

УДК 621.577

**А.Н. РАДЧЕНКО, А.И. БУЗНИК***Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина***ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЙ ЭКОЛОГИЧЕСКИ БЕЗОПАСНЫЙ  
СУДОВОЙ КОНДИЦИОНЕР НА БАЗЕ ДИЗЕЛЬГЕНЕРАТОРА**

Проанализирована целесообразность применения кондиционера на базе турбодетандерной холодильной машины, работающей на избытке наддувочного воздуха сверх количества, необходимого для наддува дизелей. Избыток наддувочного воздуха образуется при нагрузках дизелей свыше 50 % и благодаря высокой эффективности современных турбонаддувочных агрегатов. Предложены схемные решения установок кондиционирования воздуха, полученные путем трансформации существующих систем охлаждения наддувочного воздуха судовых дизелей. Показана целесообразность применения таких кондиционеров для получения пресной воды.

**дизельгенератор, кондиционер, турбодетандер, воздушная холодильная машина, наддувочный воздух**

**Анализ проблемы  
и постановка цели исследования**

В качестве дизельгенераторов на судах применяются четырехтактные ДВС с турбонаддувом. Известным способом снижения температуры наддувочного воздуха судовых ДВС является турбодетандерное охлаждение, применяемое в двигателях фирмы "Купер–Бессемер" еще с 1950 г. [1], в которых сжатие воздуха осуществляется последовательно в двух центробежных компрессорах с приводом первого компрессора от утилизирующей турбины (УТ), установленной на газовыхлопе, а второго – от воздушного турбодетандера, при расширении в котором и происходит окончательное охлаждение наддувочного воздуха. При этом предусмотрено также промежуточное его охлаждения водой после каждого из компрессоров.

Турбодетандер по сути представляет собой воздушную холодильную машину (ВХМ), использующую энергию выпускных газов и работающую по разомкнутому циклу. Ее главным достоинством является отсутствие специального холодильного агента, роль которого выполняет воздух, и относительная простота конструкции. Эффективность турбодетандерного охлаждения по сравнению с обычным

водяным охлаждением наддувочного воздуха зависит от наличия резерва мощности УТ, который можно задействовать для дополнительного повышения давления наддувочного воздуха (сверх регламентированного давления наддува).

Если КПД турбокомпрессорных газового и воздушного агрегатов в турбодетандерных системах охлаждения наддувочного воздуха судовых дизелей "Купер–Бессемер" составлял  $\eta_{\text{ТК}} = 0,6$  и  $0,55$  соответственно (при степенях повышения давления компрессоров  $\pi_{\text{к}}$  около 2,7 и 1,3 соответственно), что предопределяло невысокую эффективность турбодетандерного охлаждения по сравнению с обычным водяным, то КПД современных ТК превышает  $\eta_{\text{ТК}} = 0,7$ , приближаясь к  $0,75$  [2, 3].

Образующаяся благодаря этому избыточная (сверх необходимой для наддува дизелей) энергия выпускных газов позволила перейти ведущим дизелестроительным фирмам на системы более полной утилизации энергии выпускных газов, в частности турбокомпаундные системы TCS (Turbo Compound System) с байпасированием части выпускных газов (около 10 % общего расхода), минуя ТК, на вход силовой турбины (power turbine) и использованием получаемой в турбине механической энергии для

привода вала двигателя, дополнительно к мощности самого двигателя, – TCS/PTI (Power Take In – подвод мощности), или электрогенератора – TCS/PTO (Power Take Out – отвод мощности) [4 – 6].

Фирмой "Mitsubishi Heavy Industries (MHI)" разработана альтернативная турбокомпаундная система без байпасирования части выпускных газов на дополнительную силовую турбину и предполагающая отвод избыточной мощности от утилизационной турбины, приводящей наддувочный компрессор, на привод электрогенератора [3]. Избыток мощности УТ образуется за счет применения высокоэффективных ТК серии MET-MA с КПД около 74 %. Использование такого гибридного турбоагнетателя (Hybrid Turbocharger) с отбором части мощности УТ на привод электрогенератора позволяет получать дополнительную электрическую мощность, эквивалентную примерно 5 % мощности главного дизеля. При этом температура уходящих газов на входе ТК составляла  $t_{y,r} = 450 \text{ }^\circ\text{C}$  и  $\pi_k = 3,3$ .

