

УДК 621.43; 621.455



ПОДОЛЯН О. І. провідний інженер,
ТзОВ «Львівські автобусні заводи»
МАТКОВСЬКИЙ Ю. А. провідний інженер,
АК «Богдан Моторс»

ДО ПИТАННЯ ЕФЕКТИВНОГО ВИКОРИСТАННЯ ПАЛИВА В ТЕПЛОВИХ ДВИГУНАХ (В ПОРЯДКУ ОБГОВОРЕННЯ)

В статті дан обзор термодинамической, газодинамической и кинематической доступности энергии топлива в современных тепловых двигателях, их удельного расхода, а также приведены характеристики роторного двигателя, имеющего более низкие (в 2...3 раза) показатели удельного расхода топлива

Глобальне потепління на планеті, яке відзначається в останні десятиріччя, а також забруднення навколишнього середовища, спричинено в значній ступені тепловими утратами в теплових двигунах через їх термодинамічну, газодинамічну та кінематичну недосконалість. Доступність енергії палива в теплових двигунах заведено в літературі визначати величиною ефективного ККД, який для поршневих двигунів (ПД) лежить в межах 30...40%, для газотурбінних двигунів (ГТД) постійного згорання ($P=const$) — в межах 27...32% та для рідинних ракетних двигунів (РРД) — в межах 50...60%. Проте, якщо звернутися до питомих витрат палива, то виявляється, що авіаційний ГТД ($P=const$) витрачає в 2 рази більше палива, ніж дизельний автомобільний двигун ($V=const$; $P=const$). Очевидно, що доступність енергії палива в теплових двигунах потрібно визначати поняттям «ПИТОМА ВИТРАТА ПАЛИВА».

Розглянемо переваги та недоліки ПД (рис.1), які широко використовуються в автомобілях, в с/господарських машинах та в бронетехніці. Термодинамічною перевагою ПД є:

- оптимальна температура згорання палива (2300...2500 К) стехіометричного складу;
- наявність «теплого відпочинку» (такти впуску та стиску повітря);

- наявність ефективної рідинної системи охолодження;
- застосування металів з високими властивостями передачі тепла (АК 4...АК 8).

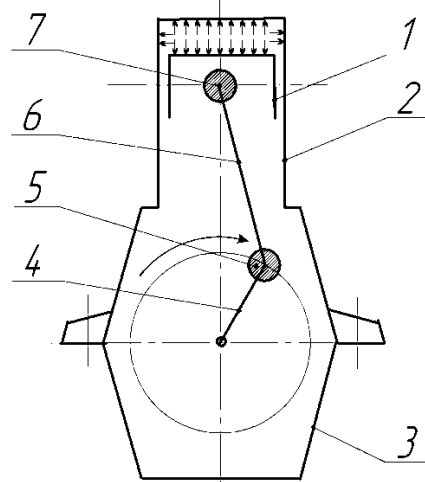


Рис.1 — Схема поршневого двигуна: 1 – поршень; 2 – блок циліндрів; 3 – картер; 4 – кривошип колінчатого валу; 5 – приведена маса хитневого механізму; 6 – хитень; 7 – приведена маса поршня

Недоліком ПД є його кінематична недосконалість, а саме: — наявність зворотно-поступального руху поршнів та приєднаних до них деталей при «перекладці» поршнів приводить до появи нормальних \vec{F}_N , бокових \vec{F}_N та інерційних \vec{F}_I зусиль, які створюють високочастотні коливання і шуми.

Перехід від паровозної технології з

ефективним ККД в 5...6% до ПД внутрішнього згорання з заявленим ефективним ККД 30...40% створив враження значного технічного досягнення, а по суті загальмував пошуки більш досконалого двигуна в частині економії палива. При підрахуванні ефективного ККД вченими упущено вільно або невільно врахування негативної роботи, яка витрачається на створення високочастотних коливань і шумів (до 30%) [1]. Отже, ефективний ККД лежить в межах 10,5...15,0%. Тільки 0,15 кг палива при згоранні створює крутячий момент на маховику дизельного двигуна. Залишок в 0,85 кг витрачається на:

- відведення тепла в атмосферу системами охолодження і мащення (25%);
- утрати тепла з відпрацьованими газами (20%);
- витрати енергії на тертя та привід допоміжних агрегатів (10%);
- витрати енергії на створення негативної роботи у вигляді вібрацій і шумів (30%).

Розглянемо також переваги та недоліки ГТД постійного згорання, які широко використовуються в авіації, кораблебудуванні, у приводі компресорних станцій перекачування газу та в системі подачі палива рідинних ракетних двигунів (РРД). Кінематичною перевагою ГТД (рис. 2) є:

- мала питома маса і малі габаритні розміри;
- відсутність зворотно-поступального руху складових частин двигуна;
- висока частота обертання турбіни.

