

УДК 621.578

Д. В. КОНОВАЛОВ, Г. О. КОБАЛАВА, С. І. СТАРОДУБЕЦЬ

*Херсонська філія Національного університету кораблебудування
імені адмірала Макарова, Україна*

СИСТЕМА ОХОЛОДЖЕННЯ НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ СУДНОВОГО ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ ТЕРМОПРЕСОРОМ З УПОРСКУВАННЯМ ПЕРЕГРІТОЇ ВОДИ

Проаналізовано схемне рішення із застосуванням термopесора в складі багатоконтурної системи охолодження середньообертового двигуна суднової енергетичної установки. Розглянуто спосіб підвищення ефективності процесу розпилення перегрітої відносно температури насичення води в термopесорі. Як показали дослідження, застосування перегрітої води для упорскування в термopесор системи охолодження наддувного повітря судових двигунів дає можливість збільшити відносне підвищення тиску повітря на виході з термopесора на 5...8 %, з відповідним зменшенням потужності турбокомпресора двигуна.

Ключові слова: термогазодинамічна компресія, термopесор, система охолодження, двигун, наддувне повітря, упорскування перегрітої води.

1. Аналіз проблеми і постановка мети дослідження

Забезпечення оптимальних початкових параметрів робочого циклу шляхом вдосконалення системи турбонаддуву є одним з резервів підвищення ефективності ДВЗ у складі судових енергетичних установок. Скорочення потужності, яку споживає турбокомпресор наддувного повітря, забезпечує утворення резерву потужності турбіни турбокомпресора, яку можна передавати на вал двигуна або використовувати для приводу електрогенератора.

Застосування термогазодинамічної компресії (термopесії) в системі турбонаддуву ДВЗ дозволяє поєднати два процеси – контактне охолодження наддувного повітря і підвищення тиску, які забезпечують скорочення витрат потужності компресора [1]. Для здійснення цих процесів застосовують термopесор [2, 3, 4].

Термopесія (термогазодинамічна компресія) – це підвищення тиску газу в процесі миттєвого випаровування води, упорскуваної в газовий (повітряний) потік, прискорений до швидкості, близької звуковій [2]. При цьому на випаровування води відводиться теплота від наддувного повітря, в результаті чого знижується його температура.

При русі двофазної суміші в секції випаровування термopесора можна виділити три характерні режими (рис. 1) [3]. В області, що безпосередньо примикає до площини упорскування, має місце режим І, коли вплив лобового опору крапель рідини переважає над всіма іншими діями і визначає пове-

дінку потоку. При цьому відбувається збільшення числа Маха, статичний тиск потоку знижуються, а температура рідини підвищується, наближаючись до температури насичення. Велика швидкість газового потоку сприяє інтенсивному випаровуванню рідини. Аеродинамічний опір крапель на цій ділянці переважає над позитивним ефектом випаровування [3]. Падіння тиску ΔP^I внаслідок аеродинамічного опору на режимі І може бути досить значним і складати 5...15 % [3]. Поступово різниця в швидкості газу і рідини зменшується і вплив лобового опору крапель знижується. Підвищення температури рідини значно збільшує швидкість випаровування. Наступає момент, коли визначальним процесом є випаровування рідини – режим ІІ. При цьому швидкість потоку і число Маха зменшуються, а повний і статичний тиск зростають (рис. 1). На цьому режимі позначається уповільнююча дія газу на рідину, оскільки в деякій області рідина має швидкість більшу, ніж швидкість газу. Це сприяє деякому підвищенню тиску, втраченому в режимі І. Маса рідини поступово зменшується в наслідок випаровування, звідси до потоку в режимі ІІ повертається менше енергії, ніж затрачується в режимі І.

Поступово швидкість випаровування знижується внаслідок зменшення площі поверхні крапель і скорочується різниця в швидкості і температурі фаз. Поверхневе тертя, що було до цього відносно незначним, стає переважаючим чинником – режим ІІІ. В дифузорі відбувається зниження швидкості парогазової суміші і підвищення статичного тиску.

Робочий процес реального термopесора бажа-

но організувати так, щоб звести до мінімуму втрати енергії в режимі I і повністю виключити режим III [3].

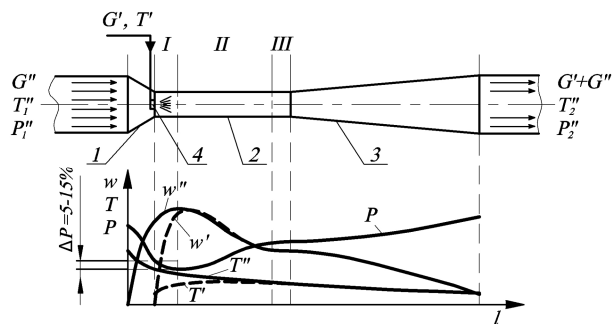


Рис. 1. Характер зміни параметрів в термопресорі:

1 – сопло; 2 – робоча камера; 3 – дифузор;
4 – форсунка; P – тиск; T , T' – температура рідини і газу (повітря); w' , w'' – швидкість краплинної рідини і газу (повітря); G' , G'' – витрата рідини на упорскування і газу (повітря)

Значний вплив на роботу термопресора здійснюють конструктивні чинники [3], від яких залежить число Маха-Маєвського M на вході в секцію випаровування. Число M визначає величину енергії парового потоку. При низьких числах M швидкість випаровування невелика, що призводить до збільшення довжини ділянки випаровування та відповідно до зростання втрат енергії на тертя. З підвищенням числа M відбувається більш інтенсивне випаровування на більш короткій ділянці секції випаровування при відповідно менших втратах на тертя.

