

- прийом інформації про сляб, що вийшов з печі на прокатку від АСК ТП печей;
  - передача масиву вимірних температур в АСК ТП печей для коректування режиму нагрівання.
2. Спостереження за рухом слябів від печей через камеру гідрозбивання до пірометра.
  3. Розрахунок режимів керування гідрозбиванням:
    - положення верхньої траверси з колектором камери гідрозбивання;
    - тиску гідрозбивання;
    - швидкості просування металу через камеру гідрозбивання до пірометра.
  4. Керування гідрозбиванням відповідно до розрахованого керуючого впливу:
    - встановлення розрахункового тиску гідрозбивання;
    - установка верхньої траверси в задане положення (позиціонування);
    - керування швидкістю рольганга;
    - керування подачею води.
  5. Корекція режиму гідрозбивання за завдання оператора.
  6. Визначення температури поверхні сляба і її розподілу по довжині сляба.
  7. Коректування бібліотеки керуючих впливів гідрозбивання по даним виміру температури поверхні сляба.
  8. Архівування й протоколювання роботи системи.

## Висновки

Описані вище технічні рішення, що включають у себе нову високоефективну енерго- і ресурсозберігаючу технологію гідроочищення поверхні металу, технічні засоби надвисокого тиску води й автоматизовану систему керування устаткуванням надвисокого тиску, яка реалізує розроблену технологію, використані в автоматизованій системі гідрозбивання окалини для стану 2800 Алчевського металургійного комбінату, впровадженій в промислову експлуатацію в 2004 р. Підтверджений економічний ефект від упровадження цієї системи становить 2,99 млн. грн.

Ця розробка може бути впроваджена практично на всіх металургійних комбінатах України й країн СНД.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Грабовський Г. Г., Ієвлєв М. Г., Корбут В. Б. Принципи алгоритмічної реалізації автоматизованої системи гідрозбивання окалини. Результати промислового впровадження // Автоматизація виробничих процесів. К. – 2006. – №1 (22). – С. 65–68.
2. Грабовський Г. Г., Ієвлєв М. Г., Чистоп'янов О. Ф. Теоретичний аналіз механізмів руйнування окалини при гідрозбиванні // Автоматизація виробничих процесів. К. – 2005. – №2 (21). – С. 99–106.
3. Грабовський Г. Г., Ієвлєв М. Г., Євдокінін А. В., Корбут В. Б. Енергозбереження в системах гідрозбивання окалини на станах гарячої прокатки // Промислова електроенергетика та електротехніка. – К. – 2005. – №4. – С. 59–63.

УДК 621.318.1

## ІНФОРМАЦІЙНА ТЕХНОЛОГІЯ БАЛАНСУВАННЯ ОБЕРТОВИХ ЕЛЕМЕНТІВ СИЛОВИХ МАГНІТНИХ ПІДВІСІВ ДЛЯ ПРИЛАДО- І МАШИНОБУДУВАННЯ



**В. І. Гриценко**, канд. техн. наук,  
**В. М. Зіненко**, канд. техн. наук,  
**В. О. Тарасов**, докт. техн. наук

Безперервне зростання швидкості обертання роторів машин і приладів є однією з особливостей сучасного технічного прогресу, оскільки швидкохідні машини і механізми є більш продуктивними, легкими й економічними, ніж тихохідні. Відомо,

що швидкохідні машини і механізми можуть ефективно працювати тільки за умови їхнього надійного балансування. Спроби здійснення балансування роторів у зборі не дали позитивних результатів. Виявлено, що коли дисбаланс рото-

ра був доведений до малих значень, амплітуда коливань (вібрацій) корпуса збільшувалася [1]. Дослідження показали, що для балансування роторів у зборі, вони мають поміщатися в пружне середовище, наприклад, у магнітне поле силових магнітних підвісів з інформаційним управлінням радіальної шпindelної опори турбореактивних двигунів і інших агрегатів на постійних магнітах.

### 1. Закон руху вала шпindelної опори в магнітному полі силових магнітних підвісів. Критична швидкість обертання

На рис.1 показана радіальна шпindelна опора на постійних магнітах. У корпусі 1 опори установлений складовий вал, який включає в себе три співосно установлені вали 2, 3, 4 одного діаметра. По краях вала 3 в перерізах по Б – Б і Г – Г опори закріплені магніти 5 вала.

У цих же перерізах опори над магнітами 5 вала по осях систем координат  $X^A O^A Y^A$  і  $X^B O^B Y^B$  розташовані силові магнітні відштовхувачі 6, кожен з яких включає магніт 7 відштовхувача, який для встановлення величини зазору між магнітами силових магнітних відштовхувачів і магнітами 5 вала переміщується п'єзоелектричними двигунами 8. У перерізах по Б – Б і Г – Г по осях систем координат  $X^A O^A Y^A$  і  $X^B O^B Y^B$  опори рівномірно по окружності встановлено по дванадцять силових магнітних відштовхувачів, які в кожному перерізі об'єднані в чотири групи силових магнітних відштовхувачів. Кожна група відштовхувачів розташована симетрично осям систем координат  $X^A O^A Y^A$  і  $X^B O^B Y^B$  (рис. 2), початок яких лежать на осі симетрії внутрішньої поверхні корпуса опори. Групи силових магнітних відштовхувачів і магніт 5 вала в перерізі по Б – Б утворюють силовий магнітний підвіс 17. Групи