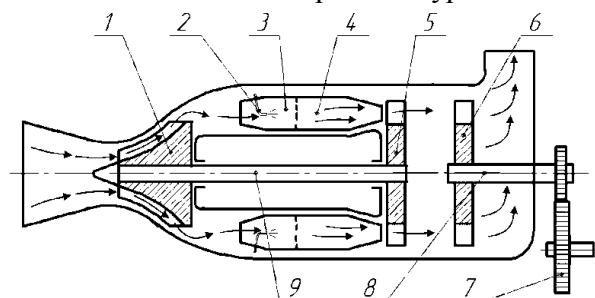


Рис.2 — Схема двовального газотурбінного двигуна (ГТД): 1 – компресор відцентровий; 2 – форсунка; 3 – камера згорання; 4 – камера змішування; 5

– турбіна компресорна; 6 – турбіна силова; 7 – редуктор; 8 – вал турбіни силової; 9 – вал компресора

Термодинамічним недоліком ГТД є:

- охолодження лопаток турбіни здійснюється стиснутим повітрям, витрата якого перебільшує в 4...5 разів кількість повітря, яке потрібне для згорання палива;
- температура газу не може перебільшувати 1200 К для забезпечення термічної міцності лопаток турбіни і, як результат, низький показник термічного ККД;
- термічний ККД циклу та економічність двигуна значно зменшується при роботі на часткових режимах, тому застосування ГТД на наземному транспорті украї неефективне.

Заявлений в літературі ефективний ККД газотурбінних двигунів постійного згорання в межах 27...32% також є явно збільшеним в силу наступних причин. Для зниження температури продуктів згорання до 1200 К використовується повітря, яке надходить від компресора, потужність привода якого перебільшує в 1,8...2 рази потужність, що надходить з силової турбіни. Якщо відлік ефективного ККД вести від температури 1200 К, то він складе 7,5...8,5%. Максимально ефективний ККД в 8,5% може бути в газотурбінних установках (ГТУ), які мають регенератори або теплообмінники.

В протипагу даних, які приводяться в літературі та в проспектах фірм, приводимо показники (табл. 1) з монографії акад. Стечкіна Б. С. [2].

Таблиця 1 — Показники ефективного ККД і питомої витрати палива.

Ефективний ККД	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4
Витрата палива г/(к. с. год.)	615	410	308	246	205	175	153
Витрата палива г/(кВт. год.)	452	302	227	181	150	129	112

На початку 20-го сторіччя одночасно з ГТД постійного згорання почали використовуватися ГТД періодичного згорання ($V=const$), які працювали по циклу Гемфрі (турбіни Хольцварта), так і по циклу Стодоли ($V=const; P=const$) [3]. Дослідження різних авторів указують на доцільність застосування в ГТД циклу періодичного згорання, що дає збільшення ефективного ККД від 5 до 25% в залежності від методу розрахунку. Проте, ускладнення конструкції двигуна за рахунок встановлення клапанів, неможливість забезпечення довговічності випускного клапана, а також традиційне застосування стиснутого повітря для охолодження продуктів згорання, призупинило подальші роботи по вдосконаленню цього типу двигуна.

В той же час вчені, які працюють в області вдосконалення ГТД літальних апаратів, вже більше 40 років ставлять завдання створення стехіометричних ГТД з температурою 2200...2300 К на робочих лопатках турбіни, що повинно привести до зниження питомої витрати палива [4]. Очевидно, що пошук вдалих конструктивних рішень потрібно вести у напрямку використання переваг як поршневих, так і газотурбінних двигунів та максимального обмеження їх недоліків. Якщо газові турбіни постійного згорання ($P=const$) для збільшення ККД вимагають нові жаростійкі матеріали, то газові турбіни періодичного згорання ($V=const$) можуть працювати при більш високих температурах, якщо наблизити масу і тепловіддачу деталей і вузлів ГТД до маси і тепловіддачу деталей і вузлів ПД та застосувати рідинну систему охолодження. Запропонований нами в якості альтернативи роторний двигун (патент України №76762, МПК F 02 G 3/00; F 02 C 5/00) вирішує проблему економії палива (рис. 3). По суті це ГТД періодичного згорання, який працює по циклу Стодоли з коефіцієнтом надлишку повітря $\alpha=1,1$ і температурою згорання 2300...2500 К. Цикл Стодоли вибраний з умови того, що в ньому відсутнє дроселювання повітря при заповненні

камери згорання. Такт стиску здійснюється в окремому компресорі, який кінематично з'єднаний з двигуном. Продуктивність компресора забезпечує тільки згорання палива стехіометричного складу, а охолодження двигуна здійснюється рідинною системою охолодження, а також системою мащення. Двигун має не менше 3-х роторів, які з'єднані з робочим валом зубчатим редуктором. В передній частині ротора розташована відцентрова турбіна із загнутими назад соплами, в яких спрацьовується основний перепад тепла (від 2300 до 1500 К), а залишковий перепад тепла спрацьовується на лопатках тангенціальної турбіни наступного ротора (від 1200 до 600 К).

