

На правах рукописи

МИЛЯЕВ Виктор Иванович



**Повышение эффективности холодильных установок  
судов-газовозов**

**Специальность 05.04.03**

**«Машины и аппараты, процессы холодильной  
и криогенной техники, систем кондиционирования и жизнеобеспечения»**

**АВТОРЕФЕРАТ**

**диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук**

**Москва – 2006**

Работа выполнена на кафедре пищевых и холодильных машин Федерального государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Калининградский государственный технический университет»

Научный руководитель – доктор технических наук, доцент  
**Эрлихман В.Н.**

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор  
**Венгер К.П.**

кандидат технических наук,  
**Таганцев О.М.**

Ведущая организация - **Всероссийский научно-исследовательский институт холодильной промышленности (ВНИИХИ)**

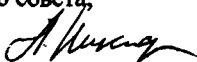
Защита состоится «14» июня 2006 в «14» часов на заседании диссертационного совета К 212.149.02 при Московском государственном университете прикладной биотехнологии по адресу:

109316, Москва, ул. Талалихина, д.33, конференц – зал.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГУПБ.

Автореферат разослан «11» мая 2006 года.

Ученый секретарь диссертационного совета,  
кандидат технических наук, доцент



Никифоров Л.Л.

2006 А  
10672

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

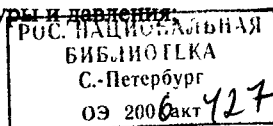
Актуальность проблемы. В мировой экономике значение сжиженных газов неуклонно возрастает. Они используются как в качестве энергоносителей в различных сферах деятельности человека, так и в качестве сырья в химической промышленности. Основным способом транспортирования газов от места добычи или производства к месту потребления является их доставка морем специализированными танкерами-газовозами. Эти суда являются наиболее дорогостоящими из-за высокой степени технической оснащенности и энергопотребления холодильными установками, предназначенными для поддержания необходимой температуры и давления груза, а также возрастающих требований к безопасности перевозок, включая жизнь и здоровье экипажа, защиту окружающей среды и сохранность самого груза и судна.

В этих условиях важно обеспечить высокую эффективность установки повторного сжижения газа (УПСГ) на всех этапах от проектирования до эксплуатации. Одним из важнейших факторов при выполнении этой задачи является выбор и поддержание наиболее рационального режима эксплуатации установки. На судах-газовозах из-за их универсальности, обусловленной необходимостью перевозки сжиженных газов с различными теплофизическими свойствами, в большинстве случаев пары перевозимого груза играют роль хладагентов (этилен R1150 и др.). Это обстоятельство в значительной степени усложняет решение поставленной задачи. Кроме того, вследствие озоноопасности хладагентов группы ГХФУ, появилась необходимость их замены на более приемлемые. В условиях морского транспортирования низкотемпературных сжиженных газов наиболее подходящим хладагентом верхнего каскада УПСГ следует признать пропан (R290), который является одним из основных перевозимых сжиженных газов судами-газовозами. Замена хладагентов должна производиться с учетом множества факторов, к числу которых следует отнести термодинамическую эффективность цикла каскадной УПСГ, ее массу, затраты топлива на транспортирование рассматриваемого топливозаэнергетического комплекса, что безусловно актуально.

Цель работы и задачи исследования. Целью работы является установление оптимальных температурных режимов, обеспечивающих наиболее эффективную работу каскадной УПСГ судна-газовоза и связанное с ним понижение топливопотребления на ее работу при замене хладагента R22 на R290 в верхнем каскаде.

Для достижения поставленной цели необходимо было решить следующие задачи:

- разработать термозакономерную модель топливозаэнергетического комплекса (ТЭК) УПСГ;
- получить математические зависимости основных термодинамических и теплофизических параметров груза (этилена R1150) и хладагентов (R290 и R22) в состоянии насыщения от абсолютной температуры и в перегретом состоянии от температуры и давления;



- разработать методику определения массы судовой каскадной УПСГ с учетом расхода топлива на ее работу и транспортирование;
- разработать рекомендации по практическому использованию полученных результатов на этапах проектирования и эксплуатации судов-газовозов.

Научная новизна. Установлены оптимальные температурные режимы работы УПСГ танкера-газовоза по затратам топлива и массе холодильного оборудования, позволяющие рационально подобрать оборудование с учетом характеристик перевозимого груза и условий окружающей среды.

Создана термозкономическая модель топливозэнергетического комплекса.

Выполнен анализ влияния различных факторов (температурных перепадов в теплообменных аппаратах, холодопроизводительности, температуры окружающей среды) на затраты топлива, массу УПСГ и судового ТЭК.

Получены и применены для расчетов математические зависимости термодинамических и теплофизических характеристик хладагентов и перевозимого груза в программе Mathcad 11 компании Mathsoft.

Практическая значимость. Оптимальные значения параметров циклов УПСГ судов-газовозов, температурные перепады в теплообменных аппаратах, полученные на основании проведенных расчетов рекомендованы для внедрения на этапах проектирования и эксплуатации танкеров, предназначенных для перевозки сжиженных газов.

Обосновано применение R290 в качестве хладагента верхнего каскада УПСГ при перевозке сжиженного этилена.

Методики оптимизации УПСГ и определения топливопотребления этими установками могут быть распространены на судовые технологические линии по производству рыбопродукции. Вследствие этого, они внедрены в учебный процесс по дисциплинам «Холодильная техника в пищевой промышленности» и «Судовые холодильные установки». Акт внедрения в учебный процесс результатов диссертационной работы приведен в приложении 6.

На защиту выносятся:

1. Термозкономическая модель топливозэнергетического комплекса судовой каскадной установки повторного сжижения газа.
2. Математические зависимости, описывающие термодинамические и теплофизические свойства хладагентов.
3. Методика расчета топливопотребления при различных режимах работы УПСГ.
4. Режим эксплуатации УПСГ при перевозке сжиженного этилена.
5. Результаты комплексных исследований режимов эксплуатации УПСГ по замене R22 на R290 в качестве хладагента верхнего каскада.

Апробация работы. Основные результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на научно-технической конференции профессорско-преподавательского состава, аспирантов и сотрудников Калининградского технического института рыбной промышленности и хозяйства, Калининград, 1994 г.; Международной научно-технической конференции, Астрахань, 1997 г.; Всероссийском научно-техническом семинаре с международным участием, Кали-

нинград, 1999 г.; Международной научно-технической конференции БАЛТТЕХМАШ-2000, Калининград. 2000 г.; научно-технической конференции Московского государственного университета прикладной биотехнологии, Москва, 2004 г.; Международной конференции «Transport Means» Каунасского технологического университета, Клайпеда, Литва, 2004 г.

Публикации. Основные результаты диссертационной работы опубликованы в 15 печатных работах, из них одно учебное пособие.

Объем и структура диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованной литературы и приложений. Работа изложена на 172 страницах, включает 10 таблиц, 27 рисунков, список цитируемой литературы из 120 наименований и 6 приложений.

### Содержание работы

Во введении обоснована актуальность работы, сформулированы цель, научная новизна и практическая значимость исследований.

