

УДК 629.12.03-714.001.24

А.Р. Аблаев, инженер-конструктор,**В.В. Макаров, канд. техн. наук***Центральное конструкторское бюро «Черноморец»**г. Севастополь, ул. Большая Морская, 1, Украина, 99011**E-mail: desco@stel.sebastopol.ua***АНАЛИЗ ТЕПЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ СУДОВОГО ОХЛАДИТЕЛЯ МАСЛА ПРИ НЕСТАЦИОНАРНЫХ НАГРУЗКАХ ГТЗА В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ***Анализируются параметры работы судового охладителя масла при измененных тепловых нагрузках в процессе его эксплуатации.*

Для обеспечения надежной работы судового главного турбозубчатого агрегата (ГТЗА), наряду с другим обслуживающим оборудованием, важным компонентом является охладитель масла с автономной системой автоматического регулирования температурного режима. Выбор этого параметра в качестве регулируемого объясняется необходимостью подачи масла в ГТЗА требуемой вязкости. При этом сам ГТЗА не является объектом регулирования. В качестве объекта регулирования в системе смазки ГТЗА применяется теплообменник (масло-заборная вода), в котором балансируется подводимая и отводимая теплота относительно масла при сохранении заданного значения его температуры на входе в ГТЗА.

Цель работы заключается в определении рациональных тепловых режимов работы судового охладителя масла при нестационарных нагрузках ГТЗА в условиях эксплуатации.

На судах используются три способа регулирования температуры масла, показанные на рисунке 1.

По способу регулирования а) – перепуском заборной воды: $G_m = \text{const}$; $t_{m1} = \text{const}$; $G_3 = \text{const}$; $t_{31} = \text{var}$; $t_{m2} = \text{var}$. При этом параметр t_{m2} является функцией мощности ГТЗА, $t_{m2} = f(N_{\text{ГТЗА}})$, которая в процессе эксплуатации может меняться от 15 до 110 % от номинальной. Таким образом, параметр t_{m2} является определяющим по отношению к параметрам t_{31} и G_n .

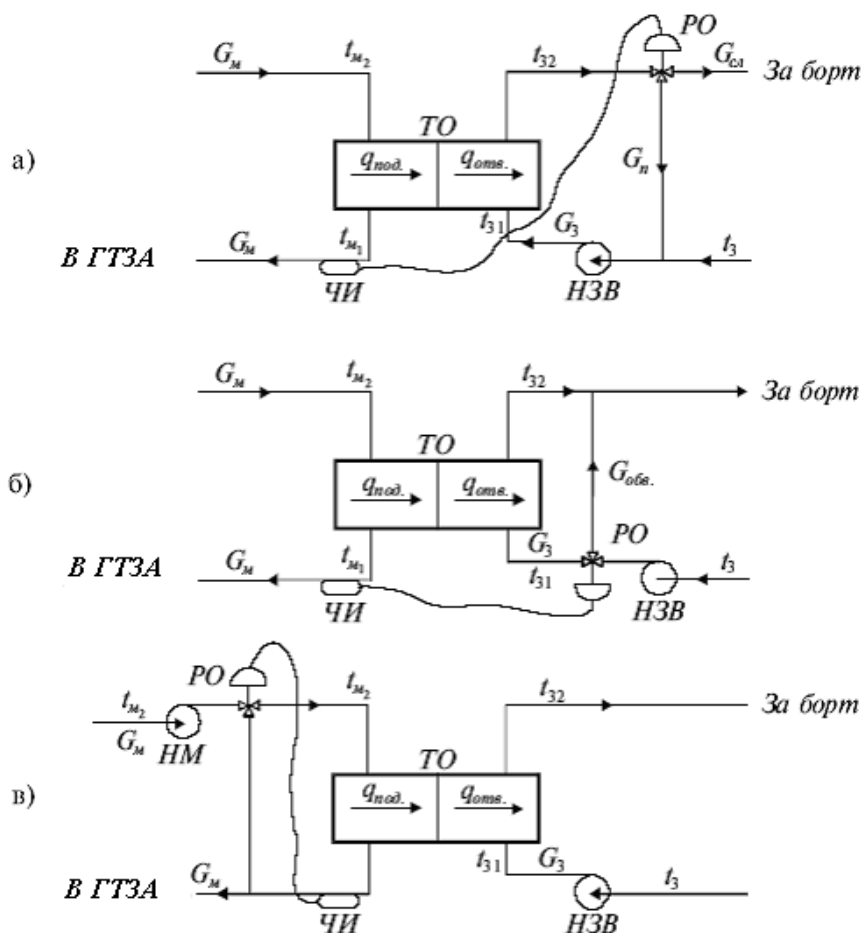


Рисунок 1 – Способы регулирования температуры масла:

