

УДК 62-752+62-755 : 641.514.7

DOI: 10.15587/1729-4061.2017.102241

# ОПТИМІЗАЦІЯ 3D-МОДЕЛЮВАННЯМ ПАРАМЕТРІВ ВІДЦЕНТРОВОЇ СОКОДАВКИ З КУЛЬОВИМ АВТОБАЛАНСИРОМ ПРИ ІМПУЛЬСНІЙ ЗМІНІ НЕЗРІВНО- ВАЖЕНОСТІ

**В. В. Гончаров**

Кандидат фізико-математичних наук, доцент

Кафедра вищої математики та фізики\*\*

E-mail: honchv@ukr.net

**К. М. Думенко**

Доктор технічних наук, доцент

Кафедра експлуатації та ремонту машин\*\*

E-mail: dumenkokm@gmail.com

**А. Ю. Невдаха**

Кандидат технічних наук\*

E-mail: aunevdaha@ukr.net

**В. В. Пирогов**

Кандидат фізико-математичних наук\*

E-mail: vladimir-pirogovvv@rambler.ru

\*Кафедра деталей машин і прикладної механіки\*\*

\*\*Центральноукраїнський національний

технічний університет

пр. Університетський, 8,

м. Кропивницький, Україна, 25006

*3D-моделюванням проведена оптимізація параметрів відцентрової сокодавки з кульовим автобалансиром при імпульсній зміні незрівноваженості сита. Показана ефективність раніше запропонованої методики оптимізації. Підтверджено, що збільшення кількості куль в автобалансири та зменшення радіусу бігової доріжки куль пришвидшує настання автобалансування. Виявлена неефективність використання двохкульових автобалансирів для дослідження тривалості перехідних процесів при автобалансуванні роторних машин*

*Ключові слова: кульовий автобалансир, автобалансування, 3D-моделювання, імпульсна зміна незрівноваженості, перехідні процеси, відцентрова сокодавка*

*3D-моделированием проведена оптимизация параметров центробежной соковыжималки с шаровым автобалансиром при импульсном изменении неуравновешенности сита. Показана работоспособность ранее предложенной методики оптимизации. Подтверждено, что увеличение количества шаров в автобалансире и уменьшение радиуса беговой дорожки шаров ускоряет наступление автобалансировки. Выявлена неэффективность использования двухшаровых автобалансиров для исследования продолжительности переходных процессов при автобалансировке роторных машин*

*Ключевые слова: шаровой автобалансир, автобалансировка, 3D-моделирование, импульсное изменение неуравновешенности, переходные процессы, центробежная соковыжималка*

## 1. Вступ

В процесі роботи багатьох роторних машин виникають незрівноваженості і як наслідок, появляються вібрації корпусу машини. Ротори таких машин доцільно балансувати на ходу, пасивними автобалансирами (АБ) [1–3].

В процесі розробки пасивних АБ для балансування роторів конкретних машин досліджують (теоретично, чи комп'ютерним моделюванням):

– принципову можливість балансування певного ротора пасивними АБ будь-якого [3–7], чи певного [3, 8–18] типу;

– можливість підвищення точності балансування і зменшення залишкових вібрацій [2, 19–22, 25];

– можливість пришвидшення настання автобалансування [3, 23–27].

Після цього експериментально досліджують процес балансування ротора пасивним АБ, зокрема, оцінюють якість балансування [28, 29].

Найбільш складним є дослідження перехідних процесів (ПП), що відбуваються при автобалансуванні. Аналітично ці процеси досліджувалися в небагатьох роботах [3, 13, 14, 17, 18]. Це пов'язано зі складністю диференціальних рівнянь, що описують рух роторних системи з АБ [3, 8–18]. Альтернативними методами досліджень є числовий експеримент і 3D-моделювання [9–11, 14–16, 25–27].

Відцентрові машини можна умовно поділити на ті, у яких незрівноваженість змінюється:

– повільно (приводи CD/DVD дисків, барабани пральних машин, екстракторів, центрифуг, сепараторів, крильчатки вентиляторів, ротори авіаційних двигунів, тощо);

– швидко, імпульсно (відцентрові дробарки, ручні шліфувальні машини, відцентрові сокодавки (ВСД), барабани деяких екстракторів тощо).

На сьогодні більше досліджені відцентрові машини, у яких незрівноваженість змінюється повільно [25–29]. Тому актуально 3D-моделюванням дослідити

процес автобалансування роторних машин при імпульсній зміні незрівноваженості.

## 2. Аналіз літературних джерел і постановка проблеми

Конструкції і принцип дії класичних АБ з твердими корегувальними вантажами (КВ) – кульових, маятникових, роликівих, кільцевих, описані в роботах [1, 2]. При цьому в роботі [1] описані АБ, призначені для зрівноваження барабанів пральних машин, а в роботі [2] – для зрівноваження різноманітних швидкообертотних роторів. Найбільш повно історія пасивних АБ, принцип дії АБ, області застосування описані в роботі [3]. Там також приведена конструкція некласичних АБ. В них КВ спеціальної форми можуть певним чином обертатися навколо точки на поздовжній осі ротора.

Принципову можливість автоматичного балансування різних обертотних тіл пасивними АБ будь-якого типу вивчено в роботах [3–7] для:

- для жорсткого ротора, що балансується одним АБ і здійснює плоский, сферичний чи просторовий рух [3];
- ізольованих обертотних тіл (штучних супутників Землі, чи космічних апаратів, положення яких у просторі стабілізується обертанням) [4];
- ротора з нерухою точкою і пружною опорою [5];
- двохопорного ротора, який здійснює просторовий рух [6];
- ротора з крильчаткою, на яку діють аеродинамічні сили [7].

У дослідженнях використовувалася емпіричний критерій стійкості основного руху [4] чи емпіричний критерій настання автобалансування [5, 6]. Це – найефективніші методи визначення умов, за яких АБ будь-якого типу і у будь-якій кількості можуть збалансувати гнучкий чи жорсткий ротор на певних опорах.

Умови настання автобалансування при балансуванні жорстких роторів пасивними АБ певного типу визначалися:

- для двохкульових АБ у рамках плоскої моделі ротора, моделі ротора з нерухою точкою, моделі ротора на двох пружних опорах [8];
- для класичних і некласичних АБ у рамках моделей ротора, у яких АБ-рухається плоскопаралельно [3];
- при балансуванні жорсткого ротора на двох ізотропних пружних опорах статично, одним двохкульовим АБ [9] і динамічно, двома двохкульовими АБ [10];
- при динамічному балансуванні жорсткого ротора на двох анізотропних пружних опорах двома двохкульовими АБ [11];
- при статичному балансуванні одним багатоккульовим автобалансином жорсткого ротора, поміщеного у важкий пружно-в'язко-закріплений корпус при малій [12] і великій масі АБ [13].

