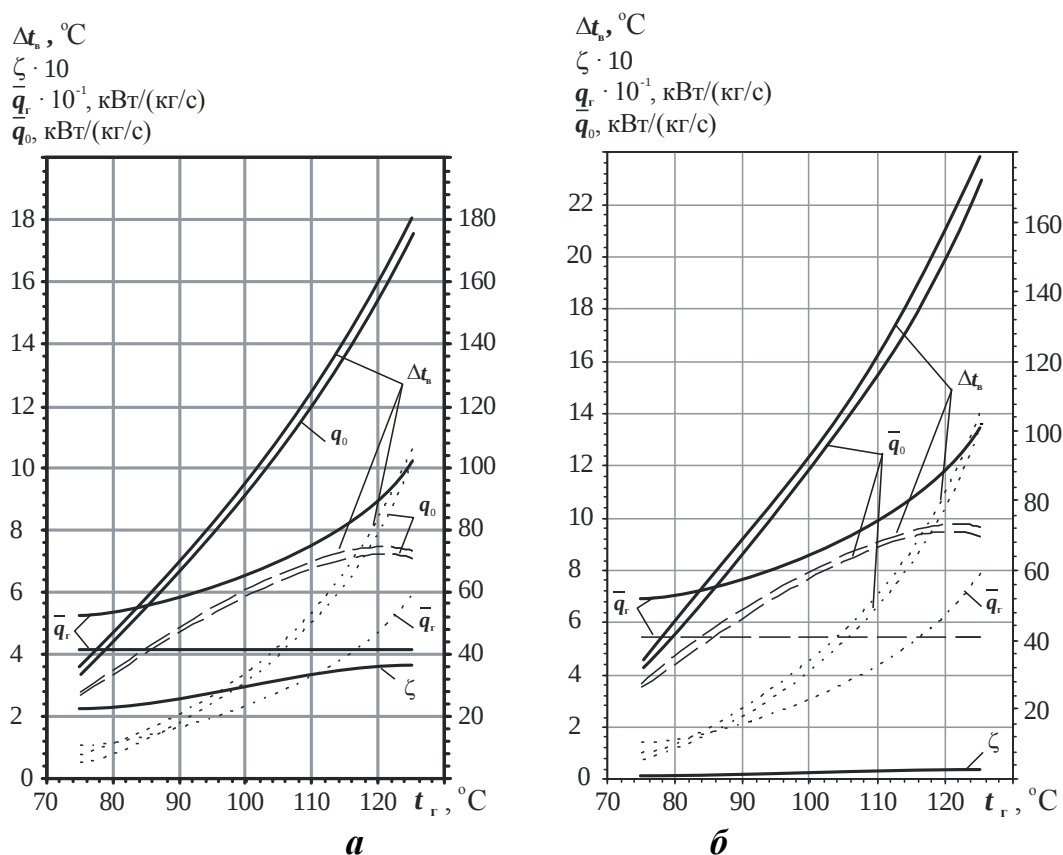


Рис. 4.14. Удельные значения, приходящиеся на единичный расход уходящих газов через байпасную линию, тепловой нагрузки на испаритель эжекторной ТУОНВ (удельная холодопроизводительность ТУОНВ) $\bar{q}_0$ и генератор $\bar{q}_g$, а также снижения температуры Δt_b наддувочного воздуха, приходящегося на единичный расход уходящих газов через байпасную линию, теплового коэффициента ТУОНВ ζ в зависимости от температуры кипения хладона R142В в генераторе t_g при температурах уходящих газов на входе генератора $t_{г1}$: **а** – $t_{г1} = 350$ °С; **б** – $t_{г1} = 400$ °С; — — за счет отвода теплоты генератором в целом, $\bar{q}_g$ и $\bar{q}_0$; - - - — испарительной секцией, $\bar{q}_g'$ и $\bar{q}_0'$; ····· — экономайзерной секцией, $\bar{q}_g''$ и $\bar{q}_0''$

Результаты приведенных на рис. 4.14 расчетов соответствуют схеме ТУО на рис. 4.13,а (показана выше) при доле байпасируемых газов 20 %, когда за счет

пятикратно увеличенного расхода уходящих газов на экономайзерную секцию (по сравнению с испарительной секцией на байпасной линии) ее удельная тепловая нагрузка $\bar{q}_r'$ одинаковая с нагрузкой испарительной секции $\bar{q}_r''$, несмотря на меньшую соответственно в 5 раз располагаемую разность температур после УК, $t_{г31} - t_{г32} = 180 - 150 = 30$ °С, срабатываемую в экономайзерной секции по сравнению с испарительной. Для того, чтобы оценить величину снижения температуры Δt_b наддувочного воздуха в испарителе ТУО, приведенные на рис. 4.14 значения $\bar{q}_r$, $\bar{q}_0$ и Δt_b при $\zeta = 2,0$ следует умножить на 0,2. В результате получаем, что схемное решение ТУО на рис. 4.13,*а* обеспечивает снижение температуры воздуха на величину $\Delta t_b = 8...10$ °С при 20 %-м расходе уходящих газов через байпасную линию.

За счет утилизации в испарительной секции всего избыточного теплового потенциала уходящих газов (газов в байпасной линии), а в экономайзерной – газов после УК удельные отводы теплоты экономайзерной секцией $\bar{q}_r'$ и генератором в целом $\bar{q}_r$ непрерывно возрастают с повышением температуры кипения t_r в генераторе (при постоянстве отвода теплоты испарительной секцией $\bar{q}_r''$). Как следствие, непрерывно увеличивается удельная холодопроизводительность $\bar{q}_0$ и снижение температуры наддувочного воздуха Δt_b .

Дальнейшее увеличение эффективности утилизации избыточной теплоты уходящих газов возможно при использовании в ТУО всего теплового потенциала газов после турбины ТК. Схема такой ТУО для охлаждения наддувочного воздуха с **экономайзерной** секцией генератора, установленной на **уходящих газах после турбины ТК**, и испарительной секцией – на байпасной линии уходящих газов в обход ТК, приведена выше на рис. 4.13,*б*.

Для оценки эффективности такого варианта утилизации можно использовать результаты расчетов, которые были приведены ранее на рис. 4.14, но с учетом увеличения теплового потенциала на величину, которая раньше

использовалась в пароводяном УК, т.е. эквивалентную разности температур на входе и выходе из УК, $t_{г1} - t_{г2} = 250 - 180 = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$, отнесенной к 80 % расхода уходящих газов (при 20 % расхода газов через байпасную линию). Результаты расчетов по тепловым балансам, составленным в соответствии с температурами и расходами уходящих газов через секции генератора ТУО, показывают, что количество теплоты, утилизируемой ранее в УК, равно избыточной теплоте уходящих газов, используемой в ТУО с испарительной секцией генератора на газах байпасной линии и экономайзерной – на суммарном потоке газов после УК (схема на рис. 4.13,*а*). Поэтому приведенные на рис. 4.14 значения $\bar{q}_г$, $\bar{q}_0$ и Δt_v при $\zeta = 2,0$ следует умножить не на 0,2, а на 0,4. В результате получаем, что схемное решение ТУО на рис. 4.13,*б* обеспечивает снижение температуры наддувочного воздуха на величину $\Delta t_v = 15...20\text{ }^{\circ}\text{C}$ при 20 %-м расходе уходящих газов через байпасную линию.

Очевидно, что наибольшее снижение температуры наддувочного воздуха можно получить в результате комплексной утилизации теплоты уходящих газов и наддувочного воздуха (рис. 4.15).

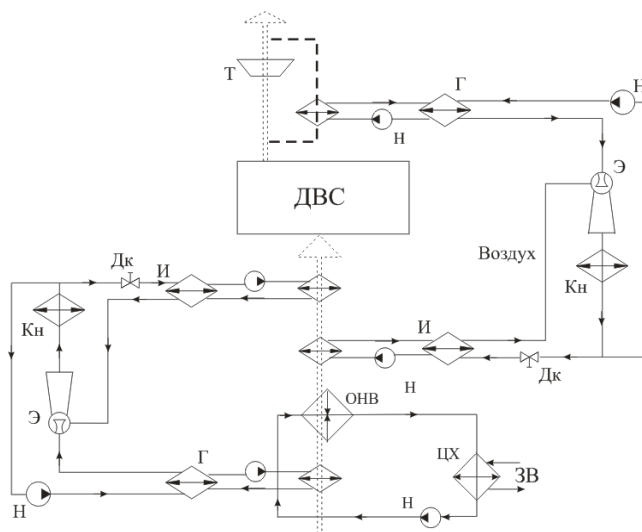


Рис. 4.15. Схема системы охлаждения наддувочного воздуха МОД на базе ЭТУО, использующей избыточную теплоту уходящих газов в обход ТК и газов после ТК:

Т – турбина ТК; ОНВ – охладитель наддувочного воздуха водяной; ЦХ – центральный холодильник; ЗВ – забортная вода; ТУО: $\Gamma_э$ и $\Gamma_и$ – экономайзерная и испарительная секции генератора; Э – эжектор; Кн – конденсатор; Н – насос; ДК – дроссельный клапан; И – испаритель (воздухоохладитель)

Вынесение экономайзерной секции генератора ЭТУО из газовыпускного тракта МОД на наддувочный воздух после ТК целесообразно еще и потому, что именно в экономайзерной секции происходит снижение температуры газов до уровня, крайне нежелательного из-за опасности сернистой коррозии, что существенно ограничивает эффективность применения ТУО.

Таким образом, **комплексная утилизация теплоты** уходящих газов после ТК и газов **байпасной линии** в обход ТК для охлаждения наддувочного воздуха МОД эжекторными ТУО обеспечивает практически двойное снижение температуры наддувочного воздуха ДВС на величину $\Delta t_b = 30...35\text{ }^{\circ}\text{C}$ по сравнению с использованием теплоты газов **байпасной линии** в обход ТК ($\Delta t_b = 15...20\text{ }^{\circ}\text{C}$). Это объясняется тем, что расход уходящих газов через **байпасную линию составляет 15...20 % общего их расхода**.

Вырабатываемый в эжекторной ТУО холод может быть использован для снижения температуры **пресной воды** после центрального охладителя на входе в ОНВ, как показано на рис. 4.16.

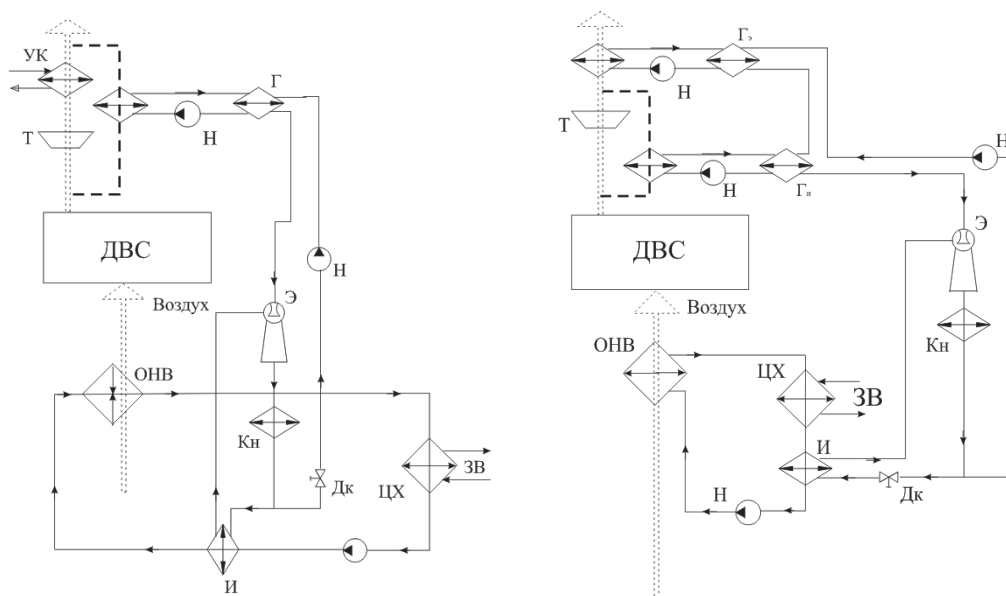


Рис. 4.16. Схема системы охлаждения наддувочного воздуха МОД на базе ЭТУО, использующей избыточную теплоту уходящих газов в обход ТК и газов после ТК:

Т – турбина ТК; ОНВ – охладитель наддувочного воздуха водяной; ЦХ – центральный холодильник; ЗВ – заборная вода; ТУО: Г_э и Г_и – экономайзерная и испарительная секции генератора; Э – эжектор; Кн – конденсатор; Н – насос; Дк – дроссельный клапан; И – испаритель (воздухоохладитель)

При этом испарители ТУО могут быть включены в контур охлаждающей воды ОНВ, как показано на рис. 4.17.

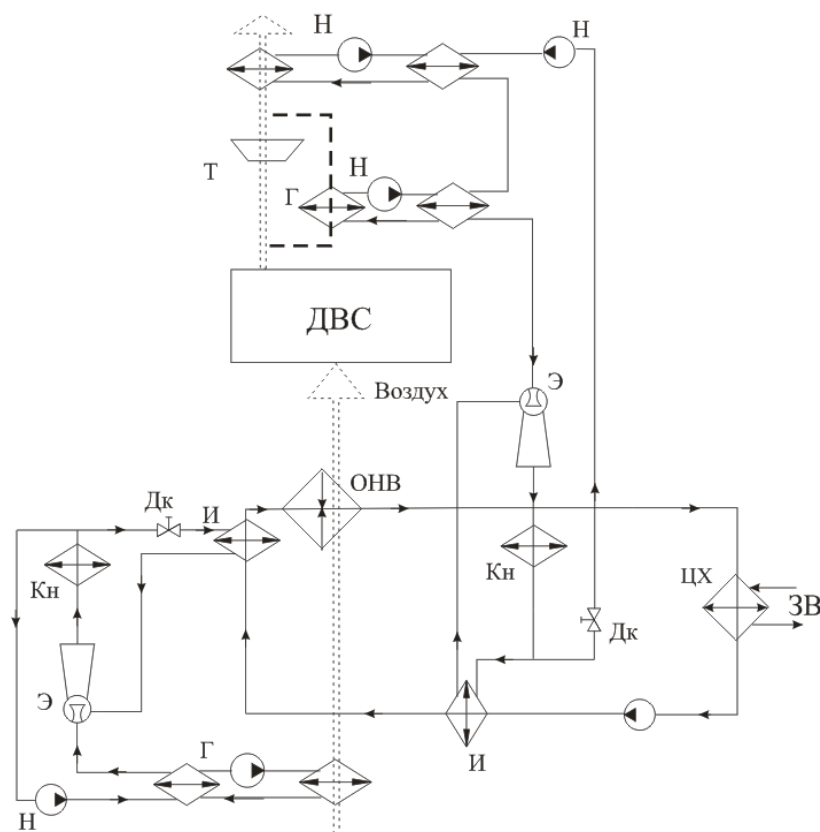


Рис. 4.17. Схема системы охлаждения наддувочного воздуха МОД на базе ЭТУО, использующей избыточную теплоту уходящих газов в обход ТК и газов после ТК: Т – турбина ТК; ОНВ – охладитель наддувочного воздуха водяной; ЦХ – центральный холодильник; ЗВ – забортная вода; ТУО: Γ_3 и $\Gamma_{\text{и}}$ – экономайзерная и испарительная секции генератора; Э – эжектор; Кн – конденсатор; Н – насос; ДК – дроссельный клапан; И – испаритель (воздухоохладитель)

4.5. Анализ затрат мощности на привод циркуляционных насосов охлаждающей воды

С учетом того, что на судах применяется дублирование практически всех элементов судовых систем, то экономия энергии при уменьшении потребляемой мощности насосами охлаждающей воды не превысит 0,1...0,3 % от мощности главного двигателя, что составит 35...40 кВт для двигателя мощностью 20 МВт. В целом зависимость мощности насосов охлаждающей воды от мощности двигателя линейная и составляет 0,002-0,005 от мощности двигателя. Достоверность расчетов подтверждают данные по мощностям двигателя и насосов из документации существующих судов, расхождение с которыми не превышает 1...2 %. Результаты исследования представлены на рис. 4.18.

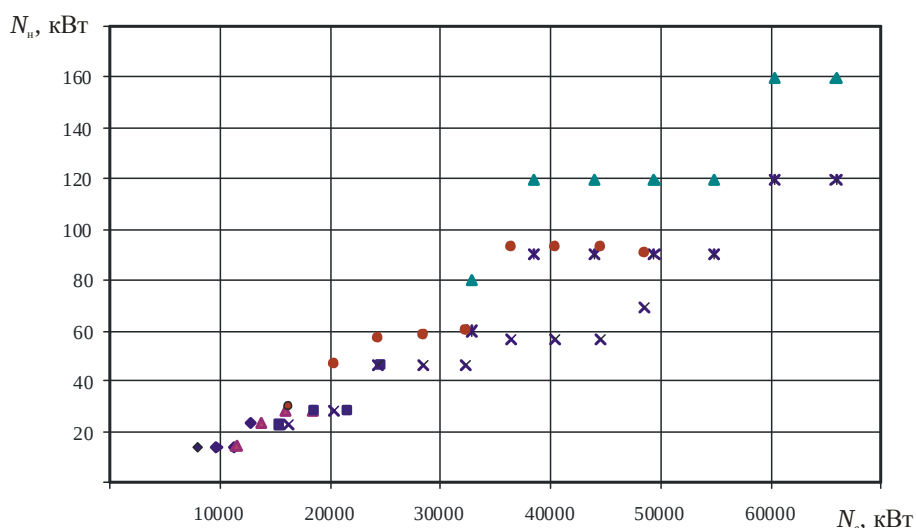


Рис. 4.18. Зависимость мощности привода насосов охлаждающей воды от мощности МОД по данным фирмы Wartsila [6].

Поэтому эффект от применения ТУО для снижения температуры охлаждающей воды с целью сокращения ее расхода и соответственно потребляемой циркуляционными насосами мощности, а не для снижения температуры наддувочного воздуха, незначительный: 0,1...0,3 % от мощности главного двигателя. Затраты мощности на привод насосов оценивали также по расходам воды, которые напрямую зависят от расхода воздуха, который в свою очередь с достаточной для оценочных расчетов можно считать пропорциональным мощности двигателя внутреннего сгорания.

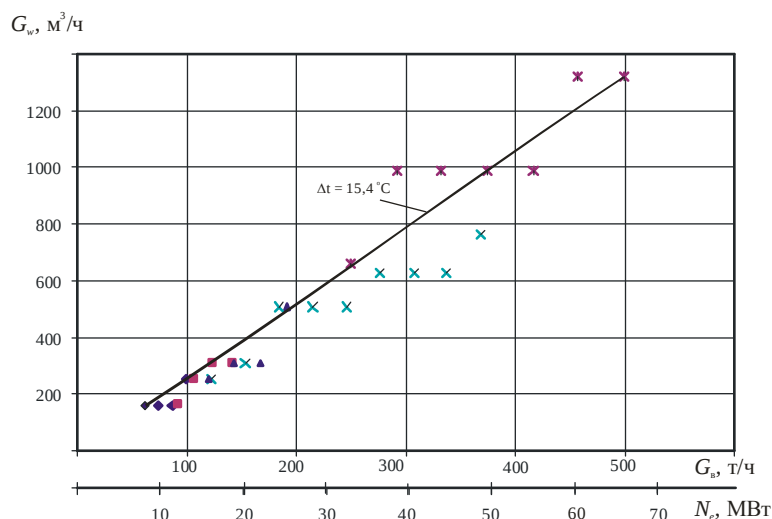


Рис. 4.19. Зависимость расхода уходящих газов от расхода охлаждающей воды (мощности МОД)

О повышении топливной экономичности судовых МОД за счет предварительного охлаждения в ЭТУО воды, подаваемой на низкотемпературный ОНВ, можно судить по изменению удельного расхода топлива g_e в относительных величинах (отнесенных к удельному расходу топлива при температуре охлаждающей воды 25 °C) в зависимости от температуры t_w охлаждающей воды, представленным на рис. 4.20.

