

М.А. Колодій, асист.  
Житомирський інженерно-технологічний інститут

## ВИПРОБУВАННЯ МАХОВИКІВ У ПОЛІ ВІДЦЕНТРОВИХ СИЛ ПРИ НАВАНТАЖЕННІ ГАЛЬМІВНИМ КРУТИЛЬНИМ МОМЕНТОМ

(Представлено к.т.н., доц. П.П. Мельничуком)

*Подано опис особливостей конструкції потужних стендів для дослідження міцності обертювх композитних маховиків при навантаженні відцентровими силами та крутильними моментами, в тому числі імпульсними.*

Існуючі технології виготовлення металевих маховиків для високоенергетичних агрегатів електричного живлення фізичних установок короткочасної дії і їм подібних за призначенням занадто складні і вимагають великих затрат [1]. Здешевлення виготовлення вказаних маховиків може забезпечити використання волоконних композитних матеріалів. Високі параметри міцності композитів вздовж волокон найкраще реалізуються в маховиках, виготовлених намоткою. Але відчутним недоліком таких маховиків є низький опір на відрив намотаних шарів композиту в полі відцентрових сил [2].

Слід враховувати, що маховичні агрегати найбільш часто працюють в напруженому режимі зарядки – розрядки маховика. В полі відцентрових сил під дією високих кутових уповільнень при розрядці маховика інерційні навантаження можуть викликати великі зсувні напруження, а багаторазовий навіть пружний зсув шарів композитного обода може призвести і до руйнування конструкції.

Тому створенню композитних маховиків для згаданих і подібних агрегатів повинні передувати ретельні лабораторні дослідження моделей, окремих елементів конструкцій та їх деталей.

Результати розгінних випробувань двох однотипних за конструкцією моделей маховиків діаметрами 600 мм і 1531 мм показали, що найбільші руйнівні швидкості мали значення 967 м/с і 676 м/с відповідно. Це свідчить про те, що міцність найбільш напружених елементів конструкції в малій моделі в 2,05 раза вища, ніж у великій моделі. Очевидно, що випробування моделей, виконаних в масштабі, який наближає модель до натурної конструкції, є більше інформативним та економічно доцільним.

Для виконання досліджень міцності обертювх конструкцій моделей вказаних маховиків необхідні потужні випробувальні стенди, здатні імітувати і відповідні поля відцентрових сил, і навантаження на елементи конструкцій, що виникають при дії крутильних моментів, які в реальних маховичних агрегатах можуть досягати значень більше 10 000 Нм

Відомі стенди і установки для випробування обертювх конструкцій, які здатні забезпечити навантаження досліджуваних об'єктів в полі відцентрових сил розгінним крутильним моментом привода обертання [3, 4, с. 157]. До складу стендів входять: несучий вал, на котрому змонтований досліджуваний обертювий об'єкт; опорні підшипники несучого вала; вакуумна камера з броньовою захисною оболонкою і вакуумною системою, яка, для зменшення втрат енергії на подолання аеродинамічного опору при розгоні досліджуваного обертювого об'єкта, створює залишковий тиск в камері на рівні 130 ... 520 Па; привод обертання досліджуваного об'єкта у вигляді повітряної турбіни і обслуговуючі установку системи.

Недоліком цих стендів є відсутність гальмівної здатності приводної повітряної турбіни, що не дозволяє використати стенди і установки для досліджень міцності обертювх конструкцій при дії гальмівних крутильних моментів, для циклічних випробувань обертювх конструкцій в режимі розгін–гальмування.

Відомі стенди для випробування обертювх конструкцій, які здатні забезпечити навантаження досліджуваних обертювх об'єктів і крутильним моментом [4, 5].

До складу стендів входить, крім інших складових, привод обертання досліджуваного об'єкта з електричним двигуном та мультиплікатором [5] або без нього [4] (електродвигун привода може розганяти або гальмувати обертювий об'єкт і безпосередньо). На установках [5] та інших подібних виконаний великий обсяг робіт з дослідження малоциклової втоми обертювх конструкційних елементів роторів авіаційних двигунів з використанням гальмівної здатності привода обертання.

