

При решении задач на вынужденные колебания можно пользоваться методом Фурье для собственных функций с весом (12), а применение формул (16) и (19) упрощает эту процедуру.

Полученные результаты можно использовать для приближенного метода в динамике стержневых систем переменного сечения, если форму продольного сечения стержня аппроксимировать ступенчатой фигурой. Однако здесь нужно рассмотреть вопрос о сходимости этого процесса.

1. Тимошенко С.П. *Колебания в инженерном деле.* – М.: Наука, 1967. – 449 с. 2. Улитин Г.М., Петтик Ю.В. *Собственные колебания балки ступенчато-переменного сечения: Зб. наук. праць. Серія: Галузеве машинобудування, будівництво.* – Полтава: ПолтНТУ, 2005. – Вип. 16. – С. 279–283. 3. Шевченко Ф.Л. *Динаміка пружних стержневих систем.* – Донецьк: ДонНТУ, 2000. – 293 с. 4. Арсенин В.Я. *Методы математической физики и специальные функции.* – М.: Наука, 1974. – 433 с.

УДК 531.36 : 62-752+62-755

Г.Б. ФІЛІМОНІХІН, А.В. КОВАЛЕНКО

Кіровоградський національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ЗРІВНОВАЖУВАННЯ РОТОРА ДВОМАЯТНИКОВИМ АВТОБАЛАНСИРОМ ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ ПРОГРАМИ SOLID WORKS І МОДУЛЯ MOTION

© Філімоніхін Г.Б., Коваленко А.В., 2006

Використано підпрограму Solid Motion для моделювання динаміки зрівноважування ротора на симетричних в'язко-пружних опорах двомаятниковим автобалансиром. Визначено різні режими руху системи залежно від величин сил в'язкого опору, що діють на маятники.

Solid Motion subprogram for the design of dynamics of balancing of rotor on symmetric viscid-resilient supports is used by a two-pendulum autobalanser. Different modes of motion of the system depending on the sizes of forces of viscid resistance, operating on pendulums, are definite.

Вступ. Пасивні автобалансири застосовуються для зрівноважування на ходу на закритичних швидкостях обертання роторів, чий дисбаланс змінюється під час експлуатації. Конструкція, принцип дії і динаміка пасивних автобалансирів досліджувалися в [1–3]. Однак через проведення досліджень в аналітичному вигляді в роботах не вдалося дослідити ряд задач, пов'язаних з дослідженням перехідних процесів системи, підбором величин параметрів системи, що забезпечують настання балансування за мінімальний проміжок часу тощо. У цій роботі розглянуто комп'ютерне моделювання й аналіз динаміки ротора, що зрівноважується на ходу двомаятниковим автобалансиром. При цьому досліджується вплив сил опору, що діють на маятники, на швидкість настання автобалансирування. Для цього використовується програма Solid Works (SW) корпорації UGS (США) і її модуль – Motion. Зазначимо, що SW дає змогу моделювати динаміку зв'язаних абсолютно твердих тіл, у тому числі підйомних механізмів, твердих роторів з автобалансирами, штучних супутників Землі разом з демпферами для гасіння кута нутації тощо. Слід зазначити, що подібні задачі можуть бути розв'язані із використанням програм Matlab/Simulink, Adams, Pro/ENGINEER, UNIGRAPHICS, CATIA тощо. Але програма SW уможливорює в єдиному інтерфейсі користувача: проектувати об'єкт, що складається з безлічі деталей; досліджувати його динаміку в припущенні про абсолютну жорсткість окремих деталей; досліджувати міцність окремих деталей у припущенні про їх деформівність.

Опис моделі ротора й автобалансира. Опис деталей і складання. Система складається з вала, барабана і двох маятників. Конструктивні особливості системи, яка моделюється, показано на рис. 1, 2. Основні параметри деталей такі.

Характеристики вала (рис. 1, а): довжина – 220 мм; маса – 0,492 кг; координати центра мас стосовно власної системи координат $x=0$ мм, $y=0$ мм, $z=0$ мм.

Характеристики барабана (рис. 1, б): діаметр – 160 мм; маса – 5,87 кг; координати центра мас стосовно власної системи координат $x=0$ мм, $y=3,26$ мм, $z=0$ мм.

Характеристики маятників (рис. 1, в) – ідентичні: діаметр від центра зачеплення до верхньої крайки вантажу – 64 мм; маса – 0,302 кг; координати центра мас стосовно власної системи координат $x=0$ мм, $y=40$ мм, $z=0$ мм. Ротор разом з маятниками показано на рис. 2.

