

УДК 621.577

Н.И. РАДЧЕНКО, А.А. АНДРЕЕВ*Национальный университет кораблестроения
им. адмирала Макарова, Николаев, Украина***ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩАЯ СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ
НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА СУДОВЫХ МОД**

Проанализировано влияние температур наружного воздуха и охлаждающей воды на температуру наддувочного воздуха и эффективность работы современных судовых малооборотных дизелей с высокоэффективными турбонаддувочными агрегатами. Показано, что удельные расходы топлива могут быть значительно сокращены за счет охлаждения наддувочного воздуха в теплоиспользующей эжекторной холодильной машине. Предложено схемное решение системы охлаждения наддувочного воздуха в холодильной машине и определены рациональные ее параметры.

малооборотный дизель, наддувочный воздух, турбоагрегат, охлаждение, низкокипящее рабочее тело, теплоиспользующая холодильная машина, эжектор

**Анализ проблемы
и постановка задачи исследования**

Эффективность двигателей внутреннего сгорания (ДВС) во многом зависит от системы воздухоподготовки, включающей в первую очередь турбонаддувочный агрегат и охладитель наддувочного воздуха (ОНВ). Повышение КПД турбокомпрессоров (ТК) с $\eta_{\text{ТК}} = 0,55 \dots 0,60$ (70-е годы) до $\eta_{\text{ТК}} = 0,70 \dots 0,75$ [1, 2] позволило ведущим дизелестроительным фирмам создать высоконаддувные ДВС со степенями повышения давления в ТК $\pi_{\text{к}} = 3,5 \dots 4,0$ (по сравнению с $\pi_{\text{к}} = 2,5 \dots 2,7$ прежних периодов), а в перспективе выйти и на $\pi_{\text{к}} = 4,5$ [1, 2]. В высокоэкономичных длинноходных малооборотных дизелях (МОД) температура наддувочного воздуха достигла $240 \dots 260$ °С, что повлекло резкое возрастание доли теплоты, отводимой от воздуха в ОНВ, которая превысила 15% (против 7...10%) теплоты сжигаемого топлива [3, 4]. В отличие от уходящих газов, глубина утилизации теплоты которых ограничена довольно высоким уровнем температур (около 160 °С), исключая опасность высокотемпературной сернистой коррозии теплообменных поверхностей, в случае наддувочного воздуха снижение его температуры весьма желательно, поскольку улучшаются

условия работы цилиндропоршневой группы с точки зрения механических и термических напряжений. Степень же снижения температуры наддувочного воздуха всецело определяется температурой забортной воды $t_{\text{зв}}$. При температуре забортной воды, подводимой к центральному холодильнику, $t_{\text{зв}} = 25$ °С (в соответствии со стандартом ISO) температура пресной воды, отводимой от холодильника на ОНВ, будет $t_{\text{пв}} = 34 \dots 36$ °С (в зависимости от типа центральной системы охлаждения наддувочного воздуха), а наддувочного воздуха соответственно около $t_{\text{н}} = 45$ °С. В тропических же условиях эксплуатации судна при $t_{\text{зв}} = 32$ °С температура воздуха $t_{\text{н}} = 50 \dots 52$ °С, т.е. становится близкой предельной величине $t_{\text{н}} = 55$ °С, определяемой термической прочностью материалов цилиндропоршневой группы [5] и во избежание превышения которой приходится снижать подачу топлива на главный двигатель.

Увеличить отвод теплоты от наддувочного воздуха можно повышением кратности циркуляции охлаждающей воды. Однако это связано со значительными затратами электроэнергии на привод циркуляционных насосов [5]. Как видно, традиционные системы водяного охлаждения не справляются с

повышенными тепловыми нагрузками на ОНВ, что приводит к снижению мощности МОД (уменьшению хода судна) или же к перерасходу электроэнергии на циркуляцию. Очевидно, что решение проблемы следует искать в применении машинного холода. Известны предложения по применению для этих целей парокomppressorных холодильных машин с приводом компрессора от вала двигателя [6]. Однако случаи их реализации, как и предложений по использованию бромистолитиевых абсорбционных машин [7] авторам не известны.

