

12. Halecki, W., & Bedla, D. (2022). Global Wheat Production and Threats to Supply Chains in a Volatile Climate Change and Energy Crisis. *Resources*, 11, 118. <https://doi.org/10.3390/resources11120118>
13. Mudrak, R. (2023). Rozpodil ukrajinskoj zernovoi produktsii mizh vnutrishnim ta zovnishnim rynkom: stan, prychny ta naslidky [Distribution of Ukrainian grain products between the domestic and foreign markets: state, causes and consequences]. *Food Industry Economics*, 15(3). <https://doi.org/10.15673/fie.v15i3.2743> [in Ukrainian].
14. Shadura-Nykyropets, N., & Vasylets, M. (2025). Organizational and economic mechanism for reconstruction of Ukrainian agriculture on the basis of sustainable development. *Problems and Prospects of Economics and Management*, 3(43), 110-120. [https://doi.org/10.25140/2411-5215-2025-3\(43\)-110-120](https://doi.org/10.25140/2411-5215-2025-3(43)-110-120).
15. Tomashuk, I. (2025). Stratehichni priorityety staloho rozvytku ahrarynoho sektoru v umovakh hlobalnykh vyklykiv [Strategic priorities for sustainable development of the agricultural sector in the face of global challenges]. *Stalyi rozvytok ekonomiky [Sustainable Development of Economy]*, 6(57), 302-312. <https://doi.org/10.32782/2308-1988/2025-57-40> [in Ukrainian].

Отримано в редакцію 01.10.2025

Received 01.10.2025

Прийнято до 14.10.2025

Approved 14.10.2025

Розміщено в інтернеті 29.12.2025

Available in Internet 29.12.2025

УДК 621.81(075.3) M29

DOI: 10.15673/swonaft.v89i2.3488

РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ОСІ ЕКСЦЕНТРИКА ПРИВОДУ ПРОСІЮВАЛЬНОЇ МАШИНИ

Аванес'янц А.Г., к.т.н. доцент, Кара О.Д., асистент, Демірчев Д.В., студент,
Одеський національний технологічний університет, м. Одеса, Україна

ORCID: ¹ <https://orcid.org/0000-0003-3021-9743>; ² <https://orcid.org/0000-0003-3379-9739>;

³ <https://orcid.org/0009-0003-7463-9800>

E-mail: ¹ azats151142@gmail.com, ² alnakara611@gmail.com, ³ parkato@ukr.net

Copyright © 2025 by author and the journal «Scientific Works»

This work is licensed under Vthe Creative Commons Attribution International License (CC BY).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0>



Анотація. У статті розглянуто методику розрахунку осі ексцентрика приводу технологічних машин, що використовуються для сепарування окремих фракцій, а також для відокремлення зерна та іншої сировини від домішок. Показано, що вісь ексцентрика працює під дією змінних інерційних навантажень та зазнає складного напруженого стану, що потребує коректного врахування характеру та циклічності чинних сил.

У межах попереднього розрахунку визначено згинальні моменти й сили, що діють на консольно закріплену вісь, а також встановлено орієнтовний діаметр, виходячи з умов міцності за вигином і зрізом. Як матеріал осі використано сталь 40Х у покращеному стані.

Для підвищення точності проведено уточнений розрахунок, у якому на основі аналітичних залежностей визначено координати та прискорення центру мас ситового кузова як функції кута повороту ексцентрика. Отримані значення сил інерції враховано при оцінюванні втомної міцності осі з урахуванням впливу концентраторів напружень, масштабного фактору та стану поверхні.

Розраховані коефіцієнти запасу за вигином і зрізом підтверджують, що прийнятий конструктивний діаметр забезпечує виконання умов витривалості та гарантує працездатність осі ексцентрика в режимах, характерних для роботи просіювальних машин.

Ключові слова: привід, сепарування, ексцентрик, вісь, розрахунок.

У сучасних конструкціях машин, призначених для відокремлення окремих фракцій сипких речовин, а також для відділення їх від домішок часто застосовують приводи з ексцентриковим перетворювачем обертального руху в круговий рух сит. Зазначаючи у процесі роботи складного напруженого стану, вісь ексцентрика потребує точного підходу до розрахунку з урахуванням особливостей чинних напруг, як за своїм характером, так і за зміною їх у часі.

Попередній розрахунок . Розрахунок осі виконуємо на вигин та на зріз.

Розглядаючи вісь, як балку круглого перерізу із жорстко зацемленим кінцем (рис. 1) , визначимо згинальний момент у місці загортання як

$$M_{\text{згин}} = F_u \cdot a \quad (1)$$

Тут, як правило, a приймають із конструктивних міркувань.

