

УДК 621.5.041: 628.84
Л 88

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ И МЕТОД РАСЧЕТА ТЕМПЕРАТУРНОГО УРОВНЯ ВЫСОКОБОРОТНОГО ГЕРМЕТИЧНОГО КОМПРЕССОРНОГО АГРЕГАТА

Е. В. Лытош, канд. техн. наук;
В. С. Дорош, канд. техн. наук, ст. научн. сотр.

Национальный университет кораблестроения, г. Николаев

Аннотация. Изложены математическая модель и метод расчета температурного уровня герметичного компрессорного агрегата для судовых автономных кондиционеров с учетом условий работы и конструктивных параметров машины.

Ключевые слова: герметичный компрессорный агрегат, температурный уровень, математическая модель, судовое оборудование кондиционирования.

Анотація. Викладено математичну модель і метод розрахунку температурного рівня герметичного компресорного агрегату для судових автономних кондиціонерів з урахуванням умов роботи і конструктивних параметрів машини.

Ключові слова: герметичний компресорний агрегат, температурний рівень, суднове обладнання кондиціювання.

Abstract. The mathematical model and calculations method of temperature level of hermetically compressor unit for marine self-contained air conditioners with calculation of condition work and of construction machine give an accounted.

Keywords: hermetically compressor unit, temperature level, mathematical model, marine self-contained air conditioner.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Надежность высокооборотных герметичных компрессорных агрегатов (ГКА) судового оборудования кондиционирования воздуха (ОКВ), а также их объемные и энергетические показатели в большой степени зависят от температурного уровня, который обычно определяют опытным путем в процессе создания и совершенствования ГКА. Достоверных методов расчета температур элементов ГКА, хладагента и смазочного масла практически не существует, а используемые рекомендации применимы только для машин, аналогичных испытанным. В связи с особенностями конструктивных форм и условий работы судовых ГКА основы их проектирования существенно отличаются от принятых для открытых (сальниковых) машин и требуют своей разработки [8].

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

За последнее время не появилось значительных публикаций по вопросам разработки и использования математических моделей и кибернетических методов для исследования, проектирования, доведения и измерения процессов при создании и совершенствовании ГКА. Такие публикации относятся к 70–80 годам прошлого столетия. Это можно объяснить тем, что зарубежные фирмы – изготовители ГКА, разрабатывающие и использующие математические модели для исследования, оптимизации и расчета компрессоров, прекратили публикации на эту тему или публикуют

описательные (рекламные) статьи без изложения основного содержания методического материала, касающегося сущности используемых ими математических моделей [1, 6, 7].

В отечественных учебниках, руководствах и журналах, в том числе изданных в последние годы, даются описания ряда современных ГКА и некоторые их характеристики, но, к сожалению, отсутствуют расчетные рекомендации [4, 5, 7, 8].

Существующие методы расчета температур элементов ГКА (хладагента, смазочного масла, деталей и узлов) с использованием математических моделей дают возможности создавать и совершенствовать современные ГКА судового ОКВ, так как не учитывают их специфические особенности. В литературных источниках приведены результаты, полученные в основном для малых ГКА торгового назначения либо крупных воздушных компрессоров. Все это затрудняет расчет температурного уровня высокооборотных судовых ГКА и требует проведения дополнительных исследований [1, 6, 8].

ЦЕЛЬ ИССЛЕДОВАНИЯ – изложение разработанных авторами математической модели и метода расчета температурного уровня высокооборотного ГКА судового ОКВ в зависимости от конструктивных и режимных параметров.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Математическая модель и метод расчета температурного уровня ГКА базируются на следующих основных положениях и допущениях:

1. Задача стационарная: $(\partial q/\partial \tau) = 0$, $(\partial t/\partial \tau) = 0$.
2. Термодинамическая система гомогенна, т. е. давление газа во всех точках полостей компрессорного агрегата на сторонах всасывания ($p_{вс}$) и нагнетания ($p_{н}$) в каждый момент времени постоянно.
3. Давление и температура всасывания ($p_{вс}$, $t_{вс}$) и давление нагнетания ($p_{н}$) постоянны, т. е. $p_{вс} = \text{const}$, $t_{вс} = \text{const}$, $p_{н} = \text{const}$.
4. Моделируемые процессы обратимы и равновесны.
5. Соблюдается непрерывность среды, т. е. $l/L < 1$ (здесь l – длина свободного пробега молекулы, L – характерный размер системы).
6. Изменение потенциальной и кинетической энергии газа пренебрежительно мало.
7. Соблюдается одновременность изменения параметров хладагента по всему объему.

