

УДК 621.56/59

Ю.А. Очеретяный

Одесская национальная морская академия, ул. Дидрихсона, 8, г. Одесса, 65029

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИЗМЕНЕНИЙ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СУДОВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ

В статье рассмотрены вопросы, связанные с определением теплотехнических характеристик и выявлением изменений реального цикла судовых холодильных установок в процессе их эксплуатации.

Ключевые слова: Теплотехнические характеристики – Реальный цикл – Судовая холодильная установка

The issues relating to the thermal characteristics specification and the alterations identification in the real cycle of the vessel refrigeration plants during their operation are considered in the article.

Keywords: Thermal performance – Real cycle – Vessel refrigerator plant

I. ВВЕДЕНИЕ

За последние годы мировой торговый и пассажирский морской флот пополнился и продолжает пополняться большим количеством современных судов. В качестве приборов и машин для охлаждения на них используются автоматизированные холодильные установки, находящиеся на техническом обслуживании машинной команды. При этом в связи с тенденцией сокращения экипажей, штатная должность рефрижераторного механика на большинстве типов судов не предусмотрена. В этой связи вся ответственность за технические, экологические и экономические аспекты эксплуатации судовых холодильных установок (СХУ) всецело ложится на вахтенных механиков, зачастую не имеющих достаточного уровня теоретической подготовки в области эксплуатации холодильной техники. Из этого следует, что особо актуальными становятся вопросы своевременного и корректного диагностирования, и как следствие квалифицированного технического обслуживания и ремонта рефрижераторного оборудования судна в условиях отдаленности от береговых сервисных служб. Весь этот круг вопросов, связанный с надежной и эффективной эксплуатацией СХУ определяет практический интерес разработки автоматизированной системы технического мониторинга в процессе эксплуатации СХУ без ее разборки, с целью оперативного получения достоверной информации о техническом состоянии, и получения рекомендаций по устранению возможных неисправностей.

II. ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Одним из основных этапов диагностирования СХУ является определение изменений теплотехнических характеристик в процессе ее эксплуатации. На рисунках 1 и 2 представлен цикл и упрощенная схема одноступенчатой компрессионной

СХУ. Характерные точки отмечены цифрами от 1 до 7.

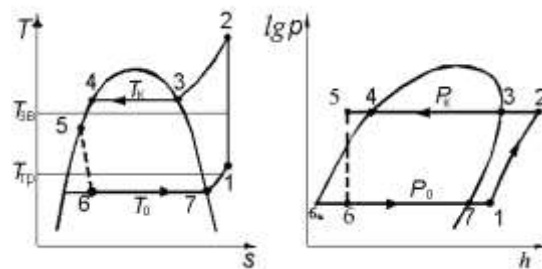


Рисунок 1 – Реальный цикл СХУ в координатах «Т-*S*» и «lg *p*-*h*»

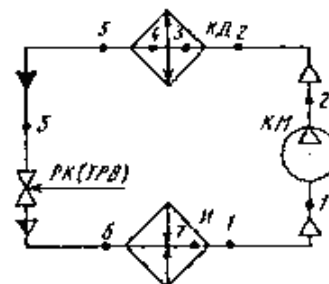


Рисунок 2 – Упрощенная схема СХУ
КМ-компрессор; КД-конденсатор; ТРВ – терморегулирующий вентиль; И-испаритель.

На рисунке 3 представлен алгоритм определения действительного холодильного коэффициента (ϵ_d). Удельные величины массовой холодопроизводительности (q_0) и работы сжатия (l) могут быть вычислены как изменения энтальпии на испарителе и компрессоре соответственно. Мощность на валу ($P_{вал}$) может быть найдена путем вычисления, если известны номинальные данные завода-изготовителя и текущие данные, измеренные на зажимах двигателя

После этого ($P_{\text{вал}}$) следует умножить на коэффициент α , который отражает постоянные потери в компрессоре (предполагается, что эти потери мало зависят от рабочего режима компрессора). Обычно α находится в пределах диапазона

0.85 ... 0.95. Следующим шагом определяется массовый расход хладагента (G_0), который можно получить путем деления предыдущего результата на удельную работу сжатия (l).

