

УДК 621.92

DOI: 10.25140/2411-5363-2020-4(22)-19-27

*Віталій Кальченко, Сергій Цибуля, Євгеній Сахно, Андрій Єрошенко*  
**ПРОЦЕС БАЛАНСУВАННЯ ШПИНДЕЛІВ ШЛІФУВАЛЬНИХ  
ТА ШВИДКІСНИХ ФРЕЗЕРУВАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ  
У ДВОХ ПЛОЩИНАХ КОРЕКЦІЇ**

**Актуальність теми дослідження.** У зв'язку зі створенням нових видів металообробного устаткування та інших машин, що забезпечують збільшення продуктивності праці, виникає проблема центрування та балансування нерівноважених технологічних систем при їхньому виготовленні й режимній зміні дисбалансів під час експлуатації. Нині для більшості шліфувальних верстатів та верстатів для швидкісного фрезерування передбачається балансування шліфувального кола та фрезерного інструменту в ручному режимі. Недоліком такого способу є необхідність у зупинці обладнання чи зміні технологічного та експлуатаційного режимів роботи. Більш ефективним способом є вбудова балансуєчих пристроїв у кінематичну структуру шліфувального чи фрезерного верстата та проведення балансування в автоматичному режимі під час ходу машини.

**Постановка проблеми.** При реалізації автоматичного балансування шпинделів шліфувальних та швидкісних фрезерувальних верстатів на ходу машини у двох площинах корекції необхідна дорога, складна вібровимірвальна апаратура, електронні блоки управління та порівняння коливань машин. До того ж технологія автоматичного балансування на ходу машини для компенсації моментної та динамічної нерівноваженості вимагає вирішення проблеми зниження залишкового дисбалансу з одночасним підвищенням надійності привода та інших пристроїв.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** У роботі було розглянуто останні публікації з цієї теми, які представлені у відкритому доступі, включно з мережею Інтернет.

**Виділення недосліджених частин загальної проблеми.** Значна частка існуючих на сьогодні підходів щодо зрівноважування шпинделів шліфувальних та фрезерувальних верстатів у процесі експлуатації вимагає зупинки машини й балансування в ручному режимі. При визначенні навантаження на шпindel через дисбаланс також треба врахувати те, що динамічні сили різання (наприклад, викликані переривчастим режимом роботи фрези чи зносом шліфувального кола) часто виявляються значно вище відцентрових сил, викликаних допустимими залишковими дисбалансами. При автоматичному балансуванні шпинделів шліфувальних та швидкісних фрезерувальних верстатів необхідно правильно обирати положення площин корекції відносно шліфувального та фрезерувального інструменту. Тому визначення параметрів дисбалансу у двох площинах корекції та умови автоматичного балансування є актуальною частиною загальної задачі, що вирішується в цьому дослідженні.

**Метою** цієї наукової роботи є формування методики автоматичного зрівноважування шпинделів шліфувальних та швидкісних фрезерувальних верстатів у двох площинах корекції з визначенням головного вектора дисбалансу та представленням геометричних (масових) характеристик ротора через еквівалентні складові у двох площинах корекції.

**Виклад основного матеріалу.** При обробці заготовок на високоточних шліфувальних верстатах та верстатах для швидкісного фрезерування відхилення від геометричної точності та якості заданої поверхні значною мірою визначаються величиною дисбалансу, який виникає при обертанні шпинделя. Відомо, що технологічний дисбаланс є результатом таких об'єктивних причин, як розбіжність осей заготовки і шпинделя, нерівномірність розподілу мас у локальних областях заготовки, радіальне биття заготовки та інструменту, різна щільність матеріалу. На сучасних шліфувальних та фрезерних верстатах частота обертання шпинделя становить кілька тисяч обертів за хвилину, тому кожна знову встановлена заготовка обов'язково повинна бути піддана балансуванню, переважно разом із патроном, оправкою чи цангою.

**Висновки відповідно до статті.** У результаті проведених досліджень визначено напрями векторів статичної та динамічної нерівноваженості шпинделів шліфувальних та швидкісних фрезерувальних верстатів після балансування у двох площинах корекції. Переміщуючи площину корекції вздовж осі шпинделя верстата збільшують або зменшують реакції в опорах, тим самим регулюють компенсаційні зусилля від корегуючих мас, що дозволяє автоматизувати процес компенсації моментної і динамічної нерівноваженості.

**Ключові слова:** шліфування; фрезерування; нерівноваженість; балансування.

Рис.: 4. Бібл.: 6.