У складанні на вал насаджуються барабан і маятники (рис. 2).

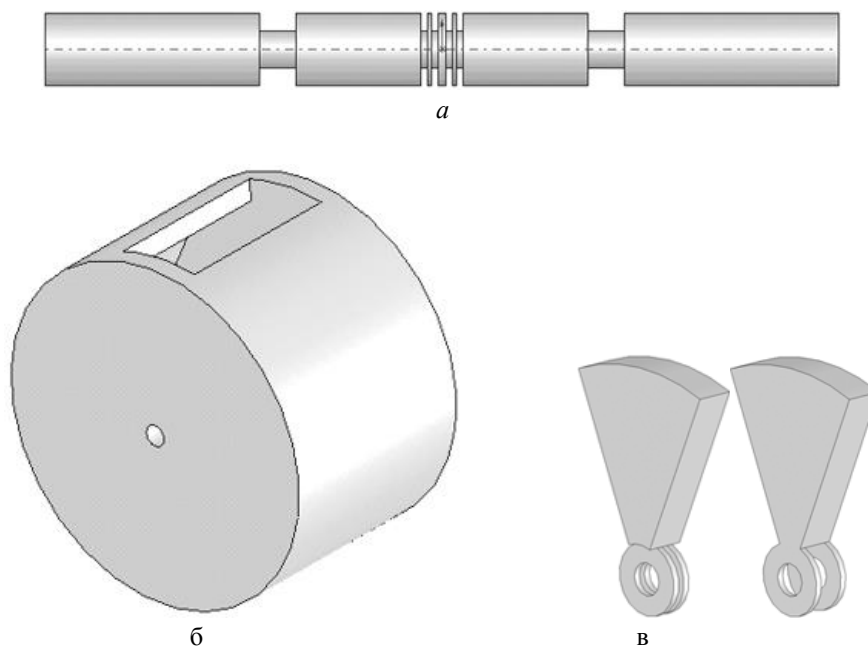


Рис. 1. Деталі складання: а – вал; б – барабан; в – маятники

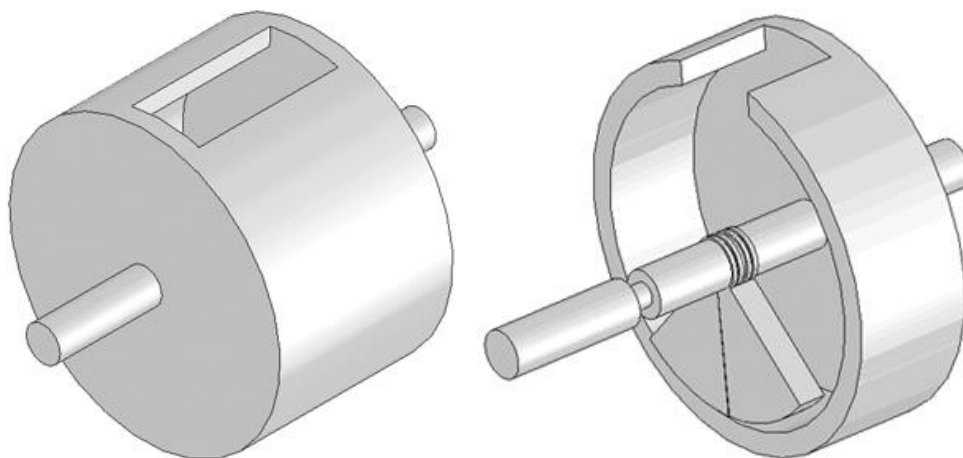


Рис. 2. Складання ротора з автобалансирами:
а – повне збирання; б – складання з розрізом по ротору

Обробка складання підпрограмою Motions. Складання оброблялось додатком Motion пакета Solid Works. Вал установлювався на кінцях на симетричні в'язко-пружні опори з жорсткостями і коефіцієнтами демпфірування по осях X , Y відповідно 6000 Н/м , $0,001 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}$. У підпрограмі Motion опори імітують втулки з відповідними жорсткостями і силами демпфірування. Відносному рухові маятників перешкоджають моменти сил в'язкого опору з коефіцієнтом $h=0\div\infty \text{ Н}\cdot\text{с/м}$. Кріплення маятників до вала імітувалося об'єктами петля і втулка. Модель петлі обмежує рух маятника щодо вала, втулка утворює момент сил в'язкого опору.