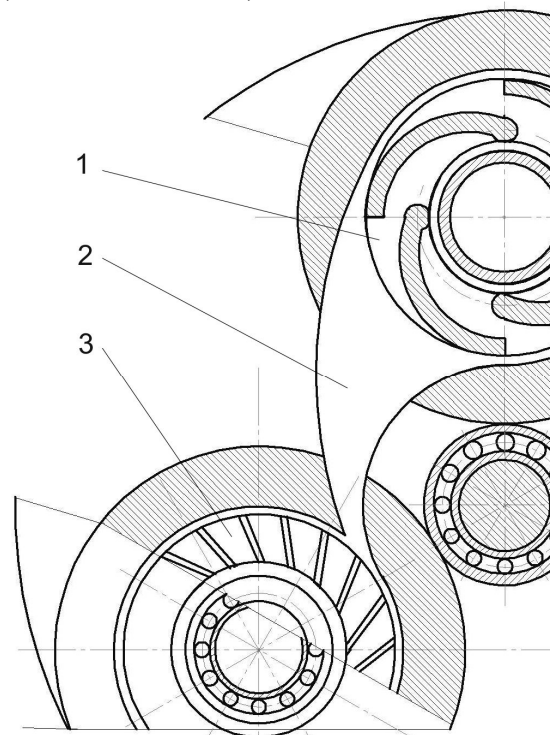


Рис. 3 — Схема РД: 1 – турбіна відцентрова; 2 – канал між циліндрами; 3 – турбіна тангенціальна

На сьогоднішній день підготовлені матеріали заявки по додатковому винаходу «Роторний двигун» в частині удосконалення системи охолодження двигуна та збільшення моторесурсу випускного клапана до 1000 год. Згідно проведених розрахунків ефективний ККД і питома витрата палива сучасних двигунів, а також роторного двигуна, лежить в межах, представлених в табл. 2.

Таблиця 2. Параметри теплових двигунів.

Тип двигуна	Цикли двигунів	Тип палива	Теплота згорання, кДж/кг	α	β , кДж/с	P^* , МПа	T^* , К	η_e (%)	g_e , г/(кВт·год)
ПД, карбюр.	Отто	бензин	43750	1,1	450	4,5	2500	10,5	320
ПД, впорск.	Отто	бензин	43750	1,1	600	4,8	2600	12,5	290
ПД, Дизель	Сабате	газойль	42300	1,6	900	11,0	2200	15,0	240
РПД, Ванкель	Отто	бензин	43750	1,1	350	3,5	2300	9,0	370
ГТД, авіація	Брайтон	гас	43000	5,5	900	3,0	1200	7,5	480
ГТУ, стаціон.	Брайтон	метан	48800	6,0	1100	2,75	1100	8,5	420
ГТУ, стаціон.	Гемфрі	гас	43000	5,5	500	4,0	900	6,5	580
ГТУ, стаціон.	Стодола	газ доменний	3000	2,5	150	1,5	600	3,2	--
РРД, ракети	Брайтон	кисень+гас	65000	1,0	4000	10,0	3700	55,0	--
РД, трансп.	Стодола	Бензин/лігроїн	43750	1,1	600	5,0	2500	30,0	120

Відомо, що для приводу сучасних компресорних станцій перекачування газу, а також приводу подання палива в РРД, використовуються ГТУ потужністю 25 мВт і більше, тому теплові двигуни треба розглядати як перетворювачі енергії паливної суміші у продукти згорання з високою густиною потоку енергії в окремому об'ємі двигуна. Для більш повної оцінки доступності енергії сучасних двигунів розглянемо їх показники при допомозі вектора Умова [5] у вигляді:

$$\vec{U} = \beta \vec{P}_v$$

де \vec{U} — вектор густини потоку енергії;
 β — швидкість хімічного перетворення енергії паливної суміші у продукти згорання (швидкість тепловиділення);

\vec{P}_v — вектор об'ємної густини енергії або вектор повного тиску, який діє на рухомі механізми двигуна.

Визначимо більш конкретно поняття густини потоку енергії в сучасних двигунах. В ПД тиск продуктів згорання діє на поршень, тобто вектор \vec{P}_v не змінює свого напрямку, але силовий потік на шляху до маховика колінчастого вала має

значні утрати теплової енергії. Тому вектор \vec{U} для ПД запишемо у наступному вигляді:

$$\vec{U} = \beta(\rho RT) - (\vec{P}_Q + \vec{P}_K + \vec{P}_N + \vec{P}_J)$$

де \vec{P}_Q — витрати теплової енергії на тертя і привід допоміжних агрегатів, на охолодження та утрати тепла з відпрацьованими газами;
 $\vec{P}_K + \vec{P}_N + \vec{P}_J$ — витрати енергії на створення негативної роботи у вигляді вібрації та шумів.

