

**ЕНЕРГЕТИКА ТА ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ**

УДК 551.46.09

**Термодинамічна ефективність газодинамічного наддуву двигунів внутрішнього згоряння****В. М. Ярошенко**✉

Одеська національна академія харчових технологій, вул. Дворянська, 1/3, Одеса, 65082, Україна

✉ e-mail: valeryi@ukr.net

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6051-6848>

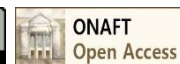
*Енергетична ефективність суднових двигунів внутрішнього згоряння суттєво залежить від ефективності систем утилізації теплоти вихідних газів, так як їх термічні потенціали складають більше половини теплового потоку, який формується при згорянні палива. Одним із ефективних методів утилізації теплоти вихідних газів являються системи газотурбінного наддуву, що дозволяє підвищити ефективний коефіцієнт корисної дії та суттєво збільшити потужність двигунів внутрішнього згоряння без допоміжного збільшення їх габаритів. При термодинамічному аналізі термомеханічних систем найбільш доцільним являється метод функцій (ексергетичний), який по відношенню до традиційного методу циклів є більш простим та універсальним, так як не потребує визначення та аналізу допоміжних моделей порівняння. Застосування ексергетичного методу при термодинамічному аналізі систем газотурбінного наддуву дозволяє враховувати не тільки кількісні показники при енергетичних перетвореннях в процесах, але і визначити якісні характеристики енергетичних потоків. В роботі приводиться методологія розрахунку енергетичних та ексергетичних потоків в системі газотурбінного наддуву на основі турбоагрегату з газовою турбіною та відцентровим компресором, які найбільш часто використовуються в двигунах внутрішнього згоряння. Проведені розрахунки ексергетичних показників вихідного газового потоку судового двигуна внутрішнього згоряння з системою газотурбінного наддуву та побудована на їх основі діаграма ексергетичних потоків дозволяють визначити при цьому процеси з найбільшим рівнем необоротності (рівнем деградації енергії), як в абсолютних так і в відносних показниках. Такий підхід дозволяє рекомендувати першочергові заходи для оптимізації процесів енергетичних перетворень в двигунах внутрішнього згоряння з метою підвищення їх загальної техніко-економічної ефективності.*

**Ключові слова:** Ексергія; Енергетична ефективність; Утилізація теплоти; Газотурбінний наддув; Двигун внутрішнього згоряння

**doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v55i5-6.1660>**

© The Author(s) 2019. This article is an open access publication

This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY)

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>**1. Вступ**

Науково-технічний прогрес та розвиток енергомашинобудування обумовив суттєве підвищення енергетичної ефективності двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ), які по праву відносяться до установок «малої» енергетики та знаходять широке застосування в різних галузях народного господарства, у тому числі, і в якості головних судових

енергетичних установок (СЕУ) [2].

Підвищення термодинамічної ефективності ДВЗ досягається у тому числі за рахунок утилізації роботоzдатності (ексергії) вихідних газів. Температурні потенціали вихідних газів сучасних ДВЗ лежать в межах 800-1000 К, а тиск 0,7-1,0 МПа. При цьому ексергетична складова вихідного потоку складає 40-60 % ексергії теплового потоку, який формується в камері згоряння і тому являється

ся суттєвим резервом для підвищення ефективності суднової енергетичної системи [3,5].

В двохтактних двигунах максимальний тиск при згорянні палива підвищився до рівня 130 бар, а тиск систем наддуву – до 3,5-5,0 бар, що дозволило підняти середній ефективний тиск до рівня 15-17 бар.

В чотирихтактних ДВЗ середній ефективний тиск підвищився до рівня 18-27 бар, а максимальний тиск згорання палива – до 150-175 бар. Максимальний тиск розпилу палива підвищився до рівня 1300-1800 бар [6,7]. Комплексна утилізація енергетичних потоків вихідних газів, наряду з вищевказаними удосконаленнями, дозволили підняти коефіцієнти перетворення енергії сучасних ДВЗ (ефективні ККД) до рівня 50-54 % [2].

Одним із засобів утилізації енергії вихідних газів є системи газодинамічного (газотурбінного) наддуву, які обумовлюють підвищення потужності ДВЗ та їх енергетичної ефективності. Вихідні гази із ДВЗ направляються на газову турбіну, робота якої використовується для стиснення атмосферного повітря, яке після охолодження направляється в двигун. Це дозволяє суттєво підвищити ефективну потужність двигуна [2,3].