На роботу термопресора впливає також такий режимний чинник, як організація подачі та розпилення рідини. До системи упорскування рідини пред'являється ряд вимог [3]:

- 1) достатньо дрібне розпилення;
- 2) рівномірний розподіл крапель у поперечному перерізі каналу;
- 3) максимальна швидкість упорскуваної рідини;
- 4) невеликий аеродинамічний опір конструкції форсунки.

Діаметр краплі рідини доволі сильно впливає на довжину ділянки випаровування і швидкісний режим: із зменшенням первинного розміру краплі довжина ділянки випаровування і втрати на тертя значно зменшуються.

Упорскування води збільшує коефіцієнт тертя на 10...20 %, отже для того, щоб уникнути подальшого збільшення втрат, необхідно знижувати аеродинамічний опір конструктивних елементів системи. З цією метою бажано розмішувати пристрої системи упорскування в потоці з малою швидкістю газу (пе-

ред соплом) і виконувати їх більш обтічної форми [3, 5, 6].

Створення досконалої конструкції для розпилення рідини має певні труднощі. На сьогоднішній день для термопресорів застосовують найпростіші за конструкцією системи пневматичного розпилення рідини в потоці газу (повітря) з малою швидкістю, або відцентрові форсунки з невеликим тиском і відносно грубим розпиленням.

Застосування вдосконалених систем підведення і розпилення води, які відповідають наведеним вимогам, дозволить в значній мірі збільшити ефект від термогазодинамічної компресії при відносно низьких витратах води.

Одним з перспективних сучасних способів покращення ефективності розпилення є використання перегрітої води, що, наприклад, при реалізації упорскування води на вході компресора газопаротурбінної установки дозволяє підвищити ККД установки на 1...2 % [7–9]. В термопресорних системах такий спосіб розпилення рідини, перегрітої відносно температури насичення, раніше не розглядався.

Мета дослідження – оцінка ефективності системи охолодження наддувного повітря суднового середньообертового ДВЗ із застосуванням термопресора з упорскуванням перегрітої води.

2. Результати дослідження

Для сучасних середньообертових двигунів (СОД) у складі суднових енергетичних установок, як правило, застосовують багатоконтурну систему охолодження (рис. 2). При цьому в охолоджувачі наддувного повітря (ОНП) застосовують дві секції охолодження: високотемпературну, в якій теплота відводиться від повітря до води системи охолодження двигуна, та низькотемпературну з відведенням теплоти до контуру прісної води центрального охолоджувача.

Проаналізовано і досліджено схемне рішення із застосуванням термопресора у складі багатоконтурної системи охолодження суднового СОД (рис. 3). Термопресор встановлено за турбокомпресором перед ОНП. Таке рішення дозволяє вилучити зі складу ОНП високотемпературну секцію, залишивши тільки низькотемпературну секцію для доохолодження повітря перед ресивером до заданої температури 45 °С. З метою поліпшення якості розпилення води в термопресорній системі запропоновано здійснювати попередній підігрів води в теплообміннику ПВ до температури 85...90 °С за рахунок теплоти води на виході з системи охолодження двигуна. Наступний перегрів води до температури 100...120 °С здійснюється за рахунок утилізації теплоти відхідних газів в утилізаційному котлі (УК).

