

зазначалося, деякі типи обладнання [7] є застарілими та малоефективними, інші [8] – використовуються для «вузького» спектру технологічних операцій. У свою чергу, одним з найбільш перспективних типів обладнання вважаються машини зі складним просторовим рухом робочих ємкостей [9, 10].

Для будь-якого типу галтувального обладнання актуальним є дослідження потужності, яка споживається при виконанні відповідних технологічних операцій. Зокрема, якщо при роботі звичайних барабанних змішувачів, за рахунок простого обертання барабану, виникає сталий момент опору на ведучому валу [11], котрий не змінюється за один повний оберт барабану і визначається на основі відносно тривіальних формул, то при роботі машини зі складним рухом робочої ємкості момент опору ведучого валу змінюватиметься декілька разів за один його повний оберт, при чому, навіть досягатиме від'ємних значень. Аналогічний характер зміни буде мати і потужність, яка споживається на ведучому валу такої машини. Саме тому методика визначення потужності, що споживається при роботі обертових барабанів [12] не придатна для використання при визначенні потужності, що споживається на ведучому валу машини зі складним просторовим рухом робочої ємкості.

Таким чином, проведення аналітичних досліджень потужності, що споживається на ведучому валу машини зі складним просторовим рухом робочої ємкості є актуальною задачею для подальшого розвитку промисловості України в цілому.

Аналіз досліджень та публікацій. У роботах [11, 12] представлені вирази для визначення потужності, що споживається при роботі обертових барабанів. Також відомі дослідження енергетичних параметрів галтувальних машин зі складним просторовим рухом робочих ємкостей. Зокрема, у роботі [13] виконані дослідження статичного моменту опору ведучого валу галтувальної машини, у роботі [14] також досліджувався статичний момент опору на ведучому валу, однак, який створювався масою сипкого масиву, який завантажений до робочої ємкості. У статті [15] наведені результати досліджень динамічного моменту опору на ведучому валу, утвореного переміщенням сипкого масиву у ємкості.

Виділення невирішених частин. Таким чином, постає актуальною задачею щодо отримання узагальненої методики визначення енергетичних параметрів галтувальних машин, у яких робоча ємкість виконує складний просторовий рух, отримання загального рівняння, використовуючи яке, можна розрахувати потужність, яка споживається на ведучому валу таких типів машин в залежності від зміни різних факторів впливу. Все це потребує проведення подальших аналітичних та експериментальних досліджень енергетичних параметрів вищеописаних галтувальних машини.

Формулювання цілей. Метою даної роботи є аналітичне дослідження потужності, яка споживається на ведучому валу галтувальної машини зі складним рухом робочої ємкості.

Виклад основного матеріалу

Дослідження даних енергетичних параметрів виконувалося аналітично із застосуванням САПР SolidWorks. Модель досліджуваної конструкції машини, що змодельована у САПР SolidWorks, а також кінематична її схема представлені на рис. 1 (а) та рис. 2 (б) відповідно.