## 2. Особливості ексергетичного методу аналізу

Техніко-економічна ефективність процесів перетворення теплової енергії палива в теплоенергетичних установках, як відомо, суттєво залежить від термодинамічної досконалості (оборотності) процесів, які відбуваються в елементах (технічному обладнанні) установок [4].

Термодинамічний аналіз теплоенергетичних, у тому числі і утилізаційних систем, найбільш доцільно виконується на основі універсальної термодинамічної функції яка називається ексергія або технічна роботоздатність, що дозволяє при відносній простоті та універсальності методу враховувати не тільки кількісні характеристики енергетичних потоків, але і оцінювати їх якість [1,7].

Термін «ексергія» був введений в 1956 р. югославським вченим З. Рантом [4] за пропозицією Р. Планка. Слід зазначити, що розробка основ ексергетичного методу була розпочата ще в другій половині XIX століття професором університету в Ліоні Ж. Гюї, перша робота якого вийшла в 1889 р. [9], дещо раніше в 1867 р. Дж. В. Гіббс вперше ввів визначення функції, що дозволяє знайти мак-

симальну роботу системи і навколишнього середовища. Однак рівень техніки того часу ще не вимагав докладної розробки термодинамічного апарату, заснованого на ексергетичних функціях [7,10].

Широке практичне застосування ексергії набуло починаючи з 50-х років XX ст., у зв'язку з необхідністю вирішувати найбільш компактним і точним методом завдання, пов'язані з енергетичними перетвореннями в самих різних технічних пристроях, що було значним кроком на шляху перетворення другого принципу термодинаміки в операційний закон. Таким чином, поняття ексергії було запроваджено для конкретизації другого принципу термодинаміки, розширення його операційності та визначення його в якості закону збереження [4].

Ексергія при цьому розглядається як частина енергії здатної для практичного використання, або як максимальна механічна робота, яку можливо отримати від будь якого виду енергії. Кожний вид енергії може розглядатись як сума здатної до використання енергії (ексергії) та неприродної до використання (анергії) [1,7].

На основі поєднання поняття ексергії з елементами системного підходу в термодинаміці утворився новий інженерний метод, який отримав назву ексергетичного. Цей метод базується на першому та другому законах термодинаміки та застосовується з метою повного висвітлення фізичної картини при енергетичних перетвореннях. Він дозволяє аналізувати такі процеси енергетичних перетворень, які на основі енергетичного методу неможливо навіть виявити [4,9].

Ексергія потоку вихідних газів при цьому розраховується як максимальна робота яку можливо отримати в оборотних процесах при переході до стану рівноваги з навколишнім середовищем. Вона базується в даному разі на трьох складових:

- термічна, яка базується на різниці температур;
- механічна, яка базується на різниці тисків вихідних газів та зовнішнього середовища;
- динамічна, яка базується на кінетичній енергії вихідного потоку газів [7].

На рис.1 ілюструється фізичний сенс поняття ексергії стану (поток) речовини. Позицією 1 визначено термодинамічний стан потоку речовини, а позицією 0 термодинамічний стан навколишнього середовища [7].

Оборотними процесами переходу в стан рівноваги є адіабатне розширення до температури навколишнього середовища (1-а) та підвід теплоти

при температурі зовнішнього середовища ( $a - 0$ ). Максимальна технічна питома робота (ексергія) при таких переходах розраховується як

$$e_1 = l_{1a} + l_{0a} = h_1 - h_a + T_m (s_a - s_0) - (h_a - h_0) = h_1 - h_0 - T_{zc} (s_1 - s_0) \quad (1)$$