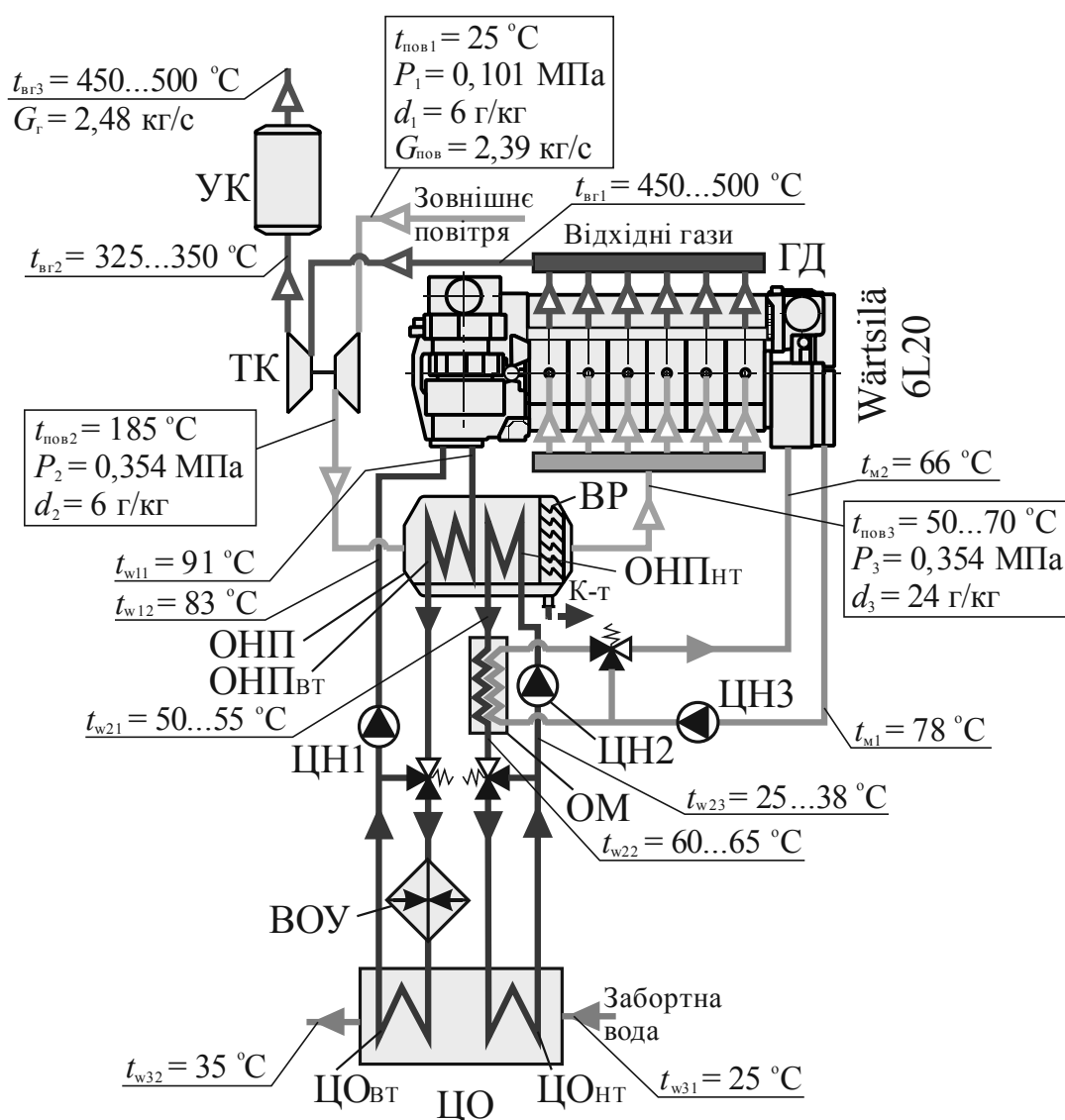


Рис. 2. Багатоконтурна система охолодження середньообертового головного суднового двигуна: ГД – головний двигун; УК – утилізаційний котел; ТК – турбокомпресор; ОНП – охолоджувач наддувального повітря; ВР – відокремлювач рідини; ОНП_ВТ – високотемпературна секція ОНП; ОНП_НТ – низькотемпературна секція ОНП; ЦО – центральний охолоджувач; ЦО_ВТ – високотемпературна секція центрального охолоджувача; ЦО_НТ – низькотемпературна секція центрального охолоджувача; ЦН1, ЦН2, ЦН3 – циркуляційні насоси; ОМ – охолоджувач масла; ВОУ – водоопріснювальна установка

Окрім зменшення енергетичних витрат на організацію безпосередньо процесу розпилення, це дозволяє повертати частину низькопотенційної теплоти в цикл енергетичної установки разом з упорскуваною водою, що, у свою чергу, дозволяє підвищити коефіцієнт використання теплоти.

Особливості процесу контактної охолодження в термопресорі наддувального повітря перегрітою водою полягають в наступному.

При контактному охолодженні повітряного потоку перегрітою водою відбувається ряд процесів, які взаємно впливають один на одного. Визначальними

є процеси тепло- і вологообміну між повітрям і водою. Залежно від відношення між паровмістом насиченого повітря біля краплі води і паровмістом в об'ємі повітря відбувається або випаровування, або конденсація [8, 9]. В процесі контакту повітря з краплями упорскованої перегрітої води, біля поверхні краплі утворюється шар насиченого повітря з температурою води. Внаслідок цього, якщо повітря не насичене, з'являється рушійна сила вологообміну, при якому пара, яка утворилася навколо поверхні краплі, переходить в прилеглі шари повітря і далі під дією дифузії поширюється в загальному об'ємі.