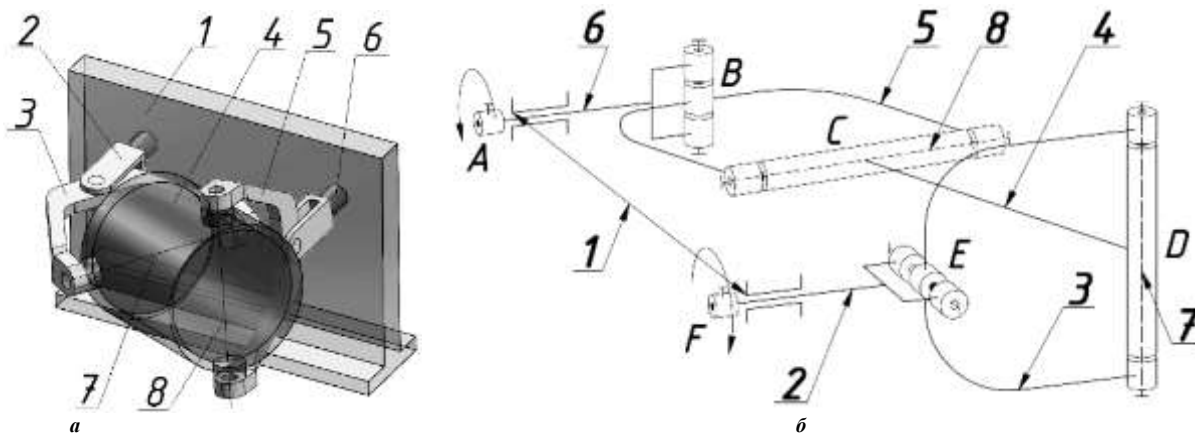


Рис. 1. Конструкція машини зі складним просторовим рухом робочої ємкості:
а – модель машини, б – кінематична схема

Машини містить станину 1, ведучий 2 та ведений 6 вали, які встановлені у станині 1 паралельно в одній площині та з'єднані між собою подвійним просторовим шарніром, що виконаний у вигляді ведучого шатуна 3, веденого шатуна 5 та робочої ємкості 4 (проміжного шатуна), закріпленої між ведучим та веденим шатунами на діаметрально взаємно перпендикулярних геометричних осях 7 та 8 відповідно. Рухомі ланки машини утворюють собою просторовий шестиланковий механізм [16] з оберतालними кінематичними парами.

Під час виведення рівняння, що характеризує загальний момент опору на ведучому валу машини, окрім сил інерції, що діють на сипкий масив, необхідно також врахувати сили інерції, створені переміщенням рухомих ланок машини. Таким чином, необхідно записати окреме рівняння для визначення моменту опору створеного цими силами відносно відповідного центру рівноваги машини, місце розташування яких визначено у роботах [13, 14]. Аналогічно до попередніх частин було прийнято, що

вектори сил інерції будуть брати свій початок у точках E та F (рис. 2 (а) та рис. 2 (б)).

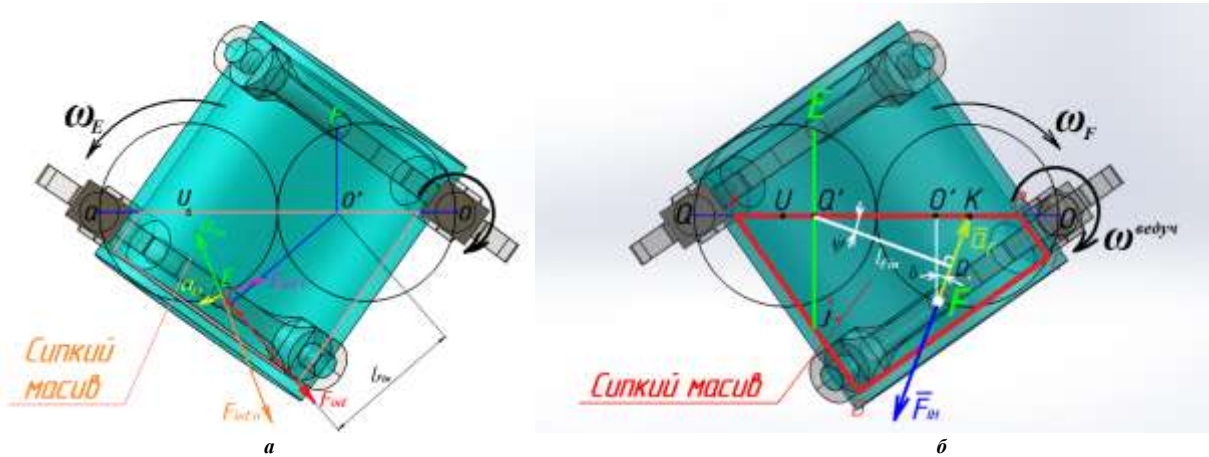


Рис. 2. Розрахункова схема в проекції на вертикальну площину

Встановити положення робочої ємкості, при якому буде виникати максимальне значення моменту опору на ведучому валу, створеного силами інерції рухомих ланок, надзвичайно складно, оскільки для кожного кута повороту ведучого валу напрям векторів сил інерції та довжини плечей будуть різними, окрім того, зі збільшенням кутової швидкості ведучого валу змінюватиметься значення кута його повороту, яке відповідатиме виникненню максимального моменту опору в зв'язку з тим, що нерівномірне переміщення точки E викликає тангенціальну складову прискорення, яка впливатиме на зміну напрямку повного прискорення точки E .