Целью исследования является оценка эффективности применения для охлаждения наддувочного воздуха теплоиспользующих эжекторных холодильных машин (ТЭХМ), отличающихся простотой кон-

струкции и высокой надежностью в эксплуатации. Они состоят в основном из теплообменных аппаратов, и единственным их узлом с подвижными элементами является циркуляционный насос.

Анализ результатов исследования

В ТЭХМ наддувочный воздух используется как источник теплоты и как объект охлаждения. При этом генератор пара НРТ высокого давления устанавливается на высокотемпературном участке наддувочного воздушного тракта (после ТК перед водяным ОНВ), а испаритель НРТ низкого давления – после водяного ОНВ для более глубокого охлаждения наддувочного воздуха (рис. 1).

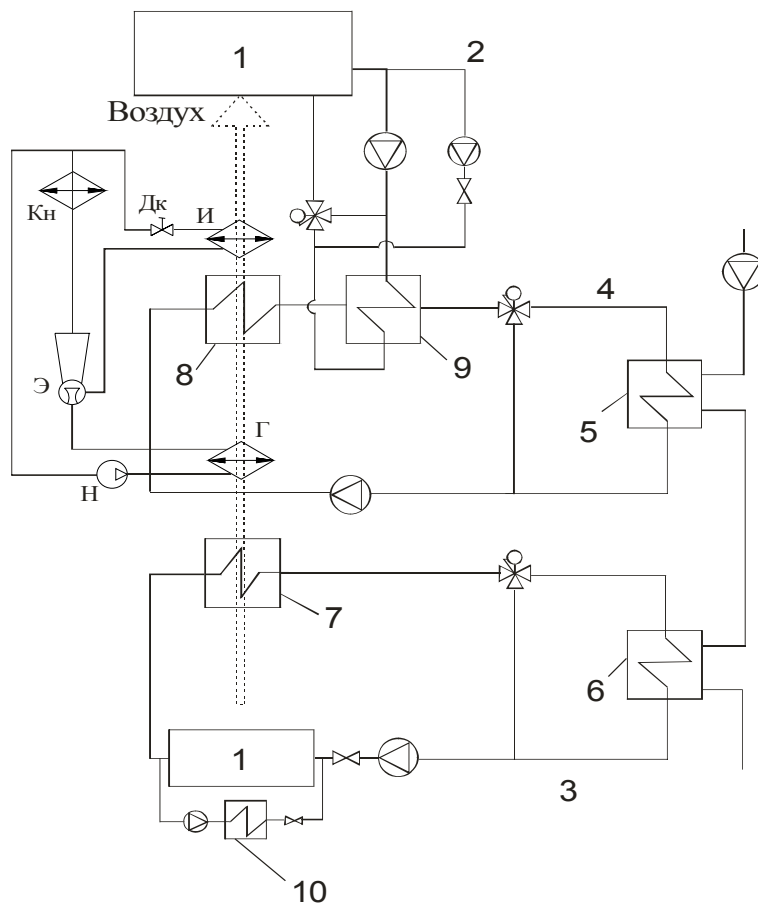


Рис. 1. Схема системы охлаждения наддувочного воздуха ДВС на базе ТЭХМ, использующей теплоту наддувочного воздуха после ТК: ОНВ – охладитель наддувочного воздуха водяной; ТЭХМ: Г – генератор; Э – эжектор; Кн – конденсатор; Н – насос; Дк – дроссельный клапан; И – испаритель (воздухоохладитель); 1 – ДВС; 2 – масляная система; 3 – высокотемпературная система пресной воды; 4 – низкотемпературная система забортной воды; 5 – низкотемпературная ступень центрального холодильника; 6 – высокотемпературная ступень центрального холодильника; 7 – высокотемпературная ступень ОНВ; 8 – низкотемпературная ступень ОНВ; 9 – маслоохладитель; 10 – нагрев воздуха

О тепловом потенциале наддувочного воздуха как источника теплоты для ТЭХМ можно судить по его температурах t_n после ТК, представленных на рис. 2 в зависимости от температуры наружного воздуха $t_{н.в}$ на входе ТК при разных степенях повышения давления π_k в ТК.

