

Анализ эффективности холодильных установок судов-газовозов термоэкономическим методом

Д-р техн. наук В.Н.ЭРЛИХМАН, канд. техн. наук В.И.МИЛЯЕВ
Калининградский государственный технический университет

A thermo-economic model of a cascade refrigeration plant of gas carrier, taking into account its relationship with fuel-energy complex of the ship is presented. The use of the value of fuel consumption, taking into consideration integrally the fuel consumption for electrical energy production and the weight of the refrigerating plant and of the fuel-energy complex of the ship, ensuring its operation, was substantiated as the criterion of optimization of marine refrigeration plants. Optimum temperature drops in a condenser-evaporator and a condensing temperature during ethylene transportation and the use of freon R22 and the ozone-safe propane as a refrigerant of the upper cascade have been determined.

Рост морских перевозок углеводородных газов (метана, этана, пропана, бутана, этилена, пропилена и др.), широко используемых в химической промышленности и энергетике, вызвал в последние годы интенсификацию использования существующих, а также строительство новых судов-газовозов со значительным (более 100000 м³) объемом грузовых танков.

С целью сокращения толщины и массы грузовых танков, а также обеспечения условий более безопасного транспортирования этих пожаро- и взрывоопасных газов они перевозятся в сжиженном насыщенном состоянии при атмосферном давлении и низких температурах, которые обеспечиваются холодильными установками, называемыми установками повторного сжижения газов (УПСГ).

УПСГ, как правило, оснащены поршневыми крейцкопфными компрессорами и кожухотрубными теплообменными аппаратами. Они являются крупными потребителями энергии, обладают значительной массой и занимают большой объем, в связи с чем повышение их эффективности представляет важную задачу экономии топливно-энергетических ресурсов.

Повышение эффективности УПСГ возможно как путем совершенствования процессов в отдельных ее элементах (интенсификация процессов и поиск новых конструктивных решений), так и выбором наиболее рационального режима при проектировании и эксплуатации всей установки в целом.

Оптимизация режима работы УПСГ включает ряд этапов: выбор критерия оптимизации, оптимизирующих переменных, метода оптимизации и выполнение оптимизационных расчетов. При этом необходимо учитывать особенности УПСГ, к которым относятся:

- переменная, часто меняющаяся тепловая нагрузка, зависящая от вида транспортируемого газа и района плавания;
- наличие на борту судна собственной электростанции и запасов топлива для выработки электроэнергии на привод механизмов и машин УПСГ, что предполагает

рассмотрение УПСГ во взаимосвязи с энергетической установкой и запасом топлива;

- ограничения по массовым и габаритным показателям оборудования.

В качестве целевой функции при решении задачи оптимизации судовых холодильных установок используются различные критерии: конструктивные, экономические, технологические и др. Это могут быть приведенные затраты; критерий общей эффективности, представляющий отношение приведенных затрат на эксплуатацию холодильной установки к массе продукции, подвергаемой холодильной обработке; потребляемая мощность; масса установки; отношение потребляемой энергии к массе установки; время выхода на режим и т.п.

Принимая во внимание вышеперечисленные особенности УПСГ, целесообразно в качестве критерия их оптимизации использовать топливопотребление на транспортирование груза за рейс судна, которое одновременно является техническим и экономическим показателем, поскольку учитывает не только потребление энергии, но и массу оборудования [6], что имеет чрезвычайно важное значение для судов.

Топливо расходуется на выработку электроэнергии в дизель-генераторах для привода оборудования УПСГ, а также на транспортирование этого оборудования и дизель-генераторов. В свою очередь, транспортирование запаса топлива вызывает потребность в дополнительном количестве топлива, которое увеличивает массу судна и требует увеличения мощности и массы главного двигателя и соответственно дополнительного запаса топлива и т.д.

При увеличении перепада температур в каком-либо теплообменном аппарате судовой холодильной установки, с одной стороны, увеличивается расход топлива на выработку электроэнергии для привода компрессоров и транспортирование дополнительной массы топлива, компрессоров, дизель-генераторов, главного двигателя и судна, а с другой стороны, расход топлива сокращается за счет уменьшения массы аппарата и топлива на его транспортирование.