Приймаючи до уваги результати досліджень, які опубліковані у працях [13–15], максимальні значення статичних моментів опору ведучого валу (при завантаженні ємкості сипким масивом та без завантаження) та максимальне значення динамічного моменту опору при завантаженні ємкості сипким масивом утворюються при кутах повороту ведучого валу в 54° та 126° . Таким чином, значення динамічного моменту опору на ведучому валу, створеного силами інерції рухомих ланок, також будемо розраховувати для цих само кутів повороту ведучого валу машини.

Виведемо рівняння для розрахунку динамічного моменту опору на ведучому валу машини, створеного силами інерції, від переміщення рухомих ланок відносно відповідного центру рівноваги машини, яке є векторною сумою моментів сил інерції точок F та E відносно цього ж центру рівноваги машини. При цьому, аналогічно до [14] керуватимемося розподілом сумарної маси рухомих ланок між двома точками E та F :

$$\overline{M}_{ОП.F_{in}} = \sum \overline{M}_{F_{in}}^{O'(Q')} \quad (1)$$

$$\overline{M}_{ОП.F_{in}} = \overline{M}_{F_{in}}^F + \overline{M}_{F_{in}}^E \quad (2)$$

Рівняння для визначення моменту сили інерції прикладеної в точці F отримано у роботі [14]. Запишемо його, але ще й з урахуванням маси рухомих ланок:

$$\overline{M}_{F_{in}}^F = 0,42m_{\Sigma}(\omega^{седуч})^2 l_{QO}^2 \quad (3)$$

де m_{Σ} – сумарна маса сипкого масиву та півмаси ланок, котрі виконують просторовий рух, $\omega^{седуч}$ – кутова швидкість ведучого валу, l_{QO} – відстань між осями ведучого та веденого валів машини.

У свою чергу, запишемо вираз для визначення сумарної маси сипкого масиву та півмаси ланок, котрі виконують просторовий рух:

$$m_{\Sigma} = m_C + m_F \quad (4)$$

$$m_F = m_E \quad (5)$$

де m_C – сумарна маса сипкого масиву, завантаженого до робочої ємкості, m_F (m_E) – половина сумарної маси ланок машини, які виконують просторовий рух.

Запишемо рівняння для визначення моменту сили інерції прикладеної в точці E :

$$\overline{M}_{F_{in}}^E = \overline{F}_{in}^E \cdot l_{F_{in}} \quad (6)$$

де \overline{F}_{in}^E – модуль сили інерції, прикладеної у точці E , $l_{F_{in}}$ – плече сили інерції прикладеної в точці F .

Модуль сили інерції в точці F можна визначити як:

$$\overline{F}_{in}^E = m_E \overline{a}_E \quad (7)$$

де a_E – повне прискорення точки E .

Модуль повного прискорення a_E є векторною сумою нормального та тангенціального прискорень,

однак, оскільки миттєва тангенціальна складова прискорення точки E при такому положенні буде значно меншою за нормальну складову, крім того її визначення викликає значні труднощі, то умовно вважали, що на точку E буде діяти лише нормальна складова прискорення, а отже вираз (7)(3.79) матиме вигляд:

$$\overline{F}_{in.}^E = m_E \overline{a}_{nE}. \quad (8)$$

де a_{nE} – нормальна складова прискорення точки E .

У свою чергу, нормальну складову прискорення точки E можна визначити за виразом:

$$a_{nE} = (\omega^{веден})^2 l_{QO}. \quad (9)$$

де $\omega^{веден}$ – кутова швидкість веденого валу машини.

