

УДК 621.431

Р. Н. РАДЧЕНКО¹, Н. С. БОГДАНОВ², И. В. КАЛИНИЧЕНКО³¹ *Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Украина*² *Национальный университет "Одесская морская академия", Украина*³ *Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Херсонский филиал, Украина*

ОСНОВЫ РАЦИОНАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВНОГО ВОЗДУХА СУДОВОГО МАЛОБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ ЭЖЕКТОРНЫМ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОМ

Приведены основы методологии определения рациональных параметров теплоиспользующей системы охлаждения наддувочного воздуха судового дизеля, которая позволяет рассчитывать минимальную длину трехступенчатого охладителя по ходу воздуха и соответствующие длины ступеней охлаждения: теплоиспользующей высокотемпературной ступени охлаждения, промежуточной ступени охлаждения забортной водой, а также низкотемпературной ступени глубокого охлаждения воздуха эжекторным термотрансформатором, обеспечивающие минимальное аэродинамическое сопротивление и затраты мощности на его преодоление.

Ключевые слова: *судовой малооборотный дизель, охлаждение наддувочного воздуха, эжекторный термотрансформатор, низкокипящее рабочее тело.*

1. Анализ проблемы и постановка цели исследования

В качестве главных двигателей на большинстве транспортных судов применяются малооборотные дизели (МОД). С повышением $t_{нв}$ топливная эффективность МОД существенно ухудшается [1, 2]. При плавании в тропических широтах и в теплое время из-за высоких температур забортной воды $t_{зв}$ охладители наддувочного воздуха (ОНВ) не обеспечивают снижения его температуры, которое могло бы нивелировать повышение температуры воздуха на входе наддувочного турбокомпрессора (ТК), что вызывает перерасход топлива. Теплоту наддувочного воздуха после ТК целесообразно использовать для производства холода теплоиспользующей холодильной машиной (ТХМ), который, в свою очередь, – для снижения температуры наддувочного воздуха. При этом в воздушном тракте после ТК устанавливают высокотемпературную (теплоиспользующую) ступень охлаждения наддувочного воздуха ОНВ_{ВТ} после ТК и низкотемпературную ступень ОНВ_{НТ} дополнительного глубокого охлаждения воздуха в ТХМ после его охлаждения забортной водой в ступени промежуточного охлаждения (ПО) ОНВ. Поэтому при проектировании такой теплоиспользующей системы охлаждения (ТСО) необходимо решать задачу определения рациональных тепловых нагрузок на ступени трехступенчатого ОНВ, поскольку от их соотношения зависит его глубина по воздуху и

затраты мощности на преодоление аэродинамического сопротивления. Однако эти вопросы не исследовались при анализе разных вариантов охлаждения воздуха [1–3], а соответствующая методология отсутствует.

Цель исследования – разработка методологии определения рациональных тепловых нагрузок на ОНВ_{ВТ}, ПО и ОНВ_{НТ}, которые обеспечивают максимальную глубину охлаждения воздуха при приемлемом аэродинамическом сопротивлении ОНВ.

Анализ полученных результатов

С изменением температуры наружного воздуха $t_{нв}$, а значит и воздуха в машинном отделении (МО), подаваемого в ТК МОД, меняется также температура наддувочного воздуха после ТК $t_{нд1}$ (рис. 1).

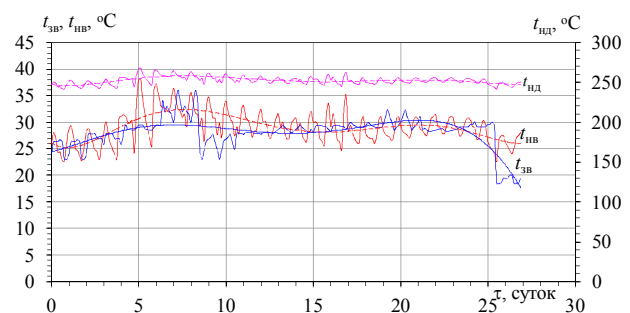


Рис. 1. Изменение температуры $t_{нв}$ наружного воздуха, забортной воды $t_{зв}$ и наддувочного воздуха $t_{нд1}$ в течение рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009)

Наиболее простым вариантом ТХМ является эжекторная холодильная машина (ЭХМ), работающая на низкокипящем рабочем теле (НРТ) – хладоне. ТСО на базе ЭХМ представляет собой трехступенчатую трехконтурную систему охлаждения наддувочного воздуха с пресной водой – в первом, НРТ – во втором и забортной водой – в третьем, разомкнутом, контурах охлаждения (рис. 2). Она обеспечивает охлаждение наддувочного воздуха ниже температуры забортной воды.