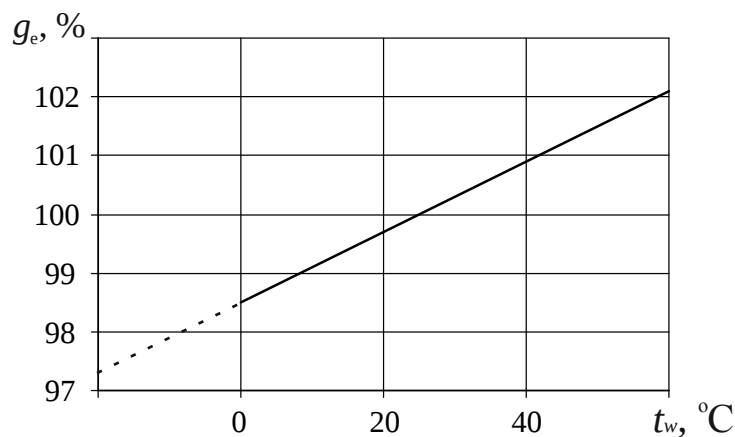


Рис. 4.20. Изменение удельного расхода топлива g_e в относительных величинах в зависимости от температуры t_w охлаждающей воды, подаваемой на ОНВ

Как видно, предварительное охлаждение воды, подаваемой на низкотемпературный ОНВ, например на 10 °C , обеспечивает сокращение удельного расхода топлива на приблизительно 1 %. Расчеты, выполненные на основе тепловых балансов по охлаждающей воде и наддувочному воздуху с учетом данных фирм "MAN" и "Wartsila", показывают, что за счет

предварительного охлаждения воды на $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ можно сократить потребление электроэнергии циркуляционными насосами водяного охлаждения примерно на 40 % при неизменной температуре наддувочного воздуха или же при прежних затратах на циркуляцию понизить температуру наддувочного воздуха и уменьшить удельные расходы топлива на МОД на 1...2 %.

Применение ТУО, использующих теплоту воды, отводимой от высокотемпературной ступени $\text{ОНВ}_{\text{вт}}$, позволяет сократить затраты энергии на циркуляцию охлаждающей воды на 40 %, что составляет 0,05% от мощности МОД.

Поэтому уменьшение мощности, потребляемой насосами охлаждающей воды, не может быть показателем оценки эффективности использования теплоты наддувочного воздуха, отводимой в $\text{ОНВ}_{\text{вт}}$, для охлаждения воздуха или охлаждающей наддувочный воздух воды.

4.6. Основные результаты и выводы по разделу 4

1. Предложена автономная, не зависящая от температуры заборной воды, двухступенчатая трехконтурная система охлаждения наддувочного воздуха с дополнительным промежуточным контуром охлаждения на НРТ, в котором температура заборной воды $t_{\text{зв}}$ влияет на температуру конденсации НРТ $t_{\text{к}}$, и которая обеспечивает снижение его температуры до $t_{\text{в2}} = 20...22\text{ }^{\circ}\text{C}$ в ЭТУО при значениях теплового коэффициента $\zeta = 0,30...0,35$, имеющих место при $t_0 = 5...10\text{ }^{\circ}\text{C}$, и разности температур в $\text{ОНВ}_{\text{нт}}$: $\Delta t_{\text{в2}} = t_{\text{в2}} - t_{\text{w}} = 5...7\text{ }^{\circ}\text{C}$ (высокая интенсивность теплообмена и эффективное оребрение наружной поверхности, например, гофрированными ребрами).

2. Предложена трехступенчатая трехконтурная система охлаждения наддувочного воздуха, в которой наличие промежуточной ступени охлаждения наддувочного воздуха заборной водой (штатного ОНВ) позволяет компенсировать дефицит высокопотенциальной теплоты воздуха для ЭТУО и, соответственно, холодопроизводительности, генерируемой ЭТУО, обрывать процесс отвода теплоты от воздуха при более высоких его температурах на выходе с $\text{ОНВ}_{\text{вт}}$, обеспечивая большие температурные напоры в $\text{ОНВ}_{\text{вт}}$ и, следовательно, сокращение поверхности $\text{ОНВ}_{\text{вт}}$, прежде всего его экономайзерной (хвостовой) по ходу воздуха секции, соответственно и

аэродинамического сопротивления, которое составляет $\Delta P < 3000$ Па, т.е. менее 1 % от давления наддувочного воздуха P_k .

Наличие промежуточной ступени охлаждения наддувочного воздуха заборной водой делает трехступенчатую трехконтурную систему охлаждения практически независимой от температуры $t_{3в}$ заборной воды, а по эффективности (глубине) охлаждения воздуха превосходящей двухступенчатую трехконтурную систему охлаждения.

3. Установлено, что вследствие одинаковых тепловых нагрузок на испарительную и экономайзерную секции генератора паров НРТ, что свойственно ЭТУО, в качестве показателя реализации теплового потенциала наддувочного воздуха теплоиспользующим контуром ЭТУО может служить его температура после ОНВ_{вт}. Так, высокие температуры наддувочного воздуха после отвода от него теплоты в ОНВ_{вт}, $t_{в2} = 90...100$ °С, свидетельствующие об остающемся нереализованным его тепловом потенциале в области низких температур t_v (избытке низкопотенциальной теплоты), указывают на недостаточно высокий тепловой потенциал наддувочного воздуха в области высоких температур – недостаточно высокую температуру наддувочного воздуха $t_{в1} = 180$ °С на входе ОНВ_{вт} (после ТК). Тогда как низкие температуры наддувочного воздуха после ОНВ_{вт}, $t_{в2} = 40...50$ °С и ниже, свидетельствуют, наоборот, о дефиците низкопотенциальной теплоты и использовании в испарительной секции генератора всей высокопотенциальной теплоты наддувочного воздуха с температурой выше температуры кипения НРТ в $\Gamma_{и}$: $t_v \geq t_{г} + (10...20)$ °С, где $10...20$ °С – разность температур охлаждаемого воздуха и охлаждающей пресной воды.

Поэтому в качестве дополнительного источника теплоты в первом случае целесообразно задействовать выпускные газы МОД (схема на рис. 4.16), а во втором – воду высокотемпературного контура охлаждения двигателя (схема на рис. 4.6).

4. Установлено, что практически двойное увеличение глубины охлаждения наддувочного воздуха Δt_v в ОНВ_{вт} с повышением t_0 на 10 °С (от 0 °С до 10 °С) обусловлено примерно в два раза большими значениями теплового коэффициента ζ во втором случае, что тождественно применению абсорбционных ТУО, тепловой коэффициент ζ которых в 1,5–2 раза выше, чем ЭТУО.

Основные результаты работ по разделу 4 приведены в [89-94].

РАЗДЕЛ 5

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩЕЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА МАЛООБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ ТРАНСПОРТНОГО СУДНА

5.1. Определения характерных режимов нагрузки главного двигателя балкера типа "Libertas"

Для определения характерных режимов нагрузки ГД в составе судовой пропульсивной установки в условиях эксплуатации судна строят нагрузочную характеристику ГД, для чего на поле рабочих параметров двигателя наносят его винтовые характеристики, соответствующие разным условиям эксплуатации судна.

Рассмотрены варианты применения в качестве ГД балкера типа "Libertas" двигателей MAN B&W: МОД 7S50MC-C7.1-ТII, установленного на головном судне серии, номинальные (в точке L_1 поля рабочих параметров) мощность $N_{L1} = 11060$ кВт и число оборотов $n_{L1} = 127$ об/мин, а также МОД 5S60ME-B8.2-ТII ($N_{L1} = 11900$ кВт; $n_{L1} = 105$ об/мин) и 8S46ME-B8.2-ТII ($N_{L1} = 11040$ кВт; $n_{L1} = 129$ об/мин) [44,45].

В проектной документации на балкер, помимо номинальных $N_n = N_{L1}$ и $n_n = n_{L1}$, приведены мощности и числа оборотов в характерных точках нагрузочной диаграммы МОД 7S50MC-C7.1-ТII в составе пропульсивного комплекса судна: эксплуатационные $N_s = 8900$ кВт и $n_s = 120$ об/мин (точка S на винтовой характеристике 2 двигателя на рис. 5.1); оптимизационные $N_o = 10000$ кВт и $n_o = 124$ об/мин (т. О).

В поле рабочих параметров МОД 7S50MC-C7.1-ТII в логарифмических координатах $\lg N_e = f(\lg n)$ на винтовой характеристике 2, соответствующей условиям эксплуатации судна (обросший корпус, штормовая погода), нанесена также точка М – максимальной спецификационной мощности двигателя при

Данные для расчета буксировочного сопротивления R_0 балкера типа "Libertas" даны в табл. 5.2 [95-102]. Буксировочное сопротивление R_0 – сопротивление воды и воздуха буксируемому судну (без движителя – гребного винта) в условиях ПСИ.

Таблица 5.2.

Данные для расчета буксировочного сопротивления балкера типа "Libertas"

Наименование	Обозначения	Единица измерения	Значение
Осадка средняя	$T_{\text{ср}}$	м	12,2
Осадка носом	$T_{\text{н}}$	м	12,2
Осадка кормою	$T_{\text{к}}$	м	12,2
Длина по главной ватерлинии	L	м	216,2
Ширина наибольшая	B	м	32,24
Водотоннажность объемная	V	м ³	75551
Коэффициент полноты водотоннажности	δ	-	0,837
Коэффициент полноты площади мидель-шпангоута	β	-	0,996
Площадь смоченной поверхности	S	м ²	11440

В проектной документации на балкер типа "Libertas" [101] дана зависимость буксировочного сопротивления R_0 от скорости хода v_s , которая базируется на методике расчета буксировочного сопротивления R_0 с применением адмиралтейских коэффициентов и хорошо согласовывается с результатами ПСИ. Эта зависимость была использована для получения винтовой характеристики, соответствующей условиям ПСИ.

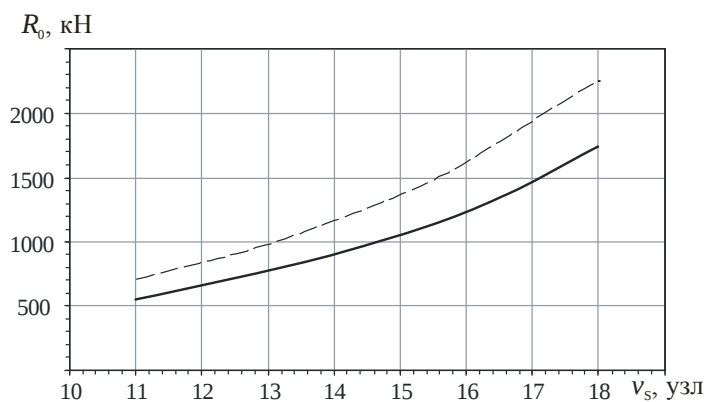


Рис. 5.2. Зависимость буксировочного сопротивления R_0 от скорости хода v_s балкера типа "Libertas" по результатам приемосдаточных испытаний при осадке 12,5 м: — — R_0 ; - - - - - $1,3R_0$

При расчете винтовой характеристики пропульсивного комплекса балкера помимо зависимости буксировочного сопротивления R_0 от скорости хода v_s использованы также данные по коэффициентам засасывания $t = f(K_{DE})$ и расчетного попутного потока $W_t = f(K_{DE})$, которые по результатам модельных испытаний приняты постоянными: $t = 0,24$; $W_t = 0,31$ [102], а также диаграмма для расчета гребных винтов серии М4-65: число лопастей $Z = 4$; дисковое отношение $A_E / A_0 = 0,65$; относительный радиус ступицы $r_n / D = 0,2$; относительная толщина лопасти $e_0 / D = 0,06$ [100,102].

Результаты расчета винтовой характеристики пропульсивного комплекса балкера даны в табл. 5.3.

В поле рабочих параметров МОД 5S60ME-B8.2-ТII (рис. 5.3) представлены расчетные винтовые характеристики двигателя в составе пропульсивного комплекса, соответствующие буксировочному сопротивлению R_0 (винтовая характеристика 6 – чистый корпус и тихая погода) и увеличенной на 30 % его величине: $1,3 R_0$ (линия 2 – обросший корпус, штормовая погода). Последняя совпала с номинальной винтовой характеристикой двигателя, проходящей через точку L_1 , которой соответствуют номинальные нагрузка и число оборотов: $N_{L1} = 11900$ кВт и $n_{L1} = 105$ об/мин.

Согласно рекомендациям [100,102], рабочие винтовые характеристики получают смещением по числу оборотов (при фиксированной мощности) винтовой характеристики, соответствующей условиям приемосдаточных испытаний: полная осадка – судно в грузу, тихая и глубокая вода, чистый свежеокрашенный корпус).

На расчетной винтовой характеристике, соответствующей буксировочному сопротивлению R_0 (линия 6), отмечена проектная точка D гребного винта М4-65 (диаметр 6,4 м).

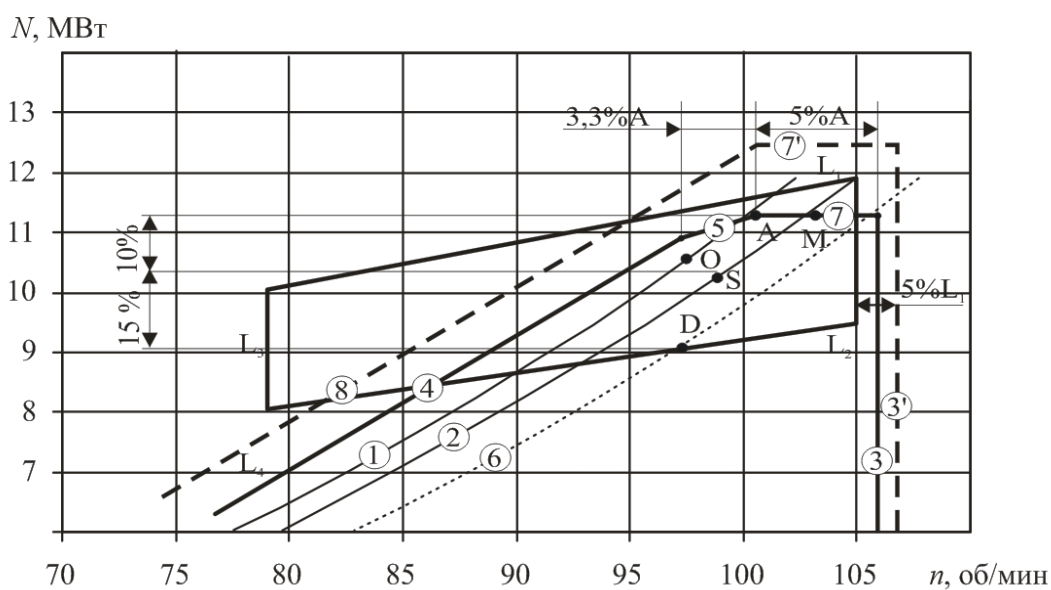
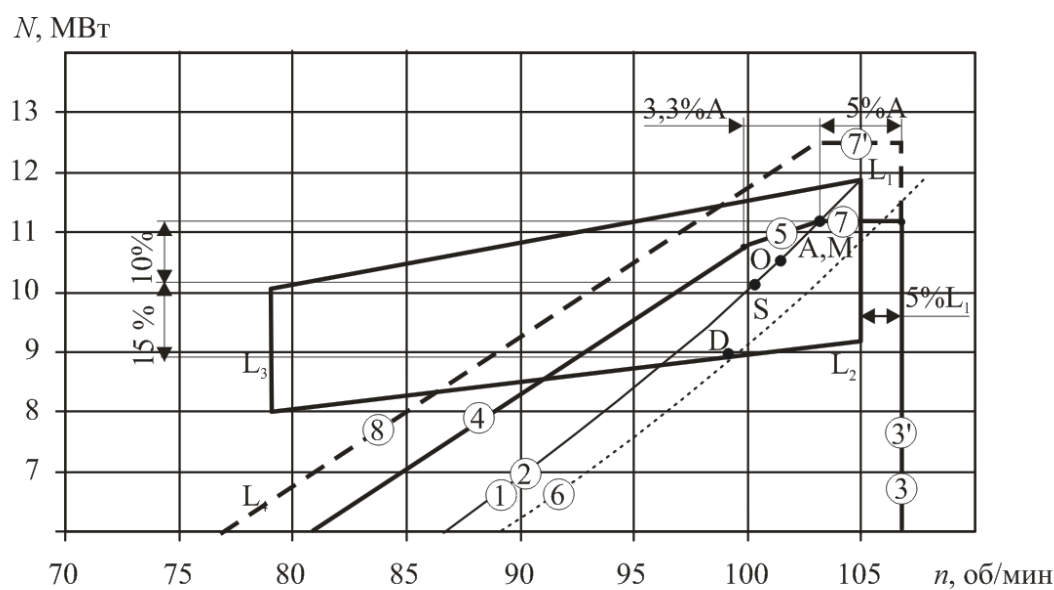
***a******б***

Рис. 5.3. Нагрузочные диаграммы и винтовые характеристики двигателя 5S60ME-B8.2-TII:

a – оптимизация по особенно напряженным условиям эксплуатации (линия 1 с точками О и А расположена левее линии 2 с точкой М);

б – оптимизация по условиям при обросшем корпусе судна и штормовой погоде (точка О расположена на линии 2)

Точка S на винтовой характеристике 2 ($1,3R_0$) соответствует эксплуатационной мощности N_3 (число оборотов n_3), превышающей проектную мощность по гребному винту N_D на 15 % (морской запас), а точка M на этой же линии 2 – максимальной спецификационной мощности двигателя при длительной эксплуатации N_M , причем эксплуатационная мощность N_3 меньше спецификационной мощности N_M на 10 % (10 %-й запас по двигателю). Величина N_M устанавливается заказчиком (судовладельцем) или судостроительной верфью.

Для случаев наиболее напряженных условий эксплуатация ГД (сильный встречный ветер, штормовая погода, ускорение судна) винтовую характеристику 1 получают смещением влево на 5 % по числу оборотов (5 % запас по n) от точки D (при фиксированной мощности) винтовой представительной характеристики (линии 6), соответствующей условиям ПСИ.

Положение точки O , по которой производят оптимизацию параметров дизеля (определяют прежде всего удельный расход топлива b_e на частичных нагрузках двигателя), на линии 1 выбирается с учетом рекомендуемого соотношения мощностей: $N_0 = 0,85 \dots 1,00 N_M$ [100].

Продолжительная надежная эксплуатация ГД возможна в области значений мощности и числа оборотов, заключенной внутри ломаной линии 3-7-5-4 (нижняя граница L_2-L_4). Предельное число оборотов ограничено линией 3, соответствующей $n_3 = 1,05n_A$, но не более $1,05n_{L1}$. Линия 7 соответствует $N_A = N_M = 1,15 \cdot 1,10 N_D = 1,265 N_D$. Линия 5 постоянного среднего эффективного давления $p_{me} = \text{const}$ проходит параллельно линии L_1-L_3 постоянного максимального среднего эффективного давления $p_{me}^{\max}$, задаваемой уравнением $N_e = C_D p_{me}^{\max} n$, МВт, где $C_D = \pi D^2 Si/4$ с угловым коэффициентом (тангенсом угла наклона) в логарифмической системе координат $i = 1$. Линия 4, соответствующая максимальному соотношению крутящего момента и частоты вращения коленчатого вала, при котором обеспечивается подача турбокомпрессором воздуха в количестве, достаточном для сгорания топлива, ограничивает работу двигателя по условиям теплонапряженности и механической прочности. Линия 4 описывается уравнением второй степени и в логарифмической системе координат

ее угловой коэффициент $i = 2$ (в два раза больше, чем линии L_1-L_3). Точка пересечения линий 4 и 5 определяется числом оборотов $n = 0,967n_A$ (3,3 % запас по n).

