

УДК 622.577

**Д.В. КОНОВАЛОВ***Херсонська філія Національного університету кораблебудування ім. Макарова, Україна***ЗАСТОСУВАННЯ ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНОГО ЕФЕКТУ ДЛЯ ПРОМІЖНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ В СИСТЕМАХ НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ ДВЗ**

*В роботі розроблено та проаналізовано схемні рішення термопресорної системи для проміжного охолодження наддувного повітря ДВЗ. Запропоновано упорскувати воду в термопресор з надлишком, який доцільно випаровувати при стисканні наддувного повітря у другій ступені компресора, що наближує процес стискання до ізотермічного і забезпечує додаткове зменшення роботи компресора на стискання. Запропоновано воду, що відводиться у процесі охолодження вологого повітря, використовувати для упорскування в термопресор, що робить систему термопресора автономною. Як показали дослідження, скорочення потужності, яку споживають компресори двоступінчастої системи наддува, склали 2,0...3,5 %, за рахунок чого, в свою чергу, вдалося підвищити потужність ДВЗ на 0,4...0,7 %.*

**Ключові слова:** термопресор, наддувне повітря, турбокомпресор, контактне охолодження, двигун внутрішнього згоряння.

**Вступ**

Вдосконалення системи турбонадуву є одним з перспективних напрямків підвищення ефективності сучасних ДВЗ. Дослідження, проведені в [1], показали що комплексне використання проміжного поверхневого охолодження і додаткового контактного внутрішнього охолодження наддувного повітря при стисканні в компресорі другого ступеню шляхом упорскування води з наступним розширенням у детандері (повітряна холодильна машина) забезпечує глибоке охолодження наддувного повітря, відповідно скорочення потужності компресора другого ступеню і, як наслідок, вивільнення частини потужності турбіни ТК. Подальшим розвитком цього напрямку може бути застосування ефекту термогазодинамічної компресії (термопресії), що поєднує обидва процеси – контактне охолодження і підвищення тиску, які забезпечують скорочення витрат потужності компресора. Ефект термопресії являє собою процес підвищення тиску повітря (газа) у процесі миттєвого випаровування рідини, упорскуваної в потік, прискорений до швидкості, близької до звукової. Сумісна дія турбулізації прискореного повітряного потоку і миттєвого випаровування забезпечує ефективний розпил упорскуваної води, причому за умов малого об'єму камери утворення повітряноводяної суміші на вході компресора другого ступеню.

**Метою роботи** є підвищення термодинамічної ефективності ДВЗ шляхом проміжного охолодження наддувного повітря з одночасним підвищенням його тиску, і як наслідок, скорочення потужності, що споживають компресори, та відповідне зростання потужності ДВЗ.

**1. Системи охолодження наддувного повітря ДВЗ і особливості процесів в термопресорному апараті**

Основною задачею охолодження наддувочного повітря є: підвищення потужності ДВЗ і зниження теплового навантаження деталей циліндропоршневої групи. Застосування проміжного охолодження наддувочного повітря дозволяє підвищити потужність двигуна приблизно на 2,5...3,0 % на кожні 10% зниження температури повітря [2]. На рис. 1 наведено схему системи охолодження наддувного повітря з двоступінчастим стисненням повітря.

Особливістю багатоступінчастих систем турбонадуву є охолодження повітря між ступенями компресорів в проміжному охолоджувачі повітря (ПОП). охолоджувач наддувного повітря (ОНП) за останнім компресором являє собою декілька секцій: контур системи гарячого водопостачання та опалення і охолодження забортною водою. За ОНП встановлюються віддільники рідини (ВР).

