

УДК 621.436; 621.57
Р 15

ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ ХОЛОДА В СУДОВЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ УСТАНОВКАХ

Н. И. Радченко, д-р техн. наук, проф.

Национальный университет кораблестроения, г. Николаев

Аннотация. Проанализированы тенденции совершенствования систем утилизации теплоты уходящих газов и наддувочного воздуха судовых дизельных установок. Показаны резервы повышения эффективности дизельных установок путем охлаждения циклового воздуха дизелей теплоиспользующими холодильными машинами.

Ключевые слова: судовая дизельная установка, теплоиспользующая холодильная машина, предварительное охлаждение воздуха.

Анотація. Проаналізовано тенденції вдосконалення систем утилізації теплоти відхідних газів і наддувочного повітря судових дизельних установок. Показано резерви підвищення ефективності дизельних установок шляхом охолодження циклового повітря дизелів тепловикористовуючими холодильними машинами.

Ключові слова: суднова дизельна установка, тепловикористовуюча холодильна машина, попереднє охолодження повітря.

Abstract. The tendencies of improving the waste heat recovery systems of exhaust gases and scavenge air in marine diesel plants have been analyzed. The reserves of increasing the efficiency of diesel plants by diesel intake air cooling in waste heat recovery refrigeration systems are shown.

Keywords: ship diesel plant, heat use, refrigerating machine, air precooling

АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ПРОБЛЕМЫ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА В СУДОВЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ УСТАНОВКАХ

В судовой энергетике доминирующее положение удерживают дизельные установки (ДУ). В подавляющем большинстве они представляют собой установки когенерационного типа, производящие наряду с основным видом энергии (механической, передаваемой на гребной вал, или электрической) еще и тепловую. Когенерационные ДУ отражают основное направление в утилизации вторичных энергоресурсов (ВЭР) ДУ, связанное с выработкой тепловой энергии. При этом в качестве рабочего тела утилизационных установок традиционно используется вода.

Общей концепцией повышения эффективности систем утилизации, прежде всего

уходящих газов главных двигателей (ГД), является увеличение температуры уходящих газов (при сохранении термической напряженности деталей цилиндропоршневой группы на допустимом уровне) и реализация резерва мощности современных высокоэффективных турбонаддувочных компрессоров (ТК) путем использования избыточной, сверх необходимой для наддува двигателей, энергии уходящих газов для получения дополнительной механической или электрической энергии [1–3].

Поскольку потребность в горячей воде или паре на большинстве судов ограничена (за исключением танкеров и рыбоперерабатывающих судов) и зависит от климатических условий плавания, развитие систем утилизации крупных ДУ идет в направлении применения выработанного утилизационными котлами (УК) пара в паровых турбинах с

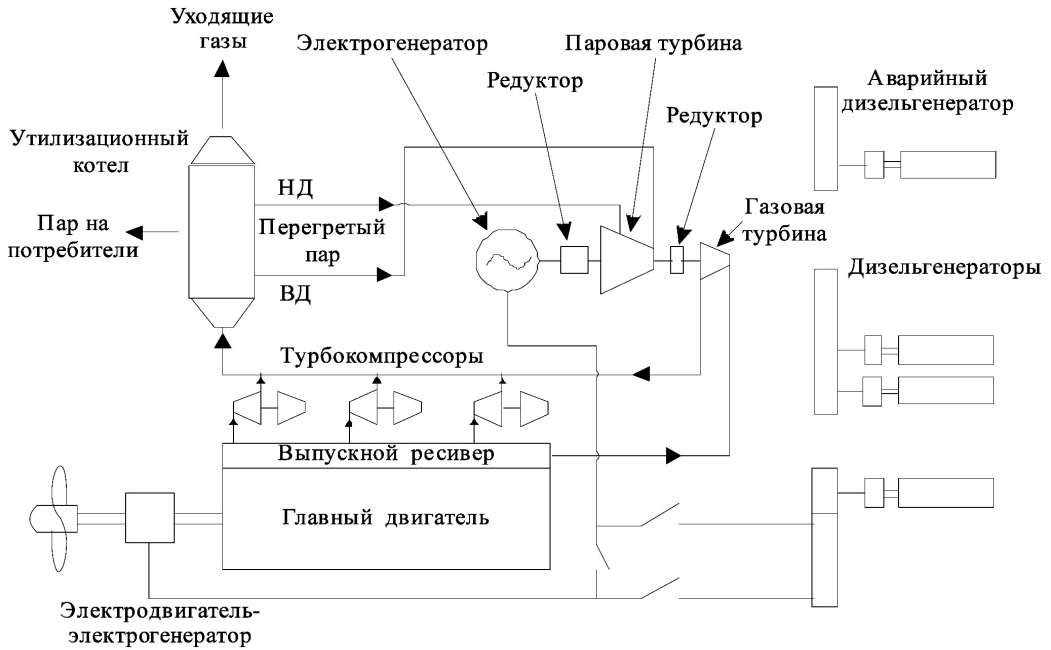


Рис. 1. Турбокомпаундная система утилизации современной дизельной установки: НД и ВД — пар низкого и высокого давления