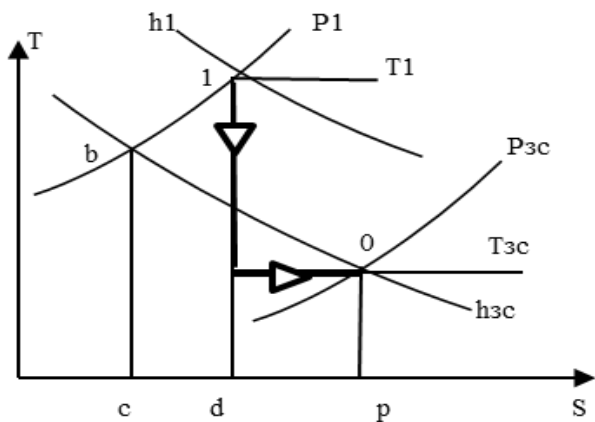


Рисунок 1 – Визначення ексергії потоку речовини

Ексергія теплового потоку розраховується з урахуванням термічного ккд циклу Карно [1,4]

$$E_Q = Q \frac{T_1 - T_{zc}}{T_1} \quad (2)$$

Ефективність процесів в теплоенергетичних системах при цьому розраховується як відношення ексергії потоків енергії на виході ( $\sum E_{вих}$ ) із установки до ексергії потоків на вході ( $\sum E_{вх}$ ). Цей коефіцієнт показує рівень необоротності (наближення реальних процесів по відношенню до оборотних) та називається коефіцієнтом термодинамічного рівня (термодинамічної досконалості):

$$\eta_{екс} = \frac{\sum E_{вих}}{\sum E_{вх}} = \frac{\sum E_{вх} - \sum \Pi_i}{\sum E_{вх}} = 1 - \frac{\sum \Pi_i}{\sum E_{вх}} \quad (2)$$

Різниця між  $\sum E_{вх}$  та  $\sum E_{вих}$  відповідає втратам ексергії  $\sum \Pi_i$  в елементах (процесах) системи, які обумовлюються необоротністю в кожному із реальних процесів та розраховується, як відомо, за рівнянням Гюї- Стодола [4, 9]

$$\sum \Pi_i = \sum T_{cp} \Delta S_i \quad (3)$$

де  $\Delta S_i$  – зростання ентропії системи в реальному процесі;  $T_{cp}$  – абсолютна температура зовнішнього середовища.

Загалом втрати ексергії відповідають кількості деградованої енергії, яка надходить до зовнішнього середовища в виді теплового потоку.

### 3. Газодинамічний надув двз та його аналіз

Газодинамічний (газотурбінний) наддув – це

процес стиснення атмосферного повітря в газотурбінному агрегаті (перед направленням в ДВЗ), який комбінується на основі відцентрового компресору та газової турбіни, розташованих на одному валу та в одному корпусі. Турбоагрегат встановлюється у вихідному тракті ДВЗ, що дозволяє використовувати суттєву частину енергії (роботоздатності) випускних газів, які в системах без наддуву використовуються менш ефективно або викидаються до атмосфери. При цьому індикаторна потужність ДВЗ суттєво підвищується, що обумовлює зростання механічного ККД та відповідне зниження ефективної витрати палива.

В сучасних ДВЗ застосовуються дві системи газотурбінного наддуву: з імпульсним підводом газів до турбіни та ізобарним (при постійному тиску) [1]. Схеми таких систем показані на рис.2 [2].

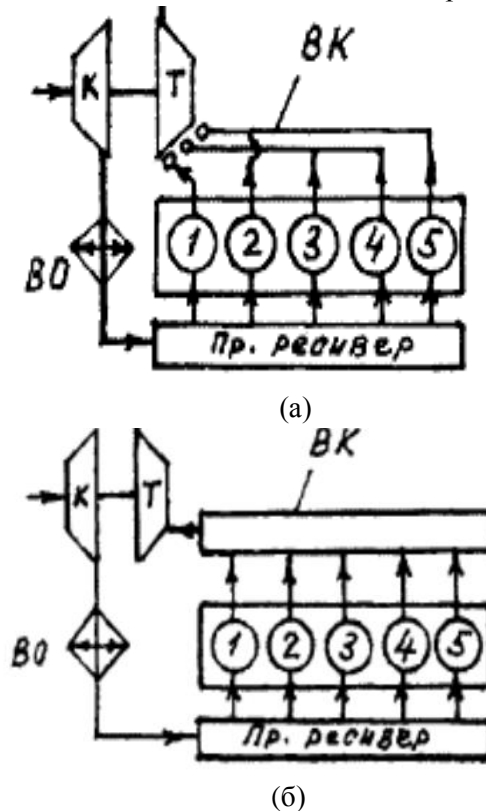


Рисунок 2 – Конструктивні схеми газувипускних систем суднових ДВЗ: 1-5 циліндри ДВЗ; К – відцентровий компресор; Г – газова турбіна; ВО – охолоджувач надувного повітря; ВК – випускний колектор.