Умови настання автобалансування при балансуванні гнучких роторів пасивними АБ певного типу визначалися:

- у випадку балансування одним і двома двохкульовими АБ масивного двохопорного гнучкого ротора [14];
- при балансуванні незрівноваженого диску, насадженого на гнучкий невагомий двохопорний вал одним [15] чи двома [16] двохкульовими АБ, коли АБ насажені на вал на відстані від диску;

– при балансуванні масивного гнучкого ротора на двох пружно-в'язких опорах двома багатоккульовими АБ, насадженими на вал біля опор [16];

– при динамічному балансуванні гнучкого масивного ротора на двох податливих опорах двома пасивними АБ розташованими біля опор, причому в [17] визначені умови настання автобалансування, а в [18] досліджені перехідні процеси.

Вплив різних факторів на точність балансування досліджувався в роботах [19–22].

В [19] показано, що основними причинами зниження точності балансування пасивними АБ роторів є ексцентриситет бігової доріжки, сили опору коченню КВ по доріжці, зовнішні вібрації, показано, що чим менший ексцентриситет і сили сухого тертя, тим менша похибка балансування.

В [20] оцінено вплив сил опору коченню КВ на точність балансування ротора кульовими АБ, запропоновано зменшувати сили опору коченню куль шляхом збільшення радіусу КВ.

В [21] показано, що невеликі зовнішні збурюючі сили можуть збуджувати коливання куль в околі автобалансувального положення, чим впливають на якість автобалансуванн.

В [22] досліджено точність балансування з врахуванням сил сухого тертя і ударів між КВ.

Слід відзначити, що в роботах [3, 12, 14, 18, 21] також аналітично досліджувалися перехідні процеси, після яких настає автобалансування.

В роботі [23] запропоновані параметри кульових (роликівих) АБ, при яких АБ має найбільшу балансувальну ємність у обмеженому об'ємі і які забезпечують найшвидше настанні автобалансування. Показано, що найбільші КВ, що поміщаються у АБ, створюють найбільшу балансувальну ємність. Встановлено, що при більшій кількості КВ пришвидшується настання автобалансування.

Отже, роботи [3–23] дозволяють визначити: чи можна у принципі зрівноважити певний ротор пасивними АБ; як підвищити якість автобалансування; як пришвидшити швидкість настання автобалансування. Розглянемо це на прикладі ВСД.

Ротор ВСД здійснює просторовий рух. Принципова можливість статичного балансування такого ротора АБ будь-якого типу доведена в роботі [3]. З врахуванням цього, в роботі [24] запропоновані технічні рішення по модернізації ВСД з циліндричним ситом, як з ручним, так і з напівавтоматичним викидом мезги для статичного балансування сита одним АБ. У роботі [12] теоретично досліджений процес балансування такого ротора багатоккульовим АБ, досліджені перехідні процеси.

В роботі [23] даються загальні рекомендації по збільшенню точності настання автобалансування і зменшенню тривалості перебігу перехідних процесів. Ці рекомендації застосовні і для ВСД.

В [25]: встановлено, що роботу роторних машин з АБ доцільно оцінювати за залишковими незрівноваженостями та тривалістю перебігу ПП; запропонована методика оптимізації параметрів кульового АБ для мінімізації функціонала якості роботи роторної машини з АБ. В [26] запропонована методика вибору статистично прийнятних функцій регресії у випадку, коли функціоналом якості є тривалість перебігу ПП. З використанням запропонованої в [25, 26] методики

3D-моделюванням проведено оптимізацію параметрів АБ, що статично балансує ВСД при її розбігу і незмінній незрівноваженості, на прикладі мінімізації залишкових вібропривидшень [25] та тривалості перебігу ПП [26]. При цьому встановлено, що без оптимізації параметрів ВСД і АБ величина залишкових вібропривидшень може перевищувати на 30 %, а тривалість перебігу ПП в десятки разів, своє найменше можливе значення.

Проведені дослідження не завершені по таким двом причинам. По-перше, незрівноваженість ВСД змінюється імпульсно, а дослідження з оптимізації параметрів ВСД і АБ при такій зміні незрівноваженості не проведені. По-друге, не проведені завершальні – експериментальні дослідження.

Отже, актуально з використанням 3D-моделювання оптимізувати параметри ВСД з кульовим АБ при імпульсній зміні незрівноваженості на крейсерській швидкості обертання ротора.

Слід відзначити, що на відміну від ВСД, для осьових вентиляторів дослідження логічно завершені. Так, в роботі [27] 3D-моделюванням оптимізуються параметри осьового вентилятора і двохкульових АБ, що її зрівноважують. В роботі [28] експериментально визначена ефективність динамічного балансування двома кульовими АБ крильчатки осьового вентилятора. А у роботі [29] експериментально досліджена ефективність статичного і динамічного автобалансування крильчатки осьового вентилятора одним і двома кульовими АБ, оцінені вібропривидшення на ділянках розбігу, крейсерського ходу і вибігу крильчатки.

### 3. Мета та задачі досліджень

Метою роботи є дослідження 3D-моделюванням процесу автобалансування роторних машин з кульовими АБ при імпульсній зміні незрівноваженості ротора на крейсерській швидкості.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати наступні задачі:

- розробити найбільш несприятливі закони імпульсної змін незрівноваженості сита;
- перевірити працездатність раніше розробленої методики (оптимізації параметрів ВСД для мінімізації тривалості перебігу ПП при розбігу ВСД з фіксованою початковою незрівноваженістю) при імпульсній зміні незрівноваженості на крейсерській швидкості;
- дослідити вплив параметрів АБ на тривалість перебігу ПП та перевірити раніше отримані теоретичні результати відносно впливу кількості КВ в АБ та радіуса бігової доріжки АБ на тривалість перебігу ПП;
- порівняти результати оптимізації параметрів АБ і ВСД, одержані при розбігу з параметрами, одержаними при імпульсній зміні незрівноваженості.

### 4. Методи дослідження перехідних процесів при імпульсній зміні незрівноваженості

#### 4.1. 3D модель для проведення експериментів

Моделювання актуально для ВСД з циліндричним ситом, як з ручним (рис. 1, а), так і напівавтоматичним (рис. 1, б) викидом мезги.