использованием полученной механической энергии для привода гребного вала или электрогенератора. Утилизационные паровые турбины (ПТ), как правило, образуют единые энергоиспользующие комплексы с газовыми турбинами (рис. 1 [3]), утилизирующими энергию уходящих газов ГД и устанавливаемыми на байпасной линии в обход основной утилизационной турбины (УТ), приводящей ТК. Повышение температуры газов перед УК на 30...50 °С в результате байпасирования частью газов ТК обеспечивает увеличение производительности УК и, соответственно, мощности ПТ.

Расход уходящих газов через байпасную линию составляет 10...15 % от общего их количества и свидетельствует о наличии избытка энергии газов сверх необходимой для наддува двигателя. Избыток же энергии уходящих газов образуется благодаря высоким КПД современных ТК ($\eta_{ТК} = 0,7$ и выше [4, 5]). Кроме того, для нагрева питательной воды УК стали использовать теплоту наддувочного воздуха, отводимую в высокотемпературной секции охладителя наддувочного воздуха (ОНВ).

В свою очередь, вынесение экономайзерной секции УК из газохода ГД позволило высвободить часть энергии уходящих газов для ее использования в дополнительной ГТ. В таких турбокомпаундных системах (ТКС) получают дополнительную электрическую мощность (механическую — в случае ее передачи на гребной вал), составляющую 8...11 % от мощности ГД, что равнозначно повышению КПД ДУ на 4,0...5,5 % [1–3].

Турбокомпаундные установки (см. рис. 1 [3]) считаются наиболее прогрессивным типом систем утилизации ВЭР крупных малооборотных дизелей (МОД) мощностью свыше 20 МВт. Из-за сложности и высокой стоимости применение ТКС для МОД меньшей мощности нецелесообразно, поскольку срок их окупаемости превышает 12 лет (рис. 2 [3]). Наиболее приемлемый срок — 5 лет возможен при мощности МОД 60 МВт и выше.

Таким образом, ниша ДУ судов мирового флота, покрываемая ТКС, исчисляется несколькими процентами и включает в себя сравнительно недавно построенные суда

(в основном крупные контейнеровозы). В ДУ наиболее многочисленного класса средних и малых судов утилизация ВЭР сводится к получению тепловой энергии традиционным способом — в пароводяных УК, а также использованию теплоты охлаждающей ДВС воды в опреснительных установках.

Следует отметить, что потребность судна в тепловой энергии весьма ограничена и при мощности ГД свыше 5 МВт на ходу судна покрывается за счет пара, производимого в УК (за исключением некоторых типов судов). Так, из приведенных на рис. 3 данных видно, что и в холодное время (температура наружного воздуха $t_{н.в} = 0\text{ }^\circ\text{C}$) при нагрузках главного двигателя 6S60MC-C/ME-C в диапазоне $0,85 \dots 0,90 N_e$ ($N_e = 13,6\text{ МВт}$) количество пара, вырабатываемого в УК, полностью покрывает общесудовые нужды, а при байпасировании частью уходящих газов наддувочного ТК — превышает потребности в $1,5 \dots 2,0$ раза [1].

При плавании в средних и тропических широтах (соответственно температуры наружного воздуха $t_{н.в} = 25\text{ }^\circ\text{C}$ и забортной воды $t_{з.в} = 25\text{ }^\circ\text{C}$; $t_{н.в} = 45\text{ }^\circ\text{C}$ и $t_{з.в} = 32\text{ }^\circ\text{C}$) потребность в тепловой энергии падает, тогда как ее выработка в УК, наоборот, возрастает. Аналогичная ситуация и с потреблением электроэнергии на судне: при мощности ГД свыше $5 \dots 6\text{ МВт}$ имеет место избыток электроэнергии, вырабатываемой теплоиспользующими системами [6].

