

УДК 621.577

М.І. РАДЧЕНКО, Д.В. КОНОВАЛОВ, Л.М. ВОРОБІЙОВ

Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Україна

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ГАЗОВОГО ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ ТУРБОДЕТАНДЕРНИМ ОХОЛОДЖЕННЯМ ГАЗОПОВІТРЯНОЇ СУМІШІ

Проаналізовано ефективність газового двигуна внутрішнього згоряння та визначено резерви її підвищення, пов'язані з глибокою утилізацією енергії відхідних газів і охолодженням газоповітряної суміші на вході наддувного турбокомпресора. Запропоновано спосіб із розширенням відхідних газів до тиску нижче атмосферного, використанням енергії розширення у турбодетандерній холодильній машині охолодження газоповітряної суміші на вході турбокомпресора та підвищенням тиску відхідних газів до атмосферного компресором із приводом від турбодетандера. Наведено схемне рішення турбодетандерної системи охолодження газоповітряної суміші на вході.

Ключові слова: газовий двигун внутрішнього згоряння, утилізація, турбодетандер, охолодження, газоповітряна суміш.

Аналіз проблеми та постановка мети дослідження

На відміну від дизельних ДВЗ із відносно розвиненими системами утилізації їх вторинних енергоресурсів (ВЕР) – теплоти відхідних газів, наддувного повітря та охолоджуючою двигуни води, в газових ДВЗ (ГДВЗ) використання ВЕР поки що обмежується нагрівом води в економайзерних теплообмінниках із відведенням теплоти від відхідних газів. Проте саме у ГДВЗ є можливість глибокої утилізації теплової енергії відхідних газів, чого позбавлені ДВЗ на дизельному паливі, наявність сірки в якому виключає можливість зниження температури газів нижче 150 °С через небезпеку сірчистої корозії металевих поверхонь.

Завдяки високим коефіцієнтам корисної дії (ККД) і степеням підвищення тиску π_k сучасних наддувних турбокомпресорів (ТК) ($\eta_{ТК} = 0,70 \dots 0,75$ і $\pi_k = 3,5 \dots 4,5$) у ДВЗ утворюється надлишок енергії відхідних газів понад її величину, необхідну для приводу наддувного ТК [1]. В той же час ефективність ГДВЗ, як і дизельних, суттєво погіршується з підвищенням температури зовнішнього повітря на вході ТК [2 – 4]. То ж було б доцільним використовувати надлишкову енергію відхідних газів у турбодетандерних холодильних машинах (ТДХМ) для охолодження повітря ДВЗ.

Відомий спосіб використання енергії відхідних газів дизельних ДВЗ в газовій турбіні, що приводить наддувний компресор підвищеного тиску (понад тиск наддуву), із наступним зниженням температури стисненого повітря спочатку у водяному охолоджу-

вачі наддувного повітря (ОНП), у ГДВЗ – охолоджувачі газопарової суміші (ГПС), а потім у процесі розширення в турбодетандері до необхідного тиску наддуву двигуна [5]. Суттєве охолодження наддувного повітря у процесі розширення в турбодетандері можливе лише за умови значного додаткового попереднього підвищення його тиску в ТК. Оскільки в сучасних високонадувних ДВЗ степені підвищення тиску і так доволі високі ($\pi_k = 3,5 \dots 4,5$), то подальше їх підвищення на 0,2 МПа і більше буде супроводжуватись значним зниженням ККД ТК.

У роботах [6, 7] показана доцільність використання надлишкової енергії відхідних газів дизельних ДВЗ у турбодетандерних холодильних машинах (ТДХМ) для попереднього охолодження зовнішнього повітря на вході ТК. Головна перевага ТДХМ полягає у збільшенні не π_k , як у системах охолодження наддувного повітря двигунів [5], а продуктивності ТК по повітрю (без зменшення ККД ТК) і використанні цього надлишкового повітря як холодоагенту для попереднього охолодження зовнішнього повітря на вході ТК. Проте надлишок енергії відхідних газів у газових ДВЗ значно менший ніж у дизельних двигунах, що суттєво обмежує ефективність застосування ТДХМ. То ж необхідно задіяти додаткові енергетичні резерви.

