

А. П. Марченко, С. С. Кравченко, О. М. Бекарюк, М. С. Шелестов

ЗАСТОСУВАННЯ ЕКСЕРГЕТИЧНОГО МЕТОДУ ДЛЯ ОЦІНКИ ДОСКОНАЛОСТІ ПРОЦЕСІВ В СИСТЕМІ НАДДУВУ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА

Однією із найважливіших тенденцій розвитку сучасних бойових машин є підвищення їх мобільності як для безпеки екіпажу, так і для швидкого пересування у різних типах місцевості. Відповідність цим критеріям забезпечується двигуном бронемашини. Конкурентоспроможність вітчизняних двигунів для бронетанкової техніки має забезпечуватися створенням нових конструкцій, їх постійною модернізацією та подальшим поліпшенням характеристик. Одним із таких двигунів виступає форсований дизель 6ДН12/2х12 з потужністю 1100 кВт. Покращення рівня його показників і форсування можливо за рахунок вдосконалення системи повітропостачання двигуна. Оцінка ефективності системи дозволяє виділити вузли, що потребують зміни конструктивних параметрів. Тож такий якісний аналіз також вказує і на доцільність, і на можливість подальшої модернізації конструкції системи. В роботі якісний аналіз турбокомпресора проведено на основі ексергетичного методу, який дозволяє виявити джерела енергетичних втрат в конструкції системи та визначає ступінь досконалості процесів. Застосування ексергетичного методу обумовлено метою визначення резервів поліпшення ефективності елементів турбокомпресора, величини підведеної ексергії та ексергетичного ККД у вузлах системи повітропостачання. За методикою побудовано ексергетичну схему системи наддуву, на основі якої виведено анерго-ексергетичний баланс кожного вузла компресора. Результати аналізу дозволили визначити параметри потоку робочого тіла в характерних перетинах компресора і турбіни та ексергетичні ККД вузлів системи наддуву. Отримані розрахункові дані шляхом ексергетичного аналізу надають оцінку розподілу втрат енергії і дозволяють визначити напрямки подальшого вдосконалення системи повітропостачання і надають можливість вибору таких конструктивних параметрів, при яких досягається найбільш ефективне поліпшення показників системи.

Ключові слова: дизельний двигун; турбокомпресор; наддув; ексергія; анерго-ексергетичний баланс.

Вступ

Світовий досвід створення і модернізації перспективної бронетанкової техніки свідчить, що до одного із вирішальних критеріїв бойових машин слід віднести мобільність і маневреність такого транспорту. Цей фактор впливає на швидкість військової техніки, зміну напрямку руху та здатність долати перешкоди на місцевості [1]. Таким чином, бронетанкова техніка нового покоління має забезпечувати безпеку екіпажу, мати високу тактичну мобільність і бути придатною для швидкого транспортування з одного напрямку в інший, а її експлуатація має бути більш економічною, в порівнянні з бронетехнікою, що стоїть на озброєнні сьогодення. Маневреність визначається технічними характеристиками бронетанкової машини, в тому числі двигуна.

В Україні у жовтні 1979 року, за результатами проведених випробувань, до серійного виробництва було рекомендовано перспективний двигун 6ТД. Літрова потужність першої модифікації двигуна – 6ТД-1 (735 кВт) – становила 45,1 кВт/л. Подальше форсування двигуна дозволило підвищити літрову потужність до 60,9 кВт/л (993 кВт) в модифікації 6ТД-3 при незмінному робочому об'ємі – 16,3 л [2]. Такий рівень модернізації робить двигун 6ТД одним із найпотужніших серед світових конкурентів танкобудування. Подальшим напрямком вдосконалення вітчизняного двигуна 6ТД є підвищення його потужності до 1100 кВт (67,5 кВт/л).

Аналіз попередніх досліджень

Тенденція розвитку бронетанкової техніки вказує, що основним напрямком розвитку танкових двигунів є подальше вдосконалення та модернізація існуючих конструкцій. При модернізації сучасних танків, в тому числі шляхом впровадження, форсованого до 1100 кВт, двигуна 6ДН12/2х12 є можливість у відносно короткі терміни і при суттєво менших витратах досягнути підвищення ефективності та привести їх у відповідність з постійно зростаючими вимогами. Цей шлях вважається найкращим, оскільки модернізація є безперервним процесом проведення науково-технічних, конструктивних і технологічних заходів, спрямованих на підвищення основних бойових властивостей танка і продовження його життєвого циклу. Одним із шляхів поліпшення характеристик дослідного двигуна можна розглядати вдосконалення його системи повітропостачання.