Согласно данным эксплуатации в тропических условиях температура в машинном отделении (МО) выше температуры наружного воздуха примерно на $10\text{ }^\circ\text{C}$ ($t_{МО} = 45\text{ }^\circ\text{C}$ против $t_{н.в} = 35\text{ }^\circ\text{C}$). Поэтому рекомендуется на вход ТК главного и вспомогательных двигателей подавать отдельными воздуховодами наружный воздух, а не из МО [1, 3]. При этом за счет снижения температуры воздуха перед ТК и, следовательно, увеличения его плотности и коэффициента избытка воздуха α (при неизменной степени повышения давления ТК π_k) удается сократить удельный эффективный расход топлива b_e почти на $1,8\%$ (по данным фирмы «MAN B&W»

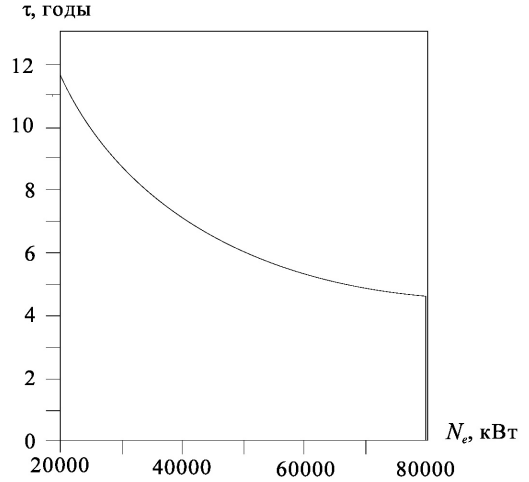


Рис. 2. Сроки окупаемости τ турбокомпаундных систем утилизации в зависимости от мощности N_e главных двигателей

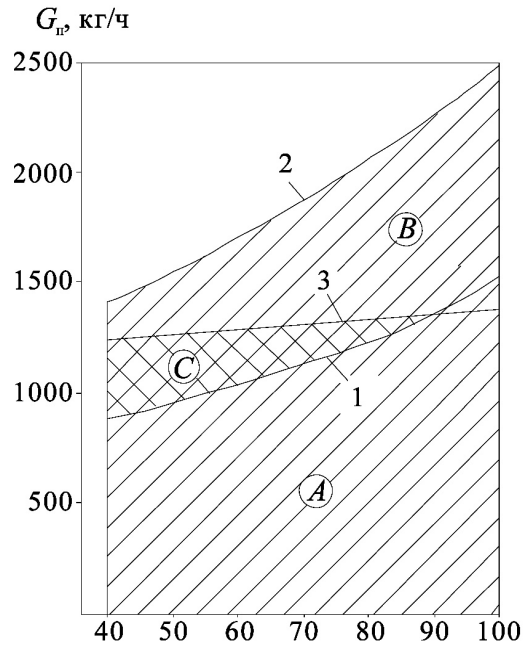


Рис. 3. Производительность УК и расход пара на общесудовые нужды в зависимости от нагрузки главного двигателя 6S60MC-C/ME-C контейнеровоза:
1 — производительность УК без байпасирования ТК (зона А); 2 — производительность УК с байпасированием ТК; 3 — расход пара на общесудовые потребители; В — избыток пара; С — дефицит пара

[1, 3]). В результате байпасирования частью уходящих газов (10...12 % общего их расхода) турбины ТК (схема ТКС на рис. 1) происходит некоторое сокращение подачи воздуха в цилиндры двигателя, что приводит к повышению температуры газов в цилиндрах и соответственно уходящих газов, т. е. образованию дополнительного резерва их энергии, который реализуется в ГТ, установленной на байпасной линии.

Принципиально иной подход к выбору режима работы ТК в составе ТКС использован фирмой «Wartsila» [7]. За исходную температуру воздуха на входе ТК принимают также $t_{н.в} = 35^\circ\text{C}$, однако устанавливают ТК с большей степенью сжатия π_k , поддерживая температуру наддувочного воздуха на входе в цилиндры (теплонпряженность деталей цилиндропоршневой группы) такой же, как и при 45°C . В результате при неизменном расходе наддувочного воздуха (соответственно, и уходящих газов $G_{гр}$) его давление в цилиндрах повышается, что обуславливает увеличение КПД двигателя (сокращение b_e) и потенциальной энергии уходящих газов после него (перед утилизационной турбиной ТК), а следовательно, и высвобождение некоторого их количества для подачи на дополнительную ГТ в обход УТ.