**Актуальність теми.** У зв'язку зі створенням нових видів металообробного устаткування та інших машин, що забезпечують збільшення продуктивності праці, виникає проблема центрування та балансування нерівноважених технологічних систем при їхньому виготовленні й режимній зміні дисбалансів під час експлуатації. Нині для більшості шліфувальних верстатів та верстатів для швидкісного фрезерування передбачено балансування шліфувального кола та фрезерного інструменту в ручному режимі. Недоліком такого способу є необхідність у зупинці обладнання чи зміні технологічного та експлуатаційного режимів роботи. Більш ефективним способом є вбудова балансуєчих пристроїв у кінематичну структуру шліфувального чи фрезерного верстата та проведення балансування в автоматичному режимі під час роботи машини.

**Постановка проблеми.** При реалізації автоматичного балансування шпинделів шліфувальних та швидкісних фрезерувальних верстатів на ходу машини у двох площинах корекції необхідна дорога, складна вібровиміррювальна апаратура, електронні блоки управління та порівняння коливань машин. До того ж технологія автоматичного балансування на ходу машини для компенсації моментної та динамічної неврівноваженості вимагає вирішення проблеми зниження залишкового дисбалансу з одночасним підвищенням надійності привода та інших пристроїв.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** У роботі [1] розглянуто процес балансування шліфувального кола шліфувального верстата. Наведено особливості налагодження та експлуатації шліфувальних верстатів. У роботах [2; 3] проведено дослідження роботи ручної шліфувальної машини, де встановлено, що при шліфуванні виникає додаткове збільшення вібрації через установа новий диск з похибкою, через його нерівномірне зношування під час виконання технологічної операції, а також при застосуванні неякісних дисків. Для усунення цих вібрацій використовуються пасивні автобалансири з моделюванням процесів у середовищі Solid Works та модулі Cosmos Motion. Також визначено поведінку шпинделя шліфувальної бабки при зміні жорсткості опор для розробки автоматичної системи стабілізації величини зазора в гідростатичних підшипниках для підвищення сталості процесу шліфування. У [4] розглянуто питання стійкості та зносу шліфувального кола в процесі експлуатації. Представлено теоретичні та експериментальні дослідження системи компенсації вібрацій для промислового шліфувального обладнання. У роботі [5] розглянуто проблему повного балансування багаточашкового абразивного інструменту, розроблено графічну модель процесу балансування.

**Виділення недосліджених частин загальної проблеми.** Значна частка існуючих на сьогодні підходів щодо зрівноважування шпинделів шліфувальних та фрезерувальних верстатів у процесі експлуатації вимагає зупинку машини й балансування в ручному режимі. При визначенні навантаження на шпиндель через дисбаланс також слід врахувати те, що динамічні сили різання (наприклад, викликані переривчастим режимом роботи фрези чи зносом шліфувального кола) часто виявляються значно вище відцентрових сил, викликаних допустимими залишковими дисбалансами. При автоматичному балансуванні шпинделів шліфувальних та швидкісних фрезерувальних верстатів необхідно правильно обирати положення площин корекції відносно шліфувального та фрезерувального інструменту. Тому визначення параметрів дисбалансу у двох площинах корекції та умови автоматичного балансування є актуальною частиною загального завдання, що вирішується в цьому дослідженні.

**Постановка завдання (цілей статті).** Метою цієї наукової роботи є формування методики автоматичного зрівноважування шпинделів шліфувальних і швидкісних фрезерувальних верстатів у двох площинах корекції з визначенням головного вектора дисбалансу та представленням геометричних (масових) характеристик ротора через еквівалентні складові у двох площинах корекції.

**Виклад основного матеріалу.** При обробці заготовок на високоточних шліфувальних верстатах і верстатах для швидкісного фрезерування відхилення від геометричної точності та якості заданої поверхні значною мірою визначаються величиною дисбалансу, який виникає під час обертання шпинделя. Відомо, що технологічний дисбаланс є результатом таких об'єктивних причин, як розбіжність осі заготовки й осі шпинделя, нерівномірність розподілу мас у локальних областях заготовки, радіальне биття заготовки та інструменту, різна щільність матеріалу. На сучасних шліфувальних і фрезерних верстатах частота обертання шпинделя становить кілька тисяч обертів за хвилину, тому кожна знову встановлена заготовка обов'язково повинна бути піддана балансуванню, здебільшого разом із патроном, оправкою чи цангою.

Вирішуючи поставлене завдання треба врахувати те, що невірноваженість обертових мас шліфувальних і високошвидкісних фрезерних верстатів включає в себе: верстатний шпиндель, тримач інструменту, проміжні компоненти (оправки), інші додаткові елементи інструменту (наприклад, гвинти) і власне сам різальний інструмент. Основними причинами дисбалансу є: геометрична асиметрія всіх перерахованих вище компонентів, точність їх виготовлення, а також похибки і помилки при їх установці. Наявність дисбалансу викликає як мінімум вібрацію обладнання, яка зменшує стійкість різального інструменту, а також точність і якість механічної обробки. Для зменшення величини дисбалансу виробники змушені обмежувати частоти обертання шпинделів верстатів, а також використовувати відповідне технологічне оснащення. Необхідність ретельного балансування шпинделів шліфувальних та фрезерних верстатів призводить до того, що час, витрачений на балансування, багаторазово перевищує час на механічну обробку заданої поверхні. Також для безвідмовної служби різального інструменту необхідно балансування шпинделів шліфувального та високошвидкісного фрезерного верстатів у двох площинах корекції. Ця процедура повинна виконуватися періодично, оскільки у процесі використання різального інструменту параметри механічної обробки погіршуються.