Для оцінки ефективності системи повітропостачання необхідно провести аналіз досконалості турбокомпресора (ТКР) двигуна. Одним із шляхів, що дозволяє надати оцінку ефективності ТКР, є ексергетичний метод, тобто визначення анерго-ексергетичного балансу вузла. Досконалість процесів в ТКР, як правило, оцінюється рівнем його ККД, який залежить від величини ексергії в системі. Анерго-ексергетична схема дозволяє детально розглянути потоки втрат ексергії у вузлах ТКР.

Як правило, на стадії розробки або вдосконалення системи можливо виявити основні джерела втрат енергії. Ексергетичний аналіз служить теоре-

тичною основою для енергозбереження, оскільки дозволяє визначити ступінь досконалості процесу та джерела втрат за допомогою визначення балансу у вузлах системи. В основі ексергетичного методу лежить порівняння фактично виконаної роботи з ексергією процесу, що дозволяє зробити висновок про ефективність використання енергії в ТКР. Саме тому ексергетичний аналіз має велике значення на стадії проектування нової системи ТКР.

Ексергетичний аналіз найбільш корисний в тих випадках, коли на перший план виступають термічні процеси. Він не виключає, а доповнює енергетичний аналіз, заснований на складанні енергетичного балансу. Одним з основних переваг методу ексергії є те, що він дозволяє судити про ступінь досконалості процесів, що протікають в ТКР, по зовнішній ознаці – різниці ексергії на вході і виході з пристрою [3].

Показником досконалості системи є ексергетичний ККД, отриманий в результаті проведеного аналізу. Ексергетичним ККД - відношення виконаної роботи до її максимально можливого значення, тобто до ексергії досліджуваного процесу.

Таким чином, енергетичний ККД вказує на ступінь корисного використання енергії та дозволяє порівнювати теплові агрегати за цим показником, а ексергетичний ККД характеризує термодинамічну досконалість процесу і відповідає на питання про можливість і доцільність підвищення ефективності теплової машини. Тобто, відносно невелике значення енергетичного ККД може відповідати значенням ексергетичного ККД до 100%, і подальше підвищення енергоефективності неможливо через обмеження законів термодинаміки. При цьому, значне відхилення ексергетичного ККД від одиниці вказує на існування ексергетичних втрат, зменшення яких можливо за рахунок більш раціональних процесів і використання більш досконалого обладнання [4].

Методика проведення досліджень

Застосуємо ексергетичний метод оцінки [5] вільного ТКР дизельного двотактного двигуна спеціального призначення типу 6ДН12/2х12. Схема енерго-ексергетичного балансу ТКР наведена на рис.1.

Метою дослідження є оцінка резервів поліпшення ефективності елементів ТКР на основі ексергетичного методу, а також визначення величини підведеної ексергії та ексергетичного ККД у вузлах.

Досконалість процесів в ТКР оцінюється рівнем його ККД:

$$\eta_{\text{тк}} = \eta_{\text{ті}} \cdot \eta_{\text{ад.н}} \cdot \eta_{\text{мтк}},$$

де $\eta_{\text{ті}}$ – внутрішній ККД турбіни; $\eta_{\text{ад.н}}$ – адіабатичний ККД нагнітача; $\eta_{\text{мтк}}$ – механічний ККД ТКР.

При цьому,

$$L_{\text{ті}} = L_{\text{н}} + L_{\text{мтк}},$$

звідки

$$L_{\text{мтк}} = L_{\text{н}} - L_{\text{ті}}.$$

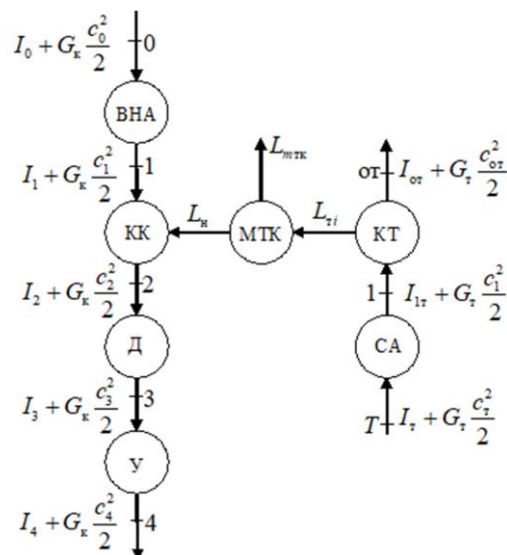


Рис. 1. Енергетична схема ТКР:

ВНА - вхідний направляючий апарат; КК – колесо компресора; Д – дифузор; У – збірник повітря; МТК – механізми ТКР; КТ – колесо турбіни; $I_{\text{н}}$, $I_{\text{т}}$ – ентальпії потоку робочого тіла в нагнітачі і турбіні, відповідно; $G_k \frac{c_n^2}{2}$, $G_t \frac{c_{\text{т}}^2}{2}$ – кінетична енергія потоку робочого тіла у відповідних перетинах нагнітача і турбіни; $L_{\text{н}}$, $L_{\text{ті}}$, $L_{\text{мтк}}$ – відповідно робота на привід нагнітача, розширення газів в турбіні, втрати роботи турбіни на подолання внутрішнього опору в ТКР