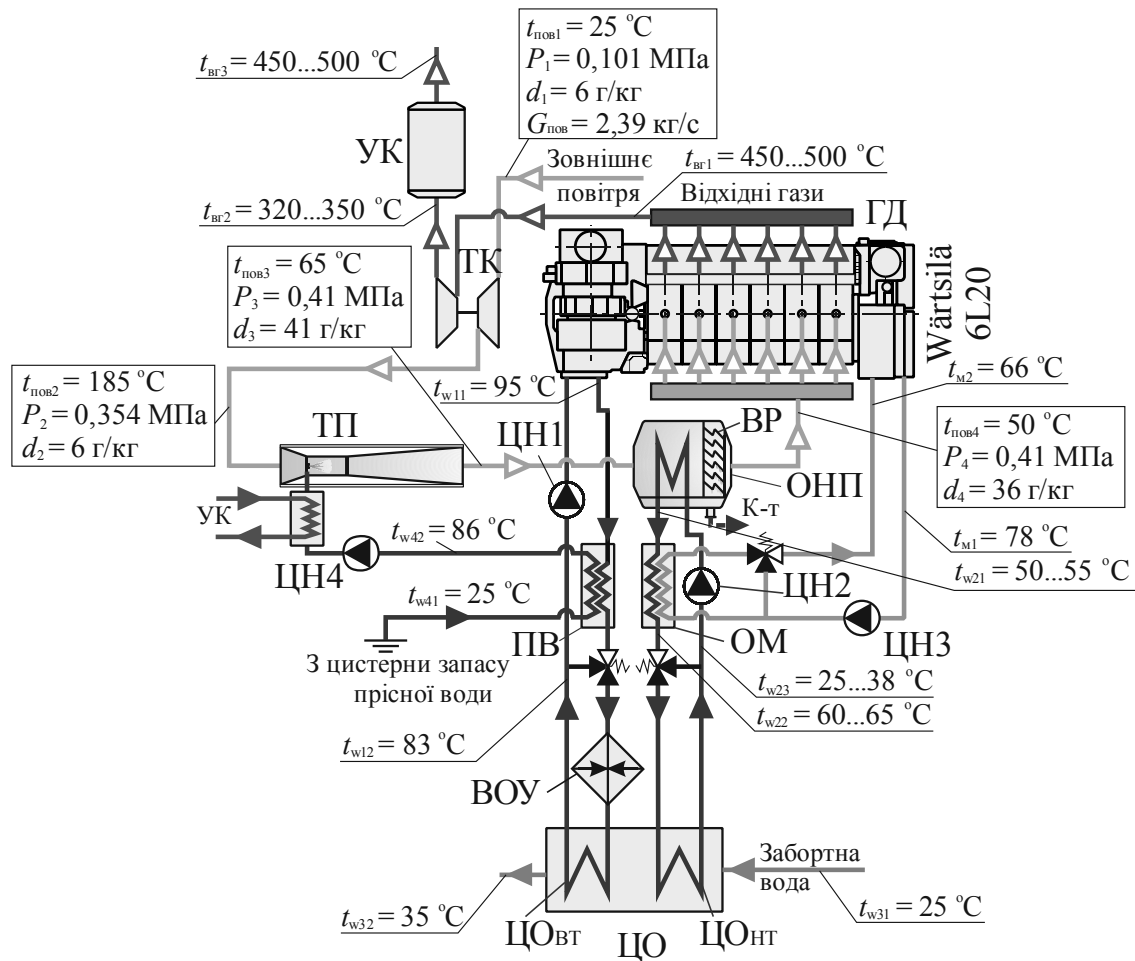


Рис. 3. Багатоконтурна система охолодження середньообертового головного суднового двигуна з використанням термopесopа: ГД – головний двигун; УК – утилізаційний котел; ТК – турбокомпресор;

ОНП – охолоджувач наддувального повітря; ВР – відокремлювач рідини;

ТП – термopесop; ПВ – теплообмінник для підігріву води; ЦО – центральний охолоджувач;

ЦО_{ВТ} – високотемпературна секція центрального охолоджувача; ЦО_{НТ} – низькотемпературна секція центрального охолоджувача; ЦН1, ЦН2, ЦН3, ЦН4 – циркуляційний насос; ОМ – охолоджувач масла;

ВОУ – водоопріснювальна установка

Процес масопереносу відбувається бурхливо в момент випаровування крапель води, у зв'язку з різницею парціальних тисків в прилежовому шарі краплі і в основному об'ємі повітря.

Кількість явної теплоти, яка передається від повітря до краплі [10, 11]:

$$dQ_{\text{явн}} = \alpha \cdot (t'' - t') dF \cdot 10^{-3}, \quad (1)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К);

t' – температура повітря, °С;

t'' – температура краплі води °С.

Кількість прихованої теплоти випаровування краплі [2]:

$$dQ_{\text{np}} = \sigma \times r \times (d'' - d_n) dF, \quad (2)$$

де σ – коефіцієнт вологопереносу, кг/(м²·с);

r – скрита теплота випаровування краплі, кДж/кг;

$(d'' - d_n)$ – різниця вологовмістів повітря в основному об'ємі і ненасиченого повітря навколо краплі.

Теплота передається від повітря до крапель води шляхом конвекції. Рушійною силою тепловіддачі є різниця температур повітря і крапель води, а вологообміну – різниця вологовмісту в основному об'ємі і насиченого повітря навколо краплі [11].

Загальний тепловий потік:

$$dQ = dQ_{\text{явн}} + dQ_{\text{скр}}. \quad (3)$$

Температура краплі води, при якій повний теплообмін між повітрям і краплею дорівнює нулю, тобто $dQ_{\text{яв}} = dQ_{\text{пр}}$, є температурою повітря по мокрому термометру (змінення температури води припиняється). Проте, в ненасиченому повітряному потоці, відведення теплоти не припиняється і продовжується при постійній температурі крапель. Цей процес супроводжується зволоженням повітря, тобто випаровуванням води. Теплота, необхідна для цього випаровування, забирається від того ж наддувного повітря, в результаті чого його температура знижується.

Зважаючи на вищевикладене, було розроблено спеціальний програмний комплекс на основі відомих методик розрахунку термопресорних апаратів [2, 3, 5], а також із врахуванням особливостей процесу контактного охолодження наддувного повітря перегрітою водою.

Розрахунок термопресорної системи здійснено для головного суднового СОД фірми "Wartsila" марки 6L20 ($N_e = 1200$ кВт, $n = 1000$ хв.⁻¹).

Упорскування перегрітої води (температура 120 °С) дозволяє мінімізувати або зовсім виключити з робочого процесу термопресора режим І (рис. 4). Це відбувається внаслідок того, що краплі води одразу починають інтенсивно випаровуватися (відсутній підігрів до температури насичення). Як видно, процес підвищення тиску здійснюється з ділянки І, а не ІІ, що зменшує втрати тиску через вплив лобового опору крапель рідини. Підвищення тиску в термопресорі без упорскування перегрітої води складає $\Delta P_{\text{тп}} = 0,031$ МПа (9 %). Зменшення режиму І в робочому процесі термопресора дозволяє додатково підвищити тиск ще на 0,025 МПа (6 %), загальне підвищення тиску складе 0,056 МПа (15 %).