При імпульсному підводі газів до турбіни (рис. 2,а) вихідні гази із усіх циліндрів подаються безпосередньо на турбіну.

При ізобарному процесі наддуву (рис. 2,б) вихідні гази спочатку переміщуються від циліндрів до випускного колектору, а потім при постійному тиску подаються на турбіну де має місце адіабатне

їх розширення.

Вибір системи наддуву, базується на масову баланс повітря через турбокомпресор наддуву  $G_K$  та газів через турбіну  $G_T$  [2], який встановлюється на основі енергетичного балансу турбоагрегату ( $N_K = N_T$ ).

При постійному тиску перед турбіною енергетичний баланс між потужністю компресора та турбіни забезпечується тільки при тисках наддуву  $p_s \geq 2$  бара. При тисках  $p_s \leq 2$  можливий тільки імпульсний наддув за рахунок підвищення енергії газів на відносну величину коефіцієнту імпульсивності. Інколи режим постійного тиску застосовується при  $p_s \leq 2$ , коли вирівнювання енергетичного балансу турбоагрегату відбувається за рахунок застосування допоміжних нагнітачів або при зменшенні масової витрати повітря в ДВЗ [2].

В сучасних ДВЗ тиск наддуву знаходиться в межах 0,3-0,5 МПа і тому в подальшому аналізується газодинамічний турбонаддув з постійним тиском (з колектором). При цьому частина ексергії потоку, яка пов'язана зі швидкістю потоку (динамічна складова) безповоротно втрачається.

Відповідно до рекомендацій [2] заряд повітря  $G_s$  (масова витрата повітря в ДВЗ), яке стискається в турбокомпресорі наддуву

$$G_s = V_s \rho_s \eta_n \varphi_a, \quad (4)$$

може забезпечуватись за рахунок високого рівня наддуву (підвищення густини повітря  $\rho_s$ ), за рахунок збільшення коефіцієнту наповнення  $\eta_n$  при удосконаленні процесу газообміну та відповідного коефіцієнта продувки  $\varphi_a$

Зменшення коефіцієнту продувки не є бажаним так, як при цьому знижується якість продувки циліндрів, підвищується температура робочих поверхонь та рівень теплової напруги циліндрово-поршневої групи [2,6].

Потужність компресору наддуву розраховується за наступною залежністю

$$N_K = \frac{l_K}{\eta_K} G_s. \quad (5)$$

Питома робота політропного стиснення в турбокомпресорі, кДж/кг

$$l_K = \frac{n}{n-1} R T_0 \left( \pi_k^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right). \quad (6)$$

де  $\pi_k = p_k/p_0$  – рівень підвищення тиску в компресорі;  $n=1,6-2,0$  – рекомендовані показник політропи стиснення для систем газодинамічного наддуву [13];  $R$  – газова постійна повітря, кДж/кг К;

Політропний коефіцієнт корисної дії компресору  $\eta_n$  розраховується в залежності від рівню стиснення та адіабатного ККД компресору ( $\eta_s$ ), який лежить в межах 0,75-0,85 [12].

$$\eta_n = \frac{\left( \frac{p_K}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\left( \frac{p_K}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n \eta_s}} - 1} \quad (7)$$

Масова витрата повітря через ДВЗ (турбокомпресор) залежить від ефективної потужності двигуна –  $N_e$ , відносної витрати палива –  $g_e$ , коефіцієнту надлишку продувального повітря  $\varphi_a = 1,55-1,85$ , коефіцієнту надлишку повітря при згорянні палива –  $a = 2-3$ , теоретично необхідна витрата повітря при згорянні 1 кг палива –  $L_0 = 14,3$  кг/кг та розраховується наступним чином [2]

$$G_s = g_e N_e L_0 a \varphi_a / 3600. \quad (8)$$

Середня температура газів перед турбіною, К

$$T_m = T_s + \frac{Q_h q_r}{(\varphi_a a L_0) C_{pr}}, \quad (9)$$

де  $C_{pr} = 1,12$  кДж/кг – середня питома теплоємність газів;  $q_r = 0,4-0,45$  – відносна втрата теплоти з газами