В роботі Ву Дик Бао, Б.Г. Тимошевського, Ю.Л. Мошенцева [1] запропоновано комплексне використання внутрішнього охолодження повітря в компресорі турбонадуваного агрегату шляхом вприску охолоджуючої рідини і турбодетандерної системи для глибокого охолодження наддувного повітря. Така комплексна система дозволила забезпечити оптимальні параметри повітря на вході в циліндри двигуна, а також перерасподілити складові теплового та енергетичного балансу в сторону підвищення показників ДВЗ. Для тропічних умов експлуатації зниження питомої витрати палива склали 10...15 г/(кВт·год). Але

спосіб з упорскуванням буде ефективним тільки у випадку відповідного дрібного розпилу рідини. Застосування механічних форсунок для організації розпилу не досить ефективно, до того ж це призводить до додаткових аеродинамічних опорів і звісно втрат тиску, що зменшує ефект від впорскування води. Зважаючи на це термопресорне охолодження може дозволити з одного боку забезпечити інтенсивне охолодження повітря, а з другого – забезпечить значно більш ефективне розпилення води в потоці газу зі швидкістю біля звукової.

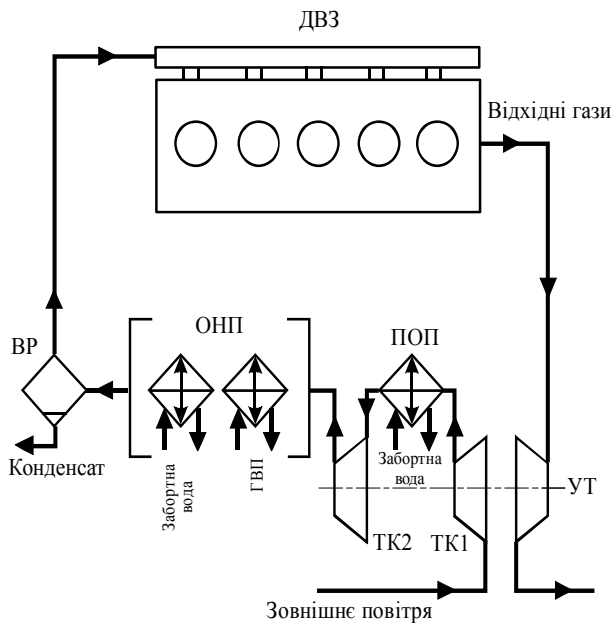


Рис. 1. Схема системи охолодження надувного повітря суднового середньообертового дизеля:  
 ВР – віддільник рідини;  
 ОНП – охолоджувач надувного повітря;  
 ТК1, ТК2 – турбокомпресори першої і другої ступеней стиснення;  
 ГВП – система гарячого водопостачання;  
 ПОП – проміжний охолоджувач повітря

Питання теорії термогазодинамічної компресії (термопресії), конструювання і експериментальне дослідження термопресора отримали деяке освітлення в науковій літературі [3 – 6].

В реальному термопресорі процес розширення газу відбувається в добре спрофільованому соплі практично адіабатно. У вузьку частину сопла, де потік газу рухається із швидкістю близькою до звукової, подається потік рідини, дрібно розпилюється за допомогою спеціальних форсунок. В ділянці випаровування відбувається взаємодія цих потоків, що виражається в розгоні і дробленні крапель і деякому гальмуванні газового потоку, підігріві і випаруванні крапель, зниження температури газового потоку і збільшення його тиску.

Результати експериментальних і теоретичних досліджень [4, 6] дозволили авторам зробити висно-

вок, що підвищення повного тиску на 20 % цілком досяжно. Проведені досліди на малих моделях термопресора і низьких значеннях початкових температур показали, що відносний ефект термогазодинамічної компресії може досягати 30%.

Розрахунок термогазодинамічної компресії здійснюється за методиками [3, 5]. Повне підвищення тиску для реального термопресора визначається за рівнянням [5]:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{-\frac{B \cdot \text{км}^2}{2}} - \frac{\left(\xi_m + \xi_{\text{тр}} \frac{1}{D}\right) \rho \alpha_{\text{дф}}^2 M^2}{2P_1},$$

де  $B = 1 - 2 \cdot (C_p / C_{\text{впр}})$ ;  $1/D$  – відношення довжини до діаметру камери змішування;  $\alpha_{\text{дф}}$  – швидкість звуку двофазного потоку;  $\xi_m, \xi_{\text{тр}}$  – коефіцієнти опору: місцевий і тертя по довжині.

