УДК 620.17.05

С.В. Мельничук, асист.
Житомирський інженерно-технологічний інститут

ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ ПРИ ЦИКЛІЧНИХ ВИПРОБУВАННЯХ ТІЛ ОБЕРТАННЯ

Наводиться класифікація та аналіз навантажувальних пристроїв випробувальних стендів для циклічних досліджень тіл обертання за способом рекуперації енергії. Наведена методика дослідження механічних рекуперативних енергозберігаючих систем. Показані знайдені автором рішення створення навантажувальних пристроїв стендів на основі механічних квазіконсервативних систем.

Розвиток літако- та суднобудування, енергомашинобудування, газотурбобудування нерозривно пов'язаний із процесом випробувань, особливо з дослідженням дисків роторів на малоциклову втому як найбільш навантажених конструкцій.

Як показує проведений аналіз випробувальних установок [1], що використовуються для даних досліджень, цикл навантаження (розгін – вистій – зупинка диска) здійснюється або повітряною турбіною (в останні роки не використовується), або електричним двигуном постійного струму. При такому підході до силозбудження вся кінетична енергія розігнаного диска на етапі зупинки втрачається (деяка рекуперація енергії з надто низьким ККД відбувається в схемі силового приводу електричний двигун – генератор).

До того ж, прискорення розгону та зупинення дисків вимагає застосування електричних двигунів відповідної потужності. Як показує аналіз, на сучасних випробувальних стендах застосовують електричні двигуни з потужністю 20–100 кВт, а в окремих випадках потужність двигунів сягає 200–300 кВт.

Зменшення часу розгону від десятків хвилин до десятків секунд при навантаженні дисків електричним двигуном постійного струму, що вимагає сучасний рівень техніки стендів, не можливе, оскільки вимагає значного практично неможливого збільшення потужності двигунів.

Неекономічний нерекуперативний режим випробувань у поєднанні з великими потужностями силових приводів стендів ставить проведення досліджень дисків роторів на малоциклову втому в ряд надто дорогих, а проблему енергозбереження – в ряд актуальних.

При навантаженні тіл обертання основною задачею є відбір енергії з валу, що обертається, тому важливо проведення аналізу та класифікації навантажувальних пристроїв за способом рекуперації механічної енергії в інші види.

Для зручності будемо припускати, що вся енергія об'єкта випробувань перетворюється відповідно до обраного принципу дії навантажувальних машин.

Представимо закон збереження енергії у вигляді балансу потужності [2]:

$$P_A^{OB} = P_D^{HП} + P_W^{HП} + P_H^{HП}, \qquad (1)$$

де P_A^{OB} – потужність механічної роботи робочого вала об'єкта випробувань; $P_D^{HП}$ – потужність, що розсіюється навантажувальною машиною; $P_W^{HП}$ – потужність енергії, що приймається або віддається джерелу; $P_H^{HП}$ – потужність, пов'язана зі зміною енергетичного стану навантажувальних пристроїв.

На підставі цього розрізняють наступні типи навантажувальних пристроїв:

1. Навантажувальні пристрої, що перетворюють механічну енергію об'єкта випробувань в теплову з наступним її розсіюванням:

$$P_A^{OB} = P_D^{HП}. \qquad (2)$$

До цього класу відносяться різного роду гальма та навантажувальні пристрої на основі повітряних турбін. Такий клас навантажувальних пристроїв є абсолютно неенергозберігаючим і неекономічним.

2. До другого класу відносяться навантажувальні пристрої, що забезпечують взаємний обмін енергії об'єкта випробувань з іншими джерелами:

$$P_A^{OB} = P_W^{HП}. \qquad (3)$$

До цього класу навантажувальних пристроїв відносяться різноманітні обертальні машини (електричні, гідравлічні) у комплекті з перетворювачами і джерелами енергії.

Але, як показує аналіз випробувальних установок, навантажувальні пристрої на основі електричного двигуна постійного струму однозначно не можливо, внаслідок низького ККД

рекуперації, віднести до класу обмінних машин. Такі пристрої стоять на межі першого та другого класів.

3. Третій клас включає навантажувальні пристрої, що перетворюють механічну енергію об'єкта випробувань в зміну їхнього енергетичного стану:

$$P_A^{OB} = P_H^{HП}. \tag{4}$$

До цього класу відносяться різні системи, що дозволяють виконувати зміну навантаження об'єкта випробувань трьома способами: зміною кінетичної енергії навантажувального пристрою; зміною потенціальної енергії навантажувального пристрою; зміною енергетичного стану, пов'язаного з варіацією параметрів навантажувальних пристроїв.