Схемное исполнение таких ТКС не отличается от схемы на рис. 1. Они обеспечивают полную реализацию эффективности современных ТК благодаря положому характеру зависимости КПД турбонаддувочного компрессора $\eta_{ТК} = f(\pi_k)$ в области максимальных значений $\eta_{ТК}$, допускающему некоторое превышение величиной π_k его значения, соответствующего максимуму $\eta_{ТК}$ [4, 5]. Это обеспечивает практически одинаковые расходы наддувочного воздуха (соответственно, уходящих газов) при температурах воздуха на входе $t_b = 35$ и 45°C , но при больших π_k (давлении газов в цилиндрах) при $t_{н.в} = 35^\circ\text{C}$ и одной и той же теплонпряженности цилиндропоршневой группы ДВС. Поэтому в отличие от режимов работы ТК согласно концепции «MAN B&W» расход уходящих газов в ТКС, предлагаемых фирмой «Wartsila», остается неизменным, что позволяет большее его количество подавать на

дополнительную ГТ. Применение такой ТКС для судового МОД Sulzer 12RTA96C ($N_e = 68-640$ кВт; $\eta_e = 49,3\%$) обеспечивает получение электрической мощности в утилизационных паро- и газотурбогенераторах, эквивалентной $0,11N_e$, и, как результат, повышение η_e на $5,4\%$ при сроке окупаемости 4 года [7].

Как видно, весомая доля в общем эффекте приходится на его составляющую, получаемую благодаря снижению температуры воздуха перед ТК на 10°C вследствие забор наружного воздуха, по сравнению с температурой воздуха в МО. Следует подчеркнуть, что для его достижения прибегают к сложным дорогостоящим ТКС, применение которых из-за больших сроков окупаемости (5...12 лет и более) экономически оправдано при мощностях ГД свыше 20...60 МВт [3].

ЦЕЛЬ РАБОТЫ — анализ существующих систем утилизации и выявление резервов повышения их эффективности.

ОБОСНОВАНИЕ НАПРАВЛЕНИЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ УТИЛИЗАЦИИ СБРОСНОЙ ТЕПЛОТЫ СДУ

Итак, с одной стороны, применение сложных ТКС целесообразно для крупных ГД, а с другой — уже при мощностях ГД 5...6 МВт объемы вырабатываемой в ТКС электрической и тепловой энергии превосходят потребности судна. В то же время при использовании самих ТКС остается нерешенной проблема существенного ухудшения экономичности работы ГД при повышенных температурах воздуха и забортной воды, следствием чего является увеличение удельного расхода топлива b_e на $0,5...0,7\%$, приходящееся на каждые 10°C повышения температур [2].

Кроме того, на частичных режимах работы ГД эффективность ТКС резко снижается по сравнению с номинальным режимом: производимая в ТКС мощность уменьшается почти в 3 раза при снижении нагрузки на ГД до 50 % номинальной (рис. 4 [2]). Причиной падения эффективности ТКС на частичных нагрузках ГД является уменьшение расхода уходящих газов по сравнению с его величиной при номинальной нагрузке, сопровождаемое незна-

чительным возрастанием их температуры [2]. Поэтому при уменьшении нагрузки ГД ниже 50 % байпасную линию (в обход ТК) закрывают и все уходящие газы направляют на утилизационную установку ТК.

Существенное влияние на показатели экономичности работы судовых ДВС оказывает и температура $t_{3,в}$ охлаждающей забортной воды внешнего контура центральных систем охлаждения наддувочного воздуха. Согласно данным фирмы «MAN-B&W», каждые 10 °С повышения температуры $t_{3,в}$ забортной воды и, соответственно, пресной воды, охлаждаемой в центральных охладителях и подаваемой непосредственно на охлаждение наддувочного воздуха в охладителях наддувочного воздуха (ОНВ) судовых МОД, вызывают увеличение b_e на 0,6 % [2].

Очевидно, что при высоких наружных температурах увеличить эффективность двигателей как большей мощности с ТКС (более 20...60 МВт), так и меньшей мощности без ТКС можно, охлаждая воздух на входе ТК с помощью холодильных машин. Поскольку при повышенных температурах $t_{н,в}$ и $t_{3,в}$ возрастают потери теплоты с уходящими газами и охлаждающей водой, то вполне целесообразным было бы утилизировать их теплоту в теплоиспользующих холодильных машинах (ТХМ).

