

УДК 621.438

Ю. В. СТОРЧЕУС, канд. техн. наук, доц.; доц. СНУ ім. В. Даля, Луганськ

ПОЛІПШЕННЯ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ У ТРАНСПОРТНИХ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНАХ ЗАСТОСУВАННЯМ КАСКАДНИХ ТРАНСФОРМАТОРІВ ЕНЕРГІЇ

Розглянуто шляхи поліпшення рівня енергозбереження у транспортних газотурбінних двигунах за рахунок застосування каскадних трансформаторів енергії. Виявлено основні переваги використання у газотурбінних двигунах каскадних трансформаторів енергії над хвильовими обмінниками тиску. Викладено теоретичні передумови та особливості робочого циклу газотурбінних двигунів з каскадними обмінниками тиску. Вироблено рекомендації із розширення галузі застосування каскадних трансформаторів енергії у транспортних газотурбінних двигунах.

Ключові слова: енергозбереження, газотурбінний двигун, трансформація енергії, обмінник тиску, теплообмін, ротор.

Вступ. Зростаюча потреба в компактних і надійних силових установках високої питомої потужності породжує інтерес до розробки широкого спектра газотурбінних двигунів (ГТД) агрегатної потужності від 0,1 до 500 кВт. Разом з тим, мініатюризація газотурбінного двигуна породжує проблему значного зниження загального ККД установки у виді негативного впливу так званого ефекту «*Downsize*» (зменшення розмірів установки), що підсилює практично всі види газодинамічних і теплових втрат [1, 2]. Використанню ГТД у якості силової установки наземного транспорту й спеціальних машин також перешкоджає властива високооборотним лопатковим агрегатам незадовільна якість перехідних і часткових режимів. Більша частина індикаторної роботи циклу ГТД витрачається на привод компресорної секції, тому втрати енергії в проточних елементах турбокомпресорної частини двигуна впливають на загальний ККД установки.

У газотурбінних двигунах потужністю до 150...200 кВт, внаслідок малих діаметральних розмірів робочих коліс, досить проблемним є забезпечення в одно- або двоступінчастому компресорі необхідного за умовою термодинамічної ефективності циклу ступеня підвищення тиску повітря (π_k). Остання обставина визначає високу частоту обертання вала ГТД (понад 40000...50000 хв⁻¹), що у свою чергу породжує необхідність у дорогих мультиплікаторах з більшим передаточним числом.

Аналіз основних досягнень і літератури. Можливість підвищення максимального тиску й температури циклу останнім часом зв'язується з використанням хвильового обмінника тиску (ХОТ) у якості верхнього щабля стиску повітря «*Top stage*» [3]. Основна ідея такого розв'язку полягає в можливому підвищенні енергетичної ефективності ГТД збільшенням відносини граничних температур циклу при обмеженні температури газів перед турбіною умовами термостійкості застосовуваних матеріалів. Практична допустимість підвищення температури газів у лінії високого тиску ГТД обумовлена самоохолодженням ротора ХОТ за рахунок періодичного вступу в його гнізда повітря з навколишнього середовища. Перша реальна спроба застосування хвильового обмінника як верхнього щабля стиску була здійснена *Claud Seippel* з компанії *Brown Boveri Company (BBC)* у Швейцарії в 1940 році на ГТД локомотива [2–4]. На початку 2000-х років ряд відомих дослідних центрів таких як *NASA, Rolls Royce, Indiana University Purdue University Indianapolis, Michigan State University* відновили інтерес до вивчення можливих напрямків

© Ю.В. Сторчеус, 2014

інтегрування хвильових обмінників різної конфігурації в робочий цикл міні- і мікро ГТД [3, 4].

Схема комутації чотиривіконного ХОТ у пристрої ГТД показана в роботах [2, 3]. Випускний патрубок компресора й впускний патрубок турбіни підключені до вікон низького тиску, у той час як камера згоряння – до вікон високого тиску ХОТ. Стиснуте у компресорі повітря надходить до вічок ротора ХОТ, де додатково стискується, і далі витісняється в камеру згоряння двигуна. Тут відбувається згоряння палива при більш високих значеннях тиску й температури, чим в класичному ГТД.