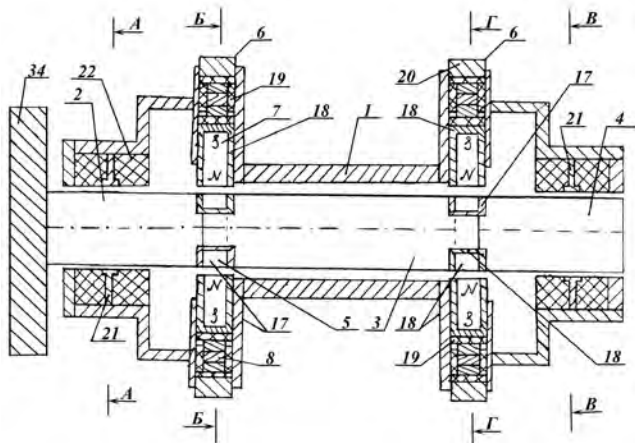


Рис.1. Радіальна шпindelна опора на постійних магнітах (осьовий переріз) з інформаційним керуванням балансування

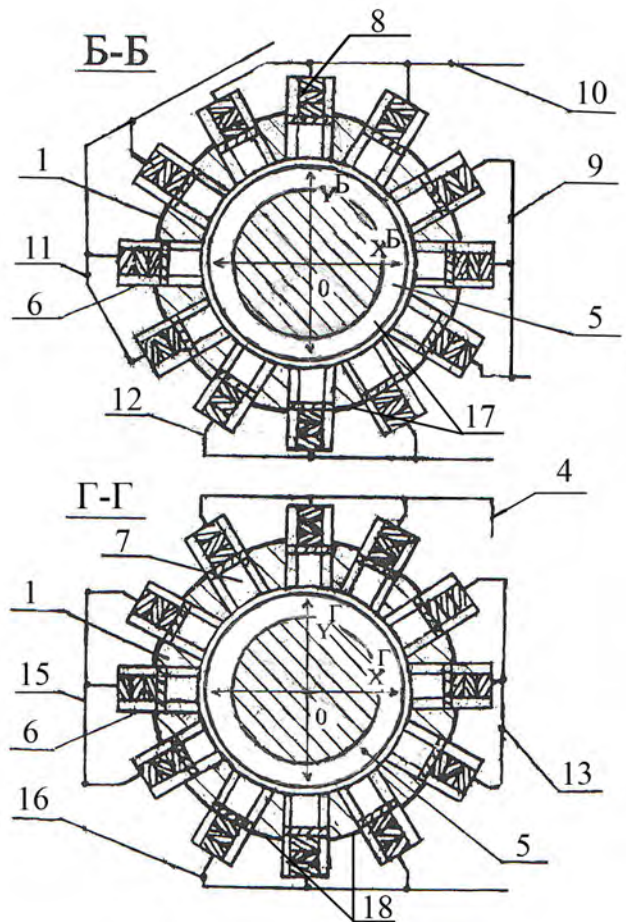


Рис.2. Силові магнітні підвіси в перерізах по Б – Б і Г – Г опори

силових магнітних відштовхувачів і магніт 5 вала в перерізі по Г – Г утворюють силовий магнітний підвіс 18.

Таким чином, вал шпindelної опори на постійних магнітах знаходиться у зваженому стані в пружному середовищі магнітного поля магнітних силових підвісів. У пружному середовищі повністю збалансований вал не викликає вібрацій корпусу опори.

У перерізах опори по А – А і В – В над валами 2 і 4 в керамічних втулках 22 установлені датчики 21 величини зазору (рис. 3).

Для визначення закону руху вала радіальної опори установлену на ньому планшайбу 34 маси  $M_1$  (рис. 4) замінимо плоским диском 35 (рис. 5) маси  $M_3 = M_1$  і установимо його в плоскості, перпендикулярній осі симетрії вала опори, і яка проходить через центр ваги  $C(x_C, y_C)$  планшайби.

Складовий вал опори маси  $M_2$  (дивись рис. 4) замінимо плоским диском 36 (дивись рис. 5) маси  $M_4 = M_2$  і також установимо його в плоскості,

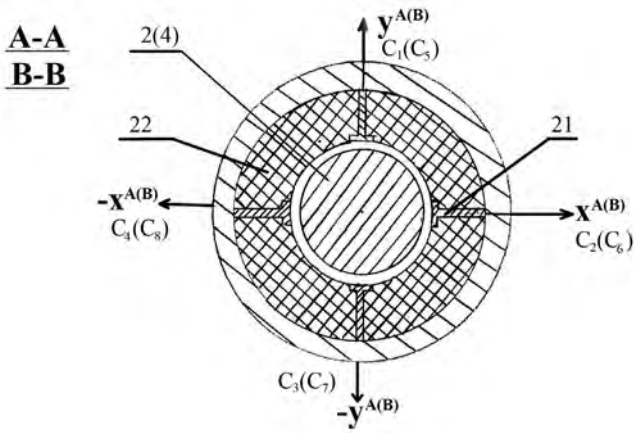


Рис. 3. Датчики величин зазорів у перерізах по А – А і В – В опори перпендикулярній осі симетрії вала опори, і який

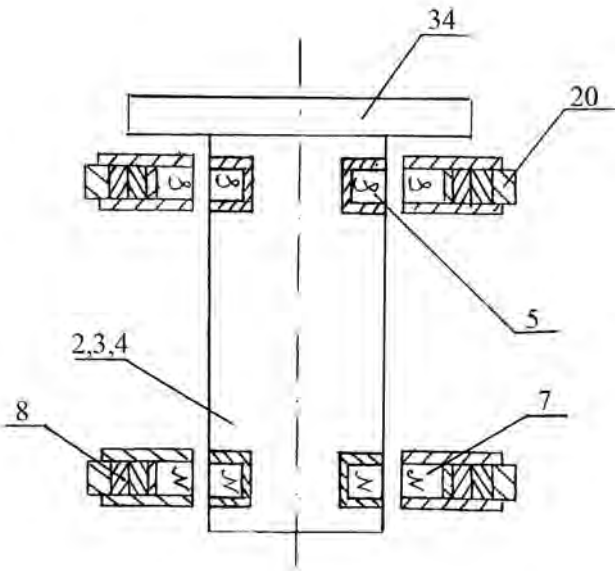


Рис. 4. Вал опори з планшайбою в силових магнітних підвісах

проходить через центр ваги  $C_1(x_{C_1}, y_{C_1})$  вала опори (дивись рис. 5).