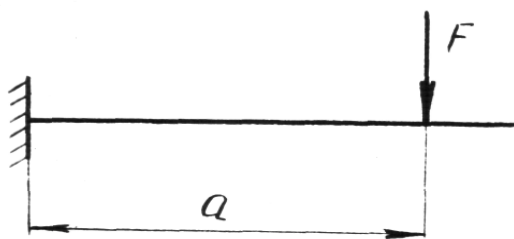


Рис. 1– Розрахункова схема осі ексцентрика
Fig. 1 – Calculation scheme of the eccentric axis

У першому наближенні максимальне значення чинної сили F_u є силою інерції, що діє на кривошип ОА (рис. 2) у точці А з боку ситового кузова АВ.

На рис. 2 схема механізму представлена у горизонтальній площині.

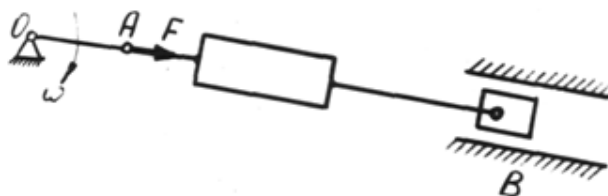


Рис. 2– Кінематична схема сита
Fig. 2 – Kinematic scheme of the sieve

Сила інерції ситового кузова із продуктом :

$$F_u = m \cdot \omega^2 \cdot r \quad (2)$$

Тут : m – маса, що обертається, дорівнює масі ситового кузова; орієнтовно приймаємо $m = 80$ кг.

ω – кутова швидкість кривошипу ОА , $\omega = 25 \text{ рад/с}$, радіус кривошипу $r = 0.025$ м.

Отже

$$F = 80 \cdot 20^2 \cdot 0.025 = 1250 \text{ Н}$$

Згинаючий момент

$$M_{\text{згин}} = 1250 \cdot 0.03 = 37.5 \text{ Нм}$$

Матеріал осі: сталь 40Х ГОСТ 4543-71, поліпшена.

Напруження, що допускається при змінному (пульсуючому) навантаженні:

при згинанні: $[\sigma_{\text{згин}}] = 250 \text{ МПа}$

при зрізі: $[\tau] = 115 \text{ МПа}$, (табл. №16, /11/).

Діаметр осі за умовою міцності на вигин:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32M_{\text{згин}}}{\pi[\sigma_{\text{згин}}]}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 37.5 \cdot 10^3}{\pi \cdot 250}} \approx 11.5 \text{ мм}; \quad (3)$$

на зріз:

$$d = \sqrt{\frac{L \cdot F}{\pi[\tau_{\text{зр}}]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1250}{\pi \cdot 115}} \approx 10.7 \text{ мм}. \quad (4)$$

Враховуючи наявність концентраторів напружень, характер зміни навантаження, а також виходячи з конструктивних міркувань, приймаємо діаметр осі ексцентрика, рівним $d = 20 \text{ мм}$.

Уточнений розрахунок осі ексцентрика

Розрахункова схема для аналітичного визначення сил інерції, що виникають при русі ситового кузова, показана на рис.3. Легко знайти, що щодо осей координат x у положення центру мас ситового кузова визначається такими координатами (як функція угла повороту ексцентрика): φ .

$$x_c = r \cdot \cos\varphi + \frac{b}{L_k} \sqrt{L_k^2 - r^2 \cdot \sin^2\varphi}; \quad (5)$$

$$y_c = \left(r - b \cdot \frac{r}{L_k}\right) \cdot \sin\varphi. \quad (6)$$

де: b – відстань від осі (пальця) ексцентрикового механізму до центру мас ситового кузова, тобто. до точки C ;

L_k – загальна довжина шатуна (що включає ситовий кузов).

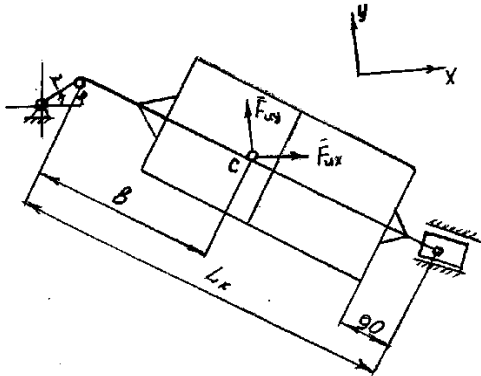


Рис. 3 – До розрахунку сил інерції, що діють на ситовий кузов

Fig. 3 – Calculation scheme of inertia forces acting on the sieve body

На підставі (5) та (6) другі похідні (проекції прискорень центру мас ситового кузова) будуть рівними:

$$x_c = -r \cdot \omega^2 \cos\varphi - \frac{b \cdot r^2 \cdot \omega^2 [4(L_k^2 - r^2 \cdot \sin^2\varphi) + r^2 \cdot \sin^2\varphi]}{L \cdot L_k [L_k^2 - r^2 \cdot \sin^2\varphi]}, \quad (7)$$

$$y_c = \left(b \cdot r / L_k - r\right) \cdot \omega^2 \sin\varphi \quad (8)$$

де ω – кутова швидкість обертання ексцентрика.