Ентальпія потоку робочого тіла, відповідно, в компресорі та турбіні

$$I_{\text{і}} = M_{\text{с}} \cdot \mu C_{\text{pmi}} \cdot T_{\text{і}},$$

$$I_{\text{т}} = M_{\text{т}} \cdot \mu C_{\text{pmт}} \cdot T_{\text{т}},$$

де $M_{\text{с}}$, $M_{\text{т}}$ – відповідно, мольна маса повітря та відпрацьованих газів, кмоль/с;

μC_{pmi} , $\mu C_{\text{pmт}}$ – середня мольна ізобарна теплоємність повітря та відпрацьованих газів, кДж/кмольК

$T_{\text{і}}$, $T_{\text{т}}$ – температура повітря на вході у ДВЗ, К.

Енергетичний баланс по ТКР

$$\left(I_0 + G_k \frac{c_0^2}{2}\right) + \left(I_t + G_t \frac{c_t^2}{2}\right) =$$

$$= \left(I_4 + G_k \frac{c_4^2}{2}\right) + \left(I_{от} + G_t \frac{c_{от}^2}{2}\right) + L_{мтк}$$

або

$$\left(I_t + G_t \frac{c_t^2}{2}\right) - \left(I_{от} + G_t \frac{c_{от}^2}{2}\right) =$$

$$= \left(I_4 + G_k \frac{c_4^2}{2}\right) - \left(I_0 + G_k \frac{c_0^2}{2}\right) + L_{мтк}$$

Звідси отримуємо

$$L_{тi} = \left(I_t + G_t \frac{c_t^2}{2}\right) - \left(I_{от} + G_t \frac{c_{от}^2}{2}\right);$$

$$L_h = \left(I_4 + G_k \frac{c_4^2}{2}\right) - \left(I_0 + G_k \frac{c_0^2}{2}\right).$$

На рис. 2. наведено анерго-ексергетичну схему ТКР. Приймається, що будь-яка ентальпія склада-

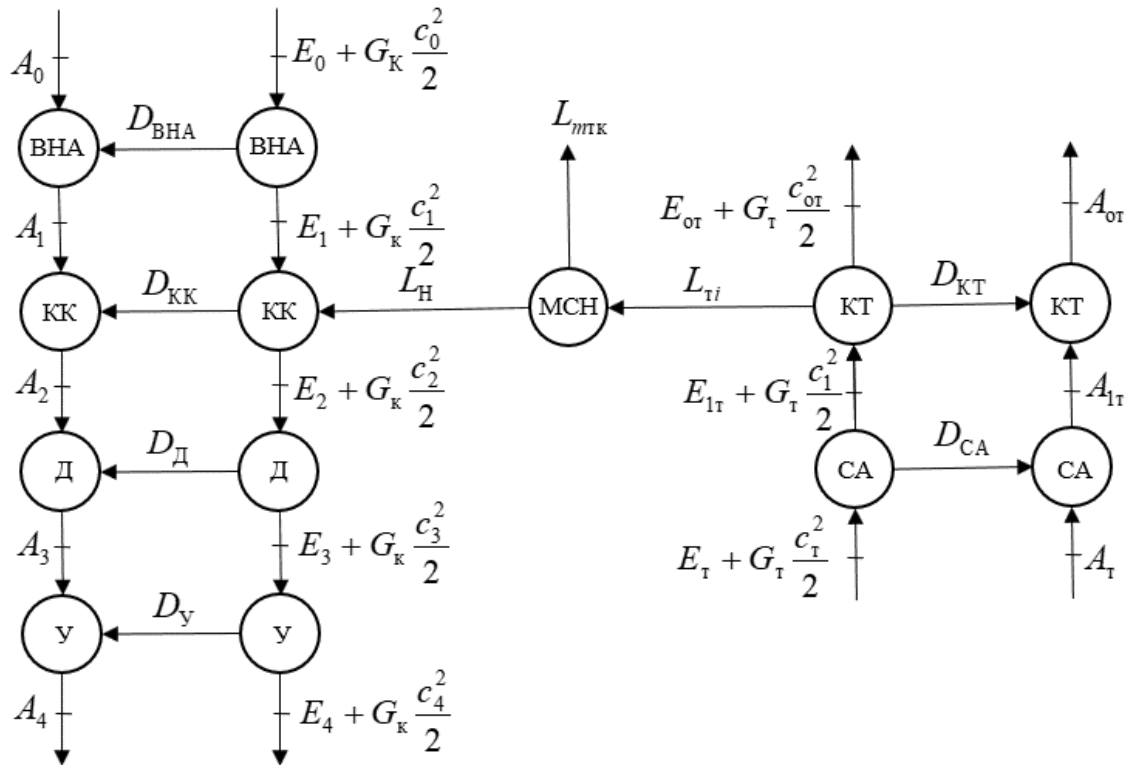


Рис. 2. Анерго-ексергетична схема ТКР: A_n , A_m – відповідні анергії потоку робочого тіла в нагнітачі і турбіні; E_n , E_m – відповідні ексергії потоку робочого тіла в нагнітачі і турбіні; D – втрати ексергії у відповідних вузлах ТКР