Втім, слід відзначити, що помітний ефект інтеграції ХОТ у робочий цикл ГТД досягається тільки в тому випадку, якщо ККД процесів стиску й розширення робочих середовищ у хвильовому обміннику перевищує ККД цих процесів у турбокомпресорній частині установки. Але навіть на режимах з достатнім надлишком роботи розширення газів у роторі ХОТ можливість реалізації заявленого перевищення тиску газів перед турбіною (до 20 %) на практиці викликає певний сумнів. Відомо, що найбільш уразливим фрагментом робочого процесу хвильового обмінника з осьовою орієнтацією натискообмінних вічок є продувка ротора повітрям у лінії низького тиску. [5, 6]. Значний гідравлічний опір трактів низького тиску приводить до різкого погіршення якості продувки аж до повної втрати працездатності обмінника. Тому здійснення повної продувки гнізд із зазначеним перепадом тиску у вікнах низького тиску, імовірно, припускає певну ідеалізацію умов проведення експерименту.

Проте яскраво виражений хвильовий характер обмінних процесів у ХОТ визначає чутливість його видаткових характеристик до термодинамічних параметрів робітничих середовищ у газорозподільних вікнах і частоті обертання ротора. Відхилення режиму роботи ГТД від розрахункових умов супроводжується різким погіршенням показників роботи ХОТ, як внаслідок неузгодженості моментів підключення гнізд до газорозподільних вікон, так і внаслідок збільшення неповноти витиснення стисненого повітря в камеру згоряння. На режимах, значно вилучених від номінального, руйнування настроєної картини взаємодії первинних хвиль із передніми крайками вікон відводу робітничих середовищ приводить до зникнення продувального імпульсу в лініях низького й високого тиску й, отже, – до зниження тиску газів перед турбіною щодо тиску повітря, що нагнітається компресором.

Область ефективної роботи ХОТ середньої й малої розмірності обмежується межами ступеня підвищення тиску стисненого повітря до $\pi_k = 2,5 \dots 2,6$. Перевищення зазначених меж приводить до інтенсивного зниження витрати стисненого повітря й ефективності обмінних процесів. Однак і на розрахунковому режимі неминуча дисипація енергії в процесі формування й взаємодії сильних ударних хвиль у роторі обмежує ККД кращих зразків ХОТ значенням $0,59 \dots 0,61$ [5].

Мета дослідження, постановка задачі. Метою дослідження розробка шляхів підвищення ефективності ГТД за рахунок використання принципів каскадно-рекуперативного теплообміну у агрегатах безпосередньої взаємодії газоповітряних середовищ каскадного типу.

Результати досліджень. Новим напрямком підвищення ККД і розширення області ефективної роботи ГТД є використання принципів каскадно-рекуперативного обміну тиском для здійснення процесу стиску газоподібних середовищ у робочому циклі установки. Агрегати, що реалізують такий стиск – каскадні обмінники тиску (КОТ) – являють собою новий різновид обмінників тиску, зокрема, апробованих у системах наддування двигунів внутрішнього згоряння. Стиск повітря в КОТ, як і хвильових обмінниках відомої системи наддування «*Comprex*», здійснюється в

результаті безпосереднього контакту зі стискаючими газами, однак з істотною відмінністю організації робочого процесу [5, 6]. Робочий цикл КОТ, побудований на рекуперативному використанні потенційної енергії залишкового тиску стискаючого середовища для здійснення основного стиску повітря в процесі каскадного енергообміну з переважно стаціонарним характером прямої взаємодії середовищ, відрізняється високим ККД (до 85...87 %), а також невисокою чутливістю агрегату до неповноти витиснення повітря із гнізд ротора. Основна ідея організації робочого процесу ГТД на базі КОТ полягає в повній заміні турбокомпресорної частини на агрегат КОТ, що реалізує пряме перетворення теплоти, яка підводиться до циклу, в розташовану роботу потоку стисненого газу витиснення повітря із гнізд ротора.

Енергетична ефективність робочого циклу КОТ проявляється в значному перевищенні витрати стисливого повітря щодо стискаючого середовища, тем більшою мірою, чим вище температура останньої. Оскільки лише незначна частина стискаючого газу витрачається на «достиск» попередньо стислого в процесі каскадного масообміну повітря, у КОТ має місце зразкова рівність об'ємних витрат стискаючої й стисливої середовищ. При цьому відношення масових витрат при незначному перевищенні тиску стискаючого газу P_{g1} , щодо тиску повітря, що нагнітається, P_k , близько зворотному відношенню температур цих середовищ.