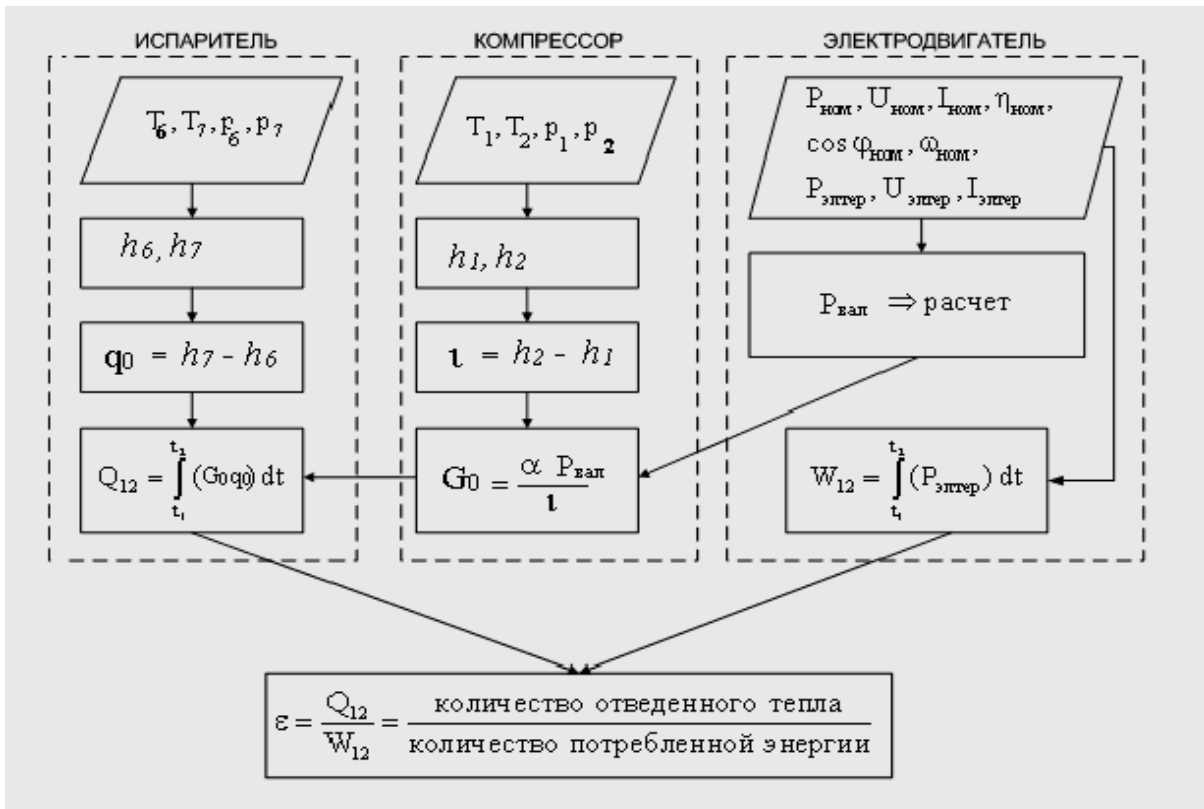


Рисунок 3 – Алгоритм определения действительного холодильного коэффициента

Количество тепла воспринятого испарителем Q_{12} и потребленной электроэнергии W_{12} может быть найдено интегрируя мгновенные величины холодопроизводительности и активной мощности в пределах определенного выбранного временного интервала $t_1 - t_2$ (здесь индексы 1 и 2 означают соответственно начало и конец упомянутого временного интервала и никак не связаны с характерными точками цикла на рис.1).