У цих способах зміни навантаження є одна принципова відмінність від розглянутих вище пристроїв. Якщо раніше навантажувальні пристрої розсіювали енергію об'єкта випробувань або передавали (відбирали іншому джерелу), то тепер вся енергія повинна залишатися в середині системи "об'єкт випробувань – навантажувальний пристрій", роблячи її квазіконсервативною.

Квазіконсервативні системи найбільше можуть забезпечити енергозберігаючий режим випробувань.

Дослідження механічних рекуперативних енергозберігаючих систем переслідує дві задачі:

- аналіз кінематичних можливостей системи;
- енергетичний аналіз системи.

Кінематичний аналіз повинен був виявити функціональні можливості системи в плані задавання циклічного режиму навантаження тіл обертання з відтворенням необхідного діапазону кутових швидкостей $R = \omega_{max} / \omega_{min}$.

Енергетичним аналізом необхідно було підтвердити виконання системою рекуперативного енергозберігаючого режиму.

Такі дослідження проводились за показаним на рис. 1 алгоритмом.

Перший рівень алгоритму передбачає створення математичної моделі системи, що досліджується. Для даної роботи математична модель повинна представляти собою аналітичне відображення закону зміни кутової швидкості об'єкта випробувань ω, що відтворюється системою:

$$\omega = \omega(k_1, k_2, ..., k_n), \tag{5}$$

де k_1, k_2, ..., k_n – параметри системи.

На другому рівні алгоритму проводиться аналіз впливу параметрів системи на її функціональні кінематичні можливості. Передбачається даний аналіз проводити в частинному порядку, тобто дослідження проводити роздільно при змінному лише одному параметрі, в той час коли інші параметри залишаються фіксованими на i-му значенні.

Перший рівень передбачає систематизацію результатів попереднього аналізу з метою виявлення загальних кінематичних закономірностей та їх аналітичного та графічного відображення.

На четвертому рівні алгоритму відтворюється енергетична модель системи, що досліджується, як аналітична функція (або система функцій) повної енергії системи, яка залежить від параметрів системи та відображає всі види втрат енергії в ній.

На наступному, п'ятому, рівні проводиться аналіз впливу параметрів енергетичної функції для визначення втрат енергії в системі, які вони спричиняють. Аналіз проводиться аналогічно до аналізу другого рівня.

Наступні, шостий та сьомий, рівні передбачають систематизацію результатів енергетичного аналізу та визначення загальних витрат енергії в квазіконсервативній системі за один цикл навантаження.

На восьмому рівні алгоритму роблять висновки щодо кінематичних можливостей та ступеня збереження енергії в даній квазіконсервативній механічній системі.

Даний алгоритм (рис. 1) може виконуватись і експериментально. Для цього повинна бути створена робоча модель системи, параметри якої повинні бути легко змінними. Необхідно, щоб така експериментальна модель була забезпечена відповідним програмно-апаратним комплексом для фіксування параметрів системи, що досліджуються, та їх обробки.

Як показує проведений аналіз систем силозбудження тіл обертання, квазіконсервативні випробувальні системи можна створювати на основі ексцентрикових, пружинних, варіаторних, кривошипно-кулісних механізмів.