Відносно невисока частота обертання ротора ($2000...3000 \text{ хв}^{-1}$) обумовлює суттєво більшу надійність і менш тверді технологічні вимоги до виготовлення каскадних обмінників щодо турбокомпресорів і ХОТ.

Висока ефективність процесу стиску газоподібних тіл у каскадних обмінниках тиску, а також відзначена властивість «множення витрати» розкривають перспективу створення на базі КОТ принципово нових пристроїв теплоперетворюючих машин широкого призначення. Уже сьогодні практичне застосування можуть мати: унікальні по своїй простоті й ефективності тепловий компресор і генератор газу прямого перетворення теплової енергії в розташовану роботу стисненого повітря або газу; система наддування дизельних двигунів, що реалізує високу якість повітропостачання у всьому діапазоні експлуатаційних режимів силової установки з одночасним охолодженням наддувочного повітря нижче температури навколишнього середовища; високоадаптивні безтурбокомпресорні газотурбінні двигуни наземного транспорту з високою пристосованістю до перехідних і часткових режимів; низькотемпературні повітряні холодильні машини, основним енергетичним джерелом роботи яких є тепла енергія будь-якого походження.

Основні принципи організації робочого процесу ГТД КОТ викладені в роботі [7]. У найпростішій схемі ГТД КОТ (рис. 1) одноступінчастий агрегат каскадного стиску з камерою згоряння використовується як генератора газів, що безпосередньо підключається до силової газової турбіни. Робочої тілом силової турбіни є суміш гарячих газів і стисненого повітря, що дозволяє підтримувати прийнятний температурний режим турбіни в межах обмежень термостійкості застосовуваних матеріалів. При цьому, завдяки самоохолодженню ротора каскадного обмінника, реалізується можливість помітного підвищення максимальної температури циклу (у лінії високого тиску генератора газів КОТ) на основних експлуатаційних режимах роботи ГТД.

У пристрої ГТД КОТ на привод агрегатів КОТ затрачається досить незначна потужність зовнішнього джерела – робота стиску повітря здійснюється за рахунок внутрішнього перерозподілу енергії газових потоків у проточних елементах агрегатів КОТ. Лише частина газу з камери згоряння направляється в силову турбіну, яка, таким

чином, має суттєво менші розміри, при еквівалентній потужності ГТД. Зі зменшенням витрати газів через турбіну знижуються абсолютні втрати енергії в ній, тому недосконалість робочого процесу турбіни, у тому числі, на нерозрахованих режимах меншою мірою впливає на загальний ККД ГТД.

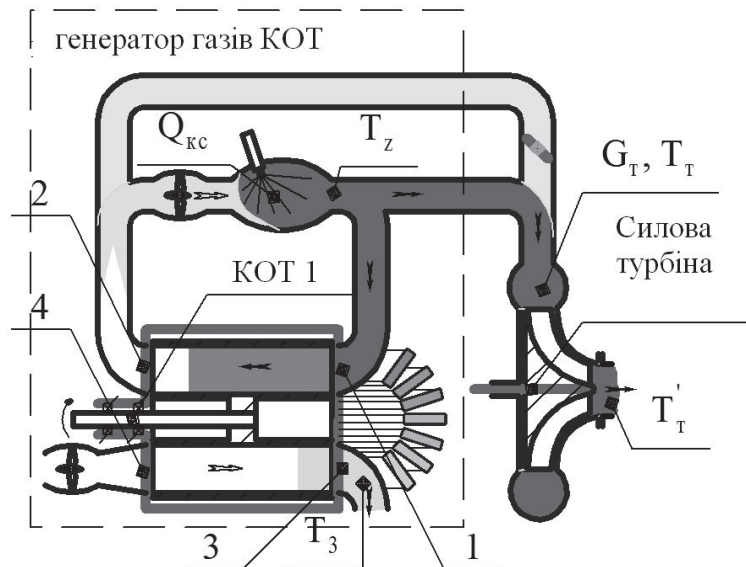


Рис. 1 – Схема одноступінчастого ГТД КОТ:

1 – вікно підведення високого тиску; 2 – вікно відводу високого тиску;
3 – вікно відводу низького тиску; 4 – вікно підведення низького тиску

Результати розрахункового визначення ефективних показників ГТД КОТ з різними параметрами робочого процесу зведені в табл.1. Тут і надалі використовуються наступні позначення: $\eta_{ГТД}$ – ефективність і потужність двигуна; $\pi_{к}$ – ступінь підвищення тиску в КОТ; $\pi_{т}$ – ступінь розширення газів у турбіні; $Q_{кc}$ – потужність теплового потоку в камері згоряння; G_T, T_T – відповідно витрата й температура робочого тіла перед силовою турбіною; T_z – максимальна температура циклу; T'_T – температура газів після розширення в турбіні; T_1 – температура активного середовища газів на вході в тепловий компресор КОТ; T_3 – температура газів на виході з теплового компресора КОТ.