Інші параметри системи: швидкість обертання ротора – $\Omega=25 \text{ про/с}$, $a=b=200 \text{ мм}$.

Тестування моделі і задачі дослідження. Побудовану модель перевірено такими тестами:

1. Перевірка статичного прогину вала за відсутності обертання ротора, без і за наявності маятників.

2. Вивчення коливань кожного маятника окремо на нерухомо закріпленому валу.

3. Вивчення динаміки ротора без маятників за наявності і відсутності сил ваги.

4. Вивчення роботи системи з одним маятником за наявності і відсутності сил ваги.

Отримані результати комп'ютерного моделювання цілком узгоджуються з відомими результатами теорії роторних систем і теорією коливань фізичного маятника.

Надалі розв'язувалася така задача комп'ютерного моделювання: виділити різні режими руху системи залежно від величини внутрішніх сил в'язкого опору h за наявності і відсутності сил ваги.

Відмітимо, що вплив сил ваги актуальний для горизонтально розташованого ротора, а врахування сил ваги – для вертикального ротора.

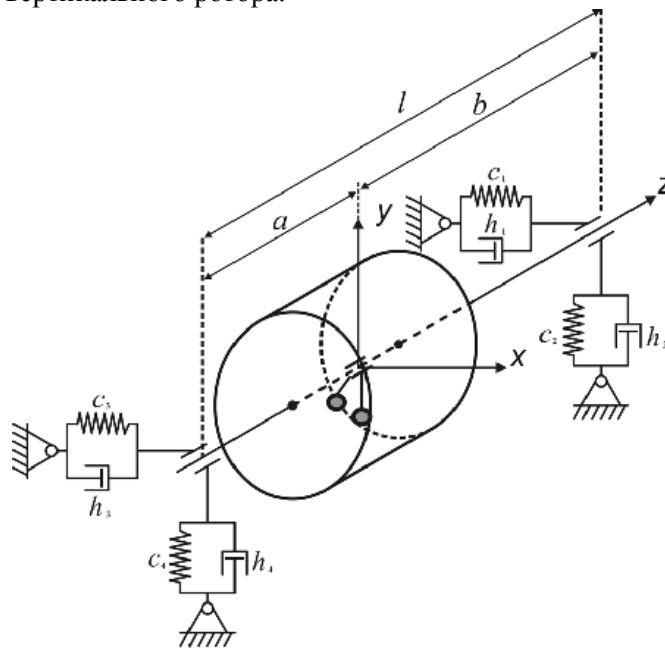


Рис. 3. Модель ротора на в'язко-пружних опорах, що зрівноважується двома маятниками

Результати моделювання

Наявність сил ваги. Сили опору бралися в межах $1 \times 10^{-6} - 10 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{з/град}$. Було встановлено, що зміна параметра h істотно впливає на швидкість балансування роторної системи, що відповідає загальній теорії [2, 3]:

1. За дуже малого h , що змінюється в межах $1 \times 10^{-6} - 4,4 \times 10^{-6} \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{з/град}$, маятники не залучаються до руху ротора, висять і трохи відхиляються від вертикалі через обертання ротора (рис. 4, таблиця, п. 1).