На судах получило применение охлаждение воздуха бромистолитиевыми абсорбционными и пароводяными эжекторными ТХМ в системах комфортного и технического кондиционирования воздуха. Использование же машинного холода в судовых ДВС ограничивалось применением турбокомпрессорных воздушных холодильных машин (ВХМ) для снижения температуры наддувочного воздуха [8]. Что касается использования ТХМ других типов для охлаждения воздуха тепловых двигателей, то известны результаты оценки эффективности применения водоаммиачной абсорбционной холодильной машины (АХМ) для охлаждения воды, подаваемой в теплообменник — охладитель наружного воздуха на входе компрессоров стационарных электрогенерирующих газотурбинных двигателей (ГТД) LM2500+ и LM1600 фирмы «General Electric» [9]. Показано, что охлаж-

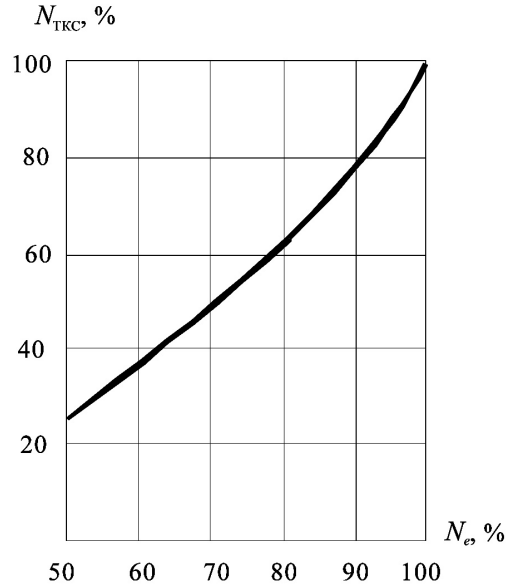


Рис. 4. Изменение относительной мощности $N_{ТКС} = N_{ТКС}/N_{ТКС100}$ %, производимой в ТКС, в зависимости от нагрузки главного двигателя N_e %, $N_{ТКС} = N_{ТКС}/N_{ТКС100}$, где $N_{ТКС100}$ — мощность ТКС при $N_e = 100\%$

дение наружного воздуха от $t_{н,в} = 28...30$ до 7 °С обеспечивает повышение электрической мощности на 20 и 14% (ГТД LM2500+ и LM1600 соответственно), а для наиболее напряженных температурных условий ($t_{н,в} = 45$ °С) максимальное приращение мощности достигает 39 и 33 %. При этом затраты теплоты на работу АХМ при максимальной нагрузке ($t_{н,в} = 45$ °С) не превышают 25% располагаемого теплосодержания уходящих газов.

В качестве перспективных когенерационных судовых газотурбинных установок фирма «Kawasaki Heavy Industries, LTD» предлагает установки с охлаждением воздуха на входе компрессоров бромистолитиевыми АХМ [10]. Показано, что применение АХМ в составе стандартной когенерационной установки с выработкой пара в пароводяном УК обеспечивает повышение КПД установки с 51 до 58 % с одновременным увеличением мощности ГТД от 2300 до 2420 кВт за счет снижения температуры воздуха на входе компрессора от 30 до 15 °С. При этом в АХМ охлаждается вода, подаваемая в теплообменник — охладитель возду-

ха на входе компрессора. Такие ГТД находят применение на скоростных круизных судах.

Данные же о применении ТХМ для охлаждения циклового воздуха (на входе и наддувочного) судовых дизелей в известных литературных источниках отсутствуют.

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ЦИКЛОВОГО ВОЗДУХА СУДОВЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

При оценке перспектив применения ТХМ в судовых ДУ автор исходил прежде всего из результатов исследований эффективности использования для охлаждения воздуха на входе ТК дизелей, эжекторных холодильных машин (ЭХМ) на низкикипящих рабочих телах (НРТ) [11–13], водоаммиачных АХМ [14, 15] и ВХМ [16, 17], полученных в Национальном университете кораблестроения им. адм. Макарова.

Конструктивно наиболее простыми и надежными в эксплуатации являются ЭХМ, в которых функцию компрессора выполняет

эжектор [11–13]. Применение в ЭХМ низко...рабочих тел позволяет утилизировать теплоту ВЭР низкого температурного уровня. Однако энергетическая эффективность ЭХМ, которая характеризуется тепловым коэффициентом $\xi = Q_0 / Q_p$, представляющим собой отношение холодопроизводительности Q_0 (количества теплоты, отведенной от циклового воздуха двигателя к НРТ, кипящему при низких давлениях и соответственно температуре) к количеству теплоты Q_p , подведенной к кипящему НРТ высокого давления от уходящих газов или другого источника сбросной теплоты, невысокая. Так, тепловой коэффициент ЭХМ, использующих в качестве НРТ хладоны R142B, R600, R600a, R290, составляет $\xi = 0,2 \dots 0,3$. Очевидно, что с целью достижения максимально возможных снижения температуры циклового воздуха судовых ДВС и, соответственно, повышения их экономичности целесообразно задействовать и другие, помимо уходящих газов, источники сбросной теплоты (наддувочный воздух, охлаждающую воду), т. е. прибегать к комплексному использованию ВЭР двигателей (рис. 5) [11, 12].