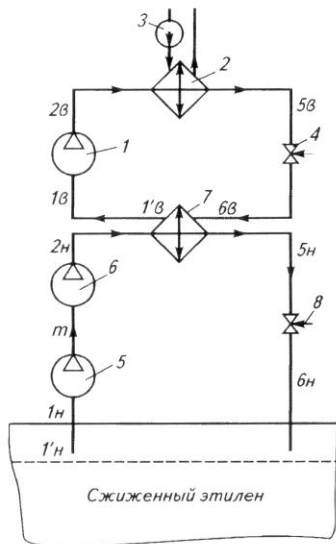


Рис. 1. Функциональная схема судовой установки повторного сжиженного газа:
 1 – компрессор верхнего каскада; 2 – конденсатор верхнего каскада; 3 – насос охлаждающей воды;
 4 – регулирующий вентиль верхнего каскада;
 5, 6 – двухступенчатый компрессор нижнего каскада;
 7 – конденсатор-испаритель; 8 – регулирующий вентиль нижнего каскада.
 1_н, 1_в, 2_н, 2_в, 3_н, 3_в, 4_н, 4_в, 5_н, 5_в, 6_н, 6_в, 7_н, 7_в, 8_н, 8_в – точки цикла нижнего и верхнего каскадов в диаграмме T-s, рис. 2

Для определения оптимальных режимов работы холодильных установок, как правило, применяют технико-экономический метод решения задачи, недостатком которого является невозможность одновременного учета связи между термодинамическими потерями и экономическими затратами в установке. Указанный недостаток устранен в термозкономическом методе, получившем распространение при оптимизации энергетических систем и теоретически обоснованном и распространенном на холодильные установки В. В. Оносовским [2, 3].

Термозкономический метод был применен нами для решения задачи оптимизации режима работы каскадных УПСГ при транспортировании сжиженного этилена (R1150), имеющего нормальную температуру кипения – 104 °С и являющегося холодильным агентом нижней ветви каскада.

Функциональная схема установки приведена на рис. 1, а цикл ее работы в диаграмме T-s представлен на рис. 2.

Установка состоит из компрессора ступени низкого давления нижнего каскада 5, компрессора ступени высокого давления нижнего каскада 6, конденсатора-испарителя 7, который служит конденсатором нижней ветви каскада и испарителем верхней ветви каскада, компрессора верхней ветви 1, конденсатора 2, насоса подачи охлаждающей воды в конденсатор 3, регулирующих вентилях 4 и 8 верхней и нижней ветвей соответственно.

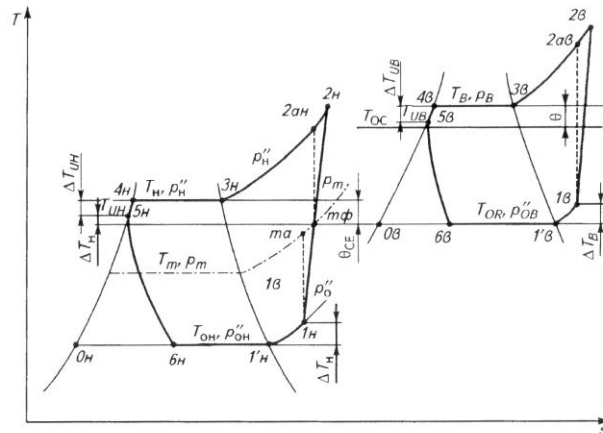


Рис. 2. Термодинамический цикл каскадной УПСГ:
 $T_{он}, p_{он}$ – температура и давление кипения нижнего каскада; T_m, p_m – промежуточные температура и давление конденсации нижнего каскада;
 T_n, p_n – температура и давление конденсации нижнего каскада; $T_{ор}, p_{ов}$ – температура и давление кипения верхнего каскада; T_v, p_v – температура и давление конденсации верхнего каскада; $T_{ув}, T_{уб}$ – температура переохлаждения в нижнем и верхнем каскадах;
 $\Delta T_{ув}, \Delta T_{уб}$ – переохлаждение жидкости перед дросселированием в обоих каскадах; $\Delta T_n, \Delta T_v$ – перегрев пара на всасывании компрессоров обоих каскадов;
 $T_{ос}$ – температура заборной воды;
 $\Theta_{се}$ – температурный напор в конденсаторе-испарителе;
 Θ – температурный напор в конденсаторе верхнего каскада