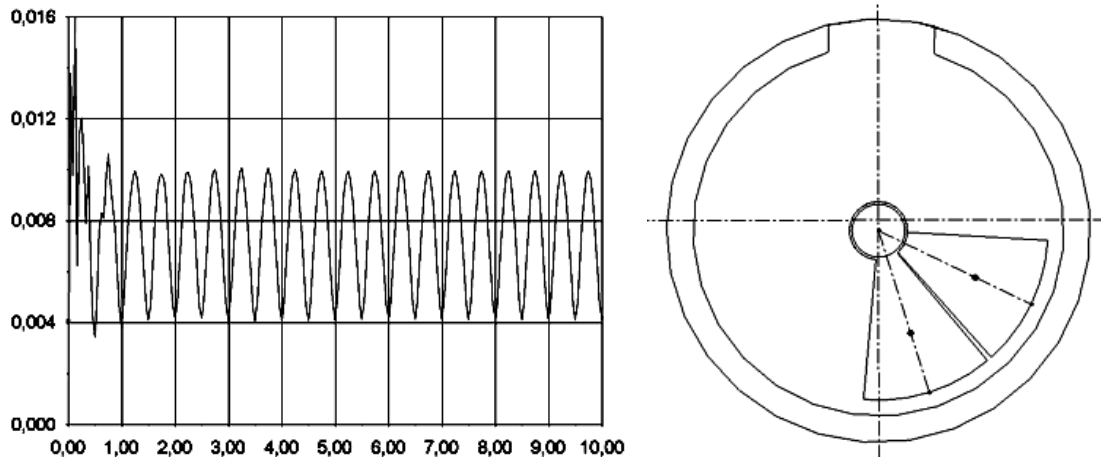


Рис. 4. Маятники не залучаються до руху $h=4 \times 10^{-6}$:
 а – графік відхилень від осі обертання; б – вигляд системи збоку

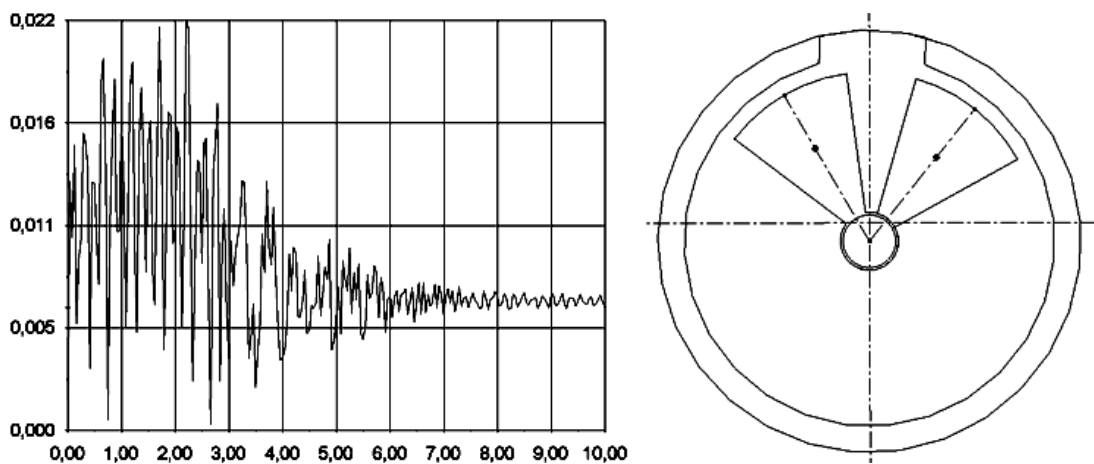


Рис. 5. Повільне балансування за малих сил опору $h=8 \times 10^{-6}$:
 а – графік відхилень від осі обертання; б – вигляд системи збоку

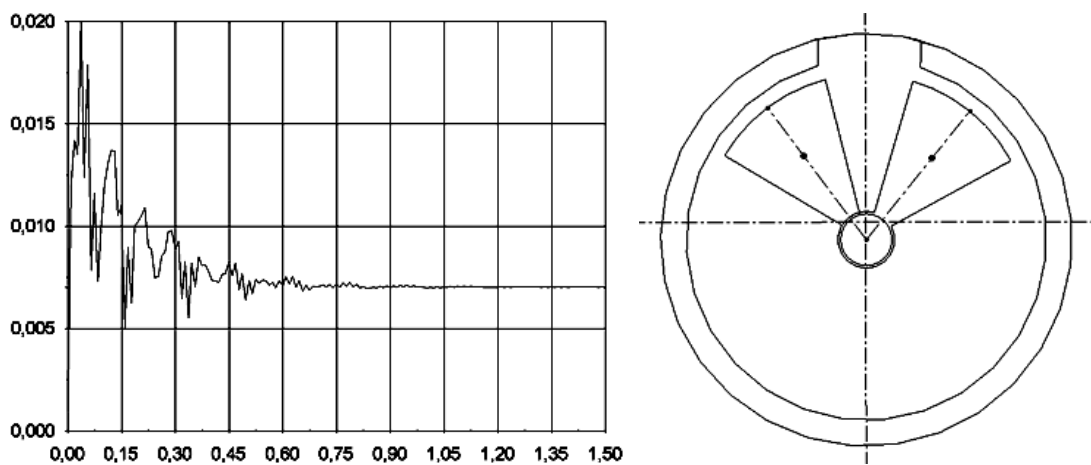


Рис. 6. Швидке балансування $h=0,006$: а – графік відхилень від осі обертання; б – вигляд системи збоку

2. За малого h , що змінюється в межах $4,4 \times 10^{-6} - 5 \times 10^{-5} \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}/\text{град}$, відбувається повільне балансування роторної системи через велику рухливість маятників щодо ротора (рис. 5, таблиця, п. 3).

