

Державний університет економіки і технологій

Міністерство освіти і науки України

Український державний університет науки і технологій

Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ПОПОЛОВ ДМИТРО ВОЛОДИМИРОВИЧ

УДК [669.162.24:621.928.23](043)

ДИСЕРТАЦІЯ

**РОЗРОБКА НАУКОВИХ ОСНОВ СТВОРЕННЯ
ВІБРАЦІЙНО-УДАРНИХ МАШИН ДЛЯ МЕТАЛУРГІЙНОГО
ВИРОБНИЦТВА**

05.05.08 – Машини для металургійного виробництва

Подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____ Д. В. Пополов

Дніпро – 2025

АНОТАЦІЯ

Пополов Д. В. Розробка наукових основ створення вібраційно-ударних машин для металургійного виробництва. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.08 «Машини для металургійного виробництва». – Державний університет економіки і технологій, Український державний університет науки і технологій, Дніпро, 2025.

Дисертація присвячена вирішенню важливої науково-технічної проблеми підвищення якості підготовки металургійних шихтових матеріалів до спікання і плавки шляхом розробки наукових основ створення вібраційних машин, що реалізують вібраційно-ударну дію на оброблюваний шар шихти, з урахуванням впливу конструктивних, кінематичних та динамічних параметрів їх робочого органу на технологічні показники, що забезпечують підвищення якості фракціонування металургійної шихти перед процесами спікання та плавки.

Вперше встановлено, що сталість коливань сіячої поверхні вільно укладеної в просторі, утвореним швелероподібним підситником, досягається при відношенні розміру проміжку між нижньою та верхньою площинами підситника до максимальної амплітуди коливань її матеріальної точки меншим за одиницю, а при збільшенні частоти коливань коробу час етапу її несталого руху зменшується за степеневим законом, що теоретично обґрунтовано на підставі розробленої математичної моделі, враховуючи конструктивні, кінематичні та динамічні параметри грохоту, а також геометричні характеристики, механічні властивості матеріалу самої сіячої поверхні, яка підтверджена експериментально-практичними дослідженнями.

Розвинені теоретичні уявлення щодо характеристик динамічних залежностей вільно укладеної сіячої поверхні вібраційного грохота, встановлено, що при наближенні значень власної частоти її пружних коливань до вимушених, їх характер приймає квазігармонійний вид, а при збільшенні кута вібрації точок коробу від 40° до 50° середня амплітуда коливань матеріальної точки сіячої поверхні зменшується

за поліноміальним законом другого порядку. Вперше встановлено, що геометричні розміри сіячої поверхні є незалежним фактором, який впливає на потенційну та кінетичну енергії для обох форм деформації поступального і обертального рухів, а поворотне-обертальний є переважальним режимом її роботи при динамічно стійких лінійно направлених гармонійних коливаннях коробу.

Вперше отримано практично підтверджену аналітичну залежність, яка визначає розмір частинки матеріалу, більше якої заклинювання не відбувається, в залежності від апертури сіячої поверхні, її фізичних властивостей та виду матеріалу, що розсівається, на основі якої встановлено, що в отворі сита здатні заклинюватись частинки, розмір яких в $1 \dots 1,4$ рази більше розміру отвору, причому більше значення відповідає максимальному значенню коефіцієнта тертя.

Вперше отримані експериментально підтверджені теоретичні залежності, які визначають силу заклинювання частинки, а також граничну висоту її підкидання, більше якої не відбувається її заклинювання в отворі сита та з'ясовано, що в залежності від апертури сіячої поверхні її фізичних властивостей та матеріалу, який розсівається, мінімально необхідна висота підкидання частинки зі збільшенням коефіцієнту тертя зменшується, а сама залежність описується степеневою функцією.

Вперше теоретично обґрунтовано умови евакуації частинки матеріалу, що заклинилися, з отворів сіячої поверхні вільно укладеній в просторі підситника вібруючого коробу з урахуванням фізичних властивостей матеріалу, що розсівається, апертури сита, його конструктивних, кінематичних та динамічних параметрів, на підставі практично підтвердженої математичної моделі процесу очищення сіячої поверхні.