## 2. Аналіз роботи термопресорного апарата для проміжного охолодження надувного повітря

На рис. 2 наведена схема із застосуванням термопресора у якості ПОП за турбокомпресором першої ступені.

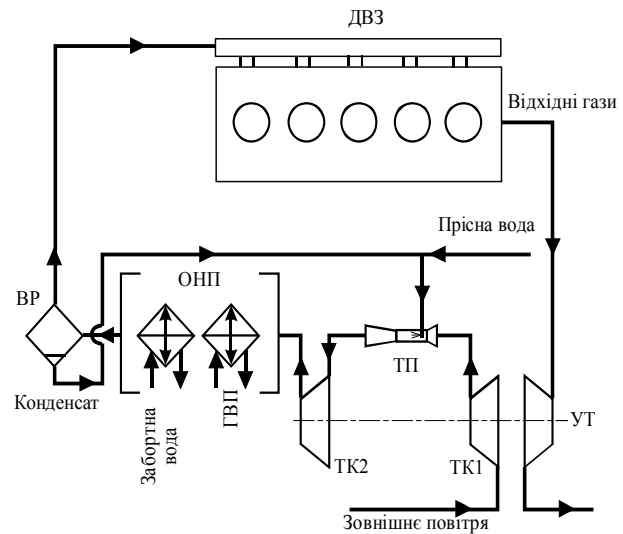


Рис. 2. Схема системи охолодження надувного повітря із застосуванням термопресора:  
 ВР – віддільник рідини;  
 ОНП – охолоджувач надувного повітря;  
 ТК1, ТК2 – турбокомпресори першої і другої ступеней; ТП – термопресор;  
 ПОП – проміжний охолоджувач повітря;  
 УТ – утилізаційна турбіна;  
 ГВП – система гарячого водопостачання

Повітря стискається турбокомпресором першої ступені ТК1. Стиснене повітря має високу температуру і його охолодження здійснюється у термопресорі ТП. Після цього повітря повторно стискається у

турбокомпресорі другої ступені ТК2 і охолоджується забортною водою в охолоджувачі наддувного повітря. Завдяки газодинамічній компресії температура повітря значно знижується, а тиск підвищується.

Аналіз ефективності схем проводився відносно стандартних схем охолодження наддувного повітря в двоступінчастих турбокомпресорах. Розрахунки здійснені для середньообертвого двигуна 5L21/31 фірми MAN B&W ( $N_e = 1000$  кВт,  $n = 1000$  об/хв).

Підвищення тиску в термопресорі  $\Delta P_{тп}$  значно залежить від величини зниження температури при охолодженні  $\Delta t_{тп}$ , а отже велике значення має температура повітря на вході  $t_{тп1}$ .

Температура перед термопресором відповідає температурі повітря на нагнітанні турбокомпресора першого ступеня.

Як показали розрахунки, ефект термопресії склав: у випадку з ідеальним термопресором –  $\Delta P_{тп} = 8,5 \dots 13,0$  % (рис. 3, а) (втрати тиску на подолання гідравлічних опорів не враховуються) та для реального термопресора  $\Delta P_{тп} = 2,0 \dots 6,5$  % (рис. 3, б).

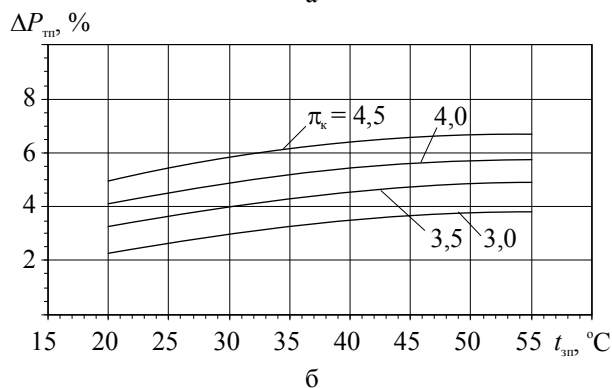
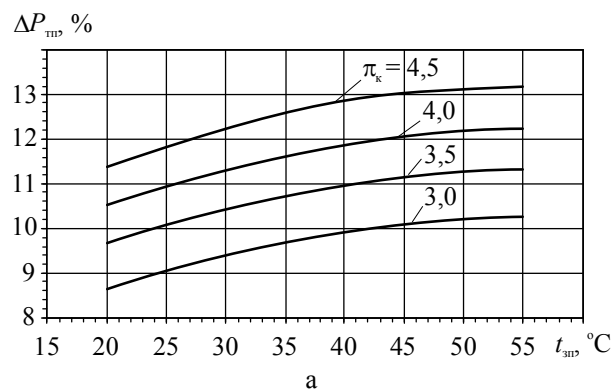