Величина необходимого временного интервала может быть найдена путем использования соответствующих информационных теорем и значительно зависит от динамических характеристик конкретной системы охлаждения.

Далее находится отношение соответствующих интегралов, которое является безразмерной величиной, основанной на достоверных измеренных текущих параметрах и по сути отражает "качество" использования потребляемой энергии. Численное значение вышеупомянутой величины этого отношения должно быть сравнено с его теоретическим и проектным значениями для того, чтобы сделать обоснованный вывод о техническом состоянии холодильной установки и далее, при наличии оснований, перейти к технической диагностике компонентов всей холодильной системы. Ключевой момент в этой концепции состоит в том,

чтобы использовать имеющуюся пару «мотор-компрессор», которая в установленном состоянии может быть использована как «массовый расходомер потока хладагента». Этот подход дает возможность использовать для создания соответствующего измерительного комплекса («энергетического тестера») лишь несколько датчиков электрических и неэлектрических величин и один встроенный микропроцессор.

На рисунках 4, 5, 6 приведена блок-схема алгоритма определения холодильного коэффициента и других параметров, по которым оценивается качество работы СХУ. За некоторый, заранее заданный промежуток времени t_{123} , измеряется количество потребленной энергии W_{12} и количество выработанного холода Q_{12} . Отношение этих показателей дает действительный холодильный коэффициент за прошедшее время t_{12} .

Величина интервала t_{123} выбирается, исходя из динамических характеристик холодильной установки. Если температура в камере СХУ регулируется путем пуска и остановки компрессора, то желательно, чтобы t_{123} включал в себя несколько таких включений и отключений. В начале каждого интервала измерения текущее время t сохраняется в переменной t_1 , количество энергии W_{12} и количество холода Q_{12} обнуляются. Если компрес-

сор выключен то, при необходимости, измеряется электроэнергия, потребляемая различным вспомогательным оборудованием, пока не включится компрессор, либо не закончится интервал t_{123} . Если компрессор включен, то временем начала его работы считается текущее ($t_{хол1} = t$).