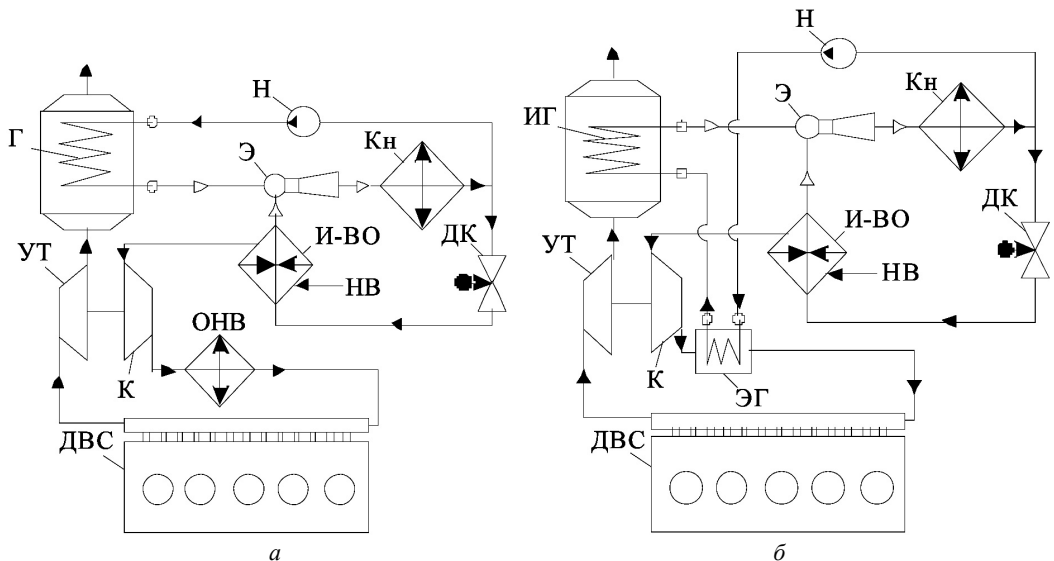


Рис. 5. Схемы ЭХМ, использующих теплоту уходящих газов (а), уходящих газов и наддувочного воздуха (б) для охлаждения циклового воздуха дизеля: Г — генератор паров НРТ; ЭГ и ИГ — испарительная и экономайзерная секции генератора; Э — эжектор; Кн — конденсатор; Н — насос; ДК — дроссельный клапан; И-ВО — испаритель-воздухоохладитель; ОНВ — охладитель наддувочного воздуха водяной; К — компрессор; УТ — утилизационная турбина; НВ — наружный воздух

Генератор паров НРТ высокого давления состоит из двух секций: экономайзерной и испарительной. В экономайзерной происходит нагрев жидкого НРТ от температуры конденсации t_k до температуры кипения t_r при высоком давлении, в испарительной — кипение жидкого НРТ с образованием паров высокого давления, являющихся силовым потоком в эжекторе. Исходя из условия предотвращения возникновения сернистой коррозии концевых поверхностей экономайзерной секции, значение температуры уходящих газов t_{r2} после генератора принимались 150°C .

При оценке влияния уменьшения температуры Δt_b циклового воздуха на эффективность двигателя исходили из того, что каждые 10°C снижения температуры Δt_b наружного воздуха на входе ТК обеспечивают $0,5\%$ прироста КПД $\Delta\eta$ двигателя [1, 2]. Результаты расчетов показали, что применение ЭХМ, использующей теплоту уходящих газов, приводит к заметному снижению температуры воздуха на входе двигателя ($\Delta t_b > 20^\circ\text{C}$) только в случае температуры уходящих газов двигателя базового варианта (без ЭХМ) более 250°C , что имеет место при размещении генератора ЭХМ после утилизационной турбины ТК [11, 12].

Ограничение температуры уходящих газов после экономайзерной секции генератора величиной $t_{r2} = 150^\circ\text{C}$ существенно сокращает срабатываемый в генераторе теплоперепад по уходящим газам. В случае использования другого источника сбросной теплоты (нагретой воды контура охлаждения двигателя или наддувочного воздуха) для нагрева жидкого НРТ в экономайзерной секции генератора (схема на рис. 5, б) эффективность применения ЭХМ существенно возрастает [11–13].

