



УДК 621.752 (031)

**ВРІВНОВАЖЕННЯ ЗВЕДЕНОГО ДО ОСІ ПОВОРОТУ ПРИВОДНОГО ВАЛА
РЕШІТНИХ СТАНІВ ЗЕРНООЧИСНОЇ МАШИНИ КРУТНОГО МОМЕНТУ**

*Кулик В.П., асистент кафедри загальнотехнічних дисциплін
ВП НУБіП України “Ніжинський агротехнічний інститут”*

Наведено дослідження динамічної неврівноваженості приводних механізмів решітних станів зерноочисних машин в залежності від кута зміщення ексцентриків приводного механізму решітних станів.

Приводний механізм, приводний вал, зведений момент, решітний стан, динамічна неврівноваженість, ексцентрик.

Постановка проблеми. Решітні механізми очистки зерноочисних машин мають в основному однакову технологічну схему з одним або двома решітними станами, ексцентриковим приводом та механізмом очистки решіт [1, 2]. Ці механізми очистки прості за конструкцією, універсальні при очищенні різних зернових культур та надійні в експлуатації. Такі очисні машини з решітними станами працюють в інтенсивному динамічному режимі. Це пов'язано з тим, що решітні стани здійснюють коливальні зворотно-поступальні рухи із значною частотою (до 500 об/хв) [1, 2]. При такому режимі роботи решітних станів має місце значна нерівномірність руху ланок приводного механізму і, як наслідок, виникнення значних динамічних навантажень в окремих ланках та рамній конструкції всієї машини [3]. В існуючих конструкціях зерноочисних машин решітні стани приводяться в рух від єдиного приводного ексцентрикового механізму, ексцентрики яких зміщені один відносно одного на кут π [4].

Аналіз результатів останніх досліджень. Вперше кінематичний аналіз та оцінка параметрів руху спарених кривошипно-повзунних механізмів, які реалізують рекуперацію енергії зворотно-поступального руху робочих органів, поведені у [3]. Автори [4] здійснили аналіз нерівномірності руху роликів формувальної установки з рекуперативним приводом, яка застосовується для поверхневого ущільнення бетонних сумішей. Авторами [5] встановлено, що величина кута зміщення ексцентриків має значний вплив на нерівномірність руху приводного механізму та динаміку всієї машини. В роботі [6] розроблено математичну модель динаміки руху решітної зерноочисної машини з рекуперативним приводом. Вплив кута зміщення ексцентриків на нерівномірність руху, силові та енергетичні характеристики приводного механізму решітних станів зерноочисної машини з рекуперативним приводом встановлено в роботі [7].

Метою роботи є дослідження впливу кута зміщення ексцентриків приводного механізму решітних станів зерноочисної машини на його динамічну врівноваженість від дії зведеного до осі повороту приводного вала решітних станів крутного моменту.

Виклад основного матеріалу дослідження. На рис. 1 представлено кінематичну схему приводного механізму решітних станів зерноочисної машини у якій ексцентрики зміщені один відносно одного на кут $\Delta\varphi$. На цій схемі прийняті наступні позначення: G_1, G_2 – відповідно вага решітних станів 1, 2; F_{O1}, F_{O2} – сили, що чинять опір переміщенню відповідно решітних станів 1 і 2; M_p – рушійний момент, діючий на приводному валу O ; S_1, S_2 – переміщення відповідно решітних станів 1 і 2; α – кут нахилу до горизонту направляючих переміщення решітних станів.

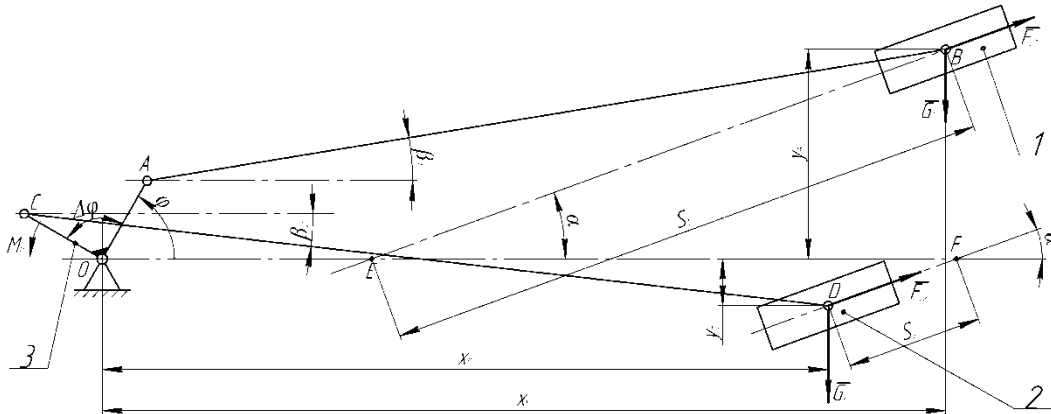


Рис. 1. Кінематична схема приводного механізму решітних станів зерноочисних машин: 1 – верхній решітний стан; 2 – нижній решітний стан; 3 – ексцентрик

