

Рис. 4 – Залежності надлишку стисненого повітря ΔG_k від температури зовнішнього повітря $t_{нв}$ (а) та охолодженої суміші повітря на вході в компресор $t_{сум}$ при степенях наддуву π_k

Висновки

Розроблено схеми турбодетандерних систем охолодження повітря на вході ДГ, які використовують енергію відходів газів, забезпечують зниження температури повітря на вході ТК на 20...30 °C і, як результат, скорочення питомої витрати палива на 2...3 %.

Література

1. Influence of Ambient Temperature Conditions on Main Engine Operation: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005.
2. Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO₂ emission: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005.
3. Zinner K., Reinloin H. Thermodynamische Untersuchung über die Anwendbarkeit der Turbokühlung bei aufgeladenen vierfakt // Dieselmotoren, «MTZ». – 1964.–Nr. 5.–S.188–195.
4. Борисенко А.И. Аэродинамика и теплопередача в электрических машинах / А.И. Борисенко, В.Г. Данько, А.И. Яковлев. – М.: Энергия, 1974. – 560 с.

Дослідження виконане за фінансової підтримки Державного фонду фундаментальних досліджень МОН України у рамках гранту Президента України.

УДК 621.436: 621.57

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССОВ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ СУДОВОГО МАЛООБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩЕЙ ЭЖЕКТОРНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНОЙ

Радченко Р.Н., научн. сотрудник, Охотин С.А., Казанцева В.Е., магистранты
Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, г. Николаев

Разработана математическая модель процессов охлаждения воздуха на входе судового малооборотного дизеля в теплоиспользующей холодильной машине, утилизирующей теплоту выпускных газов.

The mathematical model of the processes of cooling the air at the intake of marine low speed diesel engine in the waste heat recovery refrigeration system utilizing the heat of exhaust gases has been developed.

Ключевые слова: охлаждения наружного воздуха, судовой малооборотный дизель, утилизация теплоты.

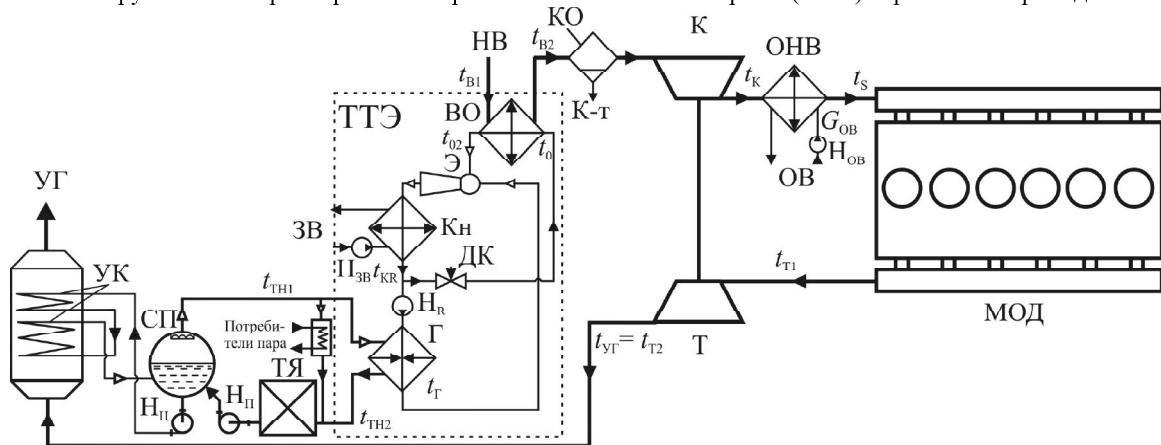
1. Анализ состояния проблемы повышения топливной эффективности судовых малооборотных дизелей. Выделение нерешенных задач, постановка цели исследования