Недоліками цих установок є те, що гальмівний момент на валу швидкохідного приводного двигуна або на вихідному валу мультиплікатора приводної установки, в котрій використовується двигун з недостатньою швидкохідністю для прямого розгону досліджуваного об'єкта, має низькі значення. При наявності мультиплікатора гальмівний момент передається на досліджуваний об'єкт через швидкохідні, але недостатньо міцні зубчасті передачі. Для відчутного збільшення навантаження досліджуваних конструкцій гальмівним моментом необхідно значно збільшити потужність приводного двигуна і міцність деталей зубчастих передач. Але при цьому відчутно зростають моменти інерції деталей привода, що обертаються разом з досліджуваним об'єктом, та ротора приводного двигуна. Для їх розгону чи гальмування потрібно ще збільшувати потужність приводного двигуна. Приводна установка стає металомісткою, енергомісткою і малоефективною.

При використанні кожного з вказаних стендів і їм подібних складно забезпечити навантаження обертових маховиків крутильними моментами при високих значеннях моментів інерції обертових конструкцій.

Аналіз особливостей будови та експлуатації існуючих випробувальних стендів для дослідження міцності обертових маховиків при навантаженні крутильним моментом показав, що їх можна удосконалити шляхом введення в конструкцію однієї або кількох гальмівних одно- або багатоступневих струминних лопатевих машин та в кінематичний ланцюг між приводом стенда і досліджуванним обертовим маховиком – обгінної муфти.

Особливістю дії гальмівної струминної лопатевої машини в складі випробувального стенда є те, що поверхні її лопаток з великою швидкістю рухаються назустріч струменям робочого тіла, що подається в описуваний лопатками об'єм з одного або кількох насадків, наприклад, конічних збіжних, під певним кутом. При співударі робочого тіла струменя і лопатки на змоченій контактній поверхні виникає направлена проти напрямку руху лопатки сила тиску.

Величину гальмівного крутильного моменту, який генерується вказаною силою, визначають величини швидкостей зустрічного руху поверхні лопатки і струменя, витрати і густина робочого тіла та радіус центру змоченої струменем поверхні лопатки [6].

Обертання твердого тіла навколо осі описує диференціальне рівняння:

$$J_z \frac{d\omega}{dt} = \sum M_{iz}^E, \quad (1)$$

де  $J_z$  – момент інерції тіла відносно осі обертання;

$\frac{d\omega}{dt}$  – кутове прискорення або уповільнення тіла;

$\sum M_{iz}^E$  – головний момент зовнішніх сил.

Значення головного моменту зовнішніх сил, направлено проти напрямку руху поверхонь лопаток обертового робочого колеса лопатевої машини, у випадку, що розглядається, визначається рівнянням:

$$M_z^E = -Rr, \quad (2)$$

де  $R$  – сила співудару поверхні лопатки лопатевої машини і струменя робочого тіла;

$r$  – середній радіус, що визначає положення центра поверхні співудару лопатки лопатевої машини і струменя робочого тіла.

Величина сили співудару визначається виразом:

$$R = \rho F(1 + \cos \beta)(v+u)^2 K, \quad (3)$$

де  $\rho$  – густина робочого тіла в струмені;

$F$  – сумарна площа перерізів діючих струменів;

$\beta$  – додатковий кут, що визначає відхилення струменя від зворотного напрямку;

$v$  – проекція швидкості робочого тіла в струмені на напрям нормалі до поверхні лопатки в зоні співудару;

$u$  – середня колова швидкість руху центра поверхні лопатки, яка співударяється зі струменем;

$K$  – коефіцієнт використання енергії співудару гальмівною лопатевою машиною, який залежить від конструктивних параметрів та враховує втрати енергії на подолання сил аеродинамічного і гідравлічного тертя та досконалість системи організації співудару струменя і поверхні лопатки, визначається розрахунком чи експериментально.

Момент інерції ротора випробувального стенда, до складу котрого входять досліджувані обертовий маховик, робоче колесо лопатевої машини та елементи конструкції трансмісії, також визначається розрахунком або експериментально.

Маючи значення наведених вище параметрів, можна визначити уповільнення досліджуваної обертової конструкції

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\rho Fr(1 + \cos \beta)(u + v)^2 K}{J}. \quad (4)$$

Введемо позначення:

$$u + v = \omega r_{np}, \quad (5)$$

де  $\omega$  – кутова швидкість довільного режиму обертання досліджуваної конструкції;

$r_{np}$  – приведений (умовний) радіус, значення котрого відповідає значенню відносної швидкості набігання робочого тіла на поверхню лопатки при даній кутовій швидкості досліджуваної конструкції (ротора установки)  $\omega$ .