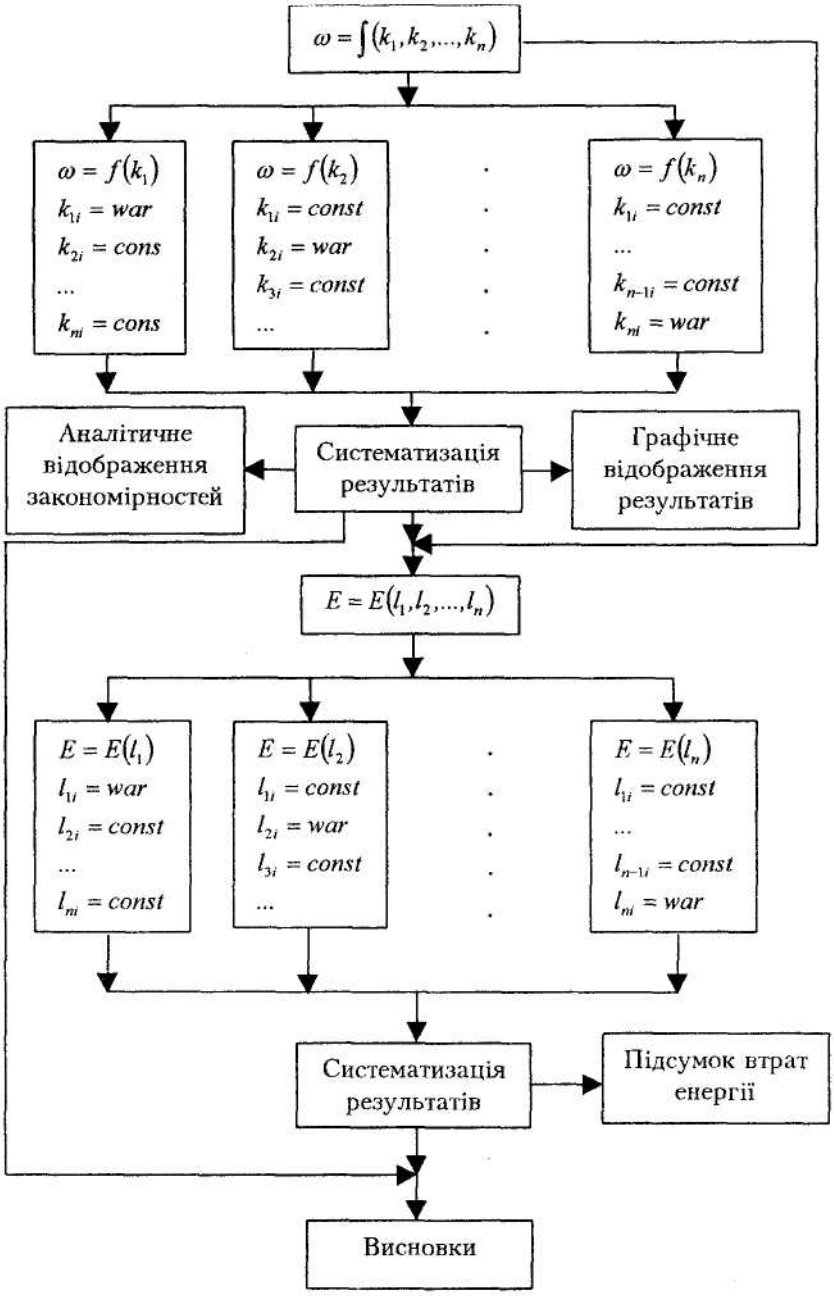

Рис. 1

Автором розглядаються дві системи на основі механізму з ексцентрично-закріпленою масою і пружного механізму, на основі яких можна створити випробувальні стенди з квазіконсервативною схемою (рис. 1 та рис. 2) [2]. Процес навантаження в таких системах здійснюється зміною потенціальної енергії явно вираженого рекуператора (ексцентричної маси чи пружного елемента).

За допомогою математичних моделей дані системи досліджені комп'ютерним експериментом. Встановлено [3], що система випробувального стенду на основі механізму із ексцентрично-закріпленою масою може бути використана для досліджень тіл обертання з моментами інерції $I \le 0{,}001$ кг·м^2, і діапазон зміни кутової швидкості може досягати $R = 10...20$. При цьому такі системи вимагають до 15 % енергії підживлення на покриття втрат.

Система випробувального стенда на основі пружинного механізму може бути використана для досліджень тіл обертання з моментами інерції $I \le 0{,}001$ кг·м^2, і при цьому діапазон зміни кутової швидкості може досягати $R \le 20$.

Основними недоліками вказаних систем є значна нерівномірність навантаження на вал в схемі з ексцентрично-закріпленою масою, підвищені вібрації та можливість виникнення резонансу в схемі на основі пружинного механізму.

Розглянута можливість застосування механізмів зі змінним передаточним відношенням для створення навантажувальних пристроїв.

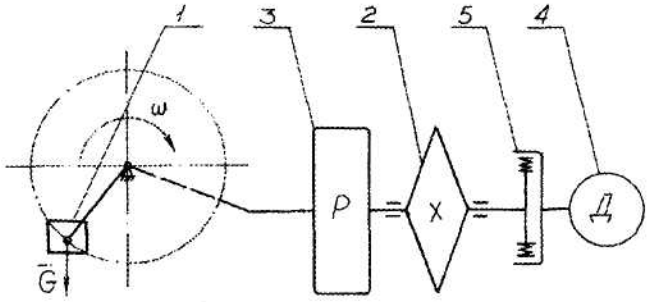

Рис. 2. Система випробувального стенда на основі ексцентрично закріпленої маси: 1 – механізм з ексцентрично закріпленим вантажем; 2 – об'єкт випробовувань; 3 – редуктор; 4 – електричний двигун підживлення; 5 – керована муфта

Проведений аналіз функціональних можливостей варіаторів різного типу показав, що такі системи можуть задавати навантаження тіл обертання з діапазоном кутових швидкостей $R = 2...10$.

Але, внаслідок проковзування, варіаторні системи мають суттєве обмеження по величині моменту інерції об'єктів випробувань та прискорень розгону та зупинення. Крім цього, такі системи вимагають застосування пристроїв керування циклом навантаження, тобто зміною передаточного відношення варіатора.