Современные судовые малооборотные дизели (МОД) представляют собой развитый энергетический комплекс, в состав которого помимо собственно поршневого двигателя внутреннего сгорания (ДВС) с наддувочным турбокомпрессором (ТК) входят пароводяной утилизационный котел (УК), охладитель наддувочного воздуха (ОНВ), а высокоэкономичные МОД включают еще и утилизационную газовую турбину системы утилизации теплоты выпускных газов (крупные МОД с системой глубокой утилизации теплоты — дополнительно еще и утилизационную паровую турбину с УК двух давлений) с передачей редуктором полученной дополнительной механической энергии на гребной вал или ее использованием для привода электрогенератора. Топливная экономичность МОД существенно ухудшается с повышением температуры воздуха $t_{\text{в1}}$ на входе ТК — в машинном отделении, зависящей от температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$: повышения температуры $t_{\text{в1}}$ на 10°C вызывает увеличение удельного расхода топлива b_e на $0,2\dots0,7\%$ [1–3]. Возрастание при этом температуры $t_{\text{уг}}$ выпускных газов после ТК и, следовательно, потеря теплоты с ними ставит весьма остро решение задач охлаждения воздуха на входе ТК и более полной утилизации сбросной теплоты. Решение этой двуединой задачи возможно путем трансформации теплоты выпускных газов и других вторичных энергоресурсов (ВЭР) МОД в холд с его использованием для охлаждения воздуха на входе ТК в теплоиспользующих холодильных машинах (TXM) — термотрансформаторах (TT). Наиболее простыми конструктивно и надежными являются TXM, или термотрансформаторы, эжекторного типа (ТЭХМ — ТТЭ). Применение в ТТЭ низкокипящих рабочих тел (НРТ) позволяет утилизировать теплоту ВЭР сравнительно невысокого температурного уровня и охлаждать воздух на входе ТК МОД до $15\dots20^{\circ}\text{C}$. Однако термодинамическая эффективность трансформации теплоты в холд в ТТЭ невысокая: тепловые коэффициенты ТТЭ $\zeta = 0,2\dots0,3$. Поэтому вопросы сокращения энергетических потерь при трансформации теплоты в ТТЭ, и прежде всего потеря от внешней необратимости в холодильном цикле ТТЭ, обусловленных недостаточно высокой интенсивностью фазовых переходов НРТ в испарителе-воздухоохладителе (И-ВО) на входе ТК, актуальны. Однако их решение требует учета особенностей фазовых переходов НРТ и, прежде всего, падения интенсивности теплообмена на завершающей стадии испарения.

Целью исследования является разработка математической модели процессов охлаждения воздуха на входе судового МОД в ТТЭ, которая учитывала бы энергетические потери на завершающей стадии трансформации теплоты в испарителе НРТ — охладителе воздуха на входе ТК.

2. Изложение основных результатов исследования

Схема ТТЭ, интегрированного в существующие системы воздухоснабжения (надувочный ТК и ОНВ) и утилизации теплоты выпускных газов МОД приведена на рис. 1. Основными элементами ТТЭ являются струйный компрессор – эжектор и теплообменные аппараты (ТОА) с фазовым переходом НРТ.



К и Т – компрессор и турбина ТК; УК – утилизационный котел; СП – сепаратор пара; теплый ящик; ОНВ – охладитель наддувочного воздуха; Г – генератор паров НРТ; Э – эжектор; Кн – конденсатор; HR, Hп, Hц, Hзв – насосы НРТ, питательный и циркуляционный УК, забортной воды, охлаждающей воды; ДК – дроссельный клапан; ВО – воздухоохладитель; КО – каплеотделитель; К-т – конденсат; НВ – наружный воздух; УГ – уходящие газы; ЗВ – забортная вода; ПП – потребители пара

Рис. 1 – Схема системы охлаждения воздуха на входе ТК МОД с утилизацией теплоты выпускных газов в ТТЭ

Термотрансформатор ТТЭ состоит из высокотемпературного (силового) и низкотемпературного (холодильного) контуров. В силовом контуре теплота отводится от выпускных газов МОД в процессе испарения НРТ при высоких давлении и температуре кипения $t_r = 100\ldots120^\circ\text{C}$ (в генераторе паров НРТ). В холодильном контуре теплота отводится от воздуха на входе ТК к НРТ, кипящему в испарителе (воздухоохладителе) низкого давления при температуре кипения $t_0 = 0\ldots5^\circ\text{C}$. Энергия паров НРТ высокого давления используется в эжекторе для повышения давления паров НРТ, поступающих из испарителя (ВО) низкого давления холодильного контура, до давления и температуры конденсации t_k .