3. За середніх значень параметра h , що змінюється в межах $5 \times 10^{-5} - 2 \times 10^{-2} \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}/\text{град}$, відбувається швидке балансування роторної системи (рис. 6, таблиця, п. 4).

4. За великих значень параметра h , що змінюється в межах $2 \times 10^{-2} - 10 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}/\text{град}$, відбувається повільне балансування через повільне переміщення маятників щодо ротора (рис. 7, таблиця, п. 5).

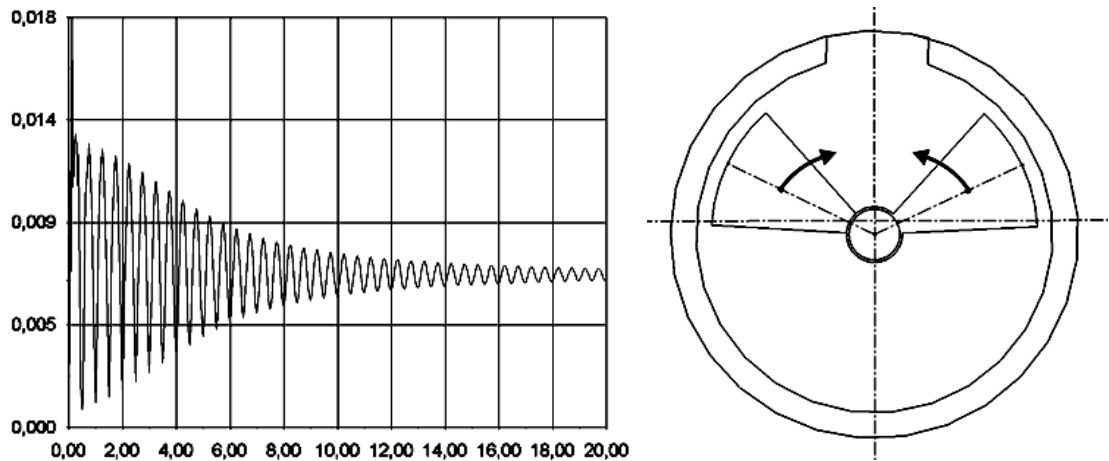


Рис. 7. Балансири повільно переходять у положення балансування $h=0,3$:
а – графік відхилень від осі обертання; б – вигляд системи збоку

Відсутність сил ваги. Сили опору змінювалися в межах $1 \times 10^{-6} - 10 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}/\text{град}$.

1. За дуже малого параметра h , змінного в межах $0 - 5 \times 10^{-6} \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}/\text{град}$, маятники здійснюють квазіперіодичний рух (рис. 8, 9, таблиця, п. 2). Наявність цього режиму відома з теорії пасивних автобалансирів [3]. У цій роботі вперше для конкретної роторної системи підбрано діапазон параметрів, за яких цей режим реалізується.

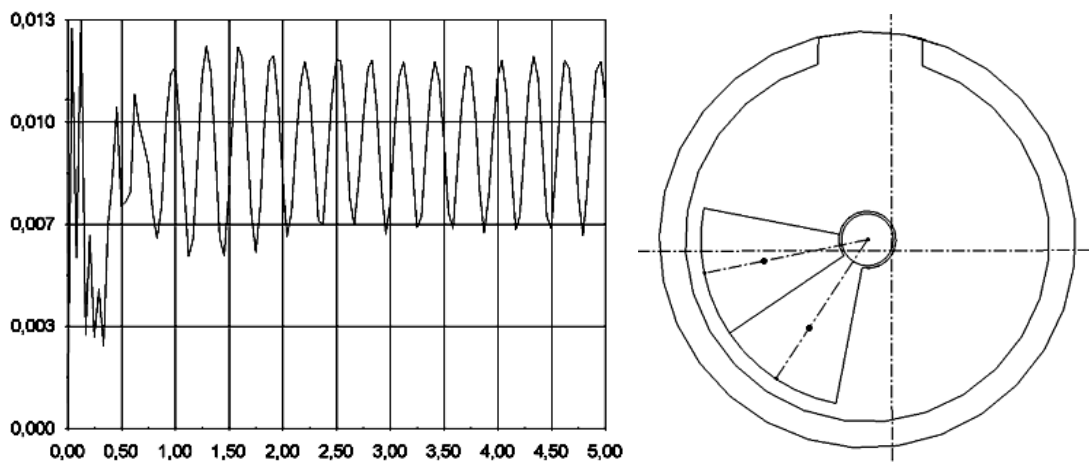


Рис. 8. Квазіперіодичний рух $h=4,4 \times 10^{-6}$:
а – графік відхилення від осі обертання; б – вигляд системи збоку