Рис. 3. Відносне підвищення повного тиску в ідеальному термопресорі  $\Delta P_{тп} = P_{тп2}/P_{тп1}$  (а) і в реальному термопресорі (б) при різних  $\pi_k$  в залежності від температури повітря на всмоктуванні  $t_{тп1}$

Більші значення тисків відповідають більш високим температурам зовнішнього повітря (45...55 °C). Підвищення тиску за термопресором знижує  $\pi_k$  турбокомпресорної установки. При загальному для двоступінчастої схеми  $\pi_k = 4,6$  сумарна степінь підвищення

тиску для турбокомпресорів знижується до  $\pi_k = 4,3 \dots 4,4$ , а при загальному  $\pi_k = 3,0$  – до 2,8...2,9.

З іншого боку підвищення температури повітря на всмоктуванні збільшує роботу на стискування і як наслідок потужність ТК. Крім того вприскування води в термопресор двоступінчастої схеми збільшує масову витрату робочого тіла в компресор другої ступені, що підвищує в свою чергу потужність турбокомпресора другої ступені  $N_{тк2}$ . Однак, підвищення тиску в термопресорі має визначальний вплив, тому при збільшенні температури на всмоктуванні  $t_{тп}$  призводить не до зменшення економії потужності  $\Delta N_{тк}$ , а навпроти до її збільшення (рис. 4). У випадку двоступінчастої схеми стиснення можна побачити збільшення  $\Delta N_{тк}$  (з 8 до 12 кВт або з 2,0 до 3,5 % відносно потужності ТК і з 0,4 до 0,7 % відносно потужності ДВЗ) лише в діапазоні температур  $t_{тп} = 20 \dots 40$  °C (рис. 4, 5). З подальшим підвищенням  $t_{тп}$  спостерігається незначне зменшення  $\Delta N_{тк}$ . Це насамперед обумовлено збільшенням витрати води  $G_w$  (рис. 6) на вприскування у термопресор (до 0,2 %) з одного боку та незначним підвищенням тиску у термопресорі  $\Delta P_{тп}$  біля 2...6 %.

Таким чином, можна спостерігати максимальні значення  $\Delta N_{тк}$  для двоступінчастої схеми при температурах  $t_{тп} = 25 \dots 30$  °C, які складають 3,5 % відносно потужності ТК і 0,7 % відносно потужності двигуна.

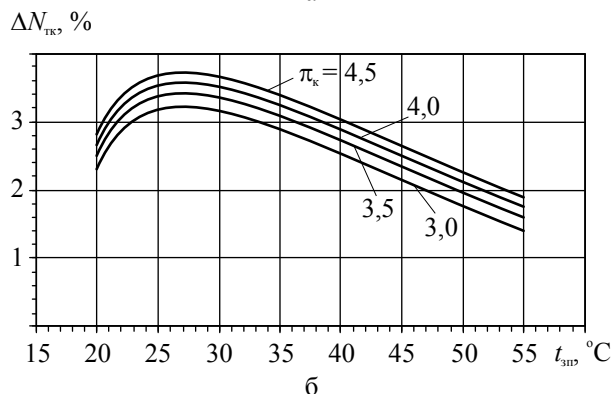
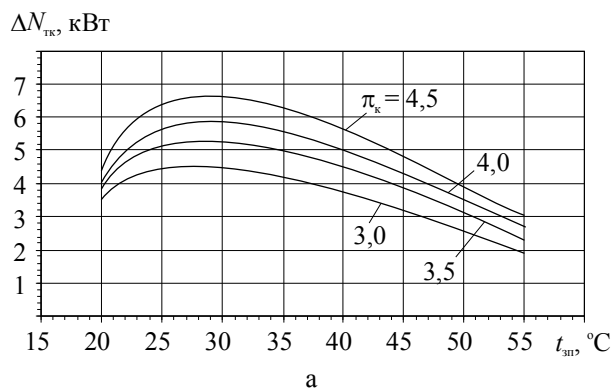


