

УДК 629.54

Щедролосев А.В.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОВОЙ МОЩНОСТИ СИСТЕМЫ ПОДОГРЕВА ВЫСОКОВЯЗКИХ ГРУЗОВ НА ТАНКЕРАХ-ПРОДУКТОВОЗАХ

Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова

Одной из актуальных задач решаемой проблемы совершенствования энергоиспользования специальных систем СЭУ является определение основной характеристики циркуляционной системы подогрева (ЦСП) высоковязких жидких грузов – тепловой мощности системы подогрева (СП) груза $Q_{СП}$, Вт.

Выбор $Q_{СП}$ на различных стадиях проектирования производится в соответствии с существующими рекомендациями, нормативными и директивными документами судостроительной отрасли.

Так, при эскизном проектировании, для ориентировочной оценки тепловой мощности $Q_{СП}$ используются приближенные эмпирические зависимости, основанные на анализе тепловых балансов значительного количества судов, например по работе автора [1] рекомендуется использование зависимости

$$Q_{СП} = G_r \tilde{c}_r \Delta t / 24, \quad (1)$$

где G_r – масса груза, кг; c_r – удельная теплоемкость груза, Дж/(кг·К); $\Delta t = 3...15$ °С – суточный перепад температур в связи с остыванием груза (большие значения принимают для малых судов).

В некоторых случаях при проектировании типовых судов используются данные по установленным мощностям парогенераторов. Для судов, оборудуемых ЦСП, $Q_{СП}$ рекомендуется определять по уравнению теплового баланса [1, 2]

$$V_{ц} \rho_r \tilde{c}_r (t_{\text{вых}} - t_r) = k_{\text{сп}} F (t_a - t_i), \quad (2)$$

где $V_{ц}$ – объемная подача циркуляционного(ых) насоса(ов), м³/с; ρ_r – плотность груза, кг/м³; $t_{\text{вых}}$ – температура на выходе из теплообменника, °С; t_r – расчетная температура груза, °С; $k_{\text{сп}}$ – обобщенный коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К), определяемый по [2]; F – полная поверхность охлаждения, м²; t_a – осредненная температура окружающей среды, °С, определяемая по [2].

При выполнении технического проекта тепловая мощность СП определяется расчетом по нормативам РД 5.5524-80 [3] через расход пара на подогрев жидкого груза до заданной температуры за определенное время, либо поддержания температуры принятого груза. В этих случаях тепловая мощность $Q_{СП}$ определяется следующим интервалом тепловых потоков

$$k_{\text{сп}} F (t_a - t_i) \leq Q_{\text{сп}} \frac{G_r c_r (t_{\text{нач}} - t_{\text{кон}}) + Q_{\text{пот}} \tau_{\text{п}}}{\tau_{\text{п}}}, \quad (3)$$

где $t_{\text{нач}}$, $t_{\text{кон}}$ – начальная и конечная температуры подогрева груза, °С, определяемые по рекомендациям РД [3]; $Q_{\text{пот}}$ – теплотери груза, Вт, определяемые по РД [3]; $\tau_{\text{п}}$ – вре-

мя подогрева груза, с (ч), сутки, определяемое по РД [3] в зависимости от автономности плавания судна.

Для танкеров-продуктовозов, осуществляющих рейсы в зонах умеренного климата, требованиями фирмы “Shell” [6], согласно которым принимаются расчетные температуры забортной воды $t_{\text{вод}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ и воздуха $t_{\text{воз}} = 2 \text{ }^\circ\text{C}$, установлены следующие нормативы подогрева:

– для судов с $Dw < 100$ тыс. т подогрев груза от $t_{\text{нач}} = 44 \text{ }^\circ\text{C}$ до $t_{\text{кон}} = 66 \text{ }^\circ\text{C}$ должен быть осуществлен за 4 суток;

– для судов с $Dw \geq 100$ тыс. т подогрев груза от $t_{\text{нач}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ до $t_{\text{кон}} = 56 \text{ }^\circ\text{C}$ должен быть осуществлен за 6 суток.

Приведенные зависимости (1-3) и рекомендации [6] по определению тепловой мощности $Q_{\text{СП}}$ не отвечают условиям эксплуатации, уровню технического развития судостроительной отрасли и поэтому не могут быть использованы для проектирования СП современных универсальных и специальных танкеров, предназначенных для перевозок высоковязких грузов и оборудуемых винтовыми грузовыми насосами (ВН).