В первой главе рассматриваются особенности холодильных установок судов-газовозов, методы анализа эффективности холодильных установок и выполнен краткий обзор исследований эффективности холодильных машин и установок.

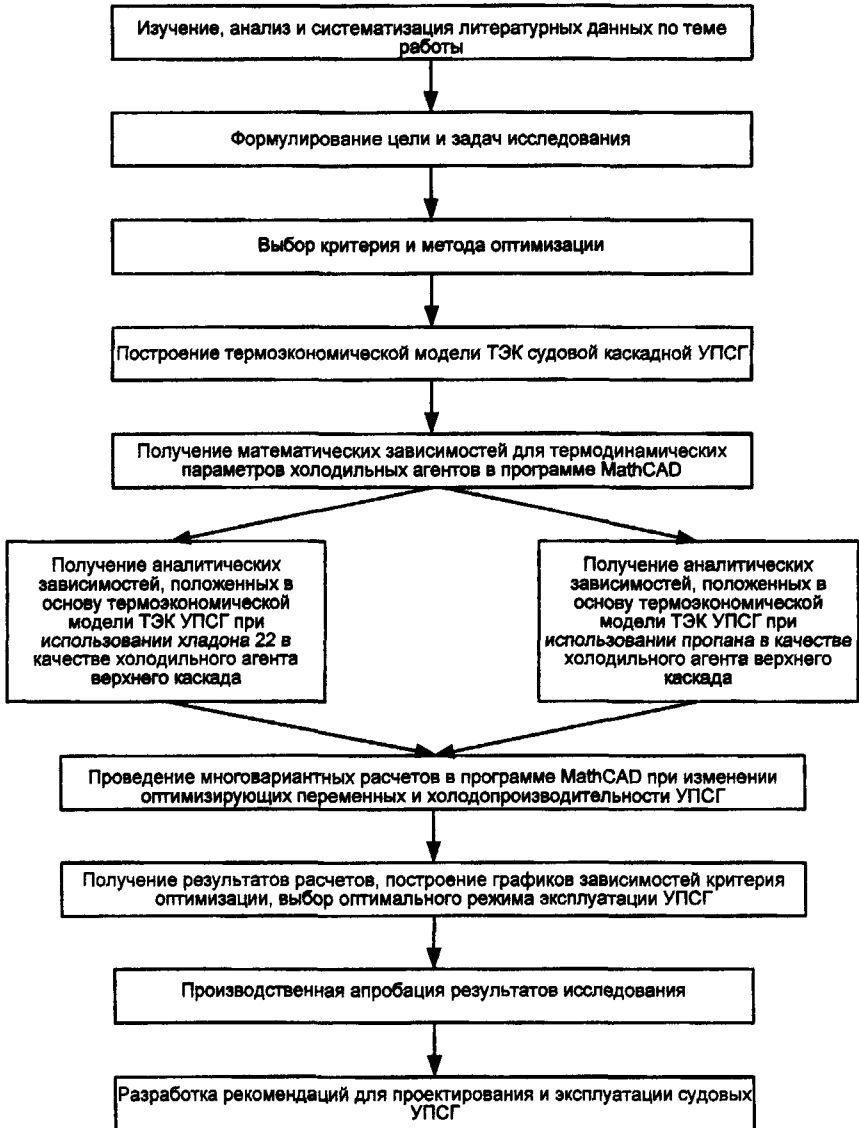
Излагаются и анализируются результаты исследований таких ученых как И.С. Бадилькес, Б. С. Бабакин, В.М. Бродянский, К.П. Венгер, И.М. Виршубский, И.Д. Воробьев, А.А. Гоголин, Ю.В. Захаров, А.Г. Ионов, И.М. Калнинь, Л.И. Константинов, А.И. Коханский, Е.С. Курылев, В.В. Оносовский, Л.М. Розенфельд, Ю.Д. Румянцев, А.Г. Ткачев, Г.С. Хордас, В.П. Шостак, В.Н. Эрлихман, С.Е. Юрьев, R.V. Evans, K. Maczek, S. Novotny, J. Shargut, B. Slipcevic, M. Tribus и других.

Несмотря на обилие работ по исследованию эффективности работы холодильных установок, задачи, поставленные в данной работе, в опубликованной литературе не рассматривались.

Во второй главе разработана структурная схема исследования (рис. 1) и обосновывается выбор критерия и метода оптимизации УПСГ.

УПСГ являются сложными теплоэнергетическими системами, характеризующимися явно выраженным целевым назначением. Они состоят из значительного числа взаимодействующих элементов, режим работы которых описывается большим количеством параметров.

Повысить эффективность работы УПСГ можно как за счет совершенствования процессов, происходящих в отдельных аппаратах установки, с целью интенсификации этих процессов и поиска новых конструктивных решений элементов установки, так и за счет выбора наиболее оптимального режима при расчете и эксплуатации всей установки в целом.



*Рис. 1. Структурная схема исследований*

Учитывая особенности судовых УПСГ, при оптимизации режима их работы в качестве критерия оптимизации использована величина массы топлива, расходуемого на работу и транспортировку комплекса, включающего в себя УПСГ, дизель-генераторы и необходимый запас топлива.

Запас топлива расходуется на выработку электроэнергии в дизель-генераторах для привода холодильного оборудования, транспортировку этого оборудования и дизель-генераторов, а также транспортировку запаса топлива.

При увеличении перепада температур в теплообменных аппаратах судовой УПСГ с одной стороны увеличивается расход топлива на выработку электроэнергии для привода компрессоров и транспортировку дополнительной массы компрессоров и дизель-генераторов, а с другой стороны расход топлива на транспортировку этого аппарата сокращается за счет уменьшения его массы.

В свою очередь рост запаса топлива увеличивает массу судна и требует увеличения мощности и массы главного двигателя, а также дополнительного запаса топлива на их транспортировку и работу главного двигателя.

Дополнительный запас топлива также увеличивает массу судна, главного двигателя и в свою очередь требует другого дополнительного запаса топлива и т.д., в связи с чем решение задачи оптимизации судовых УПСГ должно выполняться с учетом взаимосвязи во всем энергетическом комплексе.

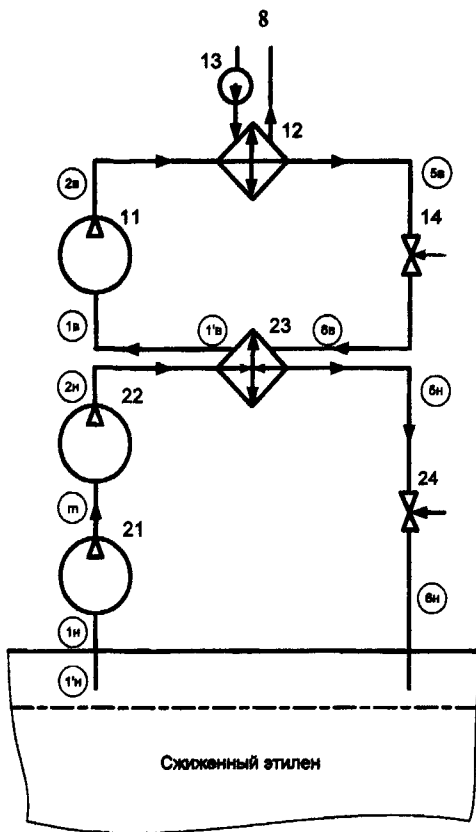
При выборе оптимального режима работы судовой УПСГ необходим единовременный учет термодинамических и экономических характеристик элементов установки, вследствие чего был использован термозкономический метод, получивший широкое распространение при оптимизации энергетических систем, в том числе и холодильных установок.