Вперше розроблено математичну модель, яка описує процес руху частинки матеріалу, що розсівається, по сіячій поверхні, вільно укладеній в просторі підситника вібруючого коробу, та встановлено, що зі збільшенням прискорення коливань коробу грохоту середня швидкість руху та її прискорення на початковому етапі, як і середня висота підкидання та період її вільного руху на другому етапі, збільшуються.

Теоретичне обґрунтовано та експериментально підтверджено, що необхідна ефективність процесу стабілізації гранулометричного складу агломерату та механічної міцності частинок надрешітного продукту фракцією 5...40 мм шляхом їх руйнування по концентраторах напруження на сіячій поверхні, вільно укладеній в просторі підситника вібруючого коробу, досягається за умови прискорення його коливань в межах від 32,9 до 47,3 м/с² при сталій амплітуді $A = 0,003$ м.

В розвиток теорії процесів грохочення експериментальним шляхом отримано залежності технологічних параметрів вібраційно-ударних машин із вільно укладеною сіячою поверхнею від режимів коливань коробу, встановлено інтенсифікацію кожного з досліджуваних режимів порівняно з традиційною конструкцією, у якій сито жорстко закріплене до коробу грохота.

В розвиток триботехніки розроблено математичну модель прогнозування зносу та оцінки ресурсу експлуатації сіячої поверхні, виготовленої з полімерного матеріалу, що функціонує в умовах металургійного виробництва.

Використання отриманих результатів дозволило: розробити методику розрахунку конструктивних, кінематичних та динамічних параметрів вібраційних машин із вільно укладеною сіячою поверхнею, розміщеною у просторі, утвореному швелероподібним підситником; розробити методику розрахунку параметрів вібраційно-ударного режиму, необхідних для стабілізації гранулометричного складу металургійної шихти перед завантаженням її до доменної печі; визначити горизонтальну жорсткість пружинних елементів із витками круглого та прямокутного перерізів для вібраційних машин, що генерують вібраційно-ударні коливання; розробити методику розрахунку, яка дозволяє обґрунтовано вибирати гвинтові циліндричні пружини стискання для вібраційних машин з урахуванням зсуву їх опорних витків; запропонувати конструкцію та методику розрахунку гумово-пружного амортизатора стискання-зсуву з рівними жорсткостями, який забезпечує підвищену надійність та працездатність вібраційних машин, що працюють у режимі вібраційно-ударних навантажень; запропонувати нові технічні рішення, які дали змогу інтенсифікувати процес підготовки металургійних шихтових матеріалів фракціонуванням перед спіканням та плавкою.

Отримані результати знайшли практичне застосування: шляхом впровадження в технологічних лініях шихтоподачі доменного виробництва ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг» грохотів агломерату ГС-3,5×1 та встановлення впливу вібраційного та вібраційно-ударного режимів на його основні технологічні параметри; шляхом використання на підприємстві ТОВ «КВМШ плюс» рекомендацій щодо вибору основних конструктивних, кінематичних та динамічних параметрів вібраційних машин з сіячою поверхнею вібраційно-ударної дії; шляхом впровадження на АТ «Південний гірничо-збагачувальний комбінат» результатів дисертаційної роботи, які пов'язані з описом динамічного стану технічної системи, що сприймає вібраційно-ударні навантаження, підчас завантаження та транспортування шихтового матеріалу та корегуванні режимів його роботи.

Ключові слова: вібраційний грохот, сіяча поверхня, вільно укладена, металургійна сировина, аглодоменне виробництво, гранулометричний склад, вібраційно-ударний імпульс, зношення, полімер, чисельне моделювання, контактний тиск.

ABSTRACT

Popolov D. V. Development of scientific foundations for the creation of vibration-impact machines for metallurgical production. – Qualification scientific work as a manuscript.

Dissertation for the degree of Doctor of Technical Sciences in the specialty 05.05.08 “Machines for Metallurgical Production”. – State University of Economics and Technology, Ukrainian State University of Science and Technology, Dnipro, 2025.

The dissertation is devoted to solving an important scientific and technical problem of improving the quality of preparation of metallurgical burden materials for sintering and smelting by developing scientific foundations for creating vibrating machines that implement a vibration-impact effect on the processed burden layer, taking into account the influence of the structural, kinematic and dynamic parameters of their working body on the technological indicators that ensure improved quality of fractionation of the metallurgical burden before the processes of sintering and smelting.