Механічна потужність газової турбіни, кВт

$$N_T = G_T l_T \eta_T. \quad (10)$$

Витрата газу через турбіну, кг/с

$$G_T = g_e N_e (1 + L_0 a \varphi_a) / 3600. \quad (11)$$

Питома робота політропного розширення в турбіні, кДж/кг

$$l_T = \frac{n_1}{n_1-1} R T_m \left( 1 - \left( \frac{p_r}{p_1} \right)^{\frac{n_1-1}{n_1}} \right). \quad (12)$$

де  $p_1, p_r$  – тиск газу відповідно до та після турбіни; при наявності утилізаційного котла рекомендується  $p_r = 0,105-0,109$  МПа;  $n_1 = 1,31-1,35$  – показник політропи розширення газів в турбіні;  $R_r$  – газова постійна вихідних газів.

Ефективний коефіцієнт корисної дії турбіни визначається за характеристиками турбіни або приймається в межах 0,8-0,85 для турбін постійного тиску та 0,65-0,7 для турбін імпульсного типу [6].

В разі, коли потужність турбіни перевищує потужність компресора, необхідно надлишкову частину газів направити через байпасний вентиль до силової турбіни, утилізаційного котла або в атмосферу. В разі, коли потужність турбіни недостатня, необхідно підвищити температуру газів

перед турбіною.

#### 4. Ексергетичний розрахунок газодинамічного наддуву

Ексергетичний метод застосовувався для аналізу системи газотурбінного наддуву в судновому двохтактному дизельному двигуні при тиску наддувного повітря 3,5 бар та температурі 318 К. Температура зовнішнього середовища фіксувалась на рівні 303 К при нормальному атмосферному тиску. Вологість повітря в силу незначного впливу при цьому не враховувалась [13,16].

Для аналізу була вибрана система наддуву з постійним тиском, що дозволяє не враховувати кінетичну складову ексергії потоку газів на виході із ДВЗ, який направляється із усіх циліндрів до газового колектору.

Основні параметри, які використовувались при аналізі, вибирались із розрахунку індикаторного процесу суднового двохтактного двигуна з ефективною потужністю 16787 кВт [6,8].

Масова витрата повітря через турбокомпресор розраховується в залежності від механічної потужності ДВЗ, питомої витрати палива, теоретично необхідного повітря для спалювання палива, коефіцієнта надлишкового повітря та коефіцієнту продувального повітря і складає для турбокомпресору наддуву  $G_K = 48,46$  кг/с, що відповідає потужності компресору  $N_K = 9040$  кВт [2].

При умові, що весь газ після ДВЗ буде направлятися на турбіну системи наддуву, її потужність буде складати  $N_T = 21758$  кВт. При цьому не буде виконуватись енергетичний баланс турбокомпресорного агрегату, так як при цьому має місце значне перевищення потужності турбіни по відношенню до потужності компресору.

Так як тиск наддувного повітря перевищує 2 кг/см<sup>2</sup>, то відповідно до рекомендацій [6], масова витрата газів, які подаються на турбіну необхідно визначати із рівняння енергетичного балансу потужності турбокомпресору ( $N_K$ ) та газової турбіни ( $N_T$ ).

$$N_K = N_T \eta_m \quad (13)$$

$$\text{або} \quad G_T l_T \eta_T \eta_m = (G_K l_K) / \eta_K, \quad (14)$$

де  $\eta_T$  – політропний коефіцієнт корисної дії турбіни;  $l_T$  – питома робота політропного розширення, кДж/кг;  $\eta_m$  – механічний коефіцієнт корисної дії;  $l_K$  – питома робота політропного стиснення, кДж/кг;  $\eta_K$  – політропний коефіцієнт корисної дії компресору.

Таким чином масова витрата повітря через систему турбонаддуву складає  $G_K = 48,46$  кг/с, а масова витрата вихідних газів, які подаються на турбіну, розрахована із рівняння енергетичного балансу турбоагрегату складає  $G_T^1 = 21,4$  кг/с, що відповідає потужності 9040 кВт.