У роботі [13] встановлено, що миттєве значення кутової швидкості веденого валу, що відповідає куту повороту ведучого валу в 54° (126°) рівне значенню постійної кутової швидкості ведучого валу, тому:

$$\omega_{54^\circ(126^\circ)}^{веден} = \omega^{ведуч}. \quad (10)$$

З рахуванням рівності (10) вираз (9) матиме вигляд:

$$a_{nE} = (\omega^{ведуч})^2 l_{QO}. \quad (11)$$

Рівняння (8) з урахуванням виразу (11) матиме вигляд:

$$\overline{F}_{in.}^E = m_E (\omega^{ведуч})^2 l_{QO}. \quad (12)$$

Визначимо плече сили інерції точки E . Умовно було прийнято, що точка E буде рухатися рівномірно (без тангенціальної складової прискорення). Отже, довжина плеча сили інерції прикладеної в точці E буде фактично рівною відстані l_{UQ} (рис. 2 (б)). З роботи [15] відомо, що значення $\cos\psi$ при такому положенні рухомих ланок машини майже рівне одиниці, в свою чергу:

$$l_{F_{in}} = l_{UQ} = l_{OK}. \quad (13)$$

Враховуючи те, що траєкторії обертання точок E та F дотикаються у точці (рис. 2 (б)), котра співпадає з серединою відстані між осями ведучого та веденого валів машини l_{QO} , то для визначення відстані l_{OK} справедливим буде вираз:

$$l_{OK} = l_{OK} - l_{QO} = \frac{3}{4} l_{QO} - \frac{2}{3} l_{QO} = \frac{1}{12} l_{QO}. \quad (14)$$

Рівняння (13) з урахуванням виразу (14) буде мати вигляд:

$$l_{F_{in}} = \frac{1}{12} l_{QO}. \quad (15)$$

Підставимо вирази (12) та (15) у рівняння (6):

$$\overline{M}_{F_{in}}^E = 0,08 m_E (\omega^{ведуч})^2 l_{QO}^2. \quad (16)$$

Далі, підставимо вирази (3) та (16) у рівняння (2):

$$\overline{M}_{оп.F_{in}} = (\omega^{ведуч})^2 \cdot l_{QO}^2 (0,42 m_\Sigma + 0,08 m_E). \quad (17)$$

У результаті отримано загальне рівняння для визначення максимального динамічного моменту опору на ведучому валу машини з урахуванням маси ланок, які виконують просторовий рух та маси сипкого масиву, завантаженого до робочої ємкості.

З роботи [14] відомо, що максимальний момент опору на ведучому валу машини визначається як векторна сума максимальних моментів усіх сил, що діють на завантажений сипкий масив до робочої ємкості та на рухомі ланки машини, які виконують просторовий рух відносно відповідного центру рівноваги машини при встановленому їх положенні:

$$\overline{M}_{оп}^{MAX} = \sum \overline{M}_{F_i}^{O'(Q)}. \quad (18)$$

або

$$\overline{M}_{оп}^{MAX} = \overline{M}_{оп} + \overline{M}_{оп.Gm} + \overline{M}_{оп.F_{in}}. \quad (19)$$

Підставимо у рівняння (19) вираз для розрахунку статичної складової моменту опору створеного масою рухомих ланок, який отриманий у роботі [13], вираз для розрахунку статичної складової моменту опору створеного масою сипкого масиву завантаженого до робочої ємкості, який отриманий у роботі [14], а також рівняння (17) та отримаємо вираз для визначення модуля максимального моменту опору на ведучому валу машини зі складним просторовим рухом робочої ємкості:

$$\overline{M}_{оп}^{MAX} = 0,33 m_F g l_{QO} + \sigma_{X\%} m_C g l_{QO} + (\omega^{ведуч})^2 l_{QO}^2 (0,42 m_\Sigma + 0,08 m_E). \quad (20)$$

Після арифметичних перетворень рівняння (20) матиме вигляд:

$$\overline{M}_{оп}^{MAX} = l_{QO} \left(0,33 m_F g + \sigma_{X\%} m_C g + (\omega^{ведуч})^2 l_{QO} (0,42 m_\Sigma + 0,08 m_E) \right) \quad (21)$$

Також відомо [12], що максимальну потужність, що споживається машиною на її ведучому валу

P_{MAX} , можна визначати на основі максимального моменту опору:

$$P_{MAX} = M_{OP}^{MAX} \omega^{ведуч} \quad (22)$$

де M_{OP}^{MAX} – максимально можливий момент опору, який виникає на ведучому валу машини; $\omega^{ведуч}$ – кутова швидкість ведучого валу машини.