Таким резервом є низькопотенційна енергія відхідних газів газових ДВЗ, яку можна було б використовувати в турбодетандері шляхом глибокого розширення газів до тиску нижче атмосферного – перерозширення, а підвищення тиску відхідних газів до атмосферного – здійснювати компресором із приводом від турбодетандера.

Мета роботи – підвищення ефективності газових ДВЗ попереднім охолодженням газоповітряної суміші на вході наддувних ТК у ТДХМ, що використовують енергію перерозширення відхідних газів.

Результати дослідження

З метою визначення резервів підвищення ефективності ГДВЗ, пов'язаних із використанням надлишкової, понад необхідну для наддуву, енергії відхідних газів для попереднього охолодження ГПС на вході наддувних ТК, було проведено розрахунок потужності утилізаційної турбіни N_T і компресора N_K наддувного ТК та визначено вплив основних факторів – температури $t_{нв}$ зовнішнього повітря на вході ТК і степені підвищення тиску π_K – на величину резерву потужності ТК для використання в ТДХМ для охолодження повітря на вході ТК.

Результати розрахунку потужності турбіни N_T і компресора N_K ТК газового ДВЗ, резерву потужності ТК в абсолютних $\Delta N_{TK} = N_T - N_K$ та відносних величинах $\Delta N_{TK} = (N_T - N_K) / N_K \cdot 100\%$ при $\pi_K = 4,0$ для газового і дизельного двигунів; резерву потужності ТК, віднесеного до ефективної потужності ДВЗ:

$$\Delta N_{TK}' = (N_T - N_K) / N_e \cdot 100\%$$

при $\pi_K = 3,0; 3,5$ і $4,0$; $\eta_K = 0,85$ в залежності від температури зовнішнього повітря $t_{нв}$ на вході ТК газового ДВЗ наведено на рис. 1.

При цьому приймалися незмінними температура води на вході ОНП $t_{w1} = 35\text{ }^\circ\text{C}$ та коефіцієнт ефективності ОНП $\eta_{ОНП} = (t_{k2} - t_s) / (t_{k2} - t_{w1}) = 0,75$, де t_{k2} і t_s – температури ГПС за наддувним компресором (на вході ОНП) і після ОНП. За базовий прийнято газовий двигун-генератор ДВГА-630, до складу якого входять газовий двигун 8ГЧН 25/34 з числом обертів 1500 хв^{-1} .