З врахуванням цього кутове уповільнення визначатиметься виразом

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\rho Fr(1 + \cos \beta)r_{np}^2 \omega^2 K}{J}. \quad (6)$$

В диференціальному рівнянні (6) виконаємо розділення змінних та інтегрування в межах зміни кутових швидкостей в період гальмування (від початкової  $\omega_n$  до кінцевої  $\omega_k$ ) та тривалості періоду гальмування (від початкового моменту, коли  $t_n = 0$ , до закінчення періоду гальмування  $t_k$ ):

$$\int_{\omega_k}^{\omega_n} \frac{d\omega}{\omega^2} = - \int_0^{t_k} \frac{\rho Fr (1 + \cos \beta) r_{np}^2 K}{J_z} dt \quad (7)$$

і отримаємо вираз для визначення часу гальмування:

$$t_k = \left\{ \left( \frac{1}{\omega_k} - \frac{1}{\omega_n} \right) J_z \right\} / (\rho Fr r_{np}^2 K (1 + \cos \beta)). \quad (8)$$

Гальмівна потужність, яку здатна поглинути лопатева машина на довільному режимі розрядки маховика, визначається виразом:

$$P = M_z^E \omega.$$

Розрахунки, виконані за приведеними залежностями, показують, що при використанні гальмівної лопатевої машини в конструкціях стендів для випробування маховиків можливо отримати гальмівні моменти  $> 10\,000$  Нм, гальмівні потужності  $> 10\,000$  кВт, а уповільнення  $> 1000$   $1/c^2$ .

Наприклад, при пробному дослідженні розрядки металічного дискового маховика з зовнішнім радіусом  $r = 0,20$  м і моментом інерції  $J_z = 0,4$   $кгм^2$  при початковій кутовій швидкості  $1257$   $1/c$  для його гальмування застосовувалась гальмівна гідравлічна лопатева машина. Робоче колесо машини було конструктивно суміщене з маховиком і мало одну криволінійну лопатку, установлену на периферії диска з середнім радіусом точки зустрічі поверхні лопатки і струменя рідини  $R = 0,26$  м. Колова швидкість цієї точки –  $327$   $м/с$ . Як робоче тіло використовувалась вода з швидкістю витікання з насадка  $31$   $м/с$  при площі перерізу насадка  $27 \cdot 10^{-6}$   $м^2$ . Отримана при цьому гальмівна потужність лопатевої машини  $145$  кВт при значенні крутильного моменту  $116$  Нм забезпечила максимальне кутове уповільнення  $290$   $1/c^2$  навіть при недосконалій організації співудару струменя та лопатки. Коли воду замінили на розплавлений свинець при зменшеній площі перерізу струменя до  $7 \cdot 10^{-6}$   $м^2$ , то уповільнення досягло значення  $840$   $1/c^2$  при потужності лопатевої машини  $420$  кВт.

Аналіз параметрів гальмівної лопатевої машини стенда показує, що при прийнятних значеннях її габаритів і мас можливо отримати на максимальних режимах потужність на одиницю маси – до  $200$  кВт/кг, на одиницю об'єму – до  $300$  кВт/дм<sup>3</sup>. Слід зауважити, що затрати енергії для отримання потужностей, що відповідають вказаним параметрам, складають до  $0,05\%$  від отриманої на максимальних режимах.

Обгінна муфта включається в кінематичний ланцюг “приводна установка–маховик” на випадок, коли потрібно зменшити витрати енергії лопатевої машини на гальмування обертових коліс зубчастих передач і ротора приводного двигуна. Перед початком роботи гальмівної машини двигун зупиняють і обгінна муфта розриває кінематичний ланцюг.

Коли потрібно збільшити гальмівну потужність при обмеженій міцності муфти чи вала, що з'єднує досліджуваний об'єкт з лопатевою машиною, використовуються дві чи кілька одно- чи багатокілісних лопатевих машин, що установлені з двох боків маховика. Кожне з робочих коліс такої конструкції працює в однакових або автономних режимах.

Можливу реалізацію запропонованих рішень розглянемо на наступному прикладі (рис. 1).

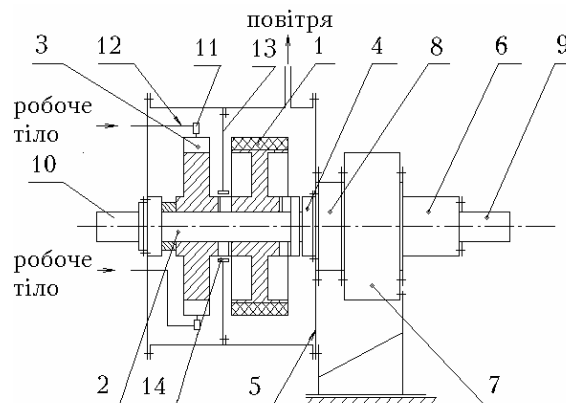


Рис. 1

Досліджувана обертова конструкція, наприклад, маховик 1, монтується на несучий вал 2 установки разом з гальмівною лопатевою машиною 3. Вал фіксується у просторі герметичної камери підшипниками 4, закріпленими на стінках 5. Обертання маховика і лопатевої машини забезпечується приводним двигуном 6 через мультиплікатор 7 і обгінну муфту 8. Контроль частоти обертання двигуна з мультиплікатором виконується за сигналами датчика тахометра 9, а маховика і ротора лопатевої машини