В связи с отмеченным, в рамках проводимых комплексных исследований по совершенствованию энергоиспользования в специальных системах наливных судов, проведено теоретико-экспериментальные исследования для решения данной частной задачи по определению тепловой мощности $Q_{\text{СП}}$ системы подогрева вязких грузов на танкерах—продуктовозах.

Исследование проведено с использованием имитационной математической модели функционирования специальных систем во взаимосвязи с судовой энергетической установкой, судном и влиянием окружающей среды [5]. Оптимизация параметра $Q_{\text{СП}}$ выполнялась вариантным методом по условиям минимума затрат энергии и топлива. В исследовании использованы тепловые и грузовые характеристики базового танкера-продуктовоза дедвейтом 30 тыс. т проекта 15966 постройки Херсонского судостроительного завода [5]. Танкер предназначен для перевозки 7 сортов нефтехимических жидких грузов. Каждый из 14 грузовых танков оборудован ЦСП и принятыми в исследованиях грузовыми погружными винтовыми насосами. Для подогрева груза используется пар от вспомогательных и утилизационных котлов. Принято: в качестве перевозимого груза – мазуты топочные М200–М20; масса груза – $G_r = 2,8 \cdot 10^7$ кг; время нерегулярного (трампового) рейса танкера – $\tau = 20$ суток; параметры окружающей среды – по правилам фирмы “Shell” [6].

Режим работы системы подогрева груза за период рейса принят следующий: после налива подогретого груза он остывает до предельно допустимой температуры остывания $t_{\text{доп}}$, $^\circ\text{C}$; подогрев в режиме поддержания температуры груза $t_{\text{под}} = t_{\text{доп}}$, $^\circ\text{C}$; предварительный подогрев груза к выгрузке от $t_{\text{нач}} = t_{\text{доп}}$, $^\circ\text{C}$ до $t_{\text{кон}}$, $^\circ\text{C}$; подогрев во время выгрузки в режиме поддержания температуры груза равной $t_{\text{кон}}$, $^\circ\text{C}$.

Известно, что более выгодным режимом подогрева является режим с максимально возможным вводом теплоты в конце рейса, за менее короткое время подогрева τ_p , с расчетом, чтобы температура груза перед выгрузкой достигала оптимального значения. Следовательно при указанных условиях подогрева необходимо соответствие тепловой нагрузки подогревателей груза (ПГ) $Q_{\text{ПГ}}$ максимальной тепловой мощности системы подогрева, т.е.

$$Q_{\text{ПГ}} = Q_{\text{СП}}. \quad (4)$$

Для обеспечения максимально возможного использования тепловой мощности $Q_{СП}$ по (4) оптимальное время подогрева $\tau_{п.о}$ должно рассчитываться по зависимости определенной в работе [4]:

$$\tau_{i.f} = \frac{Q_{i.f\ddot{e}}}{Q_{\ddot{N}\ddot{I}} - Q_{i.f\grave{o}}}, \quad (5)$$

где $Q_{пол}$ – полезная теплота, необходимая для повышения теплосодержания груза, Вт.

В соответствии с рекомендациями РД [3] начальная температура подогрева мазута марки М100 принята по условию допустимого остывания

$$t_{нач} = t_{доп} = t_{заст} + 10 \text{ }^\circ\text{C}, \quad (6)$$

где $t_{заст}$ – температура застывания, $^\circ\text{C}$.

Конечная температура подогрева принята в соответствии с РД [5] по предельной вязкости мазута марки М100 для работы винтовых насосов.

На рис. 1 показаны зависимости $Q_{СП} = f(\tau_{п})$ и суммарные затраты топлива на подогрев и выгрузку груза за рейс, а также темп подогрева