Запишемо вираз для визначення максимальної потужності, що споживається на ведучому валу машини зі складним рухом робочої ємкості, підставивши рівняння (21) у (22):

$$P_{MAX} = l_{QO} \left(0,33m_F g + \sigma_{X\%} m_C g + (\omega^{ведуч})^2 l_{QO} (0,42m_{\Sigma} + 0,08m_E) \right) \omega^{ведуч} \quad (23)$$

де l_{QO} – відстань між осями ведучого та веденого валів, [м]; m_F (m_E) – половина сумарної маси ланок машини, які виконують просторовий рух, [кг]; g – прискорення вільного падіння, [м/с²]; $\sigma_{X\%}$ – коефіцієнт, що характеризує габаритні параметри машини; m_C – маса сипкого масиву завантаженого до робочої ємкості, [кг]; $\omega^{ведуч}$ – кутова швидкість ведучого валу машини, [рад/с]; m_{Σ} – маса сипкого масиву завантаженого до робочої ємкості та половина сумарної маси ланок машини, які виконують просторовий рух, [кг];

На основі визначеної за рівнянням (23) максимальної потужності, що споживається на ведучому валу машини, виникає можливість підібрати електродвигун з необхідним стандартним значенням потужності та спроектувати відповідний привод, після чого можна сформулювати технічну характеристику машини із зазначеною кутовою швидкістю обертання ведучого валу та максимально дозволеною масою сипкого масиву, яка завантажується до робочої ємкості.

Висновки

1. Виконані аналітичні дослідження потужності, яка споживається на ведучому валу галтувальної машини зі складним просторовим рухом робочої ємкості.
2. Отримано рівняння для визначення максимального значення динамічного моменту опору, створеного просторовим переміщенням рухомих ланок машини, а також встановлено, що повний максимальний момент опору на ведучому валу машини визначається як векторна сума максимальних моментів усіх сил, що діють на завантажений сипкий масив до ємкості та на рухомі ланки машини, які виконують просторовий рух відносно відповідного центру рівноваги машини.
3. Отримано загальний вираз для визначення максимальної потужності, що споживається машиною зі складним просторовим рухом робочої ємкості на її ведучому валу.