– за сигналами датчика тахометра 10. Струмені робочого тіла, що подається під тиском, формуються насадками 12. При необхідності навантаження досліджуваного об'єкта імпульсним крутильним моментом кількість насадків і кількість лопаток лопатевої машини вибирають кратними. При цьому окремі елементи чи всю досліджувану конструкцію можливо ввести в резонанс з певними значеннями амплітуди коливань, яка буде визначатись величинами витрати робочого тіла і об'єму енергії, що розсіюється елементами конструкції, які коливаються. Для забезпечення захисту маховика від дії гальмівної рідини між лопатевою машиною і маховиком монтується перегородка 13 з ущільненням вала 14.

Установка діє таким чином. Після перевірки правильності монтажу установки і її систем виконують вакуумування герметичної камери 5. Вмикається приводний двигун 6 і розганяється досліджуваний об'єкт 1 з гальмівною лопатевою машиною 3 до номінальної частоти обертання; вимикається і зупиняється приводний двигун, обгінна муфта 8 відокремлює несучий вал установки від привода. Маховик і лопатева машина обертаються вільно за рахунок накопиченої кінетичної енергії. В мережу 11 насадків 12 подається робоче тіло, струмені котрого рухаються назустріч лопатці лопатевої машини. При співударі струменів (одного або кількох) з поверхнею лопатки генерується гальмівний крутильний момент, котрий викликає сповільнення маховика та інерційні навантаження в елементах його конструкції. Можливе імпульсне навантаження одиночними імпульсами чи в резонансному режимі.

За наслідками силової дії на обертову конструкцію судять про вплив на її міцність при певних відцентрових силах і відповідного крутильного моменту.

#### ЛІТЕРАТУРА:

1. Глебов И.А., Кошарский Э.Г., Рутберг Ф.Г., Хуторецкий Г.М. Мощные агрегаты переменного тока с инерционными накопителями энергии для питания электрофизических установок // Электротехника. – 1981. – № 1. – С. 20–22.
2. Портнов Г.Г., Кустова И.А. Металлокомпозитный маховик с заданной предельной угловой скоростью вращения // Механика композитных материалов. – 1988. – № 3. – С. 519–525.
3. Рабинович В.П., Васильченко Г.С. А.с. СССР № 114558 от 31.05.58 г.
4. Джента Дж. Накопление кинетической энергии. Теория и практика современных маховичных систем: Пер. с англ. – М.: Мир, 1988. – 430 с.
5. Балюк А.Д., Баженов В.Г., Артемчук В.Я. Установка для исследования малоциклового усталости вращающихся конструкций // Проблемы прочности. – 1980. – № 8.
6. Сборник задач по машиностроительной гидравлике / Под ред. И.И. Куколевского и Л.Г. Подвидза. – М.: Машиностроение, 1972. – С. 384–385.

КОЛОДІЙ Марина Анатоліївна – асистент кафедри геотехнологій та промислової екології Житомирського інженерно-технологічного інституту.

Наукові інтереси:

– дослідження міцності деталей машин.

Подано 15.04.2002

**Колодій М.А.** Випробування маховиків в полі відцентрових сил при навантаженні гальмівним крутильним моментом

**Колодій М.А.** Испытание маховиков в поле центробежных сил при нагружении тормозным крутящим моментом

**Kolodiy M.A.** Flywheels test in the field of centrifugal force when loading by braking

УДК 539.3

**Flywheels test in the field of centrifugal force when loading by braking / M.A. Kolodiy**

Description of construction features and of usage of powerful installation for investigation of rotative composite flywheels strength when loading by centrifugal forces and torque including impulse moments is represented.

УДК 539.3

**Испытание маховиков в поле центробежных сил при нагружении тормозным крутящим моментом / М. А. Колодий**

Представлено описание особенностей конструкции мощных стендов для исследования прочности композитных маховиков при нагружении центробежными силами и крутящими моментами, в том числе – импульсными.