For the first time, it was established that the stability of oscillations of the screening surface freely laid in space, formed by a channel-shaped sub-screen, is achieved when the ratio of the gap between the lower and upper planes of the sub-screen to the maximum amplitude of oscillation of its material point is less than one, and when the oscillation frequency of the casing increases, the duration of its transient motion stage decreases according to a power law, which is theoretically substantiated on the basis of the developed mathematical model, taking into account the structural, kinematic and dynamic parameters of the screen, as well as the geometric characteristics and mechanical properties of the material of the screening surface itself, which is confirmed by experimental and practical studies.

Theoretical ideas about the characteristics of the dynamic dependencies of the freely laid screening surface of the vibrating screen have been developed; it has been established that when the values of the natural frequency of its elastic oscillations approach the forced ones, their character takes on a quasi-harmonic form, and when the vibration angle of the casing points increases from 40° to 50° , the average amplitude of oscillation of the material point of the screening surface decreases according to a second-order polynomial law.

For the first time, it was established that the geometric dimensions of the screening surface are an independent factor influencing the potential and kinetic energy for both forms of deformation – translational and rotational movements, and that the rotational-translational mode is the dominant mode of its operation under dynamically stable linearly directed harmonic oscillations of the casing. For the first time, a practically confirmed analytical dependence was obtained, which determines the size of the material particle above which jamming does not occur, depending on the aperture of the screening surface, its physical properties and the type of material being screened, based on which it was established that particles whose size is 1...1.4 times greater than the aperture size can jam in the screen opening, with the higher value corresponding to the maximum value of the coefficient of friction.

For the first time, experimentally confirmed theoretical dependencies were obtained that determine the jamming force of a particle, as well as the critical height of its

throwing, above which its jamming in the screen opening does not occur, and it was found that depending on the aperture of the screening surface, its physical properties and the material being screened, the minimum necessary height of particle throwing decreases with an increase in the coefficient of friction, and the dependence itself is described by a power function.

For the first time, the conditions for the evacuation of a jammed material particle from the openings of the screening surface freely laid in the space of the sub-screen of the vibrating casing were theoretically substantiated, taking into account the physical properties of the material being screened, the screen aperture, its structural, kinematic and dynamic parameters, based on a practically confirmed mathematical model of the screening surface cleaning process.

For the first time, a mathematical model was developed describing the movement process of a material particle being screened on the screening surface freely laid in the space of the sub-screen of the vibrating casing, and it was established that with an increase in the oscillation acceleration of the screen casing, the average movement speed and its acceleration at the initial stage, as well as the average throwing height and the period of its free movement at the second stage, increase.

It was theoretically substantiated and experimentally confirmed that the necessary efficiency of the process of stabilizing the granulometric composition of the agglomerate and the mechanical strength of the particles of the oversize product in the 5...40 mm fraction by their destruction at stress concentrators on the screening surface freely laid in the space of the sub-screen of the vibrating casing is achieved under the condition of acceleration of its oscillations in the range from 32.9 to 47.3 m/s² at a constant amplitude $A = 0.003$ m.

As a development of the theory of screening processes, technological parameter dependencies of vibration-impact machines with a freely laid screening surface on the oscillation modes of the casing were obtained experimentally, and the intensification of each of the studied modes was established in comparison with the traditional design in which the screen is rigidly fixed to the screen casing.

As a development in the field of tribotechnics, a mathematical model was developed for predicting wear and assessing the service life of the screening surface made of polymer material, functioning under metallurgical production conditions.

The use of the obtained results made it possible: to develop a methodology for calculating the structural, kinematic and dynamic parameters of vibrating machines with a freely laid screening surface placed in a space formed by a channel-shaped sub-screen; to develop a methodology for calculating the parameters of the vibration-impact mode necessary for stabilizing the granulometric composition of the metallurgical burden before loading it into the blast furnace; to determine the horizontal stiffness of spring elements with round and rectangular wire cross-sections for vibrating machines generating vibration-impact oscillations; to develop a calculation methodology that allows the justified selection of helical cylindrical compression springs for vibrating machines taking into account the displacement of their support coils; to propose a design and calculation methodology of a rubber-elastic compression-shear damper with equal stiffnesses, which ensures increased reliability and efficiency of vibrating machines operating in the vibration-impact loading mode; to propose new technical solutions that made it possible to intensify the process of preparing metallurgical burden materials by fractionation before sintering and smelting.