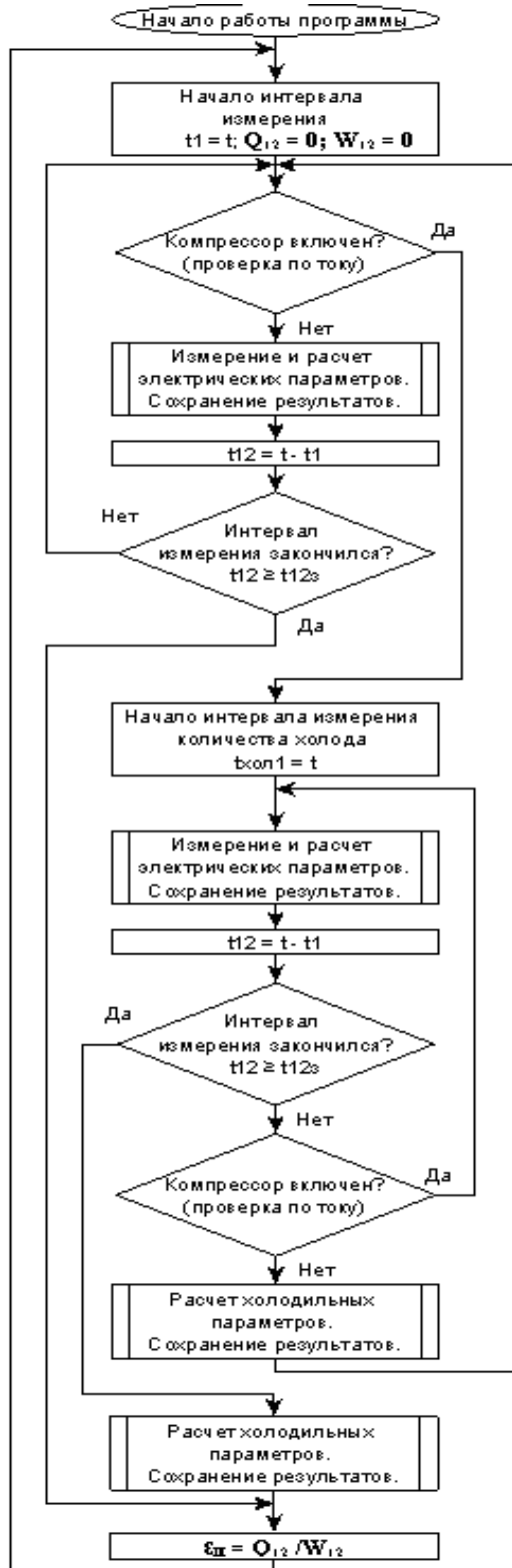


Рисунок 4 – Блок-схема алгоритма косвенного измерения холодильного коэффициента.

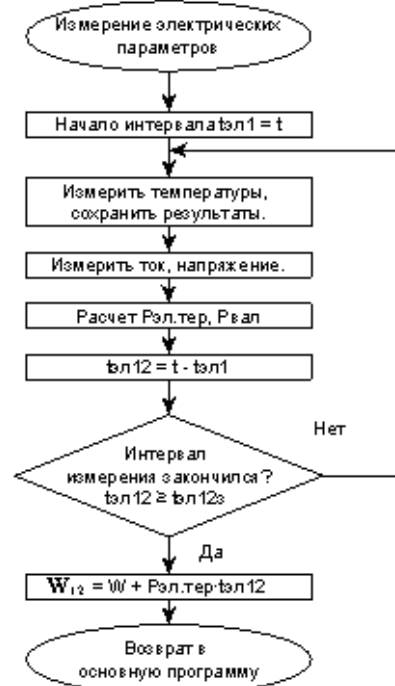


Рисунок 5 – Блок-схема подпрограммы измерения и расчета электрических параметров.

Подпрограмма измерения и расчета электрических параметров представлена на рисунке 5. Подобно измерению холодильного коэффициента, измерение потребленной энергии осуществляется в течение заданного интервала времени $t_{эл123}$. Величина этого интервала зависит от постоянных времени электродвигателя. Предполагается, что $t_{эл123} \ll t_{123}$, т.к. время пуска электродвигателя значительно меньше времени входа холодильной установки в установившийся режим. По измеренным значениям тока и напряжения рассчитываются активная мощность, потребляемая из сети ($P_{эл.тер}$) и мощность на валу компрессора ($P_{вал}$). Мощность, потребляемая двигателем, за данный промежуток времени принимается постоянной, и по окончании интервала измерения электрических параметров произведение ($P_{эл.тер}$) и $t_{эл12}$ будет равно потребленной за этот интервал энергии. Количество потребленной энергии (W_{12}) увеличивается на полученную величину. В этом же интервале измеряются температуры в характерных точках СХУ.

Измерение потребляемой электроэнергии проводится до тех пор, пока не закончится интервал t_{123} , либо не выключится компрессор. После выключения компрессора происходит расчет выработанного за время его работы холода, после чего повторно ожидается его включение.

Подпрограмма расчета холодильных параметров представлена на рисунке 6. Время работы компрессора $t_{хол12}$ рассчитывается как разность между текущим t и временем начала его работы $t_{хол1}$. По ранее измеренным температурам рассчитываются удельные величины массовой холодо-

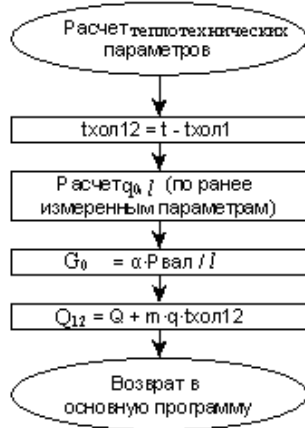


Рисунок 6 – Блок-схема подпрограммы расчета теплотехнических параметров.