Основные рабочие процессы МОД с охлаждением воздуха на входе ТК в термотрансформаторе и утилизацией теплоты выпускных газов показаны на рис. 2.

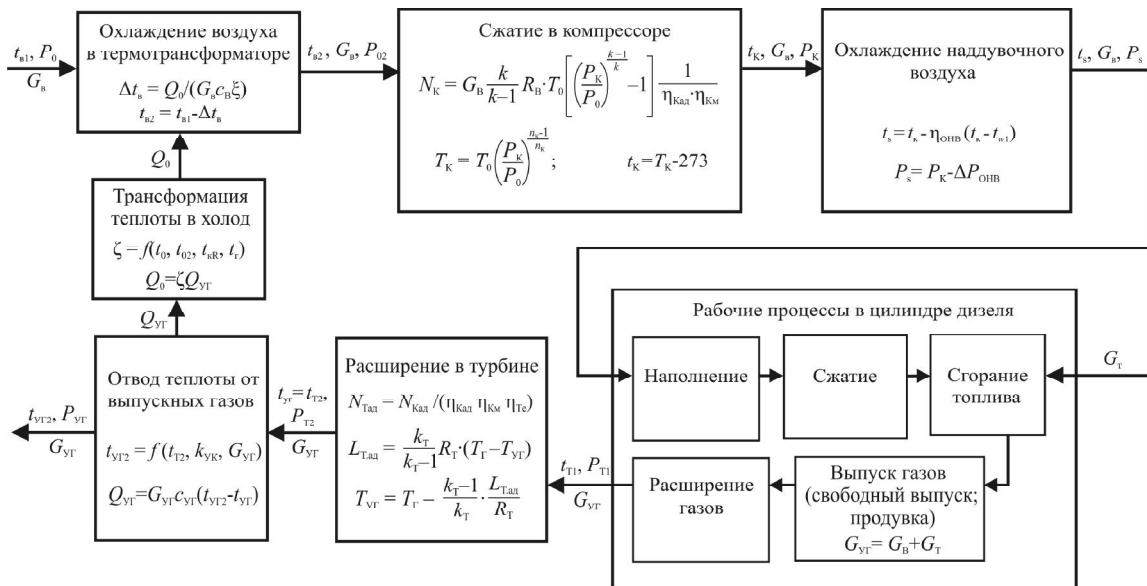


Рис. 2 – Основные рабочие процессы МОД с утилизацией теплоты выпускных газов и охлаждением воздуха на входе ТК в термотрансформаторе

Как видно из рис. 2, выходные параметры расчета процессов охлаждения воздуха на входе ТК являются входными для расчета температуры и расхода выпускных газов МОД, которые, в свою очередь, — входными для расчета процессов трансформации теплоты выпускных газов в холод, используемый для охлаждения воздуха на входе МОД.

Укрупненная блок-схема расчета процессов трансформации теплоты выпускных газов в ТТЭ с фазовым переходом НРТ и охлаждением воздуха на входе ТК МОД показана на рис. 3.

Расчет процессов охлаждения воздуха в И-ВО на входе ТК включает в себя вычисление снижения температуры воздуха Δt_b как $\Delta t_b = Q_0/(G_b c_{bl} \xi)$, где c_{bl} — теплоемкость влажного воздуха; ξ — коэффициент влаговыпадения, соответственно, температуры воздуха t_{b2} после И-ВО — на входе ТК МОД. При этом изменение энталпии ΔI_b влажного воздуха в И-ВО находят по холодопроизводительности Q_0 ТТЭ, $\Delta I_b = Q_0/G_b$, которую вычисляют исходя из располагаемой теплоты выпускных газов $Q_r = G_r c_r (t_{yt} - t_{yt2})$ как $Q_0 = \zeta Q_r$. Тепловой коэффициент ζ и коэффициент эжекции U вычисляют в ходе расчета процессов трансформации теплоты выпускных газов в холод в ТТЭ в зависимости от температур цикла ТТЭ (t_0, t_r, t_k) и перегрева пара Δt_d в дисперсном режиме испарения НРТ в И-ВО: $\zeta = f(U, t_0, t_r, t_k, \Delta t_d)$; $U = f(t_0, t_r, t_k, \Delta t_d)$.