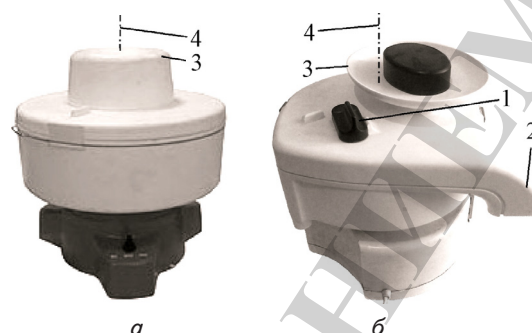


Рис. 1. Фотографії відцентрових сокодавок: а – з ручним, б – з напівавтоматичним викидом мезги; 1 – пристрій для скидання мезги; 2 – отвір для виходу мезги; 3 – лоток для подачі сировини; 4 – вісь обертання сита

На рис. 2, на прикладі ВСД «Родничок» (Україна), показані основні вузли і деталі ВСД.

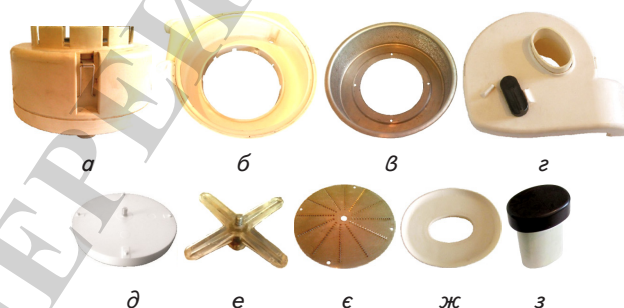


Рис. 2. Фотографії основних вузлів і деталей відцентрової сокодавки з напівавтоматичним скиданням мезги: а – корпус з приводом; б – нижня кришка; в – сито; г – верхня кришка; д, е – платформа у вигляді диску (д) чи хрестовини (е); е – диск-терка; ж – лоток; з – штовхач сировини

Модернізація ВСД [24] полягає в насадженні на вал ротора (рис. 3, а) замість платформи у вигляді диска чи хрестовини (рис. 2, д, е) платформи суміщеної з кульовим АБ (рис. 3, б).

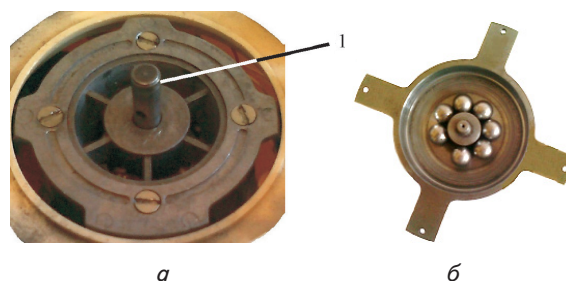


Рис. 3. Модернізація відцентрової сокодавки: а – привід; б – платформа суміщена з кульовим автобалансиром; 1 – вал приводу

В [25, 26] в системі автоматичного проектування SolidWorks з використанням модуля Cosmos Motion створена 3D-модель модернізованої ВСД.

Саме ця модель використовується для проведення віртуальних експериментів.

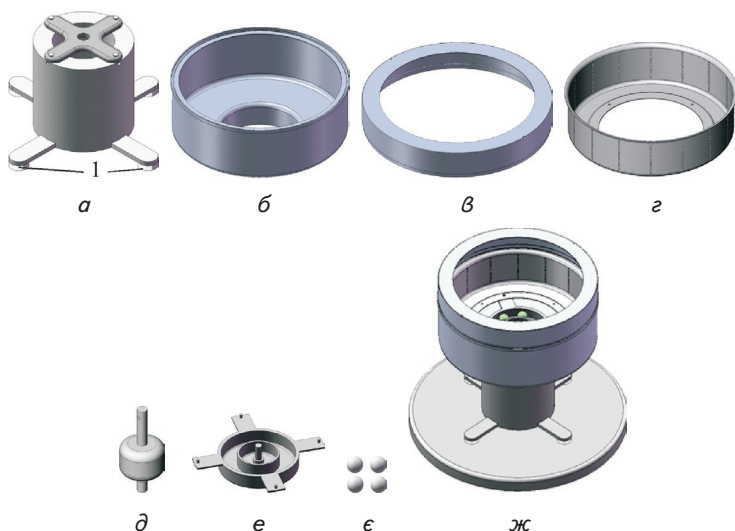


Рис. 4. Комп'ютерні 3D-моделі основних вузлів і деталей модернізованої відцентрованої сокодавки та 3D-модель сокодавки в зібраному вигляді: а – корпус приводу; б, в – нижня і верхня кришка; з – сито; д – ротор; е – корпус автобалансира; е – кулі; ж – 3D-модель в зібраному вигляді; 1 – опори

#### 4. 2. Методика проведення експериментів

При проведенні експериментів та аналізі отриманих результатів використовується методика, що запропонована в роботах [25, 26], і яка враховує особливості роботи роторних машин з АБ. Методика використовує теорію багатфакторних експериментів і включає:

- опис «чорної скрині» [25];
- методику вибору статистично придатної функції регресії [26];
- планування і проведення багатфакторного експерименту [25];
- дослідження отриманих результатів за допомогою програмного пакету для статистичного аналізу даних STATISTICA і системи комп'ютерної алгебри MathCad [25].

*Основні припущення, спрощення, гіпотези.* Віджата маса перероблюваної сировини утворює, переважно, статичну незрівноваженість на ситі. Моментна незрівноваженість невелика і нею можна знехтувати. При моделюванні прийнято, що площина статичної незрівноваженості рівновіддалена від верхнього і нижнього краю сита. Кульовий АБ знаходиться під ситом. Через це відстань між площиною статичної незрівноваженості і площиною корекції складатиме 35 мм.

В найбільш несприятливих для автобалансування випадках незрівноваженість сита змінюється імпульсно, за короткий проміжок часу  $\Delta t$ . Припускається, що зменшення тривалості настання автобалансування після зміни незрівноваженості призводить до зменшення усереднених характеристик вібрацій (середньоквадратичних переміщень, швидкостей, пришвидшень). Тому оптимізація проводиться по тривалості настання автобалансування (тривалості перебігу ПП) на крейсерській швидкості обертання сита.

У всіх експериментах балансувальна ємність АБ однакова і рівна  $S_{AB}=977,88$  г мм.