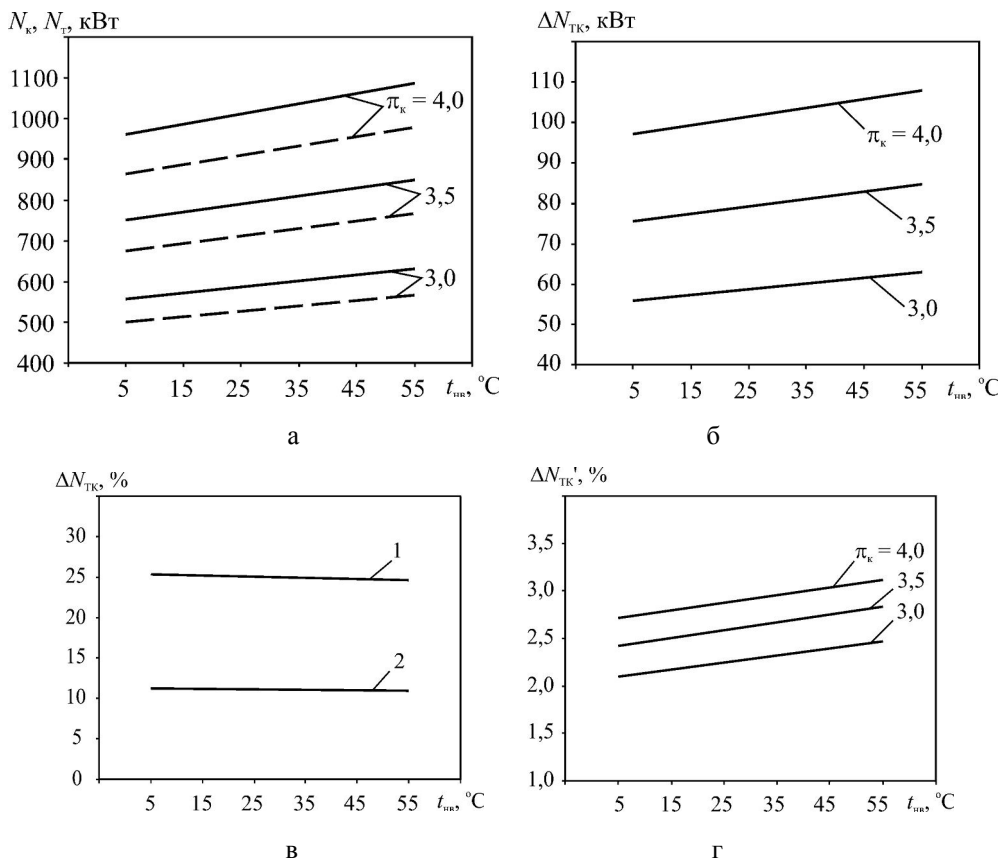


Рис. 1. Потужності турбіни N_T і компресора N_K ТК газового ДВЗ при $\pi_K = 3,0; 3,5; 4,0$ (а); резерв потужності ТК в абсолютних $\Delta N_{TK} = N_T - N_K$ (б) та відносних величинах $\Delta N_{TK} = (N_T - N_K) / N_K \cdot 100\%$ при $\pi_K = 4,0$ для газового і дизельного двигунів (в); резерв потужності ТК, віднесений до ефективної потужності ДВЗ, $\Delta N_{TK}' = (N_T - N_K) / N_e \cdot 100\%$ (г) в залежності від температури зовнішнього повітря $t_{нв}$ на вході ТК: газовий двигун 8ГЧН 25/34; — — N_T ; - - - - N_K ; 1 – дизельний ДВЗ; 2 – газовий ДВЗ

Як видно, при $\pi_K = 4,0$ потужність турбіни N_T перевищує потужність компресора N_K , необхідну для наддуву, на 11 % для газового і 25 % для дизельного двигунів (рис. 1,в). Віднесений до ефективної потужності N_e газового ДВЗ резерв потужності ТК $\Delta N_{TK}' = (N_T - N_K) / N_e \cdot 100\%$ незначний і становить

2,0...2,5 % при $\pi_K = 3,0$ та 2,7...3,2 % при $\pi_K = 4,0$, причому менші значення $\Delta N_{TK}'$ відносяться до $t_{нв} = 5\text{ }^\circ\text{C}$, а більші – до $t_{нв} = 55\text{ }^\circ\text{C}$.

Та обставина, що з підвищенням $t_{нв}$ відносний резерв потужності ТК $\Delta N_{TK}'$ зростає, свідчить про доцільність його використання для охолодження,

потреба в якому саме при високих $t_{нв}$, коли потужність N_e знижується. А те, що відносний резерв потужності ТК $\Delta N_{тк}'$ більший при більших π_k підтверджує доцільність його реалізації підвищенням тиску в ТК. Отже, аналіз наведених на рис. 1 залежностей дає підстави для напрямку реалізації резерву потужності ТК: охолодження ГПС на вході ТК із одночасним збільшенням π_k .

Вдвічі менша величина резерву потужності ТК $\Delta N_{тк}$ для газового ДВЗ порівняно з дизельним (рис. 1, в) вказує на необхідність у газових ДВЗ більш глибокої утилізації енергії відхідних газів, температура яких після турбіни ТК лишається доволі високою: $t_{г2} \approx 500^\circ\text{C}$.

Більш повна утилізація енергії відхідних газів газових ДВЗ можлива шляхом глибокого розширення відхідних газів до тиску нижче атмосферного (перерозширення) в турбодетандері як резерву додаткової потужності для приводу ТКТ. Підвищення тиску перерозширених відхідних газів (після турбодетандера) до атмосферного можна здійснювати бустерним компресором (із приводом від турбодетандера).