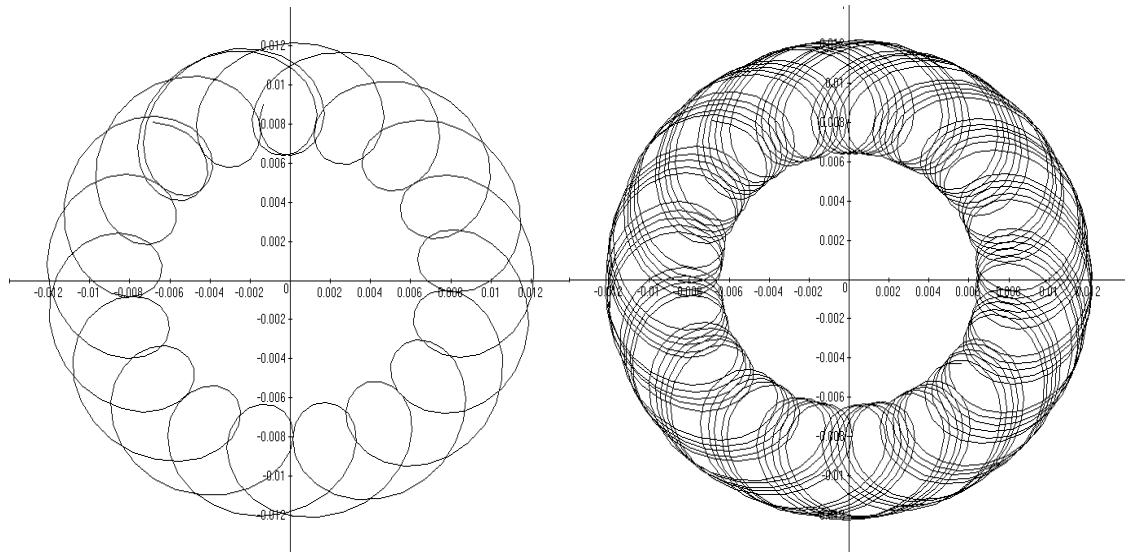


Рис. 9. Гіпоциклоїди:
 а – одна розімкнена гіпоциклоїда; б – накладення декількох гіпоциклоїд

2. За малого параметра h , змінного в межах $5 \times 10^{-6} - 2 \times 10^{-5}$ Н·м·с/град, відбувається повільне балансування ротора через велику рухливість маятників щодо ротора (рис. 10, таблиця, п. 3).

3. За середнього h , змінного в межах $2 \times 10^{-5} - 2 \times 10^{-2}$ Н·м·с/град, відбувається швидке балансування роторної системи (рис. 11, таблиця, п. 4).

4. За великого h , змінного в межах $2 \times 10^{-2} - 10$ Н·м·с/град, відбувається повільне балансування через повільний рух маятників щодо ротора (рис. 12, таблиця, п. 5).

**Впливи сили опору маятника
 на балансування ротора**

№ з/п	Режим руху	Параметр h		$T_{пер}, сек$	Характеристики руху
		сила ваги ϵ	сили ваги немає		
1	Маятники висять (дуже мале h)	$0 \div 4,4 \cdot 10^{-6}$	-	-	Маятники висять, дещо відхилившись від вертикалі
2	Квазіперіодичні рухи (мале h)	--	$0 \div 5 \cdot 10^{-6}$	$10 \div \infty$	Маятники здійснюють квазіперіодичні рухи
3	Повільне балансування (мале h)	$4,4 \cdot 10^{-6} \div 5 \cdot 10^{-5}$	$5 \cdot 10^{-6} \div 2 \cdot 10^{-5}$	> 3	Маятники поволі приходять в стан балансування з тривалим перехідним процесом
4	Швидке балансування (середнє h)	$5 \cdot 10^{-5} \div 2 \cdot 10^{-2}$	$2 \cdot 10^{-5} \div 2 \cdot 10^{-2}$	< 3	Маятники швидко приходять в стан балансування
5	Повільне балансування (велике h)	$2 \cdot 10^{-2} \div 10$	$2 \cdot 10^{-2} \div 10$	$10 \div \infty$	Маятники поволі приходять в стан балансування