*Моделювання імпульсної зміни незрівноваженості.* Сила від статичної незрівноваженості моделюються в модулі Coşmos Motion з використанням інструменту «Action Only».

Вектори сил лежать у площині, рівновіддаленій від нижньої та верхньої кромки сита. Сили прикладаються до сита, є перпендикулярними до осі обертання і направлені від неї.

В експериментах сила надаються три різні дискретні значення – мале (15 Н), середнє (70 Н) та велике (96 Н). Для зрівноваження цих сил використовується, відповідно, 16 %, 73 % і 100 % балансувальної ємності АБ. Кулі в двохкульовому АБ при цьому розходяться, відповідно, на  $163^\circ$ ,  $90^\circ$  і  $30^\circ$ .

Процес моделювання імпульсної зміни незрівноваженостей показаний на рис. 5.

На рис. 5 показані такі інтервали часу:

$[0; t_1)$  – сито розганяється до крейсерської швидкості обертання;

$[t_1; t_1+\Delta t)$  – «включається» сила  $F_1$ ,  $\Delta t=0,05$  с;

$[t_1+\Delta t; t_2)$  – гарантовано настає автобалансування і кулі приходять у перше автобалансувальне положення;

$[t_2; t_2+\Delta t)$  – «виключається» сила  $F_1$  і «включається» сила  $F_2$ ;

$[t_2+\Delta t; T)$  – гарантовано настає автобалансування і кулі приходять у друге автобалансувальне положення.

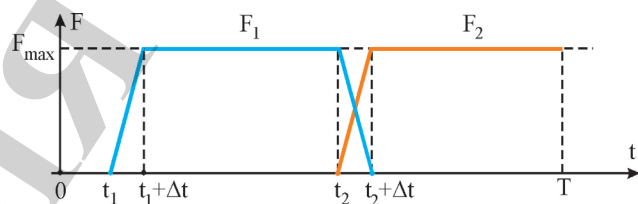


Рис. 5. Моделювання імпульсної зміни незрівноваженості сита

Тривалість перебігу ПП оцінюється за найнесприятливіших змін незрівноваженості, тобто коли кулям (в двохкульовому АБ) потрібно для приходу в автобалансувальне положення здійснювати найбільше кутове переміщення вздовж бігової доріжки.

*Методика визначення часу настання автобалансування.* Час настання автобалансування відраховується з моменту часу  $t_2$ . Для визначення моменту настання автобалансування використовується вібродіаграма миттєвого значення модуля вібропришвидшень точки перетину осі обертання з горизонтальною поверхнею верхньої кришки ВСД [25]. За момент часу, у який настало автобалансування приймається момент, починаючи з якого діаграма вібропришвидшень попадає в полосу  $[a_{st}-\Delta a; a_{st}+\Delta a]$ , де  $a_{st}$  – вібропришвидшення на усталеному русі,  $\Delta a$  – півширина полоси. Для усіх експериментів  $\Delta a=5$  мм/с<sup>2</sup>.

При проведенні експериментів частині масо-інерційних параметрів ВСД надаються фіксовані значення, а за частиною проводиться мінімізація тривалості перебігу ПП.

У межах кожного багатфакторного експерименту:

- фіксовані значення надаються балансувальній ємності АБ ( $S_{AB}$ ), радіусу бігової доріжки куль ( $R$ ), кількості ( $n$ ) та радіусу ( $r$ ) куль в АБ;

- мінімізація проводиться за коефіцієнтами сил пружності ( $k_0$ ) та в'язкості ( $b_0$ ) опор, в'язкого опору відносному руху куль ( $b_1$ ).

При оптимізації параметрів ВСД спочатку шукається функція регресії вигляду [26]:

$$t_{tr} + \ln^3(t_{tr} - \Delta t) = c_0 + \sum_{i=1}^m c_i \tilde{v}_i + \sum_{i=1}^{m-1} \sum_{j=i+1}^m c_{ij} \tilde{v}_i \tilde{v}_j + \sum_{i=1}^m c_{ii} \tilde{v}_i^2, \quad (1)$$

де  $\tilde{v}_1, \tilde{v}_2, \dots, \tilde{v}_m$  – безрозмірні керуючі фактори;  $c_0$  – вільний член регресії;  $c_i, c_{ij}, /i, j=1, m, j \geq i/$  – коефіцієнти регресії.

В [26] функція (1) була визначена як найбільш придатна для визначення тривалості перебігу ПП при балансуванні ВСД при її розбігу з фіксованою початковою незрівноваженістю.

В якості керуючих факторів вибрані параметри  $k_o, b_o, b_b$ . При цьому структурна схема «чорної скрині» має вигляд, показаний на рис. 6.

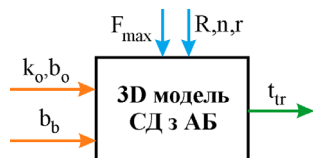


Рис. 6. Структурна схема «чорної скрині» для пошуку оптимальних параметрів 3D моделі сокодавки з автобалансиром

Область зміни керуючих факторів вибрана такою ж як в [25]:

–  $k_o \in [1; 3]$  Н/мм: під час пуску при наявності незрівноваженості сита корпус ВСД при  $k_o < 1$  Н/мм суттєво відхиляється від положення рівноваги, а при  $k_o > 3$  Н/мм «зривається» з опор;

–  $b_o \in [0,005; 0,045]$  Н с/мм: при  $b_o < 0,005$  Н с/мм дуже довго затухають коливання корпусу ВСД, при  $b_o > 0,045$  Н с/мм корпус ВСД майже не здійснює коливальних рухів, а повільно прямує до положення рівноваги;

–  $b_b \in [5 \cdot 10^{-5}; 1,5 \cdot 10^{-3}]$  Н с/мм: при  $b_b < 5 \cdot 10^{-5}$  Н с/мм кулі довго «доганяють» ротор при розбігу; при  $b_b > 1,5 \cdot 10^{-3}$  Н с/мм кулі довго прямують до балансувальних положень.

Значення факторів в розмірній ( $k_o, b_o, b_b$ ) та безрозмірній ( $\tilde{k}_o, \tilde{b}_o, \tilde{b}_b$ ) формах для трьохрівневого експерименту наведені в табл. 1.