Література

1. Виробництво литих деталей та виробів з полімерних матеріалів у взуттєвій та шкіргалантерейній промисловості : монографія / [О.П. Бурмістенков, Б.М. Злотенко, В.П. Коновал, І.В. Панасюк, М.Є. Скиба, О.М. Синюк]. – Хмельницький, 2007. – 255 с.
2. Копин В.А. Обработка изделий из пластмасс / Копин В.А., Макаров В.Л., Ростовцев А.М. – М. : Химия, 1988. – 176 с.
3. Zalyubovskiy M.G. Experimental investigation of the handling process of polymeric units in a machine with a compacted space movement of working capacity / Zalyubovskiy M.G., Panasyuk I.V., Smirnov Y.I., Klaptsov Y.V., Malyshev V.V. // Bulletin of the Kyiv National University of Technologies and Design – 2019. – Vol. 2 (132). – P. 24 – 32.
4. Залюбовський М.Г. Експериментальне дослідження впливу геометрії металевих відливок деталей замка «блискавка» на особливості їх обробки в галтувальній машині / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2020. – № 2 (144). – С. 24–32.
5. Marigo M. Developing Mechanistic Understanding of Granular Behaviour in Complex Moving Geometry using the Discrete Element Method. Part A: Measurement and Reconstruction of Turbulent Mixer Motion using Positron Emission Particle Tracking / Marigo M., Cairns D. L., Davies M., Cook M., Ingram A., Stitt E. H. // CMES: Computer Modeling in Engineering & Sciences – 2010. – No. 3 (Vol. 59), 217–238.
6. Залюбовський М.Г. Машини зі складним рухом робочих ємкостей для обробки полімерних деталей : монографія / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев. – К. : Університет «Україна», 2018. – 228 с.
7. Першин В.Ф. Машини барабанного типа: основы теории, расчета и конструирования / В.Ф. Першин. – Воронеж : Изд-во ВГУ, 1990. – 168 с.
8. Шумакова Т.А. Инструмент для виброобразивной обработки деталей: монографія / Т.А. Шумакова, В.И. Шаповалов, Ю.И. Гутько ; Восточноукр. нац. ун-т им. В. Даля. – Луганск : Ноулидж, 2011. – 59 с.
9. Zalyubovskii M. G. On the study of the basic design parameters of a seven-link Spatial mechanism of a part processing machine / M. G. Zalyubovskii, I. V. Panasyuk // International Applied Mechanics, 56, issue 1, April 2020, 54–64.
10. Zalyubovskii M. G. Studying the main design parameters of linkage mechanisms of part-processing machines with two working barrels / M. G. Zalyubovskii, I. V. Panasyuk // International Applied Mechanics, 56, issue 6, November 2020, 762–772.
11. Модестов В.Б. Определение мощности смесителя, необходимой при смешивании сыпучих

материалов. / В.Б. Модестов // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2003. – № 3. – С. 7–8.

12. Модестов В.Б. Смесители сыпучих и пастообразных материалов : монография / В. Б. Модестов ; МОНМС Украины, Восточн. нац. ун-т им. В. Даля, Технол. ин-т. – Луганск, 2011. – 353 с.

13. Залюбовський М.Г. Дослідження статичного моменту опору ведучого валу галтувальної машини зі складним просторовим рухом робочої ємкості / М.Г. Залюбовський // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2021. – № 1 (293). – С. 86–92.

14. Залюбовський М.Г. Визначення статичного моменту опору ведучого валу галтувальної машини, створеного масою сипкого середовища у робочій ємкості / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2021. – № 2 (295). – С. 116–122.

15. Залюбовський М.Г. Дослідження динамічного моменту опору ведучого валу галтувальної машини, утвореного переміщенням сипкого масиву у робочій ємкості / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2021. – № 3 (297). – С. 94–99.

16. Zaliubovskiy M. G. Synthesis and research of the tumbling machine spatial mechanism / M. G. Zaliubovskiy, I. V. Panasiuk, Yu. I. Smirnov, V. V. Malyshev // Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu. – 2020. – 178, issue 4. – P. 69–75.

References

1. Vyrobnystvo lytykh detalei ta vyrobiv z polimernykh materialiv u vzuttievii ta shkirhalantereinii promyslovosti : monohrafiia / [O.P. Burmistenkov, B.M. Zlotenko, V.P. Konoval, I.V. Panasiuk, M.Ie. Skyba, O.M. Syniuk]. – Khmelnytskyi, 2007. – 255 с.

2. Kopin V.A. Obrabotka izdelij iz plastmass / Kopin V.A., Makarov V.L., Rostovcev A.M. – M. : Himiya, 1988. – 176 s.

3. Zalyubovskiy M.G. Experimental investigation of the handling process of polymeric units in a machine with a compacted space movement of working capacity / Zalyubovskiy M.G., Panasyuk I.V., Smirnov Y.I., Klaptsov Y.V., Malyshev V.V. // Bulletin of the Kyiv National University of Technologies and Design – 2019. – Vol. 2 (132). – P. 24 – 32.

4. Zaliubovskiy M.H. Eksperymentalne doslidzhennia vplyvu heometrii metalevykh vidlyvok detalei zamka «blyskavka» na osoblyvosti yikh obrobky v haltuvalnii mashyni / M.H. Zaliubovskiy, I.V. Panasiuk // Visnyk Kyivskoho natsionalnoho universytetu tekhnologii ta dyzainu – 2020. – № 2 (144). – S. 24–32.