Рассматривались граничные условия третьего рода, т. е. при известных производительности G_0 , G_1 , входных ($p_{вс}$, $t_{вс}$) и выходных ($p_{н}$) параметрах хладагента, величинах контактных поверхностей элементов ГКА, хладагента и масла, законах сохранения энергии и теплопередачи совместным решением уравнений теплового баланса и теплопередачи определяли численные значения температуры элементов ГКА, хладагента и масла.

Расчетно-конструктивная схема герметичного компрессорного агрегата и схема энергетических потоков в нем приведены на рис. 1.

Уравнение для расчета температур имеет вид

$$C_i \frac{dT_i}{dt} = \sum_k Q_{ki} + \sum_l Q_{li}, \quad (1)$$

где C_i – теплоемкость материала элемента ГКА; T_i – температура элемента; τ – время; Q_{ki} – количество теплоты, переданное элементу k теплопроводностью или теплоотдачей; Q_{li} – количество теплоты, отданное (воспринятое) хладагентом l , проходящим через элемент ГКА.

Это уравнение описывает тепловые потоки при нестационарных режимах работы ГКА, имеющих место, в частности, при его циклической работе в автоматизированных установках. При проектировании ГКА в первую очередь необходимо определить максимальные значения температуры элементов ГКА, масла и хладагента в установившемся режиме, от которых существенно зависит работоспособность ГКА.

В случае расчета установившегося теплового режима ГКА

$$dt/dt = 0, C(dt/dt) = 0$$

и уравнение (1) упрощается:

$$\sum_k Q_{ki} + \sum_l Q_{li} = 0.$$

В соответствии со схемой энергетических потоков в ГКА (см. рис. 1, б) для основных элементов