The obtained results found practical application: by implementing GS-3.5×1 agglomerate screens in the burden feeding technological lines of blast furnace production at PJSC «ArcelorMittal Kryvyi Rih» and determining the effect of vibration and vibration-impact modes on its main technological parameters; by using at the enterprise LLC «KVMSH Plus» recommendations on the selection of basic structural, kinematic and dynamic parameters of vibrating machines with a vibration-impact screening surface; by implementing at PJSC «Southern Mining and Processing Plant» the results of the dissertation work related to the description of the dynamic state of the technical system that perceives vibration-impact loads during the loading and transportation of burden material and adjusting its operating modes.

Keywords: vibrating screen, screening surface, freely laid, metallurgical raw materials, sintering and blast furnace production, granulometric composition, vibration-impact impulse, wear, polymer, numerical modeling, contact pressure.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Монографії

1. Удосконалення обладнання та процесів вуглепідготовки і коксосортування металургійного виробництва: монографія / В. Й. Засельський, Д. В. Пополов та ін. Кривий Ріг: Літерія, 2019. 203 с. ISBN 978-617-7643-53-0.
2. Учитель С. А., Лялюк В. П., Пополов Д. В. Сортировка металлургических шихт на вибрационных грохотах. Саарбрюккен: Palmarium Academic Publishing, 2014. 413 с. ISBN 978-3-639-68645-6.
3. Большаков В. И., Учитель А. Д., Пополов Д. В. Расчет металлургических машин. Оборудование обжиговых и агломерационных цехов: руководство для инженеров-конструкторов. Кривой Рог: Дионис, 2012. 338 с. ISBN 978-966-2311-82-2.

Статті, що входять до міжнародної науково-метричної бази Scopus

4. Zaselskiy V., Popolov D., Zaselskiy I. Theoretical determination of wear and lifetime of the screen sowing surface. *Vibrations in physical systems*. 2017. Vol. 28. 2017008. <https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85039855847&origin=recordpage>
5. Studying of movement kinematics of dynamically active sieve / D. Popolov et al. *Mechanics and Mechanical Engineering*. 2019. Vol. 23, no. 1. P. 94–97. DOI: 10.2478/mme-2019-0013.
6. Zaselskiy V. I., Popolov D. V., Zaytsev G. L. Steeply inclined vibrational screen in coal preparation at coke plants. *Coke and chemistry*. 2020. Vol. 63, no. 7. P. 351–355. DOI: 10.3103/S1068364X20070078
7. Zaselskiy V. I., Popolov D. V., Ivanov I. G. Preparation of coking batch in vibrational impact equipment. *Coke and chemistry*. 2021. Vol. 64, no. 4. P. 163–168. DOI:10.3103/S1068364X21040098

8. Zaselskiy V., Popolov D., Zaytsev H. Upgrade of conveyor line for coal charge preparation with the use of modern grading-and-mixing equipment // *Science and Innovation*. 2021., No. 3 Vol. 17. P. 67-77. DOI:10.15407/scine17.03.067
9. Model of material movement on the working surface of a vibrating machine / V. Zaselskiy, D. Popolov et al. *Rakenteiden mekaniikka*. 2024. Vol. 57, no. 4. P. 157–171. DOI: <https://doi.org/10.23998/rm.136058>