Расчет процессов охлаждения воздуха в И-ВО включает в себя также расчет процессов теплообмена в И-ВО с нахождением максимальных значений плотности теплового потока q_{max} , массовой скорости НРТ в трубках И-ВО (r_{ph})_{opt}, логарифмической разности температур θ_{opt} и соответствующей ей температуре кипения НРТ в И-ВО t_0 , исходя из которой вычисляют $U = f(t_0, t_r, t_k, \Delta t_d)$ и $\zeta = f(U, t_0, t_r, t_k, \Delta t_d)$.

Процесс охлаждения влажного воздуха в ВО на входе ТК характеризуется коэффициентом влаговыпадения ξ , представляющим собой отношение полного количества теплоты (разность энталпий воздуха в ВО), отведенной от влажного воздуха в ВО, к количеству явной теплоты, определяемому разностью температур по сухому термометру: $\xi = (I_{b1} - I_{b2})/[c_{bl} (t_{b1} - t_{b2})]$, где c_{bl} — теплоемкость влажного воздуха. При этом энталпия влажного воздуха рассчитывается как

$$I_b = c_{bl} \cdot t_b + r_{ph} d = (1,01 + 1,89d) t_b + r_{ph} d, \text{ кДж/кг},$$

где $r_{\text{п}}$ — удельная теплота фазового превращения (конденсации), $r_{\text{п}} \approx 2500 \text{ кДж/кг}$;
 d — влагосодержание воздуха, т.е. количество водяных паров в 1 кг сухой части воздуха, кг/кг с.в.;
 $c_{\text{вл}}$ — теплоемкость влажного воздуха, $c_{\text{вл}} = 1,01 + 1,89d$; $d = 0,622 P_{\text{п}} / (P - P_{\text{п}})$ или с учетом $\rho = \rho_{\text{п}} / \rho_{\text{п}''} = P_{\text{п}} / P_{\text{п}''}$ получаем $d = 0,622 \varphi P_{\text{п}''} / (P - \varphi P_{\text{п}''})$, где P , $P_{\text{п}}$ и $P_{\text{п}''}$ — давление влажного воздуха, парциальные давления водяного пара в ненасыщенном и насыщенном воздухе (давление водяного пара в состоянии насыщения).