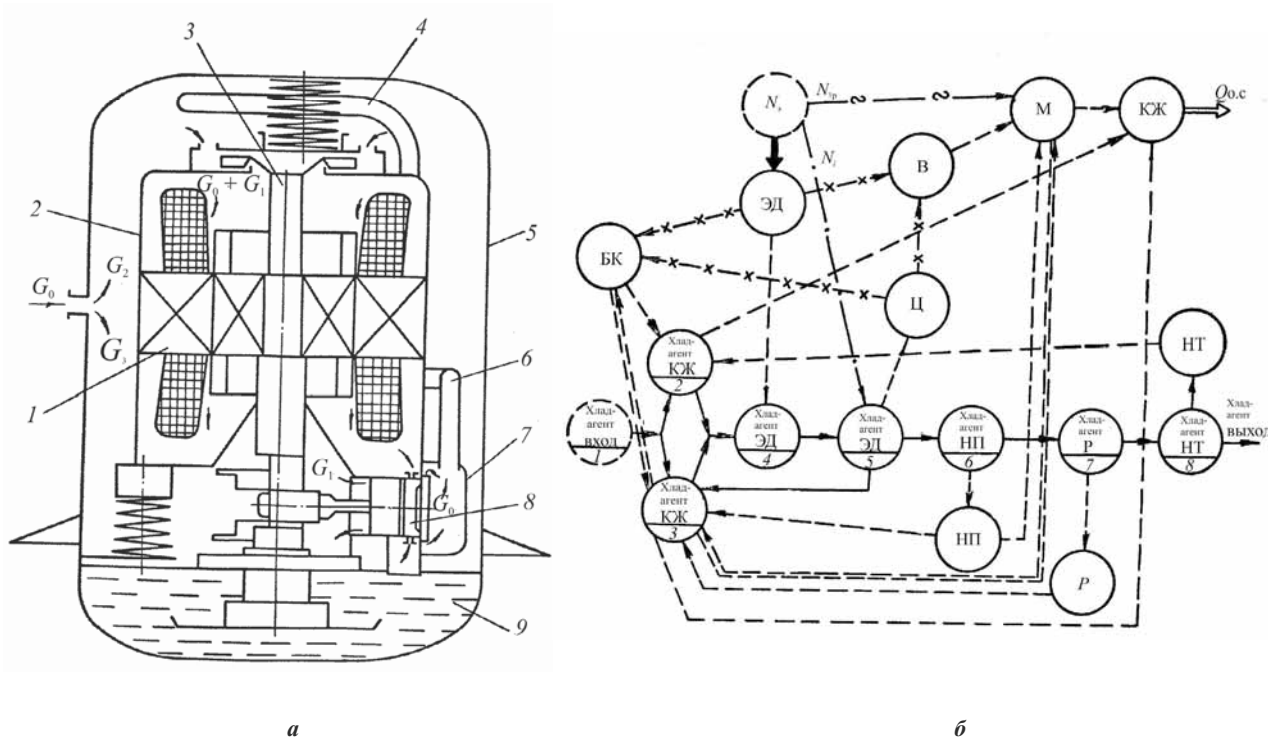


Рис. 1. Расчетно-конструктивная схема ГКА (а) и схема энергетических потоков в нем (б): 1 – электродвигатель; 2 – блок-картер; 3 – вал; 4 – нагнетательная трубка; 5 – кожух; 6 – ресивер; 7 – нагнетательная полость; 8 – цилиндр; 9 – масло; N_3 , $N_{тр}$, N_i – соответственно мощности, потребляемые электродвигателем, трения и индикаторная; $Q_{о.с}$ – тепловыделения в окружающую среду; ЭД – электродвигатель; БК – блок-картер; В – вал компрессорного агрегата; М – масло в картере; КЖ – кожух компрессорного агрегата; Ц – цилиндр; НП, НТ – нагнетательные полости и трубка; Р – ресивер; 1–8 – состояние НРТ в соответствующих элементах компрессорного агрегата

ГКА: кожуха, электродвигателя, блок-картера, цилиндра, вала, нагнетательной полости, ресивера, нагнетательной трубки, смазочного масла – и для состояния хладагента: в кожухе, электродвигателе, цилиндре, нагнетательной полости, ресивере и в нагнетательной трубке – составлены балансовые уравнения входящих и исходящих энергетических потоков. Количество основных элементов и балансовых уравнений определено, с одной стороны, необходимостью учета всех основных тепловых потоков, а с другой – возможностью определения с достаточной точностью соответствующих геометрических параметров и коэффициентов теплоотдачи.

Балансовые уравнения, описывающие тепловые процессы в ГКА в установившемся режиме, имеют вид для: блок-картера

$$Q_{эд, бк} + Q_{ц, бк} - Q_{бк2} \pm Q_{бк3} = 0; \quad (2)$$

электродвигателя

$$Q_{эд} - Q_{эд, бк} - Q_{эд, в} - Q_{эд4} = 0; \quad (3)$$

вала

$$Q_{эд, в} + Q_{ц, в} - Q_{в, м} = 0; \quad (4)$$

нагнетательной трубки

$$Q_{8нт} - Q_{нт2} = 0; \quad (5)$$

кожуха

$$Q_{2кж} + Q_{3кж} + Q_{м, кж} - Q_{о.с} = 0; \quad (6)$$

ресивера

$$Q_{7р} - Q_{р3} = 0; \quad (7)$$

цилиндра

$$Q_{5ц} - Q_{ц, в} - Q_{ц, бк} = 0; \quad (8)$$

нагнетательной полости

$$Q_{6нп} - Q_{нп3} - Q_{нп, м} = 0; \quad (9)$$

масла

$$Q_{в, м} + Q_{нп, м} + N_{тр} \pm Q_{м3} - Q_{м, кж} = 0; \quad (10)$$

хладагента

в верхней части кожуха

$$G_2 i_1 + Q_{бк2} + Q_{нт2} - Q_{2кж} - G_2 i_2 = 0; \quad (11)$$

в нижней части кожуха

$$G_3 i_1 + G_1 i_{пр} \pm Q_{бк3} \pm Q_{м3} + Q_{нп3} + Q_{р3} - Q_{3кж} - (G_1 + G_3) i_3 = 0; \quad (12)$$

в электродвигателе

$$(G_0 + G_1) i_{см} + Q_{эд4} - (G_0 + G_1) i_4 = 0; \quad (13)$$

в цилиндре

$$(G_0 + G_1) i_4 + N_1 - Q_{5ц} - G_1 i_{пр} - G_0 i_5 = 0; \quad (14)$$

в нагнетательной полости

$$G_0 i_5 - Q_{6нп} - G_0 i_6 = 0; \quad (15)$$

в ресивере

$$G_0 i_5 - Q_{7р} - G_0 i_7 = 0; \quad (16)$$

в нагнетательной трубке

$$G_0 i_7 - Q_{8нт} - G_0 i_8 = 0. \quad (17)$$

Здесь Q – тепловой поток (буквы и цифры в индексках соответствуют обозначениям, принятым на рис. 1, б); $i_1 - i_8$ – энтальпия хладагента в соответствующих элементах ГКА; $i_{пр}$, $i_{см}$ – энтальпия хладагента в зазоре поршень-цилиндр и перед электродвигателем.

Количество теплоты, выделенной в электродвигателе, находили по формуле

$$Q_{эд} = (1 - \eta_{эд}) N_3, \quad (18)$$

где $\eta_{эд}$ – КПД электродвигателя; N_3 – мощность, потребляемая электродвигателем.