Таблиця 1

Параметри робочого процесу й показники роботи одноступінчастого ГТД КОТ

$\eta_{ГТД}$	$N_{ГТД}$, кВт	$\pi_{к}$	$\pi_{т}$	$Q_{кc}$, кДж/с	T_1 , К	T_3 , К	T_T , К	G_T , кг/с	T'_T , К
$T_z = 1100$ К									
0,167	13,9	3	2,91	64,9	1100	734	900	0,068	642
0,196	15,8	4	3,88	64,7	1100	669	900	0,064	590
0,205	16,3	5	4,85	63,8	1100	622	900	0,058	552
0,191	15,5	6	5,82	63,3	1100	585	900	0,051	523
$T_z = 1300$ К									
0,183	21,0	3	2,91	95,3	1300	866	1100	0,083	782
0,211	24,2	4	3,88	97,2	1300	788	1100	0,079	719
0,232	26,2	5	4,85	96,5	1300	732	1100	0,076	672
0,235	26,7	6	5,82	96,4	1300	689	1100	0,072	637

При розрахунках показників роботи ГТД КОТ ККД силової турбіни ухвалюється рівним 0,81. Також ураховується зниження тиску в камері згоряння на 3 % (ступінь зниження тиску в камері згоряння $\lambda_{кс} = 0,97$). Моделювання робочого процесу КОТ здійснювалося методом «пошарових дифузій», викладеним у роботі [7, 8]. Основним спрощенням розрахунків циклу ГТД є зневага витокami робочих тіл у рухливих сполученнях ротора КОТ і силової турбіни.

Як видно з табл. 1 підвищення T_z з 1100 К до 1300 К забезпечує збільшення ККД $\eta_{гтд}$ тем більшою мірою, чим вище тиск стиску повітря в компресорі (при $\lambda_k = 6$ рід $\eta_{гтд}$ становить 23 %). У той же час підвищення λ_k впливає на $\eta_{гтд}$. Екстремум останнього трохи зміщається убік більш високих λ_k у міру підвищення T_z .

Наведені розрахункові дані показують, що ефективність найпростішої схеми ГТД КОТ у середньому на 25...30 % перевищує відповідні показники класичної схеми ГТД із турбокомпресорною частиною при аналогічних параметрах робочого процесу (λ_k, T_z). З урахуванням прогнозованих значень ККД (до 21 %), найпростіша схема ГТД КОТ може бути рекомендована до застосування в установках, де основними вимогами є: простота конструкції, надійність і висока адаптивна здатність до зміни експлуатаційних режимів.

Як і в класичних схемах ГТД резервом підвищення ККД ГТД КОТ є утилізація теплоти газів, що приділяються в атмосферу. У розглянутих пристроях відвід теплоти здійснюється з випускними газами турбіни й з газами каскадного обмінника, що відпрацювали.

Широко розповсюдженим способом утилізації теплоти в силових установках є її регенерація, що полягає у використанні скидної теплоти газів, що відробили, для підігріву стисненого повітря перед камерою згоряння. Інший спосіб утилізації полягає в організації робочого циклу ГТД із перерозширенням робочого тіла в турбіні шляхом створення розрядження у випуском колекторі останньої. Враховуючи наявність у схемах ГТД КОТ двох потоків скидної теплоти можливі різні комбінації способів утилізації теплоти в загальному контурі силової установки.

На рис. 2 представлено схему ГТД КОТ з регенерацією теплоти газів, що залишають силову турбіну газів, а також залишкової теплоти стискаючого середовища, що відробило в КОТ.