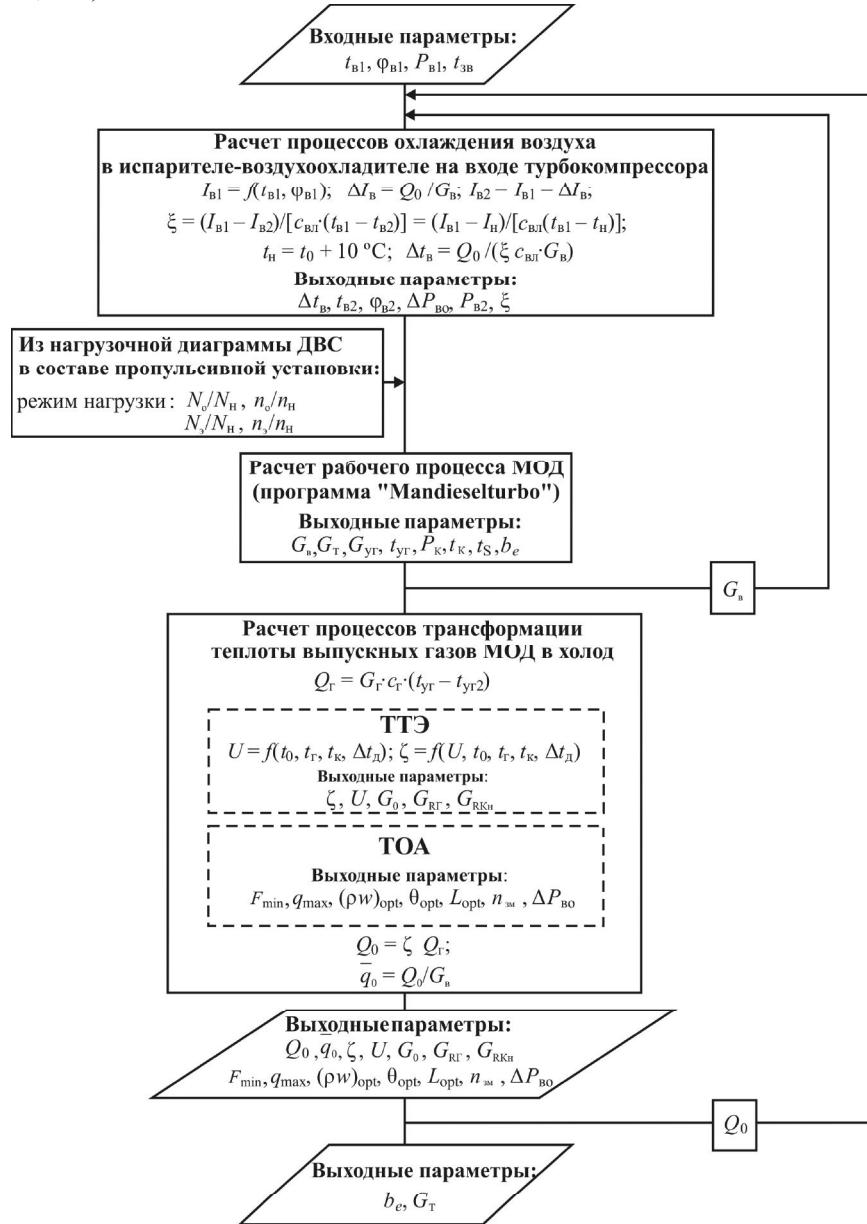


Рис. 3 – Укрупненная блок-схема расчета процессов трансформации теплоты выпускных газов с охлаждением воздуха на входе ТК ДВС

Температура t_{yr} и расход G_{yr} выпускных газов, определяющие располагаемую теплоту газов Q_r , являются выходными параметрами фирменной программы [4], для которой входным параметром является температура t_{B2} воздуха на входе ТК, охлажденного в И-ВО ТТЭ. Поэтому вычислительная процедура представляет собой итерационный процесс и осуществляется методом последовательных приближений до совпадения значений t_{yr} в двух последующих итерациях.

Входными данными для фирменной программы расчета параметров МОД [4] являются (помимо температуры t_{B2} охлажденного воздуха на входе ТК и охлаждающей воды на входе ОНВ t_w) режимы нагрузки двигателя в составе судовой пропульсивной установки, которые могут быть получены из нагрузочной диаграммы двигателя для конкретного судна.

Выходными параметрами программы расчета [4] являются температура выпускных газов после ТК t_{yr} и их расход G_{yr} , температура наддувочного воздуха после ТК t_{TK} и его расход G_{b} , удельный расход топлива b_e , которые устанавливаются исходя из температуры $t_{\text{b}2}$ воздуха на входе ТК.

Локальные коэффициенты теплоотдачи к НРТ α_a , воздуху α_b и теплопередачи k , плотности теплового потока q , отнесенные к внутренней поверхности трубы, температуры воздуха t_b и температурного напора θ в зависимости от паросодержания x и длины змеевика И-ВО L , рассчитанные с помощью математической модели, приведены на рис. 4 для условий работы: температуры воздуха на входе $t_{\text{b}1} = 35^\circ\text{C}$ и выходе $t_{\text{b}2} = 10^\circ\text{C}$ из И-ВО, кипения НРТ на выходе И-ВО $t_{02} = 0^\circ\text{C}$; НРТ – R142B.