Статті у наукових фахових виданнях

10. К расчету горизонтальной жесткости винтовых цилиндрических пружин / Д. В. Пополов та ін. *Вісник приазовського державного технічного університету*. 2017. № 35. С. 110–117.
https://journals.uran.ua/vestnikpgtu_tech/article/view/125162/119651
11. Засельський В. Й., Пополов Д. В. Лабораторні дослідження динамічного стану жорсткої сіячої поверхні, діючої в вібраційно-ударному полі. *Вісник Приазовського Державного Технічного Університету. Серія: Технічні науки*, 1(49), 152–160. DOI: <https://doi.org/10.31498/2225-6733.49.1.2024.321237>
12. Особенности формирования нагрузки вибрационных грохотов, работающих в транспортно-технологических линиях агломерационных фабрик / Д. В. Пополов та ін. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. 2012. №. 5 (277). С. 72–74.
13. Засельский В. И., Пополов Д. В., Засельский И. В. Повышение надежности работы грохотов агломерата, работающих в трактах шихтоподготовок доменных цехов. *Металургійна та гірничорудна промисловість*. 2018. № 7. С. 215–219.
14. Засельський В. Й., Пополов Д. В. Лабораторні дослідження внутрішньосферних процесів в шихтових матеріалах при впливі вібраційно-ударної дії. *Теорія і практика металургії*. 2023. № 1. С. 70–75. DOI: <https://doi.org/10.34185/tpm.1.2023.10>
15. Засельський В. Й., Пополов Д. В. Лабораторні дослідження ефективності грохочення залізозмісної сировини на грохоті з вільно укладеною сіячою поверхнею. *Теорія і практика металургії*. 2023. № 2. С. 51–57.
DOI: <https://doi.org/10.34185/tpm.2.2023.08>

16. Засельський В. Й., Пополов Д. В. Перспективні конструкції грохотів для підвищення якості підготовки шихтових матеріалів перед спіканням і плавкою. *Теорія і практика металургії*. 2023. № 3. С. 15–21.
DOI: <https://doi.org/10.34185/tpm.3.2023.03>
17. Засельський В. Й., Пополов Д. В. Математична модель руху сіячої поверхні грохоту в умовах її ударно-вібраційної дії. *Теорія і практика металургії*. 2023. № 4. С. 30–40. DOI: <https://doi.org/10.34185/tpm.4.2023.04>
18. Засельський В. Й., Пополов Д. В. Визначення важливих чинників енергоємності у процесі доменного. *Теорія і практика металургії*. 2024. № 1. С. 13–20.
DOI: <https://doi.org/10.34185/tpm.1.2024.02>
19. Засельський В. Й., Пополов Д. В. Визначення деформації жорсткої сіячої поверхні в умовах ударно-вібраційної дії. *Теорія і практика металургії*. 2024. № 2. С. 48–55. DOI: <https://doi.org/10.34185/tpm.2.2024.07>
20. Засельський В. Й., Пополов Д. В. Дослідження заклинювання частинок матеріалу у отворах вільно укладеної сіячої поверхні вібраційного грохота. *Теорія і практика металургії*. 2024. № 3. С. 61–68.
DOI: <https://doi.org/10.34185/tpm.3.2024.08>
21. Засельський В. Й., Пополов Д. В. Дослідження умов стабілізації гранулометричного складу металургійної шихти при вібраційно-ударній її обробки. *Теорія і практика металургії*. 2024. № 4. С. 18–24.
DOI: <https://doi.org/10.34185/tpm.4.2024.03>
22. Zaselskyi V., Popolov D. Laboratory studies on the effect of vibro-impact action of the screening surface on the main technological indicators of metallurgical raw material screening. *Теорія і практика металургії*. 2025. No. 1. P. 60–65.
DOI: <https://doi.org/10.15802/tpm.1.2025.08>

Матеріали наукових конференцій

23. Учитель А. Д., Засельський В. Й., Пополов Д. В. Анализ формирования гранулометрического состава шихтового материала на тракте его подачи в доменную