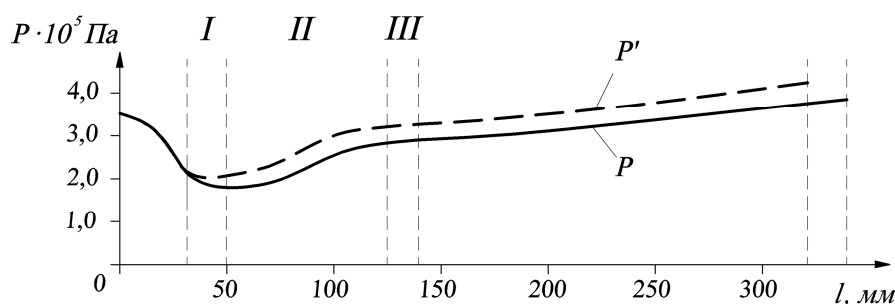


Рис. 4. Залежності зміни тиску P відносно довжини проточної частини термопресора l при різних температурах упорскуваної води $t_{w1} = 50$ °С; 120 °С
($\pi_k = 3,5$; $t_{\text{пов1}} = 185$ °С; $G_{\text{пов}} = 2,39$ кг/с; $G_w = 0,1$ кг/с);
_____ - при $t_{w1} = 50$ °С; _____ - при $t_{w1} = 120$ °С

Аналіз результатів дослідження показує (рис. 5-8), що при збільшенні температури води на упорскування в термопресор з 25 °С до 120 °С, тобто до температури вище температури насичення при тиску в робочій камері, втрати тиску на режимі І зменшуються, і, як наслідок, збільшується загальне підвищення тиску $\Delta P_{\text{тп}}$. Так для $\pi_k = 2,5$ при швидкості повітря на вході в робочу камеру $M = 0,35$ зменшення втрат тиску склало $\Delta P_{\text{тер}}'' = 0,3 \cdot 10^4$ Па (1 %), при загальному підвищенні тиску $\Delta P_{\text{тп}} = 0,4 \cdot 10^4$ Па (2 %), що на 0,8 % вище, ніж при упорскуванні води без перегріву. Для швидкості повітря на вході в робочу камеру $M = 0,95$: $\Delta P_{\text{тер}}'' = 2,6 \cdot 10^4$ Па (10 %), $\Delta P_{\text{тп}} = 2,6 \cdot 10^4$ Па (10 %) – на 7 % вище, ніж при упорскуванні води без перегріву.

Для $\pi_k = 3,5$ при $M = 0,35$: зменшення втрат тиску склало $\Delta P_{\text{тер}}'' = 0,4 \cdot 10^4$ Па (1 %), $\Delta P_{\text{тп}} = 0,8 \cdot 10^4$ Па (2 %) – на 0,8 % вище, ніж при упорскуванні води без перегріву. При швидкості повітря на вході в робочу камеру $M = 0,95$: $\Delta P_{\text{тер}}'' = 3,7 \cdot 10^4$ Па (10 %),

$\Delta P_{\text{тп}} = 5,6 \cdot 10^4$ Па (15 %) – на 8 % вище, ніж при упорскуванні води без перегріву.

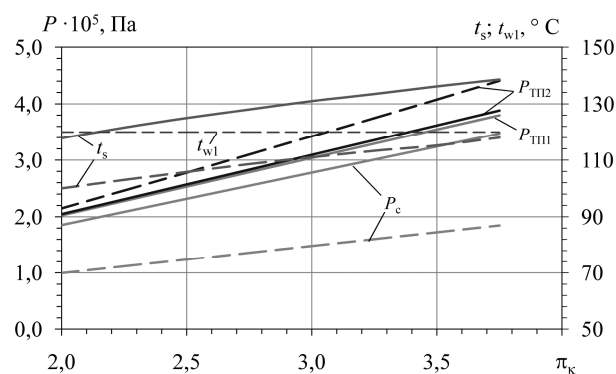


Рис. 5. Залежності тиску на вході в термопресор $P_{\text{тп1}}$, на виході $P_{\text{тп2}}$, після сопла P_c , температури насичення водяної пари t_s від ступеня підвищення тиску в турбокомпресорі π_k і різних швидкостях повітря на вході в робочу камеру термопресора:
_____ - при $M = 0,35$; _____ - при $M = 0,95$

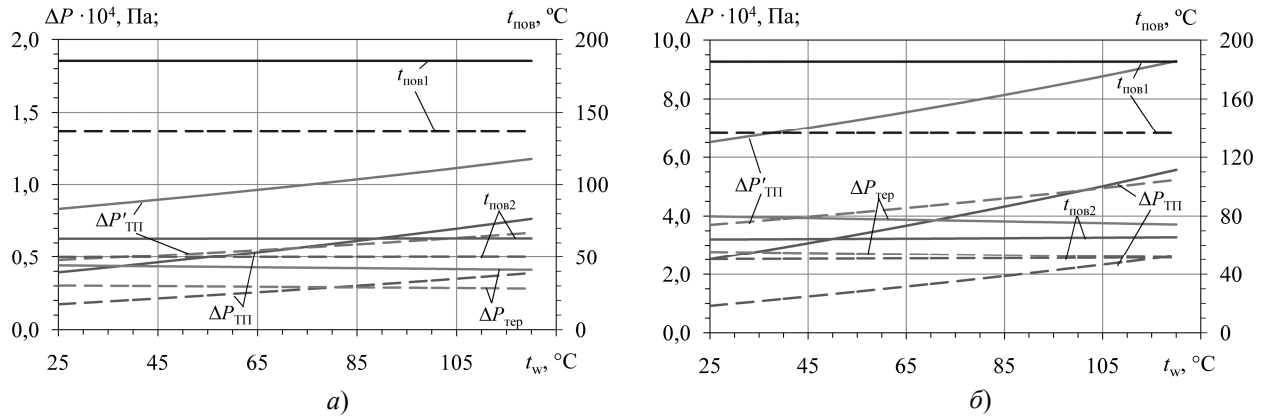


Рис. 6. Залежності зміни тиску ΔP повітря, втрат тиску повітря через аеродинамічний опір $\Delta P_{тер}$, температури повітря $t_{пов}$ від температури води t_w при різних ступенях підвищення тиску в турбокомпресорі $\pi_k = 2,5; 3,5$ і швидкостях повітря на вході в робочу камеру термодвигателя: а) - $M = 0,35$; б) - $M = 0,95$;