Выбор эксергии, обладающей свойством аддитивности, в качестве единой термодинамической характеристики позволил представить замкнутую функциональную схему судовой УПСГ в виде ряда последовательно соединенных зон, что упростило решение оптимизационной задачи, не нарушая при этом математических правил оптимизации. При этом в каждой зоне устанавливаются локальные связи между экономическими затратами и потерями эксергии, что дало возможность получения более подробного представления об относительном влиянии различных составляющих на величину приведенной эксергетической производительности и позволило установить наиболее слабые места и определить элементы установки, которые необходимо совершенствовать.

В третьей главе приведена методика построения термозкономической модели ТЭК судовой УПСГ.

Холодильная установка судна-газовоза предназначена для поддержания в грузовых танках безопасного давления сжиженного газа методом повторного сжижения образующихся паров. Для перевозки сжиженных газов с низкой температурой кипения при атмосферном давлении используются каскадные холодильные установки, в нижнем каскаде которых хладагентом является перевозимый сжиженный газ.

Функциональная схема установки приведена на рис. 2.



*Рис. 2. Функциональная схема судовой установки повторного сжижения газа*

11 – компрессор верхнего каскада; 12 – конденсатор верхнего каскада; 13 – насос охлаждающей воды; 14 – регулирующий вентиль верхнего каскада; 21, 22 – двухступенчатый компрессор нижнего каскада; 23 – конденсатор-испаритель; 24 – регулирующий вентиль нижнего каскада. (1Н), (1И), (1В), (2В), (2Н), (2И), (3В), (3Н), (4В), (4Н), (5В), (5Н), (6В), (6Н), (7В), (7Н), (8В), (8Н), (9В), (9Н), (10В), (10Н), (11В), (11Н), (12В), (12Н), (13В), (13Н), (14В), (14Н), (15В), (15Н), (16В), (16Н), (17В), (17Н), (18В), (18Н), (19В), (19Н), (20В), (20Н), (21В), (21Н), (22В), (22Н), (23В), (23Н), (24В), (24Н), (25В), (25Н), (26В), (26Н), (27В), (27Н), (28В), (28Н), (29В), (29Н), (30В), (30Н), (31В), (31Н), (32В), (32Н), (33В), (33Н), (34В), (34Н), (35В), (35Н), (36В), (36Н), (37В), (37Н), (38В), (38Н), (39В), (39Н), (40В), (40Н), (41В), (41Н), (42В), (42Н), (43В), (43Н), (44В), (44Н), (45В), (45Н), (46В), (46Н), (47В), (47Н), (48В), (48Н), (49В), (49Н), (50В), (50Н), (51В), (51Н), (52В), (52Н), (53В), (53Н), (54В), (54Н), (55В), (55Н), (56В), (56Н), (57В), (57Н), (58В), (58Н), (59В), (59Н), (60В), (60Н), (61В), (61Н), (62В), (62Н), (63В), (63Н), (64В), (64Н), (65В), (65Н), (66В), (66Н), (67В), (67Н), (68В), (68Н), (69В), (69Н), (70В), (70Н), (71В), (71Н), (72В), (72Н), (73В), (73Н), (74В), (74Н), (75В), (75Н), (76В), (76Н), (77В), (77Н), (78В), (78Н), (79В), (79Н), (80В), (80Н), (81В), (81Н), (82В), (82Н), (83В), (83Н), (84В), (84Н), (85В), (85Н), (86В), (86Н), (87В), (87Н), (88В), (88Н), (89В), (89Н), (90В), (90Н), (91В), (91Н), (92В), (92Н), (93В), (93Н), (94В), (94Н), (95В), (95Н), (96В), (96Н), (97В), (97Н), (98В), (98Н), (99В), (99Н), (100В), (100Н) – точки цикла нижнего и верхнего каскадов в диаграмме Т-*s*, рис. 3.



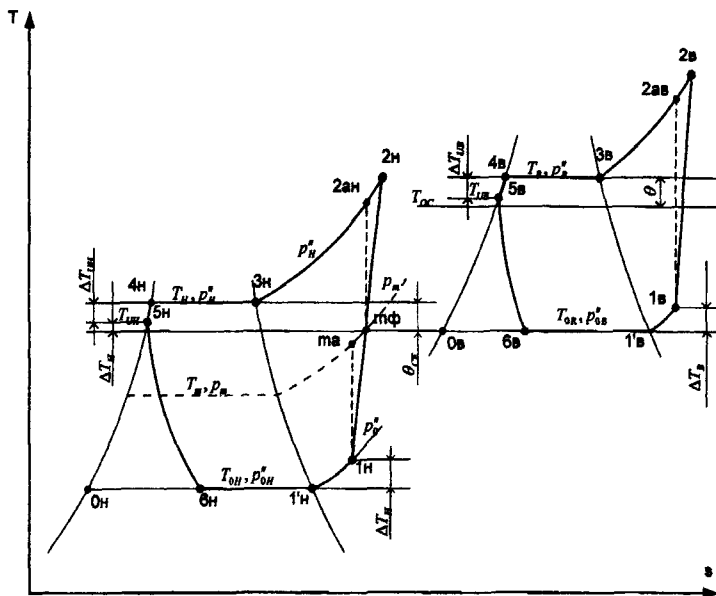


Рис. 3. Термодинамический цикл каскадной УПСГ

$T_{0Н}, P_{0Н}$  - температура и давление кипения нижнего каскада;  $T_m, P_m$  - промежуточная температура и давление нижнего каскада;  $T_Н, P_Н$  - температура и давление конденсации нижнего каскада;  $T_{0В}, P_{0В}$  - температура и давление кипения верхнего каскада;  $T_В, P_В$  - температура и давление конденсации верхнего каскада;  $T_{0Н}, T_{0В}$  - температура переохлаждения в нижнем и верхнем каскадах;  $\Delta T_{0Н}, \Delta T_{0В}$  - переохлаждение жидкости перед дросселированием в обоих каскадах;  $\Delta T_Н, \Delta T_В$  - перегрев пара на всасывании компрессоров обоих каскадов;  $T_{0С}$  - температура забортной воды;  $\theta_{СВ}$  - температурный напор в конденсаторе-испарителе;  $\theta_С$  - температурный напор в конденсаторе верхнего каскада.

На рис. 4 представлена схема термоэкономической модели в виде отдельных зон, соединенных последовательно и ограниченных контрольной поверхностью.