Таблиця 1

Значення керуючих факторів в розмірній та безрозмірній формах

№ п/п	Рівень	$k_o$	$b_o$	$b_b$	$\tilde{k}_o, \tilde{b}_o, \tilde{b}_b$
		Н/мм	Н с/мм	Н с/мм	–
1	нижній	1	0,005	$5 \cdot 10^{-5}$	–1
2	середній	2	0,025	$5,75 \cdot 10^{-4}$	0
3	верхній	3	0,045	$1,5 \cdot 10^{-3}$	1

Для проведення багатфакторних експериментів використана двоблокова схема Бокса-Бенкена для 3 факторів і трьох рівнів. В кожному багатфакторно-

му експерименті проводиться по 13 віртуальних експериментів при певних значеннях керуючих факторів.

Статистичний аналіз моделі регресії (1) для кожного багатфакторного експерименту проводиться за допомогою програмного пакету STATISTICA\_6 аналогічно [25–27]. При цьому використовувалися два основні показники:

- критерій Стьюдента (t-критерій) для визначення статистичної значущості коефіцієнтів регресії;
- критерій Фішера (F-критерій) для оцінки статистичної надійності отриманого (початкового чи спрощеного) рівняння регресії.

Отримані моделі регресії досліджувалися на мінімальне значення функціонала  $t_{tr}$  на області зміни керуючих факторів в системі комп'ютерної алгебри MathCad\_15.

### 4. 3. Типи експериментів, які проводяться на 3D-моделі відцентрової сокодавки

Проводиться два типи експериментів.

*Експеримент 1.* Перевіряється працездатність методики, запропонованої в роботі [25, 26], для випадку імпульсної зміни незрівноваженості на крейсерській швидкості. Досліджується вплив кількості куль  $n$  на тривалість перебігу ПП при фіксованому радіусі куль ( $r=8,5$  мм – максимальне конструктивно допустиме значення).

При цьому:

- а) кількість куль приймається рівною  $n=2;3;4$  шт.;
- б) радіус бігової доріжки вибирається таким, щоб забезпечити незмінність балансувальної ємності АВ –  $R=f(n, r, S_{AB})$  [23].

*Експеримент 2.* Досліджується вплив радіуса бігової доріжки АВ на тривалість перебігу ПП при фіксованій кількості куль в АВ –  $n=4$ .

При цьому:

- а) радіус бігової доріжки по черзі приймається рівним  $R=31,86; 41,60; 51,34$  мм;
- б) радіус куль вибирається таким, щоб забезпечити незмінність балансувальної ємності АВ, тобто  $r=f(n, R, S_{AB})$  [23].

Деяка додаткова інформація про методику проведення експериментів наводиться при викладенні результатів експериментів.

## 5. Результати оптимізації 3D-моделюванням параметрів відцентрової сокодавки з автобалансиром при імпульсній зміні незрівноваженості

### 5. 1. Виділення несприятливих випадків зміни незрівноваженості сита

Класифікація найнесприятливіших (відносно тривалості перебігу ПП) змін незрівноваженостей сита проведена на прикладі двохкульового АВ. Підібрані такі зміни незрівноваженості, після яких кулі повинні пройти найбільшу відстань до нового автобалансувального положення.

На рис. 7 показані найнесприятливіші зміни малої, середньої і великої незрівноваженостей сита та відповідні відносні переміщення куль.

В експериментах мала і середня незрівноваженості поверталися на  $90^\circ$ , а велика – на  $180^\circ$ .

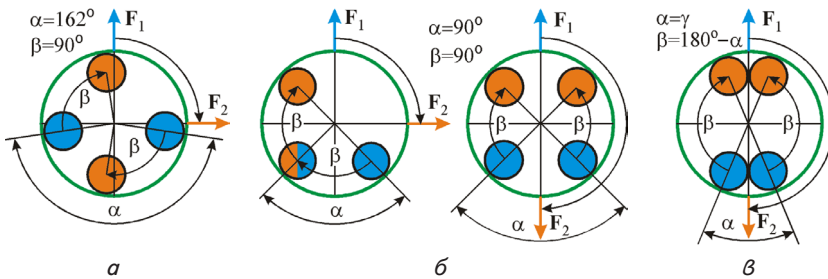


Рис. 7. Найнесприятливіша зміна незрівноваженості сита: *a* – малої; *б* – середньої; *в* – великої

**5.2. Дослідження впливу кількості куль в автобалансири на тривалість перебігу перехідних процесів (експеримент 1)**

Для проведення експерименту 1 спроектовані три АБ з радіусами бігової доріжки, відповідно,  $R=41,6$  мм,  $R=33,65$  мм,  $R=31,86$  мм. Для кожної пари значень параметрів ( $F_{max}$ ,  $n$ ) проводиться свій багатофакторний експеримент (всього 9). У табл. 2 приведені результати оптимізації – найменші значення тривалості перехідних процесів та значення керуючих факторів, при яких ці значення отримуються. Результати віртуальних експериментів та статистичного аналізу не наводяться через їх громіздкість.

Таблиця 2

Результати оптимізації тривалості перебігу перехідних процесів при фіксованих радіусі куль та балансувальній ємності автобалансира

№ п/п	$F_{max}$ , Н	n, шт.								
		2		3		4				
		$t_{tr}$ , с	$b_o$ , Н с/мм×10 <sup>3</sup>	$b_b$	$t_{tr}$ , с	$b_o$ , Н с/мм×10 <sup>3</sup>	$b_b$	$t_{tr}$ , с	$b_o$ , Н с/мм×10 <sup>3</sup>	$b_b$
1	15	1,98	3	0,25	0,35	45	1,0	0,31	45	1,0
2	70	0,53	45	1,00	0,43	45	1,0	0,35	45	1,2
3	96	0,54	45	0,60	0,39	45	1,2	0,36	45	1,2

Оптимальне значення жорсткості опор  $k_o$  в усіх експериментах рівне 2 Н/мм. При цьому при граничних значеннях параметра  $b_b$  ( $b_b=5 \cdot 10^{-5}$  Н с/мм і  $b_b=1,5 \cdot 10^{-3}$  Н с/мм) функціонал якості може відрізнятися від відповідних значень табл. 2 від 3 до 10 раз.

З отриманих результатів слідує наступне.

1. Запропонована в роботах [25, 26] методика оптимізації параметрів ВСД є працездатною і при імпульсній зміні незрівноваженості на крейсерській швидкості обертання ротора.

2. Жорсткість опор практично не впливає на найменше значення тривалості перебігу ПП. Це пояснюється тим, що жорсткість опор впливає, в основному, на частоту вільних коливань корпусу і майже не впливає на швидкість згасання цих коливань.