производительности (q_0) и работы сжатия в компрессоре (l), массовый расход хладагента (G_0). Исходя из полученных данных пересчитывается количество выработанного холода Q_{12} . Когда закончится интервал измерения t_{123} , полученные значения Q_{12} и W_{12} используются для определения коэффициента (ϵ_d), и цикл повторяется. Полученные в результате измерений и расчетов данные сохраняются для последующей обработки при проведении диагностики установки.

Далее подпрограммой мониторинга производится расчет теплотехнических характеристик (табл.1), и при помощи алгоритмов функционирования (рис.4,5,6) параметров цикла определяются соответствующие отклонения от нормы при работе СХУ, которые впоследствии дают качественную и количественную оценку отклонения реального цикла в $lg P-h$ диаграмме от нормы, исходя из этого, определяется характер неисправности холодильной машины.

III. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОТКЛОНЕНИЙ ПАРАМЕТРОВ ДЕЙСТВИТЕЛЬНОГО ЦИКЛА СХУ

Таблица 1 – Определение изменений теплотехнических характеристик реального цикла СХУ

Метод получения величин	№ п/п	Теплотехническая величина	Расчетная формула или способ определения, единица измерения	Числовое знач. реальной величины	Числовое знач. нормально-допустимой величины	Сравнение реальной и нормально-допустимой величин	Числовое значение и вектор отклонения реальной величины
Измеряются на СХУ	1	Давление всасывания компрессора ($P_{вс}$)= (P_0) .	Измеряется на всасыв. линии компрессора, <i>бар</i> .	-	-	$- \geq -$	$- \updownarrow$
	2	Давление нагнетания компрессора (P_n)= (P_k) .	Измеряется на нагн. линии компрессора, <i>бар</i> .	-	-	$- \geq -$	$- \updownarrow$
	3	Температура всасывания компрессора ($T_{вс}$)= (T_1)	Измеряется на всасыв. линии компрессора, $^{\circ}C$.	-	-	$- \geq -$	$- \updownarrow$
	4	Температура нагнетания компрессора (T_n)= (T_2)	Измеряется на нагн. линии компрессора, $^{\circ}C$.	-	-	$- \geq -$	$- \updownarrow$
	5	Температура ХА перед ТРВ (T_5)	Измеряется на жидкостной линии перед ТРВ, $^{\circ}C$.	-	-	$- \geq -$	$- \updownarrow$
	6	Температура заборной воды на входе в конд. (t_{w1}).	Измеряется на линии подачи заборной воды в конденсатор, $^{\circ}C$.	-	-	$- \geq -$	$- \updownarrow$
	7	Температура заборной воды на выходе из конд. (t_{w2}).	Измеряется на линии выхода заборной воды из конденсатора, $^{\circ}C$.	-	-	$- \geq -$	$- \updownarrow$
	8	Температура кипения хол.агента (T_0).	Измеряется на ребре испарителя, $^{\circ}C$.	-	-	$- \geq -$	$- \updownarrow$
	9	Температура воздуха в холодильной камере ($t_{кам}$)	Измеряется в воздушном пространстве камеры, $^{\circ}C$.	-	-	$- \geq -$	$- \updownarrow$
Определяются из цикла	10	Давление кипения (P_0).	Из построенного цикла $P_0=f(T_0)$, <i>бар</i> .	-	-	$- \geq -$	$- \updownarrow$
	11	Давление конденсации (P_k).	Из построенного цикла $P_k=f(T_k)$; $T_k= t_{w2}+3$, <i>бар</i> .	-	-	$- \geq -$	$- \updownarrow$
	12	Температура кипения (T_0).	Из постр. цикла $T_0=f(P_0)$, $^{\circ}C$.	-	-	$- \geq -$	$- \updownarrow$
	13	Температура конденсации (T_k).	Из постр. цикла $T_k=f(P_k)$, $^{\circ}C$.	-	-	$- \geq -$	$- \updownarrow$
	14	Величина перегрева перед компрессором	$\Delta t_{пергр.} = t_1 - t_7$, $^{\circ}C$.	-	-	$- \geq -$	$- \updownarrow$