Даний приводний механізм решітних станів представимо як голономну механічну систему, що складається з абсолютно твердих ланок. При цьому знехтуємо масами шатунів AB і CD , оскільки вони значно менше маси решітних станів m_1 і m_2 .

За узагальнену координату приймемо кутову координату φ повороту ексцентрика OA . Координати руху всіх інших ланок виражаються через координату φ .

Лінійні координати S_1 і S_2 переміщення центрів мас решітних станів 1 і 2 виразимо через узагальнену координату φ . Для цього спроєкуємо на координатні осі x і y сторони чотирикутників $OABE$ і $OCDF$, які представимо у вигляді векторів. В результаті отримаємо систему з чотирьох рівнянь:

$$\begin{cases} l_{OA} \cdot \sin \varphi + l_{AB} \cdot \sin \beta_1 - S_1 \cdot \sin \alpha = 0; \\ l_{OA} \cdot \cos \varphi + l_{AB} \cdot \cos \beta_1 - S_1 \cdot \cos \alpha - l_{EO} = 0; \\ l_{OC} \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi) - l_{CD} \cdot \sin \beta_2 + S_2 \cdot \sin \alpha = 0; \\ -l_{OC} \cdot \cos(\varphi + \Delta\varphi) + l_{CD} \cdot \cos \beta_2 + S_2 \cdot \cos \alpha - l_{FO} = 0; \end{cases} \quad (1)$$

де $l_{OA}, l_{AB}, l_{OC}, l_{CD}, l_{EO}, l_{FO}$ – довжина відповідно ланок OA, AB, OC, CD, EO и FO ; β_1 і β_2 – відповідно кути нахилу до горизонту шатунів AB і CD .

В даній системі з чотирьох рівнянь (1) чотири невідомих: S_1, S_2 – переміщення центрів мас решітних станів 1 та 2 і β_1, β_2 – кути нахилу до горизонту шатунів AB і CD . Виразимо ці невідомі. Для цього з першого рівняння системи (1) виразимо переміщення центра мас першого решітного стану, тобто

$$S_1 = \frac{1}{\sin \alpha} (l_{OA} \cdot \sin \varphi + l_{AB} \cdot \sin \beta_1). \quad (2)$$

Підставимо вираз (2) в друге рівняння системи (1) і визначимо кутову координату β_1 :

$$\beta_1 = \arcsin \frac{1}{l_{AB} (1 + \cot^2 \alpha)} \left\{ \frac{-\cot \alpha [l_{EO} + l_{OA} (\cot \alpha \cdot \sin \varphi - \cos \varphi)] \pm \sqrt{l_{AB}^2 (1 + \cot^2 \alpha) - [l_{EO} + l_{OA} (\cot \alpha \cdot \sin \varphi - \cos \varphi)]^2}}{1} \right\}. \quad (3)$$

Аналогічно переміщенню S_1 і кутовій координаті β_1 визначимо із системи (1) переміщення S_2 та кутову координату β_2 . З третього рівняння системи (1) визначимо переміщення центра мас другого решітного стану:



$$S_2 = \frac{1}{\sin \alpha} [-l_{oc} \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi) + l_{cd} \cdot \sin \beta_2] \quad (4)$$

Підставимо вираз (6) у четверте рівняння (1) і виразимо з нього кутову координату β_2 :

$$\beta_2 = \arcsin \frac{1}{l_{cd}(1 + ctg^2 \alpha)} \left\{ \cot \alpha [l_{oc} [\cos(\varphi + \Delta\varphi) + \cot \alpha \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi)] + l_{fo}] \pm \sqrt{l_{cd}^2 (1 + ctg^2 \alpha) - \{l_{oc} [\cos(\varphi + \Delta\varphi) + \cot \alpha \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi)] + l_{fo}\}^2} \right\} \quad (5)$$

При динамічному аналізі швидкохідних механізмів, до яких відноситься приводний механізм решітних станів, одним із завдань динамічного зрівноважування є задача урівноваження зведеного до осі повороту приводного вала решітних станів зерноочисної машини крутного моменту, що виникає від дії сили інерції і потенціальних сил.