Область значений мощности и числа оборотов внутри ломаной линии 1-5-4 соответствует наиболее напряженным условиям эксплуатации ГД (сильный встречный ветер, штормовая погода, ускорение судна), когда имеет место наибольшая нагрузка на гребной винт.

Кратковременные перегрузки (1 час на протяжении 12 часов) допускаются в пределах области значений мощности и числа оборотов, заключенной внутри ломаной линии 9(3)-7'-8. Отрезок 7' соответствует мощности, превышающей максимальную спецификационную мощность N_M на 10 %; линия 9 – превышению номинального числа оборотов n_{L1} на 5 % (практически совпала с линией 3). Линия 9 проходит параллельно линии 4 и пересекает линию 7' в точке $n = n_A$.

Параметры главного двигателя 5S60ME-B8.2-ТII балкера типа "Libertas" номинальные и в характерных точках рабочей винтовой характеристики приведены в табл. 5.3.

Таблица 5.3.

Номинальные и рабочие параметры главного двигателя 5S60ME-B8.2-ТII балкера типа "Libertas"

	Мощность		Число оборотов коленчатого вала	
	кВт	%	мин ⁻¹	%
1. Номинальные	11900	100	105	100
2. Спецификационные	10200	86	99	94
3. Длительные эксплуатационные	9050	76	97	92
4. В точке оптимизации	10500	88	97	94
5. Перегрузочные	12733	107	106	101

На рис. 5.4 приведены нагрузочные диаграммы и винтовые характеристики двигателя 8S46ME-B8.2-ТII ($N_{L1} = 11040$ кВт и $n_{L1} = 129$ об/мин) в составе пропульсивного комплекса балкера типа "Libertas", а в табл. 5.4 – параметры двигателя номинальные и в характерных точках рабочей винтовой характеристики.

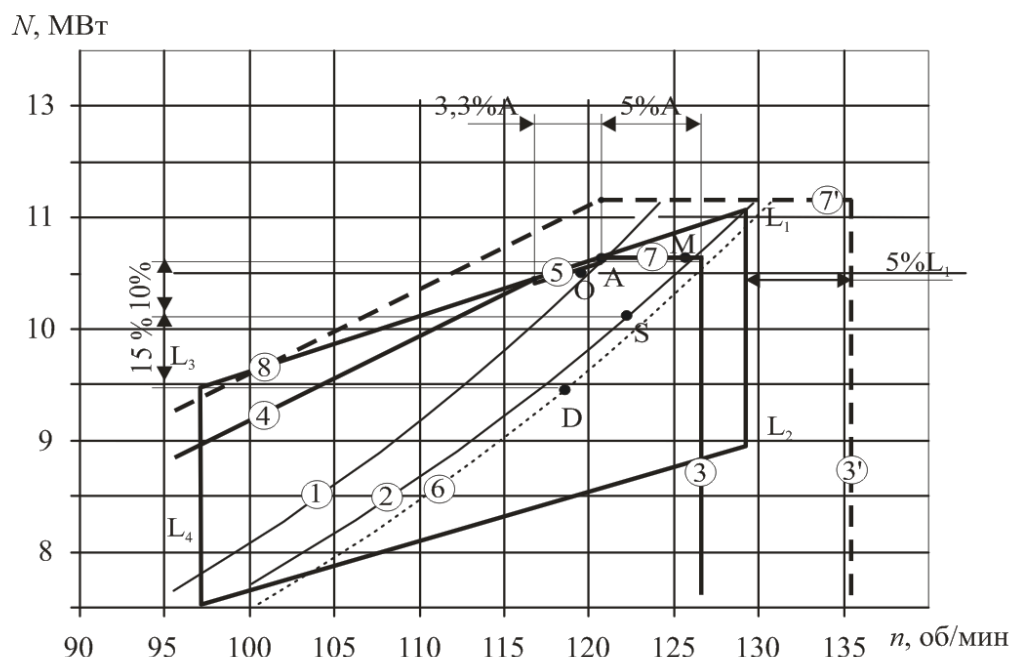


Рис. 5.4. Нагрузочная диаграмма и винтовые характеристики двигателя 8S46ME-B8.2-ТII при оптимизации по особенно напряженным условиям эксплуатации (линия 1 с точками O и A расположена левее линии 2 с точкой M)

Таблица 5.4.

Номинальные и рабочие параметры главного двигателя 8S46ME-B8.2-ТII балкера типа "Libertas"

	Мощность		Число оборотов коленчатого вала	
	кВт	%	мин ⁻¹	%
1. Номинальные	11040	100	129	100
2. Спецификационные	10200	92	122	94,5
3. Длительные эксплуатационные	9450	86	118	91
4. В точке оптимизации	10500	95	119	92
5. Перегрузочные	11150	101	126,5	98

По мощности N_o и числу оборотов n_o в точке оптимизации O как базовой точке (принимается $N_o = 100 \%$ и $n_o = 100 \%$) с помощью программы "Mandieselturbo" выполняем расчет удельного расхода топлива b_e двигателя на частичной загрузке.

В качестве примера рассмотрен контейнеровоз с главным двигателем 5S60ME-B8.2-ТII корпорации MAN (номинальная мощность $N_n = 11900$ кВт и

эксплуатационная $N_э = 10000$ кВт) на рейсовой линии Одесса-Гавана-Одесса (1.07...16.08.2009).

5.2. Оценка эффективности применения системы охлаждения наддувочного воздуха малооборотного дизеля транспортного судна с использованием теплоты наддувочного воздуха

Поскольку в течение рейса меняются температура $t_{нв}$ и влажность $\phi_{нв}$ наружного воздуха, соответственно воздуха в машинном отделении (на 10 °С выше чем $t_{нв}$), подаваемого в наддувочный турбокомпрессор (ТК), и, соответственно, наддувочного воздуха после ТК $t_{нд1}$, а также забортной воды $t_{зв}$ и, соответственно, пресной воды промежуточного контура охлаждения наддувочного воздуха (на 5 °С выше $t_{зв}$), то снижение температуры воздуха Δt_v в ОНВ_{НТ}, его температуру $t_{в2}$ после ОНВ_{НТ} (на входе в наддувочный ресивер) и соответствующее сокращение потребления топлива МОД определяют с учетом изменения $t_{нв}$, $\phi_{нв}$ и $t_{зв}$ для судна на конкретной рейсовой линии.

Изменение температуры $t_{нв}$, относительной влажности $\phi_{нв}$ и влагосодержания $d_{нв}$ наружного воздуха, температуры забортной воды $t_{зв}$ в течение летнего рейса Одесса-Гавана-Одесса (1.07...16.08.2009) представлено на рис. 5.5.

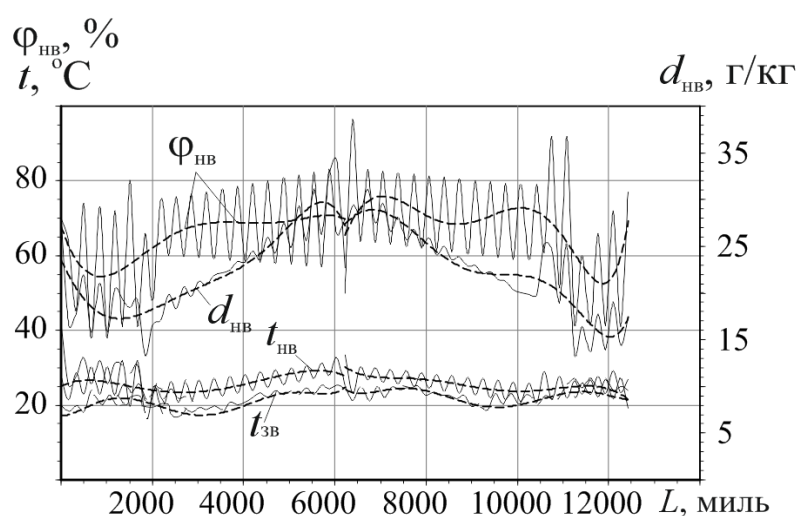


Рис. 5.5. Изменение температуры $t_{нв}$, относительной влажности $\phi_{нв}$ и влагосодержания $d_{нв}$ наружного воздуха, температуры забортной воды $t_{зв}$ в течение рейса Одесса-Гавана-Одесса (1.07...16.08.2009)

Как видно, на протяжении практически всего рейса температура наружного воздуха $t_{\text{нв}}$ составляет 25 °С и даже 30 °С (соответственно в МО на входе ТК $t_{\text{МО}} = 35...40$ °С). Относительная влажность воздуха $\varphi_{\text{нв}}$ изменяется в основном в диапазоне 60...80 %.

Имеют также место весьма существенные колебания температуры $t_{\text{нв}}$ и относительной влажности $\varphi_{\text{нв}}$, а следовательно, и влагосодержания $d_{\text{нв}}$ наружного воздуха в течение суток, причем максимумам температур $t_{\text{нв}}$ соответствуют минимумы влажности $\varphi_{\text{нв}}$ и, соответственно, влагосодержания $d_{\text{нв}}$. Поскольку процессы охлаждения влажного воздуха сопровождаются конденсацией водяных паров, то отвод теплоты конденсации связан с дополнительными (по сравнению с охлаждением сухого воздуха) затратами холодопроизводительности, вследствие чего снижение температуры воздуха при его повышенных влажности $\varphi_{\text{нв}}$ и влагосодержании $d_{\text{нв}}$ может оказаться незначительным.

В то же время наличие дневных и ночных противоположно направленных экстремумов $t_{\text{нв}}$ (соответственно и температуры наддувочного воздуха $t_{\text{к}}$ после ТК на рис. 2.2) и $\varphi_{\text{нв}}$ (соответственно $d_{\text{нв}}$) существование которых проявляется только при локальных во времени измерениях $t_{\text{нв}}$ и φ , создает благоприятные условия для большего снижения температуры наддувочного воздуха МОД днем (благодаря меньшим относительной влажности $\varphi_{\text{нв}}$ и, соответственно, влагосодержанию $d_{\text{нв}}$), когда имеет место значительное ухудшение топливной эффективности МОД из-за повышенных температур $t_{\text{нв}}$, соответственно и $t_{\text{ндв}}$ (колебания $t_{\text{эв}}$ не столь значительные). В ночное время, когда $t_{\text{нв}}$ (соответственно и $t_{\text{ндв}}$) ниже и меньше потребность в охлаждении наддувочного воздуха, снижение температуры воздуха также меньше из-за большей влажности φ (соответственно и $d_{\text{нв}}$). Таким образом, при оценке эффективности охлаждения наддувочного воздуха МОД необходимо учитывать изменение температуры $t_{\text{нв}}$, соответственно и $t_{\text{ндв}}$, влажности φ (влагосодержания $d_{\text{нв}}$) наружного (соответственно и наддувочного) воздуха и температуры забортной воды в течение суток.

Обычно в ТК двигателя подают воздух из МО, где его температура $t_{\text{МО}}$ на 10 °С выше, чем наружного воздуха $t_{\text{нв}}$. Температуру наддувочного воздуха после

ТК t_k ($t_{Г1}$ на входе генератора ТУО, т.е. ОНВ_{ВТ}) рассчитывали с помощью программы корпорации MAN в зависимости от температуры воздуха $t_{МО}$ на входе ТК, т.е. в МО.

О температуре $t_{ндв}$ наддувочного воздуха после ТК при меняющихся в течение рейса температуре $t_{нв}$ и влагосодержании $d_{нв}$ наружного воздуха, а также температуре забортной воды $t_{зв}$ можно судить по рис. , из которого видно наличие дневных и ночных противоположно направленных экстремумов температуры наддувочного воздуха $t_{ндв}$ после ТК и влагосодержания $d_{ндв} = d_{нв}$. Поляризация экстремумов $t_{ндв}$ и $d_{ндв}$ благоприятствует большему снижению температуры наддувочного воздуха МОД днем (благодаря меньшему влагосодержанию $d_{ндв}$), когда имеет место наибольшее ухудшение топливной эффективности МОД из-за повышенных температур $t_{нв}$. Видно также, что при существенных колебаниях $t_{ндв}$ суточные изменения $t_{зв}$ не столь значительные.

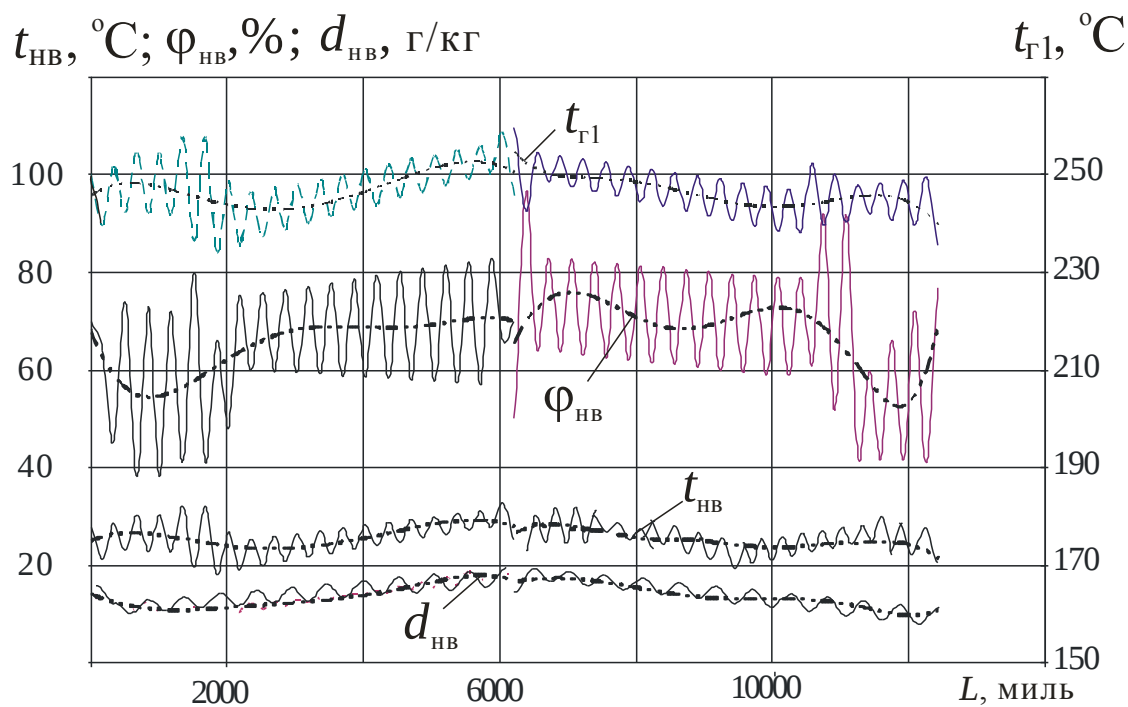


Рис. 5.6. Изменение температуры $t_{Г1}$ наддувочного воздуха после ТК при меняющихся в течение рейса температуре $t_{нв}$ и влагосодержании $d_{нв}$ наружного воздуха, а также температуре забортной воды $t_{зв}$

Располагаемое количество теплоты $Q_{Г}$, отведенное от наддувочного воздуха в ОНВ_{ВТ}, которое используется в генераторе ТУО для получения паров НРТ

высокого давления, определяют как $Q_{\Gamma} = G_{\text{в}} \cdot c_{\text{в}} (t_{\text{нд1}} - t_{\text{нд2}}) \xi_{\text{ВТ}} = G_{\text{в}} \cdot c_{\text{в}} (t_{\Gamma1} - t_{\Gamma2}) \xi_{\text{ВТ}}$, где $t_{\text{нд1}} = t_{\Gamma1}$ и $t_{\text{нд2}} = t_{\Gamma2}$ – температуры наддувочного воздуха на входе ОНВ_{ВТ} (после ТК) и выходе ОНВ_{ВТ}; $\xi_{\text{ВТ}}$ – коэффициент влаговываждения процесса охлаждения воздуха.

В ТУО нагрев НРТ высокого давления от температуры конденсации $t_{\text{к}}$ до температуры кипения $t_{\Gamma} = 120$ °С происходит в экономайзерной секции Гэ, а кипение при t_{Γ} – в испарительной секции Ги. Поэтому температура наддувочного воздуха $t_{\text{нд2}}$ на выходе ОНВ_{ВТ} находится как $t_{\text{нд2}} = t_{\text{к}} + \Delta t_{\text{вв}}$, где $\Delta t_{\text{вв}} = 8 \dots 12$ °С – минимальная разность между температурами охлажденного наддувочного воздуха $t_{\text{нд2}}$ на выходе ОНВ_{ВТ} и охлаждающей (нагреваемой) средой промежуточного теплоиспользующего контура, к которому подключен генератор ТУО. В свою очередь, от нагретой наддувочным воздухом воды, теплота отводится для нагрева НРТ от температуры конденсации $t_{\text{к}}$ до температуры кипения t_{Γ} (экономайзерная секция Гэ) и испарения НРТ при t_{Γ} (испарительная секция Ги).

Соотношение тепловых нагрузок экономайзерной $Q_{\text{Гэ}}$ и испарительной $Q_{\text{Ги}}$ секций равно отношению удельных (приходящихся на единицу расхода НРТ) тепловых нагрузок секций $q_{\text{Гэ}}$ и $q_{\text{Ги}}$, которое определяется температурами кипения t_{Γ} и конденсации $t_{\text{к}}$ силового (прямого) цикла ТУО.

Располагаемую холодопроизводительность ТУО Q_0 находят исходя из располагаемой теплоты Q_{Γ} , отведенной от наддувочного воздуха в ОНВ_{ВТ} и подведенной к НРТ в генераторе ТУО, как: $Q_0 = \zeta Q_{\Gamma}$, где ζ – тепловой коэффициент ТУО.

Из теплового баланса ОНВ_{НТ} $Q_0 = G_{\text{в}} \cdot c_{\text{в}} (t_{\text{в1}} - t_{\text{в2}}) \xi_0$ определяют снижение температуры наддувочного воздуха $\Delta t_{\text{в}} = t_{\text{в1}} - t_{\text{в2}}$ и температуру охлажденного наддувочного воздуха $t_{\text{в2}}$ на входе в наддувочный ресивер МОД при текущих в течение рейса температуре наружного воздуха $t_{\text{нв}}$ и относительной влажности $\phi_{\text{нв}}$. Расход воздуха $G_{\text{в}}$ через ТК рассчитывают с помощью программы корпорации MAN в зависимости от температуры воздуха на входе ТК $t_{\text{МО}}$ (в машинном отделении).

В случае избытка располагаемой холодопроизводительности ТСО Q_0 снижение температуры наддувочного воздуха $\Delta t_b = t_{b1} - t_{b2}$, а с ним и соответствующие затраты холодопроизводительности Q_0 , ограничиваются температурой охлажденного наддувочного воздуха t_{b2} на выходе ОНВ_{НТ}, значение которой, в свою очередь, лимитируется температурой кипения R142b в И-ОВ, $t_0 \approx 1 \dots 7^\circ\text{C}$, разностью температур в испарителе R142b – охладителе пресной воды И-ОВ (принимая эту разность температур равной $\Delta t_{\text{wi}} = 4^\circ\text{C}$) и водяном ОНВ_{НТ} ($\Delta t_{\text{в.НТ}} = 8 \dots 12^\circ\text{C}$). С учетом **минимальной разности** температур между охлажденным в ОНВ_{НТ} наддувочным воздухом и холодной пресной водой на входе ОНВ_{НТ} ($\Delta t_{\text{в.НТ}} = 8^\circ\text{C}$ для эффективных ОНВ_{НТ}), а также разности между температурой охлажденной в И-ОВ холодной пресной водой и температурой кипения R142b в И-ВО $t_0 \approx 1^\circ\text{C}$ ($\Delta t_{\text{wi}} = 4^\circ\text{C}$) максимальная глубина охлаждения наддувочного воздуха в ОНВ_{НТ} ограничивается температурой $t_{b2} = 13^\circ\text{C}$.