Втрати ексергії у вузлах

$$D_{12} = A_2 - A_1.$$

Ексергетичний баланс ТКР

$$\left(E_0 + G_k \frac{c_0^2}{2}\right) + \left(E_t + G_t \frac{c_t^2}{2}\right) =$$

$$= \left(E_4 + G_k \frac{c_4^2}{2}\right) + \left(E_{от} + G_t \frac{c_{от}^2}{2}\right) +$$

$$+ L_{мтк} + D_{БНА} + D_{КК} + D_{Д} + D_{СА} + D_{КТ}$$

Рівняння можна представити у вигляді

ється з ексергії та анергії (кінетична енергія потоку, як і робота, відноситься до ексергії):

$$I = E + A,$$

Втратами теплоти у навколишнє середовище можна знехтувати. Анерго-ексергетична схема дозволяє викрити потоки втрат ексергії у вузлах ТКР D_i .

Значення величин ексергії, кВт, і анергії, кВт,

$$E = M \left[(h - h_{н.у.}) - T_{н.у.} (s - s_{н.у.}) \right];$$

$$A = M \left[h_{н.у.} + T_{н.у.} (s - s_{н.у.}) \right],$$

де

$h = \mu C_p \cdot T$, кДж/кмольК; ($h_{н.у.}$ - нормальні умови)

$$s - s_{н.у.} = \mu C_p \cdot \ln \frac{T}{T_{н.у.}} - 8,314 \cdot \ln \frac{p}{p_{н.у.}}, \text{ кДж/кмольК.}$$

$$\left(E_{\tau} + G_{\tau} \frac{c_{\tau}^2}{2}\right) - \left(E_{от} + G_{\tau} \frac{c_{от}^2}{2}\right) = \\ = \left(E_4 + G_{\kappa} \frac{c_4^2}{2}\right) - \left(E_0 + G_{\kappa} \frac{c_0^2}{2}\right) + L_{\text{тгк}} + \sum D_i$$

Підведена з газом до ТКР ексергія

$$E_{\text{підв}} = \left(E_{\tau} + G_{\tau} \frac{c_{\tau}^2}{2}\right) - \left(E_{от} + G_{\tau} \frac{c_{от}^2}{2}\right),$$

де $L_{\text{тгк}} = D_{\text{тгк}}$ – втрати ексергії при подоланні опорів в механізмах двигуна, тобто

$$\sum D_i = D_{\text{тгк}} + \sum D_i$$

Тоді

$$E_{\text{підв}} = E_{\text{відв}} + \sum D_i$$

На основі цього рівняння можна записати вираз для ексергетичного ККД ТКР

$$\eta_{\text{етк}} = \frac{E_{\text{відв}}}{E_{\text{підв}}} = 1 - \frac{\sum D_i}{E_{\text{підв}}}$$

Дослідження анерго-ексергетичної схеми дозволяє отримати відношення для ексергетичних ККД турбіни та нагнітача окремо.

Оскільки

$$E_{\text{підв}} = L_{\text{тг}} + D_{\text{са}} + D_{\text{кт}},$$

маємо

$$\eta_{\text{ет}} = \frac{L_{\text{тг}}}{E_{\text{підв}}} = 1 - \frac{D_{\text{са}} + D_{\text{кт}}}{\left(E_{\tau} + G_{\tau} \frac{c_{\tau}^2}{2}\right) - \left(E_{от} + G_{\tau} \frac{c_{от}^2}{2}\right)}$$

В силу

$$L_{\text{н}} = E_{\text{відв}} + D_{\text{са}} + D_{\text{кк}} + D_{\text{д}} + D_{\text{у}},$$

отримуємо

$$\eta_{\text{ен}} = \frac{E_{\text{відв}}}{L_{\text{н}}} = 1 - \frac{D_{\text{са}} + D_{\text{кк}} + D_{\text{д}} + D_{\text{у}}}{L_{\text{н}}}$$

Звідси

$$\eta_{\text{етк}} = \frac{(L_{\text{н}} \eta_{\text{ен}})}{\left(\frac{L_{\text{тг}}}{\eta_{\text{ет}}}\right)} = \eta_{\text{ен}} \eta_{\text{ет}} \eta_{\text{тгк}}$$