Для вирішення цього завдання необхідно використання умови:

$$T + \Pi = const \quad \text{або} \quad \frac{\partial(T + \Pi)}{\partial\varphi} = 0, \quad (6)$$

де T, Π – відповідно кінетична і потенціальна енергія приводного механізму решітних станів зерноочисної машини.

Якщо умова (6) не виконується, то має місце невірноваженості зведеного до приводного вала крутного моменту, що виникає від дії сили інерції і потенціальних сил. Критерієм цієї невірноваженості може бути значення зведеного крутного моменту, що визначається залежністю:

$$\overline{M}_{iII} = \frac{\partial(T + \Pi)}{\partial\varphi}. \quad (7)$$

За один цикл руху очисної машини невірноваженість зведеного до приводного вала крутного моменту, що виникає від дії сил інерції і потенціальних сил, може бути оцінена його максимальним значенням або середньоквадратичним значенням, яке визначається залежністю:

$$M_{iII} = \sqrt{\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \left(\frac{\partial(T + \Pi)}{\partial\varphi} \right)^2 dt}. \quad (8)$$

Для розглянутої схеми приводного механізму решітних станів зерноочисної машини (рис. 1) кінетична і потенційна енергія визначаються залежностями:

$$T = \frac{1}{2} J_{3B} \omega^2 + \frac{1}{2} m_1 (\dot{x}_B^2 + \dot{y}_B^2) + \frac{1}{2} m_2 (\dot{x}_D^2 + \dot{y}_D^2); \quad (9)$$

$$\Pi = m_1 g y_B + m_2 g y_D. \quad (10)$$

Тут J_{3B} – зведений до осі приводного вала момент інерції ротора приводного двигуна, передавального механізму і приводного валу; g – прискорення вільного падіння.

Враховуючи те, що $y_B = S_1 \cos \alpha$, $y_D = S_2 \cos \alpha$, $\dot{x}_B^2 + \dot{y}_B^2 = \dot{S}_1^2$, $\dot{x}_D^2 + \dot{y}_D^2 = \dot{S}_2^2$ вирази (9) і (10) набувають вигляду:

$$T = \frac{1}{2} J_{3B} \omega^2 + \frac{1}{2} m_1 \dot{S}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{S}_2^2, \quad (11)$$

$$\Pi = m_1 g S_1 \cos \alpha + m_2 g S_2 \cos \alpha = (m_1 S_1 + m_2 S_2) g \cos \alpha. \quad (12)$$

Оскільки



$$\dot{S}_1 = \omega \frac{\partial S_1}{\partial \varphi}, \dot{S}_2 = \omega \frac{\partial S_2}{\partial \varphi}, \quad (13)$$

то з урахуванням цих виразів і залежностей (11) і (12) зведеного крутного моменту, який визначається співвідношенням (9), має вигляд:

$$M_{III} = \omega^2 \left(m_1 \cdot \frac{\partial S_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 S_1}{\partial \varphi^2} + m_2 \cdot \frac{\partial S_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 S_2}{\partial \varphi^2} \right) + \left(m_1 \cdot \frac{\partial S_1}{\partial \varphi} + m_2 \cdot \frac{\partial S_2}{\partial \varphi} \right) g \cos \alpha. \quad (14)$$

Використовуючи вирази (8) і (14), визначимо середнє значення зведеного крутного моменту від дії сил інерції і потенційних сил:

$$\overline{M}_{III} = \sqrt{\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \left[\omega^2 \left(m_1 \cdot \frac{\partial S_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 S_1}{\partial \varphi^2} + m_2 \cdot \frac{\partial S_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 S_2}{\partial \varphi^2} \right) + \left(m_1 \cdot \frac{\partial S_1}{\partial \varphi} + m_2 \cdot \frac{\partial S_2}{\partial \varphi} \right) g \cos \alpha \right]^2 dt}. \quad (15)$$