Температура наддувочного воздуха $t_{Г1}$ на входе в ОНВ_{ВТ} (после ТК), снижение температуры воздуха $\Delta t_{Г}$ в ОНВ_{ВТ}, температура воздуха $t_{Г2}$ на выходе ОНВ_{ВТ} (на входе в ОНВ_{НТ}) показаны на рис. 5.7.

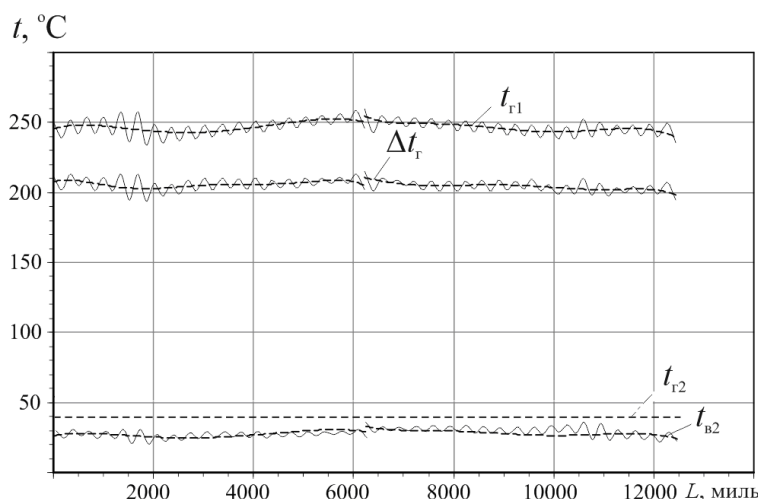


Рис. 5.7. Изменение температуры наддувочного воздуха $t_{Г1}$ на входе в ОНВ_{ВТ} (после ТК), снижение температуры воздуха $\Delta t_{Г}$ в ОНВ_{ВТ} (в генераторе ТУО), температура воздуха $t_{Г2}$ на выходе ОНВ_{ВТ} (на входе в ОНВ_{НТ}) в течение рейса Одесса-Гавана-Одесса (1.07...16.08.2009)

В испарителе НРТ охлаждают пресную воду промежуточного водяного контура, подаваемую в ОНВ_{НТ}, до температуры 5...10 °С.

Снижение температуры наддувочного воздуха Δt_b в охладителе ОНВ_{НТ} ТУО и температура наддувочного воздуха после охладителя ОНВ_{НТ} ТУО t_{b2} и забортной воды $t_{3в}$ в течение рейса Одесса–Гавана–Одесса (1.07...16.08.2009) показаны на рис. 5.8.

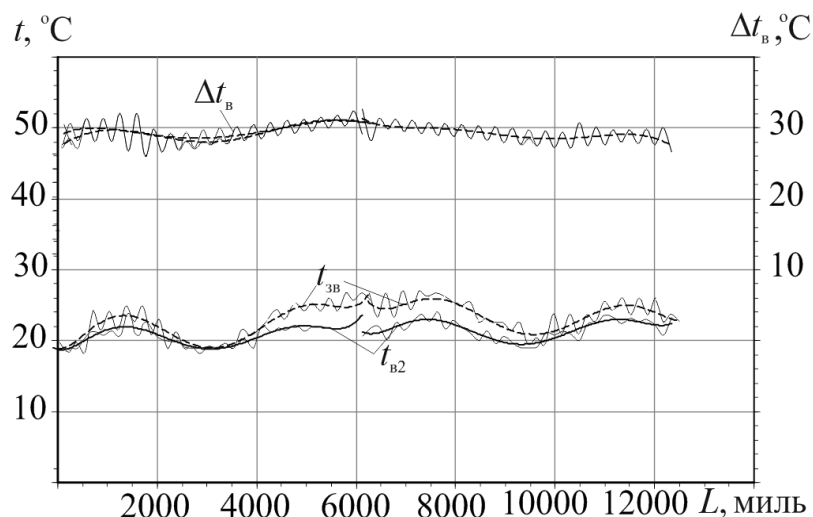


Рис. 5.8. Снижение температуры наддувочного воздуха Δt_b в охладителе воздуха ТУО и температура наддувочного воздуха после охладителя t_{b2} при температурах забортной воды $t_{3в}$ в течение рейса Одесса–Гавана–Одесса (1.07...16.08.2009)

Как видно, наддувочный воздух охлаждается в ОНВ_{НТ} ТУО до температуры t_{b2} несколько ниже температуры забортной воды $t_{3в}$, тогда как температура наддувочного воздуха t_{bb2} , охлажденного в водяном ОНВ традиционной системы охлаждения $t_{bb2} = t_{3в} + \Delta t_{b1} + \Delta t_{b2}$, где $\Delta t_{b1} = 5$ °С — разность температур между охлажденной пресной водой промежуточного контура охлаждения и забортной водой в центральном холодильнике; $\Delta t_{b2} = 12$ °С — разность температур между охлажденным наддувочным воздухом и пресной водой.

Температуры наддувочного воздуха, охлажденного в охладителе ОНВ_{НТ} ТУО t_{b2} и водяном ОНВ традиционной системы охлаждения t_{bb2} , при температуре забортной воды $t_{3в}$, меняющейся в течение рейса Одесса–Гавана–Одесса (1.07...16.08.2009), приведены на рис. 5.9.

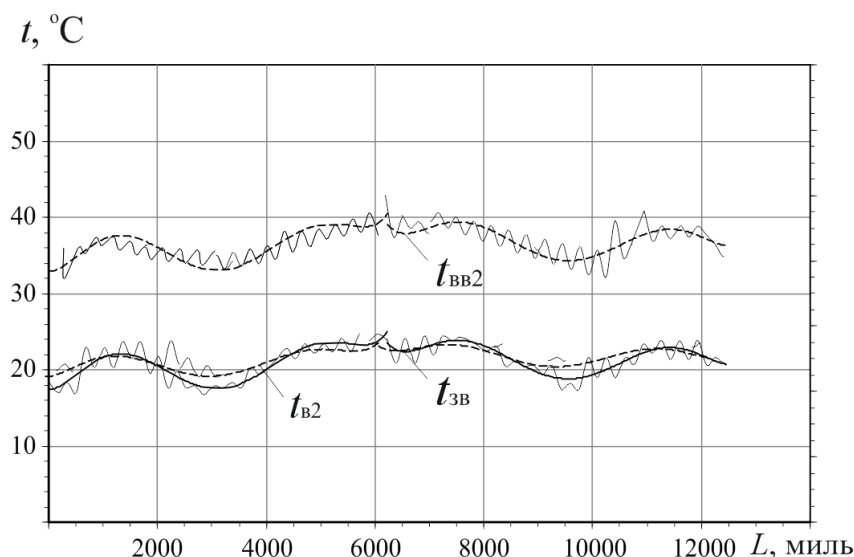


Рис. 5.9. Температуры наддувочного воздуха, охлажденного в охладителе ОНВ_{НТ} ТУО t_{B2} и водяном ОНВ t_{BB2} , и заборной воды t_{3B}

Как видно, применение ТУО обеспечивает охлаждение наддувочного воздуха до температуры t_{B2} , которая ниже температуры заборной воды: $t_{B2} < t_{3B}$, тогда как температура наддувочного воздуха t_{BB2} , охлажденного в водяном ОНВ традиционной системы охлаждения, $t_{BB2} = t_{3B} + \Delta t_{B1} + \Delta t_{B2}$, где $\Delta t_{B1} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ – разность температур между охлажденной пресной водой промежуточного контура охлаждения и заборной водой в центральном холодильнике; $\Delta t_{B2} = 12\text{ }^{\circ}\text{C}$ – разность температур между охлажденным наддувочным воздухом и пресной водой.

Охлаждение наддувочного воздуха в ТУО до температуры t_{B2} , которая ниже температуры воздуха t_{BB2} , охлаждаемого в традиционном водяном ОНВ, на величину $\Delta t_{B0} = t_{BB2} - t_{B2}$, обеспечивает сокращение удельного b_e и общего B_e расходов топлива. Результаты расчетов снижения удельного расхода топлива Δb_e , полного расхода топлива МОД 5S60ME-B8.2-ТII корпорации MAN (номинальная мощность $N_H = 11900\text{ кВт}$ и эксплуатационная $N_9 = 10000\text{ кВт}$) в абсолютных ΔB_e и относительных $\overline{\Delta B_e}$ величинах по фирменной программе при меняющихся в течение рейса параметрах наружного воздуха и температуре заборной воды t_{3B} приведены на рис. 5.10.

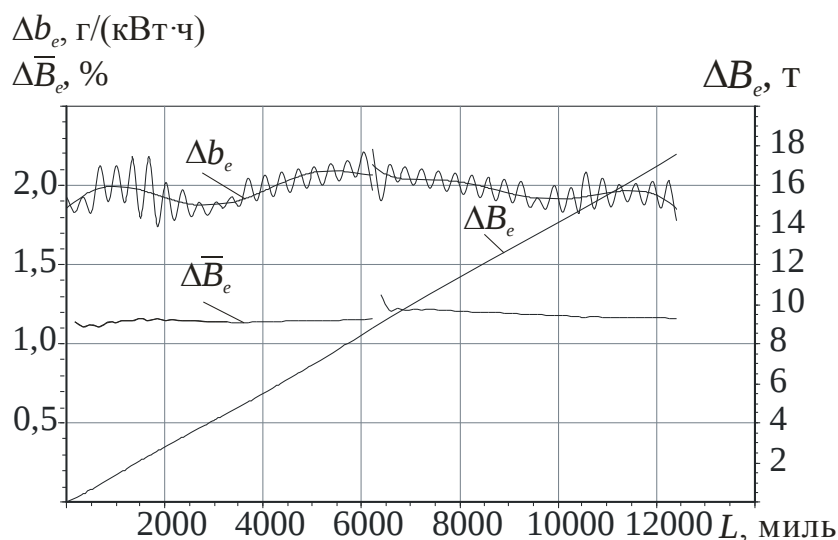


Рис. 5.10. Значения снижения удельного расхода топлива Δb_e , полного расхода топлива МОД в абсолютных ΔB_e и относительных $\overline{\Delta B_e}$ величинах в течение рейса Одесса-Гавана-Одесса (1.07...16.08.2009)

Как видно, практически на протяжении всего рейса уменьшение удельного расхода топлива составляет $\Delta b_e = 2,0$ г/(кВт·ч), относительная экономия потребления топлива $\overline{\Delta B_e} = 1,1...1,2$ %, а абсолютная экономия потребления топлива ΔB_e за рейс для МОД мощностью 10 МВт составляет около 18 т по сравнению с традиционной системой охлаждения наддувочного воздуха МОД.

О сокращении расхода топлива в абсолютных ΔB_e и относительных $\overline{\Delta B_e}$ величинах за отдельные I–IX рейсы Одесса–Гавана–Одесса и суммарном за 9 рейсов в году можно судить по рис. 5.11 и рис. 5.12

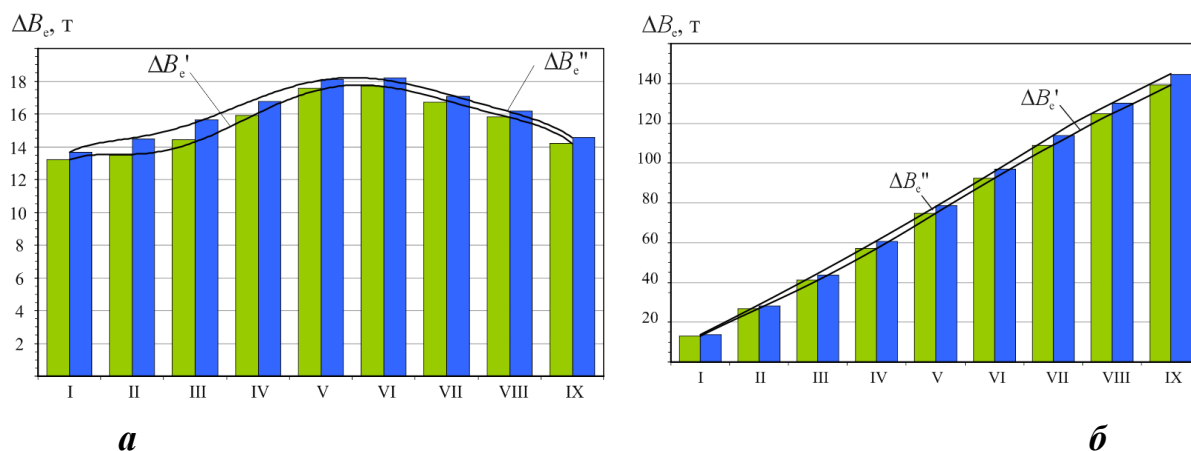


Рис. 5.11. Снижение расхода топлива ΔB_e за отдельные I–IX рейсы Одесса–Гавана–Одесса (а) и суммарное за 9 рейсов в году (б): $\Delta B_e'$ – в ТК воздух подается отдельным воздуховодом; $\Delta B_e''$ – воздух из МО

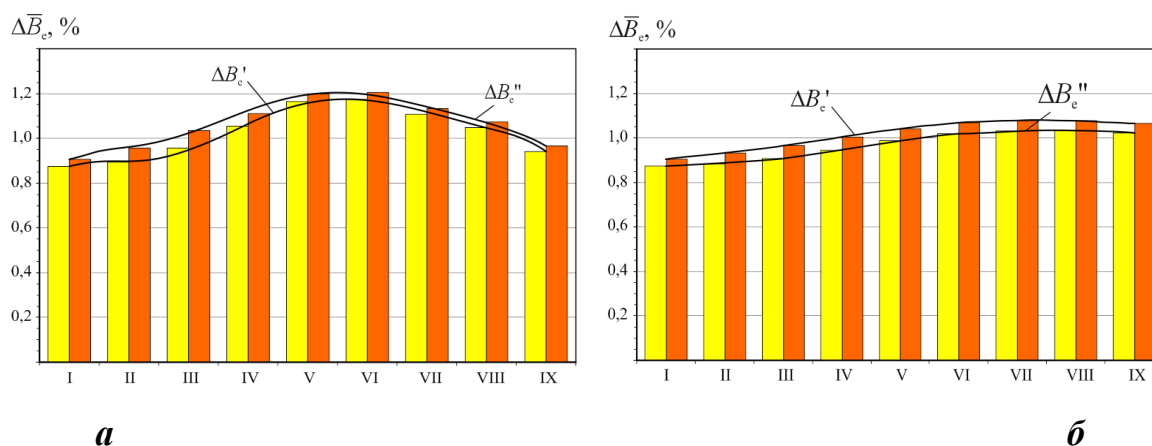


Рис. 5.12. Снижение расхода топлива $\overline{\Delta B}_e$ в относительных величинах за отдельные I–IX рейсы Одесса–Гавана–Одесса (*a*) и суммарном за 9 рейсов в году (*б*): $\Delta B_e'$ – в ТК воздух подается отдельным воздухопроводом; $\Delta B_e''$ – воздух из МО

Как видно, абсолютная экономия топлива за отдельные рейсы для МОД мощностью 10 МВт составляет $\Delta B_e = 14...18$ т и суммарная за 9 рейсов – 144 т, а относительная его экономия за отдельные рейсы – $\overline{\Delta B}_e = 1,0...1,2$ % (рис. 5.12). Рассматривались два способа подачи воздуха в ТК: наиболее распространенный – из МО, а также подача наружного воздуха отдельным воздухопроводом.

5.3. Основные результаты и выводы по разделу 5

1. Использование теплоты наддувочного воздуха судового МОД в трехконтурной теплоиспользующей системе охлаждения (ТСО) обеспечивает снижение температуры воздуха до 15...25 °С и сокращение удельного расхода топлива примерно на 2 г/(кВт·ч) в летние месяцы на разных участках рейсовой линии Одесса–Гавана–Одесса по сравнению с его охлаждением заборной водой.

2. Абсолютная экономия топлива за отдельные рейсы "Одесса–Гавана–Одесса" для МОД мощностью 10 МВт составляет $\Delta B_e = 14...18$ т и суммарная за 9 рейсов – 144 т.

Основные результаты работ по разделу 5 приведены в [103-107].

ВЫВОДЫ

1. Эффективность судовых ДУ с МОД снижается с повышением температуры наддувочного воздуха. В диссертации решена важная для судовых МОД научно-прикладная задача повышения эффективности охлаждения наддувочного воздуха судовых МОД с помощью термотрансформатора (ТТр).

2. Задача повышения эффективности системы охлаждения наддувочного воздуха для судовых МОД впервые решена путем использования испарительной секции парогенератора ТТр в качестве первой – высокотемпературной ступени ОНВ, экономайзерной секции – как второй ступени стандартного ОНВ, охлаждаемой забортной водой (пресной водой промежуточного контура ОНВ в случае центральной системы охлаждения дизеля), и испарителя ТТр – как низкотемпературной ступени ОНВ.

3. Функционирование теплоиспользующей экономайзерной секции парогенератора ТТр как второй ступени стандартного ОНВ позволяет применять забортную воду в качестве хладоносителя для конденсатора ТУО, а не для ОНВ, т.е. перейти с двухконтурной на трехконтурную систему охлаждения наддувочного воздуха., обеспечивая более глубокое его охлаждение по сравнению со стандартным ОНВ.

3. Разработана математическая модель процессов охлаждения наддувочного воздуха судовых МОД с использованием ТТр, которая учитывает энергетические потери из-за низкой интенсивности теплопередачи на завершающей стадии трансформации теплоты с фазовым переходом НРТ. Также математическая модель учитывает взаимное влияние потерь, обусловленных разностью температур между охлаждаемым воздухом и НРТ, и затрат энергии на поддержание этой разности температур, и позволяет выявить и реализовать резервы повышения эффективности утилизации теплоты в ДУ путем рациональной организации процессов трансформации теплоты, обеспечивающей снижение потерь на 30 %.

Адекватность модели подтверждена удовлетворительным согласованием расчетных показателей эффективности процессов трансформации теплоты наддувочного воздуха судовых МОД с применением НРТ, с экспериментальными данными по тепловым коэффициентам процессов трансформации.

4. Впервые выявлены закономерности процессов утилизации теплоты наддувочного воздуха судовых МОД с применением НРТ, а также особенности влияния этих процессов на показатели эффективности МОД (удельный расход топлива) и термотрансформатора (тепловой коэффициент, удельную, приходящуюся на единичный расход воздуха через ТК МОД, холодопроизводительность, снижение температуры наддувочного воздуха МОД), которые характеризуются наличием экстремумов показателей и учитывают наружные тепловлажностные параметры при эксплуатации транспортного судна на конкретной рейсовой линии.

5. Впервые разработаны способы рациональной организации процессов утилизации теплоты наддувочного воздуха судовых МОД с применением НРТ: неполное испарение НРТ, рециркуляция НРТ в ОНВ, эжектирование сухого насыщенного пара НРТ, применение промежуточного хладоносителя, которые обеспечивают сокращение энергетических потерь при трансформации теплоты на 30 %.

6. Определены оптимальные параметры процессов утилизации теплоты наддувочного воздуха судовых МОД (плотность теплового потока и температурные напоры θ в ОНВ, массовая скорость кипящего НРТ, удельная холодопроизводительность q_0), обеспечивающие минимальные энергетические потери при трансформации теплоты и, соответственно, снижение температуры воздуха на 20...25 °С (при использовании 75...80 % располагаемого теплового потенциала выпускных газов, а также теплоты наддувочного воздуха), сокращение удельного расхода топлива ДУ с МОД на 2,5...3,0 г/(кВт·ч).

7. Определены условия эксплуатации ДУ транспортных судов, при которых утилизация теплоты наддувочного воздуха обеспечивает сокращение удельных расходов топлива главным двигателем на 2,5...3,0 г/(кВт·ч), рейсовых его расходов – на 1,0...1,6 % и годового – 1,0...1,5 %.