Нехай жорсткість радіальної опори на постійних магнітах дорівнює  $c$  (Н/мкм). Вісь симетрії вала опори прийемо як геометричну вісь обертання дисків 35 і 36. Тоді  $AC=e$  – ексцентриситет диска 35,  $A_1C_1$  – ексцентриситет диска 36. У початковий проміжок часу надамо дискам кутову швидкість  $\omega$ . Під час обертання дисків під дією динамічного навантаження диски зміщуються в магнітному полі силових магнітних підвісів. Будемо вважати, що диски зміщуються без перекосу, тоді рух цих дисків здійснюватиметься в горизонтальній площині. Запишемо диференціальні рівняння руху дисків [2].

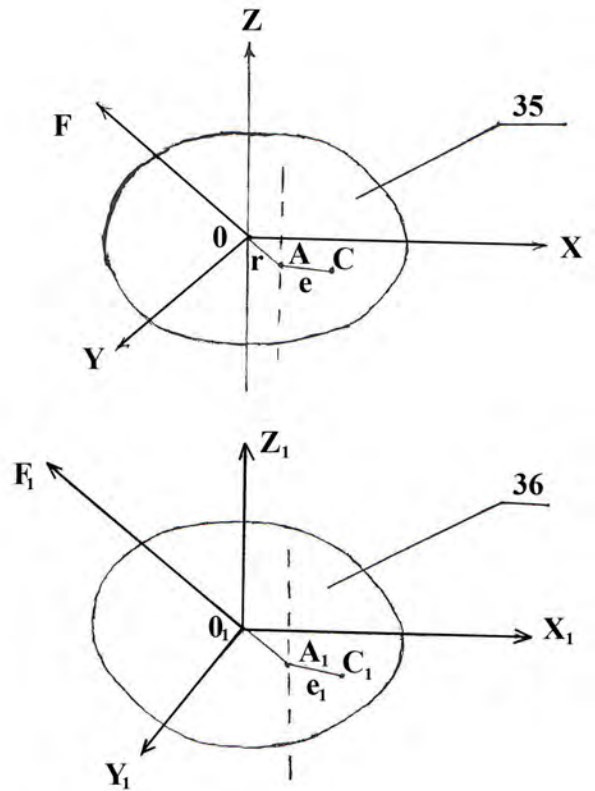


Рис. 5. Зміщення геометричної осі обертання в площинах дисків

Систему координат  $OXYZ$  зв'яжемо з диском 35 так: вісь  $Z$  сумістимо з геометричною віссю обертання диска. Початок координат (точка  $O$ ) розмістимо в точку перетину осі симетрії вала з площиною диска 35, осі  $X$  і  $Y$  розміщені в площині диска. Точка  $A$  – точка, в яку зміщується точка  $O$  під дією динамічного навантаження при наданні диску 35 кутової швидкості  $\omega$ . Позначимо:  $\alpha$  – кут між віссю  $X$  і напрямком  $OA$ ,  $\varphi$  – кут між віссю  $X$  і прямою, яка проходить через точку  $A$  на зміщеній осі симетрії вала під дією динамічного навантаження і центр ваги диска 35 (рис. 6).

На диск 35 діють дві зовнішні сили:  $P = M_3g$  – сила ваги диска і сила  $A$ , яка дорівнює різниці сил відштовхування в напрямку  $OA$  між магнітами вала і силовими магнітними відштовхувачами, і яка виникає в результаті зміни величин зазорів під дією динамічного навантаження, причому  $F = cr$ .

Диференціальні рівняння руху диска 35:

$$\begin{aligned} M_3 \ddot{x}_C &= -\bar{F} \cos \alpha, \\ M_3 \ddot{y}_C &= -\bar{F} \sin \alpha, \\ I_C \ddot{\varphi} &= -\bar{F} |KC|, \end{aligned} \quad (1)$$

причому :

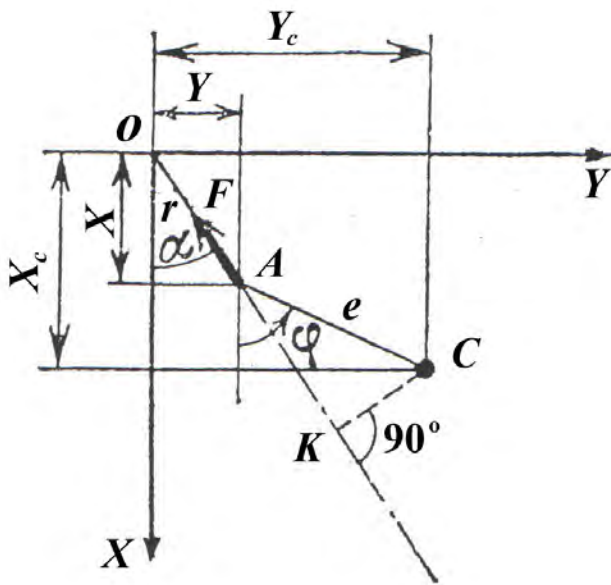


Рис. 6. Положення незміщеної геометричної осі обертання вала; зміщене положення геометричної осі обертання вала і центра мас розбалансованого вала

$$\begin{aligned} \bar{F} &= Cr, & r \cos \alpha &= x, & r \sin \alpha &= y, \\ KC &= AC \sin \psi = e \sin(\varphi - \alpha), \end{aligned} \quad (2)$$

де  $\psi = \angle CAK$ .