Припустимо, що в результаті охолодження в такій детандернотермопресорній холодильній машині (ДТПХМ) температура ГПС на вході ТК знизиться від $t_{нв} = 55^\circ\text{C}$ до $t_{нв} = 5^\circ\text{C}$. Встановлено, що при $t_{нв} = 5^\circ\text{C}$ за рахунок використання потужності турбіни перерозширення можна підвищити тиск наддувного ТК до $\pi_k = 4$ проти вихідної величини $\pi_k = 3$ при $t_{нв} = 55^\circ\text{C}$, причому практично при незмінній (навіть при меншій) температурі ГПС на нагнітанні ТК $t_{к2}$, тобто без підвищення термічної напруженості деталей циліндропоршневої групи (ЦПГ) порівняно з базовим двигуном при менших π_k . Розрахунки за програмою "Дизель-РК" показують, що збільшення ступеня наддуву π_k при одночасному зниженні температури ГПС $t_{нв}$ на вході наддувного ТК забезпечить зростання ефективних потужності двигуна N_e на 25...30 % та ККД η_e понад 1 %.

То ж доцільним є використання додаткової енергії перерозширення відхідних газів для збільшення не тільки продуктивності, але й тиску ГПС (підвищення π_k) у наддувному ТК.

На рис. 2 наведена схема утилізаційної турбодетандерної системи охолодження (ТДХМ) із перерозширенням відхідних газів до тиску нижче атмосферного і наступним його підвищенням до атмосферного, використанням одержаної при цьому механічної енергії для збільшення тиску (π_k) та продуктивності наддувного ТК, охолодженням стисненої надлишкової ГПС спочатку у водяному охолоджувачі наддувної ГПС (ОНП), а потім у процесі розширення в детандері, змішуванням охолодженої ГПС після детандера з основною ГПС на вході ТК.

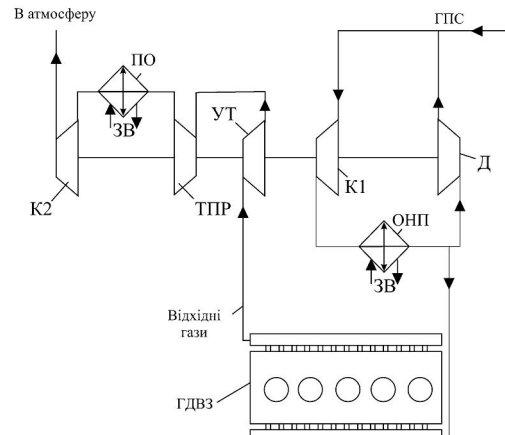


Рис. 2. Схема системи охолодження ГПС на вході ГДВЗ у турбодетандерній холодильній машині з турбіною перерозширення і бустерним компресором: УТ – утилізаційна турбіна основна; ТПР – турбіна перерозширення; К1 – наддувний компресор; К2 – бустерний компресор контуру перерозширення; ОНП – охолоджувач наддувної ГПС; ПО – проміжний охолоджувач відхідних газів; Д – детандер; Н – насос; ЗВ – заборотна вода

Особливістю ТДХМ є наявність контуру перерозширення, в який від основної утилізаційної турбіни надходять відхідні газы при тиску, близькому атмосферному. В турбіні перерозширення (ТПР) тиск газів знижується, приміром до $0,35 \cdot 10^5$ Па. Проміжний охолоджувач (ПО) відхідних газів забезпечує зниження їх температури (залежно від температури охолоджуючої води) на вході бустерного (підтискувального) компресора і, відповідно, скорочення витрат потужності на стискання.

Встановлено, що в діапазоні зміни температури зовнішнього повітря $t_{нв} = 55 \dots 5^\circ\text{C}$ завдяки охолодженню ГПС на вході наддувного ТК у ТДХМ тиск наддуву може бути збільшений на $(1,0 \dots 1,5) \cdot 10^5$ Па при збереженні незмінною термічної напруженості ЦПГ ГДВЗ.