Зона 1 включает в себя компрессор верхнего каскада с электродвигателем, конденсатор, насос для перекачки охлаждающей воды с электродвигателем и регулирующий вентиль верхнего каскада; зона 2 - компрессоры двух ступеней нижнего каскада, теплообменник «конденсатор-испаритель» и регулирующий вентиль нижнего каскада; зона 0 - дизель-генератор.

В каждую зону вводятся массовые характеристики соответствующего оборудования: компрессора верхнего каскада  $M_{11}$ , конденсатора  $M_{12}$ , насоса охлаждающей воды  $M_{13}$ , компрессоров нижнего каскада  $M_{21}$  и  $M_{22}$ , теплообменника «конденсатор-испаритель»  $M_{23}$ , дизель-генератора  $M_0$ .

К различным зонам термозкономической модели комплекса подводится энергия (эксергия) для привода электродвигателей компрессоров  $e_{11}$ ,  $e_{21}$ ,  $e_{22}$  и насоса охлаждающей воды  $e_{13}$ . Кроме того, через контрольную поверхность вводится топливо  $M_T$ .

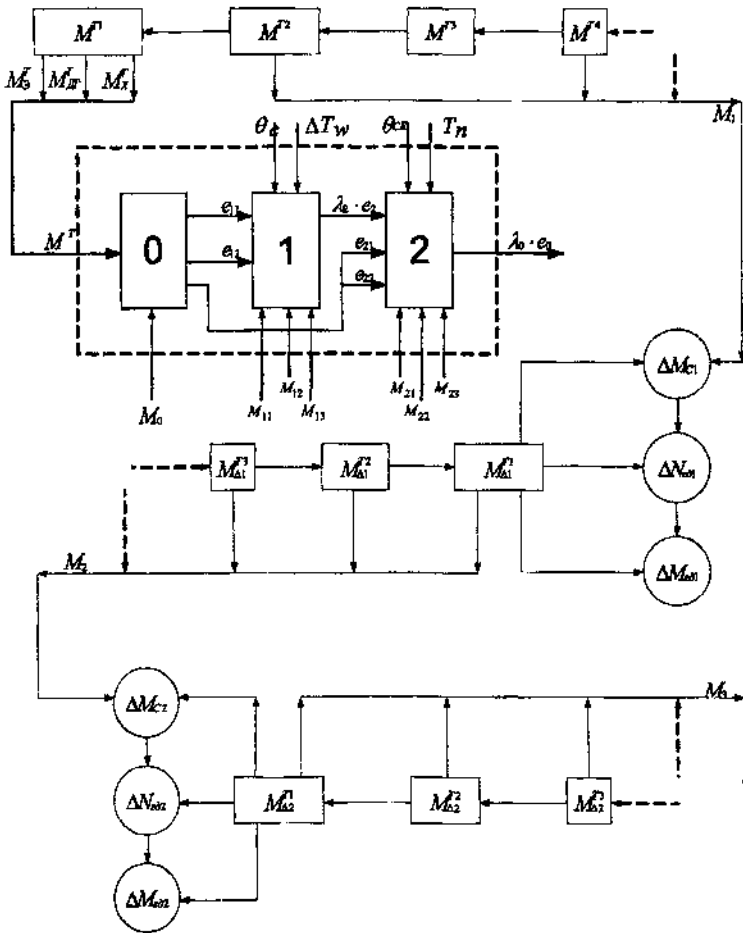


Рис.3. Термозкономическая модель комплекса

$M_0^I, M_{DP}^I, M_X^I$  - запас топлива на выработку электроэнергии, транспортировку дизель-генератора и холодильной установки;

$M^{T2}, \dots, M^{Tn}$  - запас топлива для транспортировки топлива  $M^{T1}$ ;

$\Delta M_{C1}, \Delta M_{C2}, \Delta N_{01}, \Delta N_{02}, \Delta M_{01}, \Delta M_{02}$  - приращение массы судна, мощности и массы главного двигателя;

$M_{\Delta 1}^{\Gamma 1} \dots M_{\Delta 1}^{\Gamma n}, M_{\Delta 2}^{\Gamma 1} \dots M_{\Delta 2}^{\Gamma n}$  - запас топлива для транспортировки дополнительной массы судна, работы главного двигателя и массы главного двигателя.

Запас топлива для транспортировки холодильной установки на рейс судна продолжительностью  $\tau_p$

$$M_X^T = g_{\text{об}} \cdot \frac{N_{\text{об}}}{M_C} \cdot \sum M_X \tau_p = A \cdot \sum M_X \tau_p, \quad (1)$$

где  $g_{\text{об}}$  - удельный расход топлива на единицу мощности главного двигателя,  $\text{кг}^T/\text{кВт} \cdot \text{ч}$ ;

$N_{\text{об}}$  - мощность главного двигателя, кВт;

$\sum M_X$  - масса холодильной установки, включающая массы компрессоров, электродвигателей, конденсаторов, испарителей, вспомогательного оборудования (маслоотделителей, отделителей жидкости и пр.), трубопроводов, насосов, дополнительного оборудования (средств и приборов автоматики, кабелей и пр.), кг;

$A$  - расход топлива на транспортировку единицы массы в единицу времени,  $\text{кг}^T/\text{кг} \cdot \text{ч}$ .

$$\sum M_X = M_X + M_{\text{ам}} + M_{\text{об}} + M_{\text{исп}} + M_{\text{кон}} + M_{\text{сп}} + M_{\text{н}} + M_{\text{дон}} \quad (2)$$

$$A = g_{\text{об}} \cdot \frac{N_{\text{об}}}{M_C} \quad (3)$$

Запас топлива для производства электроэнергии для холодильной установки на рейс

$$M_3^T = g_{\text{ог}} \cdot \sum N_X \tau_p, \quad (4)$$

где  $g_{\text{ог}}$  - удельный расход топлива в дизель-генераторе,  $\text{кг}^T/\text{кВт} \cdot \text{ч}$ ;

$\sum N_X$  - мощность, потребляемая компрессорами, насосами, вентиляторами и прочими потребителями энергии, кВт.

$$\sum N_X = N_X + N_H + N_B + N_{\text{пр}} \quad (5)$$

Запас топлива для транспортировки дизель-генераторов, обеспечивающих выработку электроэнергии для холодильной установки

$$M_{\text{дг}}^T = A \cdot m \cdot \sum N_X, \quad (6)$$

где  $m$  - удельная масса дизель-генератора, которая составляет  $24,5+62,6$  кг/кВт.