Для ексергетичного ККД, з метою аналізу, можна отримати вираз

$$\eta_{\text{етк}} = 1 - \frac{\sum D_i}{E_{\text{підв}}} = 1 - \frac{D_{\text{тгк}}}{E_{\text{підв}}} - \frac{D_{\text{вна}}}{E_{\text{підв}}} - \frac{D_{\text{кк}}}{E_{\text{підв}}} - \frac{D_{\text{д}}}{E_{\text{підв}}} - \frac{D_{\text{у}}}{E_{\text{підв}}} - \\ - \frac{D_{\text{са}}}{E_{\text{підв}}} - \frac{D_{\text{кт}}}{E_{\text{підв}}} = 1 - \alpha_{\text{тгк}} - \alpha_{\text{вна}} - \alpha_{\text{кк}} - \alpha_{\text{д}} - \alpha_{\text{у}} - \alpha_{\text{са}} - \alpha_{\text{кт}}$$

Разом із цим ексергетичний метод дозволяє виділити з метою аналізу не тільки ексергетичний ККД нагнітача, але і його складові

$$\eta_{\text{ен}} = 1 - \frac{\sum D_{\text{н}}}{L_{\text{н}}} = 1 - \frac{D_{\text{вна}}}{L_{\text{н}}} - \frac{D_{\text{кк}}}{L_{\text{н}}} - \frac{D_{\text{д}}}{L_{\text{н}}} - \frac{D_{\text{у}}}{L_{\text{н}}} = \\ = 1 - \beta_{\text{вна}} - \beta_{\text{кк}} - \beta_{\text{д}} - \beta_{\text{у}}$$

Ексергетичний метод дозволяє визначити ексергетичні ККД процесів і у вузлах нагнітача, що принципово важливо при виборі шляхів вдосконалення ТКР.

У відповідності зі схемою (рис. 2) ексергетичний баланс по вхідному направляючому апарату та колесу компресора має вигляд

$$L_{\text{н}} = \left(\left(E_2 + G_{\kappa} \frac{c_2^2}{2} \right) - \left(E_0 + G_{\kappa} \frac{c_0^2}{2} \right) \right) + D_{\text{вна}} + D_{\text{кк}}$$

Ексергетичний ККД процесів у вхідному направляючому апараті та в колесі компресора

$$\eta_{\text{ек}} = \frac{\left(E_2 + G_{\kappa} \frac{c_2^2}{2} \right) - \left(E_0 + G_{\kappa} \frac{c_0^2}{2} \right)}{L_{\text{н}}} = 1 - \frac{D_{\text{вна}} + D_{\text{кк}}}{L_{\text{н}}}$$

Ексергетичний баланс дифузора

$$E_2 + G_{\kappa} \frac{c_2^2}{2} = \left(E_3 + G_{\kappa} \frac{c_3^2}{2} \right) + D_{\text{д}}$$

Тому

$$\eta_{\text{ед}} = \frac{E_3 + G_{\kappa} \frac{c_3^2}{2}}{E_2 + G_{\kappa} \frac{c_2^2}{2}} = 1 - \frac{D_{\text{д}}}{E_2 + G_{\kappa} \frac{c_2^2}{2}}$$

Ексергетичний баланс збірної завитки

$$E_3 + G_{\kappa} \frac{c_3^2}{2} = \left(E_4 + G_{\kappa} \frac{c_4^2}{2} \right) + D_{\text{у}}$$

тоді

$$\eta_{\text{еу}} = \frac{E_4 + G_{\kappa} \frac{c_4^2}{2}}{E_3 + G_{\kappa} \frac{c_3^2}{2}} = 1 - \frac{D_{\text{у}}}{E_3 + G_{\kappa} \frac{c_3^2}{2}}$$

Ексергетичний баланс турбіни

$$\left(E_{\tau} + G_{\tau} \frac{c_{\tau}^2}{2} \right) - \left(E_{от} + G_{\tau} \frac{c_{от}^2}{2} \right) = L_{\text{тг}} + D_{\text{са}} + D_{\text{кт}}$$

Ексергетичний ККД турбіни

$$\eta_{\text{ет}} = \frac{L_{\text{тг}}}{\left(E_{\tau} + G_{\tau} \frac{c_{\tau}^2}{2} \right) - \left(E_{от} + G_{\tau} \frac{c_{от}^2}{2} \right)} = \\ = 1 - \frac{D_{\text{са}} + D_{\text{кт}}}{E_{\text{підв}}}$$

Баланс ексергії соплового апарата

$$E_{\tau} + G_{\tau} \frac{c_{\tau}^2}{2} = \left(E_{\text{лг}} + G_{\tau} \frac{c_{\text{лг}}^2}{2} \right) + D_{\text{са}}$$