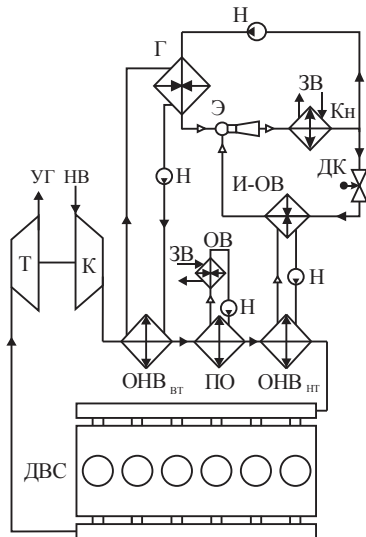


Рис. 2. Схема трехступенчатой ТСО на базе ЭХМ, использующей теплоту воздуха после ТК: К и Т – компрессор и турбина ТК; ОНВ_{ВТ} и ОНВ_{НТ} – высоко- и низкотемпературная ступени ОНВ; ПО – промежуточный охладитель наддувочного воздуха (забортной водой); Г – генератор ЭХМ; Кн – конденсатор; И-ОБ – испаритель-охладитель пресной воды; Н – насос; ДК – дроссельный клапан; НВ – воздух на входе ТК; УГ – уходящие газы; ЗВ – забортная вода

Располагаемое количество теплоты Q_r , отведенное от наддувочного воздуха в ОНВ_{ВТ}, определяют как $Q_r = G_b \cdot c_b (t_{r1} - t_{r2}) \xi_{ВТ}$, где t_{r1} и t_{r2} – температуры наддувочного воздуха на входе ОНВ_{ВТ} (она же температура наддувочного воздуха после ТК $t_{нд1}$) и на выходе из ОНВ_{ВТ}; $\xi_{ВТ}$ – коэффициент влаговыпадения процесса охлаждения воздуха в ОНВ_{ВТ}. Коэффициент влаговыпадения ξ – отношение полного количества теплоты (разности энтальпий воздуха на входе и выходе теплообменника), отведенной от воздуха соответственно в ОНВ_{ВТ} (тепловой нагрузки на генератор ТСО Q_r) или ОНВ_{НТ} (холодопроизводительности ТСО Q_0), к количеству явной теплоты, определяемому разностью температур по сухому термометру. Расчеты, выполненные для климатических условий разных рейсовых линий показывают, что охлаждение воз-

духа в ОНВ_{ВТ} проходит практически без влаговыпадения и можно принимать $\xi_{ВТ} = 1,0$.

Исходя из располагаемой теплоты Q_r , отведенной от воздуха в ОНВ_{ВТ} и используемой для получения холода в ЭХМ, определяют располагаемую холодопроизводительность ЭХМ Q_{0p} : $Q_{0p} = \zeta Q_r$, где ζ – тепловой коэффициент ЭХМ $\zeta = Q_{0p}/Q_r$ отношение полученной холодопроизводительности Q_{0p} (теплоты, отведенной от воздуха в ОНВ_{НТ}) к затраченной теплоте Q_r , отведенной ЭХМ от воздуха в ОНВ_{ВТ}. Эта теплота Q_r используется для нагрева и испарения НРТ в генераторе ЭХМ. Генератор ЭХМ состоит из двух секций: экономайзерной ЭС, в которой происходит нагрев жидкого НРТ, поступающего из конденсатора ЭХМ с температурой конденсации, например $t_k = 35...45$ °С, до температуры кипения в испарительной секции ИС $t_r = 100...120$ °С.