В РРД (рис.4) продукти згорання створюють питому тягу на зрізі сопла(1) Лавалля, яка визначається в основному добутком RT , причому вектор \vec{P}_v не змінює свого напрямку на протязі всього циклу. Використовуючи відому газодинамічну формулу, запишемо вектор \vec{U} у такому вигляді:

$$\vec{U} = \beta(\rho RT) - (\vec{P}_Q + \vec{P}_{CD}) = \beta \left[P + \rho \frac{c^2}{2} (1 + \sigma) \right] - (\vec{P}_Q + \vec{P}_{CD})$$

де σ — поправка (в %) на стискуваність газу, яка залежить від числа M ;
 \vec{P}_Q — витрати теплової енергії на тертя і привід допоміжних агрегатів, на

оохолодження та утрати тепла з вихідною швидкістю; \vec{P}_{GD} — витрати теплової енергії на тертя газу, непаралельність витікання та стрибки згущення.

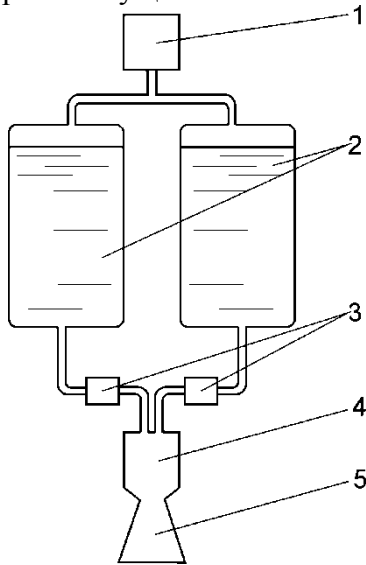


Рис. 4 — Схема РРД: 1 — акумулятор тиску; 2 — баки паливні; 3 — клапани; 4 — камера згорання; 5 — сопло Лаваля

В ГТД постійного згорання відзначаємо його основний термодинамічний недолік, а саме: значні витрати енергії на привід компресора, а також газодинамічні недоліки, а саме: утрати енергії при поворотах потоку газу в соплах направляючого апарата та на лопатках компресорної і силової турбіни. Тому вектор \vec{U} запишемо наступним чином:

$$\vec{U} = \beta \sqrt{\rho RT} (\vec{P}_Q \mid \vec{P}_{GD}) = \beta \sqrt{P \mid \rho \frac{c^2}{2(1+\sigma)}} (\vec{P}_Q \mid \vec{P}_{GD})$$

де \vec{P}_Q — витрати теплової енергії на тертя і привід допоміжних агрегатів та утрати тепла з вихідною швидкістю; \vec{P}_{GD} — витрати енергії в соплах, на лопатках, на тертя і вентиляцію газу та витік газу поза лопаток.

В РД відзначаємо газодинамічні утрати із-за повороту потоку у відцентровій турбіні, у каналі між циліндрами, а також обертання потоку у тангенціальній турбіні.

Тому вектор \vec{U} запишемо у наступному вигляді:

$$\vec{U} = \beta \sqrt{\rho RT} (\vec{P}_Q \mid \vec{P}_{GD}) = \beta \sqrt{P \mid \rho \frac{c^2}{2(1+\sigma)}} (\vec{P}_Q \mid \vec{P}_{GD})$$

де \vec{P}_Q — витрати теплової енергії на тертя та привід допоміжних агрегатів, на оохолодження та утрати тепла з вихідною швидкістю; \vec{P}_{GD} — витрати енергії в соплах відцентрової турбіни першого ротора, у каналі між циліндрами та в тангенціальній турбіні другого ротора.

Значна густина потоку енергії у відповідності до формули (5), високий ефективний ККД (30%), а також заявлена питома витрата палива в 120 г/кВт·год передбачає проведення ДКР по упровадженню роторного двигуна у виробництво для установки його на наземному, морському та повітряному транспорті, а також в установках компресорних станцій перекачування газу та в приводі подання палива в РРД.

Література:

1. Подолян О. І. До визначення ефективного ККД 3-тактного роторно-поршневого двигуна. // Збірник наук. праць «Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів» Львів, 1999 – С. 80–83.
2. Стечкин Б. С. Газотурбинные установки (газовые турбины), Изд-во Академии наук СССР, М. 1956 (4)
3. Stodola A. Steam and Gas turbines, (in two volumes, 1356 p.), New York, Peter Smith, (1945).
4. Жирицкий Г. С. и др. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов, М. Машгиз, 1971
5. Гулло Д. Д. «Н. А. Умов», Изд-во «Наука», М. 1971