Тепловой поток между двумя элементами ГКА (k и n)

$$Q_{kn} = \frac{\lambda}{\delta_{kn}} F_{kn} (t_k - t_n), \quad (19)$$

где λ – коэффициент теплопроводности; δ_{kn} – расстояние между геометрическими центрами элементов k и n ; F_{kn} – поверхность теплообмена между элементами k и n ; t_k и t_n – средние температуры элементов k и n .

Тепловой поток от хладагента к элементу, например n , компрессорного агрегата

$$Q_{ln} = \alpha_{ln} F_{ln} (t_l - t_n), \quad (20)$$

где α_{ln} – коэффициент теплоотдачи от газа к элементу ГКА; F_{ln} – поверхность теплообмена между хладагентом и элементом ГКА; t_l – средняя температура хладагента.

Количество теплоты, отданное (воспринятое) хладагентом, проходящим через элемент ГКА,

$$Q_{li} = G_i (i_l - i_i), \quad (21)$$

где G_i – массовый расход хладагента; i_l , i_i – энтальпии хладагента на выходе и входе элемента.

Входящие в уравнения (2)–(21) значения температур (энтальпий) хладагента, масла, элементов ГКА, массовых расходов хладагента, мощности, потерь в окружающую среду определяли опытным путем [2].

Коэффициенты теплоотдачи от хладагента к элементам ГКА, от них к хладагенту и маслу в картере находили по формуле

$$\alpha_{l,n} = \frac{Q_{l,n}}{F_{l,n} (t_l - t_n)}. \quad (22)$$

Тепловые потоки Q_{ln} , входящие в выражение (22), рассчитывали по уравнениям тепловых балансов (2)–(21).

На рис. 2 представлена укрупненная блок-схема итерационного расчета температур элементов ГКА, хладагента и масла на основе алгоритма решения системы балансовых уравнений (2)–(22).

Исходные данные для расчета:

конструктивные параметры: $p_{вс}, t_{вс}, p_{н}, F_{эл-бк}, F_{эл-в}, F_{эл-нрт}, F_{ц-бк}, F_{бк-нрт}, F_{ц-в}, F_{в-м}, F_{ц-нрт}, F_{м-кж}, F_{нрт-кж}, F_{эл-бк}, F_{нп-м}, F_{м-нрт}, F_{нп-нрт}, F_{р-нрт}, F_{нт-нрт}, c_{p1}, c_{p2}$;
 опытные данные: $\eta_{эд}, N_3, G_0, G_1, Q_{о.с}, N_{тр}, N_f, \alpha_{l,n}$.
 В результате расчета определяют: $G_2, G_3, t_{эд}, t_{бк}, t_{в}, t_{ц}, t_{м}, t_{кж}, t_{нп}, t_{р}, t_{нт}, t_{нрт-2}, t_{нрт-8}$.

Принят следующий порядок расчета температурного уровня ГКА (см. рис. 2).

В блок 1 вводятся конструктивные параметры, опытные данные, начальные условия, режим работы, шаг счета и другой числовой материал. Вычисление отдельных постоянных величин, необходимых в процессе расчета, производится в блоке 2. В блоке 3 происходит наращивание и вычисление величины расходов хладагента. Определение коэффициентов, входящих в уравнения тепловых процессов, проводится в блоке 4. В блоке 5 осуществляется расчет температур элементов ГКА, хладагента и масла.