а – перепуском заборной воды; б – обводом заборной воды; в – перепуском масла; ТО – теплообменник; НМ – масляный насос; НЗВ – насос заборной воды; ЧИ – измеритель; РО – регулирующий орган

Качественная оценка системы регулирования по перепуску заборной воды следующая:

при $t_{m2} \rightarrow \max$; $N_{ГТЗА} \rightarrow \max$; $G_n \rightarrow 0$; $t_{31} \rightarrow t_3$; при $t_{m2} \rightarrow \min$; $N_{ГТЗА} \rightarrow \min$; $G_n \rightarrow \max$; $t_{31} \rightarrow t_{32}$.

В этом случае температура внутренней стенки теплообменных труб теплообменника будет расти, что сказывается на увеличении обрастания теплообменных труб и, как следствие, на снижение надежности теплообменника.

По способу регулирования б) – обводом заборной воды: $G_m = const$; $t_{m1} = const$; $G_3 = war$; $t_{31} = t_3$. В этом случае: при $t_{m2} \rightarrow \max$; $N_{ГТЗА} \rightarrow \max$; $G_{обв} \rightarrow 0$; $t_{31} = t_3$; $G_3 \rightarrow G_{\max}$; при $t_{m2} \rightarrow \min$; $N_{ГТЗА} \rightarrow \min$; $G_{обв} \rightarrow \max$; $t_{31} = t_3$; $G_3 \rightarrow G_{\min}$.

Скорость в теплообменных трубах минимальная, температура внутри трубок максимальная, что также сказывается на увеличении обрастания теплообменных труб и, как следствие, на снижение надежности теплообменника.

По способу регулирования в) – перепуском масла: $G_m = war$; $t_{m1} = const$; $G_3 = const$; $t_{31} = t_3 = const$; $t_{m2} = war$. По этому способу регулирования трубная система теплообменника работает в условиях расчетного режима, а межтрубная – в условиях изменения нагрузки ГТЗА.

Все три способа регулирования обеспечивают постоянство расхода масла через ГТЗА G_m , третий способ изменяет расход G_m через теплообменник. Существенное значение для нормальной работы системы регулирования температуры масла имеют скорость, температура заборной воды, прокачиваемой через теплообменник и связанные с этими параметрами коэффициенты теплоотдачи, теплопередачи и температурный напор. Последний, при равных условиях работы теплообменника, зависит существенно от схем движения теплоносителей. Это обстоятельство не учитывается при выборе схемных решений регулирования.

Это вытекает из следующих соотношений [1]:

$$A = \frac{\delta t_2}{\delta t_1}; \quad (1)$$

где для прямоточной схемы:

$$\delta t_1 = \Delta t' \frac{1 - e^{-\frac{kF}{C_1}(1+A)}}{1+A}; \quad (2)$$

$$\delta t_2 = \Delta t' \cdot A \cdot \frac{1 - e^{-\frac{kF}{C_1}(1+A)}}{1+A}; \quad (3)$$

– для противоточной схемы

$$\delta t_1 = \Delta t' \frac{1 - e^{-\frac{kF}{C_1}(1-A)}}{1 - A \cdot e^{-\frac{kF}{C_1}(1-A)}}; \quad (4)$$

$$\delta t_2 = \Delta t' \cdot A \cdot \frac{1 - e^{-\frac{kF}{C_1}(1-A)}}{1 - A \cdot e^{-\frac{kF}{C_1}(1-A)}}; \quad (5)$$

В уравнениях (1) – (5):

$$A = C_1 / C_2; C_1 = G_m \cdot c_{pm}; C_2 = G_3 \cdot c_{p3}; \delta t_1 = t_{m2} - t_{m1}; \delta t_2 = t_{32} - t_{31}; \Delta t' = t_{m2} - t_{31};$$

где k – коэффициент теплопередачи, Вт/м²·К; F – поверхность теплообмена, м².