Розглянемо процес автоматичного балансування шліфувальних шпинделів із широкими колами (міжпорних роторів) у двох площинах корекції для компенсації головного вектора  $Q$  і головного моменту  $M$  невірноважених відцентрових сил безпосередньо на ходу верстата. Так, на шпинделі  $I$  пристрою (рис. 1, *a*) (пат. N37851, НДР) в опорах  $2$  посаджена втулка  $3$ , що з одного боку упирається в буртик шпинделя, а з іншого кріпиться гайкою  $4$ . На втулці  $3$  встановлений шліфувальний круг  $5$ , що складається з набору кругів. З торців втулки  $3$ , у двох площинах (I, II), розміщені коригувальні маси, що мають можливість повертатися відносно осі обертового шліфувального круга в процесі корегування і які являють собою набір кілець. Поворот кільцевих коригувальних мас відносно обертового шліфувального круга  $I$  здійснюється за допомогою поворотно-передатного механізму. Розглянемо двоплощинне балансування шпинделів безцентрово-шліфувальних верстатів, що мають кільцеву порожнину, утворену внутрішньою циліндричною поверхнею втулки  $4$  (рис. 1, *б*), на якій встановлений набір шліфувальних кругів  $2$ , і ступень найбільшого діаметра шпинделя  $5$ . Для розміщення керованого балансуємого пристрою обрана кільцева порожнина, тому що розташовувати коригувальні елементи зовні шпинделя, у місцях  $1, 3$  установки сухарів (рис. 1, *б*), як це зроблено у вищеописаному пристрої (рис. 1, *a*), виявилось конструктивно недоцільним. Для усунення невірноваженості шліфувального круга (по  $\bar{Q}$  та  $\bar{M}$ ) встановлено два пристрої для статичного балансування, по одному пристрою в кожній площині корекції I-I і II-II, які повертаються приводом (на рисунку не показано) в положення компенсації технологічної невірноваженості.

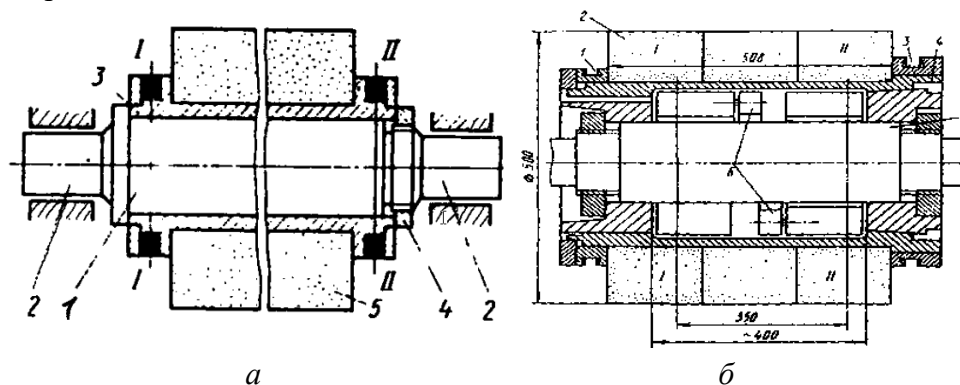


Рис. 1. Процес двоплощинного балансування шліфувального шпинделя:  
*a* – двоплощинне балансування шліфувального шпинделя за пат. N37851, НДР;  
*б* – двоплощинне балансування за допомогою двох статичних пристроїв

При зрівноважуванні шпинделя шліфувального чи фрезерного верстата у двох площинах корекції головний вектор дисбалансу  $\bar{D}_{CT} = \bar{D}_z$ , і його замінюють на складові в площинах корекції, які дорівнюють відповідно:

$$\bar{D}_{CTA} = \bar{D}_{CT} \cdot \frac{L_B}{L}; \quad \bar{D}_{CTB} = \bar{D}_{CT} \cdot \frac{L_A}{L}, \quad (1)$$

де  $L$  – відстань між опорами;  $L_A$  і  $L_B$  – відстань від опор  $A$  і  $B$  до центра мас ротора.