При утилизации теплоты уходящих газов с температурой выше 350°C (среднеоборотные дизели) и дополнительных источников, например охлаждающей воды или наддувочного воздуха, абсолютное приращение КПД $\Delta\eta$ составляет более $2,0\%$ [11]. Для этого экономайзерную секцию генератора ЭХМ следует выносить из газопускового тракта двигателя, например на линию над-

дувочного воздуха (см. рис. 5, б). Образующийся при этом избыток холодопроизводительности (сверх ее величины, необходимой для предварительного охлаждения наружного воздуха на входе ДВС) целесообразно использовать для глубокого охлаждения наддувочного воздуха после водяного ОНВ или же снижения температуры охлаждающей воды, подаваемой на ОНВ. Схемное решение такой ЭХМ предполагает выполнение испарителя-воздухоохладителя в виде двух секций с установкой одной — на входе турбокомпрессора, а другой — после ОНВ. В случае же применения испарителя НРТ с промежуточным водяным контуром вторая секция испарителя-охладителя воды устанавливается на охлаждающей воде, подаваемой из центрального холодильника в ОНВ [11, 12].

Из приведенных данных видно, что эффект от применения теплоиспользующих эжекторных систем охлаждения циклового воздуха дизелей примерно в 2 раза меньше, чем повышение КПД дизельной установки в результате использования ТКС. Однако следует учитывать, что, во-первых, сложность и стоимость, а значит, и сроки окупаемости ЭХМ в несколько раз меньше; во-вторых, в газовой турбине ТКС, устанавливаемой на байпасной линии минуя ТК (см. рис. 1), используется теплота уходящих газов после двигателя, т. е. высокого потенциала, тогда как в ЭХМ — после ТК; в-третьих, теплоиспользующие системы охлаждения воздуха дизелей занимают нишу мощностного ряда (от сотен киловатт до $20\dots 50$ МВт), в которой применение дорогих ТКС экономически неоправдано. И главное — теплоиспользующие системы охлаждения достаточно эффективны и для ДУ с ТКС.

Поскольку тепловые коэффициенты АХМ примерно в 2 раза больше, чем ЭХМ, то, соответственно, выше и прирост КПД дизельной установки за счет охлаждения циклового воздуха (на входе и наддувочного) в АХМ по сравнению с ЭХМ: $\Delta\eta = 3\dots 4\%$ и выше [13, 14].

Следует обратить внимание, что потребность в дополнительном теплообменном оборудовании в случае применения тепло-

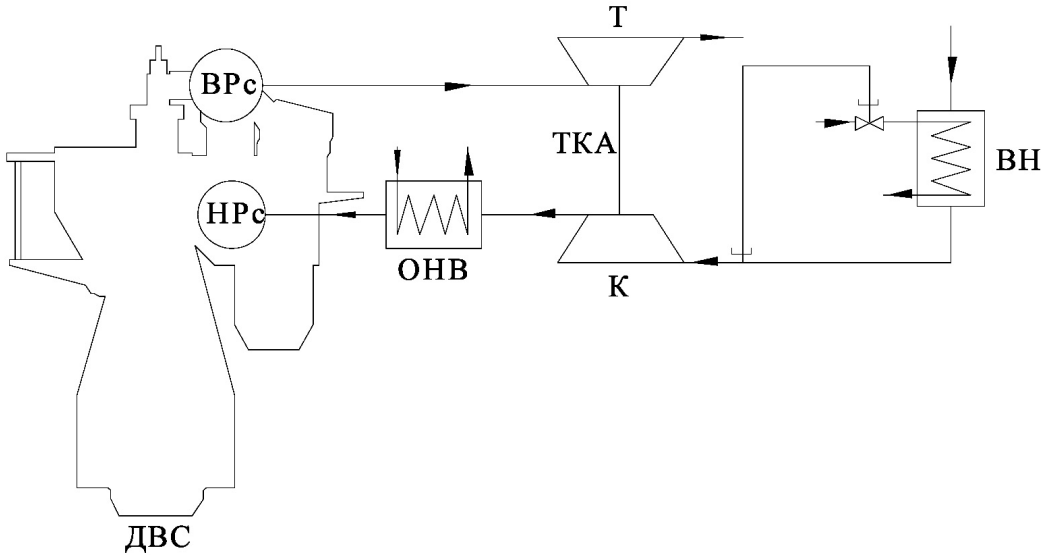


Рис. 6. Стандартная система воздухоподготовки судового МОД: ТКА — турбокомпрессорный агрегат; Т — турбина; К — компрессор наддувочный; ВН — водяной нагреватель воздуха; НРс и ВРс — наддувочный и выпускной ресиверы

использующих систем охлаждения воздуха дизелей может быть сведена к минимуму, если задействовать штатные теплообменники ДУ (водяные нагреватели воздуха на входе ТК МОД на рис. 6 [1]) и пароводяные контуры УК).