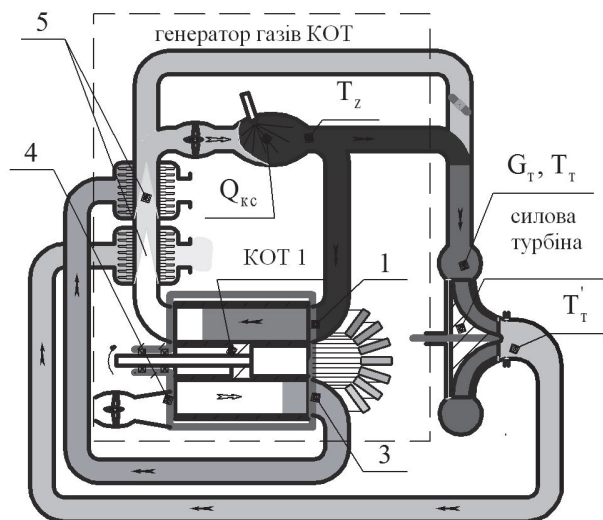


Рис. 2 – Схема одноступінчастого ГТД КОТ з регенерацією теплоти двох потоків середовищ, що відробили: 1 – вікно підведення високого тиску; 2 – вікно відводу високого тиску; 3 – вікно відводу низького тиску; 4 – вікно підведення низького тиску; 5 – утилізаційний теплообмінник

Порівняння даних у табл. 1 і 2 підтверджує ріст ККД при організації робочого процесу за схемою на рис. 2, особливо помітний в області невисоких π_k . Цілком прогнозованим є також підвищення ефективності регенерації в міру підвищення максимальної температури циклу T_z . Завдяки підігріву стисненого повітря в регенераторі економія теплової енергії при $T_z = 1100$ К становить від 3 до 38 % при збереженні потужностних показників ГТД, а при $T_z = 1300$ К зменшення витрат енергії за рахунок регенерації становить від 8 до 32 %.

Таблиця 2

Параметри робочого процесу одноступінчастого ГТД КОТ з регенерацією теплоти двох потоків

$\eta_{ГТД}$	$N_{ГТД}$, кВт	π_k	π_T	$Q_{кс}$, кДж/с	T_1 , К	T_3 , К	T_T , К	G_T , кг/с	T_T' , К
$T_z = 1100$ К									
0,246	14,1	3	2,91	47,0	1100	729	900	0,067	642
0,251	16,0	4	3,88	53,5	1100	664	900	0,064	590
0,230	16,4	5	4,85	59,5	1100	617	900	0,058	552
0,194	15,5	6	5,82	61,8	1100	580	900	0,051	523
$T_z = 1300$ К									
0,283	21,3	3	2,91	64,8	1300	859	1100	0,082	782
0,297	24,9	4	3,88	73,6	1300	782	1100	0,080	719
0,285	26,6	5	4,85	81,9	1300	725	1100	0,076	672
0,264	26,7	6	5,82	88,7	1300	682	1100	0,071	637

Зниження ефекту регенерації при підвищенні π_k обумовлене зменшенням кількості утилізованої теплоти у виді підвищення температури стислого в КОТ повітря і її наближенням до максимальної температури циклу T_z . Тому доцільність застосування регенерації, в остаточному підсумку, залежить від співвідношення максимальної температури циклу до температури навколишнього середовища. З іншої сторони застосування регенерації, завдяки зниженню значень π_k , дозволяє спростити конструкцію силової турбіни й знизити витоку робочого тіла через рухливі сполучення проточних елементів ГТД.

При виборі раціональних параметрів ГТД КОТ необхідно мати на увазі наступні закономірності робочого процесу:

1) Оптимальне за критерієм енерговитрат значення π_k залежить від максимальної температури циклу T_z . З підвищенням T_z екстремум ККД зміщується в напрямку більших значень π_k , і при $T_z > 1300$ К перебуває в області $\pi_k > 5$. Помітимо, що у ГТД малої розмірності реалізація циклів з $\pi_k > 5$ сполучена з конструктивним ускладненням пристрою через негативний вплив витоків у роторі КОТ і необхідності використання багатоступінчастої турбіни.

2) Для фіксованих значень T_z , екстремум ГТД КОТ (табл. 1) з регенерацією відповідає меншим значенням π_k відносно ГТД КОТ без регенерації (табл. 2). Застосування регенерації, завдяки зниженню значень π_k , дозволяє трохи спростити конструкцію силової турбіни й знизити витоку робочого тіла через рухливі сполучення проточних елементів ГТД.

Реалізація другого з розглянутих способів використання теплового потенціалу випускних газів для підвищення ККД і агрегатної потужності двигуна припускає створення розрядження у випускному колекторі турбіни з метою збільшення ступені розширення газів у робочому колесі.