При визначенні головного вектора дисбалансу ротора варто врахувати те, що ротор перебуває у стані динамічної рівноваги і відповідає умовам рівності нулю суми всіх нерівноважених сил і суми всіх моментів цих сил, тобто:

$$\begin{aligned} \sum P_i &= \omega^2 \sum m_i r_i = \omega^2 \sum \bar{D}_i = \omega^2 \bar{D} = \omega^2 \bar{l}_{cm} = 0; \\ \sum \bar{M}_i &= \sum [L_i \bar{P}_i] = \sum m_i [L_i r_i] \omega^2 = 0, \end{aligned} \quad (2)$$

де  $m_i$ ,  $r_i$ ,  $D_i$  – відповідно нерівноважена маса, її ексцентриситет і дисбаланс;  $\bar{D}$  – головний вектор дисбалансу;  $L_i$  – плече прикладання  $i$ -тої сили.

З урахуванням жорсткості опор ротора суму сил  $\sum P_i$  можна представити як:

$$\sum P_i = m_p l_{cm} \omega^2 \leq \delta_{on} C_{on}. \quad (3)$$

Якщо умова (3) не виконується, то необхідно проводити динамічне балансування системи. У практиці усунення відзначених дисбалансів геометричні масові характеристики шпинделя представляють через еквівалентні складові у площинах корекції  $I$  і  $2$  з аплікатами  $z_1$  і  $z_2$  (рис. 2, а). Еквівалентна заміна головного вектора дисбалансів  $\bar{D}_z$  двома векторами  $\bar{D}_{c1}$  і  $\bar{D}_{c2}$  у площинах корекції  $I$  і  $2$  справедлива, якщо сума цих дисбалансів залишається рівної первісному значенню вектора  $\bar{D}_z$ , і момент цих дисбалансів відносно точки прикладання вектора  $\bar{D}_z$  дорівнює нулю:

$$\bar{D}_{c1} + \bar{D}_{c2} = \bar{D}_z; \quad z_1 \bar{D}_{c1} + z_2 \bar{D}_{c2} = 0. \quad (4)$$

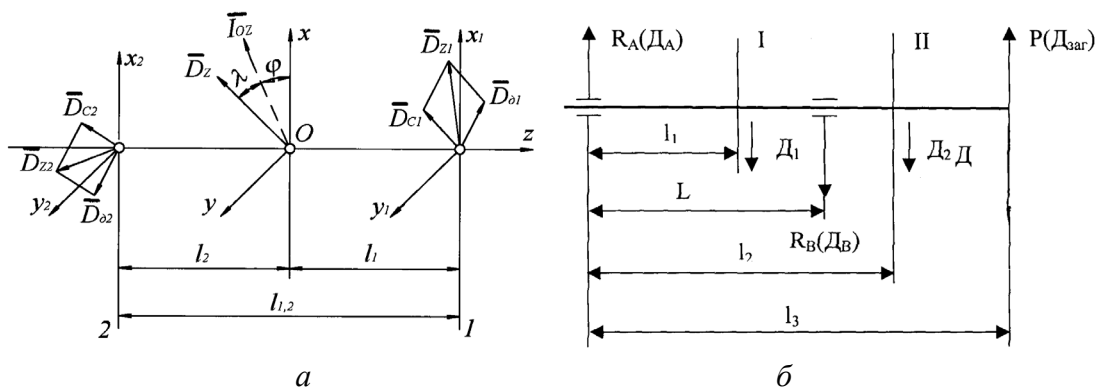


Рис. 2. Векторна компенсація змінного дисбалансу:

а) розкладання головного вектора дисбалансів у площинах корекції  $I$  і  $2$ ;

б) схема взаємного розташування площин корекції і опор

Звідки, з урахуванням орієнтації вектора  $\bar{D}_z$  одержимо:

$$\bar{D}_{c1} = -\frac{z_2}{z_1 - z_2} \bar{D}_z; \quad \bar{D}_{c2} = -\frac{z_1}{z_1 - z_2} \bar{D}_z. \quad (5)$$

При визначенні складових головного вектора дисбалансів відстань до площин корекції варто підставляти з урахуванням знаків. Так, при розташуванні центра мас між площинами корекції апліката  $z_2$  має негативне значення, а апліката  $z_1$  – позитивне. Тобто  $z_1=l_1$ ;  $z_2=-l_2$  і  $z_1-z_2=l_1+l_2=l_{1,2}$ . З урахуванням знака аплікат  $z_1$  і  $z_2$  вираз (5) буде мати вигляд:

$$\bar{D}_{c1} = \frac{l_2}{l_{1,2}} \bar{D}_z; \quad \bar{D}_{c2} = \frac{l_1}{l_{1,2}} \bar{D}_z. \quad (6)$$

Складові дисбаланси  $\bar{D}_{c1}$  і  $\bar{D}_{c2}$  у площинах, перпендикулярних до вектора  $\bar{I}_{oz}$ , знайдемо, виходячи з рівності цих складових один одному за модулем:

$$\left| \bar{D}_{c1} \right| = \left| \bar{D}_{c2} \right| = \left| \bar{D}_\delta \right|.$$

З виразу відцентрового моменту  $\bar{I}_{oz} = (z_1 - z_2) D_\delta$ , одержимо:  $D_\delta = \frac{\bar{I}_{oz}}{l_{1,2}}$ , де  $l_{1,2} = z_1 - z_2$ .