Скориставшись формулами (2), запишемо систему рівнянь (1) у вигляді:

$$\begin{aligned} M_3 \ddot{x}_C &= -cx, & M_3 \ddot{y}_C &= -cy, \\ I_C \ddot{\varphi} &= -cre \sin(\varphi - \alpha). \end{aligned} \quad (3)$$

Як витікає з фіг.6, має місце така залежність між координатами точок C і A:

$$x_C = x + e \cos \varphi, \quad y_C = y + e \sin \varphi.$$

Отже,

$$\begin{aligned} \ddot{x}_C &= \ddot{x} - e \ddot{x} \sin \varphi - e \dot{\varphi}^2 \cos \varphi, \\ \ddot{y}_C &= \ddot{y} + e \dot{\varphi}^2 \cos \varphi - e \ddot{\varphi} \sin \varphi. \end{aligned}$$

Підставивши значення  $\ddot{x}$  і  $\ddot{y}$  в рівняння (3), знаходимо

$$\begin{aligned} M_3 \ddot{x} - M_3 e \ddot{\varphi} \sin \varphi - M_3 e \dot{\varphi}^2 \cos \varphi &= -cx, \\ M_3 \ddot{y} - M_3 e \dot{\varphi}^2 \cos \varphi - M_3 e \ddot{\varphi} \sin \varphi &= -cy, \\ I_C \ddot{\varphi} &= -cer \sin(\varphi - \alpha), \end{aligned}$$

звідки

$$\begin{aligned} \ddot{x} + \frac{c}{M_3} x &= e \ddot{\varphi} \sin \varphi + e \dot{\varphi}^2 \cos \varphi, \\ \ddot{y} + \frac{c}{M_3} y &= -e \dot{\varphi}^2 \cos \varphi + e \ddot{\varphi} \sin \varphi, \\ \ddot{\varphi} &= -\frac{ceq}{I_C} r \sin(\varphi - \alpha). \end{aligned} \quad (4)$$

Система рівнянь (4) вирішується приблизно. У правій частині третього рівняння стоїть утвір  $e \sin(\varphi - \alpha)$ . Вважаємо, що цей утвір малий. Тоді третє рівняння системи (4) набирає вигляду  $\ddot{\varphi} = 0$ . Беручи до уваги початкові умови руху, при  $t = 0, \varphi = 0, \dot{\varphi} = \omega$ , знаходимо  $\varphi = \omega t$  і

$$\varphi = \omega t, \quad (5)$$

тобто обертання диска здійснюється рівно-мірно.

Використовуючи формулу (5), запишемо два перших рівняння системи (4) у вигляді

$$\ddot{x} + k^2 x = h \cos \omega t, \quad \ddot{y} + k^2 y = h \sin \omega t, \quad (6)$$

де  $c/M_3 = k^2$ ;

$$e\omega^2 = h.$$

Загальне рішення рівняння (6) має вигляд

$$x = C_1 \cos kt + C_2 \sin kt + \frac{h}{k^2 - \omega^2} \cos \omega t,$$

$$y = C_3 \cos kt + C_4 \sin kt + \frac{h}{k^2 - \omega^2} \sin \omega t,$$

де  $k = \sqrt{c/M_3}$ ;

$$h = e\omega^2.$$

Як відомо, перші два доданки описують коливання, які згасають за наявності сил супротиву, у даному випадку – сил відштовхування між силовими магнітними відштовхувачами і магнітами вала. Тому два перших доданки відкидаються, тоді

$$x = \frac{e\omega^2}{k^2 - \omega^2} \cos \omega t, \quad (8)$$

$$y = \frac{e\omega^2}{k^2 - \omega^2} \sin \omega t,$$

тобто точка A здійснює гармонічні коливання з круговою частотою  $\omega$  і амплітудою  $\frac{e\omega^2}{k^2 - \omega^2}$ .

Після піднесення кожної з формул (8) у квадрат і підсумовування знаходимо

$$x^2 + y^2 = \frac{e^2 \omega^4}{(k^2 - \omega^2)^2}.$$

Оскільки величина зміщення осі обертання вала  $r^2 = x^2 + y^2$ , знаходимо

$$r = \frac{e\omega^2}{k^2 - \omega^2}. \quad (9)$$

Обчислимо зміщення центра ваги  $C$  диска 35 від точки  $O$

$$OC = r + e,$$

тоді

$$OC = \frac{e k^2}{k^2 - \omega^2}; \quad (10)$$

При малій кутовій швидкості обертання диска 35, тобто при  $\omega < k$ , на основі формул (9) і (11) отримуємо  $|OC| > r > 0$  (дивись рис. 6). При великій кутовій швидкості обертання диска 35, тобто при  $\omega > k$ ,  $r > |OC| > 0$ , що відповідає даним рис. 7.

У міру того, як збільшується кутова швидкість  $\omega$  диска, відстань  $OC$  (10) по модулю зменшується, тобто диск 35 у пружному (магнітному полі силових магнітних підвісів) самостійно центрується (при  $\omega \rightarrow \infty |OC| \rightarrow 0$ ), і його центр ваги необмежено наближається до геометричної осі обертання.