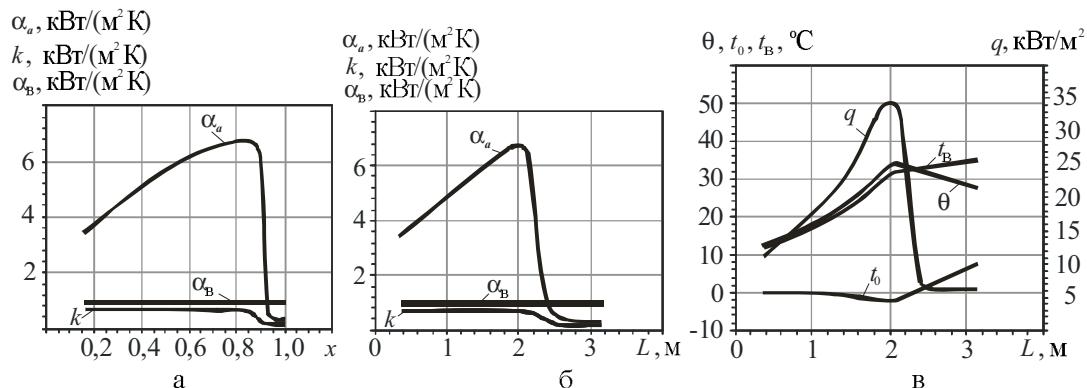


Рис. 4 – Изменение коэффициентов теплоотдачи к НРТ α_a , воздуху α_b и теплопередачи k , отнесенных к внутренней поверхности трубы И-ВО, в зависимости от паросодержания x (а) и длины трубы L (б), а также температуры воздуха t_b , кипящего НРТ R142B t_0 , температурного напора θ и плотности теплового потока q , отнесенной к внутренней поверхности трубы (в)

Резкое снижение коэффициента теплоотдачи к НРТ α_a , который становится даже ниже его значения к воздуху α_b , отнесенного к внутренней поверхности труб И-ВО, и вызывает снижение коэффициента теплопередачи k и плотности теплового потока q , происходит при граничном паросодержании $x_{\text{tp}} = 0,90 \dots 0,95$, соответствующем осушению стенки трубы с переходом от дисперсно-кольцевого к дисперсному течению. Перегрев пара в дисперсной смеси, о чем свидетельствует увеличение температуры НРТ t_0 , вызывает уменьшение не только температурного напора θ и, следовательно, плотности теплового потока q , но и коэффициента эжекции U и теплового коэффициента ζ ТТЭ. Вполне логично исключить дисперсный режим испарения, т.е. перейти на неполное испарение, например путем рециркуляции жидкого НРТ в И-ВО инжектором, использующим потенциальную энергию НРТ, поступающего из конденсатора, теряемую в дроссельном клапане ДК на рис. 1. Результаты расчетов показывают, что за счет этого можно увеличить тепловой коэффициент ζ , холодопроизводительность $Q_0 = \zeta Q_r$ и, глубину охлаждения воздуха Δt_b в И-ВО на входе ТК МОД на 20...30 %.

Выводы

Разработана математическая модель процессов охлаждения воздуха на входе судового малооборотного дизеля в теплоиспользующей холодильной машине на НРТ, утилизирующей теплоту выпускных газов. Особенностью математической модели является то, что она учитывает локальные параметры при фазовом переходе НРТ и позволяет сократить потери от внутренней необратимости в холодильном цикле, вызванные низкой интенсивностью теплообмена.

Литература

1. Influence of Ambient Temperature Conditions on Main Engine Operation. – MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark. – 2005. – 15 p.
2. MAN B&W. Project Guide. Two-stroke Engines. MC Programme. Vol. 1. – MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark. – 1986.
3. Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO₂ emission. – MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark. – 2005. – 12 p.
4. MAN B&W ME/ME-C/ME-GI/ME-B-TII engines. – Copenhagen, Denmark: MAN Diesel. – 2010.

Исследование выполнено при финансовой поддержке Государственного фонда фундаментальных исследований МОН Украины в рамках гранта Президента Украины.