Для упрощения построения термозкономической модели УПСГ были приняты следующие упрощения:

✓ не учитывали потери давления в трубопроводах при транспортировке рабочего тела и других сред, а также теплопритоки к ним;

✓ не учитывали теплообмен рабочего тела с окружающей средой в компрессорах и теплообменных аппаратах через их наружную поверхность;

✓ перегрев всасываемого компрессорами пара и переохлаждение жидкого хладагента перед регулируемыми вентилями не оптимизировались, так как перегрев пара на всасывании обусловлен правилами безопасной эксплуатации УПСГ, а переохлаждение осуществляется в конденсаторе и определяется выбранной теплопередающей поверхностью;

✓ массы запорной арматуры, регулирующих вентилях, трубопроводов, вспомогательного оборудования и хладагента, необходимого для первоначальной заправки системы, являются постоянными, не зависящими от режима работы УПСГ.

В случае необходимости предлагаемая методика определения оптимального режима работы УПСГ позволяет учесть вышеперечисленные факторы.

Учитывая, что в холодильных установках энергия пе-

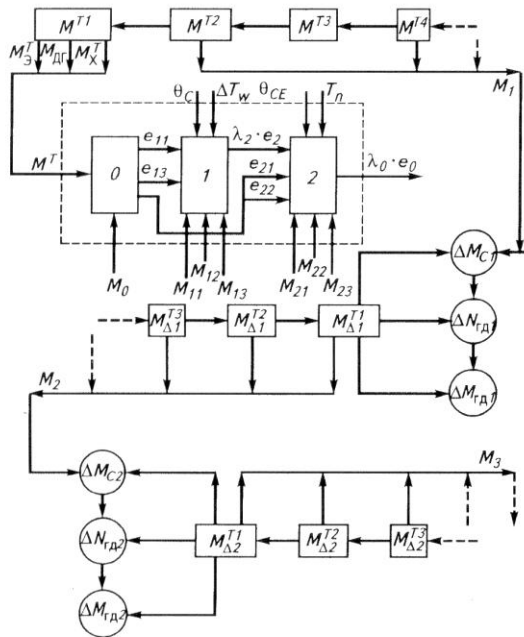


Рис. 3. Термоэкономическая модель комплекса УПСГ–ДГ–Т

редается в форме теплоты и механической работы, в качестве обобщенной термодинамической характеристики принята эксэргия e , а экономические затраты оценивались величиной топливопотребления.

Принимая во внимание вышеизложенное, разработанная термоэкономическая модель УПСГ с учетом ее взаимосвязи с судовым энергетическим комплексом, включающим дизель-генераторы ДГ и запас топлива Т, обеспечивающий выработку электроэнергии (УПСГ–ДГ–Т).

Термоэкономическая модель судовой каскадной УПСГ представлена на рис. 3 в виде отдельных последовательно соединенных зон, ограниченных контрольной поверхностью.

Зона 1 включает в себя компрессор верхней ветви каскада с электродвигателем, конденсатор, насос для подачи охлаждающей воды с электродвигателем и регулирующий вентиль нижней ветви каскада. Зона 2 – компрессоры двух ступеней нижней ветви, конденсатор-испаритель и регулирующий вентиль нижней ветви. Зона 0 – дизель-генератор.

В каждую зону вводятся массовые характеристики соответствующего оборудования: компрессора верхней ветви M_{11} , конденсатора M_{12} , насоса охлаждающей воды M_{13} , компрессоров нижней ветви M_{21} и M_{22} , конденсатора-испарителя M_{23} , дизель-генератора M_0 .