3. Оптимальне значення в'язкості опор ВСД однакове майже для усіх проведених експериментів і рівне 0,045 Н с/мм. Виключенням є випадок тільки двохкульового АБ і малої незрівноваженості, де оптимальне значення рівне 0,003 Н с/мм. Це пояснюється тим, що при малій незрівноваженості і великій в'язкості

опор кулям потрібно більше часу, щоб «відчути» зміну незрівноваженості.

4. Автобалансування настає швидше при збільшенні кількості куль в АБ при будь-якій величині незрівноваженості.

5. Оптимальне значення коефіцієнта сил в'язкого опору, що перешкоджають відносному руху куль, не зменшується при збільшенні кількості куль та величині незрівноваженості сита (для 3-х і 4-х куль).

6. Абсолютно найбільша тривалість перебігу ПП досягається при малій кількості куль (2 кулі) в АБ і малій незрівноваженості.

7. Абсолютно найменша тривалість перебігу ПП досягається при великій кількості куль (4 кулі) в АБ і малій незрівноваженості. Для визначення коефіцієнта сил в'язкого опору відносному руху куль, який є найкращим для всього проміжку зміни незрівноваженості сита, проведено додатковий експеримент:

$$t_{tr} = f(F_{max}, n, b_b) = f(15, 4, 0,0012) = 0,34 \text{ с.}$$

З останнього слідує, що найкращим варіантом АБ для зрівноваження ВСД на усьому діапазоні зміни незрівноваженості є АБ з 4-ма кулями і коефіцієнтом сил в'язкого опору відносному руху куль  $b_b=0,0012$  Н с/мм. Тривалість перебігу ПП при цьому змінюється в межах від 0,34 с до 0,36 с.

8. Випадок двохкульового АБ є самим «нестабільним» відносно зміни величини незрівноваженості:

– мінімальні значення функціонала якості, які відповідають малій та великій незрівноваженості, відрізняються в 4 рази;

– оптимальні значення коефіцієнта сил в'язкого опору опор та відносному руху куль відрізняються при цьому, відповідно, в 15 раз та 4 рази.

**5.3. Дослідження впливу радіуса бігової доріжки автобалансира на тривалість перебігу перехідних процесів (експеримент 2)**

Для проведення експерименту 2 спроектовано ще один АБ – з радіусом бігової доріжки  $R=51,34$  мм. Результати оптимізації тривалості перебігу ПП наведені в табл. 3 (результати віртуальних експериментів та статистичного аналізу теж не наводяться). Тут також відсутнє оптимальне значення жорсткості опор (в усіх експериментах  $k_o=2$  Н/мм).

З отриманих результатів слідує наступне:

1. Жорсткість опор практично не впливає на найменше значення тривалості перебігу ПП, як і в експерименті 1.

2. Тривалість перебігу ПП зменшується при зменшенні радіуса бігової доріжки.

3. Оптимальне значення сил в'язкого опору відносному руху куль зменшується при збільшенні радіуса бігової доріжки.

4. Абсолютно найменша тривалість перебігу ПП досягається при малій незрівноваженості ( $F_{max}=15$  Н) і малому радіусі бігової доріжки ( $R=31,86$  мм) АБ.

5. Найбільша тривалість перебігу ПП досягається при великій незрівноваженості ( $F_{max}=96$  Н) і великому радіусі бігової доріжки ( $R=51,34$  мм) АБ.

**Таблиця 3**  
**Результати оптимізації тривалості перебігу перехідних процесів при фіксованих кількості куль та балансувальній ємності автобалансира**

№ п/п	F <sub>max</sub> , Н	R, мм								
		31,86			41,6			51,34		
		t <sub>тр</sub> , с	b <sub>o</sub>	b <sub>b</sub>	t <sub>тр</sub> , с	b <sub>o</sub>	b <sub>b</sub>	t <sub>тр</sub> , с	b <sub>o</sub>	b <sub>b</sub>
			Н с/мм×10 <sup>3</sup>			Н с/мм×10 <sup>3</sup>			Н с/мм×10 <sup>3</sup>	
1	15	0,31	45	1,0	0,34	45	0,6	0,38	45	0,35
2	70	0,35	45	1,2	0,49	45	0,37	0,54	45	0,26
3	96	0,36	45	1,2	0,60	45	0,37	0,64	45	0,19

**6. Обговорення результатів дослідження 3D-моделюванням процесу автобалансування відцентрової сокодавки при імпульсній зміні незрівноваженості**

1. Проведена класифікація самих несприятливих змін незрівноваженості. Основними з них є поворот вектора незрівноваженості навколо осі обертання ротора на:

- 90° у випадку малих незрівноваженостей (центри двох куль на встановленому русі утворюють центральний кут більший за 90°); кожна куля при цьому зміщується по біговій доріжці на кут 90°;
- 180° у випадку середніх та великих незрівноваженостей (центри двох куль на встановленому русі утворюють центральний кут менший за 90°); кожна куля при цьому зміщується по біговій доріжці на кут від 180° - α до 180° - γ.

2. З результатів експериментів 1 і 2 слідує, що запропонована в роботах [25, 26] методика мінімізації тривалості перебігу ПП, яка апробована при розбігу ВСД при фіксованій незрівноваженості, є ефективною і при імпульсній зміні незрівноваженості на крейсерській швидкості.

3. Збільшення кількості куль в АВ при будь-якій величині незрівноваженості призводить до зменшення тривалості перебігу ПП. Пояснюється це тим, що

- при поміщенні в АВ n (n>2) куль в роторної машини появляється (n-2)-параметрична сім'я усталених рухів;
- при зміні незрівноваженості кулі здійснюють перехід між двома найближчими усталеними рухами.

Найкращим варіантом АВ для зрівноваження ВСД на усьому діапазоні змін незрівноваженості є АВ з 4-ма кулями і коефіцієнтом сил в'язкого опору відносному руху куль b<sub>b</sub>=0,0012 Н с/мм.

Збільшення радіуса бігової доріжки (при однаковій кількості куль та балансувальній ємності АВ) призводить до збільшення тривалості перебігу ПП. Пояснюється це тим, що бігова доріжка стає менш заповненою, і кулям при переході до чергового усталеного руху потрібно здійснювати більш лінійні переміщення.

Таким чином, підтверджені раніше отримані теоретичні результати [23] відносно впливу кількості КВ в АВ та радіусу бігової доріжки АВ на тривалість перебігу ПП.