15	Величина переохлаждения за конденсатором	$\Delta t_{\text{перехл.}} = t_4 - t_5, \text{ } ^\circ\text{C}.$	-	-	$-\geq\leq-$	$-\uparrow\downarrow$
16	Удельная массовая холодопроизводительность.	$q_0 = h_7 - h_6, \text{ кДж/кг}.$	-	-	$-\geq\leq-$	$-\uparrow\downarrow$
17	Удельная объемная холодопроизводительность.	$q_v = q_0 / v_1, \text{ кДж/м}^3.$	-	-	$-\geq\leq-$	$-\uparrow\downarrow$
18	Удельная работа сжатия в компрессоре	$l = h_2 - h_1, \text{ кДж/кг}.$	-	-	$-\geq\leq-$	$-\uparrow\downarrow$
19	Теоретический холодильный коэффициент цикла	$e_t = q_0 / l$	-	-	$-\geq\leq-$	$-\uparrow\downarrow$
20	Массовая подача хладагента	$G_0 = 3600 \cdot Q_0 / q_0 = \alpha P_{\text{вал.}} / l,$ $\text{кг/час}.$	-	-	$-\geq\leq-$	$-\uparrow\downarrow$
21	Часовой объем пара хладагента всасываемого компрессором	$V_0 = G_0 \cdot v_1, \text{ м}^3/\text{час}.$	-	-	$-\geq\leq-$	$-\uparrow\downarrow$
22	Часовой объем описанный поршнями компрессора	$V_h = V_0 / \lambda, \text{ м}^3/\text{час}.$	-	-	$-\geq\leq-$	$-\uparrow\downarrow$
23	Степень сжатия в компрессоре	P_k / P_0	-	-	$-\geq\leq-$	$-\uparrow\downarrow$
24	Коэффициент подачи компрессора	$\lambda = [1 - C(P_k/P_0 - 1)] \cdot T_0 / T_k$ $C = 0,015 \dots 0,05$	-	-	$-\geq\leq-$	$-\uparrow\downarrow$
25	Холодопроизводительность	$Q_0 = G_0 \cdot q_0, \text{ кВт}.$	-	-	$-\geq\leq-$	$-\uparrow\downarrow$

IV. ВЫВОДЫ

1. По известным термодинамическим показателям, при помощи соответствующих алгоритмов диагностирования определяются теплотехнические характеристики судовых холодильных установок в процессе их эксплуатации.
2. Определение изменений теплотехнических характеристик судовых холодильных установок в процессе эксплуатации позволяет оценить отклонения реального цикла и в дальнейшем определить характер неисправности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Очеретяный Ю.А., Живица В.И., Белый В.Н., Онищенко О.А., Вайнфельд Э. И. Концепция системы компьютерного мониторинга и технической диагностики рефрижераторной установки судна. / - Судовые энергетические установки. - 2011. - №28 С. 5-11.

2. Соломатин С.Я. Основы технической диагностики. / – Одесса: ОНМУ, 2007. – 80 с.
3. Петров Ю.С. Судовые холодильные машины и установки: – Л.: Судостроение, 1991. – 400 с.
4. Загоруйко В.А. Судовая холодильная техника / В.А. Загоруйко, А.А. Голиков. – К.: Наукова думка, 2000. – 607 с.
5. Слынько А.Г., Очеретяный Ю.А. Судовые холодильные установки: Методические указания к лабораторным работам по дисциплине. ОНМУ, каф.СЭУ и ТЭ Одесса. 2008 г. С.4-76.

Получена в редакции 06.03.2013, принята к печати 12.03.2013