Отношение количества переданного тепла, при прямоточной и противоточной схемах рассчитанных по уравнениям (2) – (5), показано на графике рисунка 2. Из него следует, что прямоточная и противоточная схемы могут быть равноценны только при очень больших и очень малых значениях A , или очень малых значениях kF/C_1 . Во всех остальных случаях, при прочих равных условиях, при прямотоке тепла передается меньше, чем при противотоке. При сложных схемах движения теплоносителей, в уравнения (2) – (5), необходимо вносить поправку $\varepsilon_{\Delta t} = \chi(P, R)$, где

$$P = \frac{t_{32} - t_{31}}{t_{m2} - t_{31}} = \frac{\delta t_2}{\Delta t_{\max}}; R = \frac{\delta t_1}{\delta t_2}.$$

Кроме того, во всех режимах (и особенно в режимах малой нагрузки ГТЗА) должна быть обеспечена скорость воде, препятствующая интенсивному отложению солей в трубах теплообменника, а

также температура стенок труб, которые влияют на надежность теплообменника. Это также вытекает из следующих соотношений [1]:

$$t_{c1} = \frac{\left(\frac{\alpha_1 F_1}{\alpha_2 F_2} + \frac{\alpha_1 F_1}{2\pi l \lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} \right) t_1 + t_2}{1 + \frac{\alpha_1 F_1}{\alpha_2 F_2} + \frac{\alpha_1 F_1}{2\pi l \lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}}; \quad (6)$$

$$t_{c2} = \frac{\left(\frac{\alpha_2 F_2}{\alpha_1 F_1} + \frac{\alpha_2 F_2}{2\pi l \lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} \right) t_2 + t_1}{1 + \frac{\alpha_2 F_2}{\alpha_1 F_1} + \frac{\alpha_2 F_2}{2\pi l \lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}}. \quad (7)$$

Здесь F_1 – поверхность теплообмена со стороны масла, m^2 ; F_2 – поверхность теплообмена со стороны воды, m^2 ; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/м·град; d_2 , d_1 – наружный и внутренний диаметр теплообменных труб, м; l – длина теплообменных труб, м; α_1 , α_2 – коэффициенты теплоотдачи, со стороны масла и воды соответственно, Вт/м²·град; t_1 , t_2 – средняя температура масла и забортной воды соответственно, °С.

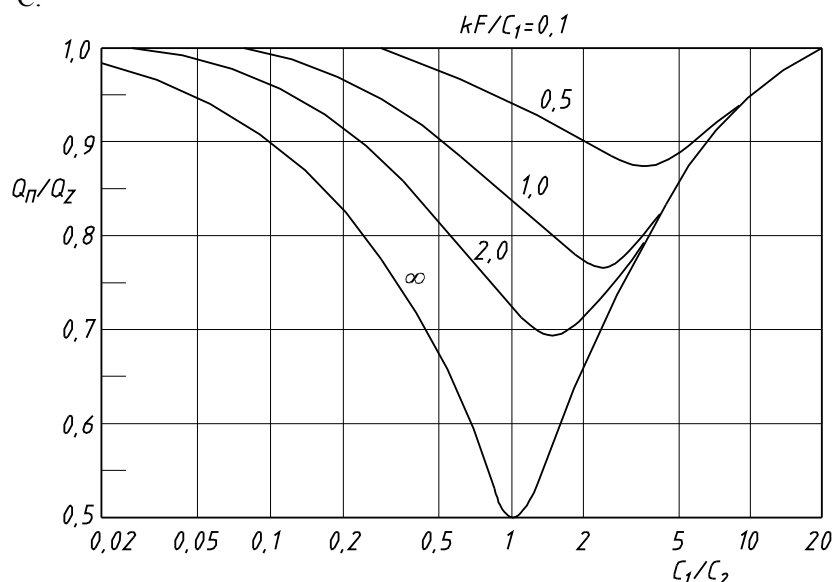


Рисунок 2 – $\frac{Q_{\Pi}}{Q_Z} = f\left(\frac{C_1}{C_2}, \frac{kF}{C_1}\right)$ (сравнение прямотока и противотока)