Тогда сумма запасов топлива на рейс для транспортировки холодильного комплекса и выработки электроэнергии для работы холодильной установки

$$M^{\Gamma 1} = M_X^T + M_3^T + M_{\text{дг}}^T = A \cdot (\sum M_X + \frac{g_{\text{ог}}}{A} \cdot \sum N_X + m_{\text{ог}} \cdot \sum N_X) \cdot \tau_p. \quad (7)$$

Для транспортировки запаса топлива  $M_{\Gamma 1}^T$  требуется запас топлива

$$M^{\Gamma 2} = A \cdot M^{\Gamma 1} \cdot \tau_p = A^2 \cdot (\sum M + \frac{g}{A} \cdot \sum N + m_{\text{ог}} \cdot \sum N) \cdot \tau_p^2. \quad (8)$$

В свою очередь для транспортировки запаса топлива  $M_{\Gamma 2}^T$  необходимо также иметь запас топлива

$$M^{T3} = A \cdot M^{T2} \cdot \tau_p = A^3 \cdot \left( \sum M + \frac{g}{A} \sum N + m_{\alpha} \cdot \sum N \right) \cdot \tau_p^3. \quad (9)$$

Таким образом, для перевозки каждого последующего запаса топлива для перевозки топлива требуется свой запас топлива.

Зависимость для определения общего запаса топлива на работу холодильной установки примет вид

$$M = M_1 + M_2 + M_3 + \dots =$$

$$= \frac{A \cdot \tau_p}{1 - A \cdot \tau_p} \cdot \left( \sum M_x + \frac{g}{A} \cdot \sum N_x + m_{\alpha} \cdot \sum N_x \right) \cdot \left[ 1 + \frac{\frac{A \cdot \tau_p}{1 - A \cdot \tau_p} \cdot (2 + m \cdot \bar{N})}{1 - \frac{A \cdot \tau_p}{1 - A \cdot \tau_p} \cdot (2 + m \cdot \bar{N})} \right]. \quad (10)$$

Если принять  $g = 0,22 \text{ ккэ}^T / \text{кВт} \cdot \text{ч}$ ,  $\bar{N} = 0,653 \cdot 10^{-3} \text{ кВт} / \text{кэ}$ ,  $A = 1,436 \cdot 10^{-4} \text{ ккэ}^T / \text{кэ} \cdot \text{ч}$ ,  $m = 43,5 \text{ ккэ} / \text{кВт}$  и  $\tau_p = 400 \text{ ч}$ , то данное выражение может быть приведено к виду

$$M = 6,975 \cdot 10^{-2} \cdot \left( \sum M_x + 1,576 \cdot 10^3 \cdot \sum N_x \right). \quad (11)$$

Исследование эффективности судовой каскадной установки повторного сжижения газа в данном случае выполнено с применением компьютерного математического пакета Mathcad 11 компании Mathsoft. Для проведения расчетов были получены математические зависимости основных термодинамических параметров этилена (R1150) и хладагентов (R290 и R22) в состоянии насыщения от абсолютной температуры и в перегретом состоянии от температуры и давления.

Для зависимостей давлений насыщения в Па и скрытой теплоты парообразования в кДж/кг были приняты классические уравнения

$$p'' = \exp \left( a_p - \frac{b_p}{T + c} \right) \cdot 10^5 \text{ и } r = a_r \cdot \left[ 1 - \left( \frac{T}{T_p} \right)^2 \right]^b, \quad (12)$$

а энтальпий, энтропий и плотности насыщенной жидкости полиномы следующего вида

$$i' = a_i \cdot T^2 + b_i \cdot T + c_i, \quad s' = a_s \cdot T + b_s, \quad \text{и } \rho' = a_p \cdot T^2 + b_p \cdot T + c. \quad (13)$$

Вид уравнений для вычислений плотности сухого насыщенного пара и энтальпии перегретого пара был принят следующим

$$\rho'' = \exp(a_{\rho 2} \cdot \ln T + b_{\rho 2}), \quad (14)$$

$$i = (a_i \cdot p + b_i) \cdot (T - 273,15) + (c_i \cdot p + d_i).$$

Коэффициенты в выражениях (12, 13 и 14) были установлены в результате обработки табличных данных методом наименьших квадратов в программе Mathcad. Погрешность вычислений по приведенным формулам с использованием полученных коэффициентов для насыщенного состояния не превышает 1,5%, а для перегретого пара – 8%.

В табл. 1 приведены полученные коэффициенты, которые входят в уравнения параметров хладагентов в насыщенном состоянии.

Таблица 1

Коэффициенты	Величины коэффициентов		
	R22	R290	R1150
$a_p$	8,9671	9,9951	9,7973
$b_p$	1667,1493	2326,6	1670,827
$c_p$	46,519	2,4888	1,591
$a_T$	293,403	525,316	579,514
$b_T$	0,452	0,424	0,420
$a_{11}$	1,179	2,388	2,872
$b_{11}$	179,652	-132,828	-483,215
$a_{12}$	-1,775	0	-12,684·10 <sup>-3</sup>
$b_{12}$	1,308	0,9688	5,795
$c_{12}$	479,581	626,505	-122,386
$a_{s1}$	4,372·10 <sup>-3</sup>	8,83·10 <sup>-3</sup>	1,216·10 <sup>-3</sup>
$b_{s1}$	-0,199	1,8399	0,472
$a_{s2}$	-1,677·10 <sup>-3</sup>	-1,423·10 <sup>-3</sup>	-7,305·10 <sup>-3</sup>
$b_{s2}$	2,215	6,028	6,544
$a_{p1}$	-8,333·10 <sup>-3</sup>	-1,22·10 <sup>-2</sup>	1,51·10 <sup>-2</sup>
$b_{p1}$	1,05	5,2911	-9,336
$c_{p1}$	1618	0,2589	1767,331
$a_{p2}$	9,145	0,030	0,0347
$b_{p2}$	-48,298	-5,9180	-4,862

Зависимости для определения энтропии и удельного объема перегретого пара, дающие наиболее близкие результаты к табличным данным, как было установлено, не являются универсальными и для каждого из указанных рабочих тел имеют свою индивидуальную форму написания.

Ниже приведены уравнения зависимости параметров хладагентов от температуры в перегретом состоянии ( $p$  – в Па).

## R22

$$\begin{aligned}
 i &= (1,1 \cdot 10^{-7} p + 0,656) \cdot (T - 273) + (-2,189 \cdot 10^{-5} p + 715,238) \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \\
 s &= (6,508 \cdot 10^{-8} p + 2,356) \cdot (T - 273) \cdot 10^{-3} + (1,2 \cdot 10^{-7} p + 1,849) \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \\
 v &= \exp \frac{-14,7728}{22,803 p^{-0,2716} + 1,1104} (T - 273) + 69514,199 p, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.
 \end{aligned} \quad (15)$$

## R290

$$\begin{aligned}
 i &= (3,39744 \cdot 10^{-7} p + 1,6535) \cdot (T - 273,15) + (-4,4292 \cdot 10^{-5} p + 819,0244) \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \\
 s &= (8,048 \cdot 10^{-16} p^2 - 5,039 \cdot 10^{-10} p + 6,087 \cdot 10^{-3}) \cdot (T - 273,15) + 9,234 p^{0,039} \frac{\text{кДж}}{(\text{кг} \cdot \text{К})}; \\
 v &= 96,679 p^{-0,937} (T - 273,15) + 63,0959 \cdot 10^3 p^{-1,019} \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.
 \end{aligned} \quad (16)$$