Розрахунки показали, що охолодження ГПС на вході наддувного ТК в ТДХМ, яка використовує енергію перерозширення відхідних газів, із одночасним збільшенням тиску (π_k) наддувного ТК забезпечує підвищення ефективної потужності N_e газового ДВЗ і скорочення питомої витрати палива g_e на 2...3 % залежно від температури повітря.

Висновки

Запропоновано спосіб глибокої утилізації енергії відхідних газів ГДВЗ із використанням енергії їх перерозширення в турбодетандері для охолодження ГПС на вході наддувного ТК і збільшення ступеня наддуву ТК π_k .

Завдяки використанню енергії перерозширення відхідних газів зі зниженням їх тиску до $(0,35 \dots 0,55) 10^5$ Па і охолодженню ГПС на вході наддувного ТК у ТДХМ тиск наддуву може бути збільшений на $(1,0 \dots 1,5) 10^5$ Па при збереженні незмінної термічної напруженості деталей ЦПГ ГДВЗ.

Дослідження виконано за фінансової підтримки Державного фонду фундаментальних досліджень МОН України у рамках гранту Президента України (Розпорядження Президента України від 16.12.2008 р. № 336/2008-рп).

Література

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

2. Двигатели внутреннего сгорания. Кн. 1. Теория рабочих процессов / В.Н. Луканин, К.А. Мо-

розов, А.С. Хачиян и др. – М.: Высш. шк., 2007. – 479 с.

3. Influence of Ambient Temperature Conditions on Main Engine Operation: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005.

4. Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO₂ emission: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005.

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

6. Радченко А.Н. Энергосберегающий экологически безопасный судовый кондиционер на базе дизельгенератора / А.Н. Радченко, А.И. Бузник // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – № 10 (57). – С. 118-122.

7. Радченко Р.Н. Охлаждение воздуха на входе судовых ДВС утилизационной воздушной холодильной машиной / Р.Н. Радченко, А.И. Бузник // Вестник двигателестроения. – 2008. – № 3. – С. 77-81.

Поступила в редакцию 28.05.2010

Рецензент: д-р техн. наук, профессор В.И. Живица, Одесская национальная морская академия, Одесса.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ТУРБОДЕТАНДЕРНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ ГАЗОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ

Н.И. Радченко, Д.В. Коновалов, Л.М. Воробьев

Проанализировано эффективность газового двигателя внутреннего сгорания и определено резервы ее повышения, связанные с глубокой утилизацией энергии отходящих газов и охлаждением газозвушной смеси на входе наддувочного турбокомпрессора. Предложено способ работы с расширением отходящих газов до давления ниже атмосферного, использованием энергии расширения в турбодетандерной холодильной машине охлаждения газозвушной смеси на входе турбокомпрессора и повышением давления отходящих газов до атмосферного компрессором с приводом от турбодетандера. Приведено схемное решение турбодетандерной системы охлаждения газозвушной смеси на входе.

Ключевые слова: газовый двигатель внутреннего сгорания, утилизация, турбодетандер, охлаждение, газозвушная смесь

INCREASING THE EFFICIENCY OF GAS INTERNAL COMBUSTION ENGINE BY TURBOEXPANDER COOLING OF GAS-AIR MIXTURE

N.I. Radchenko, D.V. Kononov, L.N. Vorobyov

The efficiency of gas internal combustion engine was analyzed and reserves of its increasing by deep utilization of heat of exhaust gases and cooling gas-air mixture at the inlet of scavenger turbocompressor were determined. The performance with expanding of exhaust gases to the sub barometric pressure, utilizing the expansion energy in turboexpander refrigeration machine for cooling of gas-air mixture at the inlet of turbocompressor and increasing the pressure of exhaust gases up to barometric one in the turbocompressor driven by the turboexpander was proposed. The schema of turboexpander system for cooling of gas-air mixture was given.

Key words: gas internal combustion engine, utilization, turboexpander, cooling, gas-air mixture.

Радченко Микола Іванович – д-р техн. наук, проф., професор Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, e-mail: andrad69@mail.ru.

Коновалов Дмитро Вікторович – канд. техн. наук, доцент, доцент Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколи, Україна.

Воробйов Леонід Миколайович – магістрант Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколи, Україна.