Несомненным достоинством гибридной системы HT-TCS является отсутствие второй газовой турбины.

Таким образом, благодаря повышению КПД турбокомпрессорных агрегатов с 0,55...0,60 до 0,70...0,75 образуется избыток энергии выпускных газов, свыше величины, необходимой для турбонаддува, который реализуется различными системами утилизации энергии выпускных газов судовых ДВС с турбонаддувом: TCS, HT-TCS, ICS, TCS/ICS. Избыток энергии выпускных газов зависит от их температуры: для четырехтактных ДВС с температурой газов после двигателя  $t_{y,r} = 450...500 \text{ }^\circ\text{C}$  он выше, чем для двухтактных с гораздо меньшими значениями  $t_{y,r}$ .

**Целью** исследования является оценка целесообразности использования турбодетандерной холодильной машины, работающей на избыточном количестве наддувочного воздуха, в качестве экологически чистого кондиционера.

Избыточная энергия турбонаддувочных агрегатов образуется при нагрузках ДВС свыше 50 % и может составлять свыше 10 % их мощности.

### Анализ результатов исследования

Согласно приведенному выше анализу систем утилизации, и прежде всего с целью охлаждения наддувочного воздуха, источником энергии для теплоиспользующих установок кондиционирования воздуха на входе судовых дизелей служит избыточная мощность высокоэффективных турбонаддувочных агрегатов (с  $\eta_{TK} = 0,7...0,75$ ), образующаяся при нагрузках дизелей свыше 50 %.

Поскольку КПД турбокомпрессорных агрегатов  $\eta_{TK}$  существенно зависит от степени повышения давления  $\pi_k$ , принимая максимальное значение при некоторой оптимальной величине  $\pi_{kopt}$ , например, для ТК типа MET MA  $\eta_{TKmax} = 0,74$  при  $\pi_{kopt} = 3,3$ , снижаясь до  $\eta_{TK} = 0,67$  при  $\pi_k = 4,5$  [3], то представляется целесообразным реализовать избыточную энергию выпускных газов не путем повышения давления наддувочного воздуха (с учетом последующего его уменьшения в турбодетандере до требуемой величины), как в традиционной турбодетандерной системе охлаждения наддувочного воздуха [1], а увеличением производительности ТК с использованием энергии избыточного количества наддувочного воздуха в теплоиспользующей установке кондиционирования воздуха (ТУКВ) на входе двигателя.

Исходя из этой **гипотезы**, можно предложить следующие схемные решения теплоиспользующих установок кондиционирования воздуха, использующих энергию избыточного количества наддувочного воздуха.

Простейшим схемным решением теплоиспользующей установке кондиционирования воздуха является стандартная система турбонаддува с дросселированием избыточного количества наддувочного воздуха после теплообменника-охладителя наддувочного воздуха на вход ТК (рис. 1).

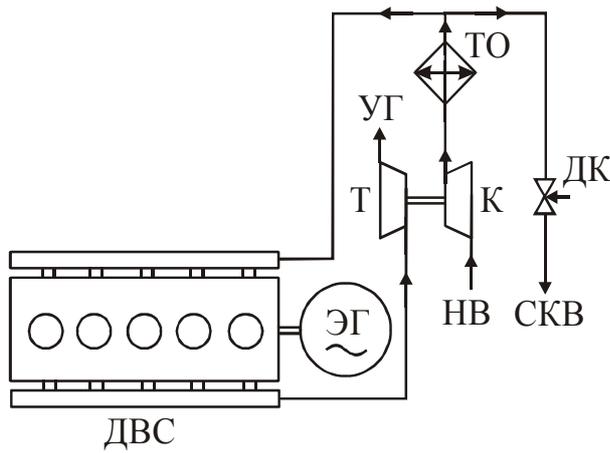


Рис. 1. Схема ТУКВ с дросселированием охлажденного наддувочного воздуха:  
 Т – утилизационная турбина; К – компрессор;  
 ТО – теплообменник-охладитель наддувочного воздуха; ЭГ – электро-генератор;  
 НВ – наружный воздух; УГ – уходящие газы

Такая ТУКВ по составу элементов не отличается от стандартной системы перепуска части наддувочного, но не охлажденного воздуха (перед ТО-ОНВ), на вход ТК для предотвращения недопустимого повышения давления в цилиндрах двигателя, что возможно при пониженных температурах воздуха на входе ТК:  $t_{нв} < -5\text{ }^\circ\text{C}$  [7]. Основной недостаток простой схемы – потери энергии сжатого воздуха при его дросселировании, которую можно было бы получить при условии расширения воздуха в турбодетандере.