Уникнути недоліків, які мають вищевказані системи, можна застосуванням як систем силозбудження навантажувальних пристроїв механізмів із автономно-змінним передаточним відношенням. Представниками такого класу механізмів є кривошипно-кулісний механізм (ККМ) та механізм Гука.

Перевагами таких систем силозбудження є:

– можливість створення на їх основі квазіконсервативних систем випробувальних стендів для дослідження тіл обертання;

– можливість досягання за їх допомогою значних прискорень тіл обертання;

– автономність циклу навантаження, що задається даними системами.

На основі кривошипно-кулісного механізму була розроблена квазіконсервативна система стенда для одночасного випробування двох дисків в протифазі (рис. 3) [3, 4].

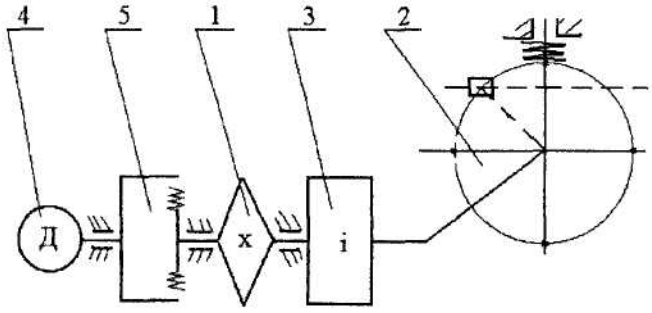

Рис. 3. Система випробувального стенда на основі пружного механізму: 1 – об'єкт випробовувань; 2 – пружинний механізм; 3 – редуктор; 4 – двигун підживлення; 5 – керована муфта

Завдяки тому, що перший та другий диски з'єднані між собою через ККМ, система працює в автономно-рекуперативному режимі: енергія диска, який знаходиться на етапі зупинення, передається диску, який знаходиться на етапі розгону.

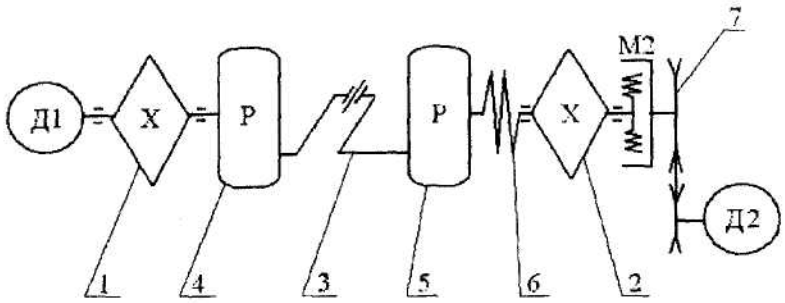

Рис. 4. Кінематична схема моделі випробувального стенда на основі кривошипно-кулісного механізму: 1, 2 – диски, що випробовуються; 3 – кривошипно-кулісний механізм; 4, 5 – редуктор-мультиплікатори; 6 – пружний елемент; 7 – пасова передача; Д1, Д2 – двигуни запуску та підживлення системи

Експериментально встановлено [4], що використання замкненої системи випробувального стенда на основі ККМ для одночасного дослідження двох тіл обертання дозволяє зберігти до 60–70 % енергії протягом одного циклу навантаження.

Порівнюючи з традиційною системою випробувальних стендів із силозбудженням електричним двигуном постійного струму, дана система дозволяє зменшити у 9 разів потужність силового агрегату установки та майже в 4 рази енергомісткість циклу навантаження [5].

ЛІТЕРАТУРА:

1. *Баженов В.Г.* Розгінні стенди для дослідження міцності авіаційних газотурбінних двигунів на малоциклову втомленість // Вісник ЖІТІ. – 1998. – № 7. – С. 14–18.
2. *Кочубиевский И.Д.* Системы нагружения для исследования и испытания машин и механизмов. – М.: Машиностроение, 1985. – 221 с.
3. *Грабар І.Г., Мельничук С.В., Гутніченко О.А.* Проблеми рекуперації енергії при циклічних випробовуваннях дисків і роторів // Вісник ЖІТІ. – 1996. – № 3.
4. *Мельничук С.В.* Модельні випробовування нелінійної рекуперативної системи стенда для дослідження дисків ГТД на МЦВ // Вісник ЖІТІ. – 1998. – № 8.
5. *Мельничук С.В.* Економічні переваги схеми випробувального стенда із замкненим механічним контуром на основі кривошипно-кулісного механізму // Вестник национального технического университета Украины "КПИ". – 1999. – № 37.

МЕЛЬНИЧУК Сергій Володимирович – асистент кафедри "Автомобілі та механіка технічних систем" Житомирського інженерно-технологічного інституту.

Наукові інтереси:
- динаміка та міцність машин і механізмів;
- енергозбереження при випробовуваннях.

Подано 03.12.1999.