Ексергетичний ККД процесу в сопловому апараті

$$\eta_{\text{еса}} = \frac{E_{1\tau} + G_{\tau} \frac{c_1^2}{2}}{E_{\tau} + G_{\tau} \frac{c_{\tau}^2}{2}} = 1 - \frac{D_{\text{са}}}{E_{\tau} + G_{\tau} \frac{c_{\tau}^2}{2}}.$$

Баланс ексергії колеса турбіни

$$\left(E_{1\tau} + G_{\tau} \frac{c_1^2}{2}\right) - \left(E_{\text{от}} + G_{\tau} \frac{c_{\text{от}}^2}{2}\right) = L_{\tau} + D_{\text{кт}}$$

Ексергетичний ККД процесу розширення в робочому колесі турбіни

$$\eta_{\text{ект}} = \frac{L_{\tau}}{\left(E_{1\tau} + G_{\tau} \frac{c_1^2}{2}\right) - \left(E_{\text{от}} + G_{\tau} \frac{c_{\text{от}}^2}{2}\right)} = 1 - \frac{D_{\text{кт}}}{E_{\text{відв}}}.$$

Оцінка енерго-ексергетичного балансу проводилася для режиму максимальної потужності двигуна 6ДН12/2х12. В ході розрахунку отримано показники енергії та ексергії у відповідних перетинах, сума яких дозволяє визначити ентальпії потоку робочого тіла. В таблиці 1 наведено значення енергії A_i , ексергії E_i , ентальпії I_i , втрат ексергії D_i та кінетичної енергії потоку $G_k \frac{c_n^2}{2}$ в характерних перетинах системи наддуву, що дозволяють визначити ексергетичний ККД нагнітача і турбіни дизельного двигуна.

Таблиця 1. Енергетичні параметри потоку робочого тіла в характерних перетинах компресора та турбіни (див. рис.1)

Точки перетину		A, кВт	E, кВт	I, кВт	D_i , кВт	$G_k \frac{c_n^2}{2}$, кВт
Компресор	0	352,54	0,00	352,54	0,00	0,00
	1	355,75	-9,11	346,64	3,21	6,00
	2	362,17	41,89	404,06	6,42	43,94
	3	368,48	73,86	442,35	6,31	4,97
	4	369,12	75,58	444,71	0,64	2,60
Турбіна	т	806,33	531,64	1337,98	0,00	0,00
	1т	807,13	477,38	1284,52	0,80	53,03
	0т	810,49	410,99	1221,47	3,35	12,03

У таблиці 2 наведено складові втрат ексергетичного балансу системи наддуву в абсолютних величинах (кВт) і відносних долях (%). Ексергія, що підведена до потоку робочого тіла становить $E_{\text{відв}}=108,63$ кВт. Ексергетичний ККД компресора визначаємо за залежністю

$$\eta_{\text{ект}} = \frac{E_{\text{відв}}}{E_{\text{відв}}} \cdot 100\%.$$

Таблиця 2. Складові втрат ексергетичного балансу системи наддуву

Характеристика параметра	Абсолютні значення	Відносні значення
Параметр	$D_{\text{тнк}}$	30,45
	$D_{\text{вна}}$	3,21
	$D_{\text{кк}}$	6,42
	D_D	6,31
	D_y	0,64
	$D_{\text{са}}$	0,8
	$D_{\text{кт}}$	3,35
	$E_{\text{відв}}$	78,18
		71,97

На основі проведеного аналізу виявлено, що найбільш вагомими втратами в системі наддуву дослідного двигуна є втрати в його механізмах (8,94% від підведеної ексергії), в колесі компресора (5,91%), дифузори (5,81%) і колесі турбіни (3,09%). Таким чином, дослідження ексергетичних ККД процесів в нагнітачі та газовій турбіні свідчить, що основні втрати від недосконалості процесів спостерігаються в колесах компресора і турбіни та дифузори компресора.

Показники ексергетичних ККД процесів у вузлах системи наддуву дизельного двигуна 6ДН12/2х12 наведено на рис. 3.

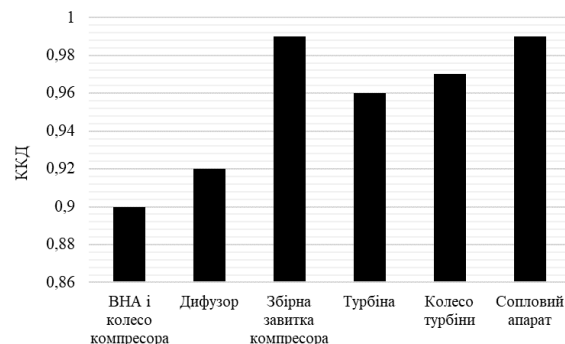


Рис. 3. Ексергетичний ККД процесів в вузлах системи наддуву

Отримані розрахункові дані, шляхом ексергетичного аналізу процесів перетворення енергії, дають можливість оцінити розподіл втрат енергії в окремих вузлах системи наддуву двигуна 6ДН12/2х12. До того ж ексергетичний баланс наведеної системи дає змогу оцінити її досконалість за рядом ексергетичних показників. Таке представлення процесів перетворення енергії лежить в основі подальшого вдосконалення і оптимізації системи.