$$m_{\tau} = \Delta t_{\tau} / \Delta \tau_{\tau}, \text{ }^\circ\text{C/ч.}$$

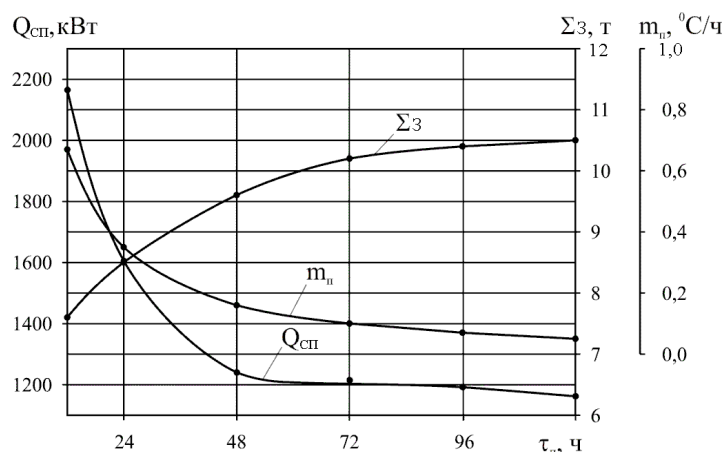


Рисунок 1 – Зависимость тепловой мощности системы подогрева груза $Q_{СП}$, суммарных затрат топлива ΣZ и темпа подогрева m_{τ} от принятого времени подогрева $\tau_{п}$

Из анализа рис. 1 следует, что изменение $\tau_{п}$ оказывает существенное влияние на величину $Q_{СП}$. При уменьшении $\tau_{п}$ величина $Q_{СП}$ возрастает по экспоненциальному закону. Так при уменьшении $\tau_{п}$ от 120 до 12 часов $Q_{СП}$ увеличивается в 2 раза. Снижение $\tau_{п}$ приводит к сокращению затрат топлива ΣZ на подогрев и выгрузку груза и увеличению темпа подогрева груза m_{τ} .

Отмеченное свидетельствует о целесообразности некоторого снижения $\tau_{п}$ для повышения $Q_{СП}$, m_{τ} и снижения суммарных затрат топлива ΣZ . Однако снижение $\tau_{п}$ и рост $Q_{СП}$ с одной стороны связаны с ограничением по времени развития процесса подогрева [2], по темпу подогрева $m_{\tau} \ll 2 \text{ }^\circ\text{C/ч}$ [2], по размерам СП [2], по температуре подогрева $t_{п}$ [3, 4] и температуре внешней среды t_0 [2]. С другой стороны, в условиях энергетического дефицита, необходимость увеличения тепловой мощности $Q_{СП}$ дикту-

ется определяющим влиянием топливной составляющей на эксплуатационные затраты. Поэтому в каждом конкретном случае выбор $Q_{СП}$ должен производиться на основании технико-экономического расчета.

Выполненные комплексные исследования по определению рационального режима подогрева вязких грузов к выгрузке (t_n, τ_n) показали, что при применении ВН не требуется столь значительный подогрев груза, как для ЦН [5]. Следовательно имеется вполне обоснованная возможность снижения тепловой мощности $Q_{СП}$ и затрат топлива ΣZ в соответствии с рациональной температурой подогрева вязких грузов к выгрузке ВН.

Определение оптимальной $Q_{ПГ}$, соответствующей $Q_{СП}$ по (4), производилось в интервале возможных температур подогрева груза

$$t_{i \dot{a} z} = t_{\dot{a} i i} \leq t_i \leq t_{\dot{e} i i}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (7)$$

Время подогрева груза τ_n условно принято по рекомендациям РД [3] для 20 суточного рейса $\tau_n = 3 \text{ суток} = 72 \text{ часа}$.

Результаты исследований по определению $Q_{ПГ}$ в зависимости от температуры подогрева мазута марки М100 представлены на рис. 2. Помимо $Q_{ПГ}$ на рис. 2 показаны суммарные затраты топлива на подогрев и выгрузку груза ΣZ и время выгрузки τ_b в зависимости от температуры подогрева t_n .

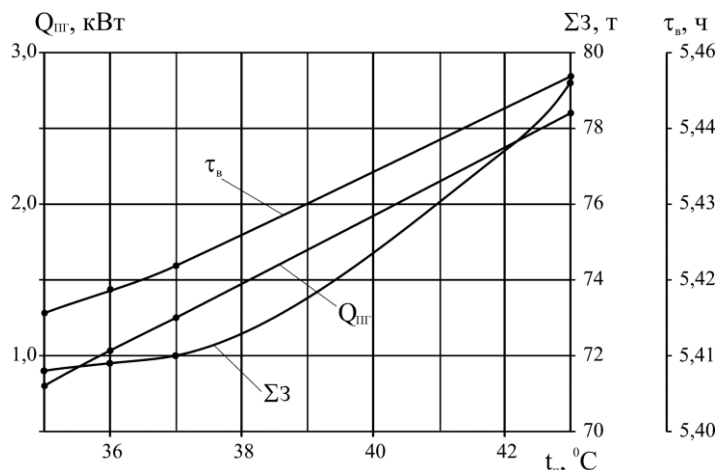


Рисунок 2 – Зависимость тепловой нагрузки подогревателей груза $Q_{ПГ}$, суммарных затрат топлива на подогрев и выгрузку груза ΣZ и времени выгрузки от температуры подогрева груза t_n