Після визначення дисбалансів  $D_{c1}$  і  $D_{c2}$  у двох площинах корекції, перпендикулярних до осі ротора, можна, використовуючи правило перерахування дисбалансів з одних площин в інші, визначити дисбаланси в місці установки коригувальних мас на роторі та підібрати ємності корегуючих мас для балансування.

При обробці деталі неврівноваженим шліфувальним колом на металорізальних верстатах дисбаланси коригувальних мас у площинах корекції I і II (рис. 2, б) є залежним від схем взаємного розташування площин корекції та опор, і вони визначаються за відомими залежностями. При обробці неврівноваженим шліфувальним колом у ці формули додають моменти від дисбалансу заготовки. Так, для схеми, показаної на рис. 2, б дисбаланси  $D_1$  і  $D_2$  у площинах корекції I й II визначається за формулами:

$$D_1 = \frac{-D_B L - D_2 l_2 + D_{заг} l_3}{l_1}; \quad D_2 = \frac{D_{заг} (l_3 - L) - D_A L + D_1 (L - l_1)}{l_2 - L}. \quad (7)$$

Додатковою умовою для автоматичного балансування за допомогою розроблених приводів є нерівність:

$$\frac{dP_0}{dt} \ll \left| \frac{d}{dt} \left( \bar{P}_1 + \bar{P}_2 \right) \right|, \quad (8)$$

де  $P_0$  – відцентрова сила, створювана неврівноваженим ротором;  $P_1$  і  $P_2$  – відцентрові сили неврівноважених коригувальних вантажів;  $t$  – час.

Переміщаючи площину корекції вздовж осі ротора, зменшують (або збільшують) реакції в опорах. Якщо коригувальні диски знаходяться на консольному роторі між опорами (рис. 3, а), то при зміщенні їх від точки В до точки А на величину  $x$  реакції  $R_I$  в опорі В (рис. 3, в) збільшується. При зміщенні коригувальних дисків  $l$ , розташованих на консолі, від точки В до точки С (рис. 3, б) реакція  $R_I$  в опорі В (рис. 3, г) зменшується. У положенні  $x = l$ , де  $l$  – плече прикладеної відцентрової сили  $P_I$  від технологічного дисбалансу шліфувального кола, реакції будуть дорівнювати нулю, якщо сума відцентрових сил коригувальних дисків дорівнює  $P_I$ .

Використовуючи вищенаведену методику, розкладемо головний вектор дисбалансу ротора на складові. Нехай шпиндель шліфувального верстата з масою  $m$  має статичну неврівноваженість  $D$  і динамічну  $M$ . Між векторами  $M$  і  $D$  кут  $\lambda$ . Розташували складового вектора  $M$  у площинах корекції А і В (рис. 4, а) зауважуємо, що  $M_A = M_B$ , причому:  $M = M_A (L_A + L_B) = M_B (L_A + L_B)$ .

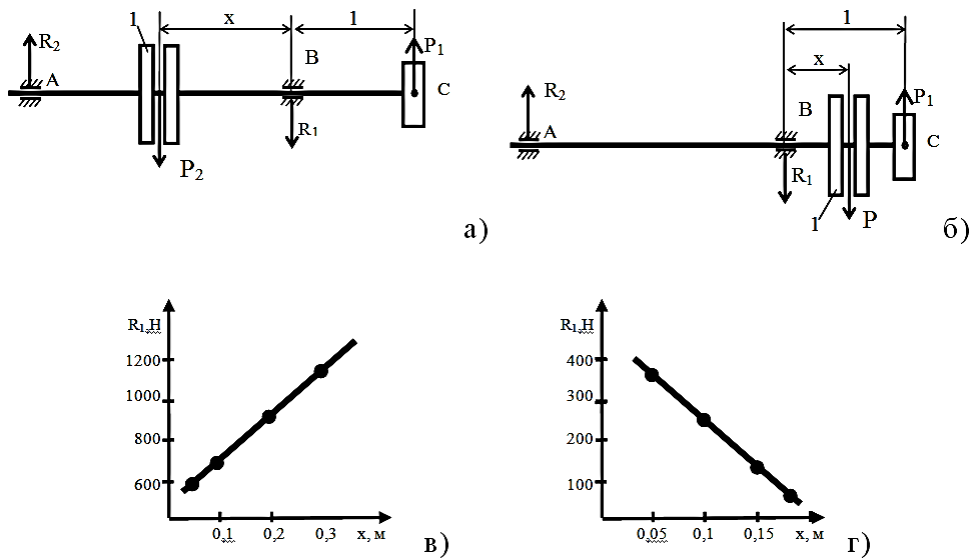


Рис. 3. Переміщення коригувальних мас уздовж осі шліфувального шпинделя:  
а, б – схеми розташування коригувальних мас; в, г – зміна реакції в опорах