Разработанные способы рациональной организации процессов утилизации теплоты наддувочного воздуха судовых и реализующие их системы утилизации, которые обеспечивают высокую топливную экономичность ДУ транспортных судов на конкретных рейсовых линиях, защищены 3 патентами Украины на изобретение [108-110]. Их применение целесообразно в судовых и стационарных ДУ, энергетических установках других типов.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Ваншейдт, В.А. Судовые установки с двигателями внутреннего сгорания / В.А. Ваншейдт, П.А. Гордеев, Б.А. Захаренко и др. // Л.: Судостроение. – 1978. – 368 с.
2. Овсянников, М.К. Дизели в пропульсивном комплексе морских судов: Справочник / М.К. Овсянников, В.А. Петухов // Л.: Судостроение – 1987. – 256 с.
3. Петухов, В.А. Повышение экономичности судовых дизелей / В.А. Петухов, В.С. Голубев // Двигателестроение. – 1989. – № 6. – С. 36, 61.
4. Двигуни внутрішнього згорання: 6 т. / За ред. А.П. Марченка і А.Ф. Шеховцова// Харків: Прапор – 2004.
5. Influence of Ambient Temperature Conditions on Main Engine Operation / MAN B&W Diesel A/S // Copenhagen, Denmark – 2005. – 15 p.
6. Sulzer RTA84C and RTA96C: Engine Selection and Project Guide / Wartsila NSD Switzerland Ltd. // Winterthur, Switzerland – 1998. – 209 p.
7. Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO₂ emission/ MAN B&W Diesel A/S – Copenhagen, Denmark:– 2005. – 12 p.
8. Гольтраф, И.С. Охлаждение воздуха в судовых дизелях/ И.С. Гольтраф// Л.: Судостроение. – 1966. – 200 с.
9. Маслов, В.В. Утилизация теплоты судовых дизелей / В.В. Маслов. // М.: Транспорт. – 1990. – 144 с.
10. Environmental benefits and fuel savings successfully combined in practice: Wartsila Corporation Press Release Trade & Technical Press. – 28 Sept., 2005.
11. Ржепецкий, К.Л. Повышение эффективности судовых дизельных установок при проектировании / К.Л. Ржепецкий// Л.: Судостроение. – 1979–76 с.
12. Кодымский, Э.И. Особенности технической эксплуатации судовых малооборотных дизелей / Э.И. Кодымский// Одесса: Латстар – 2002. – 132 с.
13. Heim, K. Existing and Future Demands on the turbocharging of Modern Large Two-stroke Diesel Engines / K. Heim // 8-th Supercharging Conference – Dresden – 2002.
14. Ibaraki, S. Development of the "hybrid turbo", an electrically assisted turbocharger/ S. Ibaraki, Y. Yamashita, K. Sumida, H. Ogita, Y. Jinnai // Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.: Technical Review. – Vol. 43. – No. 3 (Sept.). – 2006. –P. 1–5.
15. Iwaki, Fuminory. Development of TPL and TPS Series Marine

Turbocharger / F. Iwaki, K. Mitsubory // IHI Engineering Review. – Vol. 37. – No. 1. – 2004. – P. 35–39.

16. Project Guide Two-stroke Engines. MC Programme. Vol. 1. – Copenhagen, 1986. – 5618. Schmid, H. Marine technologies for reduced emissions /H. Schmid, G. Weisser // Wartsila Corporation. – April, 2005. – 12 p.

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

18. Мартыновский, В.С. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов / В.С. Мартыновский// М.: Энергия. – 1979. – 288 с.

19. Клименко, А.Г. Анализ и выбор оптимальных способов охлаждения воздуха корабельных дизелей / А.Г. Клименко // Оптимизация производственных процессов: сб. науч. тр. – Севастополь: СевНТУ. – 2002. – Вип. 5. – С. 197–202.

20. Мошенцев, Ю.Л. Охлаждение наддувочного воздуха с использованием воздушной холодильной машины / Ю.Л. Мошенцев, Б.Г. Тимошевский, Ву Дык Бао // Авиационно-космическая техника и технология. – Харьков: ХАИ. –.2001. – №8 (23). – С. 90–92.

21. Мошенцев, Ю.Л. Влияние охлаждения наддувочного воздуха на рабочий цикл турбопоршневого двигателя / Ю.Л. Мошенцев, Ву Дык Бао // Авиационно-космическая техника и технология. – Харьков: ХАИ. –.2002. – № 7 (30). – С. 33–36.

22. Тимошевский, Б.Г. Повышение эффективности судового двигателя внутреннего сгорания путем совершенствования системы воздухообеспечения / Б.Г. Тимошевский, Ю.Л. Мошенцев, Ву Дык Бао // Зб. наук. праць УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – № 2 (388). – С. 67-75.

23. Мошенцев, Ю.Л. Анализ целесообразности применения комбинированной испарительно-турбодетандерной системы охлаждения наддувочного воздуха для дизельных двигателей / Ю.Л. Мошенцев, Д.С. Минчев // Зб. наук. праць НУК. – Миколаїв: НУК, 2008. - №.6(423). – с 96–104.

24. Мошенцев, Ю.Л. Экспериментальное исследование процесса испарительного охлаждения в центробежном наддувочном компрессоре / Ю.Л. Мошенцев, Д.О. Жуков // Зб. наук. праць НУК. – Миколаїв: НУК, 2005. – № 5 (398). – С. 99-108.

25. Ву Дык Бао. Определение параметров процесса сжатия в турбокомпрессоре судового двигателя внутреннего сгорания при использовании внутреннего охлаждения / Ву Дык Бао // Зб. наук. праць УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – № 3 (389). – С. 87–91.

26. Ву Дык Бао. Особенности влияния охлаждения наддувочного воздуха на параметры циклов комбинированных поршневых двигателей внутреннего сгорания / Ву Дык Бао // Зб. наук. праць УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – № 4 (390). – С. 52–60.

27. DIN ISO 3046. Teil 1. Hubcolben – Verbrennungsmotoren Anforderungen. Normbezugsbedingungen und Angaben uber Leistung, Kraftstoff und Schmieroilverbrauch. – 1991. – 19 s.

28. Pounder's Marine diesel engines and gas turbines: 8-th edition / Doug Woodyard – 2010.

29. Schmid, H. Less Emissions through Waste Heat Recovery / H. Schmid // Wartsila Corporation. – April, 2004. – 10 p.

30. Exhaust gas emission control today and tomorrow application on MAN B&W two-stroke marine diesel engines / MAN B&W Diesel A/S – Copenhagen, Denmark – 2007. – 30 p.

31. Артемов, Г.А. Суднові енергетичні установки / Г.А. Артемов, В.М Горбов // Миколаїв: УДМТУ. – 2002. – 356 с.

32. Клименко, А.Г. Совершенствование системы испарительного охлаждения воздуха высокооборотного дизеля /А.Г. Клименко // Вісник СевДТУ: Механіка, енергетика, екологія: зб. наук. пр. – Севастополь: СевНТУ. – 2009. – Вип. 97. – С. 91–93.

33. Клименко, А.Г. Влияние испарительного охлаждения наддувочного воздуха дизеля 6ЧН18/22 на весовой расход воздуха g_e /А.Г. Клименко // Вісник СевДТУ. Механіка, енергетика, екологія: зб. наук. пр. – Севастополь: СевНТУ. – 2008. – Вип. 87. – С. 111–114.

34. Циннер, К. Наддув двигателей внутреннего сгорания /К. Циннер// Л.: Машиностроение. – 1978. – 262 с.

35. Рис, В.Ф. Центробежные компрессорные машины /В.Ф. Рис// Л.: Машиностроение. – 1981. – 350 с.

36. Shiraishi, K. Hybrid Turbocharger with integrated High Speed Motor-generator/ K. Shiraishi, Y. Ono // Technical Review: Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. – 2007. –Vol. 44. –No. 1 (Mar.). – 3 p.

37. Захаров, Ю.В. Исследование и совершенствование энергоиспользования на дизельных транспортных судах: Автореф. дис. ... докт. техн. наук. – Николаев: НКИ – 1972.

38. Шостак, В.П. Исследование способов утилизации тепла отходящих от главного двигателя газов на морских танкерах: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Николаев: НКИ – 1971.

39. Андреев, Л.М. Исследование утилизационных фреоновых эжекторных холодильных машин для кондиционирования воздуха на морских дизельных судах: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Николаев-Одесса – 1971.

40. Андреев, Л.М. Опытное исследование экспериментальной фреоновой эжекторной холодильной машины / Л.М. Андреев, Рашевский И.А. // Труды НКИ. – Вып. 42. – 1971.

41. Захаров, Ю.В. О возможности получения холода в утилизационных теплоиспользующих холодильных машинах на дизельных морских судах/ Ю.В. Захаров, Л.М. Андреев, В.П. Шостак// Труды НКИ. – Вып. 26. – 1968.

42. Лехмус, А.А. Разработка и исследование судовой безнасосной фреоновой эжекторной холодильной машины: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Николаев: НКИ – 1973.

43. Захаров, Ю.В. Предварительная оценка эффективности применения утилизационных пароэжекторных фреоновых холодильных машин в судовых установках кондиционирования воздуха / Ю.В. Захаров, Л.М. Андреев, В.П. Шостак // Труды НКИ. – Вып. 26. – 1968.

44. MAN B&W ME/ME-C/ME-GI/ME-B-TII engines. – Copenhagen, Denmark: MAN Diesel. – 2010.

45. MAN B&W MC/MC-C, ME-B, ME/ME-GI engines. – Copenhagen, Denmark: MAN Diesel. – 2010.

46. Крайнюк, А.И. Системы наддува ДВС с глубоким охлаждением наддувочного воздуха / А.И. Крайнюк, С.В. Алексеев, А.А. Крайнюк // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ "ХПИ".–2009.–№ 2–С. 59–65.

47. Абрамович, В.А. Испарительное охлаждение воздуха путем впрыска воды / В.А. Абрамович // Тр. ЛИИВТ. – Л.: ЛИИВТ. – 1964. – № 70. – С. 41–44.

48. Nixdorf M. Thermo-economic analysis of inlet air conditioning methods of a cogeneration gas turbine plant/ M. Nixdorf, A. Prelipceanu, D. Hein // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002. – Paper GT-2002-30561. – 10 p.

49. 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.

50. Bortmany J.N. Assesment of aqua-ammonia refrigeration for pre-cooling gas turbine inlet air/ J.N. Bortmany // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002. – Paper GT-2002-30657. – 12 p.

51. Yokoyama R. Effect of inlet air cooling by ice storage on unite sizing of a gas turbine cogeneration plant / R. Yokoyama, K. Ito // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002. – Paper GT-2002-30484. – 8 p.

52. Zinner K. Thermodynamische Untersuchung uber die Anwendbarkeit der Turbokuhlung bei aufgeladenen vierfakt / K. Zinner, H. Reinloin // Dieselmotoren, "MTZ". – 1964. – Nr. 5. – S. 188–195.

53. Arai M. Development of Future Marine Gas Turbine in Japan / M. Arai, T. Sugimoto, H. Miyaji. // Super Marine Gas Turbine . – SMGT, Tokyo – 2002.

54. Захаров Ю.В. Экспериментальное исследование некоторых характеристик фреонового эжектора / Ю.В. Захаров, Л.М. Андреев, А.А. Лехмус// Труды НКИ. – Вып. 37. – 1970.

55. Захаров Ю.В. Результаты испытаний экспериментальной фреоновой эжекторной холодильной машины в режиме кондиционирования воздуха / Ю.В. Захаров, Л.М. Андреев, А.А. Лехмус, И.А. Рашевский // Холодильная техника. – 1971. – №3.

56. Ионов А.Г. Насосно-циркуляционные системы морозильных установок / А.Г. Ионов, С.Я. Мекеницкий, О.К. Боголюбский // М.: Пищевая промышленность. – 1976. – 191 с.

57. Константинов Л.И. Судовые холодильные установки / Л.И. Константинов, Л.Г. Мельниченко // М.: Пищевая промышленность. – 1978. – 448 с.

58. Катерухин В.В. Плиточный морозильный аппарат / В.В. Катерухин, И.А. Смойловская, Л.А. Кузнецова, Б.Ш. Хайтин, Ю.П. Плешкановский, В.П. Калашов, А.М. Файнгольд, Ю.Г. Виленчик // Холодильная техника. – 1978. – № 3. – С. 9 – 13.

59. Bhargava R., Meher-Homji C.B. Parametric analysis of existing gas turbines with inlet evaporative and overspray fogging / R. Bhargava, C.B. Meher-Homji // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002. – Paper GT-2002-30560. – 15 p.

60. Chaker M. Inlet Fogging of Gas Turbine Engines-Part A: Fog Droplet Thermodynamics, Heat Transfer and Practical Considerations / M. Chaker, C.B. Meher-Homji, T.R. III Mee // Proceedings of ASME Turbo Expo 2002. – Paper GT 2002-30562.

61. Соколов Е.Я. Струйные аппараты / Е.Я. Соколов, Н.М. Зингер// М.: Энергия. – 1970 – 288 с.

62. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины / Ю.В. Захаров// Л.: Судостроение. – 1972. – 568

63. Петренко В.А. Теоретическое и экспериментальное исследование эжекторной холодильной машины в режиме кондиционирования воздуха / В.А. Петренко // Холодильная техника и технология. – 2001. – №2 (71). – С. 12–18.

64. Петренко В.А. Сравнительный анализ показателей эффективности эжекторной холодильной машины, использующей различные легкокипящие рабочие вещества / В.А. Петренко // Холодильная техника и технология. – 2005. – №5 (97). – С. 25–35.

65. Брук М.А. Работа дизеля в нестационарных условиях / М.А. Брук, А.С. Вискман, Г.Х. Левин// Л.: Машиностроение. – 1981. – 208 с.

66. Аболешкин С.Е. Экспериментальная проверка стабильности интегрального показателя технического состояния главного судового двигателя / С.Е. Аболешкин, Ю.В. Балыхин // Судовые энергетические установки: Научн.-техн. сб. – Одесса: ОНМА. – 2004. – Вып. 11. – С. 132–139.

67. Колпакчи Э.М. Особенности технической эксплуатации судовой энергетической установки пассажирского судна, работающего в условиях стесненного фарватера / Э.М. Колпакчи, А.И. Кохановский // Судовые энергетические установки: Научн.-техн. сб. – Одесса: ОНМА. – 2004. – Вып. 11. – С. 23–33.

68. Рыжков С.В. Влаagoотделители с сепарирующими пакетами из профиля ПК-15837 / С.В. Рыжков // Передовой производственно-технический опыт. – Л. – 1974. – Вып. 1 (23).

69. Рыжков С.В. Об очистке воздуха на испытательных станциях судовых газотурбинных двигателей / С.В. Рыжков // Труды НКИ. – Николаев: НКИ. – 1968. – вып. 26.

70. АС СССР № 488053 Рыжков С.В. Водоотделители системы сжатого воздуха / С.В. Рыжков, А.К. Албантов, Ю.А. Половец // Бюллетень № 38. – 1976.

71. Петренко В.А. Исследование эжекторной холодильной машины на фреоне R142. Дисс. ... канд. техн. наук. – Одесса. – 1978.

72. Андреев Л.М. Средние статистические температуры воздуха и забортной воды на основных направлениях плавания судов из Черного моря / Л.М. Андреев, Ю.В. Захаров, О.К. Колосов, В.В. Лаханин, А.А. Сирота // Респ. межвед. науч.-техн. сб. Судостроение и морские сооружения: судовые энергетические установки. – Харьков: ХГУ. – С. 67–71.

73. Андреев А.А. Теплоиспользующая система охлаждения наддувочного воздуха судового малооборотного дизеля / А.А. Андреев, Н.И. Радченко, А.А. Сирота // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. – № 1 (98). – С. 66 – 70. (науком.)

74. Андреев А.А. Сравнительная оценка охлаждения наддувочного воздуха главного судового дизеля с утилизацией его теплоты и забортной водой / А.А. Андреев, Н.И. Радченко, А.А. Сирота // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. – № 2 (99). – С. 92–96. (науком.)

75. Андреев А.А. Повышение топливной эффективности главного двигателя транспортного судна охлаждением наддувочного воздуха / А.А. Андреев, Н.И. Радченко // Холодильна техніка та технологія". – 2012. – Вип. 4 (138). – С. 249–253.

76. Радченко Н.И. Теплоиспользующая система охлаждения наддувочного воздуха судовых МОД / Н.И. Радченко, А.А. Андреев // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – № 9(56). – С. 120–124.

77. Капустин В.В. Тригенерационные системы промежуточного охлаждения воздуха судовых ДВС / В.В. Капустин, А.А. Андреев, Д.В. Коновалов, Н.И. Радченко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2007. – № 4 (40). – С. 40-44.

78. Андреев А.А. Визначення раціональних параметрів охолодження наддувного повітря судових ДВЗ / А.А. Андреев // Сучасні проблеми двигунобудування: стан, ідеї, рішення: Матеріали другої науково-технічної конференції науково-педагогічних та інженерно-технічних працівників. – Миколаїв: ППІ НУК, 2007. – С. 40.

79. Радченко Н.И. Оптимальные режимы теплоиспользующих систем промежуточного охлаждения воздуха судовых ДВС / Н.И. Радченко, А.А. Андреев // Сучасні проблеми холодильної техніки і технології: Збірник наукових праць VI Міжнародної науково-технічної конференції, Одеса, 19-21 вересня 2007 р. – Одеса: Вид-во ОДАХ, 2007. – С. 123-124.

80. Андреев А.А. Визначення раціональних параметрів проміжного охолодження наддувного повітря судових ДВЗ / А.А. Андреев // Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали III міжнародної науково-технічної конференції студентів, аспірантів, науковців та фахівців. – Миколаїв: НУК, 2007. – С. 143-146.

81. Андреев А.А. Охлаждение наддувочного воздуха судовых малооборотных дизелей в теплоиспользующей установке / А.А. Андреев, Д.В. Коновалов, Н.И. Радченко // Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації/ Збірник наукових праць I Міжнародної науково-технічної конференції. Частина 2. – Миколаїв: НУК, 2008. (Додаток до Зб. наук. пр. НУК. – № 3 (420), 2008). – С. 145–151.

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

83. Андреев А.А. Основні положення математичної моделі теплообмінників тепловикористовуючої системи охолодження наддувного повітря судових малооборотних дизелів / А.А. Андреев, Д.В. Коновалов, М.І. Радченко // Наукові праці ОНАХТ. – Одеса: ОНАХТ. – 2011.– Вип.39. – Т.1. – С. 68–73.

84. Сирота А.А. Методология рационального проектирования теплоиспользующих систем охлаждения воздуха судовых двигателей / А.А. Сирота, Р.Н. Радченко, А.А. Андреев, Д.В. Коновалов, Н.И. Радченко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2007. – № 7 (43). – С. 29-35.

85. Радченко Р.Н. Когенерационные контуры дизельных энергоустановок на основе теплоиспользующих абсорбционных холодильных машин / Р.Н. Радченко, А.А. Андреев, Д.В. Коновалов, Н.И. Радченко, Е.А. Красильщиков // Муніципальна енергетика: проблеми, рішення: Матеріали 2 міжнародної науково-технічної конференції. – Миколаїв: НУК, 2007. – С. 63-68.

86. Андреев А.А. Основні положення математичної моделі тепловикористовуючої системи охолодження наддувного повітря суднових малооборотних дизелів / А.А. Андреев, Д.В. Коновалов, М.І. Радченко // Современные проблемы холодильной техники и технологии/ Тезисы докладов м.-н. н.-т. конф. – Одесса: ОНАПТ, 2011. – С. 22–24.

87. Андреев А.А. Охлаждение наддувочного воздуха судового малооборотного дизеля утилизацией его теплоты / А.А. Андреев, Н.И. Радченко// Інновації в суднобудуванні та океанотехніці/ Матеріали м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2011. – С. 407–413.

88. Радченко Н.И. Повышение эффективности контура охлаждения наддувочного воздуха судовых ДВС/ Н.И. Радченко, А.А. Андреев // Авиационно-космическая техника и технология – 2010. – № 6(73). – С.71–74.