З табл. 2 слідує, що використання двохкульового АВ є вкрай не ефективним при автобалансуванні імпульсної зміни незрівноваженості на крейсерській швидкості. Оптимальні значення параметрів та найменше значення функціонала при цьому сильно залежать від величини незрівноваженості. Ці значення можуть відрізнятися в рази (від 4 до 15 раз). Пояснюється це тим (крім сказаного в п.4), що двохкульовий АВ майже не «відчуває» малих незрівноваженостей.

В той час як у випадку 3-х і 4-х кульового АВ ці ж величини або незмінні або відрізняються не більше ніж на 20 %.

Останнє підтверджує раніше отримані теоретичні і експериментальні результати відносно суттєвих недоліків використання двохкульового АВ. Тому не рекомендується використовувати двохкульові АВ як при теоретичних, так і експериментальних дослідженнях перехідних процесів, що виникають при автобалансуванні роторних машин.

4. При порівнянні одержаних результатів оптимізації параметрів АВ і ВСД з відповідними результатами роботи [26], отриманими для розбігу ВСД з фіксованою незрівноваженістю, слідує наступне:

- оптимальні значення коефіцієнтів сил жорсткості (k<sub>o</sub>) та в'язкості (b<sub>o</sub>) опор в обох роботах практично співпадають (відмінність не перевищує 10 %);
- оптимальні значення коефіцієнта сил в'язкого опору відносному руху куль (b<sub>b</sub>), отримані в роботі [26], є меншими від відповідних значень даної роботи на 30-50 %; пояснюється це тим, що тривалість розбігу (2 с) набагато більша тривалості імпульсної зміни незрівноваженості (0,05 с);
- тенденції впливу радіуса бігової доріжки АВ та кількості куль в АВ на тривалість перебігу ПП такі ж як і в роботі [26].

Отримані результати можна використовувати:

- при проектуванні АВ для зрівноваження на ходу машин з швидкообертливими роторами;
- для підвищення ефективності автобалансирування ВСД під час експлуатації.

Основний недолік проведених досліджень - це можливість використання отриманих результатів тільки для статичного балансування роторних машин кульовими АВ. Але цей недолік компенсується тим, що в більшості випадків для автобалансування використовуються саме кульові АВ.

В подальшому планується провести аналогічні дослідження для інших типів роторних машин.

**7. Висновки**

Ефективним методом оптимізації параметрів роторної машини з АВ при імпульсній зміні незрівноваженості є 3D моделювання. У процесі досліджень встановлене наступне.

1. Проведено класифікацію самих несприятливих змін незрівноваженості. Зокрема, для двохкульового АВ встановлено, що найбільш несприятливими є поворот незрівноваженості на 90° та 180° навколо осі обертання ротора.

2. Показано, що запропонована в попередніх роботах методика оптимізації параметрів ВСД є ефективною і у випадку мінімізації тривалості перебігу ПП

при імпульсній зміні незрівноваженості на крейсерській швидкості.

3. Досліджено вплив параметрів АБ на тривалість перебігу ПП. Підтверджені раніше отримані теоретичні результати про те, що збільшення кількості куль та зменшення радіуса бігової доріжки призводить до зменшення тривалості перебігу ПП. Виявлена залежність оптимальних значень параметрів ВСД і АБ від величини незрівноваженості. Залежність істотна тільки для двохкульового АБ і слабшає із збільшенням кількості куль в АБ. Не рекомендується використовувати двохкульові АБ на практиці, у теоретичних і експериментальних дослідженнях перехідних процесів.

4. Встановлено, що при розбігу ВСД з фіксованою незрівноваженістю та при імпульсній зміні її незрівноваженості на крейсерській швидкості:

– тенденції впливу радіуса бігової доріжки АБ та кількості куль в АБ на тривалість перебігу ПП є ідентичними;

– майже усі відповідні оптимальні значення параметрів АБ і ВСД (крім коефіцієнта сил в'язкого опору відносному руху куль) співпадають;

– оптимальні значення коефіцієнта сил в'язкого опору відносному руху куль при розбігу є меншими від відповідних значень при імпульсній зміні незрівноваженості на 35–50 %.