Визначимо складові дисбалансів  $D_A$  і  $D_B$  у площинах  $A$  і  $B$ . Модуль вектора  $D_B$  у площині корекції  $Y$  визначається за формулою:

$$D_B = \frac{1}{L} \sqrt{M^2 + D^2 z_2^2 - 2M \cdot D |z_2| \cdot \sin \lambda} \quad (9)$$

Аналогічно вектор  $D_A$  у площині  $A$  визначається за формулою:

$$D_A = \frac{1}{L} \sqrt{M^2 + D^2 z_1^2 + 2M \cdot D |z_1| \cdot \sin \lambda}, \quad (10)$$

де  $z_1 = L_B$ ,  $z_2 = -L_A$ ,  $L_A + L_B = L$ .

Кутові координати векторів  $\bar{D}_A$  і  $\bar{D}_B$  відносно вектора  $\bar{M}$  визначається за формулою:

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \operatorname{tg} \lambda - \frac{M}{D |z_2| \cos \lambda}, \quad \operatorname{tg} \varphi_2 = \operatorname{tg} \lambda + \frac{M}{D |z_1| \cos \lambda} \quad (11)$$

На рис. 4, б показано розташування векторів  $\bar{D}_A$  і  $\bar{D}_B$  відносно вектора  $M$  при таких даних:  $m = 20$  кг;  $D = 2 \cdot 10^2$  гм;  $M = 6 \cdot 10^4$  гм<sup>2</sup>;  $\lambda = 30^\circ$ ;  $Z_1 = 150$  мм;  $Z_2 = -100$  мм.

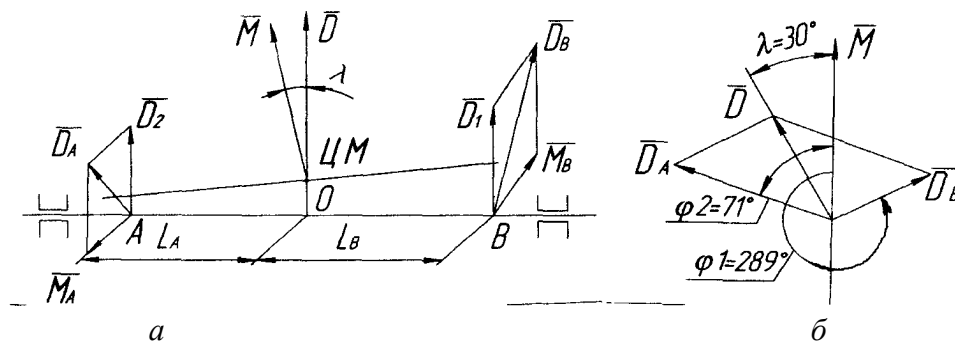


Рис. 4. Схема розташування векторів статичної (а) і динамічної (б) нерівноваженості після балансування

Перевіряючи результати графічної побудови за формулою  $\bar{D} = \bar{D}_A + \bar{D}_B$ , бачимо, що вищенаведена рівність виконується.

Отже, процес балансування шпинделів високоточних шліфувальних верстатів та верстатів для швидкісного фрезерування у двох площинах корекції є досить складною технологічною операцією, і він відбувається таким чином, щоб обертання не приводило до виникнення некомпенсованих відцентрових сил. При цьому треба враховувати те, що величини розрахованої маси коригуючого вантажу і кута його повороту виходять дробовими величинами. Округлення значень призводить до появи значного залишкового дисбалансу, що значно збільшує тривалість балансувальної процедури. Тому методика, що наводиться в цій науковій роботі, дозволяє підібрати корегуючі маси для балансування шпинделів високоточних шліфувальних верстатів та верстатів для швидкісного фрезерування. Жорсткі ротори, до яких можуть бути віднесені шпинделі шліфувальних та фрезерних верстатів, теоретично допускають повне балансування при примусовому поєднанні осі обертання з головною центральною віссю обертання, наприклад, шляхом переміщення коригуючих мас (у тому числі й автоматично), видалення коригуючої маси, а також за допомогою інших автобалансуючих пристроїв. Однак існуючі пристрої мають обмеження по точності, які пов'язані, зокрема, з тертям і дискретністю впливів у механічних і гідравлічних приводах, що не дозволяє досягти зниження амплітуди коливань до рівня 0,1-0,01 мкм [6].

**Висновки відповідно до статті.** У результаті проведених досліджень визначено напрямки векторів статичної та динамічної неврівноваженості шпинделів шліфувальних та швидкісних фрезерувальних верстатів після балансування у двох площинах корекції. Переміщуючи площину корекції вздовж осі шпинделя верстата збільшують або зменшують реакції в опорах, тим самим регулюють компенсаційні зусилля від корегуючих мас, що дозволяє автоматизувати процес компенсації моментної і динамічної неврівноваженості.