Рис. 4. Зменшення потужності турбокомпресорів  $\Delta N_{тк}$  в кВт (а) і в % (б) при різних  $\pi_k$  в залежності від температури повітря на всмоктуванні  $t_{тп1}$

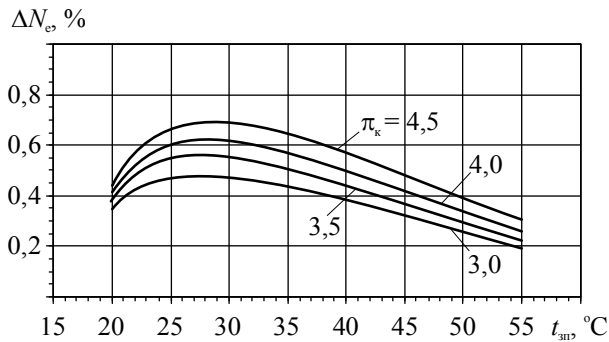


Рис. 5. Відносний приріст потужності ДВЗ  $\Delta N_{кр}$  при різних  $\pi_k$  в залежності від температури повітря на всмоктуванні  $t_{zn}$

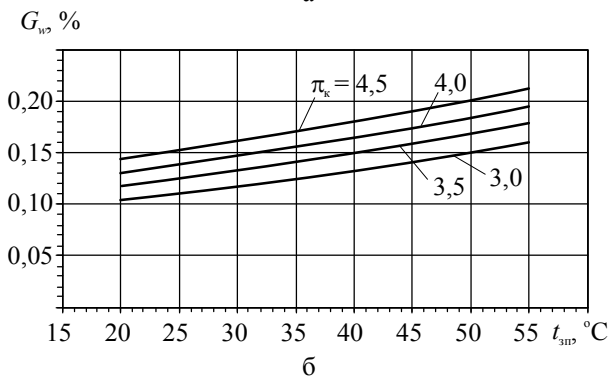
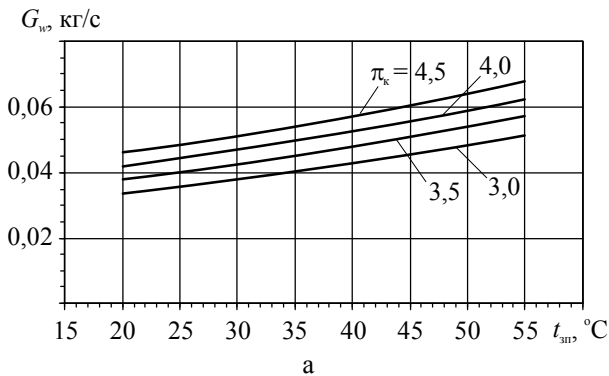


Рис. 6. Абсолютна  $G_w$  (а) і відносна  $g_w$  (б) витрати води в термопресорі при різних  $\pi_k$  в залежності від температури повітря на всмоктуванні  $t_{zn}$

Витрата води, що необхідна для повного випаровування у термопресорі (рис. 6)  $G_w$  складає 0,03...0,07 кг/с або 0,1...0,2 % відносно витрати наддувного повітря. Застосування термопресора між ступенями ТК у двоступінчастій схемі дає можливість забезпечити більш високий рівень розпилю води в повітряному потоці завдяки досить високим швидкостям ( $M = 0,80...0,95$ ) високій турбулізації потоку. При впорскуванні більшій за необхідну кількості води вона може до випаровуватися на всмоктуванні у ТК. Це забезпечить додаткове зменшення роботи компресора на стиснення, а відповідна організація двофазного газового потоку – більш високу ефективність процесів теплообміну в порівнянні з впорскуванням води через традиційні