Тому частину газу після ДВЗ в кількості  $G_p = 27,06$  кг/с необхідно подавати через байпасну систему до інших утилізаційних систем, в якості яких можуть застосовуватись утилізаційні паротурбінні установки або утилізаційні нагрівачі води та парогенератори.

На рис. 3 показана діаграма потоків ексергії коли носієм вхідної ексергії ( $E_{вх}$ ) являється потік вихідних газів із циліндрів ДВЗ. Втрати ексергії в елементах системи наддуву розраховувались на основі рівняння Гюї-Стодола з використанням емпіричних коефіцієнтів.

Як видно із діаграми потоків ексергії, загальна ексергія потоку вихідних газів після циліндрів ДВЗ складає  $E_{x1} = 29628,6$  кВт, частина якої в кількості 46 % направляється на турбіну системи газотурбінного наддуву, а решта 52,4 % – через байпас в систему утилізації (до силової турбіни, утилізаційного котла або в атмосферу). Втрати ексергії в ресивері, обумовлені деградацією кінетичної енергії газу та тепловою радіацією складають 1,5 %.

Вхідна ексергія системи газодинамічного наддуву відповідає потоку газів, які направляються на турбіну турбоагрегату, що складає  $E_{вх} = 13670$  кВт.

В якості вихідної ексергії розглядається ексергія наддувного повітря  $E_{x4} = 4092$  кВт, що складає 14,3% від загальної кількості ексергії після ДВЗ або 29,9 % від ексергії потоку газів, який направляється на турбіну. В такому разі при відношенні вихідної ексергії ( $E_{x4}$ ) до вхідної ( $E_{вх}$ ), ексергетичний коефіцієнт корисної дії системи газотурбінного наддуву дорівнює 29,9 %.

На основі діаграми потоків ексергії визначаються абсолютні та відносні втрати ексергії в усіх робочих елементах, які залежать від рівня необоротності термодинамічних та гідродинамічних процесів.

#### 5. Аналіз результатів та висновки

Втрати ексергії при розширенні газу в турбіні  $\Delta E_{x2}$  складають 12,1 %, в компресорі  $\Delta E_{xк} = 14,8$  %, а механічні втрати  $\Delta E_{xм} = 1,8$  % по відношенню до ексергії потоку ( $E_{xвх} = 13670$  кВт), який направляється на турбіну.