89. Радченко Н.И. Трехконтурная теплоиспользующая система охлаждения наддувочного воздуха малооборотного дизеля транспортного судна / Н.И. Радченко, Т. Бохдаль, А.А. Андреев, Д.В. Коновалов // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. № 9 (106). – С.86–91. (наук.ом.)

90. Радченко Р.Н. Использование теплоты уходящих газов для охлаждения циклового воздуха дизелей / Р.Н. Радченко, А.А. Андреев // Електронне видання "Вісник національного університету кораблебудування": НУК, 2010. – № 1. – С. 117–122.

91. Радченко Н.И. Использование избыточной энергии продуктов сгорания для охлаждения наддувочного воздуха ДВС / Н.И. Радченко, А.А. Андреев // Електронне видання "Вісник національного університету кораблебудування": НУК, 2010. – № 2. – С. 77–84.

92. Радченко Н.И. Использование теплоты уходящих газов для охлаждения наддувочного воздуха судовых малооборотных дизелей / Н.И. Радченко, А.А. Андреев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 2. – С. 90–93.

93. Андреев А.А. Разработка и анализ эффективности теплоиспользующих систем охлаждения наддувочного воздуха дизельных установок / А.А. Андреев // Муніципальна енергетика: проблеми, рішення: Матеріали третьої міжнародної науково-технічної конференції. – Миколаїв: видавець Торубара О.С., 2009. – С.199-202.

94. Андреев А.А. Сравнение двух способов охлаждения наддувочного воздуха судового малооборотного дизеля / А.А. Андреев, Н.И. Радченко// Інновації в суднобудуванні та океанотехніці/ Матеріали м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК – 2011. – С. 371–374.

95. Семенов В.С. Теплонапряженность и долговечность цилиндропоршневой группы судовых дизелей /В.С. Семенов// М.: Транспорт. – 1977. – 182 с.

96. Брошков С.Д. Критерий тепловых перегрузок дизеля / С.Д. Брошков, С.А. Ханмамедов // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2008. – № 22 – Одесса: ОНМА. – С. 29-33.

97. Суворов П.С. Управление режимами работы главных судовых двигателей / П.С. Суворов// Одесса: ЛАТСТАР. – 2000. – 238 с.

98. Bandel J. Druckverlust und warmeubergang bei der verdampfung siedender kaltemittel im durchsrtomten rohr / J. Bandel, E.U. Schlunder // Chemie – Ing. Techn. – 1973. – Jahrg. 45. – № 6. – S. 345 – 350.

99. Schlunder E. U. Mittlere warmeubergangszahl auf der kaltemittelseite eines verdampferblockes / E. U. Schlunder, J.M. Chawla, E.A. Thome // Kaltetechnik – Klimatisierung. – 1968. – Bd. 20. – № 4. – S. 112 – 117.

100. Шостак В.П. Проектування пропульсивної установки суден з прямою передачею потужності на гвинт /В.П. Шостак, В.І. Гершанік, В.П. Кот, М.С. Бондаренко; за ред. В.П. Шостака// М.: УДМТУ. – 2003. – 494 с.

101. Basic principles of ship propulsion. – Copenhagen, Denmark: MAN Diesel. – 2010. – 30 p.

102. Слижевский Н.Б. Расчет ходкости надводных водоизмещающих судов /Н.Б. Слижевский, Ю.М. Король, М.Г. Соколик, В.Ф. Тимошенко// Николаев: НУК. – 2004. – 192 с.

103. Андреев А.А. Сокращение затрат на охлаждение наддувочного воздуха судовых малооборотных дизелей / А.А. Андреев, Н.И. Радченко // Вестник двигателестроения. – 2008. – № 2. – С. 64–67.

104. Андреев А.А. Сокращение затрат при охлаждении наддувочного воздуха судовых дизелей / А.А. Андреев // Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації/ Збірник наукових праць

I Міжнародної науково-технічної конференції. Частина 2. – Миколаїв: НУК, 2008. (Додаток до Зб. наук. пр. НУК. – № 3 (420), 2008). – С. 243–244.

105. Андреев А.А., Радченко Н.И. Повышение эффективности охлаждения наддувочного воздуха главного двигателя транспортного судна/ А.А. Андреев, Н.И. Радченко // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці/ Матеріали III м.-н. н.-т. конф. –Миколаїв: НУК, 2012. – С. 434–435.

106. Андреев А.А. Оценка топливной эффективности судового малооборотного дизеля с утили-зационной системой охлаждения наддувочного воздуха /А.А. Андреев, Н.И. Радченко // Суднова енергетика: Стан та проблеми: Матеріали V міжнародної науково-технічної конференції студентів, аспірантів, науковців та фахівців. – Миколаїв: НУК, 2011. – С. 239–243.

107. Андреев А.А. Оценка эффективности применения теплоиспользующей системы охлаждения воды контура ОНВ судовых ДВС / А.А. Андреев // Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали IV міжнародної науково-технічної конференції студентів, аспірантів, молодих науковців та фахівців. – Миколаїв: НУК, 2009. – С.121-124.

108. Патент України на винахід № 81778 / Радченко М.І. Спосіб перетворення теплової енергії в механічну роботу з утилізацією теплоти продуктів згоряння / М.І. Радченко, Б.Д. Білека, О.А. Сирота, О.О. Філоненко, Р.М. Радченко, А.А. Андреев, Д.В. Коновалов, М.О. Тарасенко, А.М. Радченко // Бюлетень № 3. – 2008.

109. Патент України на винахід № 81779 Романов В.В. Спосіб перетворення теплової енергії в механічну роботу з утилізацією теплоти / В.В. Романов, Б.Д. Білека, М.І. Радченко, О.А. Сирота, Р.М. Радченко, А.А. Андреев, М.О. Тарасенко, А.М. Радченко, Д.В. Коновалов // Бюлетень № 3. – 2008.

110. Патент України на винахід № 81780 Радченко М.І. Спосіб перетворення теплової енергії в механічну роботу з утилізацією теплоти продуктів згоряння / М.І.Радченко, В.В. Романов, Б.Д. Білека, О.А. Сирота, Р.М. Радченко, А.А. Андреев, Д.В. Коновалов, М.О. Тарасенко, А.М. Радченко // Бюлетень № 3. – 2008.

111. Прейскурант фирмы "Alfa Laval": <http://www.alfalaval.com/>

- 112. Прейскурант фирмы "Onda": <http://www.onda.su>
- 113. Прейскурант фирмы "Grundfoss": <http://www.grundfoss.com>
- 114. Прейскурант фирмы "Guntner": <http://www.guntner.com>
- 115. Прейскурант фирмы "Ferolli": <http://www.ferolli.com>
- 116. Прейскурант фирмы "Ridan": <http://www.teploobmennik.rf>
- 117. Прейскурант фирмы "Теплотекс": <http://www.teploteks.ru>
- 118. Прейскурант фирмы "Tranter International AB": <http://www.srs-potok.ru/teploobmenniki/>
- 119. Прейскурант фирмы "GEA Mashimpek": <http://www.gea-heatexchangers.com/>

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Таблица 1.

Расчетная таблица для схемы по варианту №1 (схема ВТС-ЕС-НТС, $t_0 = +14\text{ }^{\circ}\text{C}$).

№	Параметр	ВТС	ЕС	НТС
1	2	3	4	5
1	Теплоноситель	воздух-вода		
2	Расход воздуха G_v			
	кг/ч	85900	85900	85900
	кг/с	23,9	23,9	23,9
3	Диаметр трубки			
	внутренний $d_{вн}$, мм	13,0	13,0	13,0
	внешний $d_{нар}$, мм	16,0	16,0	16,0
4	Длина трубки L , мм	1540	1540	1540
5	Расположение трубок	шахматное		
6	Коэффициент оребрения, β	13,1	13,1	13,1
7	Расход на один змеевик			
	воздух, $G_{пов}$, кг/с	0,553	0,553	0,553
	вода, G_w , кг/с	0,285	0,146	0,285
8	Расход воды G_w , кг/с	98,04	62,50	73,53
9	Скорость			
	воздух, $w_{пов}$, м/с	4,0	4,0	4,0
	вода, w_w , м/с	2,15	1,10	2,15
10	Температура воды t_w , $^{\circ}\text{C}$			
	выход	130,8	125,3	22,4
	вход	125,0	40,0	19,0
11	Температура воздуха t_v , $^{\circ}\text{C}$			
	вход	233,0	138,8	52,1
	выход	138,8	52,1	32,6
12	Коэффициент влаговываждения ξ	1,000	1,297	2,185
13	Влагосодержание, г/кг – вход d_1	25,0	25,0	18,3
	выход d_2	25,0	18,3	8,6
14	Давление воздуха P_v , бар	4,5	4,5	4,5
15	Шаг трубок			
	по длине змеевика, S_1 , мм	29,0	29,0	29,0
	поперечный, S_2 , мм	21,0	21,0	21,0
16	Толщина ребра, δ_r , мм	0,3	0,3	0,3
17	Шаг ребра, S_r , мм	2,8	2,8	2,8
18	Количество змеевиков, шт	8	9	6
19	Количество трубок по длине, шт	32	130	24
20	Количество трубок по ширине, шт	43	43	43
21	Площадь			
	внутренняя к одной трубке $F_{тр}$, м^2	0,063	0,063	0,063
	внешняя к одной трубке $F_{тр}$, м^2	0,987	0,987	0,987
	внешняя секция F , м^2	1358	5517	1019
22	Тепловая мощность (фактическая) Q , кВт	2370	2576	1054
23	Тепловая мощность (располагаемая)	–	–	2319
24	Плотность теплового потока (средняя)			

Продолжение таблицы 1

1	2	3	4	5
	к внешней поверхности $q_{\text{зов}}, \text{Вт/м}^2$	1745	473	1035
	к внутренней поверхности $q_{\text{вн}}, \text{Вт/м}^2$	27396	7420	16252
25	Температурный напор (средний) $\Theta, ^\circ\text{C}$	43,2	11,2	20,3
26	Коэффициент теплопередачи			
	к внешней поверхности $k_{\text{зов}}, \text{Вт}/(\text{C}\cdot\text{м}^2)$	40,5	42,3	50,9
	к внутренней поверхности $k_{\text{вн}}, \text{Вт}/(\text{C}\cdot\text{м}^2)$	636,0	664,4	799,6
27	Коэф. теплоотдачи к воздуху $\alpha_{\text{в}}, \text{Вт}/(\text{C}\cdot\text{м}^2)$	50,3	55,3	67,6
	Коэф. теплоотдачи к воде $\alpha_{\text{w}}, \text{Вт}/(\text{C}\cdot\text{м}^2)$	18708	8748	8297
28	Габариты, мм			
	длина по фронту $H, \text{мм}$	1582	1582	1582
	ширина по фронту $B, \text{мм}$	924	924	924
	глубина по воздуху $L, \text{мм}$	928	3770	696
	глубина полная по воздуху $L, \text{мм}$	5394		
29	Полная внешняя поверхность $F, \text{м}^2$	7894		
30	Общее количество трубок в ряду $N_{\text{тр}}, \text{шт}$	186		
31	Общее количество трубок $N, \text{шт}$	7998		
32	Полная тепловая мощность $Q, \text{кВт}$	6000		

Таблица 2.
Расчетная таблица для схемы по варианту №2 (схема ВТС-ЕС-НТС, $t_0 = +5 ^\circ\text{C}$).

№	Параметр	ВТС	ЕС	НТС
1	2	3	4	5
1	Теплоноситель	воздух – вода		
2	Расход воздуха $G_{\text{в}}$			
	кг/ч	85900	85900	85900
	кг/с	23,9	23,9	23,9
3	Диаметр трубки			
	внутренний $d_{\text{вн}}, \text{мм}$	13,0	13,0	13,0
	внешний $d_{\text{нар}}, \text{мм}$	16,0	16,0	16,0
4	Длина трубки $L, \text{мм}$	1540	1540	1540
5	Расположение трубок	Шахматное		
6	Коэффициент оребрения, β	13,1	13,1	13,1
7	Расход на один змеевик			
	воздух, $G_{\text{пов}}, \text{кг/с}$	0,553	0,553	0,553
	вода, $G_{\text{w}}, \text{кг/с}$	0,285	0,146	0,285
8	Расход воды $G_{\text{w}}, \text{кг/с}$	98,04	62,50	98,04
9	Скорость			
	воздух, $W_{\text{пов}}, \text{м/с}$	4,0	4,0	4,0
	вода, $W_{\text{w}}, \text{м/с}$	2,15	1,10	2,15
10	Температура воды $t_{\text{w}}, ^\circ\text{C}$			
	выход	130,8	125,3	13,6

Продолжение таблицы 2

1	2	3	4	5
	вход	125,0	40,0	10,0
11	Температура воздуха t_v , °C			
	вход	233,0	138,8	52,1
	выход	138,8	52,1	22,0
12	Коэффициент влаговываждения ξ	1,000	1,297	2,009
13	Влагосодержание, г/кг – вход d_1	25,0	25,0	18,3
	выход d_2	25,0	18,3	5,7
14	Давление воздуха P_v , бар	4,5	4,5	4,5
15	Шаг трубок			
	по длине змеевика, S_1 , мм	29,0	29,0	29,0
	поперечный, S_2 , мм	21,0	21,0	21,0
16	Толщина ребра, δ_r , мм	0,3	0,3	0,3
17	Шаг ребра, S_r , мм	2,8	2,8	2,8
18	Количество змеевиков, шт	8	9	8
19	Количество трубок по длине, шт	32	130	32
20	Количество трубок по ширине, шт	43	43	43
21	Площадь			
	внутренняя к одной трубке $F_{тр}$, м ²	0,063	0,063	0,063
	внешняя к одной трубке $F_{тр}$, м ²	0,987	0,987	0,987
	внешняя секция F , м ²	1358	5517	1358
22	Тепловая мощность (фактическая) Q , кВт	2370	2576	1490
23	Тепловая мощность (располагаемая) Q , кВт	–	–	1361
24	Плотность теплового потока (средняя)			
	к внешней поверхности $q_{зов}$, Вт/м ²	1745	473	1097
	к внутренней поверхности $q_{вн}$, Вт/м ²	27396	7420	17230
25	Температурный напор (средний) Θ , °C	43,2	11,2	22,3
26	Коэффициент теплопередачи			
	к внешней поверхности $k_{зов}$, Вт/(C·м ²)	40,5	42,3	49,0
	к внутренней поверхности $k_{вн}$, Вт/(C·м ²)	636,0	664,4	770,0
27	Коэф. теплоотдачи к воздуху α_v , Вт/(C·м ²)	50,3	55,3	65,6
	Коэф. теплоотдачи к воде α_w , Вт/(C·м ²)	18708	8748	7433
28	Габариты, мм			
	длина по фронту H , мм	1582	1582	1582
	ширина по фронту B , мм	924	924	924
	глубина по воздуху L , мм	928	3770	928
	глубина полная по воздуху L , мм		5626	
29	Полная внешняя поверхность F , м ²		8233	
30	Общее количество трубок в ряду $N_{тр}$, шт		194	
31	Общее количество трубок N , шт		8342	
32	Полная тепловая мощность Q , кВт		6436	

Таблица 3.
Расчетная таблица для схемы по варианту №3 (схема ВТС-ЕС-НТС, $t_0 = +6\text{ }^{\circ}\text{C}$).

№	Параметр	ВТС	ЕС	НТС
1	2	3	4	5
1	Теплоноситель	Воздух – вода		
2	Расход воздуха G_v			
	кг/ч	85900	85900	85900
	кг/с	23,9	23,9	23,9
3	Диаметр трубки			
	внутренний $d_{вн}$, мм	13,0	13,0	13,0
	внешний $d_{нар}$, мм	16,0	16,0	16,0
4	Длина трубки L , мм	1540	1540	1540
5	Расположение трубок	Шахматное		
6	Коэффициент оребрения, β	13,1	13,1	13,1
7	Расход на один змеевик			
	воздух, $G_{пов}$, кг/с	0,553	,553	0,553
	вода, G_w , кг/с	0,285	0,146	0,285
8	Расход воды G_w , кг/с	98,04	62,50	98,04
9	Скорость			
	воздух, $W_{пов}$, м/с	4,0	4,0	4,0
	вода, W_w , м/с	2,15	1,10	2,15
10	Температура воды t_w , $^{\circ}\text{C}$			
	выход	130,8	125,3	14,6
	вход	125,0	40,0	11,0
11	Температура воздуха t_v , $^{\circ}\text{C}$			
	вход	233,0	138,8	52,1
	выход	138,8	52,1	22,8
12	Коэффициент влаговываждения ξ	1,000	1,297	2,024
13	Влагосодержание, г/кг – вход d_1	25,0	25,0	18,3
	выход d_2	25,0	18,3	5,8
14	Давление воздуха P_v , бар	4,5	4,5	4,5
15	Шаг трубок			
	по длине змеевика, S_1 , мм	29,0	29,0	29,0
	поперечный, S_2 , мм	21,0	21,0	21,0
16	Толщина ребра, δ_r , мм	0,3	0,3	0,3
17	Шаг ребра, S_r , мм	2,8	2,8	2,8
18	Количество змеевиков, шт	8	9	8
19	Количество трубок по длине, шт	32	130	32
20	Количество трубок по ширине, шт	43	43	43
21	Площадь			
	внутренняя к одной трубке $F_{тр}$, м^2	0,063	0,063	0,063
	внешняя к одной трубке $F_{тр}$, м^2	0,987	0,987	0,987
	внешняя секция F , м^2	1358	5517	1358
22	Тепловая мощность (фактическая) Q	2370	2576	1463

Продолжение таблицы 3

1	2	3	4	5
23	Тепловая мощность (располагаемая) Q , кВт	–	–	1480
24	Плотность теплового потока (средняя)			
	к внешней поверхности $q_{\text{зов}}$, Вт/м ²	1745	473	1078
	к внутренней поверхности $q_{\text{вн}}$, Вт/м ²	27396	7420	16917
25	Температурный напор (средний) Θ , °C	43,2	11,2	21,8
26	Коэффициент теплопередачи			
	к внешней поверхности $k_{\text{зов}}$, Вт/(С·м ²)	40,5	42,3	49,2
	к внутренней поверхности $k_{\text{вн}}$, Вт/(С·м ²)	636,0	664,4	773,0
27	Коэф. теплоотдачи к воздуху $\alpha_{\text{в}}$, Вт/(С·м ²)	50,3	55,3	65,8
	Коэф. теплоотдачи к воде α_{w} , Вт/(С·м ²)	18708	8748	7525
28	Габариты, мм			
	длина по фронту H , мм	1582	1582	1582
	ширина по фронту B , мм	924	924	924
	глубина по воздуху L , мм	928	3770	928
	глубина полная по воздуху L , мм	5626		
29	Полная внешняя поверхность F , м ²	8233		
30	Общее количество трубок в ряду $N_{\text{тр}}$, шт	194		
31	Общее количество трубок N , шт	8342		
32	Полная тепловая мощность Q , кВт	6409		

Расчетная таблица для схемы по варианту №4 (штатный ОНВ, $t_{w1} = +30\text{ }^{\circ}\text{C}$).