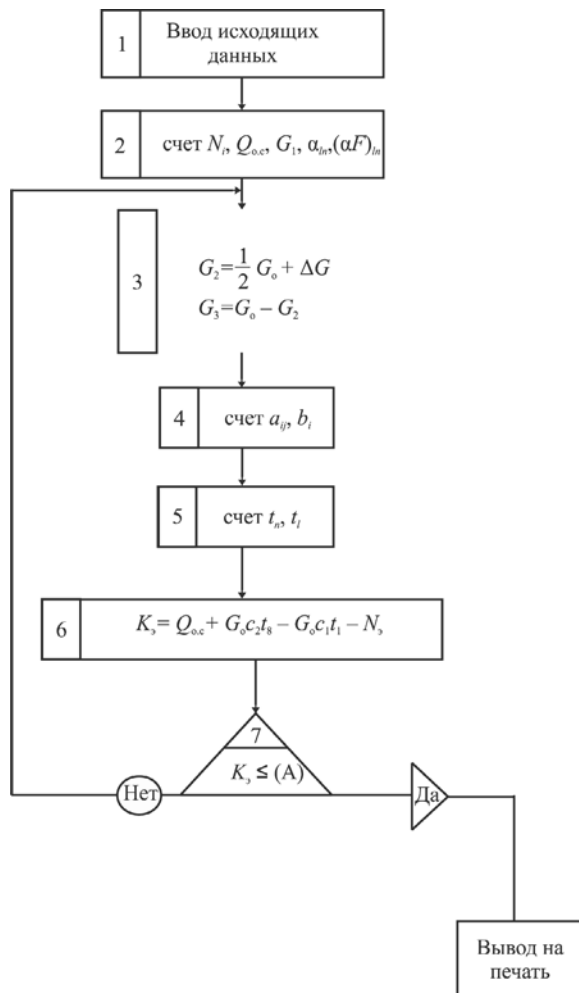


Рис. 2. Укрупненная блок-схема расчета температурного уровня герметичного компрессорного агрегата

Проверка теплового баланса ГКА осуществляется в блоке 6:

$$\Delta_Q = Q_{о.с} + G_0 c_{p2} t_8 - G_0 c_{p1} t_1 - N_3,$$

где G_0 – массовый расход хладагента; c_{p1}, c_{p2} – теплоемкости хладагента на всасывании и нагнетании; t_1, t_8 – температуры перед всасывающим и после нагнетательного патрубков; N_3 – мощность, потребляемая ГКА; $Q_{о.с}$ – тепло, отдаваемое окружающей среде; Δ_Q – величина дебаланса.

В блоке 7 производится проверка условия $\Delta_Q \leq \Delta_{Q доп}$. Здесь $\Delta_{Q доп} = (A)$ – величина допустимого дебаланса. При удовлетворении этого условия расчет считается законченным и результаты выводятся на печать. В противном случае принимается новое значение G_2 и расчет повторяется. Для проверки адекватности математической модели были сопоставлены результаты расчета температурного уровня ГКА с опытными данными.

Адекватность модели проверяли в различных режимах работы ГКА, при изменении диаметрального зазора 2Δ между поршнем и цилиндром и условий окружающей среды. На рис. 3 представлены значения температур в компрессорном агрегате ФГВ-2,2. Из рисунков видно, что расчетные и экспериментальные значения температур основных элементов ГКА, хладагента и масла отличаются в среднем на 2...3 °С, максимальные – 6...7 °С (отклонение не превышает 5...6 %).

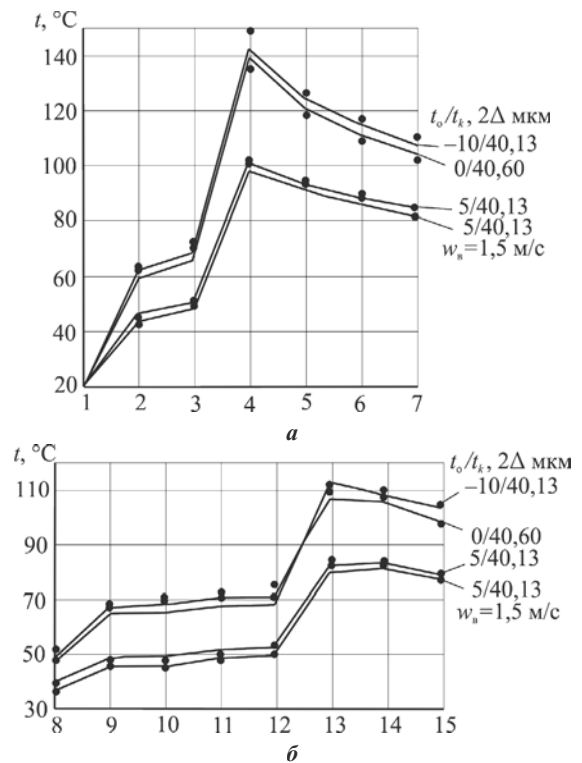


Рис. 3. Изменение температуры: а – хладагента в ГКА: 1 – перед всасывающим патрубком; 2 – в кожухе; 3 – после электродвигателя; 4 – на выходе из цилиндра; 5 – в нагнетательной полости; 6 – в ресивере; 7 – после нагнетательного патрубка; б – элементов ГКА и масла: 8 – кожуха; 9 – блок-картера; 10 – масла; 11 – электродвигателя; 12 – цилиндра; 13 – нагнетательной полости; 14 – ресивера; 15 – нагнетательной трубки; 2Δ – диаметральный зазор поршень-цилиндр, мкм; w_b – скорость воздуха у кожуха ГКА, м/с; сплошная линия – расчет; точки – эксперимент

Сопоставление результатов расчета и эксперимента позволяет сделать вывод, что разработанная математическая модель адекватна изучаемым процессам и может быть рекомендована к внедрению в практику проектирования высокооборотных ГКА.