форсунки. Крім того застосування форсунок значно збільшує гідравлічний опір [4, 6], а це знизить ефект від термопресії  $\Delta P_{тп}$ . З іншого боку неповне випаровування води у термопресорі зменшить втрати тиску в самому термопресорі, що напроти буде збільшувати  $\Delta P_{тп}$  [6].

Під час охолодження повітря в ОНП двоступінчастої схеми має місце значне випадіння вологи, внаслідок високого вмісту  $d$  і низької температури точки роси. Вологу, що сконденсувалася доречно застосовувати для впорскування у термопресор (рис. 2), таким чином забезпечивши відсутність необхідності в отриманні додаткової кількості прісної води для підтримання робочого процесу у ТП.

З рис. 7 видно, що при температурах  $t_{zn} = 25...35$  °C баланс води в установці  $\Delta G_w = 0$  т/доб, тобто в термопресор впорскується стільки рідини скільки конденсується у ОНП, а при температурах вище 35 °C кількість води, що конденсується буде вище і  $\Delta G_w$  складатиме до 8 т/доб. При  $t_{zn} = 20$  °C витрата води на термопресор вище, тому  $\Delta G_w = 0,5...1,0$  т/доб.

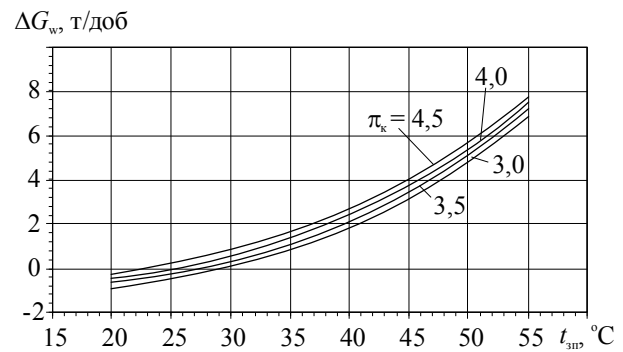


Рис. 7. Добові витрати води  $\Delta G_w$  при різних  $\pi_k$  в залежності від температури повітря на всмоктуванні  $t_{zn}$

### Висновки

1. Застосування термопресорів у системах охолодження наддувного повітря дає можливість скоротити потужність, яку споживають компресори,  $N_{тк}$  для двоступінчастої схеми стиснення наддувного повітря – на 2,0...3,5 %, за рахунок чого в свою чергу підвищити потужність двигуна на 0,4...0,7 % в залежності від температури зовнішнього повітря  $t_{zn}$  і ступені підвищення тиску  $\pi_k$ .

2. Виявлено наявність максимумів скорочення споживаної турбокомпресорами потужності  $\Delta N_{тк}$  завдяки проміжному охолодженню наддувного повітря термопресором при різних  $\pi_k$  та визначено діапазон температур зовнішнього повітря на вході ТК  $t_{zn} = 20...40$  °C, в якому мають місце максимуми  $\Delta N_{тк}$ .

3. Встановлено, що при двоступінчастому стисканні визначальний вплив на потужність  $N_{тк}$ , яку

споживає ТК, має підвищення тиску в термопресорі порівняно зі збільшенням витрати зволоженого повітря через ТК (на величину витрати упорскуваної води), завдяки чому зменшується потужність ТК  $N_{TK}$ .

4. Визначено відносні (віднесені до витрати повітря) масові витрати води, яку необхідно упорскувати при повному її випаровуванні в термопресорі, що склали 0,1...0,2 %.

5. При двоступінчастому наддуві запропоновано упорскувати воду в термопресор з надлишком (понад ту її кількість, що випаровується у термопресорі), який доцільно випаровувати при стисканні наддувного повітря у другій ступені ТК, що наближує процес стискання до ізотермічного і забезпечує додаткове зменшення роботи компресора на стискання.