С другой стороны, потенциально возможная глубина охлаждения наддувочного воздуха, т.е. минимальная температура охлажденного воздуха $t_{b2} = t_0 + \Delta t_{w/НРТ} + \Delta t_{b/w}$ на выходе ОНВ_{НТ}, лимитируется температурой кипения НРТ в испарителе НРТ-охладителе пресной воды (И-ОБ) $t_0 \approx 2...7$ °С, а также значениями разности температур в (И-ОБ) между температурой пресной воды t_w и кипящим НРТ t_0 (принимают $\Delta t_{w/НРТ} = 5$ °С) и в ОНВ_{НТ} между температурой наддувочного воздуха t_b и пресной воды t_w ($\Delta t_{b/w} = 12$ °С). Тогда соответствующие затраты холода, т.е. требуемая холодопроизводительность Q_0 для охлаждения наддувочного воздуха после ПО в ОНВ_{НТ} определяется снижением температуры воздуха в ОНВ_{НТ} $\Delta t_b = t_{b1} - t_{b2}$ от температуры наддувочного воздуха, охлажденного забортной водой в ПО t_{b1} , до минимальной (потенциально) возможной температуры воздуха

$$t_{b2} : Q_0 = G_b \cdot c_b (t_{b1} - t_{b2}) \xi_{НТ}.$$

Соответственно удельная холодопроизводительность, приходящаяся на единицу расхода воздуха, $q_0 = c_b (t_{b1} - t_{b2}) \xi_{НТ}$.

Поскольку располагаемое количество теплоты наддувочного воздуха Q_r , подводимое к генератору ЭХМ и используемое для выработки холода Q_{0p} (располагаемого), зависит от температуры наддувочного воздуха $t_{ВТ2}$ (она же t_{r2}) на выходе из ОНВ_{ВТ}, то температура $t_{ВТ2}$ является параметром, определяющим располагаемую холодопроизводительность Q_{0p} и нагрузки Q_r на ОНВ_{ВТ} и $Q_{ПО}$ на ПО и, следовательно, поверхность и длину L всего ОНВ по ходу воздуха, а значит и затраты мощности ТК на преодоление аэродинамического сопротивления ОНВ.

Изменение температуры наддувочного воздуха t_b , пресной воды t_w первого контура охлаждения (воздух-вода) и НРТ в генераторе t_r и испарителе t_0

ЭХМ второго контура охлаждения (вода-НРТ) по глубине L (по ходу воздуха) трехступенчатого ОНВ при разных температурах наддувочного воздуха на выходе из ОНВ_{ВТ} $t_{в2} = 95$ и 110 °С приведено на рис. 3. НРТ – хладон R142b. Температуре кипения R142b в испарителе-охладителе воды (И-ОВ) $t_0 = 5$ °С соответствует потенциально возможная минимальная температура наддувочного воздуха на выходе из ОНВ_{НТ} $t_{в2} = 22$ °С. Температуры кипения R142b в испарительной секции генератора ЭХМ $t_r = 120$ °С. При этом нагреву жидкого НРТ в экономайзерной секции ЭС генератора от температуры конденсации $t_k = 35$ °С до температуры кипения НРТ $t_r = 120$ °С и его кипению при t_r в испарительной секции ИС генератора (изменению t_r от $t_r = t_k = 35$ °С до $t_r = 120$ °С) соответствует изменение температуры пресной воды t_w промежуточного контура охлаждения, отводящей теплоту от наддувочного воздуха в ОНВ_{ВТ} к НРТ в генераторе ЭХМ, и наддувочного воздуха t_b , отдающего теплоту пресной воде в ОНВ_{ВТ}. При этом длина ОНВ_{НТ} $L_{НТ}$ и всего ОНВ $L_{ОНВ} = L_{ВТ} + L_{ПО} + L_{НТ}$ на рис. 3 всегда соответствовала охлаждению наддувочного воздуха до температуры на выходе из ОНВ_{НТ} $t_{в2} = 22$ °С, т.е. располагаемая холодопроизводительность ЭХМ $Q_{0,p} = \zeta Q_r$ была больше или равной ее величине Q_0 , требуемой для охлаждения наддувочного воздуха до минимальной потенциально возможной температуры $t_{в2} = 22$ °С (при $t_0 = 5$ °С).