5. Marigo M. Developing Mechanistic Understanding of Granular Behaviour in Complex Moving Geometry using the Discrete Element Method. Part A: Measurement and Reconstruction of Turbulent Motion using Positron Emission Particle Tracking / Marigo M., Cairns D. L., Davies M., Cook M., Ingram A., Stitt E. H. // CMES: Computer Modeling in Engineering & Sciences – 2010. – No. 3 (Vol. 59), 217–238.

6. Zalyubovskiy M.H. Mashyny zi skladnym rukhom robochykh yemkosti dlia obrobky polimernykh detalei : monohrafiia / M.H. Zalyubovskiy, I.V. Panasiuk, V.V. Malyshev. – K. : Universytet «Ukraina», 2018. – 228 s.

7. Pershin V.F. Mashyny barabannogo tipa: osnovy teorii, rascheta i konstruirovaniya / V.F. Pershin. – Voronezh : Izd-vo VGU, 1990. – 168 s.

8. Shumakova T.A. Instrument dlya vibroabrazivnoy obrabotki detalej: monografiya / T.A. Shumakova, V.I. Shapovalov, Yu.I. Gutko ; Vostochnoukr. nac. un-t im. V. Dallya. – Lugansk : Noulidzh, 2011. – 59 с.

9. Zalyubovskii M. G. On the study of the basic design parameters of a seven-link Spatial mechanism of a part processing machine / M. G. Zalyubovskii, I. V. Panasyuk // International Applied Mechanics, 56, issue 1, April 2020, 54–64.

10. Zalyubovskii M. G. Studying the main design parameters of linkage mechanisms of part-processing machines with two working barrels / M. G. Zalyubovskii, I. V. Panasyuk // International Applied Mechanics, 56, issue 6, November 2020, 762–772.

11. Modestov V.B. Opredelenie moshnosti smesitelya, neobhodimoy pri smeshivanii sypushih materialov. / V.B. Modestov // Himicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie. – 2003. – № 3. – S. 7–8.

12. Modestov V.B. Smesiteli sypushih i pastoobraznykh materialov : monografiya / V. B. Modestov ; MONMS Ukrainy, Vostochnoukr. nac. un-t im. V. Dallya, Tehnol. in-t. – Lugansk, 2011. – 353 с.

13. Zaliubovskiy M.H. Doslidzhennia statychnoho momentu oporu veduchoho valu haltuvalnoi mashyny zi skladnym prostorum rukhom robochoi yemkosti / M.H. Zaliubovskiy // Visnyk Khmelnytskoho natsionalnoho universytetu. Tekhnichni nauky. – 2021. – № 1 (293). – S. 86–92.

14. Zaliubovskiy M.H. Vyznachennia statychnoho momentu oporu veduchoho valu haltuvalnoi mashyny, stvorenoho masoiu sypkoho seredovysheha u robocinii yemkosti / M.H. Zaliubovskiy, I.V. Panasiuk // Visnyk Khmelnytskoho natsionalnoho universytetu. Tekhnichni nauky – 2021. – № 2 (295). – S. 116–122.

15. Zaliubovskiy M.H. Doslidzhennia dynamichnoho momentu oporu veduchoho valu haltuvalnoi mashyny, utvorenoho peremishchenniam sypkoho masyvu u robocinii yemkosti / M.H. Zaliubovskiy, I.V. Panasiuk, V.V. Malyshev // Visnyk Khmelnytskoho natsionalnoho universytetu. Tekhnichni nauky. – 2021. – № 3 (297). – S. 94–99.

16. Zaliubovskiy M. G. Synthesis and research of the tumbling machine spatial mechanism / M. G. Zaliubovskiy, I. V. Panasiuk, Yu. I. Smirnov, V. V. Malyshev // Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu. – 2020. – 178, issue 4. – P. 69–75.