Значення прискорень центру мас ситового кузова розраховані на комп'ютері як функції кута повороту ексцентрика φ . При розрахунках враховано, що з розробленої просіювальної машини параметри, що входять до (7) та (8) мають такі значення: $r = 25$ мм; $b = 1268$ мм; $L_k = 2812$ мм.

Прискорення було визначено за трьох значень кутових швидкостей:

$$\omega_1 = 18.4 \text{ c}^{-1}, \quad \omega_2 = 21.28 \text{ c}^{-1}, \quad \omega_3 = 24.76 \text{ c}^{-1}.$$

Однак, всі подальші розрахунки ведемо тільки для сил інерції, що виникають при $\omega_3 = 24.76 \text{ c}^{-1}$, тому що при цій кутовій швидкості сили інерції, що виникають від руху ситового кузова, набувають максимального значення.

На рис. 4 представлені графіки зміни складових сил інерції F_{ux} і F_{uy} , рівнодіючої сил інерції ситового кузова F_u .

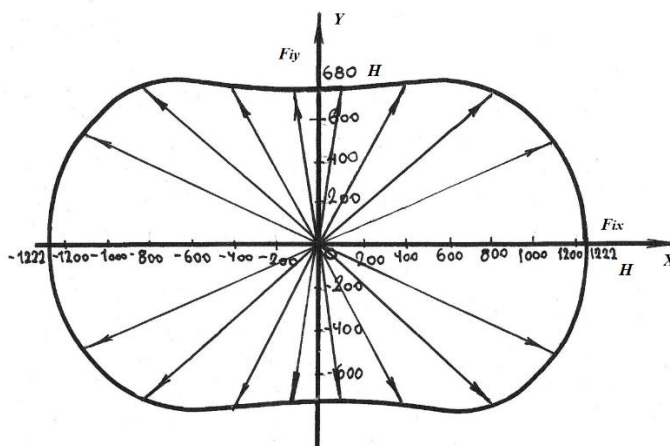


Рис. 4 – Графік зміни складових сил інерції F_{ux} і F_{uy} .

Fig. 4 – Graph of inertia force components variation F_{ux} and F_{uy}

З рис. 4 видно, що напруження $\tau_{зр}$ і $\sigma_{згин}$ виникають у перерізах пальця ексцентрика від дії сили F_u змінюються за симетричним циклом, тому уточнений розрахунок ведемо на витривалість.

Слід зазначити, що у працездатність осі ексцентрика істотно впливають як циклічні напруги. Конструкція ексцентрика така, що вона включає концентратори напружень у вигляді галтелі, що значно знижують його втомну міцність.

Коефіцієнт запасу витривалості за напругою зрізу

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{(k_\tau/k_F \cdot k_d) \cdot \tau_a + \psi_m \cdot \tau_m} \quad (9)$$

Коефіцієнт запасу витривалості за напругою вигину

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{(k_\sigma/k_F \cdot k_d) \cdot \sigma_a + \psi_m \cdot \sigma_m} \quad (10)$$

де k_τ і k_σ – Ефективні коефіцієнти концентрації напружень ;

k_d – коефіцієнт, що враховує масштабний фактор ;

k_F – коефіцієнт, що враховує фактор стану поверхні ;

σ_{-1} – межа витривалості матеріалу при симетричному циклі напруги ;

σ_a і σ_m – амплітудне та середнє значення циклів напружень.

З табл. 16/11/ знаходимо, що для сталі 40Х, покращеної $\tau_{cp} = 400 \text{ Н/мм}^2$, $\tau_{-1} = 0.55 \sigma_{-1} = 220 \text{ Н/мм}^2$.
З табл. 16/19/ знаходимо значення коефіцієнтів, враховуючи, що в перерізі концентратором напружень є галтель : $k_\tau = 1.5$; $k_\sigma = 1.9$; $k_d = 0.82$; $k_F = 0.9$.