Как видно, при температуре воздуха на выходе из ОНВ_{ВТ} $t_{в2} = 110$ °С длина L всего ОНВ по ходу воздуха меньше, чем при $t_{в2} = 95$ °С. Уменьшение общей длины L ОНВ произошло за счет сокращения длины $L_{ЭС}$ экономайзерной секции ЭС ОНВ_{ВТ}. Сокращение $L_{ЭС}$ стало следствием увеличения температурного напора $t_b - t_w$ в ЭС. При этом из-за переноса части тепловой нагрузки от ЭС ОНВ_{ВТ} на ПО длина последнего $L_{ПО}$ хотя и возросла, но сум-

марная длина двух ступеней ОНВ_{ВТ} и ПО сократилась. То обстоятельство, что длина ОНВ_{НТ} $L_{НТ}$ остается неизменной свидетельствует о том, что ее тепловая нагрузка также неизменна, что возможно в случае, если располагаемая холодопроизводительность ЭХМ $Q_{0,p} = \zeta Q_r$ больше или равна ее величине Q_0 , требуемой для охлаждения наддувочного воздуха до минимальной потенциально возможной температуры $t_{в2} = 22$ °С, ограничиваемой температурой кипения НРТ $t_0 = 5$ °С (при неизменной величине $\zeta = Q_{0,p}/Q_{г.р} = 0,27$). При этом равенству $Q_{0,p} = Q_0$ соответствует минимальная длина ОНВ, что свидетельствует о рационально спроектированном ОНВ для ЭХМ с $\zeta = 0,27$. При избытке $Q_{0,p} > Q_0$ возможна эксплуатация ЭХМ при более низких $\zeta < 0,27$, т.е. при повышенных температурах охлаждающей конденсатор ЭХМ забортной воды $t_{зв} = 30$ °С (соответственно $t_k = 35$ °С).

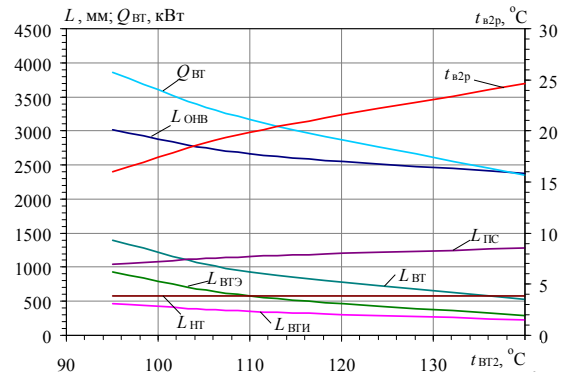


Рис. 4. Зависимость длины L по ходу воздуха секций $L_{ВТЭ}$ и $L_{ВТИ}$, ступеней $L_{ВТ}$, $L_{ПС}$ и $L_{НТ}$ охлаждения и всего трехступенчатого ОНВ $L_{ОНВ}$, а также температуры наддувочного воздуха $t_{в2p}$ на выходе ОНВ исходя из располагаемой теплоты $Q_{ВТ}$, отводимой от воздуха при снижении его температуры до $t_{в2}$

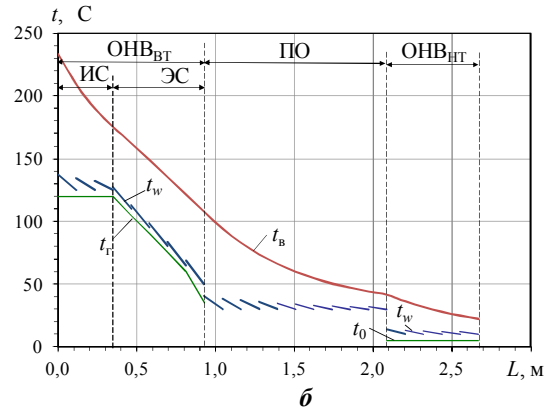
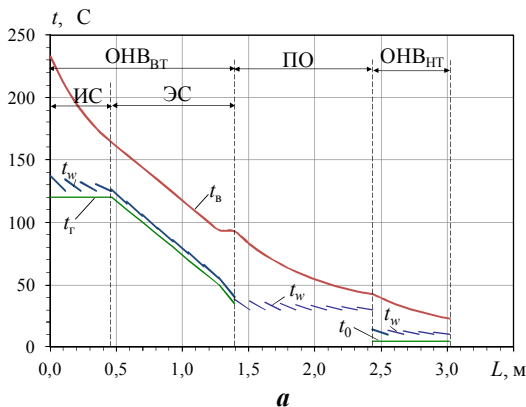