У деяких випадках доцільно оцінювати невірноваженість сил інерції, що діють на ланки механізму, за допомогою безрозмірного критерію, який може бути представлений відношенням середньоквадратичних значень зведених до осі повороту приводного вала решітних станів зерноочисної машини крутних моментів від дії сил інерції і потенціальних сил з двома і одним решітними станами, який має вигляд:

$$K_{M_{III}} = \sqrt{\frac{\int_0^{t_1} \left[\left(m_1 \cdot \frac{\partial S_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 S_1}{\partial \varphi^2} + m_2 \cdot \frac{\partial S_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 S_2}{\partial \varphi^2} \right) + \left(m_1 \cdot \frac{\partial S_1}{\partial \varphi} + m_2 \cdot \frac{\partial S_2}{\partial \varphi} \right) g \cos \alpha \right]^2 dt}{\int_0^{t_1} \left[m_1 \cdot \frac{\partial S_1}{\partial \varphi} \left(\omega^2 \frac{\partial^2 S_1}{\partial \varphi^2} + g \cos \alpha \right) \right]^2 dt}}. \quad (16)$$

Часткові похідні $\frac{\partial S_1}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial S_2}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial^2 S_1}{\partial \varphi^2}$ і $\frac{\partial^2 S_2}{\partial \varphi^2}$ визначаються шляхом однократного або

двократного диференціювання функцій переміщення центрів мас решітних станів, які визначаються залежностями (2) і (4) з урахуванням виразів (3) і (5) по узагальненій координаті φ .

Для решітної зерноочисної машини з параметрами: $l_{OA} = l_{OC} = 0,0075 \text{ м}$; $l_{AB} = l_{CD} = 0,456 \text{ м}$; $l_{OE} = -0,47 \text{ м}$; $l_{OF} = 0,26 \text{ м}$; $\alpha = 0,14 \text{ рад}$; $m_1 = m_2 = 110 \text{ кг}$; $\omega = 51 \text{ рад/с}$, визначено зведений до осі повороту приводного вала решітних станів крутний момент від сили інерції та потенціальних сил M_{III} протягом усього циклу руху ($0 \leq \varphi \leq 2\pi$) при різних значеннях кута зміщення ексцентриків $\Delta\varphi$ (рис. 2). Знайдено також максимальне значення $M_{III_{\max}}$ для різних значень $\Delta\varphi$ (табл. 1), графік зміни яких представлений на рис. 3. Визначено також середньоквадратичне значення крутного моменту зведеного до осі повороту приводного вала від дії сил інерції та потенціальних сил \overline{M}_{III} в залежності від значення кута $\Delta\varphi$ (табл. 1). У таблиці 1 також наведені значення безрозмірного коефіцієнта $K_{M_{III}}$, графік зміни якого представлений на рис. 4.

СЕКЦІЯ 1

«Інформаційно-технологічне суспільство в змісті сучасної освіти»
«Моделі розвитку технічних інновацій в змісті сучасної освіти»»