Перепишемо формулу (10) у вигляді

$$\frac{|OC|}{e} = \frac{k^2}{|k^2 - \omega^2|}.$$

Якщо кутова швидкість диска 35 значно більше його кругової частоти власних коливань, то  $|OC|/e$  – мала величина. У випадку  $\omega = k$  має місце явище резонансу і відстань  $OC$  необмежено зростає. У дійсності  $OC$  обмежена силами опору руху.

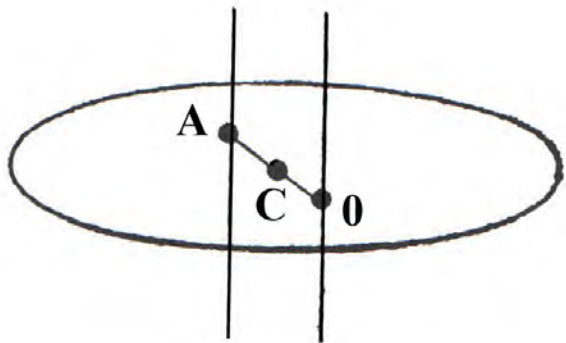


Рис.7. Ілюстрація процесу самоцентрування диска

Резонансна кутова швидкість обертання диска 35, за якої його зміщення в магнітному полі досягає максимального значення, є критичною кутовою швидкістю обертання, а відповідне число обертів диска за хвилину – критичним числом обертів. Оскільки при резонансі  $\omega_{\text{ед}} = \hat{e}$ , а  $k = \sqrt{c/M_3}$ , то  $\omega_{\text{ед}} = \sqrt{\hat{n}/M_3}$ . Отже,

$$n_{\text{ед.35}} = \frac{30}{\pi} \omega_{\text{ед.35}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{c/M_3}. \quad (11)$$

Усі наведені розрахункові співвідношення визначають також закон руху диска 36. Формули (9), (10), (11) набувають вигляду:

$$r_1 = \frac{e_1 \omega^2}{k^2 - \omega^2}; \quad OC_1 = \frac{e_1 k^2}{k_1^2 - \omega^2}; \quad (12)$$

$$n_{\text{ед.36}} = \frac{30}{\pi} \omega_{\text{ед.36}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{c/M_4}.$$

Якщо в процесі балансування центри ваги дисків переміщуються на геометричну вісь обертання, то навіть на кутових швидкостях обертання вала  $\omega_{i.a.}$ , близьких до критичних, величина зміщення геометричної осі обертання  $r \rightarrow 0$ , а вібрації корпусу шпindelної опори на постійних магнітах не виникають. Балансування вала опори виконується шляхом вимірювання і усунення зміщення геометричної осі обертання вала у двох перерізах опори.

## 2. Пристрій балансування вала радіальної шпindelної опори на постійних магнітах

2.1. Конструкція шпindelної опори на постійних магнітах. Функціональна схема пристрою балансування вала опори

Пристрій балансування вала радіальної шпindelної опори на постійних магнітах (дивись рис. 1), (рис. 8) включає в себе корпус 1 опори, установлений складовий вал 2, 3, 4, що складається з співосно з'єднаних валів 2; 3; 4 одного діаметра. По краях вала 3 в перерізах опори по  $B - B$  і  $\Gamma - \Gamma$  установлені магніти 5 вала, виготовлені у формі порожнистих циліндрів з полюсами на внутрішній і зовнішній бокових поверхнях [5]. У цих же перерізах над магнітами 5 вала установлені силові магнітні відштовхувачі 6, кожен з яких включає магніт 7 силового магнітного відштовхувача і п'єзоелектричний двигун 8, призначення якого – переміщення магніта 7 для зміни величини зазору між магнітом 5 і магнітом 7, а отже, для регулювання сили відштовхування.

У корпусі 1 опори в перерізах по  $B - B$  і  $\Gamma - \Gamma$  установлені по дванадцять силових магнітних від-

штовхувачів 6, які в кожному перерізі об'єднані в чотири групи 9, 10, 11, 12 і 13, 14, 15, 16 (по три в кожній групі) паралельно з'єднаних силових магнітних відштовхувачів (дивись рис. 2). У загальному випадку в цих перерізах може бути встановлено  $n$  силових магнітних відштовхувачів, де  $n$  кратне чотирьом.

Групи 9, 10, 11, 12 силових магнітних відштовхувачів і магніт 5 вала в перерізі по  $B - B$  опори утворюють силовий магнітний підвіс 17, групи 13, 14, 15, 16 і магніт 5 вала в перерізі по  $\Gamma - \Gamma$  утворюють силовий магнітний підвіс 18 (дивись рис. 1; 2).

Групи 9, 10, 11, 12 і 13, 14, 15, 16 силових магнітних відштовхувачів установлюють симетрично осям систем координат  $X^A O^A Y^A$  і  $X^B O^B Y^B$ . Таким чином, вал опори знаходиться у зваженому стані в пружному середовищі магнітного поля магнітних силових підвісів.

Для концентрації магнітного поля в зазорах між магнітами магніти 5 і 7 установлені в екрани 18. П'єзоелектричні двигуни 8 установлені в ізолятори 19. 20 – регулювальний гвинт для установлення початкового положення магнітів 7.