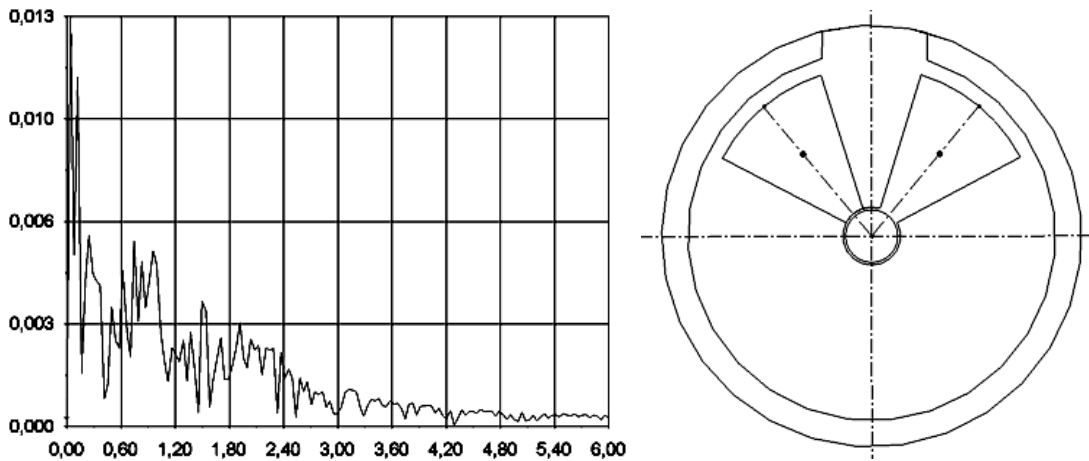


Рис. 10. Повільне балансування: $h=1 \times 10^{-5}$:
а – графік відхилень від осі обертання; б – вигляд системи збоку

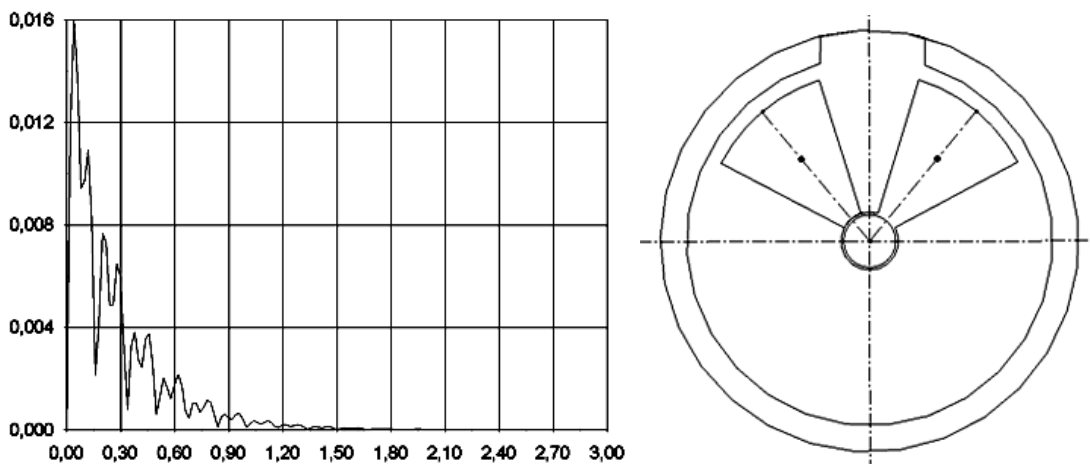


Рис. 11. Швидке балансування $h=0,01$:
а – графік відхилень від осі обертання; б – вигляд системи збоку