К различным зонам термоэкономической модели комплекса подводится эксэргия 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 , количество которого определяется суммой: $M^T = M_{\Delta 1}^T + M_{\Delta 2}^T + M_{\Delta 3}^T$ (запасы топлива на выработку электроэнергии, транспортирование дизель-генератора и

УПСГ); $M^{T2} \dots M^{Tn}$ (дополнительный запас топлива для транспортирования топлива M^{T1}); $M_{\Delta 1}^{T1} \dots M_{\Delta 1}^{Tn}$, $M_{\Delta 2}^{T1} \dots M_{\Delta 2}^{Tn}$ (запас топлива для транспортирования дополнительной массы судна $\Delta M_{C1}, \Delta M_{C2}, \dots$, работы главного двигателя $\Delta N_{ГД1}, \Delta N_{ГД2}, \dots$ и массы главного двигателя $\Delta M_{ГД1}, \Delta M_{ГД2}, \dots$, обусловленных необходимостью размещения и транспортирования дополнительного запаса топлива $M^{T2} \dots M^{Tn}$).

Топливопотребление определяли по формуле [3]:

$$M_i = \frac{A\tau_p}{1-A\tau_p} \left(M_x + \frac{g}{A} N_x + m_{дг} N_x \right) \left[1 + \frac{\frac{A\tau_p}{1-A\tau_p} (2+m\bar{N})}{1 - \frac{A\tau_p}{1-A\tau_p} (2+m\bar{N})} \right], \quad (1)$$

где A – удельный расход топлива на транспортирование единицы массы в единицу времени, кг^т/(кг·ч);

τ_p – продолжительность рейса судна, ч;

M_x – масса УПСГ, кг;

g – удельный расход топлива на производство 1 кВт·ч электроэнергии, кг^т/(кВт·ч);

N_x – мощность, потребляемая УПСГ, кВт;

$m_{дг}$ – удельная масса дизель-генератора, кг/кВт;

m – удельная масса главного двигателя, кг/кВт;

\bar{N} – удельный расход мощности на транспортирование единицы массы, кВт/кг.

Оптимизационные расчеты выполняли в программе MathCAD для условий использования в каскадной УПСГ поршневых крейцкопфных компрессоров и кожухотрубных теплообменных аппаратов и для двух хладагентов верхней ветви: R22 и пропана R290. Температуру конденсации этилена в конденсаторе-испарителе принимали 220...270 К при изменении температуры перепадов в конденсаторе верхней ветви каскада θ_c и в конденсаторе-испарителе θ_{ce} в пределах 4...15 К. Холодопроизводительность УПСГ варьировалась в пределах $Q_0 = 100 \dots 600$ кВт, а температура забортной воды 288...306 К.

Для компьютеризации многовариантных расчетов были получены математические зависимости изменения основных термодинамических параметров груза (этилена R1150), R22 и R290 в насыщенном и перегретом состоянии [5].

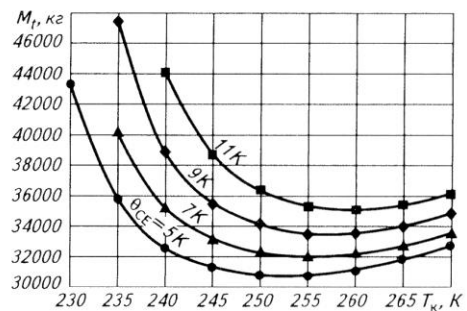


Рис. 4. Зависимость топливопотребления от температуры конденсации

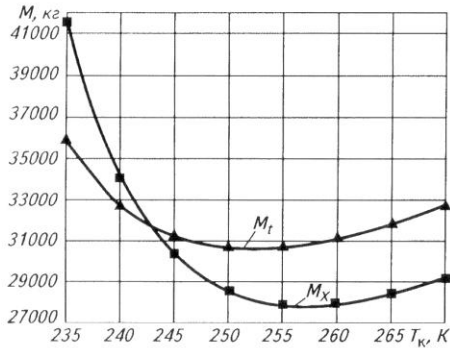


Рис. 5. Зависимость массы холодильной установки и топливотребления от температуры конденсации этилена (при использовании R22 в верхней ветви каскада)

Для температурных зависимостей давления насыщения p'' (Па) и скрытой теплоты парообразования r (кДж/кг) были использованы классические уравнения [1]:

$$p'' = \exp\left(a_p - \frac{b_p}{T+c}\right) \cdot 10^3 \text{ и } r = a_r \left[1 - \left(\frac{T}{T_{xp}}\right)^{2br}\right], \quad (2)$$