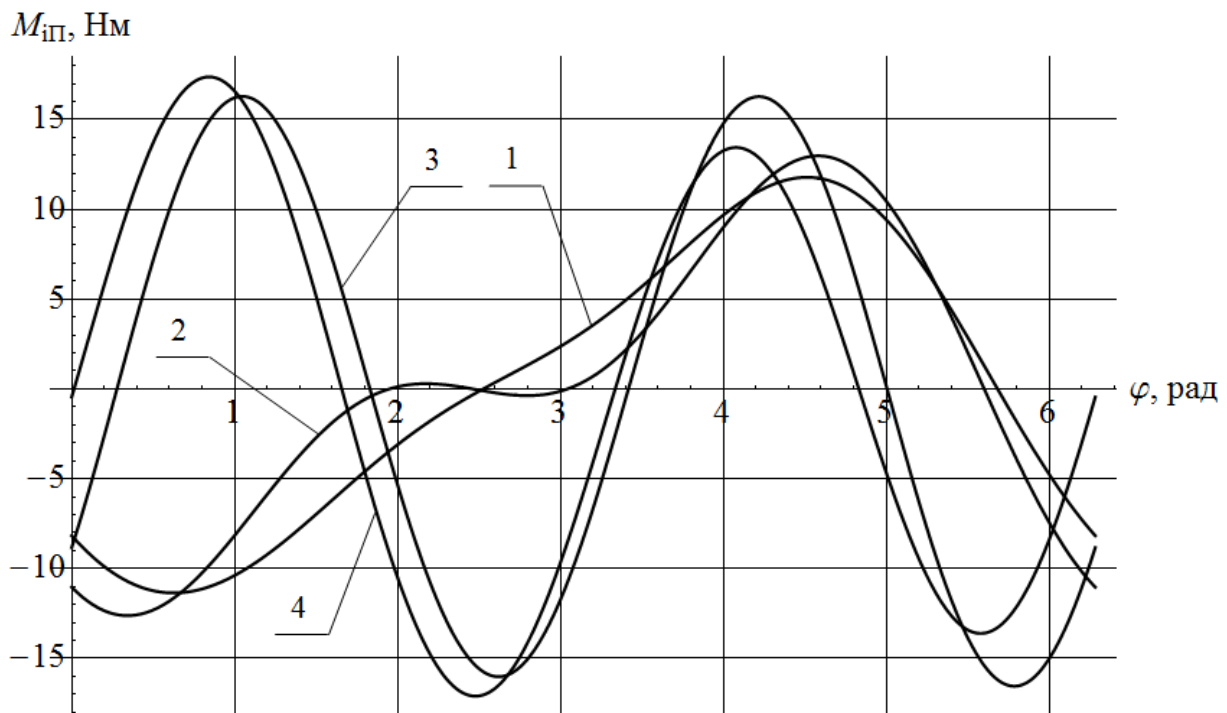


Рис. 2. Графіки зміни крутного моменту від сил інерції і потенціальних сил, зведеного до осі повороту приводного валу решітних станів зерноочисної машини, при зміщенні ексцентриків на кут 80° – 1, 90° – 2, 160° – 3 и 180° – 4.

Таблиця 1

Значення критеріїв динамічного врівноваження решітної очистки зерноочисної машини в залежності від кута зміщення ексцентриків

параметр $\Delta\varphi, \text{град}$	$M_{iП_{\max}}$ Н	$\bar{M}_{iП}$ Н	$K_{M_{iП}}$	параметр $\Delta\varphi, \text{град}$	$M_{iП_{\max}}$ Н	$\bar{M}_{iП}$ Н	$K_{M_{iП}}$
0	27,2752	22,0911	1,91964	100	14,3238	11,4346	0,993626
10	25,8281	21,0718	1,83106	110	15,5378	12,4497	1,08183
20	23,9011	19,7068	1,71245	120	16,4836	13,594	1,18127
30	21,56	18,0717	1,57036	130	17,077	14,6662	1,27444
40	18,8945	16,2703	1,41383	140	17,2615	15,5255	1,34911
50	16,04	14,4422	1,25498	150	17,0008	16,0813	1,39741
60	13,2794	12,7701	1,10968	160	16,276	16,2825	1,41489
70	11,5227	11,4781	0,997406	170	17,0801	16,1115	1,40004
80	11,7835	10,7861	0,93727	180	17,3761	15,5825	1,35407
90	12,9785	10,8018	0,938639				