Схема ТУКВ с турбодетандером, мощность которого используется для привода компрессора, приведена на рис. 2, а процессы кондиционирования воздуха в диаграмме  $d-I$  – на рис. 3, а и в диаграмме  $s-T$  – на рис. 3, б.

Процессы тепловлажностной обработки воздуха в турбодетандерном кондиционере обозначены следующим образом:

Н–1 – сжатие в компрессоре;

1–2 – охлаждение в ТО (1–1'' – охлаждение до состояния насыщения (точки росы 1''), соответствующего давлению наддува  $P_2$ ;

1''–2 – охлаждение с выпадением влаги); 2–3 – расширение в турбодетандере.

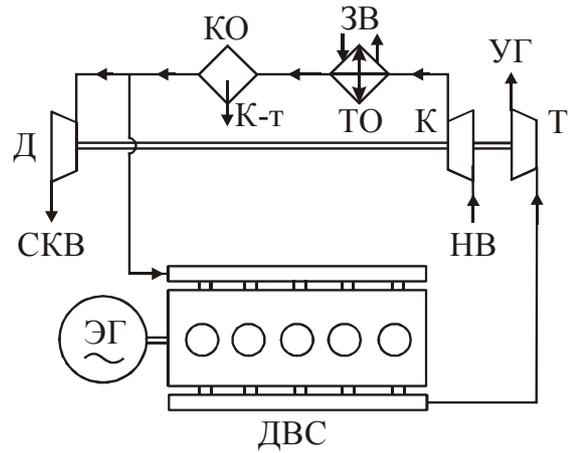


Рис. 2. Схема ТУКВ с турбодетандером:  
 Т – утилизационная турбина; К – компрессор;  
 ТД – турбодетандер; ТО – теплообменник-охладитель наддувочного воздуха;  
 ЭГ – электрогенератор; КО – каплеотделитель;  
 К-т – конденсат; НВ – наружный воздух;  
 УГ – уходящие газы; СКВ – система кондиционирования воздуха общесудовая

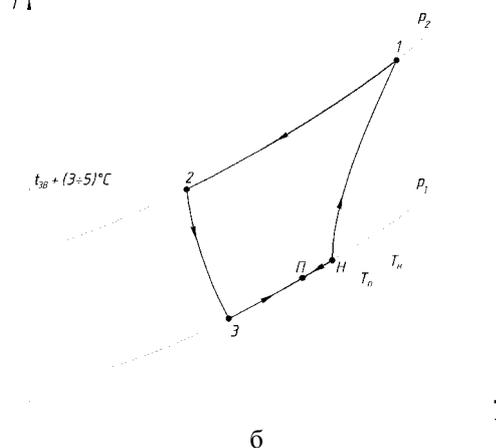
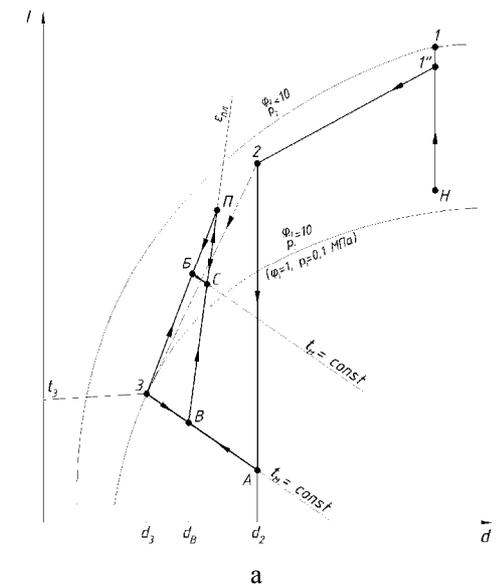