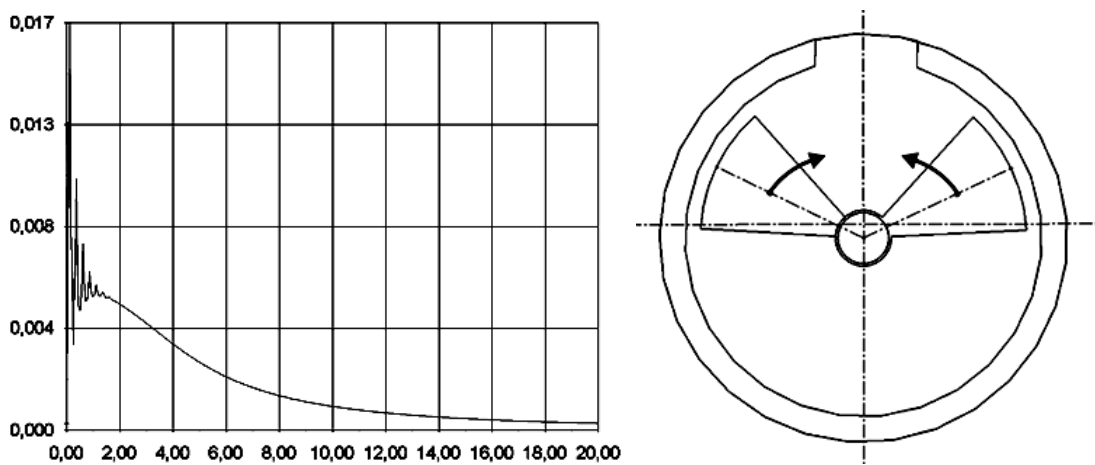


Рис. 12. Повільне балансування $h=0,3$:
а – графік відхилень від осі обертання; б – вигляд системи збоку

Створена модель ротора дає змогу проводити числові експерименти з симетричним, статично незрівноваженим ротором, встановленим на ізотропні опори.

Висновки:

1. Створено модель ротора на в'язко-пружних опорах, що зрівноважується двомаятниковим автобалансиром, і показано можливість моделювання динаміки системи в модулі Motion програми SW.

2. Вивчено вплив сили опору руху маятника на різні режими руху системи за врахування і неврахування сил ваги. Встановлено, що:

а) як за наявності, так і за відсутності сил ваги у системи існують три режими настання автобалансування: повільний – за малих сил опору; швидкий – за середніх сил опору; повільний – за великих сил опору;

б) за відсутності сил ваги і за малих сил опору у системі існує квазіперіодичний режим руху, за якого автобалансування не настає;

в) за наявності сил ваги і за малих сил опору у системі існує режим руху, за якого маятники не можуть розігнатися і тому автобалансування не настає.

3. Вперше встановлено, що сили ваги перешкоджають виникненню квазіперіодичних рухів системи у разі горизонтально розташованого ротора.

1. Thearle E. L. *Automatic dynamic balancers Part 2 – Ring, pendulum and ball balancers // Machine Design*. – 1950. – Vol. 22. – No 10. – P. 103–106. 2. Гусаров А.А. *Автобалансирующие устройства прямого действия*. – М.: Наука, 2002. – 119 с. 3. Філімоніхін Г.Б. *Зрівноваження і віброзахист роторів автобалансирами з твердими коригувальними вантажами: Монографія (за спеціальністю 05.02.09 “Динаміка та міцність машин”)*. – Кіровоград: КНТУ, 2004. – 352 с.

УДК 621

Є.В. ХАРЧЕНКО, Л.В. СЕМЧУК

Національний університет “Львівська політехніка”

ДОСЛІДЖЕННЯ НЕУСТАЛЕНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ У ПРИВІДНІЙ СИСТЕМІ ШАХТНОЇ ПІДЙІМАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З УРАХУВАННЯМ МАСИ КАНАТА

© Харченко Є.В., Семчук Л.В., 2006

Пропонується нелінійна математична модель неусталених режимів роботи, побудована з урахуванням пружинно-інерційних властивостей каната шахтної підйімальної системи. Рівняння руху системи записані на основі застосування дискретної розрахункової моделі зі змінними пружно-пропорційними параметрами. Враховуються електромагнітні явища в асинхронному двигуні. Сумісне інтегрування одержаної системи диференціальних рівнянь виконується числовим методом. Наводяться результати числової реалізації побудованої моделі.

The non-linear mathematic model of transition process in according to elastic-inert qualities of the rope in mining elevating plant is proposed. The equation of the movement system on the base of usage of discredited calculating models with changeable elastic-proportional parameters. Electromagnetic phenomena in asynchronous engine are taken into account. The joint integration of the received system of differential equations is carried out by numerical method. The results of numerical realization of a build model are given.

Постановка проблеми. У шахтних підйімальних установках, що споруджуються для підймання корисних копалин, опускання і підймання людей, технологічного обладнання, під час перехідних режимів роботи виникають механічні коливання, що істотно впливають на