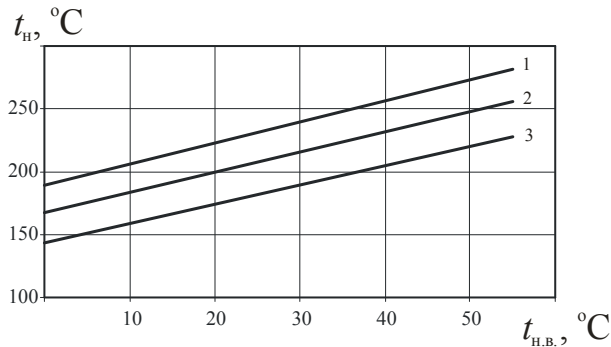


Рис. 2. Зависимость температуры наддувочного воздуха t_n после ТК от температуры наружного воздуха $t_{н.в}$ на входе ТК при степенях повышения давления в ТК π_k : 1 – $\pi_k = 4,0$; 2 – $\pi_k = 3,5$; 3 – $\pi_k = 3,0$

Как видно, температуры наддувочного воздуха t_n после ТК находятся в диапазоне значений $t_n = 180 \dots 250$ °C (в зависимости от π_k). Для этих значений температуры наддувочного воздуха после ТК, т.е. на входе в генератор ТЭХМ $t_{r1} = t_n$, были выполнены расчеты показателей работы ТЭХМ, представленные на рис. 3 в виде удельных тепловых нагрузок на генератор \bar{q}_r и испаритель \bar{q}_0 , тепловых коэффициентов ТЭХМ ζ , снижения температуры Δt_b наддувочного воздуха в испарителе ТЭХМ (дополнительно после водяного охладителя), температуры t_{r2} наддувочного воздуха после генератора ТЭХМ в зависимости от температуры кипения НРТ в генераторе t_r при температурах кипения НРТ в испарителе $t_0 = 0$ °C; конденсации $t_k = 35$ °C и наддувочного воздуха на входе генератора (после турбокомпрессора компрессора) $t_{r1} = 180$ °C (а) и 250 °C (б). В качестве НРТ использован хладон R142B. Температура наддувочного воздуха после испарительной секции генератора принималась на 20 °C выше температуры t_r кипения НРТ, т.е. близкой минимальной, которая может быть достигнута исходя из интен-

сивности теплопередачи между воздухом и кипящим НРТ.

Тепловой коэффициент ζ характеризует энергетическую эффективность ТЭХМ и представляет собой отношение $\zeta = Q_0/Q_r$, холодопроизводительности Q_0 (количества теплоты, отведенной в испарителе от наддувочного воздуха после водяного ОНВ к кипящему НРТ низкого давления) к количеству теплоты Q_r , подведенной в генераторе к кипящему НРТ высокого давления от наддувочного воздуха после ТК перед водяным ОНВ. Тепловой коэффициент ζ зависит от температур источников и стока теплоты, возрастая с повышением температур кипения НРТ в генераторе t_r и испарителе t_0 и снижаясь с увеличением температуры конденсации НРТ t_k (температуры охлаждающей конденсатор заборной воды).

Как видно из рис. 3, а, температура наддувочного воздуха после генератора t_{r2} изменяется от 75 до 95 °C при повышении t_r от 80 до 120 °C (соответственно при изменении температуры наддувочного воздуха после испарительной секции генератора $t_{r,и2}$ от 100 до 140 °C). Поскольку с повышением t_r тепловой коэффициент ζ увеличивается, то удельная холодо-производительность \bar{q}_0 возрастает до достижения своего максимального значения при $t_{r,опт} \approx 120$ °C. При этом $t_{r2} = 95$ °C, и последующее охлаждение наддувочного воздуха происходит сначала в водяном ОНВ, а затем в испарителе ТЭХМ, причем в последнем – на величину $\Delta t_b = 17$ °C. При температуре наддувочного воздуха на входе генератора ТЭХМ (после ТК) $t_{r1} = 250$ °C (рис. 3, б) ее снижение в испарителе ТЭХМ гораздо больше: $\Delta t_b = 20 \dots 45$ °C. Однако надо учитывать, что температура наддувочного воздуха после генератора t_{r2} ограничивается температурой конденсации: $t_{r2} = t_k + (15 \dots 20)$ °C $\approx (50 \dots 60)$ °C. Поэтому при $t_{r1} = 250$ °C и $t_0 = 0$ °C работа ТЭХМ возможна при t_r не выше 90 °C (при $t_k = 35$ °C), чему соответствует $\Delta t_b = 25 \dots 30$ °C.