Рис. 3. Изменение температуры наддувочного воздуха t_b , пресной воды t_w промежуточного контура охлаждения (воздух-вода) и НРТ в генераторе t_r и испарителе t_0 ЭХМ по глубине L (по ходу воздуха) трехступенчатого ОНВ при температуре наддувочного воздуха на выходе из ОНВ_{НТ} $t_{в2} = 22$ °С и разных температурах наддувочного воздуха $t_{в2}$ на выходе из ОНВ_{ВТ}: а – $t_{в2} = 95$ °С; б – $t_{в2} = 110$ °С

Как видно, при охлаждении наддувочного воздуха до температуры $t_{в2} = 22$ °С минимальная длина L по ходу воздуха трехступенчатого ОНВ составляет примерно 2,7 м, ей соответствуют рациональные длины ступеней охлаждения.

Выводы

Разработана методика рационального проектирования ОНВ теплоиспользующих систем охлаждения на базе ЭХМ, которая позволяет рассчитывать минимальную длину L по ходу воздуха трехступенчатого ОНВ и соответствующие длины ступеней охлаждения, а также тепловые коэффициенты ЭХМ ζ , достаточные для охлаждения наддувочного воздуха до минимальной потенциально возможной температуры.

Литература

1. *Influence of Ambient Temperature Conditions. Main engine operation of MAN B&W two-stroke engines [Text] // MAN Diesel & Turbo. – Copenhagen, Denmark, 2010. – 17 p.*
2. *Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO₂ emission [Electronic resource] // MAN B&W Diesel A/S. – Copenhagen, Denmark, 2005. – Access mode: <http://www.mandieselturbo.de/files/news/files/5055/P3339161.pdf>. – 10.03.2014.*
3. *Радченко, Р. Н. Анализ альтернативных вариантов охлаждения циклового воздуха малооборотного дизеля транспортного судна [Текст] / Р. Н. Радченко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2014. – № 5 (112). – С. 104–108.*

Поступила в редакцию 5.09.2015, рассмотрена на редколлегии 14.10.2015

ОСНОВИ РАЦІОНАЛЬНОГО ПРОЕКТУВАННЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ СУДНОВОГО МАЛООБЕРТОВОГО ДИЗЕЛЯ ЕЖЕКТОРНИМ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОМ

Р. М. Радченко, М. С. Богданов, І. В. Калініченко

Наведено основи методології визначення раціональних параметрів тепловикористовуючої системи охолодження наддувочного повітря суднового дизеля, яка дозволяє розраховувати мінімальну довжину триступеневого охолоджувача за ходом повітря та відповідні довжини ступенів охолодження: тепловикористовуючого високотемпературного ступеня охолодження, проміжного ступеня охолодження забортною водою, а також низькотемпературного ступеня глибокого охолодження повітря ежекторним термотрансформатором, що забезпечують мінімальні аеродинамічний опір і витрати потужності на його подолання.

Ключові слова: судновий малооборотний дизель, охолодження наддувочного повітря, ежекторний термотрансформатор, низькокипляче робоче тіло.

THE BASES OF RATIONAL DESIGNING OF SCAVENGE AIR COOLING SYSTEM WITH EJECTOR THERMOTRANSFORMER FOR MARINE LOW SPEED DIESEL ENGINE

R. N. Radchenko, N. S. Bogdanov, I. V. Kalinichenko

There are some bases of the methodology for estimating the rational parameters of the marine diesel engine waste heat recovery scavenge air cooling system presented that allows calculating the minimal length of three-stage cooler along the air stream and corresponding lengths of cooling stages: waste heat recovery high-temperature cooling stage, intermediate sea water cooling stage and low-temperature stage for deep cooling of the air by ejector thermotransformer those provide minimal aerodynamical pressure drop and power losses for its compensation.

Key words: marine low speed diesel engine, scavenge air cooling, ejector thermotransformer, low boiling working fluid.

Радченко Роман Николаевич – канд. техн. наук, ст. науч. сотр. каф. кондиционирования и рефрижерации, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.

Богданов Николай Семенович – асп., Национальный университет "Одесская морская академия", Одесса, Украина, e-mail: volodymyr.golikov@gmail.com.

Калиниченко Иван Владимирович – преп. каф. теплотехники Херсонского филиала, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Херсон, Украина, e-mail: kalinichenkoi80@ukr.net.