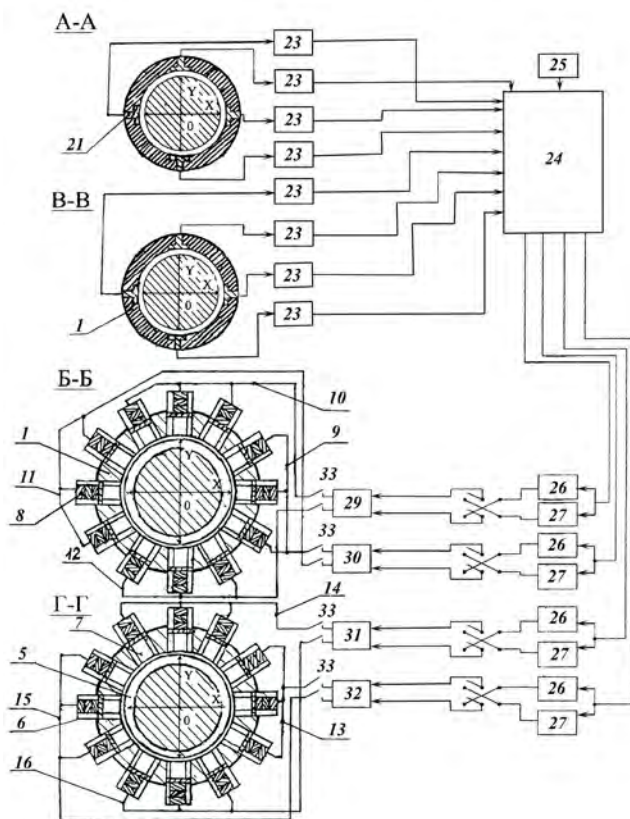
У перерізах по  $A - A$  і  $B - B$  опори по осях систем координат  $X^A O^A Y^A$  і  $X^B O^B Y^B$ , початок яких знаходиться на осі симетрії внутрішньої поверхні корпусу 1 опори, установлені датчики 21 величин зазорів між основами датчиків і валами 2 і 4 вала 2, 3, 4 опори. Датчики 21 установлені в керамічних втулках 22 (дивись рис. 1; 3).

Вимірювачі 23 величин зазорів забезпечують вимірювання величин зазорів з погрішністю, яка не перевищує  $10^{-3} \div 10^{-2}$  величини зазору, що вимірюється [5].

Напряга з вимірювачів 23 величин зазорів, які відповідають величинам зазорів, що вимірюються, надходить в обчислювач 24, який забезпечує вибір незміщеного положення осі обертання вала опори; розрахунок величини зміщення геометричної осі обертання вала опори під дією динамічного навантаження.

Як обчислювач може використовуватися комп'ютер, оснащений пристроєм вводу – виводу інформації для зв'язку з зовнішніми функціональними елементами; 25 – вимірювач кута повороту вала опори, у ролі якого може використовуватися обертальний трансформатор.

Сигнали управління для установки геометричної осі обертання вала в незміщене положення з обчислювача 24 надходять на пари операційних підсилювачів 26 і 27 (на прямий вхід операційного підсилювача 26 і інвертуючий вхід операційного



**Рис. 8. Функціональна схема пристрою інформаційного керування балансування валарадіальної шпиндельної опори на постійних магнітах**

підсилювача 27).

Перемикачі 28 застосовуються для забезпечення зміни напрямку переміщення вала опори по відповідній осі систем координат  $X^A O^A Y^A$  і  $X^B O^B Y^B$ .

Диференційні підсилювачі сигналів управління 29, 30, 31, 32, які надходять з пар 26 і 27 операційних підсилювачів сигналів управління. Вимикачі 33 застосовуються для відключення диференційних підсилювачів 29, 30, 31, 32 від груп 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16 силових магнітних відштовхувачів при настроюванні пристрою.

## 2.2. Робота пристрою балансування вала шпиндельної опори на постійних магнітах

Перший етап – підготовка пристрою до роботи. Перемикачі «пряме – вимк. – зворотне» установлюються в положення «вимк.». Вимикачі «увімк. – вимк.» установлюються в положення «увімк.». Виконується пуск підпрограми обчислювача «установка величин зазорів». Згідно з алгоритмом роботи підпрограми величини зазорів під датчиками 21  $C_1 \div C_4$  і  $C_5 \div C_8$  відображуються на екрані дисплея. Після подачі сигналів управління

$U_{\alpha\delta.1}, U_{\alpha\delta.2}, U_{\alpha\delta.3}, U_{\alpha\delta.4}$  на пари операційних підсилювачів і установки перемикачів «пряме – вимк. – зворотне» залежно від потрібного напрямку зміщення вала під датчиками 21 величин зазорів  $\tilde{N}_1^3 \tilde{N}_3, \tilde{N}_2^3 \tilde{N}_4, \tilde{N}_5^3 \tilde{N}_7, \tilde{N}_6^3 \tilde{N}_8$ , розташованих по одній осі систем координат  $X^A O^A Y^A$  і  $X^B O^B Y^B$ , установлюють рівні величини зазорів:  $Z_1 = Z_3, Z_2 = Z_4, Z_5 = Z_7, Z_6 = Z_8$ .

Далі розраховується жорсткість шпиндельної опори на постійних магнітах. Нехай після установки рівних величин зазорів під датчиками величин зазорів величини зазорів під магнітами відштовхувачів груп силових магнітних відштовхувачів  $9 \div 16$ , установлених по осях систем координат  $X^A O^A Y^A$  і  $X^B O^B Y^B$  становлять 100 мкм. В обчислювач вводять магнітну індукцію  $B_{\text{від}}$ , магнітні сили силових магнітних відштовхувачів, магнітну індукцію магнітів вала  $B_{\text{вала}}$ , площу полюсів  $S_M$  магнітів відштовхувачів і магнітів вала, магнітну постійну  $\mu_0$ , середню довжину  $l_{\text{від}}$ , величини зазорів  $l_C$ , при яких будуть розраховуватися сили відштовхування. Вал опори навантажують у напрямку півосей  $-Y^A$  і  $-Y^B$  систем координат  $X^A O^A Y^A$  і  $X^B O^B Y^B$  і під датчиками 21  $C_3$  і  $C_7$  установлюють величини зазорів 90 мкм, а під датчиками 21  $C_3$  і  $C_7$  – величини зазорів 110 мкм. Розраховуються сили відштовхування між силовим магнітним підштовхувачем 6 і магнітом 5 вала для зазорів 90 мкм і 110 мкм за формулою [3]:

$$R = \frac{B_{\text{від}}^2 \cdot S_M}{\mu_0 [1 + 2l_C / \theta_0 l_{\text{від}}]^2} + \frac{B_{\text{вала}}^2 \cdot S_n}{\mu_0 [1 + 2l_C / Q_M \cdot l_{\text{вала}}]^2}, \quad (13)$$

де  $\theta_0$  – магнітна жорсткість.