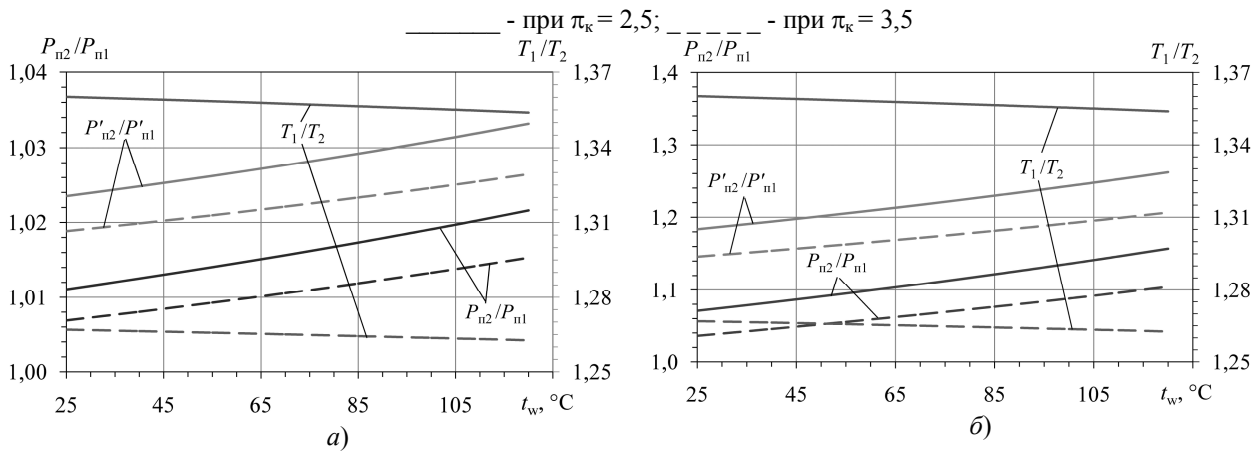


Рис. 7. Залежності відносної зміни тиску P_{n2}/P_{n1} повітря та відносного зниження температури T_1/T_2 від температури води t_w при різних ступенях підвищення тиску в турбокомпресорі $\pi_k = 2,5; 3,5$ і швидкостях повітря на вході в робочу камеру термодвигателя: а) - $M = 0,35$; б) - $M = 0,95$;

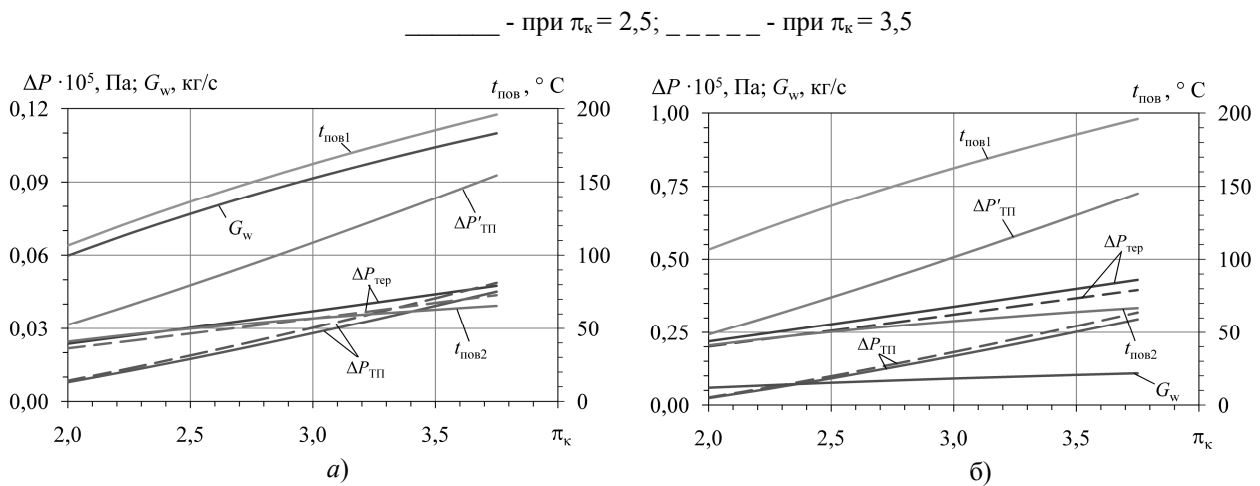


Рис. 8. Залежності зміни тиску ΔP повітря, втрат тиску повітря через аеродинамічний опір $\Delta P_{тер}$, температури повітря $t_{пов}$, витрати води на впорскування G_w від ступеня підвищення тиску в турбокомпресорі π_k і швидкостях повітря на вході в робочу камеру термодвигателя:

а) - $M = 0,35$; б) - $M = 0,95$;

_____ - при $\pi_k = 2,5$; - - - - - при $\pi_k = 3,5$

Температура повітря на виході з термопресора складала $t_{\text{пов}2} = 52^\circ\text{C}$ (відносне зниження температури $T_1/T_2 = 1,26$), вологовміст $d_{\text{пов}2} = 31$ г/кг – для $M = 0,95$ і $\pi_k = 2,5$. Для $M = 0,95$ і $\pi_k = 3,5$ – $t_{\text{пов}2} = 66^\circ\text{C}$ (відносне зниження температури $T_1/T_2 = 1,35$), вологовміст $d_{\text{пов}2} = 41$ г/кг. Отримані параметри повітря на виході з термопресора відповідають рекомендованим для даного типу двигуна фірмовим виробником, згідно яких температура наддувного повітря після ОНП не повинна перевищувати $50...70^\circ\text{C}$).