С помощью разработанного метода были выполнены следующие исследования: определена рациональная толщина изоляции нагнетательного тракта ГКА, рассмотрены различные варианты системы охлаждения, оценено влияние цвета наружной поверхности кожуха ГКА на температурный уровень машины.

Изоляция нагнетательного тракта снижает температурный уровень ГКА за счет уменьшения теп-

ловых потоков от нагнетательной полости, трубки и ресивера. Однако в результате экспериментальных исследований не была определена рациональная толщина изоляции. Наличие метода расчета температурного уровня позволило решить эту задачу.

На рис. 4 представлены расчетные зависимости температур обмоток электродвигателя $t_{эд}$, масла t_m и нагнетания t_n ГКА ФГВ-2,2 от толщины изоляции $\delta_{из}$ нагнетательного тракта при температурах кипения $t_0 = -10^\circ\text{C}$ и конденсации $t_k = 40^\circ\text{C}$. Из рисунка следует, что при толщине изоляции более 2 мм снижение температур $t_{эд}$ и t_m практически прекращается и они достигают значений соответственно 63 и 57°C .

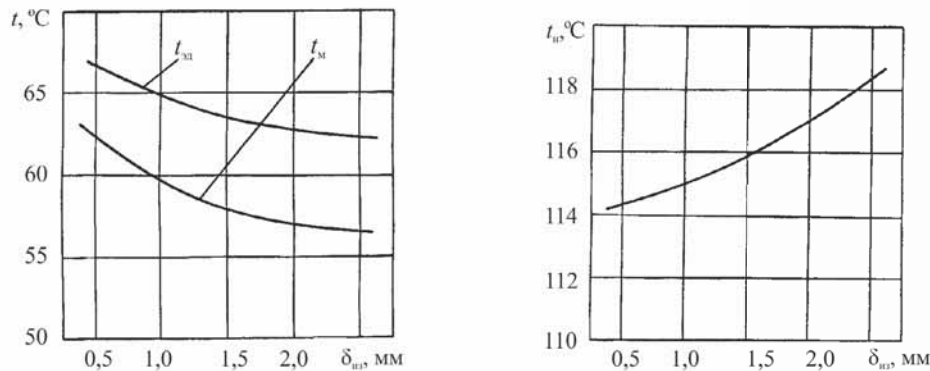


Рис. 4. Зависимости температур обмоток электродвигателя $t_{эд}$, масла t_m и нагнетания t_n от толщины изоляции $\delta_{из}$ нагнетательного тракта

Таким образом, для данного типа ГКА рациональная толщина изоляции нагнетательного тракта составляет 2,0...2,5 мм. При этом (по сравнению с неизолированным нагнетательным трактом) температура обмоток электродвигателя уменьшается на 5°C , масла – на 9°C , а температура нагнетания увеличивается на 10°C .

Исследования **теплообмена ГКА с окружающей средой** показали, что суммарный коэффициент теплоотдачи от кожуха к неподвижному воздуху в зависимости от режима работы равен 12...15 Вт/(м²·К) [3]. Доля лучистого теплообмена при этом составляет 30...40 %. Поэтому одним из путей интенсификации теплообмена с окружающей средой может быть увеличение теплового излучения в результате изменения цвета наружной поверхности кожуха ГКА. С этой целью для ГКА ФГВ-2,2, работающего в режиме $t_0 = -10^\circ\text{C}$ и $t_k = 40^\circ\text{C}$, были рассчитаны температуры деталей, хладагента и масла в зависимости от цвета окраски кожуха. Результаты расчета приведены на рис. 5.

Из рисунка следует, что окраска кожуха ГКА черным матовым лаком (степень черноты $\epsilon = 0,98$) позволяет снизить его температурный уровень на 6...7 $^\circ\text{C}$ по сравнению с принятой окраской в желтый цвет ($\epsilon = 0,80$).

В СКВ судов с динамическими принципами поддержания применяют кондиционеры с воздушным

охлаждением конденсатора или с водяным конденсатором и градирней. При этом температура конденсации может достигать 55...65 $^\circ\text{C}$, что значительно повышает температурный уровень ГКА и, следовательно, понижает его энергетические и эксплуатационные показатели. Для улучшения условий эксплуатации ГКА в составе кондиционеров, работающих в широком диапазоне нагрузок и температур окружающей среды, применяют специальную систему охлаждения – охлаждение кожуха герметичного компрессорного агрегата водой или конденсатом, подаваемым из испарителя (воздухоохладителя) в специальный поддон, охватывающий весь ГКА или только его нижнюю часть [5].