## R1150

$$i = (27,2885 \cdot 10^{-8} p + 1,298) \cdot (T - 273,15) + (-2,767 \cdot 10^{-5} p + 641,994) \frac{\kappa \text{Джс}}{\text{кг}};$$

$$s = 6,438 \cdot 10^{-3} (T - 273,15) + 13,127 p^{-0,0664} \frac{\kappa \text{Джс}}{\text{кг}};$$

$$v = \left( \exp \frac{-10,2827}{23,889 p^{-0,2761} + 0,7881} \right) \cdot (T - 273,15) + 91,347 \cdot 10^3 p^{-1,0123} \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$
(17)

По известным формулам была разработана программа расчета судовой каскадной установки повторного сжижения груза при перевозке сжиженного этилена в программе MathCAD 11, предусматривающая расчет цикла холодильной машины, определение термодинамических параметров и потери эксергии в процессах цикла, объемы, описываемые поршнями компрессоров, площади поверхностей теплообменных аппаратов. Изменение эксергии при работе УПСГ представлено на рис. 5. Расчеты выполнены для двух хладагентов, используемых в верхнем каскаде – R22 и R290. Температура конденсации этилена в теплообменнике конденсатор-испаритель принималась в интервале от 220 до 260 К при изменении температурных перепадов в конденсаторе верхнего каскада и в теплообменнике конденсатор-испаритель в пределах 4 – 15 К. Холодопроизводительность установок изменялась в пределах от 100 до 600 кВт. Для всех вариантов определялись масса элементов холодильного оборудования и установки в целом, потребляемая мощность и расход топлива.

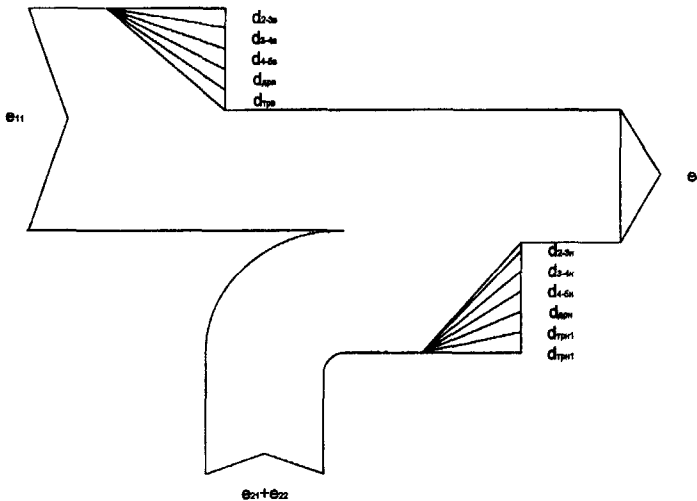


Рис. 5. Эксэнергетическая диаграмма судовой каскадной УПСГ

$e_{11}$ ,  $e_{21}$ ,  $e_{22}$  – эксергия, подводимая к электродвигателям компрессоров;  $d_{2-3a}$ ,  $d_{2-3b}$ ,  $d_{3-4a}$ ,  $d_{3-4b}$ ,  $d_{4-5a}$ ,  $d_{4-5b}$ ,  $d_{дрв}$ ,  $d_{мр1}$ ,  $d_{мр2}$  – потери эксергии в процессах;  $e_0$  – эксэнергетическая производительность установки.

В четвертой главе рассмотрены экспериментальные исследования энергозатрат при транспортировании сжиженных газов судами-газовозами и приведены результаты расчетов и анализа топливопотребления и изменения массы оборудования при различных вариантах работы УПСГ. Анализ показывает, что при замене хладагента R22 на R290, помимо явных преимуществ, связанных с дешевизной и доступностью хладагента R290 на судах-газовозах, происходит определенное изменение топливопотребления. В случае оптимального температурного перепада в конденсаторе-испарителе при температуре конденсации нижнего каскада выше 245K эта замена приводит к увеличению топливопотребления не более чем на 1,2%. Если же температура конденсации нижнего каскада будет ниже 245K, то топливопотребление при использовании хладагента R290 в сравнении с R22 значительно снижается - до 6,2%, как видно из рис.6.

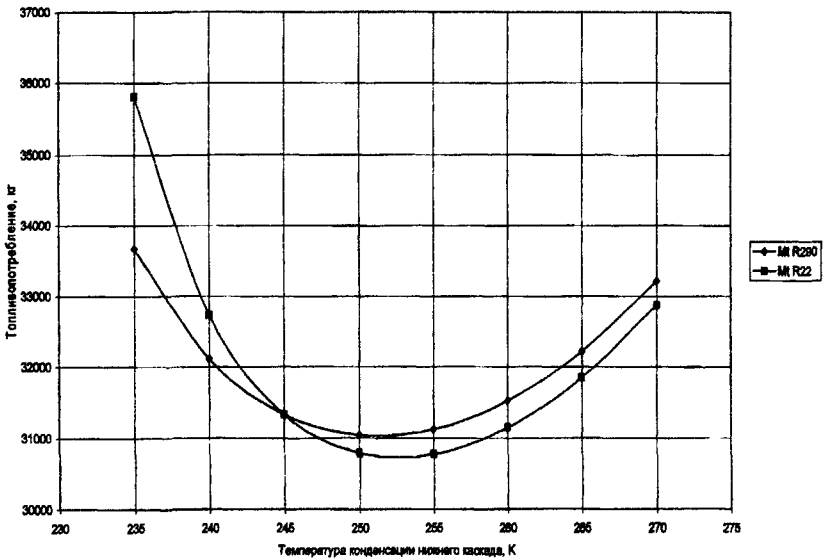


Рис.6. Зависимости топливопотребления ( $M$ ) ТЭК от температуры конденсации хладагента R1150 нижнего каскада УПСГ

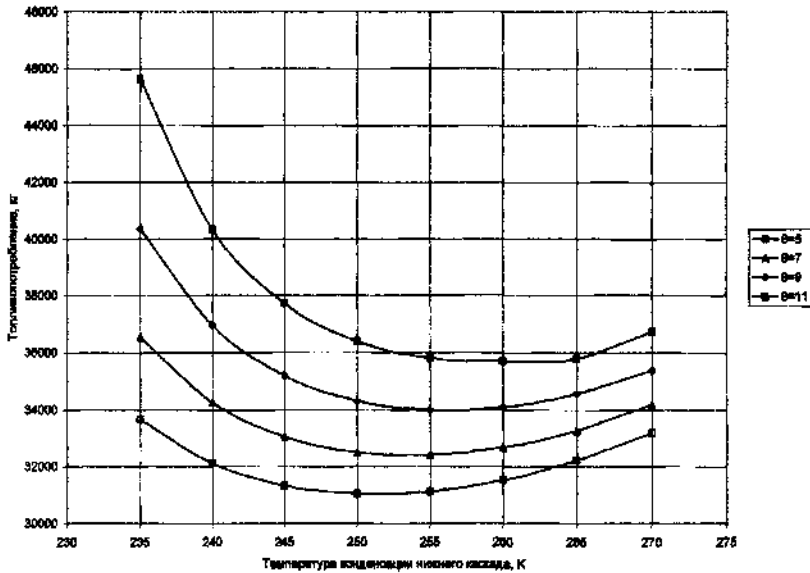


Рис. 7. Зависимости топливопотребления от температуры конденсации R1150 и температурного перепада в конденсаторе-испарителе при использовании R290

Зависимость топливопотребления от оптимизирующих переменных при использовании хладагента R290 приведена на рис. 7. При увеличении температурного перепада с 5 до 11 К, оптимальная температура конденсации нижнего каскада, работающего на R1150, увеличивается с 253 К до 263 К, а топливопотребление при оптимальной температуре возрастает на 15%.