Потенціал подальшого вдосконалення дослідного турбокомпресора наведено у таблиці 3. Його представлено у вигляді різниці між величинами

ексергетичного і енергетичного ККД кожного вузла системи наддуву.

Таблиця 3. Резерв вдосконалення дослідного турбокомпресора

Вузол	Ексергетичний ККД	Енергетичний ККД	Резерв, %
ВНА і КК	0,90	0,86	4
Дифузор	0,92	0,79	13
Збірник завитки	0,99	0,55	44
Турбіна	0,96	0,78	18
Колесо турбіни	0,88	0,81	7
Сопловий апарат	0,99	0,91	8

З таблиці 3 видно, що найбільший резерв подальшого вдосконалення системи наддуву має дифузор (13%), збірник завитки (44%) і механізми турбіни (18%). Інші елементи ТКР мають наблизений енергетичний ККД до ексергетичного, тому подальше конструктивне вдосконалення цих вузлів не є можливим або доцільним.

Висновки

Ексергетичний метод дозволяє провести якісний аналіз вузлів системи наддуву, оцінити рівень втрат ексергії та визначити їх ексергетичний ККД. Використання методу в задачах модернізації дає можливість вибору таких конструктивних параметрів, при яких досягається найбільш ефективне поліпшення показників системи. Особливо це важливо при порівняльному аналізі з метою пошуку шляхів покращення параметрів вузла даної системи.

Результати проведеного розрахункового дослідження показують, що найбільш вагомими втратами в системі наддуву дослідного двигуна є втрати в його механізмах (8,94% від підведеної ексергії), в колесі компресора (5,91%), дифузорі (5,81%) і колесі турбіни (3,09%).

Виявлено потенціал подальшого вдосконалення елементів системи наддуву. Найбільший резерв виділяється у дифузорі – 13%, збірник завитки – 44% і механізмах турбіни – 18%.

Список літератури:

1. Muspratt, A., Steel Hexagon: The evolution of armoured vehicle requirements, [Електронний ресурс]: <https://www.defenceiq.com/armoured-vehicles/whitepapers/steel-hexagon-the-evolution-of-armoured-vehicle-requirements>.
2. Алехин С. А. Перспективы дальнейшего улучшения удельных массогабаритных и мощностных показателей специальных двигателей типа 6ДН 12/2х12 / С. А. Алехин // Двигатели внутреннего сгорания. – 2005. – № 1. – С. 3-7.
3. Сажин Б. С. Эксергетический анализ работы промышленных установок / Б. С. Сажин, А. П. Булеков, В. Б. Сажин / М.: Московский гос. текстильный ун-т, 2000. — 297 с.
4. Бурдаков В. П. Термодинамика. Часть 2. Специальный курс / В. П. Бурдаков, Б. В. Дзюбенко, С. Ю. Меснянкин, Т. В. Михайлова / М.: Дрофа, 2009. — 362 с.
5. Абрамчук Ф.И. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности / Ф.И. Абрамчук, А.П. Марченко, Н.Ф. Разлейцев и др.; под ред. А.Ф. Шеховцова. - К.: Техника, 1992. 272 с.

Bibliography (transliterated):

1. Muspratt, A., "Steel Hexagon: The evolution of armoured vehicle requirements", available at: <https://www.defenceiq.com/armoured-vehicles/whitepapers/steel-hexagon-the-evolution-of-armoured-vehicle-requirements>.
2. Alyohin, S. A. (2005), "Prospects for further improvement of specific weight, barometric and power indicators of special engines of the 6DN 12/2x12 type", Internal combustion engines ["Perspektivy dal'nejshego uluchsheniya udel'nykh massogabaritnykh i moshchnostnykh pokazatelej special'nykh dvigatelej tipa 6DN 12/2kh12", Dvigateli vnutrennego sgoraniya], №1, pp. 3-7.
3. Sazhin, B. S., Bulekov, A. P., Sazhin V. B. (2000), "Exergetic analysis of the operation of industrial plants" ["Ehksергетический анализ работы промышленных установок"], Moscow, 297 p.
4. Burdakov V. P., Dzyubenko B. V., Mesnyankin S. Yu., Mikhajlova T. V. (2009), "Thermodynamics. Part 2. Special course", ["Termodinamika. Chast' 2. Special'nyj kurs"], Moscow, 362 p.
5. Abramchuk, F.I., Marchenko, A.P., Razlejev, N.F. (1992), "Modern diesel engines: improved fuel efficiency and durability" ["Sovremennye dizeli: povyshenie toplivnoj ehkonomichnosti i dlitel'noj prochnosti"], Kiev, 272 p.