№	Параметр	Штатный ОНВ
1	2	3
1	Теплоноситель	воздух – вода
2	Расход воздуха G_v	
	кг/ч	85900
	кг/с	23,9
3	Диаметр трубки	
	внутренний $d_{вн}$, мм	13,0
	внешний $d_{нар}$, мм	16,0
4	Длина трубки L , мм	1540
5	Расположение трубок	Шахматное
6	Коэффициент оребрения, β	13,1
7	Расход на один змеевик	
	воздух, $G_{пов}$, кг/с	0,553
	вода, G_w , кг/с	0,285
8	Расход воды G_w , кг/с	294,12
9	Скорость	
	воздух, $w_{пов}$, м/с	4,0
	вода, w_w , м/с	2,15
10	Температура воды t_w , $^{\circ}\text{C}$	
	выход	130,8
	вход	125,0
11	Температура воздуха t_v , $^{\circ}\text{C}$	
	вход	233,0
	выход	42,54
12	Коэффициент влаговываждения ξ	1,238
13	Влагосодержание, г/кг – вход d_1	25,0
	выход d_2	7,9
14	Давление воздуха P_v , бар	4,5
15	Шаг трубок	
	по длине змеевика, S_1 , мм	29,0
	поперечный, S_2 , мм	21,0
16	Толщина ребра, δ_r , мм	0,3
17	Шаг ребра, S_r , мм	2,8
18	Количество змеевиков, шт	24
19	Количество трубок по длине, шт	48
20	Количество трубок по ширине, шт	43
21	Площадь	
	внутренняя к одной трубке $F_{тр}$, м^2	0,063
	внешняя к одной трубке $F_{тр}$, м^2	0,987
	внешняя секция F , м^2	2037
22	Тепловая мощность (фактическая)	5755

Продолжение таблицы 4

1	2	3
23	Тепловая мощность (располагаемая) Q , кВт	–
24	Плотность теплового потока (средняя)	
	к внешней поверхности $q_{\text{зов}}$, Вт/м ²	2825
	к внутренней поверхности $q_{\text{вн}}$, Вт/м ²	43356
25	Температурный напор (средний) Θ , °C	66,09
26	Коэффициент теплопередачи	
	к внешней поверхности $k_{\text{зов}}$, Вт/(С·м ²)	43,1
	к внутренней поверхности $k_{\text{вн}}$, Вт/(С·м ²)	676,3
27	Коэф. теплоотдачи к воздуху $\alpha_{\text{в}}$, Вт/(С·м ²)	55,8
	Коэф. теплоотдачи к воде $\alpha_{\text{в}}$, Вт/(С·м ²)	9428
28	Габариты, мм	
	длина по фронту H , мм	1582
	ширина по фронту B , мм	924
	глубина по воздуху L , мм	1392
29	глубина полная по воздуху L , мм	2037
30	Полная внешняя поверхность F , м ²	48
31	Общее количество трубок в ряду $N_{\text{тр}}$, шт	2064
32	Общее количество трубок N , шт	5755

Таблица 5.
Расчетная таблица для схемы по варианту №5 (ВТС–ЕС–ПС–НТС,
 $t_{w1} = +30$ °C, $t_0 = +5$ °C).

№	Параметр	ВТС	ЕС	ПС	НТС
1	2	3	4	5	6
1	Теплоноситель	воздух – вода			
2	Расход воздуха $G_{\text{в}}$				
	кг/ч	85900	85900	85900	85900
	кг/с	23,9	23,9	23,9	23,9
3	Диаметр трубки				
	внутренний $d_{\text{вн}}$, мм	13,0	13,0	13,0	13,0
	внешний $d_{\text{нар}}$, мм	16,0	16,0	16,0	16,0
4	Длина трубки L , мм	1540	1540	1540	1540
5	Расположение трубок	Шахматное			
6	Коэффициент оребрения, β	13,1	13,1	13,1	13,1
7	Расход на один змеевик				
	воздух, $G_{\text{пов}}$, кг/с	0,553	0,553	0,553	0,553
	вода, $G_{\text{в}}$, кг/с	0,285	0,146	0,285	0,285
8	Расход воды $G_{\text{в}}$, кг/с	98,04	62,50	49,02	73,53

Продолжение таблицы 5

1	2	3	4	5	6
9	Скорость				
	воздух, $w_{\text{пов}}$, м/с	4,0	4,0	4,0	4,0
	вода, w_w , м/с	2,15	1,10	2,15	2,15
10	Температура воды t_w , °C				
	выход	130,8	125,3	32,8	14,6
	вход	125,0	40,0	30,0	11,0
11	Температура воздуха t_v , °C				
	вход	233,0	138,8	52,1	42,8
	выход	138,8	52,1	42,8	22,2
12	Коэффициент влаговываждения ξ	1,000	1,297	2,448	1,882
13	Влагосодержание, г/кг – вход d_1	25,0	25,0	18,3	12,7
	выход d_2	25,0	18,3	12,7	5,3
14	Давление воздуха P_v , бар	4,5	4,5	4,5	4,5
15	Шаг трубок				
	по длине змеевика, S_1 , мм	29,0	29,0	29,0	29,0
	поперечный, S_2 , мм	21,0	21,0	21,0	21,0
16	Толщина ребра, δ_p , мм	0,3	0,3	0,3	0,3
17	Шаг ребра, S_p , мм	2,8	2,8	2,8	2,8
18	Количество змеевиков, шт	8	9	4	6
19	Количество трубок по длине, шт	32	130	16	24
20	Количество трубок по ширине, шт	43	43	43	43
21	Площадь				
	внутренняя к одной трубке $F_{\text{тр}}$, м ²	0,063	0,063	0,063	0,063
	внешняя к одной трубке $F_{\text{тр}}$, м ²	0,987	0,987	0,987	0,987
	внешняя секция F , м ²	1358	5517	679	1019
22	Тепловая мощность (фактическая) Q , кВт	2370	2576	569	948
23	Тепловая мощность (располагаемая) Q , кВт	–	–	–	1361
24	Плотность теплового потока (средняя)				
	к внешней поверхности $q_{\text{зов}}$, Вт/м ²	1745	473	838	930
	к внутренней поверхности $q_{\text{вн}}$, Вт/м ²	27396	7420	13154	14609
25	Температурный напор (средний) Θ , °C	43,2	11,2	15,7	19,1
26	Коэффициент теплопередачи				
	к внешней поверхности $k_{\text{зов}}$, Вт/(C·м ²)	40,5	42,3	53,4	48,8
	к внутренней поверхности $k_{\text{вн}}$, Вт/(C·м ²)	636,0	664,4	839,0	766,4
27	Коэф. теплоотдачи к воздуху α_v , Вт/(C·м ²)	50,3	55,3	70,4	64,3
	Коэф. теплоотдачи к воде α_w , Вт/(C·м ²)	18708	8748	9334	7405
28	Габариты, мм				
	длина по фронту H , мм	1582	1582	1582	1582
	ширина по фронту B , мм	924	924	924	924

Продолжение таблицы 5

1	2	3	4	5	6
	глубина по воздуху L , мм	928	3770	464	696
	глубина полная по воздуху L , мм	5858			
29	Полная внешняя поверхность F , м ²	8573			
30	Общее количество трубок в ряду $N_{тр}$, шт	202			
31	Общее количество трубок N , шт	8686			
32	Полная тепловая мощность Q , кВт	6463			

Таблица 6.

Расчетная таблица для схемы по варианту №6 (ВТС–ЕС–ПС–НТС,
 $t_{w1} = +30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_0 = +5\text{ }^{\circ}\text{C}$).

№	Параметр	ВТС	ЕС	ПС	НТС
1	2	3	4	5	6
1	Теплоноситель	воздух – вода			
2	Расход воздуха G_v				
	кг/ч	85900	85900	85900	85900
	кг/с	23,9	23,9	23,9	23,9
3	Диаметр трубки				
	внутренний $d_{вн}$, мм	13,0	13,0	13,0	13,0
	внешний $d_{нар}$, мм	16,0	16,0	16,0	16,0
4	Длина трубки L , мм	1540	1540	1540	1540
5	Расположение трубок	Шахматное			
6	Коэффициент оребрения, β	13,1	13,1	13,1	13,1
7	Расход на один змеевик				
	воздух, $G_{пов}$, кг/с	0,553	0,553	0,553	0,553
	вода, G_w , кг/с	0,285	0,126	0,285	0,285
8	Расход воды G_w , кг/с	49,02	43,34	110,3	61,28
9	Скорость				
	воздух, $w_{пов}$, м/с	4,0	4,0	4,0	4,0
	вода, w_w , м/с	2,15	0,95	2,15	2,15
10	Температура воды t_w , $^{\circ}\text{C}$				
	выход	133,6	126,3	34,5	13,0
	вход	125,0	40,0	30,0	10,0
11	Температура воздуха t_v , $^{\circ}\text{C}$				
	вход	233,0	163,8	92,8	42,2
	выход	163,8	92,8	42,2	22,8
12	Коэффициент влаговываждения ξ	1,000	1,040	1,668	1,674
13	Влагосодержание, г/кг – вход d_1	25,0	25,0	23,6	9,5
	выход d_2	25,0	23,6	9,5	4,5
14	Давление воздуха P_v , бар	4,5	4,5	4,5	4,5
15	Шаг трубок				

Продолжение таблицы 6

1	2	3	4	5	6
	по длине змеевика, S_1 , мм	29,0	29,0	29,0	29,0
	поперечный, S_2 , мм	21,0	21,0	21,0	21,0
16	Толщина ребра, δ_r , мм	0,3	0,3	0,3	0,3
17	Шаг ребра, S_p , мм	2,8	2,8	2,8	2,8
18	Количество змеевиков, шт	4	8	9	5
19	Количество трубок по длине, шт	16	32	36	20
20	Количество трубок по ширине, шт	43	43	43	43
21	Площадь				
	внутренняя к одной трубке $F_{тр}$, м ²	0,063	0,063	0,063	0,063
	внешняя к одной трубке $F_{тр}$, м ²	0,987	0,987	0,987	0,987
	внешняя секция F , м ²	679	1358	1528	849
22	Тепловая мощность (фактическая) Q , кВт	1742	2117	2088	767
23	Тепловая мощность (располагаемая) Q , кВт	–	–	–	1001
24	Плотность теплового потока (средняя)				
	к внешней поверхности $q_{зов}$, Вт/м ²	2565	1559	1366	904
	к внутренней поверхности $q_{вн}$, Вт/м ²	40276	24478	21453	14190
25	Температурный напор (средний) Θ , °C	63,6	38,9	28,7	19,6
26	Коэффициент теплопередачи				
	к внешней поверхности $k_{зов}$, Вт/(C·м ²)	40,4	39,9	47,6	46,1
	к внутренней поверхности $k_{вн}$, Вт/(C·м ²)	633,7	627,0	747,8	724,0
27	Коэф. теплоотдачи к воздуху α_v , Вт/(C·м ²)	50,2	51,6	62,2	61,4
	Коэф. теплоотдачи к воде α_w , Вт/(C·м ²)	18839	7578	9421	7403
28	Габариты, мм				
	длина по фронту H , мм	1582	1582	1582	1582
	ширина по фронту B , мм	924	924	924	924
	глубина по воздуху L , мм	464	928	1044	580
	глубина полная по воздуху L , мм	3016			
29	Полная внешняя поверхность F , м ²	4414			
30	Общее количество трубок в ряду $N_{тр}$, шт	104			
31	Общее количество трубок N , шт	4472			
32	Полная тепловая мощность Q , кВт	6714			

Таблица 7.

Расчетная таблица для схемы по варианту №7 (ВТС–ЕС–ПС–НТС,
 $t_{w1} = +30$ °C, $t_0 = +5$ °C).

№	Параметр	ВТС	ЕС	ПС	НТС
1	2	3	4	5	6
1	Теплоноситель	воздух – вода			

Продолжение таблицы 7

1	2	3	4	5	6
2	Расход воздуха G_v				
	кг/ч	85900	85900	85900	85900
	кг/с	23,9	23,9	23,9	23,9
3	Диаметр трубки				
	внутренний $d_{вн}$, мм	13,0	13,0	13,0	13,0
	внешний $d_{нар}$, мм	16,0	16,0	16,0	16,0
4	Длина трубки L , мм	1540	1540	1540	1540
5	Расположение трубок	Шахматное			
6	Коэффициент оребрения, β	13,1	13,1	13,1	13,1
7	Расход на один змеевик				
	воздух, $G_{пов}$, кг/с	0,553	0,553	0,553	0,553
	вода, G_w , кг/с	0,285	0,106	0,285	0,285
8	Расход воды G_w , кг/с	36,77	22,79	122,55	61,28
9	Скорость				
	воздух, $w_{пов}$, м/с	4,0	4,0	4,0	4,0
	вода, w_w , м/с	2,15	0,80	2,15	2,15
10	Температура воды t_w , °C				
	выход	134,5	127,4	35,0	12,9
	вход	125,0	40,0	30,0	10,0
11	Температура воздуха t_v , °C				
	вход	233,0	175,1	107,5	41,6
	выход	175,1	107,5	41,6	22,5
12	Коэффициент влаговываждения ξ	1,000	1,006	1,580	1,609
13	Влагосодержание, г/кг – вход d_1	25,0	25,0	24,8	9,1
	выход d_2	25,0	24,8	9,1	4,4
14	Давление воздуха P_v , бар	4,5	4,5	4,5	4,5
15	Шаг трубок				
	по длине змеевика, S_1 , мм	29,0	29,0	29,0	29,0
	поперечный, S_2 , мм	21,0	21,0	21,0	21,0
16	Толщина ребра, δ_r , мм	0,3	0,3	0,3	0,3
17	Шаг ребра, S_r , мм	2,8	2,8	2,8	2,8
18	Количество змеевиков, шт	3	5	10	5
19	Количество трубок по длине, шт	16	20	40	20
20	Количество трубок по ширине, шт	43	43	43	43
21	Площадь				
	внутренняя к одной трубке $F_{тр}$, м ²	0,063	0,063	0,063	0,063
	внешняя к одной трубке $F_{тр}$, м ²	0,987	0,987	0,987	0,987
	внешняя секция F , м ²	679	849	1698	849
22	Тепловая мощность (фактическая) Q , кВт	1456	1712	2567	752
23	Тепловая мощность (располагаемая) Q , кВт	–	1642	–	836
24	Плотность теплового потока (средняя)				
	к внешней поверхности $q_{зов}$, Вт/м ²	2859	2017	1512	886

Продолжение таблицы 7

1	2	3	4	5	6
	к внутренней поверхности $q_{вн}$, Вт/м ²	44886	31672	23742	13903
25	Температурный напор (средний) Θ , °C	71,0	52,6	32,3	19,2
26	Коэффициент теплопередачи				
	к внешней поверхности $k_{зов}$, Вт/(С·м ²)	40,3	38,4	46,8	46,1
	к внутренней поверхности $k_{вн}$, Вт/(С·м ²)	632,8	602,7	735,4	723,7
27	Коэф. теплоотдачи к воздуху α_v , Вт/(С·м ²)	50,1	50,8	61,0	61,2
	Коэф. теплоотдачи к воде α_w , Вт/(С·м ²)	18885	6781	9443	7396
28	Габариты, мм				
	длина по фронту Н, мм	1582	1582	1582	1582
	ширина по фронту В, мм	924	924	924	924
	глубина по воздуху L, мм	336	580	1160	580
	глубина полная по воздуху L, мм	2668			
29	Полная внешняя поверхность F, м ²	4074			
30	Общее количество трубок в ряду $N_{тр}$, шт	96			
31	Общее количество трубок N, шт	4128			
32	Полная тепловая мощность Q, кВт	6487			

Таблица 8.

Расчетная таблица испарителя-охладителя воды ($t_{w1} = +12,9$ °C,
 $t_0 = +5$ °C).

№	Параметр	Значение
1	2	3
1	Теплоноситель	R142b-вода
2	Диаметр трубки	
	внутренний $d_{вн}$, мм	20,0
	внешний $d_{зов}$, мм	25,0
	эквивалентный d_e , мм	3,7
3	Шаг трубок	
	S_1 , мм	32,5
	S_2 , мм	32,5
4	Расположение трубок	Шахматное
5	Скорость воды, w_w , м/с	2,15
6	Массовая скорость хладагента ρ_w , кг/(м ² ·C)	129
7	Расход на одну трубку	
	Хладагент g_0 , кг/с	0,0405
	вода, g_w , кг/с	0,5949
8	Общий расход воды G_w , кг/с	61,275

Продолжение таблицы 8

1	2	3
9	Количество трубок n , шт	103
10	Общий расход хладагента G_0 , кг/с	4,172118
11	Температура воды t_w , °C	
	выход	10,0
	вход	12,9
12	Температура кипения хладагента t_0 , °C	5
13	Количество секций (ходов)	4
14	Длина трубки L , мм	
	общая	12000
	секции	3000
15	Площадь	
	Внутренняя одной трубки $F_{тр}$, м ²	0,188
	Внешняя одной трубки $F'_{тр}$, м ²	0,236
	Внешняя секции F_1 , м ²	24,26
	Внешняя общая F , м ²	97,03
16	Отношение $F_{зов}/F_{вн}$	1,25
17	Плотность теплового потока	
	К внешней поверхности $q_{зов}$, Вт/м ²	7786
	К внутренней поверхности $q_{вн}$, Вт/м ²	9732
18	Температурный напор Θ , °C	5,11
19	Коэффициент теплопередачи	
	К внешней поверхности $k_{нар}$, Вт/(С·м ²)	1220,0
	К внутренней поверхности $k_{вн}$, Вт/(С·м ²)	1525,0
20	Коэффициент теплоотдачи к хладагенту α_0 , Вт/(С·м ²)	2900,0
	Коэффициент теплоотдачи к воде α_w , Вт/(С·м ²)	6493,0
21	Тепловая мощность	
	трубки $Q_{тр}$, кВт	1,83
	секции Q_c , кВт	189
	общая Q , кВт	755
22	Количество труб по диагонали внешнего шестиугольника, n	14
23	Габариты секции, мм	
	длина, мм	3300
	диаметр D , мм	470

Таблица 9.

Расчетная таблица испарительной части генератора пара

 $(t_{w1} = +134,5 \text{ °C}, t_0 = +120 \text{ °C})$.