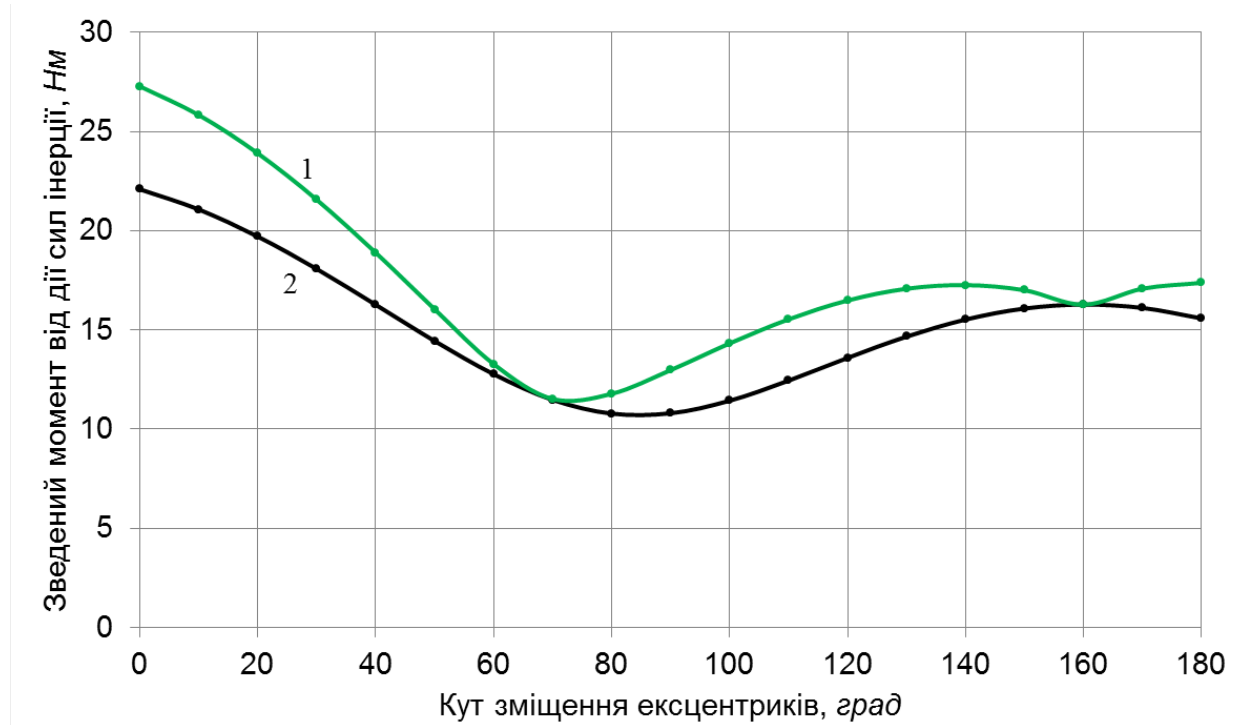


Рис. 3. Графіки зміни крутного моменту від сил інерції і потенціальних сил, зведеного до осі повороту приводного вала решітних станів зерноочисної машини: 1 – $M_{iII_{max}}$, 2 – \bar{M}_{iII}



Рис. 4. Графік зміни безрозмірного коефіцієнта $K_{M_{III}}$, в залежності від кута зміщення ексцентриків

Висновки: Аналіз отриманих результатів показує, що величина кута зміщення ексцентриків $\Delta\varphi$ істотно впливає на динамічну неврівноваженість моментів від дії сил інерції і потенціальних сил. Так, наприклад найменші максимальні і середньоквадратичні



значення крутного моменту від дії сил інерції і потенціальних сил \overline{M}_{iII} який зведений до осі повороту приводного вала решітних станів, і передаються на його підшипникові опори, мають місце при зміщенні ексцентриків на кут в межах $\Delta\varphi = 70\dots 90^\circ$, а найбільші – при $\Delta\varphi = 0^\circ$. Крім того, в приводних механізмах решітних станів існуючих зерноочисних машин кут зміщення ексцентриків становить $\Delta\varphi = 180^\circ$. Для цього кута зміщення коефіцієнт K_{Fi} становить 15,2272.

Список літератури

1. Гладков Н. Г. Зерноочистительные машины. М., 1961. – 348 с.
2. Кожуховский И. Е. Зерноочистительные машины. Конструкция, расчет и проектирование. М.: Машиностроение, 1974. – 248 с.
3. Ловейкин В. С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин. – К.: УМК ВО, 1990. – 168 с.
4. Ловейкін В. С. Динамічний аналіз роликової формовочної установки з рекуперативним приводом / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин: Праці I-ої Міжнародної науково-технічної конференції (DSR AM-I), Тернопіль: ТДТУ ім. І. Пулюя, 2004. – С. 507–514.
5. Соколов А. Я., Машины для очистки и транспорта зерна. – М., 1957. – 376 с.
6. Ловейкін В. С. Кінематичний аналіз та оптимізація спарених кривошипно-повзунних механізмів, які реалізують рекуперацію енергії зворотно-поступального руху робочих органів / В. С. Ловейкін, Ю. В. Човнюк, В. П. Кулик // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка “Механізація с. г. виробництва”. – 2008. – Вип. 75. – Т. 1. – С. 127–134.
7. Ловейкін В. С. Моделювання динаміки руху робочих органів зерноочисних машин з рекуперативним приводом / В. С. Ловейкін, В. П. Кулик // Науковий вісник НУБіП України. Серія “Техніка і енергетика в АПК”. – 2010. – Вип. 144, Ч. 3. – С. 62–71.

Приведены исследования динамической неуравновешенности приводных механизмов решетных станов зерноочистительных машин в зависимости от угла смещения эксцентриков приводного механизма решетных станов.

Приводной механизм, приводной вал, сведенный момент, решетный стан, динамическая неуравновешенность, эксцентрик.

Research shows the dynamic unbalance drivers sieve grain cleaners, depending on the angle of offset eccentric drive mechanism sieve.

The drive mechanism, drive shaft, cited moment, sieve, the dynamic unbalance, eccentric.

**BALANCING REDUCED TO THE ROTATION AXIS DRIVE SHAFT THE SIEVE BOX
GRAIN CLEANERS TORQUE**

V. Kulyk