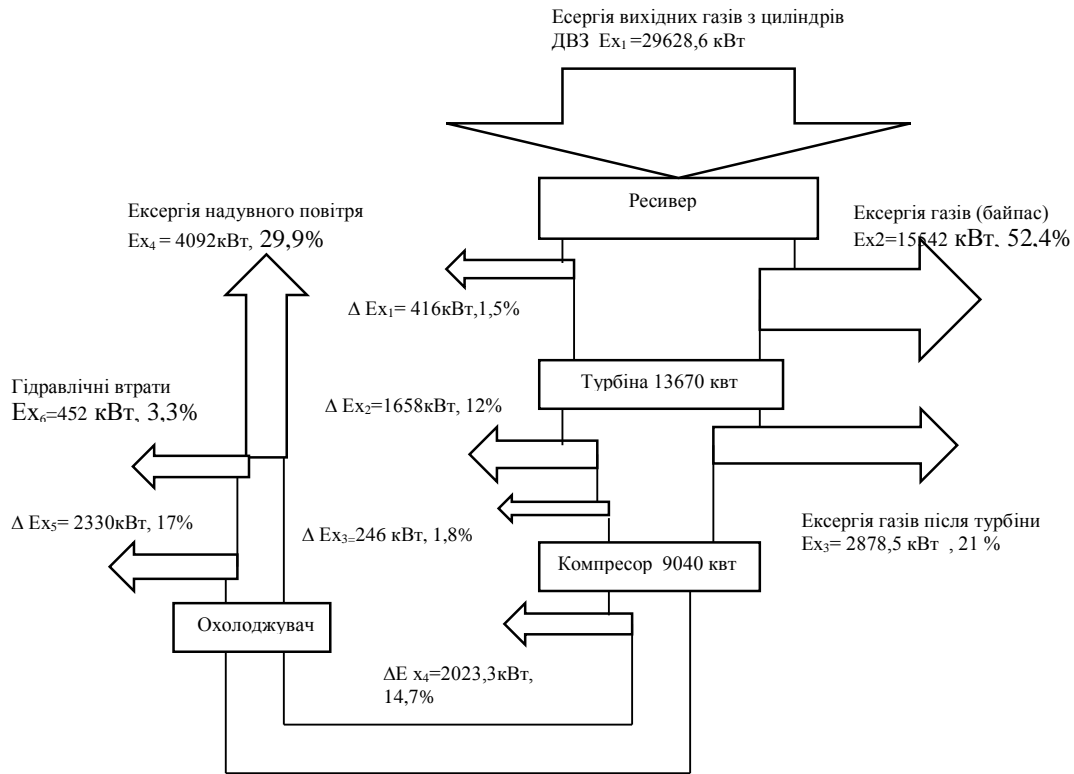


Рисунок 3 – Діаграма потоків ексергії в системі газотурбінного наддуву

Ексергія газу після турбіни газотурбінного турбоагрегату складає 21 % по відношенню до вхідної ексергії, що являється резервом для підвищення загальної енергетичної ефективності і тому може бути використана в утилізаційній системі для виробництва насиченої пари низького тиску, нагрівання води або для виробництва холоду в тепловикористальних холодильних машинах.

Втрати ексергії при стисненні повітря в турбокомпресорі  $\Delta E_{x4} = 2023$  кВт складають 14,7% та можуть зменшуватись при підвищенні ефективності процесу стиснення. Ефективність процесу стиснення залежить від політропного ККД, який в свою чергу обумовлюється інтенсивністю теплообміну при стисненні повітря та роботою турбокомпресору в розрахункових режимах. Як відомо, показник політропи стиснення повітря в турбокомпресорах суднових систем турбонаддуву рекомендується приймати в межах 1,6-2,0 в наслідок інтенсивного нагрівання стискаємого повітря від корпусу турбоагрегату [6].

Суттєві втрати ексергії мають місце в охолоджувачі стиснутого повітря  $\Delta E_{x5} = 2330$  кВт, що складає 17% від ексергії потоку, який подається на турбіну. Знизити такі втрати ексергії можливо при зменшенні різниці температур в охолоджувачі. Тепловий потік, який відводиться в охолоджувачі

повітря є також резервом підвищення енергетичної ефективності при підвищенні термічного потенціалу відведеної теплоти на базі тепло насосного циклу.

На основі виконаного аналізу визначаються найбільш неефективні з термодинамічної точки зору процеси та визначаються заходи, які необхідно застосувати першочергово для підвищення енергетичної ефективності системи турбонаддуву [1,4].

Але кінцеві рішення при оптимізації системи газотурбінного наддуву, або її елементів завжди необхідно приймати на основі мінімізації так званих приведених витрат, які базуються на компромісному врахуванні не тільки термодинамічних вимог та рекомендацій але і відповідних економічних та екологічних вимог та затрат [4,10].

## Література

1. Бродянский В., Фратшер В., Михалек К. Ексергетичний метод і його застосування. – М.: Вища школа, 1988. – 286 с.
2. Возницький І. В., Пунда А. С. Суднові двигуни внутрішнього згорання. Том 2. – М.: МОРКНИ-ГА, 2008. – 480 с.
3. Захаров Ю. В. Перспективні напрямки утилізації низькопотенційної теплоти вторинних енерго-

ресурсів суднових дизельних установок. – Збірник праць ПКУ, 2006. – №4 (409).

4. **Мартиновський В. С.** Цикли, схеми і характеристики термотрансформаторів. – М.: Енергія, 1979. – 278 с.

5. **Маслов В. В.** Утилізація теплоти суднових дизелів. – М.: Транспорт, 1990. – 144 с.

6. **Фомін Ю. Я.** Суднові двигуни внутрішнього згоряння. – Л.: Суднобудування, 1989. – 344 с.

7. **Бродяньський В. М. та ін.** Ексергетичні розрахунки технічних систем: Довідковий посібник / За ред. акад. **А.А. Долинського**. – К.: Наукова думка, 1991. – 360 с.

8. **Ярошенко В. М.** Ексергетичний аналіз газодинамічного наддуву СЕУ // Матеріали науково-технічної конференції на тему «Річковий та морський флот». – ОНМА, Одеса, 2018. – С. 120-123

9. **Brodiansky V.** Sadi Carnot 1796–1832. Réflexions sur sa vie et la portée de son oeuvre. – Presses Universitaires de Perpignan. – 26.09.2006.