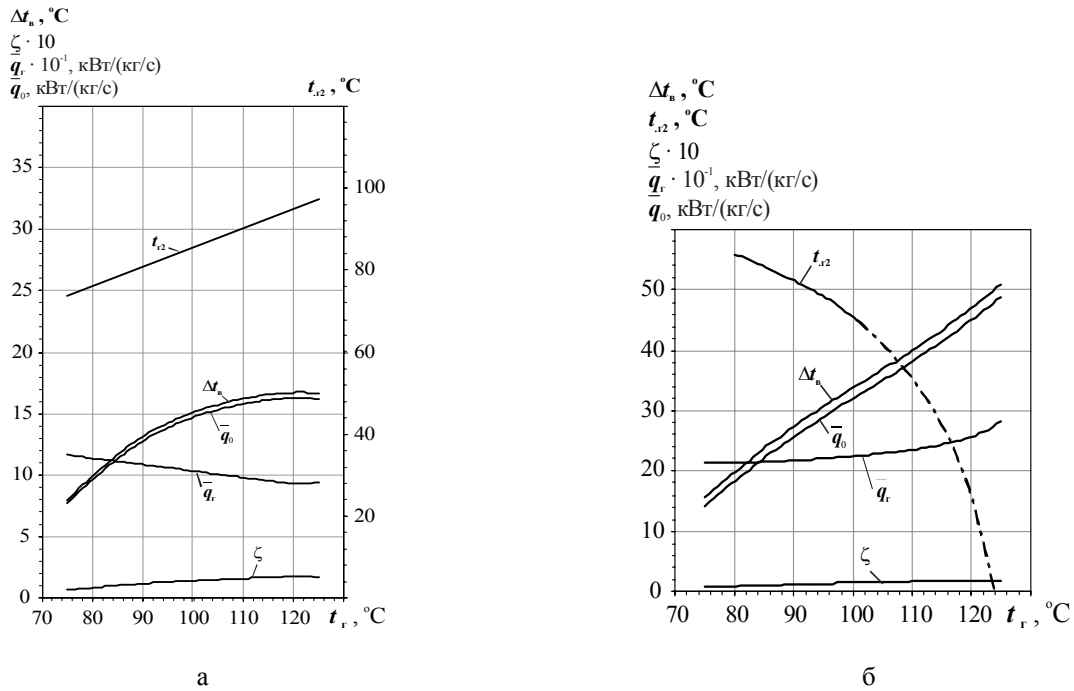


Рис. 3. Удельные тепловые нагрузки на генератор \bar{q}_r и испаритель \bar{q}_0 , тепловые коэффициенты ТЭХМ ζ , снижение температуры Δt_b наддувочного воздуха в испарителе, температура t_{r2} наддувочного воздуха после генератора в зависимости от температуры кипения НРТ в генераторе t_r при температурах кипения в испарителе; конденсации $t_k = 35$ °С, наддувочного воздуха на входе генератора (после ТК) t_{r1} : а – $t_{r1} = 180$ °С; б – $t_{r1} = 250$ °С

Для того, чтобы ТЭХМ работала при высоких $t_r = 110...120$ °С и обеспечивала большие степени охлаждения наддувочного воздуха в испарителе $\Delta t_b = 40...45$ °С, необходимо использовать для нагрева жидкого НРТ в экономайзерной секции генератора дополнительные источники низкопотенциальной теплоты, например охлаждающую двигатель воду. Поскольку при $t_{r1} = 250$ °С (рис. 3, б) температура наддувочного воздуха после генератора t_{r2} достаточно низкая: $t_{r2} \approx (50...60)$ °С (в зависимости от t_k), то можно вообще отказаться от водяного охладителя наддувочного воздуха, охлаждая его сразу в испарителе ТЭХМ.