Как показывает анализ литературных источников и научно-исследовательских работ, улучшение технических показателей регулирующих устройств судовых систем, в основном, проводятся по двум направлениям. Первое – характеризуется совершенствованием существующих технических средств и разработкой оригинальных схемных решений, позволяющих улучшить характеристики существующих систем. Второе направление связано с созданием новых, оригинальных регулирующих устройств.

В данной работе представлен фрагмент численного анализа охладителя масла для ГТЗА имеющего мощность 37 МВт, в котором рассматриваются количественные изменения коэффициента теплоотдачи, теплопередачи, температурных напоров в условиях изменения параметров охлаждающей морской воды.

Рассмотрим теплообменник, в котором схема теплоносителя прямоточная и регулирование температуры масла происходит по схеме а) (рисунок 1). Исходные параметры: $t_{м1} = \text{const} = 47,7^\circ\text{C}$, $t_{з1} = \text{const} = 15^\circ\text{C}$, $F_1 = \text{const} = 124 \text{ м}^2$, $k = \text{const} = 206 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{град}$, $C_1 = \text{const} = 78,7 \cdot 10^3 \text{ Дж/град}$. Результаты расчета представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Результаты расчета конечной температуры при прямотоке

Режим	N , %	δt_2 , °С	$\Delta t'$, °С	$t_{м2}$, °С	$t_{з2}$, °С	$t_{зП}$, °С	$G_{П}$, кг/с
1	110	5,8	45,19	60,19	20,8	20,8	0
2	100	5,654	44	59	20,654	20,654	0
3	75	5,27	41	56	20,27	23,7	16,6
4	50	4,883	38	53	19,883	32,38	32,9

5	25	4,5	35	50	19,5	41,05	50,3
---	----	-----	----	----	------	-------	------

Здесь t_{3II} – температура заборной воды при перепуске; G_{II} – расход заборной воды при перепуске.

Рассмотрим теплообменник, в котором схема теплоносителя противоточная и регулирование температуры масла происходит по схеме а) рисунок 1. Исходные параметры: $t_{m1} = \text{const} = 47,7^\circ\text{C}$, $t_{31} = \text{const} = 15^\circ\text{C}$, $F_1 = \text{const} = 124 \text{ м}^2$, $k = \text{const} = 206 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{град}$, $C_1 = \text{const} = 78,7 \cdot 10^3 \text{ Дж/град}$. Результаты расчета представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Результаты расчета конечной температуры при противотоке

Режим	$N, \%$	$\delta t_2, ^\circ\text{C}$	$\Delta t', ^\circ\text{C}$	$t_{m2}, ^\circ\text{C}$	$t_{32}, ^\circ\text{C}$	$t_{3II}, ^\circ\text{C}$	$G_{II}, \text{кг/с}$
1	110	5,875	45,19	60,19	20,875	20,875	0
2	100	5,72	44	59	20,72	15,54	0,98
3	75	5,33	41	56	20,33	24,08	16,8
4	50	4,94	38	53	19,94	32,62	33,27
5	25	4,55	35	50	19,55	41,15	50,36

Выводы: рассмотрены режим регулирования температуры масла при схеме регулирования перепуском заборной воды, при прямоточной и противоточной схеме движения теплоносителей. Численно показано, что по выбранной схеме регулирования, не все эксплуатационные режимы (режим 1 и 5) могут обеспечиваться в условиях $t_{m1} = \text{const}$, $t_{31} = \text{const}$ и $G_3 = \text{const}$. Работы по численному анализу будут продолжены.

Перспективой дальнейшего исследования является определение оптимальных компоновочных решений систем автоматического регулирования температуры масла.

Библиографический список

1. Исаченко В.П. Теплопередача / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. — М.: Энергия, 1965. — 424 с.

Поступила в редакцию 13.11.2007 г.