#### Список використаних джерел

1. Балансувальні важки на шліфувальному колі: пристрій розміри. Особливості налагодження шліфувальних верстатів. Як збалансувати шліфувальний круг. URL: <https://klop.in.ua/balansovalni-vazhky-na-shlifovalnomu-koli-prystrij-rozmiry-osoblyvosti-nalagodzhennya-shlifovalnyh-verstativ-yak-otbalansyrovat-shlifovalnyj-krug.html>.
2. Коваленко О. В., Філімоніхін Г. Б. Числове моделювання процесу зрівноваження кульовими автобалансирами дисків ручних шліфувальних машин. *Науковий вісник НГУ*. 2009. № 10. С. 20–26.
3. Федотьева Л. П. Визначення поведінки пружної системи шпиндельних опор шліфувальної бабки. *Вестник ДГМА*. 2014. № 1(13Е). С. 85–91.
4. Гуцаленко Ю. Г. Стійкість кола в робочих процесах раціонального стабільного шліфування. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. 2005. № 23. С. 50–63.
5. Озимок Ю. І., Рудницький Р. Б. Методика балансування багаточашкового абразивного інструменту. *Науковий вісник УДЛУ*. 2014. № 14.4. С. 104–108.
6. Струтинський В. Б., Сахно Є. Ю. Дослідження системи шпиндельного вузла з неврівноваженою заготовкою. *Промислова гідравліка і пневматика*. 2006. № 1. С. 59–63.

#### References

1. *Balansovalni vazhki na shlifoval'nomu koli: pristrii rozmiri. Osoblivosti nalagodzhennia shlifovalnykh verstativ. Yak zbalansuvati shlifoval'nij krug. [Balancing weights on the grinding wheel: device dimensions. Features of setting up grinding machines. How to balance the grinding wheel]*. <https://klop.in.ua/balansovalni-vazhky-na-shlifovalnomu-koli-prystrij-rozmiry-osoblyvosti-nalagodzhennya-shlifovalnyh-verstativ-yak-otbalansyrovat-shlifovalnyj-krug.html>.
2. Kovalenko, O. V., Filimonikhin, G. B. (2009). Chislove modeliuвання protsesu zrivnovazhennia kulovimi avtobalansirami diskiv ruchnykh shlifovalnykh mashyn [Numerical modeling of the process of balancing the discs of manual grinders with ball auto balancers]. *Naukovii visnyk NGU – Scientific bulletin of NSU*, 10, pp. 20–26.

3. Fedoteva, L. P. (2014). Vyznachennia povedinky pruzhnoi systemy shpyndelnykh opor shlifovalnoi babky [Determining the behavior of the elastic system of spindle supports of the grinding headstock]. *Vestnyk DHMA – Bulletin of the DGMA*, 1(13E), pp. 85–91.

4. Gutsalenko, Yu. G. (2005). Stiikist kola v robochykh protsesakh ratsionalnoho stabilnoho shlifuvannia [Stability of the circle in the working processes of rational stable grinding]. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KHPI» – Bulletin of the National Technical University «KhPI»*, 23, pp. 50–63.

5. Ozimok, Yu. I., Rudnitsky, R. B. (2014). Metodyka balansuvannia bahatochashkovoho abrazyvnoho instrumentu [Method of balancing a multi-cup abrasive tool]. *Naukovyi visnyk UDLU – Scientific Bulletin of UDLU*, 14.4, pp. 104–108.

6. Strutinsky, V. B., Sakhno, E. Yu. (2006). Doslidzhennia systemy shpyndelnoho vuzla z nevrivnovazhenoiu zahotovkoiu [Investigation of the spindle assembly system with an unbalanced billet]. *Promyslova hidravlika i pnevmatyka – Industrial hydraulics and pneumatics*, 1, pp. 59–63.

UDC 621.92

*Vitalii Kalchenko, Sergii Tsybulia, Evgeny Sakhno, Andrii Yeroshenko*

## THE PROCESS OF BALANCING THE SPINDLES OF GRINDING AND HIGH-SPEED MILLING MACHINES IN TWO PLANES OF CORRECTION

**Urgency of the research.** In connection with the creation of new types of Metalworking equipment and other machines that increase labor productivity, there is a problem of centering and balancing unbalanced technological systems during their manufacture and regime change of imbalances during operation. Currently, most grinding machines and high-speed milling machines provide manual balancing of the grinding wheel and the milling tool. The disadvantage of this method is the need to stop the equipment or change the technological and operational modes of operation. A more effective way is to integrate balancing devices into the kinematic structure of a grinding or milling machine and perform balancing automatically during the machine's running time.