Застосування на упорскування води, перегрітої відносно температури насичення (рис. 7), дозволяє додатково підвищити тиск за термопресором на $(\Delta P_{\text{ТП}} - \Delta P_{\text{ТП}}) = 0,05...0,3 \cdot 10^4$ Па ($1...8\%$). Кількість води, що упорскується в термопресор (рис. 8) складає $G_w = 0,06...0,11$ кг/с ($2...5\%$ від витрати наддувного повітря).

Висновки

1. Використання перегрітої води для упорскування в термопресор системи охолодження наддувного повітря суднових двигунів є перспективним способом підвищення ефективності процесу розпилення, який дозволяє в значній мірі збільшити ефект від термогазодинамічної компресії – додаткове підвищення тиску в термопресорі складає $5...8\%$.

2. Упорскування перегрітої води в термопресор дозволяє мінімізувати або зовсім виключити з робочого процесу режим І, пов'язаний із впливом лобового опору крапель рідини, що в свою чергу зменшує втрати тиску на аеродинамічний опір на даній ділянці на 8% .

3. Перегрів води пропонується здійснювати за рахунок утилізації теплоти відхідних газів в утилізаційному котлі. Це дозволить повернути частину низькопотенційної теплоти в цикл енергетичної установки разом з упорскуваною водою, що, у свою чергу, дозволить підвищити коефіцієнт використання теплоти.

Література

1. Коновалов, Д. В. Термопресорні системи охолодження суднових ДВЗ [Текст] / Д. В. Коновалов // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2011. – № 10 (87). – С. 44–48.
2. Вулис, Л. А. Термодинамика газовых потоков [Текст] / Л. А. Вулис. – Москва, Ленинград : Госэнергоиздат, 1950. – 304 с.
3. Степанов, И. Р. Некоторые задачи движения газа и жидкости в каналах и трубопроводах энергоустановок [Текст] / И. Р. Степанов, В. И. Чудинов. – Ленинград : Наука. Ленингр. отделение, 1977. – 199 с. – (АН СССР, Кольск. филиал им. С.М. Кирова).

4. Суднова газотурбинна установка з термопресорним підвищенням тиску в контурі перерозширення [Текст] / Д. В. Коновалов, М. І. Радченко, О. В. Бойко, О. О. Пекун // *Наукові праці [Одеської національної академії харчових технологій]*. – 2014. – Вип. 45(1). – С. 77–81.

5. Коханский, А. И. Повышение эффективности работы двухступенчатой холодильной установки на основе применения термогазодинамического эффекта [Текст] / А. И. Коханский, А. Н. Богач, В. И. Живица. // *Холодильная техника*. – 1980. – №1. – С. 25–30.

6. Anticipated economic return from application of the ejector heat exchanger for light fraction hydrocarbon condensation on the petroleum storage depot [Text] / I. Butovskyi, V. Kogut, N. Zhikhareva, M. Khmelniuk // *Холодильна техніка та технологія*. – 2016. – С. 25–28.

7. Chaker, Mustapha. Key parameters for the performance of impaction-pin nozzles used in inlet fogging of gas turbine engines [Text] / Mustapha Chaker // *Proceedings of ASME turbo expo*, 2005. – Paper No: GT2005-68346.

8. Дикий, М. О. Підвищення ефективності ГПТУ «Водолій» охолодженням повітряного потоку в компресорі [Текст] / М. О. Дикий, А. С. Соломаха, В. Г. Петренко // *Наукові вісті НТУУ КІП*. – 2011. – № 5. – С. 31–34.

9. Jafarmadar, S. Numerical Simulation of Flash Boiling Effect in a 3-Dimensional Chamber Using Computational Fluid Dynamic Techniques [Text] / S. Jafarmadar, A. Jahangirani // *International Journal of Engineering*. – 2016. – С. 87–95.

10. Михайловский, Г. А. Термодинамические расчеты процессов парогазовых смесей [Текст] / Г. А. Михайловский. – Л., Машигиз, 1962. – 184 с.

11. Захаров, Ю. В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины [Текст] / Ю. В. Захаров. – СПб. : Судостроение, 1994. – 504 с.

References

1. Konvalov, D. V. Termopresorni systemy okho-lodzhennya sudnovykh DVZ [The termopressor systems of cooling air of engine ships]. *Aviacijno-kosmicna tehnika i tehnologia – Aerospace technic and technology*, 2011, no. 10 (87), pp. 44–48.
2. Vulis, L. A. Termodinamika gazovykh potokov [Thermodynamics of gas flows]. Moscow, Leningrad, Gosener-goizdat Publ., 1950. 304 p.
3. Stepanov, I. R., Chudinov, V. I. Nekotoryye zadachi dvizheniya gaza i zhidkosti v kanalah i truboprovodah energoustanovok [Some problems of the motion of gas and liquid in the channels and pipelines of power plants]. Leningrad, Nauka Publ., 1977. 199 p.
4. Konvalov, D. V., Radchenko, M. I., Boyko, O. V., Pekun O. O. Sudnova hazoturbinnna ustanovka z termopresornym pidvyshchennym tysku v konturi pererozshyrennya [Ship gas-turbine plant with thermocouple pressure increase in the over-extension circuit].