Висновки. Газотурбінний двигун з одноступінчастим агрегатом каскадного стиску середовищ по економічності на 25...30 % перевершує традиційні ГТД і, внаслідок простоти й надійності конструкції, а головне високої адаптивності до зміни експлуатаційних режимів, може бути рекомендований до застосування в транспортних установках. Утилізація теплоти середовищ, що відробили, у ГТД із одноступінчастим агрегатами каскадного стиску дає приріст ККД 20...40 % залежно від режиму роботи. Комплексна утилізація теплоти середовищ, що відробили, більш енергоефективна, чим двопоточна регенерація теплоти.

Список літератури: 1. Akbari P. A. Performance Enhancement of Microturbine Engines Topped With Wave Rotors [Text] / P. A. Akbar, M. R. Nalim, N. Muller // *ASME J.Eng. Gas Turbines Power*. – 2006. – № 128(1). – P. 190-202. 2. Akbari P. A. Review of Wave Rotor Technology and its Application [Text] / P. A. Akbari, M. R. Nalim, N. Muller // *ASME O. Eng. Gas Turbines Power*. – 2006. – № 128(10). – P. 717-734. 3. Benini E. Centrifugal Compressor of A 100KW Microturbine [Text] / E. Benini, A. Toffolo, A. Lazzaretto // *ASME Paper GT2003-38152*. – 2003. 4. Welch G. E. Overview of Wave-Rotor Technology for Gas Turbine Engine Topping Cycles [Text] / G. E. Welch // *The Institution of mechanical Engineers London*. – 2000. – P. 2-17. 5. Волновые обменники давления в системах наддува двигателей внутреннего сгорания [Текст]: моногр. / [А. И. Крайнюк, Ю. В. Сторчеус, В. П. Левчук, и др.]; под ред. Ю. В. Сторчеуса. – Луганск: Ноулидж, 2013. – 155 с. – ISBN 978-617-579-639-9. 6. Крайнюк А. И. Системы газодинамического наддува [Текст]: моногр. / А. И. Крайнюк, Ю. В. Сторчеус. – Луганск: ВУГУ, 2000. – 224 с. 7. Сторчеус Ю. В. Каскадные трансформаторы энергии [Текст]: моногр. / Ю. В. Сторчеус. – Луганск: Ноулидж, 2013. – 200 с. – ISBN978-617-579-708-2. 8. Крайнюк А. И. Исследования физической сущности процессов трансформации энергии на принципах каскадно-теплого сжатия [Текст]: моногр. / А. И. Крайнюк, Ю. В. Сторчеус; [отв. ред. Ю. В. Сторчеус]. – Луганск: Ноулидж, 2012. – 118 с. – ISBN 978-617-570-597-2

Bibliography (transliterated): 1. Akbari, P. A., M. R. Nalim and N. Muller. "Performance Enhancement of Microturbine Engines Topped With Wave Rotors." *ASME J.Eng. Gas Turbines Power* 128 (1) (2006): 190-202. Print. 2. Akbari, P. A., M. R. Nalim and N. Muller. "Review of Wave Rotor Technology and its Application." *ASME O. Eng. Gas Turbines Power* 128 (10) (2006): 717-734. Print. 3. Benini, E., A. Toffolo and A. Lazzaretto. "Centrifugal Compressor of A 100KW Microturbine." *ASME Paper*. No. GT2003-38152. 2003. Print. 4. Welch, G. E. "Overview of Wave-Rotor Technology for Gas Turbine Engine Topping Cycles." *The Institution of mechanical Engineers London* (2000): 2-17. Print. 5. Krajnjuk, A. I., et al. *Volnovye obmenniki davlenija v sistemah nadduva dvigatelej vnutrennego sgoranija*. Luhansk: Noulidzh, 2013. ISBN 978-617-579-639-9. Print. 6. Krajnjuk, A. I., and Ju. V. Storcheus. *Sistemy gazodinamicheskogo nadduva*. Luhansk: VUGU, 2000. Print. 7. Storcheus, Ju. V. *Kaskadnye transformatory jenerгии*. Luhansk: Noulidzh, 2013. ISBN978-617-579-708-2. Print. 8. Krajnjuk, A. I., and Ju. V. Storcheus. *Issledovanija fizicheskoy sushhnosti processov transformacii jenerгии na principah kaskadno-teplovogo szhatija*. Luhansk: Noulidzh, ISBN 978-617-570-597-2. 2012. Print.

Надійшла (received) 14.02.2014