а энтальпий, энтропий и плотности насыщенной жидкости – полиномы вида

$$i' = a_i T^2 + b_i T + c_i, \quad s' = a_s T + b_s \text{ и } \rho' = a_\rho T^2 + b_\rho T + c_\rho. \quad (3)$$

Уравнения для вычисления плотности сухого насыщенного пара и энтальпии перегретого пара были приняты в следующем виде:

$$\rho'' = \exp(a_{\rho} \ln T + b_{\rho}), \quad i'' = (a_{i1} p + b_{i1})(T - 273,15) + (c_{i1} p + d_{i1}). \quad (4)$$

Коэффициенты a , b , c и d с соответствующими индексами в формулах (2) – (4) были определены в результате обработки табличных данных свойств хладагентов методом наименьших квадратов.

Погрешность вычислений по приведенным формулам с использованием полученных коэффициентов не превышает 1,5 %.

В результате оптимизационных расчетов установлено, что топливотребление при использовании в верхнем каскаде R22 и R290 практически прямо пропорционально холодопроизводительности и зависит главным образом от температуры конденсации этилена и перепада температур в конденсаторе-испарителе, оптимальное значение которого составляет $\theta_{cc} = 3...5$ К.

Из рис. 4, на котором представлены зависимости топливотребления от температуры конденсации этилена для различных перепадов температур в конденсаторе-испарителе при применении в верхнем каскаде R22, следует, что оптимальная величина температур конденсации этилена в конденсаторе-испарителе составляет 252...260 К, увеличиваясь на 2,5 К с повышением перепада температур на каждые 2 К.

Расчеты показывают, что при использовании разных критериев оптимизации оптимальные температуры конденсации различны (рис. 5).

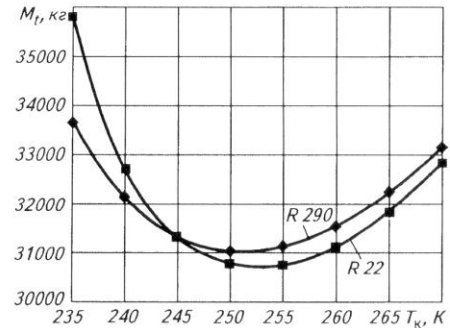


Рис. 6. Зависимость топливотребления M_f от температуры конденсации хладагента R1150 нижнего каскада УПСГ

Так, при использовании в качестве критерия оптимизации величины топливотребления оптимальное значение температуры конденсации на ~5 К выше, чем при применении в качестве критерия оптимизации массы УПСГ.

Сравнительный анализ топливотребления при использовании в верхнем каскаде R22 и R290 показывает, что оптимальные значения температуры конденсации мало отличаются (рис. 6) и составляют соответственно 251 К и 252 К. При этом топливотребление при применении пропана (R290) увеличивается, но не более чем на 1,2 %.

Таким образом, установлено, что:

✓ при применении разных критериев оптимизации оптимальные значения параметров работы УПСГ не совпадают;

✓ при оптимизации судовых холодильных установок в качестве критерия оптимизации наиболее целесообразно использовать величину топливотребления, одновременно учитывающую технические и экономические показатели.

Список литературы

1. Бадилькес И.С. Свойства холодильных агентов – М.: Пищевая промышленность, 1974.
2. Оносовский В.В., Сергуткин С.В. Комплексная оптимизация судовых холодильных установок // Холодильная техника. 1986. № 10.
3. Оносовский В.В. Моделирование и оптимизация холодильных установок – Л.: Изд-во Ленинградского университета, 1990.
4. Эрлихман В.Н., Милев В.И., Лилиенблюм В. Теплоэнергетические характеристики холодильной установки судна-газовоза // Вестник Международной академии холода. 2001. №3.
5. Эрлихман В.Н., Смертин В.М., Милев В.И. Математические зависимости для расчета термодинамических свойств некоторых холодильных агентов каскадных холодильных машин // Материалы конференции Московского государственного университета прикладной биотехнологии. – М., 2004.
6. Erlihman V.N., Miliajeve V.J. Optimization of Refrigerating Plants on Board by Fuel Consumption // Transport Means 2004: Proceedings of the International Conference / Kaunas University of Technology. – Kaunas, Lithuania, 2004.