При этом пар и вода используется в качестве промежуточного теплоносителя ТХМ.

ВЫВОДЫ

1. Тенденции совершенствования систем утилизации вторичных энергоресурсов судовых ДУ связаны с глубокой утилизацией теплоты уходящих газов и снижением температуры воздуха на входе ТК дизелей.

2. Применение ТХМ, использующих теплоту уходящих газов и наддувочного воздуха для охлаждения циклового воздуха судовых дизелей, обеспечивает абсолютное приращение их эффективного КПД примерно на 2,0 % в случае ЭХМ и 4 % для АХМ.

3. Использование ТХМ эффективно и для охлаждения циклового воздуха судовых ДУ с ТКС, поскольку обеспечивает дополнительное повышение их КПД. Особенно целесообразно применение ТХМ при высоких температурах наружного воздуха, когда эффективность самих дизелей снижается, а потребность в тепловой и электрической энергии на судне, наоборот, сокращается.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Influence of Ambient Temperature Conditions on Main Engine Operation. — MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005.
- [2] MAN B&W. Project Guide. Two-stroke Engines. MC Programme. — MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 1986. — Vol. 1.
- [3] Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO₂ emission. - MAN B&W Diesel A/S. Copenhagen, Denmark, 2005.
- [4] Heim K. Existing and Future Demands on the turbocharging of Modern Large Two-stroke Diesel Engines // 8-th Supercharging Conference. — Dresden, 1-2 October 2002.

- [5] *Shiraishi K., Ono Y.* Hybrid Turbocharger with integrated High Speed Motor-generator // Technical Review. — Mitsubishi Heavy Industries, Ltd, 2007. — Vol. 44, nr 1 (Mar.). — 3 p.
- [6] *Артемов Г.А., Горбов В.М.* Суднові енергетичні установки. — Миколаїв: УДМТУ, 2002. — 356 с.
- [7] *Schmid H.* Less Emissions through Waste Heat Recovery // Green Ship Technology Conference. — London 28-29 April, 2004. — 10 p.
- [8] *Zinner K., Reinloin H.* Thermodynamische Untersuchung über die Anwendbarkeit der Turbokühlung bei aufgeladenen vierfakt // Dieselmotoren, MTZ. — 1964. — Nr. 5. — S. 188–195.
- [9] *Bortmany J.N.* Assesment of aqua-ammonia refrigeration for pre-cooling gas turbine inlet air // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002. — Paper GT-2002-30657. — 12 p.
- [10] *Arai M., Sugimoto T., Miyaji H.* Development of Future Marine Gas Turbine in Japan (Super Marine Gas Turbine // SMGT. — Tokyo, 2002.
- [11] Тригенераційні системи комплексного використання сбросної теплоти судових дизелів / А.А. Сирота, А.Н. Радченко, Д.В. Коновалов, Н.І. Радченко // Вестник двигателестроения. — 2008. — № 2. — С. 68–72.
- [12] *Радченко Р.Н.* Использование теплоты уходящих газов для предварительного охлаждения воздуха судовых ДВС // Двигатели внутреннего сгорания. Х.: НТУ «ХПИ», 2008. — № 1. — С. 110–114.
- [13] *Радченко Н.И., Андреев А.А.* Теплоиспользующая система охлаждения наддувочного воздуха судовых МОД // Авиационно-космическая техника и технология. — 2008. — № 9 (56). — С. 120–124.
- [14] *Радченко М.І., Красільціков Є.О.* Особливості застосування тепловикористовуючих водоаміачних абсорбційних холодильних машин для охолодження циклового повітря судових ДВЗ // Авиационно-космическая техника и технология. — 2008. — № 10 (57). — С. 128–131.
- [15] Теплоиспользующие системы охлаждения циклового воздуха судовых ДВС на базе эжекторной и абсорбционной холодильных машин / Р.Н. Радченко, А.А. Сирота, Д.В. Коновалов, Н.И. Радченко // Авиационно-космическая техника и технология. — 2008. — № 10 (57). — С. 123–127.
- [16] *Радченко А.Н.* Теплоиспользующие установки кондиционирования воздуха судовых вспомогательных дизелей // Авиационно-космическая техника и технология. — 2008. — № 7 (54). — С. 158–162.
- [17] *Радченко А.Н., Бузник А.И.* Энергосберегающий экологически безопасный судовой кондиционер на базе дизель-генератора // Авиационно-космическая техника и технология. — 2008. — № 10 (57). — С. 118–122.