ISBN 2-914518-86-2.

10. **Grivenald J.** La revolution carnotienne. Thermodynamique, economie et ideologie. // Revue europeenne de sciences. – Paris, 1975. – № 36. – S. 39-79.

Отримана в редакції 30.09.2019, прийнята до друку 03.12.2019

## Thermodynamic efficiency of gas-dynamic boost of internal combustion engines

**V. Yaroshenko**✉

Odessa National Academy of Food Technologies, Dvoryanskaya str., 1/3, Odessa, 65082, Ukraine

✉ e-mail: valeryi@ukr.net

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6051-6848>

*The energy efficiency of marine internal combustion engines depends substantially on the efficiency of the exhaust gas heat recovery systems, as their thermal potentials account for more than half of the heat flow generated by the combustion of the fuel. One of the effective methods of utilizing the heat of the exhaust gases is gas turbine inflating systems, which allows to increase the effective efficiency and to significantly increase the power of the internal combustion engines without any additional increase in their dimensions. In thermodynamic analysis of thermomechanical systems, the most appropriate method is the function (exergy), which, compared to the traditional method of cycles, is simpler and more versatile, since it does not require the identification and analysis of auxiliary models of comparison. The use of the exergy method in thermodynamic analysis of gas turbine inflator systems allows to consider not only quantitative indicators in energy transformations in processes, but also to determine qualitative characteristics of energy flows. The paper presents a methodology for the calculation of energy and exergy flows in a gas turbine blast system based on a turbine unit with a gas turbine and a centrifugal compressor, which are most commonly used in internal combustion engines. The calculations of the exergy indices of the output gas flow of the internal combustion ship engine with the gas turbine inflator system and the diagram of exergy streams based on them allow us to determine the processes with the highest irreversibility (the level of degradation of energy), both in absolute and relative terms. This approach allows us to recommend priority measures to optimize the processes of energy conversion in internal combustion engines in order to improve their overall technical and economic efficiency.*

**Key words:** Exergy; Energy efficiency; Heat recovery; Gas turbine inflating systems; Internal combustion engine

### References

1. **Brodianskyi, V., Fratsher, V., Mykhalek, K.** (1988) Ekserhetychnyi metod i yoho zastosuvannia. М.: Vyshcha shkola, 286.

2. **Voznytskyi, I. V., Punda, A. S.** (2008) Sudnovi dvyhuny vnutrishnoho zghoriannia. Tom 2. М.: MORKNYHA, 480.

3. **Zakharov, Yu. V.** (2006) Perspektyvni napriamky utylizatsii nyzkopotentsiinoi teploty vtorynykh ener-

horesursiv sudnovykh dyzelnykh ustanovok. *Zbirnyk prats PKU*, 4 (409).

4. **Martynovskiy, V. S.** (1979) Tsykly, skhemy i kharakterystyky termotransformatoriv. *M.: Enerhiia*, 278.
5. **Maslov, V. V.** (1990) Utylizatsiia teploty sudnovykh dyzeliv. *M.: Transport*, 144.
6. **Fomin, Yu. Ya.** (1989) Sudnovi dvyhuny vnutrishnoho zghoriannia. *L.: Sudnobuduvannia*, 344.
7. **Brodianskyi, V. M. et al.** (1991) Ekserhetychni rozrakhunky tekhnichnykh system: Dovidkovyi posibnyk. Za red. akad. **A.A. Dolynskoho**. *K.: Naukova dumka*, 360.

8. **Yaroshenko, V. M.** (2018) Ekserhetychnyi analiz hazodynamichnoho nadduvu SEU. *Materialy nauko-vo-tekhnichnoi konferentsii na temu «Richkovyi ta morskyi flot, ONMA, Odesa*, 120-123.

9. **Brodiansky, V.** (2006) Sadi Carnot 1796–1832. Reflections on his life and the scope of his work. Perpignan. ISBN 2-914518-86-2.

10. **Grivenald, J.** (1975) The Carnotian revolution. Thermodynamics, economics and ideology. *European science journal*, 36, 39-79.

---

Received 30 September 2019

Approved 03 December 2019

Available in Internet 03 February 2020