6. Запропоновано воду, що відводиться у процесі охолодження вологого повітря в охолоджувачі наддувного повітря (ОНП) або в поверхневому охолоджувачі на вході ТК, використовувати для упорскування в термопресор, що робить систему термопресора самодостатньою – автономною.

## Література

1. Мошенцев Ю.Л. Охлаждение наддувочного воздуха с использованием воздушной холодильной машины / Ю.Л. Мошенцев, Б.Г. Тимошевский, В.Д. Бао // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2001. – Вып. 23. – С. 90 – 92.

2. Двигатели внутреннего сгорания. Кн. 1. Теория рабочих процессов / В.Н. Луканин, К.А. Морозов, А.С. Хачиян и др. – М.: Высш. шк., 2007. – 479 с.

3. Вулис Л.А. Термодинамика газовых потоков / Л.А. Вулис. – М.:Л.: Госэнергоиздат, 1950. – 304 с.

4. Ерофеев В.Л. Экспериментальное исследование термопресора / В.Л. Ерофеев // *Тр. ленинградского ин-та водного транспорта. Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация флота*. – 1974. – Вып. 147. – С. 25 - 30.

5. Живица В.И. Промежуточные охладители с термопресором для двухступенчатых аммиачных холодильных установок / В.И. Живица // *Холодильная техника*. – 2002. – № 5. – С. 18 – 20.

Дослідження виконане за фінансової підтримки Державного фонду фундаментальних досліджень у рамках гранту Президента України.

Надійшла до редакції 30.05.2011

**Рецензент:** д-р техн. наук, проф. В.І. Живица, Одеська державна академія холоду, Одеса, Україна.

## ПРИМЕНЕНИЕ ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧНОГО ЭФФЕКТА ДЛЯ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ В СИСТЕМАХ НАДДУВНОГО ВОЗДУХА ДВС

*Д.В. Коновалов*

В работе разработаны и проанализированы схемные решения термопресорной системы для промежуточного охлаждения наддувочного воздуха ДВС. Предложено впрыскивать воду в термопресор с избытком, который целесообразно испарять при сжатии наддувочного воздуха во второй ступени компрессора, что приближает процесс сжатия к изотермическому и обеспечивает дополнительное уменьшение работы компрессора на сжатие. Воду, которая отводится в процессе охлаждения влажного воздуха, предложено использовать для впрыскивания в термопресор, что делает систему термопресора автономной. Как показали исследования, сокращение мощности, которую потребляют компрессоры двухступенчатой системы наддува, составило 2,0...3,5 %, за счет чего, в свою очередь, удалось повысить мощность ДВС на 0,4...0,7 %.

**Ключевые слова:** термопресор, наддувочный воздух, турбокомпрессор, контактное охлаждение, двигатель внутреннего сгорания.

## THE APPLICATION OF TERMOGASDYNAMIC FOR THE INTERMEDIATE COOLING IN THE SYSTEMS OF THE COOLING AIR OF ENGINE

*D.V. Konovalov*

The scheme decisions of the termopressor systems of cooling are developed and analysed in work. Efficiency of application of termopressor is analysed for the system of cooling air with the double-stage compression. It is offered to inject water in termopressor in abundance, which expediently to evaporate at the compression of cooling air in the second stage of compressor, that approaches the process of compression to isothermal and provides additional reduction of work of compressor. It is offered to use in termopressor for the injection water which is taken in the process of cooling of moist air, that does the system of termopressor autonomous. As researches of abbreviation of power which are consumed by compressors made 2,0...3,5 %, due to what in same queue it was succeeded to promote the engine on 0,4...0,7 %.

**Key words:** termopressor, cooling air, turbokompressor, contact cooling, engine.

**Коновалов Дмитро Вікторович** – канд. техн. наук, доцент кафедри теплотехніки Херсонської філії національного університету кораблебудування ім. Макарова, Херсон, Україна. e-mail: dimitriy\_ko@mail.ru.