Рис. 3. Процессы тепловлажностной обработки воздуха в ТУКВ с турбодетандером

Процесс тепло- и влагоассимиляции в помещении на рис. 3,б показан условно линией 3–П, а на рис. 3,а изображен более подробно: т. А – воздух на выходе из турбодетандера в виде тумана – смеси насыщенного воздуха (т. 3) и капельной влаги в количестве  $\Delta d = d_2 - d_3$ . Капельная влага отделяется от воздуха в сепараторе (в схемах на рис. 1 и 2 сепаратор не показан). Смешение приточного насыщенного воздуха (т. 3) и ненасыщенного рециркуляционного воздуха кондиционируемого помещения (т. П) – линии 3–Б и П–Б. Процесс тепло- и влагоассимиляции в помещении – линия Б–П.

При неполном отделении влаги состояние воздуха характеризуется точкой тумана В. Смешение приточного влажного воздуха (т. В) и ненасыщенного рециркуляционного воздуха помещения (т. П), подсасываемого холодным воздухом в смесителе, например эжекционного типа) – линии В–С и П–С. При этом явная теплота рециркуляционного воздуха расходуется на испарение капельной влаги в количестве  $d_B - d_3$ , содержащейся в приточном влажном воздухе. В результате получают воздух с достаточно низкой температурой (т. С). Процесс смешения с испарением капельной влаги можно условно представить в виде двух последовательных процессов: смешения приточного насыщенного воздуха (т. 3) с рециркуляционным ненасыщенным воздухом помещения (т. П) – линии 3–Б и П–Б и адиабатического увлажнения смеси капельной влагой – линия Б–С. Процесс тепло- и влагоассимиляции в помещении – линия С–П.

Результаты расчетов показывают, что при исходных температурах воздуха, подаваемого на вход ТК двигателя, составляющих 35 °С (наружный воздух, соответствующий тропическим условиям эксплуатации) и 45 °С (воздух в машинном отделении), температура воздуха на выходе из турбодетандера может достигать –40 °С и –30 °С соответственно.

Как видно из рис. 3,а, процесс охлаждения наддувочного воздуха в теплообменнике ТО (линия 1–

2) на участке снижения его температуры ниже точки росы (линия 1"–2) сопровождается выпадением влаги в количестве  $\Delta d = d_H - d_2$ . Кроме того, влага выпадает также из влажного воздуха в состоянии тумана (т. А) после турбодетандера в количестве  $\Delta d = d_2 - d_3$  при полной ее сепарации с получением насыщенного воздуха в т. 3 или  $\Delta d = d_2 - d_B$  при неполной сепарации и влажным воздухом на выходе из сепаратора (т. В). Получаемая при этом вода может использоваться для хозяйственно-бытовых нужд, а после соответствующей химикобиологической обработки – как питьевая.

Холодопроизводительность ТУКВ может быть увеличена путем дополнительного (к водяному) охлаждения наддувочного воздуха в теплоиспользующей холодильной машине (ТХМ). Источником сбросной теплоты для ТХМ могут служить уходящие газы или наддувочный воздух после компрессора. В качестве рабочего тела в холодильных машинах применяются низкокипящие рабочие тела (НРТ), в частности, ознобезопасные хладоны R142b и R600 (н-бутан).

Применение ТЭХМ обеспечивает дополнительное (в дополнение к охлаждению в стандартном водяном ОНВ) снижение температуры наддувочного воздуха на входе турбодетандера на 20...40 °С и уменьшение температуры воздуха на выходе из него на 15...30 °С.

Кроме того, возрастает количество высаждаемой из влажного воздуха влаги, поскольку с понижением температуры охлаждающей наддувочный воздух среды увеличивается глубина охлаждения воздуха.

Результаты расчета количества влаги  $G_w$ , высаждаемой в течение часа в процессе охлаждения наддувочного воздуха от начальной его температуры  $t_{b1} = 45$  °С (после теплообменника водяного охлаждения) до конечной температуры  $t_{b2} = 15$  °С, в зависимости от начальной относительной влажности воздуха  $\phi$  при его давлении 0,2 МПа и расходах  $G_b = 0,5; 1,0$  и  $2,0$  кг/с.