Розраховують сили відштовхування між групами 10 і 12, 14 і 16 силових магнітних відштовхувачів і магнітами вала за формулою

$$R_{\alpha\beta.\gamma\delta} = R + 2R \sin \pi / 3. \quad (14)$$

Розраховують різниці сил відштовхування між групами 10 і 12, 14 і 16 силових магнітних відштовхувачів в напрямку півосей  $+Y$  і  $+Y_1$

$$\Delta R_1 = R_{90}^{+Y} - R_{110}^{-Y}, \quad \Delta R_2 = R_{90}^{+Y_1} - R_{110}^{-Y_1}. \quad (15)$$

Обчислюється жорсткість радіальної шпиндельної опори на постійних магнітах

$$c = (\Delta R_1 + \Delta R_2) / 10. \quad (16)$$

Виконується пуск підпрограми обчислювача «Розрахунок критичних швидкостей обертання». Згідно з алгоритмом роботи підпрограми розраховуються критичні кутові швидкості планшайби  $\omega_{\text{ед.}\dot{r}\dot{e}}$  і вала  $\omega_{\text{ед.}\dot{a}\dot{a}\dot{e}\dot{e}}$  відповідно до (11) і (12).

Вал шпиндельної опори установлюється на кут повороту  $\varphi = 0$ . Виконується пуск підпрограми обчислювача «Вимірювання і оцінювання величин зазорів 1». Згідно з алгоритмом роботи підпрограми обчислювач  $N$  раз опитує вимірювачі величин зазорів за сигналами датчиків 21  $C_1, C_2$  і  $C_5, C_6$ . Обчислюються асимптотично незміщені оцінки  $\hat{Z}_1^{\varphi=0}, \hat{Z}_2^{\varphi=0}, \hat{Z}_5^{\varphi=0}, \hat{Z}_6^{\varphi=0}$  величин цих зазорів. Складовому валу опори задається кутова швидкість обертання  $\omega_1$ , яка задовольняє умовам:  $\omega_1 < \omega_{\text{ед.}\dot{r}\dot{e}}; \omega_1 < \omega_{\text{ед.}\dot{a}\dot{a}\dot{e}\dot{e}}$ . Виконується пуск підпрограми обчислювача «Вимірювання і оцінювання величин зазорів 2». Згідно з алгоритмом роботи підпрограми обчислювач на  $N$  обертах вала на кути повороту  $\varphi = 0$  опитує вимірювачі величин зазорів за сигналами датчиків 21  $C_1, C_2$  і  $C_5, C_6$ . Обчислюються асимптотично незміщені оцінки  $\hat{Z}_1^{\varphi=0}, \hat{Z}_2^{\varphi=0}, \hat{Z}_5^{\varphi=0}, \hat{Z}_6^{\varphi=0}$  величин цих зазорів:

$$\hat{Z}_{1\omega_1}^{\varphi=0} = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N Z_{1\omega_1}^{\varphi=0}(n), \quad \hat{Z}_{2\omega_1}^{\varphi=0} = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N Z_{2\omega_1}^{\varphi=0}(n), \quad (17)$$

$$\hat{Z}_{5\omega_1}^{\varphi=0} = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N Z_{5\omega_1}^{\varphi=0}(n), \quad \hat{Z}_{6\omega_1}^{\varphi=0} = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N Z_{6\omega_1}^{\varphi=0}(n).$$

Виконується пуск підпрограми обчислювача «Розрахунок величини зміщення геометричної осі обертання вала опори і кута нахилу векторів динамічного навантаження до осей  $X^A$  і  $X^B$  систем координат  $X^A O^A Y^A$  і  $X^B O^B Y^B$ ». Згідно з алгоритмом роботи підпрограми на кути  $\varphi = 0$  повороту вала обчислюються величини відхилень  $\Delta X_{\omega_1}^A, \Delta Y_{\omega_1}^A, \Delta X_{\omega_1}^B, \Delta Y_{\omega_1}^B$  величин зазорів під датчиками 21  $C_1, C_2$  і  $C_5, C_6$  на кутовій швидкості обертання  $\omega_1$  відносно величин зазорів під цими датчиками при незміщеному положенні геометричної осі обертання вала на тому ж кути  $\varphi = 0$  повороту вала. Розраховуються величини зміщення  $r$  і  $r_1$  геометричної осі обертання вала в площинах установки датчиків величин зазорів і кут нахилу вектора динамічного навантаження до осей  $X^A$  і  $X^B$  систем координат  $X^A O^A Y^A$  і  $X^B O^B Y^B$  (рис. 9):

$$\Delta X^A(\omega_1) = \hat{Z}_2^{\varphi=0} - \hat{Z}_{2\omega_1}^{\varphi=0}; \quad \Delta Y^A(\omega_1) = \hat{Z}_1^{\varphi=0} - \hat{Z}_{1\omega_1}^{\varphi=0};$$

Методом послідовних наближень виконується балансування вала опори, наприклад, свердлінням. Послідовно виконується пуск підпрограми «балансування». Згідно з алгоритмом роботи підпрограми на кожному кроці балансування на кутовій швидкості  $\omega_1$  обчислювач  $N$  раз опитує вимірювачі величин зазорів.