График зависимости массы холодильного оборудования при использовании R290 в качестве хладагента верхнего каскада от температурного перепада в конденсаторе-испарителе при температуре конденсации R1150 250 К приведен на рис. 8. Из рисунка следует, что оптимальное значение температурного перепада, при котором масса УПСГ минимальна, составляет 9К.



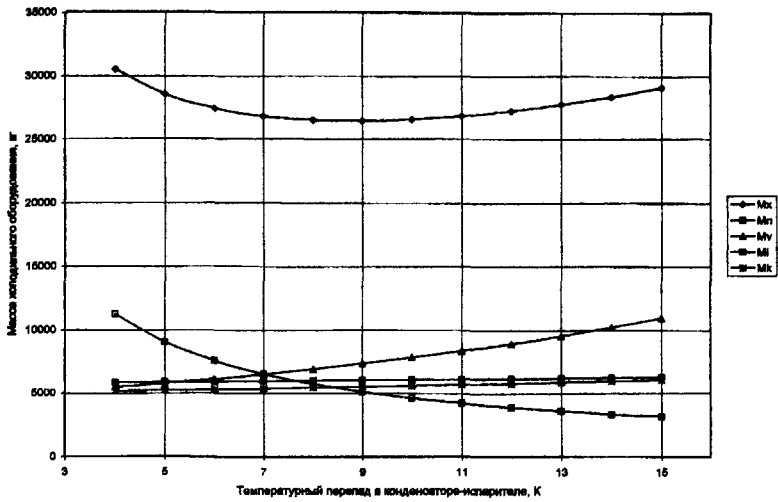


Рис. 8. Зависимости массы холодильного оборудования от температурного перепада в конденсаторе-испарителе при использовании в качестве хладагента R290

$M_k$  – масса конденсатора верхнего каскада;  $M_i$  – масса испарителя-конденсатора;  $M_v$  – масса компрессора верхнего каскада;  $M_n$  – масса компрессора нижнего каскада;  $M_x$  – масса холодильного оборудования.

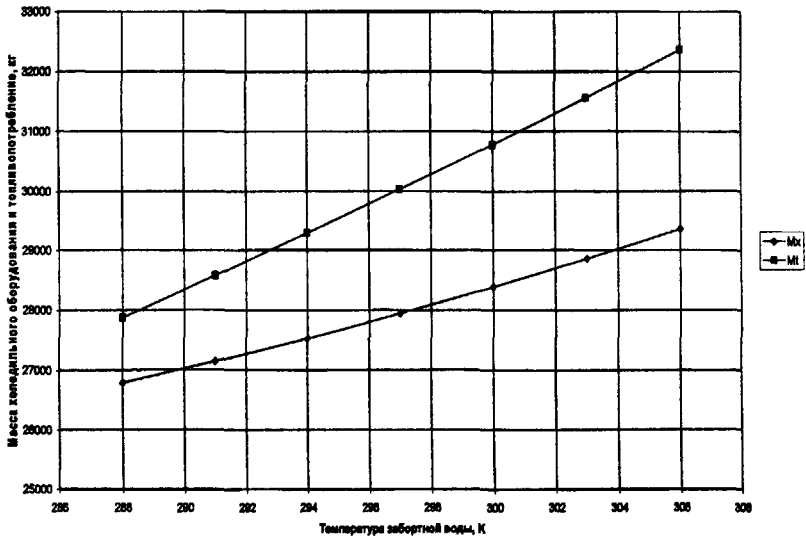


Рис. 9. Зависимость массы холодильного оборудования, работающего на R290 и топливопотребления от температуры забортной воды

При изменении района плавания изменяется температура охлаждающей забортной воды (рис.9). Топливопотребление и масса холодильного оборудования в интервале изменения температуры забортной воды от 288 К до 306 К изменяются практически прямо пропорционально.

#### Основные результаты работы и выводы

1. При выборе оптимального режима работы судовой УПСГ необходимо учитывать ее взаимосвязь с дизель-генератором и запасом топлива, образующими единый комплекс.
2. Установлены математические зависимости для определения термодинамических и теплофизических свойств этилена (R1150), хладагентов R290 и R22, применяемых в УПСГ судов-газовозов.
3. На базе термозкономического подхода разработана универсальная методика оптимизации судовых холодильных установок судов-газовозов на этапах проектирования и эксплуатации.
4. В качестве целевой функции при оптимизации судовых холодильных установок судов-газовозов должна быть принята величина топливopотребления, учитывающая затраты электроэнергии для привода механизмов холодильной установки и массу ТЭЖ при термозкономическом подходе к решению данной задачи.
5. Использование доступного, экологически безопасного хладагента R290 вместо хладагента R22 приводит к незначительному (1,2%) увеличению топливopотребления и рекомендуется для применения.
6. Оптимальное значение давления конденсации хладагента нижнего каскада, определенное по разработанной методике, и связанные с ним параметры цикла каскадной холодильной установки, значительно отличаются от параметров, рекомендованных в инструкциях по эксплуатации. При перевозке сжиженного R1150 с использованием R290 в верхнем каскаде оптимальной температурой конденсации R1150 является температура 253 К вместо  $230 + 235$  К, указанной в инструкции.
7. Внедрение результатов исследований при эксплуатации УПСГ позволило получить по данным компании "Bergesen Worldwide Gas" экономию топлива в количестве 255 тонн в год на одно судно грузоместимостью 15000 м<sup>3</sup>.

#### Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Мильев В.И. Пути сокращения расхода топлива на судах типа "Атлантик - 333" / В.И. Мильев, А.Г. Ионов // Сборник научных трудов. – Калининград. 1992. – С.139-149.
2. Мильев В.И. Определение оптимального температурного режима холодильной установки СТМ "Атлантик - 333" методом термозкономики / В.И. Мильев, А.Г. Ионов // Сборник научных трудов. – Калининград. 1992. – С.150-160.
3. Мильев В.И. Технологические особенности транспортирования бананов на рефрижераторных судах / В.И. Мильев, А.Г. Ионов // Материалы научно-технической конференции профессорско-преподавательского состава