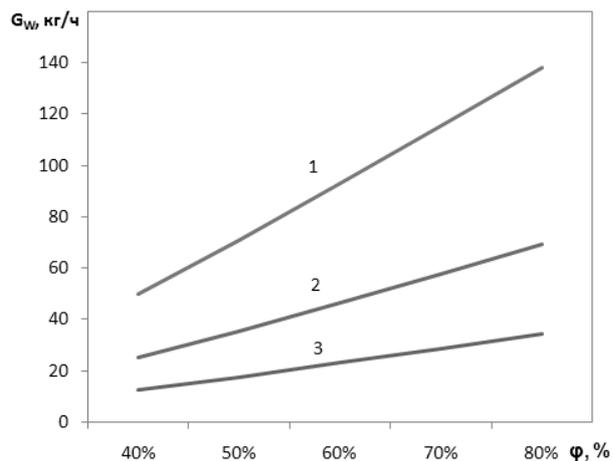


Рис. 4. Количество влаги  $G_w$ , высаждаемой в течение часа в процессе охлаждения наддувочного воздуха в ТХМ от начальной температуры  $t_{b1} = 45^\circ\text{C}$  до конечной температуры  $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$ , в зависимости от начальной относительной влажности  $\phi$  при расходах воздуха  $G_B$ : 1 –  $G_B = 2,0$  кг/с; 2 –  $G_B = 1,0$  кг/с; 3 –  $G_B = 0,5$  кг/с

Как видно, количество пресной воды, получаемой в процессе охлаждения наддувочного воздуха, составляет от 0,5 до 2,5 т/сутки в зависимости от расхода воздуха  $G_B$  (типа и мощности ДВС), а с учетом сепарации влаги из влажного воздуха на выходе из турбодетандера оно будет еще больше, что свидетельствует о целесообразности использования экологически безопасных ТУКВ в качестве опреснительных установок.

### Выводы

1. Применение турбодетандерной кондиционирующей установки обеспечивает повышение КПД судовых вспомогательных дизелей на 1,0...1,5 % за счет охлаждения воздуха на входе наддувочного турбокомпрессора.

2. Комбинированная турбодетандерная и эжекторная теплоиспользующая кондиционирующая установки обеспечивает приращение КПД вспомогательных дизелей на 2...3 %

3. Предложены схемные решения теплоиспользующих установок кондиционирования воздуха на входе судовых вспомогательных дизелей.

### Литература

1. Zinner K., Reinloin H. Thermodynamische Untersuchung über die Anwendbarkeit der Turbokühlung bei aufgeladenen vierfakt // Dieselmotoren, "MTZ". – 1964. – Nr. 5. – S. 188-195.

2. Heim K. Existing and Future Demands on the turbocharging of Modern Large Two-stroke Diesel Engines // 8<sup>th</sup> Supercharging Conference, Dresden, 1-2 October 2002.

3. Shiraishi K., Ono Y. Hybrid Turbocharger with integrated High Speed Motor-generator // Technical Review: Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. – 2007. – Vol. 44. – No. 1 (Mar.). – 3 p. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.mhi.co.jp/technology/review/pdf/e441/e441049.pdf>.

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

5. Savings with extra power [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [http://www.manbw.com/files/news/files06685/tcs\\_ptg\\_en.pdf](http://www.manbw.com/files/news/files06685/tcs_ptg_en.pdf) - TCS-PTG.

6. Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO<sub>2</sub> emission: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.mandiesel.com/files/news/files05055/P3339161.pdf>.

7. Schmid H. Less Emissions through Waste Heat Recovery // Green Ship Technology Conference, London, 28-29 April, 2004. – 10 p. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [http://www.wartsila.com/Wartsila/global/docs/en/ship\\_power/media\\_publications/technical\\_papers/sulzer/waste\\_heat\\_recovery.pdf](http://www.wartsila.com/Wartsila/global/docs/en/ship_power/media_publications/technical_papers/sulzer/waste_heat_recovery.pdf).

Поступила в редакцию 30.04.2008

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