Надійшла до редакції 26.06.2021 р.

Марченко Андрій Петрович – доктор техн. наук, проф., проректор з наукової роботи Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: marchenko@kpi.kharkov.ua.

Кравченко Сергій Сергійович – канд. техн. наук, доцент кафедри двигунів внутрішнього згоряння, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: kravchenko@kpi.kharkov.ua.

Бекарюк Олександр Миколайович – аспірант кафедри двигунів внутрішнього згоряння, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: a.bekariuk@gmail.com.

Шелестов Максим Сергійович – аспірант кафедри двигунів внутрішнього згоряння, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: maks.shelestow@gmail.com.

ПРИМЕНЕНИЕ ЭКСЕРГЕТИЧЕСКОГО МЕТОДА ДЛЯ ОЦЕНКИ СОВЕРШЕНСТВА ПРОЦЕССОВ В СИСТЕМЕ НАДДУВА ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

А. П. Марченко, С. С. Кравченко, А. Н. Бекарюк, М. С. Шелестов

Одной из важнейших тенденций развития современных боевых машин является повышение их мобильности как для безопасности экипажа, так и для быстрого передвижения в различных типах местности. Соответствие этим критери-

ям обеспечивается двигателем бронемашин. Конкурентоспособность отечественных двигателей для бронетанковой техники должно обеспечиваться созданием новых конструкций, их постоянной модернизацией и последующим улучшением характеристик. Одним из таких двигателей выступает форсированный дизель 6ДН12/2х12 с мощностью 1100 кВт. Улучшение уровня его показателей и форсирования возможно за счет совершенствования системы воздухообеспечения двигателя. Оценка эффективности системы позволяет выделить узлы, требующие изменения конструктивных параметров. Поэтому такой качественный анализ также указывает и на целесообразность, и на возможность дальнейшей модернизации конструкции системы. В работе качественный анализ турбокомпрессора проведено на основе эксергетического метода, который позволяет выявить источники энергетических потерь в конструкции системы и определяет степень совершенства процессов. Применение эксергетического метода обусловлено целью определения резервов улучшения эффективности элементов турбокомпрессора, величины подведенной эксергии и эксергетического КПД в узлах системы воздухообеспечения. По методике построено эксергетическую схему системы наддува, на основе которой выведено анерго-эксергетический баланс каждого узла компрессора. Результаты анализа позволили определить параметры потока рабочего тела в характерных сечениях компрессора и турбины, а также эксергетический КПД узлов системы наддува. Полученные расчетные данные путем эксергетического анализа предоставляют оценку распределения потерь энергии и позволяют определить направления дальнейшего совершенствования системы воздухообеспечения и предоставляют возможность выбора таких конструктивных параметров, при которых достигается наиболее эффективное улучшение показателей системы.

Ключевые слова: дизельный двигатель; турбокомпрессор; наддув; эксергии; анерго-эксергетический баланс.

APPLICATION OF EXERGETIC METHOD FOR EVALUATION OF PROCESS PERFECTION IN DIESEL ENGINE SUPERCHARGING SYSTEM

A. P. Marchenko, S. S. Kravchenko, O. M. Bekaryuk, M. S. Shelestov

One of the most important trends of the modern combat vehicles is increasing their mobility for the security of the crew and for fast movement in different types of terrain. Compliance with these criteria is ensured by the engine of the armored vehicle. The competitiveness of domestic engines for armored vehicles should be ensured by the creation of new structures, their constant modernization and further improvement of performance. One of such engines is a forced diesel engine 6DN12/2x12 with a capacity of 1100 kW. In order to improve its performance and increase the level of forcing, it is proposed to improve the air supply system of the engine. Evaluating the effectiveness of the system can identify nodes that need changing design parameters. Therefore, such a qualitative analysis also indicates the feasibility and the possibility of further modernization of the system design. The qualitative analysis of the turbocharger is carried out on the basis of exergy method, which allows identifying sources of energy losses in the system design and determines the degree of perfection of processes. The application of the exergy method is due to the purpose of determining the reserves to improve the efficiency of the turbocharger elements, the magnitude of the supplied exergy and exergy efficiency in the nodes of the air supply system. According to the method, an exergy scheme of the supercharging system was constructed, on the basis of which the energy-exergy balance of each compressor unit was derived. The results of the analysis allowed to determine the parameters of the flow of the working fluid in the characteristic sections of the compressor and turbine and exergetic efficiency of the supercharging system. The calculated data obtained by exergetic analysis provide an estimate of the distribution of energy losses and allow determining the areas for further improvement of the air supply system and providing an opportunity to choose such design parameters that achieve the most effective improvement of the system.

Keywords: diesel engine; turbocharger; supercharging; exergy; energy-exergy balance.