Исследовались следующие варианты системы охлаждения:

1. Вода с температурой 15 $^\circ\text{C}$ подавалась в поддон, охватывающий нижнюю часть кожуха ГКА.
2. Вода с температурой 15 $^\circ\text{C}$ омывала весь кожух ГКА.
3. Вода с температурой 35 $^\circ\text{C}$ (температура забортной вода в летний период) подавалась в поддон, охватывающий нижнюю часть кожуха ГКА.

Результаты расчета температур элементов, хладагента и масла компрессорного агрегата ФГВ-2,2 представлены на рис. 6. Из рисунка видно, что применение специальной системы охлаждения позволяет снизить температурный уровень ГКА на 15...18 $^\circ\text{C}$ в варианте на 1, 20...23 $^\circ\text{C}$ в варианте 2, на 6...8 $^\circ\text{C}$ в варианте 3.

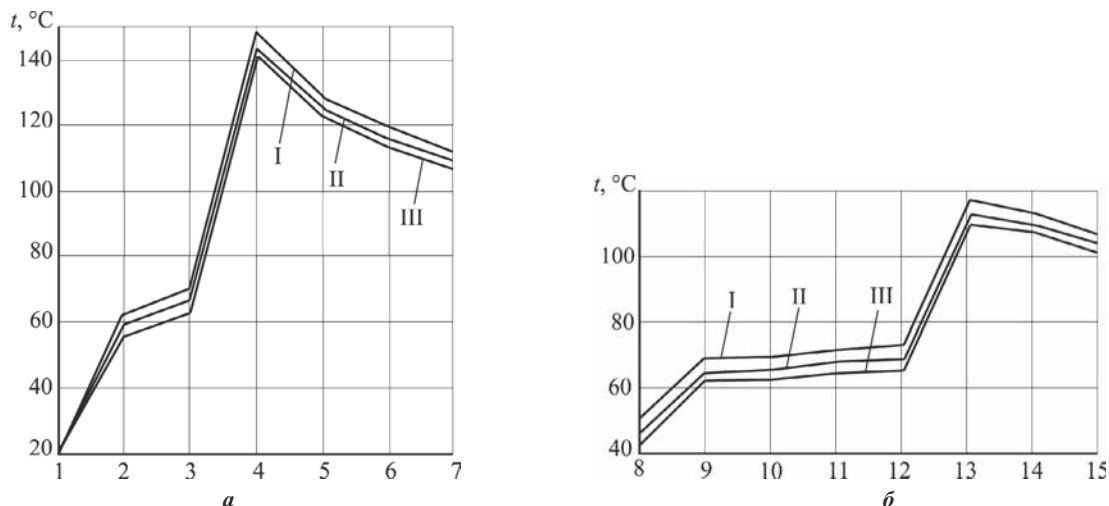


Рис. 5. Изменение температуры при окраске наружной поверхности кожуха ГКА в желтый цвет (I), серый цвет (II), черным матовым лаком (III): *a* – хладагента в ГКА: 1 – перед всасывающим патрубком; 2 – в кожухе; 3 – после электродвигателя; 4 – на выходе из цилиндра; 5 – в нагнетательной полости; 6 – в ресивере; 7 – после нагнетательного патрубка; *б* – элементов ГКА и масла: 8 – кожуха; 9 – блок-картера; 10 – масла; 11 – электродвигателя; 12 – цилиндра; 13 – нагнетательной полости; 14 – ресивера; 15 – нагнетательной трубки

По нашему мнению, вариант 1 является предпочтительным, как более простой и технологичный в применении. Температурный уровень в этом случае уменьшается примерно на ту же величину (10...25 °С), что и при обдуве кожуха ГКА воздухом со скоростью 8 м/с [3].

При работе компрессорного агрегата КХГВ-14 в режиме $t_0 = 0$ °С и $t_k = 65$ °С с охлаждением ниж-

ней части кожуха конденсатом из испарителя температуры обмоток электродвигателя $t_{эд}$ и смазочного масла t_m составили соответственно 58 и 51 °С. При применении для охлаждения кожуха воды с температурой 35 °С температурный уровень ГКА повысился на 10...12 °С, но не превысил допустимых значений.