Naukovi pratsi Odes'koyi natsional'noyi akademiyi kharchovykh tekhnolohiy, 2014, vol. 45(1), pp. 77–81.

5. Kohanskiy, A. I., Bogach, A. N., Zhivitsa, V. I. Povyishenie effektivnosti raboty dvuhstupenchatoy holodilnoy ustanovki na osnove primeneniya termogazodinamicheskogo effekta [Increase of the efficiency of the two-stage refrigeration unit based on the application of the thermogasdynamic effect]. *Holodilnaya tekhnika*, 1980, no. 1, pp. 25–30.

6. Butovskiy, I., Kogut, V., Zhikhareva, N., Khmelniuk, M. Anticipated economic return from application of the ejector heat exchanger for light fraction hydrocar-bon condensation on the petroleum storage depot. *Kholodyl'na tekhnika ta tekhnolohiya*, 2016, pp. 25–28.

7. Chaker, Mustapha. Key parameters for the performance of impaction-pin nozzles used in inlet fogging of gas turbine engines. *Proceedings of ASME turbo expo*, 2005, paper No: GT2005-68346.

8. Dykyi, M. O., Solomakha, A. S., Petrenko, V. H. Pidvyshchennia efektyvnosti HPTU «Vodolii» okholodzhenniam povitrianoho potoku v kompresori [Improved HPTU "Aquarius" cooling air flow in the compressor]. *Naukovi visti NTUU KPI*, 2011, no. 5, pp. 31–34.

9. Jafarmadar, S., Jahangirami, A. Numerical Simulation of Flash Boiling Effect in a 3-Dimensional Chamber Using Computational Fluid Dynamic Techniques. *International Journal of Engineering*, 2016, pp. 87–95.

10. Mihaylovskiy, G. A. *Termodinamicheskie raschetyi protsessov parogazovyykh smesey* [Thermodynamic calculations of the processes of combined-gas mixtures]. Leningrad, Mashgiz Publ., 1962. 184 p.

11. Zaharov, Yu. V. *Sudovyye ustanovki konditsionirovaniya vozduha i holodilnyie mashiny* [Air-conditioning and refrigerating machinery]. SPb., Sudostroenie Publ., 1994. 504 p.

Поступила в редакцию 15.04.2017, рассмотрена на редколлегии 7.06.2017

СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВЧНОГО ВОЗДУХА СУДОВОГО ДВС ТЕРМОПРЕССОРОМ С ВПРЫСКОМ ПЕРЕГРЕТОЙ ВОДЫ

Д. В. Коновалов, Г. А. Кобалава, С. И. Стародубец

Проанализировано схемное решение с применением термопрессора в составе многоконтурной системы охлаждения судового среднеоборотного двигателя. Рассмотрен способ повышения эффективности процесса распыления перегретой относительно температуры насыщения воды в термопрессоре. Применение перегретой воды для впрыска в термопрессор системы охлаждения наддувочного воздуха судовых двигателей даёт возможность увеличить относительное повышение давления воздуха на выходе из термопрессора на 5...8 %, с соответствующим уменьшением мощности турбокомпрессора двигателя.

Ключевые слова: термогазодинамическая компрессия, термопрессор, система охлаждения, двигатель, наддувочный воздух, впрыск перегретой воды.

THE CHARGE AIR COOLING SYSTEM OF THE SHIP'S INTERNAL COMBUSTION ENGINE BY THE THERMOPRESSOR WITH OVERHEATING WATER INJECTION

D. V. Konovalov, H. A. Kobalava, S. I. Starodubets

The scheme solution by using thermopressor as the part of three-circuit cooling system of the medium-speed marine engine is analyzed. The way to improve of the efficiency of the water spray process in the thermopressor is considered. Using of overheated water injection in the thermopressor of the charge air cooling system makes it possible to increase the relative increase air pressure at the outlet thermopressor to 5...8 %, with a corresponding reduction in the power of the engine turbocharger.

Key words: thermogasdynamic compression, thermopressor, cooling system, engine, charge air cooling, superheated water injection.

Коновалов Дмитро Вікторович – канд. техн. наук, доцент кафедри теплотехніки, Херсонська філія Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Херсон, Україна, e-mail: dimitriy_ko@mail.ru.

Кобалава Галина Олександрівна – аспірант, Херсонська філія Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Херсон, Україна, e-mail: lavamay@mail.ua.

Стародубець Сергій Ігорович – студент, Херсонська філія Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Херсон, Україна, e-mail: snaiper1506@gmail.com.

Konovalov Dmitriy Victorovich – Candidate of Technical Science, associate professor of Thermal Engineering, The Kherson Branch of the National University of Shipbuilding named after Admiral Makarov, Kherson, Ukraine, e-mail: dimitriy_ko@mail.ru.

Kobalava Halina Aleksandrovna – Graduate student, The Kherson Branch of the National University of Shipbuilding named after Admiral Makarov, Kherson, Ukraine, e-mail: lavamay@mail.ua.

Starodubets Sergiy Igorovich – Student, The Kherson Branch of the National University of Shipbuilding named after Admiral Makarov, Kherson, Ukraine, e-mail: snaiper1506@gmail.com.