Из рис. 2 следует, что рациональным режимом подогрева груза по условиям минимума топливных затрат ΣZ и ограничению по минимальной температуре подогрева $t_n \geq t_{доп}$ является режим поддержания температуры груза на уровне предельно допустимой температуры остывания.

По величине рациональной температуры подогрева груза t_n (рис. 2) определяется рациональная тепловая нагрузка подогревателей груза $Q_{ПГ}$, соответствующая необходимой тепловой мощности $Q_{СП} = 811 \text{ кВт}$ и время выгрузки $\tau_b = 5,416 \text{ ч}$.

Наблюдаемое на рис. 2 снижение времени выгрузки τ_b по мере понижения температуры подогрева груза t_n связано с уменьшением отбираемой части выгружаемого груза на ЦСП.

Для обобщения полученных результатов по определению тепловой мощности системы подогрева вязких грузов на универсальных наливных судах, оборудованных погружными винтовыми грузовыми насосами рассмотрены предельно допустимые

температуры остывания, для наиболее вязких и парафинистых нефтепродуктов и нефтей (48...50 °С) при наиболее низких температурах окружающей среды, определяющие величину тепловой мощности $Q_{СП}$. В результате для танкера-продуктовоза $D_w = 30$ тыс. т проекта 15966 определено, что $Q_{СП} = 2000$ кВт способна достаточно надежно обеспечить предварительный подогрев в режиме поддержания предельно допустимой температуры остывания мазута любой марки.

Результаты выполненных исследований позволяют сделать следующие выводы:

1. При применении на танкерах–продуктовозах-химовозах циркуляционной системы подогрева груза и погружных винтовых насосов режим подогрева высоковязких грузов к выгрузке должен соответствовать режиму поддержания температуры груза на уровне предельно допустимой температуры остывания.

2. Тепловую мощность системы подогрева груза следует принимать по условиям подогрева к выгрузке наиболее вязких парафинистых нефтепродуктов в режиме поддержания температуры груза 48...50 °С и наиболее низких температурах окружающей среды в районе плавания судна.

3. Теоретически и экспериментально обоснованное определение тепловой нагрузки системы подогрева грузов позволяет установить наименее энергоемкую величину $Q_{СП}$, снизить строительную стоимость танкера, а также резко снизить расходы на эксплуатацию, затраты времени на выгрузку и себестоимость перевозок высоковязких нефтехимических и других продуктов.

Литература

1. Костылев И.И. Подогрев груза на танкерах. – Л.: Судостроение, 1976. – 66 с.
2. Рабей И.Л., Сизов Г.Н. Специальные системы нефтеналивных судов. –Л.: Судостроение, 1966. – 316 с.
3. РД 5.5524-82. Система подогрева жидких грузов морских нефтеналивных судов. Правила и нормы проектирования. – М.: Министерство судостроения СССР, 1982. – 105 с.
4. Щедролосев А.В. Определение оптимального режима работы и тепловой мощности системы подогрева вязких грузов на наливных судах // Зб. наук. праць УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – № 4. – С. 60-70.
5. Щедролосев А.В. Повышение энергоэффективности систем подогрева и выгрузки вязких продуктов на наливных судах методом комплексной оптимизации параметров устройств и режимов технологических процессов // Зб. наук. праць УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – № 2. – С. 41-51.
6. Shell International Marine Limited. Digest Of Charterers Requirements for Crude Carriers and Product Carriers. – London, 1973. – 12 p.

УДК 629.54

Щедролосев О.В.

ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОВОЇ ПОТУЖНОСТІ СИСТЕМИ ПІДГРІВУ ВИСОКОВ'ЯЗКИХ ВАНТАЖІВ НА ТАНКЕРАХ-ПРОДУКТОВОЗАХ

Вперше методом математичного моделювання роботи комплексу спеціальних систем суднової енергетичної установки обґрунтована раціональна теплова потужність системи підгріву високов'язких вантажів на танкерах-продуктовозах, що обладнані гвинтовими вантажними насосами.