#### Література

1. Thearle, E. L. Automatic dynamic balancers Part 2 – Ring, pendulum and ball balancers [Text] / E. L. Thearle // Machine Design. – 1950. – Vol. 22, Issue 10. – P. 103–106.
2. Гусаров, А. А. Автобалансирующие устройства прямого действия [Текст] / А. А. Гусаров. – М.: Наука, 2002. – 119 с.
3. Філімоніхін, Г. Б. Зрівноваження і віброзахист роторів автобалансирами з твердими коригувальними вантажами [Текст] / Г. Б. Філімоніхін. – Кіровоград: КНТУ, 2004. – 352 с.
4. Filimonikhina, I. I. Conditions for balancing a rotating body in an isolated system with automatic balancers [Text] / I. I. Filimonikhina, G. B. Filimonikhin // International Applied Mechanics. – 2007. – Vol. 43, Issue 11. – P. 1276–1282. doi: 10.1007/s10778-007-0132-5
5. Filimonikhin, G. Empirical criterion for the occurrence of auto-balancing and its application for axisymmetric rotor with a fixed point and isotropic elastic support [Text] / G. Filimonikhin, I. Filimonikhina, K. Dumenko, M. Lichuk // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2016. – Vol. 5, Issue 7 (83). – P. 11–18. doi: 10.15587/1729-4061.2016.79970
6. Filimonikhin, G. Application of the empirical criterion for the occurrence of auto-balancing for axisymmetric rotor on two isotropic elastic supports [Text] / G. Filimonikhin, I. Filimonikhina, M. Yakymenko, S. Yakimenko // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2017. – Vol. 2, Issue 7 (86). – P. 51–58. DOI: 10.15587/1729-4061.2017.96622
7. Филimoniхин, Г. Б. Исследование возможности уравновешивания аэродинамического дисбаланса крыльчатки осевого вентилятора корректировкой масс [Текст] / Г. Б. Филimoniхин, Л. С. Олийниченко // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2015. – Т. 5, № 7 (77). – С. 30–35. doi: 10.15587/1729-4061.2015.51195
8. Нестеренко, В. П. Автоматическая автобалансировка роторов приборов и машин со многими степенями свободы [Текст] / В. П. Нестеренко. – Томск: Изд-во Томск. ун-та, 1985. – 84 с.
9. Sperling, L. Single-Plain Auto-Balancing of Rigid Rotors [Text] / L. Sperling, B. Ryzhik, H. Duckstein // Technische Mechanik. – 2004. – Vol. 24, Issue 1. – P. 1–24.
10. Sperling, L. Two-plain automatic balancing [Text] / L. Sperling, B. Ryzhik, H. Duckstein // Machine Dynamics Problems. – 2001. – Vol. 25, Issue 3/4. – P. 139–152.
11. Rodrigues, D. J. Two-plane automatic balancing: A symmetry breaking analysis [Text] / D. J. Rodrigues, A. R. Champneys, M. I. Friswell, R. E. Wilson // International Journal of Non-Linear Mechanics. – 2011. – Vol. 46, Issue 9. – P. 1139–1154. doi: 10.1016/j.ijnonlinmec.2011.04.033
12. Филimoniхин, Г. Б. Уравновешивание автобаланси́ром ротора в упруго-вязко закреплённом корпусе, совершающем пространственное движение [Текст] / Г. Б. Филimoniхин, В. В. Гончаров // Известия Томского политехнического университета. – 2014. – Т. 325, № 2. – С. 41–49.
13. Горбенко, А. Н. Массо-инерционные характеристики и безразмерные уравнения движения двухпорного ротора с автобаланси́ром с учетом массы компенсирующих грузов [Текст] / А. Н. Горбенко // Наука и образование. – 2015. – № 12. – С. 266–294. doi: 10.7463/1215.0827773
14. Детинко, Ф. М. Об устойчивости работы автобаланси́ра для динамической автобалансировки [Текст] / Ф. М. Детинко // Изв. АН СССР. ОТН. Мех. и Машиностр. – 1956. – № 4. – С. 38–45.
15. Hsieh, H.-Y. Application of automatic balancers on a flexible-shaft rotor system [Text] / H.-Y. Hsieh, C.-J. Lu // The 22nd International Congress on Sound and Vibration. – 2015.
16. Majewski, T. Self-balancing system of the disk on an elastic shaft [Text] / T. Majewski, D. Szwedowicz, M. A. M. Melo // Journal of Sound and Vibration. – 2015. – Vol. 359. – P. 2–20. doi: 10.1016/j.jsv.2015.06.035
17. Goncharov, V. Studying the peculiarities of balancing of flexible double-support rotors by two passive automatic balancers placed near supports [Text] / V. Goncharov, G. Filimonikhin, K. Dumenko, M. Lychuk // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2016. – Vol. 4, Issue 7 (82). – P. 4–9. doi: 10.15587/1729-4061.2016.75115
18. Goncharov, V. Research of stability and transition processes of the flexible double-support rotor with auto-balancers near support [Text] / V. Goncharov, A. Nevdakhа, Y. Nevdakhа, V. Gutsul // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2016. – Vol. 6, Issue 7 (84). – P. 22–27. doi: 10.15587/1729-4061.2016.85461



19. Tadeusz, M. Position error occurrence in self balancers used on rigid rotors of rotating machinery [Text] / M. Tadeusz // Mechanism and Machine Theory. – 1988. – Vol. 23, Issue 1. – P. 71–78. doi: 10.1016/0094-114x(88)90011-0
20. Yang, Q. Study on the influence of friction in an automatic ball balancing system [Text] / Q. Yang, E.-H. Ong, J. Sun, G. Guo, S.-P. Lim // Journal of Sound and Vibration. – 2005. – Vol. 285, Issue 1-2. – P. 73–99. doi: 10.1016/j.jsv.2004.08.009
21. Sung, C. K. Influence of external excitations on ball positioning of an automatic balancer [Text] / C. K. Sung, T. C. Chan, C. P. Chao, C. H. Lu // Mechanism and Machine Theory. – 2013. – Vol. 69. – P. 115–126. doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2013.05.009
22. Haidar, A. M. A general model for passive balancing of supercritical shafts with experimental validation of friction and collision effects [Text] / A. M. Haidar, J. L. Palacios // Journal of Sound and Vibration. – 2016. – Vol. 384. – P. 273–293. doi: 10.1016/j.jsv.2016.08.023
23. Goncharov, V. An increase of the balancing capacity of ball or roller-type auto-balancers with reduction of time of achieving auto-balancing [Text] / V. Goncharov, G. Filimonikhin, A. Nevdakha, V. Pirogov // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2017. – Vol. 1, Issue 7 (85). – P. 15–24. doi: 10.15587/1729-4061.2017.92834
24. Пат. № 107022 UA. Електрична центрифужна напівавтоматична соковижималка. МПК G01M 1/32 [Текст] / Філімоніхін Г. Б., Гончаров В. В.; заявник та патентовласник Кіровоградський нац. техн. університет. – № а201301212; заявл. 01.02.2013; опубл. 10.11.2014, Бюл. № 21.
25. Филimoniхин, Г. Б. Оптимизация параметров 3D модели центробежной соковыжималки с автобалансиром минимизацией установившегося виброускорения [Текст] / Г. Б. Филimoniхин, В. В. Гончаров // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2014. – Т. 1, № 7 (67). – С. 9–14. doi: 10.15587/1729-4061.2014.20678
26. Гончаров, В. В. Оптимизация параметров центробежной соковыжималки с автобалансиром минимизацией времени наступления автобалансировки [Текст] / В. В. Гончаров, Г. Б. Филimoniхин // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2014. – Т. 2, № 7 (68). – С. 28–32. doi: 10.15587/1729-4061.2014.23317
27. Олійніченко, Л. С. Оптимізація параметрів автобалансирів для динамічного зрівноваження крильчатки осьового вентилятора 3D моделюванням [Текст] / Л. С. Олійніченко, Г. Б. Філімоніхін // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2014. – Т. 6, № 7 (72). – С. 12–17. doi: 10.15587/1729-4061.2014.30498
28. Філімоніхін, Г. Б. Експериментальне визначення ефективності динамічного зрівноваження кульовими автобалансиром крильчатки осьового вентилятора [Текст] / Г. Б. Філімоніхін, Л. С. Олійніченко // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2011. – № 45. – С. 496–502.
29. Olijnichenko, L. Experimental study of the process of the static and dynamic balancing of the axial fan impeller by ball auto-balancers [Text] / L. Olijnichenko, V. Goncharov, V. Sidei, O. Horpynchenko // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2017. – Vol. 2, Issue 1 (86). – P. 42–50. doi: 10.15587/1729-4061.2017.96374