Обчислюються оцінки  $\hat{Z}_{1\omega_1}^{\varphi=0}$ ,  $\hat{Z}_{2\omega_1}^{\varphi=0}$ ,  $\hat{Z}_{5\omega_1}^{\varphi=0}$ ,  $\hat{Z}_{6\omega_1}^{\varphi=0}$ , різниці за нормою між оцінками величин зазорів, які відповідають незміщеному положенню геометричної осі обертання вала, і оцінками цих величин зазорів чергового кроку балансування на  $\omega_1$  кутовій швидкості  $\omega_1$ :

$$\| \cdot \| = \sqrt{(\hat{Z}_1^{\varphi=0} - \hat{Z}_{1\omega_1}^{\varphi=0})^2 + (\hat{Z}_2^{\varphi=0} - \hat{Z}_{2\omega_1}^{\varphi=0})^2}; \quad (19)$$

$$\| \cdot \| = \sqrt{(\hat{Z}_5^{\varphi=0} - \hat{Z}_{5\omega_1}^{\varphi=0})^2 + (\hat{Z}_6^{\varphi=0} - \hat{Z}_{6\omega_1}^{\varphi=0})^2}.$$

Досягають мінімуму норм (19), у результаті на кутовій швидкості  $\omega_1$  геометрична вісь обертання вала займе близьке до незміщеного або незміщене положення при рівності норм (19). Якщо норми 19 не рівні нулю на швидкості обертання  $\omega_1$  вала, підвищують швидкість обертання вала з кроком  $\Delta\omega$ . На черговому дискретному значенні кутової швидкості виконується пуск підпрограми «балансування», досягають рівності нулю норм (19). Вал шпиндельної опори буде збалансований з високою точністю, центри інерції планшайби і складового вала лежатимуть на геометричній осі обертання вала опори. Обертання вала опори без зміщення здійснюватиметься навколо геометричної осі обертання.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Щепетильников В. А. Современные методы и средства балансировки машин и приборов. – М.: Машиностроение, 1985.
2. Павловский М. А. Теоретическая механика. – К.: Вища школа, 1985.
3. Пятин Ю. М. Постоянные магниты. – М.: Энергия, 1980.
4. Сливинская А. Г. Электромагниты и постоянные магниты. – М.: Энергия, 1972.
5. Гриневич Б. Ф. Измерительные компенсационно-мостовые устройства с емкостными датчиками. – К.: Наукова Думка, 1987.

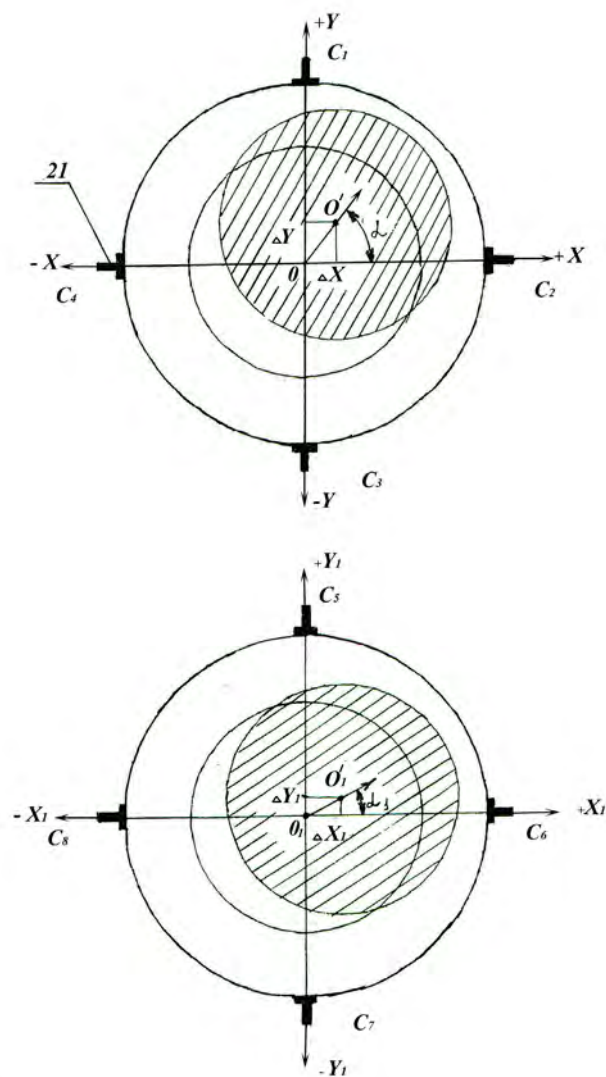


Рис. 9. Величина і напрямок зміщення геометричної осі обертання вала опори в площинах установки датчиків величин зазорів

$$\Delta X^B(\omega_1) = \hat{Z}_7^{\varphi=0} - \hat{Z}_{7\omega_1}^{\varphi=0}; \quad \Delta Y^B(\omega_1) = \hat{Z}_6^{\varphi=0} - \hat{Z}_{6\omega_1}^{\varphi=0};$$

$$r = \sqrt{(\Delta X^A(\omega_1))^2 + (\Delta Y^A(\omega_1))^2};$$

$$r_1 = \sqrt{(\Delta X^B(\omega_1))^2 + (\Delta Y^B(\omega_1))^2} \quad (18)$$

$$\alpha = \arcsin \frac{\Delta Y^A}{\Delta X^A}; \quad \alpha_1 = \arcsin \frac{\Delta Y^B}{\Delta X^B}.$$