Враховуючи, що цикл зміни чинних напружень $\tau_{зр}$ і $\sigma_{згин}$ симетричний , $\sigma_m = 0$ і $\tau_m = 0$.

$$\sigma_a = \frac{F_{u\max} \cdot a}{W_x} = \frac{32F_{u\max} \cdot a}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 1222 \cdot 30}{3.14 \cdot 20^3} = 46.7 \text{ Н/мм}^2; \quad (11)$$

$$\tau_a = \frac{4 \cdot F_{u\max}}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 1222}{3.14 \cdot 20^2} = 3.89 \text{ Н/мм}^2. \quad (12)$$

Отже, виходячи з (10)

$$n_\tau = \frac{220}{\frac{1.5}{0.82 \cdot 0.9} \cdot 3.89} = 27.8$$

а на підставі (11)

$$n_\sigma = \frac{400}{\frac{1.9}{0.82 \cdot 0.9} \cdot 46.7} = 33.3$$

Загальний коефіцієнт запасу витривалості

$$n = \frac{n_\tau \cdot n_\sigma}{\sqrt{n_\tau^2 + n_\sigma^2}} = \frac{3.33 \cdot 27.8}{\sqrt{27.8^2 + 3.33^2}} = 3.37 > [n] = 1.5$$

Таким чином, умова втомної міцності виконується.

Висновок:

Проведений аналіз роботи ексцентрикового приводу просіювальної машини показав, що вісь ексцентрика працює в умовах дії змінних інерційних навантажень, що зумовлює виникнення складного та циклічного напруженого стану.

Попередній розрахунок, виконаний за умовами міцності на вигин і зріз, дав можливість визначити орієнтовні параметри осі.

Уточнений розрахунок, заснований на аналітичному визначенні прискорень і сил інерції ситового кузова, дозволив урахувати реальний характер зміни навантаження протягом циклу роботи механізму.

Розраховані коефіцієнти запасу витривалості за вигином і зрізом підтверджують, що прийнятий діаметр осі забезпечує необхідний рівень втомної міцності та гарантує працездатність ексцентрикового вузла у номінальних режимах роботи.

Таким чином, проведені дослідження дозволяють рекомендувати розглянуте рішення для практичного використання в машинах для просіювання сипких матеріалів.

Література:

1. Технологічне обладнання борошномельних і круп'яних підприємств: підручник / О. І. Гапонюк, Л. С. Солдатенко, Л. Г. Гросул та ін. ; під ред. О. І. Гапонюка, Л. С. Солдатенко. - Херсон : Олді-плюс, 2018. - 752 с. ISBN 978-966-289-188-13.
2. Правила проектування та налагодження аспіраційних установок підприємств із зберігання та переробки зерна. Норм. документ / О.І. Гапонюк, І.І. Гапонюк - Одеса, «ВМВ», 2014. - 122 с.

CALCULATION FOR THE STRENGTH OF THE ECCENTRIC AXIS OF THE DRIVE OF THE SCREENING MACHINE

Avanesianc A. H., PhD, Associate Professor; Kara O. D., Assistant; Demirchev D. V., Student.
Odesa National University of Technology, Odesa, Ukraine

Abstract. *The article considers the method of calculating the eccentric axis of the drive of technological machines used for the separation of individual fractions, as well as for the separation of grain and other raw materials from impurities. It is shown that the eccentric axis operates under the action of variable inertial loads and undergoes a complex stress state, which requires correct consideration of the nature and cyclicity of the acting forces.*

Within the framework of the preliminary calculation, the bending moments and forces acting on the cantilever-mounted axis were determined, and the approximate diameter was also established, based on the conditions of bending and shear strength. Steel 40X in an improved condition was used as the axis material.

To increase the accuracy, a refined calculation was performed, in which the coordinates and acceleration of the center of mass of the sieve body were determined based on analytical dependencies as a function of the eccentric rotation angle. The obtained values of inertia forces were taken into account when assessing the fatigue strength of the axis, taking into account the influence of stress concentrators, scale factor and surface condition. The calculated bending and shear safety factors confirm that the adopted design diameter ensures the fulfillment of endurance conditions and guarantees the operability of the eccentric axis in modes typical for the operation of screening machines.

Keywords: drive, separation, eccentric, axis, calculation.

References:

1. Tekhnolohichne obladnannya boroshnomel`nykh i krup"yanikh pid priyemstv: pidruchnik / O. I. Haponyuk, L. S. Soldatenko, L. H. Hrosul ta in. ; pid red. O. I. Haponyuka, L. S. Soldatenko. - Kherson : Oldi-plyus, 2018. - 752 s. ISBN 978-966-289-188-13.
2. Pravila proektuvannya ta nalahodzhennya aspiratsiynykh ustanovok pidpriyemstv iz zberihannya ta pererobki zerna. Norm. dokument / O.I. Haponyuk, I.I. Haponyuk - Odesa, «VMV», 2014. - 122 s.

Отримано в редакцію 20.09.2025

Прийнято до друку 25.09.2025

Розміщено в інтернеті 29.12.2025

Received 20.09.2025

Approved 25.09.2025

Available in Internet 29.12.2025