О повышении топливной экономичности судовых МОД за счет охлаждения наддувочного воздуха в ТЭХМ по сравнению с обычным водяным охлаждением можно судить по изменению удельного расхода топлива g_e в относительных величинах (отнесенных к удельным расходам топлива при температурах наддувочного воздуха t_n , соответствующих $g_e = 100$ %) в зависимости от температуры наддувоч-

ного воздуха t_n при температуре наружного воздуха на входе в ТК $t_{н.в} = 25$ °С, относительной влажности $\phi = 60$ % и разных степенях повышения давления в ТК π_k , представленным на рис. 4.

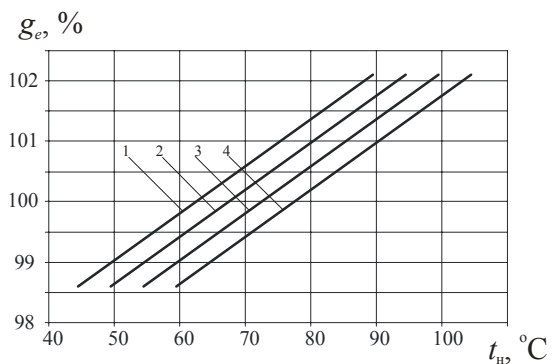


Рис. 4. Изменение удельного расхода топлива g_e в относительных величинах в зависимости от температуры наддувочного воздуха t_n при степенях повышения давления в ТК π_k : 1 – $\pi_k = 3,0$; 2 – $\pi_k = 3,5$; 3 – $\pi_k = 4,0$; 4 – $\pi_k = 4,5$

Как видно, дополнительное (к водяному охлаждению в ОНВ) понижение температуры наддувочного воздуха в испарителе ТЭХМ на 15 °С, что соответствует его температуре на входе в генератор

ТЭХМ $t_{r1} = 180$ °С, обеспечивает сокращение удельного расхода топлива на 1 %, соответственно при $\Delta t_b = 30$ °С (при $t_{r1} = 250$ °С и использовании в экономайзерной секции генератора теплоты только наддувочного воздуха) – на 2%, а при $\Delta t_b = 45$ °С (при $t_{r1} = 250$ °С и использовании в экономайзере дополнительно теплоты от других источников, например охлаждающей двигатель воды) – на 3%.

Выводы

1. Применение ТЭХМ, использующей теплоту наддувочного воздуха после ТК, для его охлаждения после водяного ОНВ обеспечивает снижение температуры наддувочного воздуха на 15...30 °С (по сравнению с только водяным охлаждением) и соответственно повышение КПД МОД на 1...2%.

2. Использование в экономайзерной секции генератора ТЭХМ теплоты и других источников, например охлаждающей двигатель воды, в дополнение к наддувочного воздуха обеспечивает снижение температуры наддувочного воздуха на 30...45 °С и соответственно повышение КПД МОД на 2...3%.

3. Предложены схемные решения систем охлаждения наддувочного воздуха судовых ДВС на базе ТЭХМ.

4. Определены рациональные параметры ТЭХМ в системе охлаждения наддувочного воздуха ДВС (температуры кипения НРТ в генераторе, наддувочного воздуха после генератора).

Литература

1. Heim K. Existing and Future Demands on the turbocharging of Modern Large Two-stroke Diesel En-

gines // 8-th Supercharging Conference, Dresden, 1-2 October 2002.

2. Артемов Г.А., Горбов В.М. Суднові енергетичні установки: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 356 с.

3. MAN B&W. Project Guide. Two-stroke Engines. MC Programme. Vol. 1: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 1986.

4. Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO₂ emission: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.mandiesel.com/files/news/files05055/P3339161.pdf>.

5. Influence of Ambient Temperature Conditions on Main Engine Operation: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.mandiesel.com/files/news/files0762/5510-0005.00pr_low.pdf.

6. Баренбойм А.Б., Минкус Б.А., Штейнберг И.Б. Искусственное охлаждение наддувочного воздуха // Труды Одесского технологического института пищевой и холодильной промышленности. – 1961. – Т. X. – С. 10-16.

7. Кузьмина Т.Г., Тесля Е.С. О повышении мощности и кпд ГТД в теплое время года // Газотурбинные технологии. – 2008. – № 1. – С. 16-18.

Поступила в редакцию 21.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.И. Живица, Одесская государственная академия холода, Одесса.