№	Параметр	Значение
1	2	3
1	Теплоноситель	R142b-вода

Продолжение таблицы 9

1	2	3
2	Диаметр трубки	
	внутренний $d_{вн}$, мм	20,0
	внешний $d_{зов}$, мм	25,0
	эквивалентный d_e , мм	3,7
3	Шаг трубок	
	S_1 , мм	32,5
	S_2 , мм	32,5
4	Расположение трубок	Шахматное
5	Скорость воды, w_w , м/с	2,15
6	Массовая скорость хладагента ρ_w , кг/(м ² ·С)	380
7	Расход на одну трубку	
	Хладагент g_0 , кг/с	0,1193
	вода, g_w , кг/с	0,3225
8	Общий расход воды G_w , кг/с	36,765
9	Количество трубок n , шт	114
10	Общий расход хладагента G_0 , кг/с	13,65
11	Температура воды t_w , °С	
	выход	125,0
	вход	134,5
12	Температура кипения хладагента t_0 , °С	120
13	Количество секций (ходов)	2
14	Длина трубки L , мм	
	общая	6200
	секции	3100
15	Площадь	
	Внутренняя одной трубки $F_{тр}$, м ²	0,195
	Внешняя одной трубки $F'_{тр}$, м ²	0,243
	Внешняя секции F_1 , м ²	27,74
	Внешняя общая F , м ²	55,48
16	Отношение $F_{зов}/F_{вн}$	1,25
17	Плотность теплового потока	
	К внешней поверхности $q_{зов}$, Вт/м ²	26390
	К внутренней поверхности $q_{вн}$, Вт/м ²	32987
18	Температурный напор Θ , °С	8,84
19	Коэффициент теплопередачи	
	К внешней поверхности $k_{нар}$, Вт/(С·м ²)	2388,8
	К внутренней поверхности $k_{вн}$, Вт/(С·м ²)	2986,0
20	Коэффициент теплоотдачи к хладагенту α_0 , Вт/(С·м ²)	4647,0
	Коэффициент теплоотдачи к воде α_w , Вт/(С·м ²)	16580,0
21	Тепловая мощность	
	трубки $Q_{тр}$, кВт	6,42
	секции Q_c , кВт	732
	общая Q , кВт	1464

Продолжение таблицы 9

1	2	3
22	Количество труб по диагонали внешнего шестиугольника, m	15
23	Габариты секции, мм	
	длина, мм	3410
	диаметр D, мм	500

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Расчет винтовых характеристик в условиях приемосдаточных испытаний
($T = 13,85$ м; $M4-65:Z = 4$; $D = 6,4$ м), двигатель 5S60ME-B8.2-ТII

N п/п	Величина	Обоз.	Ед. изм. ·	Формула, источник или др.	Варианты		
					1	2	3
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Скорость хода судна эксплуатационная	v_s	уз	Табл. 4.3	13	14	14,5
			м/с	0,515Vs	6,695	7,21	7,4675
2	Сопротивление движению судна						
3	буксировочное (ПСИ)	R_0	кН		764,9	899,3	975,9
4	представительное	R_{PR}					
5	добавочн. от обрастания	R_{FOUL}					
6	к.п.д. валопровода	$\eta_{вал}$	—		0,98		
7	Число Фруда	Fr		$v_s / \sqrt{9,81 L}$			
8	Коэффициент общей полноты	δ	—	Конструкторская документация	0,837	0,837	0,837
9	Коэффициент расчетного попутного потока для судна с чистым свеже- окрашенным корпусом	W_T^0	—	$W_T^0 = 0,165\delta\sqrt[3]{V} / D$			
10	Коэффициент волнового попутного потока	$\Delta W_{T_{вл}}$	—	$\Delta W_{T_{вл}} = 0$ $Fr \leq 0,2$ $\Delta W_{T_{вл}} = 0,1(Fr - 0,2)$ $Fr > 0,2$			
11	Поправка к коэф. расчетного попутного потока, учитывающая увеличение шероховатости корпуса при эксплуатации	ΔW_T	—	$1,54W_T^0 [0,467 - 0,96(\delta - 0,6)] \frac{R_{FOUL}}{R_0}$			
12	Коэффициент расчетного попутного потока	W_T	—	$W_T = W_T^0 - \Delta W_{T_{вл}} + \Delta W_T$ $W_T = 0,31$ (ПИС)	0,31	0,31	0,31
13	Поступательная скорость винта	v_A	м/с	$v_s (1 - W_T)$	4,620	4,975	5,15

1	2	3	4	5	6	7	8
14	Коэффициент засасывания для судна с чистым свежееккрашенным корпусом	t_0	—	$0,7 w_T^0$			
15	Поправка к коэффициенту засасывания, учитывающая увеличение шероховатости корпуса при эксплуатации	Δt	—	$-1,25t_0[0,2 + 0,222(\delta - 0,6)]\left(\frac{R_{FOUL}}{R_0}\right)^{0,5}$			
16	Коэффициент засасывания	t	—	$t = \frac{t_0 + \Delta t}{0,24}$ (ПСИ)	0,24	0,24	0,24
17	Упор гребного винта	T	кН	$\frac{R_i}{1-t}$	1006,4	1183,3	1276,3
18	Коэффициент нагрузки гребного винта по тяге	K_{DE}	—	$v_s D \sqrt{\frac{\rho}{R_i}}$			
19	Коэффициент нагрузки гребного винта по упору	K_{DT}	—	$D v_A \sqrt{\frac{\rho}{T_i}}$	0,944	0,937	0,934
20	Мин. допустимое дисковое отношение:						
21	из условий кавитации	$\left(\frac{A_E}{A_0}\right)_{\min}^K$	—	$\frac{(1,5 + 0,35Z)T_i}{(99 + 10h_0)D^2} + 0,2$			
22	из условий прочности	$\left(\frac{A_E}{A_0}\right)_{\min}^{\Pi}$	—	$0,000756\left(\frac{Z}{0,08D}\right)^{\frac{2}{3}}\sqrt{T_i}$			
23	диаграммное (принятое)						
24	Диаграмма для расчета винтов	марка	марка	Конструкторская документация			
25	КПД винта (без учета влияния условий эксплуатации)	η_0	—	Снимается с диаграммы			
26	Поправка, учитывающая снижение КПД винта из-за увеличения его шероховатости при эксплуатации	η_1	—	ПСИ			

1	2	3	4	5	6	7	8
27	Поправка, учитывающая снижение КПД винта из-за качки	η_2	—	<i>ПСИ</i>			
28	Расчетный КПД винта	η_0	—	$\eta_0' \cdot \eta_1 \cdot \eta_2$	0,511 7	0,511 5	0,511 5
29	Шаговое отношение винта	P/D	—	Снимается с диаграммы	0,88	0,88	0,88
30	Коэффициент упора серийного (диаграммного) винта	K_T	—	Снимается с диаграммы	0,234 5	0,234 6	0,238
31	Относительная поступь винта	J	—	Снимается с диаграммы	0,464	0,463	0,463
32	Частота вращения винта:						
33	абсолютная	n	c^{-1}	$v_A/(DJ)$	1,556	1,679	1,738
34	абсолютная	n	$\frac{МИ}{Н}^{-1}$	$60v_A/(DJ)$	93,3	100,7	104,3
35	относительная	$\bar{n}$	—	n/n_n			
36	Эффективная мощность двигателя:						
37	абсолютная	N_e	кВт	$\frac{\rho K_T n^2 D^4 v_A}{\eta_0 \eta_{\text{вэл}}}$, где n в c^{-1}	8990	11287	12701
38	относительная	$\bar{N}_e$	—	$N_e/N_e^{L_1} / N_e^{L_1} = 11900$ кВт	0,76	0,95	1,07

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Расчет срока окупаемости теплоиспользующей установки охлаждения наддувочного воздуха главного двигателя балкера типа "Libertas"

Расчет срока окупаемости $T_{ок}$ теплоиспользующей установки охлаждения наддувочного воздуха главного двигателя балкера типа "Libertas" производили для мощностей двигателей 5S60ME-B8.2-TH (мощность в точке оптимизации $N_0 = 10500$ кВт; эксплуатационная мощность $N_3 = 10000$ кВт) и 7S50MC-C7.1-TH ($N_0 = 10000$ кВт; $N_3 = 9000$ кВт).

Структура рейса определяет его продолжительность τ_p , которая включает продолжительность стояночных режимов (погрузка-выгрузка в портах) $\tau_{ст}$, долевых режимов работы ГД (малого, среднего хода, прохода узкостей) $\tau_{д.р}$ и полного хода $\tau_{п.х}$. Продолжительность стояночных режимов $\tau_{ст} = 4$ сут/рейс = 96 ч/рейс. Длительность долевых режимов $\tau_{д.р}$ для транспортного судна составляет 3...5 часов на рейс; принимаем $\tau_{д.р} = 5$ ч/рейс. Продолжительность полного хода на рейсовой линии L_p , миль: $\tau_{п.х} = L_p / v_s$, где v_s , уз – скорость хода судна. Тогда продолжительность рейса $\tau_p = \tau_{ст} + \tau_{д.р} + \tau_{п.х} = 101 + L_p / v_s$, ч.

Нормативный срок службы оборудования ТТЭ считаем одинаковым со сроком службы судна, который принимаем $T_c = 25$ лет. Продолжительность ремонтов за срок службы судна $T_p = 3$ года, а за год $T_{p.г} = 30$ ч. Тогда годовая продолжительность эксплуатации $T_3 = 8760 - T_{p.г} = 8730$ ч.

Количество рейсов в году $n_p = T_3 / \tau_p$.

Стоимости воздухоохладителей хладоновых (испарителей-воздухоохладителей) и водяных для разной холодопроизводительности Q_0 по данным фирмы-изготовителя "Alfa Laval" приведены на рис. 1.

При утилизации теплоты отходящих газов и наддувочного воздуха необходимо установить 1 ВО тепловой нагрузкой Q_0 , 1 кожухотрубный испаритель НРТ тепловой нагрузкой $Q_{Г}$ или 2 примерно такой же тепловой нагрузкой каждый (1-й – испарительная секция генератора НРТ; 2-й – экономайзерная секция генератора НРТ) и кожухотрубный конденсатор с тепловой нагрузкой $Q_{К}$. Тепловые нагрузки ТООА соотносятся таким образом: $Q_{Г} = Q_0 / \zeta$; $Q_{К} = Q_0 + Q_{Г} = Q_0 / (1 + \zeta)$, где ζ – тепловой коэффициент ТТЭ.

Суммарная стоимость всех ТООА, обеспечивающих производство холода Q_0 , кВт, и каплеуловителя составляет

$$C_{\text{ТОА}} = C_{\text{и-во.}} + C_{\text{и}} + C_{\text{КН}} + C_{\text{КУ}}$$

Согласно рис. для рейсовой линии "Одесса–Гавана" при утилизации теплоты выпускных газов и наддувочного воздуха располагаемая холодопроизводительность $Q_0 \approx 750$ кВт (дефицит холода). Принимая $Q_0 = 800$ кВт, $Q_{\text{ГН}} = 2200$ кВт, ($Q_{\text{и-ГН}} = 1000$ кВт, $Q_{\text{ЭК}} = 1200$ кВт) стоимость всех ТОА составит $C_{\text{ТОА}} = 35000 \dots 40000$ \$.

Стоимость хладагента R142b – 42 грн/кг (5,25 \$/кг) [111-119]. Суммарная емкость ТОА по R142b – 0,80 м³. Принимая среднее паросодержание хладагента в аппаратах равным 0,5, получаем массовый заряд R142b ТТЭ (плотность жидкого R142b 1000 кг/м³ при 35 °С): 400 кг и соответственно стоимость R142b в ТОА: 2100 \$, а с учетом 50 % ее увеличения на емкость трубопроводов получаем стоимость R142b в системе ТТЭ: 3150 \$.

Стоимость насоса мощностью 5 кВт ($Q_0 = 800$ кВт) для циркуляции R142b принимаем 1500 \$ [111-119], а двух циркуляционных водяных мощностью по 2 кВт – по 750 \$ [111-119]. Стоимость эжектора холодопроизводительностью $Q_0 = 800$ кВт – 600 \$ [111-119].

Капитальные затраты на оборудование ТТЭ холодопроизводительностью $Q_0 = 800$ кВт составляют $40000 + 3150 + 3600 = 46750$ \$, а с учетом стоимости монтажных работ, принятой равной 20 % стоимости оборудования, $K = 56100$ \$.

При цене тяжелого дизельного топлива 240 \$/т и годовой экономии топлива, потребляемого ГД мощностью 10 МВт, для балкера на рейсовой линии Одесса-Гавана 144 т, экономия в денежном выражении составит $240 \cdot 144 = 34560$ \$

Целесообразность применения утилизации теплоты для охлаждения наддувочного воздуха с помощью ТТЭ оценивали по сроку окупаемости ТТЭ $T_{\text{ок}}$:

$$T_{\text{ок}} = K / (Д - Э),$$

где K – капитальные затраты на ТТЭ; $Д$ – годовой доход за счет экономии топлива; $Э$ – годовые эксплуатационные затраты.

Принимаем, что грузопоток остается неизменным. Нормативный срок службы оборудования ТТЭ считаем одинаковым со сроком службы судна, который принимаем 25 года, а междоковый период для балкера – 36 месяца.

Капитальные затраты на оборудование ТТЭ холодопроизводительностью $Q_0 = 800$ кВт и его монтаж составляют $K = 56100$ \$.

Капитальные затраты на ТТЭ считаем единовременными и произведенными в момент сдачи судна в эксплуатацию. При норме дисконта времени $E = 0,1$ и коэффициенте приведения капитальных затрат на ТТЭ $\alpha_K = 1,3$ получаем приведенные капитальные затраты

$$K = 56100 \cdot 1,3 = 72930 \text{ $}.$$

Применение ТТЭ связано также с затратами энергии на привод циркуляционных насосов: $N_H = G_w \Delta P_H$, кВт, где G_w – расход хладо- или теплоносителя, кг/с; ΔP_H – создаваемый насосом напор, бар. Расходы хладо- и теплоносителей определяют из соответствующих тепловых балансов. Так, расход хладоносителя G_w (охлажденной в испарителе НРТ воды) через ВО находят из холодопроизводительности ТТЭ: $Q_0 = G_w c_w (t_{B1} - t_{B2}) = G_w c_w \Delta t_w$, где охлаждение воздуха в ВО $\Delta t_w = t_{B1} - t_{B2} = 30$ °С, а нагрев воды в ВО принимают не более $\Delta t_w = 2 \dots 4$ °С. Исходя из холодопроизводительности ТТЭ Q_0 , т.е. тепловой нагрузки испарителя ТТЭ, и теплового коэффициента ТТЭ ζ определяют требуемую тепловую нагрузку генератора ТТЭ, т.е. количество теплоты, которую необходимо отводить в генераторе НРТ от промежуточного теплоносителя и, следовательно, от уходящих газов в УК: $Q_G = Q_0 / \zeta$. Расход заборной воды $G_{зв}$, охлаждающей конденсатор НРТ, вычисляют по тепловой нагрузке конденсатора: $Q_{KH} = Q_0 + Q_G = (\zeta + 1) Q_G = G_{зв} c_{зв} \Delta t_{зв}$.

Результаты расчетов, выполненных для ТТЭ в широком диапазоне режимных параметров и для разных НРТ, показали, что суммарные затраты мощности N_H на привод насосов циркуляции НРТ и заборной воды, охлаждающей конденсатор, для R142В составляют 10...11 % холодопроизводительности ТТЭ Q_0 и при $Q_0 = 800$ кВт суммарные затраты мощности $N_H = 80$ кВт.

При охлаждении воздуха непосредственно в И-ВО, т.е. без промежуточного водяного контура, отсутствуют и затраты мощности на циркуляцию воды, которые имели бы место при использовании воды в качестве промежуточного хладоносителя. Таким образом, дополнительные энергетические затраты, обусловленные применением ТТЭ, включают

затраты мощности на привод насоса циркуляции заборной воды, охлаждающей конденсатор НРТ (50 % от фактической мощности насоса $N_{зв}$), насоса подачи жидкого НРТ из конденсатора в генератор ТТЭ (он же конденсатор водяного пара УК), а также насоса циркуляции промежуточного теплоносителя (пресной воды) $N_{тн}$ через генератор ТТЭ.

Тогда срок окупаемости капитальных затрат на ТТЭ на рейсовой линии Одесса-Гавана (при цене топлива 240·\$/т) составит $T_{ок} = K/(Д - Э) = 72930/34560 = 2,11$ года ($Q_0 = 800$ кВт)

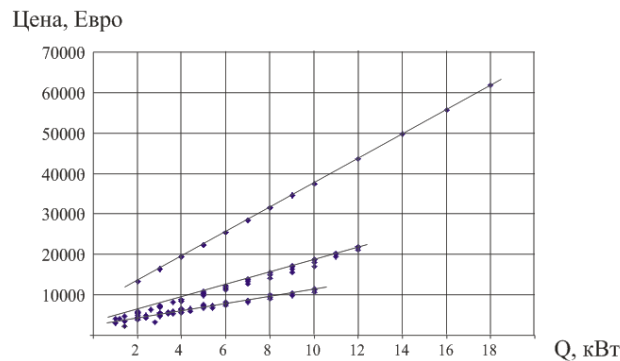


Рис. В.1. Стоимости воздухоохладителей хладоновых и воздухоохладителей водяных для разной холодопроизводительности Q по данным фирмы-изготовителя "Alfa Laval"

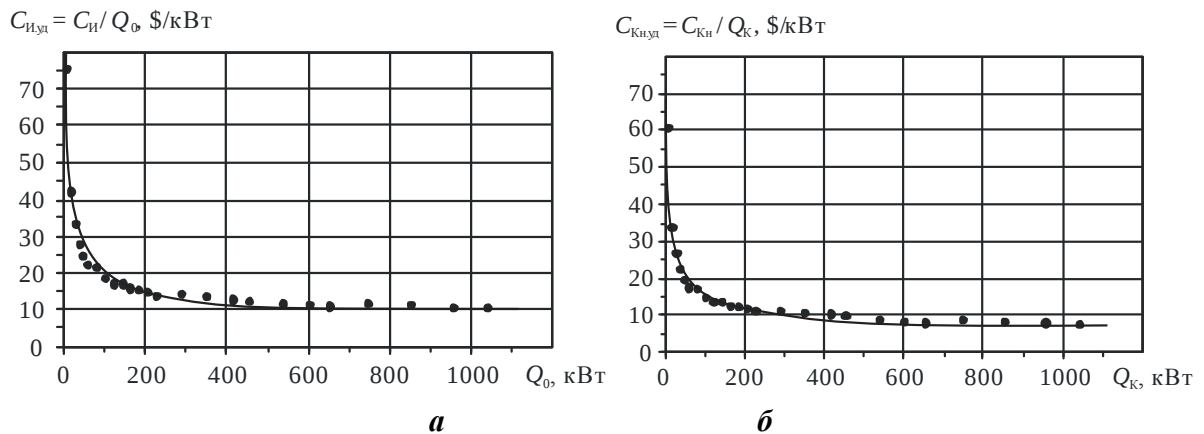


Рис. В.2. Удельные стоимости кожухотрубных испарителей $C_{и.уд} = C_{и}/Q_k$ (а) и конденсаторов водяного охлаждения $C_{кн.уд} = C_{кн}/Q_k$ (б) для разных тепловых нагрузок Q_k по данным фирмы-изготовителя "Onda"

С учетом этих зависимостей оценивали экономию потребления топлива главным двигателем балкера типа "Libertas" на рейсовой линии Одесса-Гавана.

Эффект от охлаждения надувочного воздуха судового МОД с использованием теплоты надувочного воздуха в термотрансформаторах ТТЭ состоит в снижении эксплуатационных расходов – сокращении потребления топлива за счет уменьшения b_e . Оценка целесообразности применения ТТЭ произведена исходя из срока окупаемости τ затрат на оборудование ТТЭ.

Расчеты срока окупаемости $T_{ок}$ теплоиспользующей установки охлаждения наддувочного воздуха главного двигателя балкера типа "Libertas" производили для мощности двигателя 5S60ME-B8.2-TII (мощность в точке оптимизации $N_0 = 10500$ кВт; эксплуатационная мощность $N_3 = 10000$ кВт)

Результаты расчетов приведены на рис. 5.16 в виде зависимости срока окупаемости $T_{ок}$ теплоиспользующей установки от цены дизельного топлива C_T при эксплуатации балкера на рейсовой линии Одесса–Гавана. При этом капитальные затраты на теплоиспользующую установку охлаждения воздуха на входе ГД рассчитывали исходя из мощности ГД в точке оптимизации N_0 , а сокращение потребления топлива двигателем – при эксплуатационной мощности N_3 , которая меньше N_0 .

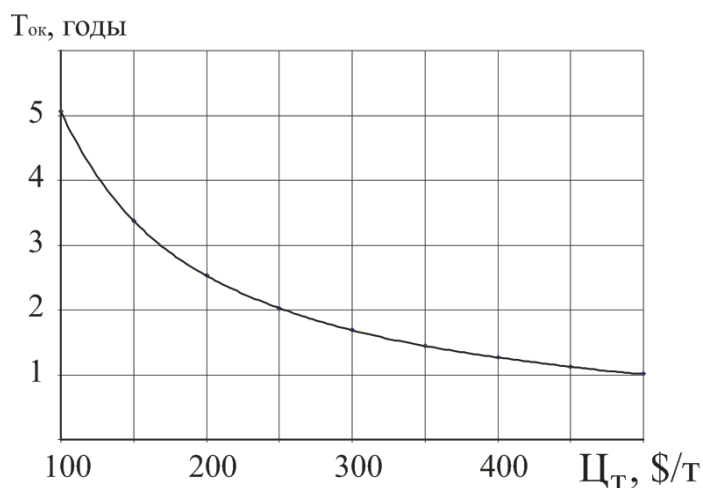


Рис. В.3. Сроки окупаемости $T_{ок}$ теплоиспользующей установки охлаждения наддувочного воздуха главного двигателя балкера типа "Libertas" в зависимости от цены дизельного топлива C_T на рейсовой линии Одесса–Гавана:

Как видно, при цене дизельного топлива 250 \$ срок окупаемости оборудования ТСО составляет примерно 2 года.