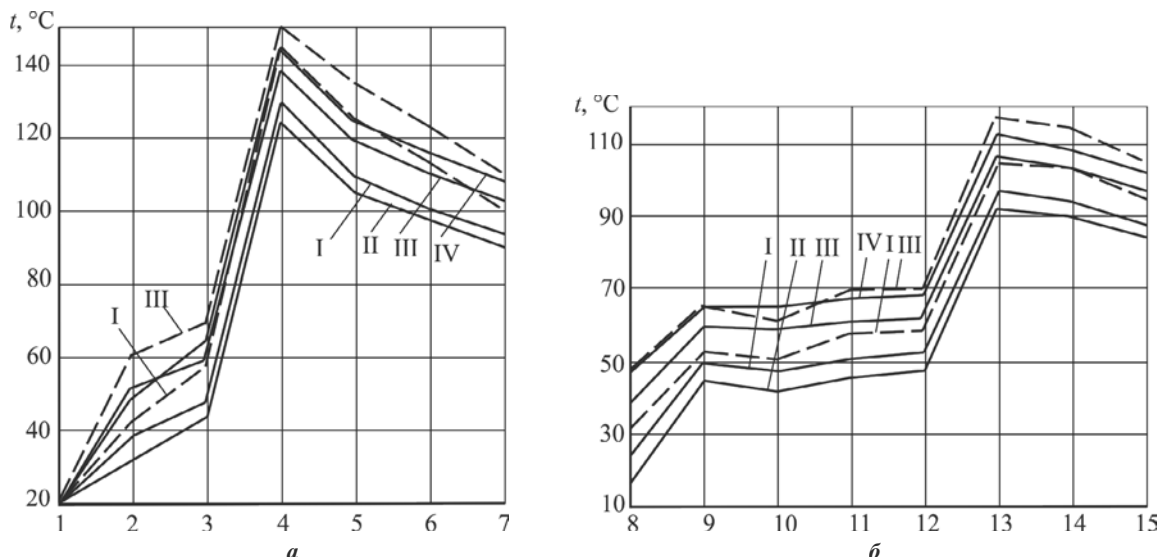


Рис. 6. Изменение температуры при различных вариантах охлаждения ГКА: I – вариант 1; II – вариант 2; III – вариант 3; IV – штатное исполнение; сплошная линия – $t_0 = -10$ °С, $t_k = 40$ °С; пунктирная – $t_0 = 0$ °С, $t_k = 65$ °С (остальные обозначения см. рис. 5)

ВЫВОДЫ

1. Разработаны математическая модель и метод расчета температурного уровня судового высокооборотного ГКА типа ХГВ. В результате расчетов установлено, что охлаждение кожуха ГКА водой из испарителя кондиционера, которая подается в под-

дон, охватывающий нижнюю часть кожуха, снижает температурный уровень на 10...25 °С.

2. Показано, что окраска кожуха ГКА черным матовым лаком позволяет снизить его температурный уровень на 6...7 °С (по сравнению с окраской в желтый цвет), а рациональная толщина изоляции нагнетательного тракта ГКА составляет 2,0...2,5 мм.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] **Васильев, В. Д.** Кибернетические методы при создании поршневых машин [Текст] / В. Д. Васильев, Е. Д. Соложенцев. – М. : Машиностроение, 1978. – 120 с.
- [2] Герметичные парокomppressorные холодильные машины судовых систем кондиционирования и рефрижерации [Электронный ресурс] : монография / Н. И. Радченко, В. С. Дорош, А. Н. Радченко, Р. Н. Радченко, Е. В. Лытош. – Николаев : НУК, 2011. – 400 с.
- [3] **Дорош, В. С.** Исследование теплообмена высокооборотных герметичных компрессоров с окружающей средой [Текст] / В. С. Дорош, О. В. Щесюк // Холодильная техника. – 1983. – № 2. – С. 43–46.
- [4] **Загоруйко, В. О.** Судовая холодильная техника [Текст] / В. О. Загоруйко, О. А. Голиков. – К. : Наукова думка, 2002. – 576 с.
- [5] **Захаров, Ю. В.** Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины [Текст] / Ю. В. Захаров. – СПб. : Судостроение, 1994. – 504 с.
- [6] **Пластинин, П. И.** Теория и расчет поршневых компрессоров [Текст] / П. И. Пластинин. – М. : Агропромиздат, 1987. – 271 с.
- [7] **Талызин, М.** Поршневые компрессоры Stream: новые стандарты в компрессоростроении [Текст] / М. Талызин, С. Горохов // Холодильная техника. – 2012. – № 1. – С. 86–88.
- [8] **Якобсон, В. Б.** Малые холодильные машины [Текст] / В. Б. Якобсон – М. : Пищевая промышленность, 1977. – 368 с.

© О. В. Лытош, В. С. Дорош

Надійшла до редколегії 11.09.13

Статтю рекомендує до друку член редколегії ЗНП НУК

д-р техн. наук, проф. М. І. Радченко