**Target setting.** When implementing automatic balancing of the spindles of grinding and high-speed milling machines on the move of the machine in two planes of correction, expensive, complex vibration measuring equipment, electronic control units and comparison of machine vibrations are necessary. In addition, the technology of automatic balancing on the move of the machine to compensate for moment and dynamic imbalance requires solving the problem of reducing residual imbalance while increasing the reliability of the drive and other devices.

**Analysis of recent research and publications.** The work considered the latest publications on this topic, which are presented in the public domain, including the Internet.

**Uninvestigated parts of general matters defining.** A significant proportion of current approaches to balancing the spindles of grinding and milling machines during operation require stopping the machine and balancing in manual mode. In determining the load on the spindle due to an imbalance, we also should note that the dynamic cutting forces (e.g., caused by intermittent operation of the cutter or grinding wheel wear) are often much higher than centrifugal forces caused by admissible residual imbalances. When automatically balancing the spindles of grinding and high-speed milling machines, it is necessary to correctly select the position of the correction planes relative to the grinding and milling tools. Therefore, determining the parameters of the imbalance in the two planes of correction and the condition of automatic balancing is an urgent part of the overall problem that is being solved in this scientific study.

**The research objective.** The purpose of this scientific work is to develop a method for automatic balancing of spindles of grinding and high-speed milling machines in two correction planes with the determination of the main imbalance vector and representation of the geometric (mass) characteristics of the rotor through equivalent components in two correction planes.

**The statement of basic materials.** When processing workpieces on high-precision grinding machines and high-speed milling machines, deviations from the geometric accuracy and quality of a given surface are largely determined by the amount of imbalance that occurs when the spindle rotates. It is known that the technological imbalance is the result of such objective reasons as mismatch of the workpiece axis and the spindle axis, uneven mass distribution in local areas of the workpiece, radial runout of the workpiece and tool, different material density. On modern grinding and milling machines, the spindle speed is several thousand revolutions per minute, so each newly installed workpiece must be subjected to balancing, usually together with a chuck, mandrel or collet.

**Conclusions.** As a result of the research, the directions of vectors of static and dynamic imbalance of spindles of grinding and high-speed milling machines after balancing in two correction planes are determined. By moving the correction plane along the axis of the machine spindle, the reactions in the supports increase or decrease, thereby regulating the compensation forces from the correcting masses, which allows automating the process of compensation for moment and dynamic imbalance.

**Keywords:** grinding, milling, imbalance, balancing.

Fig.: 4. References: 6.

**Кальченко Віталій Іванович** – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри автомобільного транспорту та галузевого машинобудування, Національний університет «Чернігівська політехніка» (вул. Шевченка, 95, м. Чернігів, 14035, Україна).

**Kalchenko Vitalii** – Doctor of Technical Sciences, Professor, Head road Transport Industry and Mechanical Engineering Department, Chernihiv Polytechnic National University (95 Shevchenka Str., 14035 Chernihiv, Ukraine).



**E-mail:** kalchenkovi@ukr.net

**ORCID:** <http://orcid.org/0000-0002-9850-7875>

**ResearcherID:** G-9477-2014

**Цибуля Сергій Дмитрович** – доктор технічних наук, професор, директор навчально-наукового інституту механічної інженерії, технологій та транспорту, Національний університет «Чернігівська політехніка» (вул. Шевченка, 95, м. Чернігів, 14035, Україна).

**Tsybulia Sergii** – Doctor of Technical Sciences, Professor, Director of the Educational and Scientific Institute of Mechanical Engineering, Technology and Transport, Chernihiv Polytechnic National University (95 Shevchenka Str., 14035 Chernihiv, Ukraine).

**E-mail:** stcibula@gmail.com

**ORCID:** <http://orcid.org/0000-0002-7843-6061>

**Researcher ID:** H-1391-2016

**Сахно Євгеній Юрійович** – доктор технічних наук, професор кафедри геодезії, картографії та землеустрою, Національний університет «Чернігівська політехніка» (вул. Шевченка, 95, м. Чернігів, 14035, Україна).

**Sakhno Evgeny** – Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Geodesy, Cartography and Land Management, Chernihiv Polytechnic National University (95 Shevchenka Str., 14035 Chernihiv, Ukraine).

**E-mail:** evsakhno@ukr.net

**ORCID:** <http://orcid.org/0000-0002-9789-7242>

**ResearcherID:** M-3987-2016

**Єрошенко Андрій Михайлович** – кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри технологій машинобудування та деревообробки, Національний університет «Чернігівська політехніка» (вул. Шевченка, 95, м. Чернігів, 14035, Україна).

**Yeroshenko Andrii** – PhD in Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department of Mechanical Engineering and Wood technology, Chernihiv Polytechnic National University (95 Shevchenka Str., 14035 Chernihiv, Ukraine).

**E-mail:** yeroshenkoam@gmail.com

**ORCID:** <https://orcid.org/0000-0002-1629-9516>

**Researcher ID:** G-6757-2014

**Scopus Author ID:** 57193700687