- ва, аспирантов и сотрудников Калининградского технического института рыбной промышленности и хозяйства. – Калининград, 1994. – С.28-30.
4. Ионов А.Г. Холодильные установки современных судов / А.Г. Ионов, В.И. Милев. – Калининград, 1996. 61 с.
  5. Трегубов А.А. Перевозка сжиженных газов морскими танкерами / А.А. Трегубов, В.И. Милев, А.Г. Ионов // Холодильное дело. – 1996. – № 4. – С.26-29.
  6. Трегубов А.А. Воздухообработка на рефрижераторных судах / А.А. Трегубов, В.И. Милев, А.Г. Ионов // Холодильное дело. – 1997. – № 3, – С.6-8.
  7. Трегубов А.А. Modern condition of sea transportation's of liquefied gases / А.А. Трегубов, В.И. Милев, А.Г. Ионов // Материалы Международной научно-технической конференции. – Астрахань. 1997. – С.78-81.
  8. Милев В.И. Замена фреона на альтернативные хладагенты на судах газозавозах / В.И. Милев, В.Н. Эрлихман // Материалы Всероссийского научно-технического семинара с международным участием. – Калининград. 1999. – С.34-35.
  9. Милев В.И. Термозкономический анализ холодильных установок судов газозавозов / В.И. Милев, В.Н. Эрлихман // Материалы Всероссийского научно-технического семинара с международным участием. – Калининград. 1999. – С.36-37.
  10. Эрлихман В.Н. Теплоэнергетические характеристики холодильной установки судна-газовоза. В.Н. Эрлихман, В.И. Милев Материалы Международной научно-технической конференции БАЛТТЕХМАШ-2000. – Калининград. 2000. – С.28-30
  11. Эрлихман В.Н. Энергетические затраты на холодильную установку при транспортировании сжиженных газов судами-газовозами / В.Н. Эрлихман, В.И. Милев, В. Лиленблом // Материалы Международной научно-технической конференции. – Калининград. 2000. – С.51-52.
  12. Эрлихман В.Н. Теплоэнергетические характеристики холодильной установки судна-газовоза / В.Н. Эрлихман, В.И. Милев, В. Лиленблом // Вестник Международной Академии Холода. – 2001. – №3. – С.4-6.
  13. Эрлихман В.Н. Оптимизация судовых холодильных установок по топливопотреблению / В.Н. Эрлихман, Ю.А. Фатыхов, В.И. Милев // Материалы конференции Московского государственного университета прикладной биотехнологии. – Москва. 2004. – С.283-284.
  14. Эрлихман В.Н. Математические зависимости для расчета термодинамических свойств некоторых холодильных агентов каскадных холодильных машин / В.Н. Эрлихман, В.М. Смертин, В.И. Милев // Материалы конференции Московского государственного университета прикладной биотехнологии. – Москва. 2004. – С.282-283.
  15. Erlihman V.N. Optimization of Refrigerating Plants on Board by Fuel Consumption / V.N. Erlihman, V. Miliajev // Transport Means 2004: Proceedings of the International Conference / Kaunas University of Technology. – Kaunas, Lithuania. – 2004. – P.35-38.

*ДЛЯ ЗАМЕТОК*

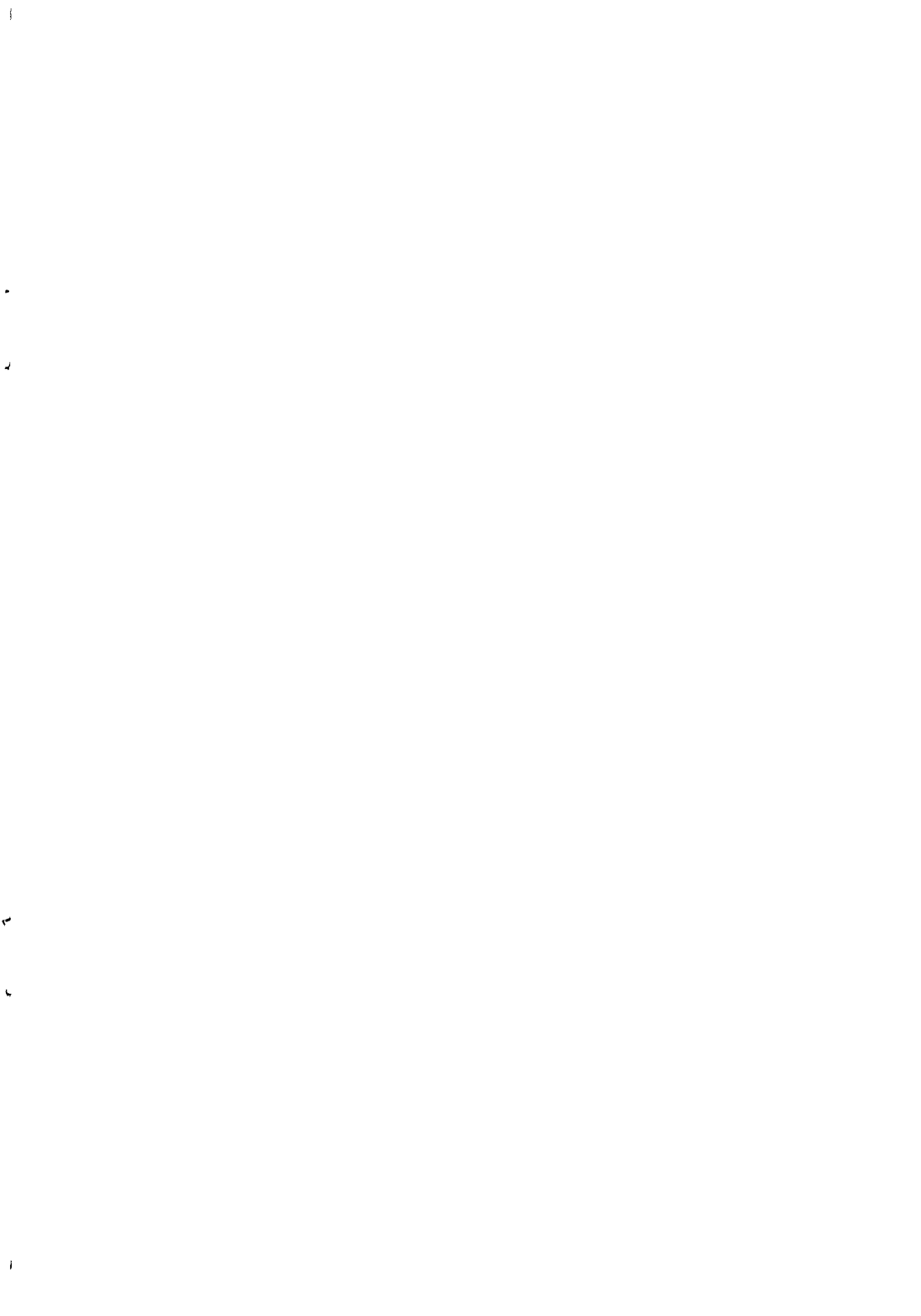
***ДЛЯ ЗАМЕТОК***



Отпечатано в типографии ООО "Франтера"  
ОГР № 1067746281514 от 15.02.2006г.  
Москва, Талалихина, 33

Подписано к печати 10.05.2006г.  
Формат 60x84/16. Бумага "Офсетная №1" 80г/м<sup>2</sup>.  
Печать трафаретная. Усл.печ.л. 1,25. Тираж 100. Заказ 168.

**WWW.FRANTERA.RU**



2006A  

---

10672

**10672**