- печь // *XIII Международная конференция «Стратегия качества в промышленности и образовании»*: Варна, 5–8 черв. 2017 р. Т. 2. С. 224–227.
24. Засельский В. И., Пополов Д. В., Учитель С. А. Исследования разрушений элементов конструкций тяжело нагруженных вибрационных грохотов большого типоразмерного ряда. *Механіка машин - основна складова прикладної механіки*: Матеріали Всеукр. науково-техн. конф., м. Дніпро, 11–13 квіт. 2017 р. Дніпро, 2017. С. 27–30.
25. Засельский В. И., Пополов Д. В., Коноваленко В. В. Определение напряжений в винтовых цилиндрических пружинах вибрационных машин при смещении опорных торцов. *XIV Международная конференция «Стратегия качества в промышленности и образовании»*: Матеріали міжнар. наук. конф., м. Варна, 4–7 черв. 2018 р. Дніпро, 2018. С. 66–71.
26. Засельский В. И., Пополов Д. В., Засельский И. В. Повышение надежности работы грохотов агломерата, работающих в трактах шихтоподготовок доменных цехов. *Міжнародна конференція «Надійність та динаміка важких машин»*: Матеріали міжнар. наук. конф., м. Дніпро, 30 жовт. 2018 р. Дніпро, 2018. С. 215–219.
27. Засельский В. И., Пополов Д. В. Обоснование использования вибрационно-ударных машин для классификации металлургической шихты. *Потураєвські читання: тези XIX Всеукр. Науково-техн. Конф.*, м. Дніпро, 22 квіт. 2021 р. Дніпро, 2021. С. 47–48.
28. Zaselskyi V., Popolov D. Investigation of intralayer processes during material processing on vibratory-impact screens. *V International scientific congress «Society of ambient intelligence 2022»*: Матеріали міжнародної наукової конференції, Кривий Ріг, 17–21 October 2022.
29. Zaselskyi V., Popolov D. Research of factors that have a significant impact on the energy intensity of blast furnace production. *VI International scientific congress «Society of ambient intelligence 2023»*: Матеріали міжнародної наукової конференції,

Кривий Ріг, 20–25 November 2023.

30. Засельський В. Й., Пополов Д. В. Теоретичні дослідження процесу забивання сіячої поверхні вібраційних грохотів. *XVIII Міжнародна конференція «Стратегія якості в промисловості і освіті»*: Матеріали міжнар. наук. конф., м. Варна, 3–6 черв. 2024 р. Дніпро, 2024. С. 39–43.
31. Засельський В. Й., Пополов Д. В. Математична модель процесу заклинювання частинок матеріалу в отворах сіячої поверхні вібраційного грохоту. *VII Міжнародна конференція «Інноваційні технології в науці та освіті. Європейський досвід»*: Матеріали міжнар. наук. конф., м. Гельсінкі, 23–25 груд. 2024 р. Дніпро, 2024. С. 114–119.
32. Zaselskyi V., Popolov D., Shved S. Assessment of the Deformation of a Rigid Seeding Surface Under the Impact of Shock-Vibration Action. *VII International scientific congress «Society of ambient intelligence 2024»*: Матеріали міжнародної наукової конференції, Кривий Ріг, 2–6 December 2024.

Патенти

33. Вібраційний грохот: пат. 122940 Україна: B07B 1/40, 1/46. № u201710088; заявл. 18.10.2017; опубл. 25.01.2018, Бюл. № 2.
34. Вібраційний грохот: пат. 141145 Україна: B07B1/40, 1/46. № u201908854; заявл. 22.07.2019; опубл. 25.03.2020, Бюл. № 6.
35. Гумово-пружинний амортизатор стискання-зсуву з рівними жорсткостями для вібраційних машин: пат. 140796 Україна: F16F3/12, B07B1/46. № u201908858; заявл. 22.07.2019; опубл. 10.03.2020, Бюл. № 5. 4 с.
36. Вібраційний грохот: пат. 91901 Україна: B07B 1/40. № u201314745 ; заявл. 16.12.2013; опубл. 25.07.2014, Бюл. № 14. 4 с.
37. Вібраційний грохот для сортування сипких матеріалів: пат. 91902 Україна: B07B 1/40. № u 201314747; заявл. 16.12.2013; опубл. 25.07.2014, Бюл. № 4. 5 с.
38. Вібраційний живильник: пат. 47387 Україна: 865G 27/00. № u200909588; заявл. 18.09.2009; опубл. 25.01.2010, Бюл. № 2. 5 с.

39. Вібраційний грохот-живильник: пат. 158496 Україна : B07B 1/00, B07B 1/40, B65G 27/00, B65G 27/10, B65G 27/34. № u202404143 ; заявл. 19.08.2024; опубл. 12.02.2025, Бюл. № 7. 4 с.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	20
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ. МЕТА ТА ЗАДАЧІ	
ДОСЛІДЖЕНЬ.....	30
1.1 Стан металургійної галузі	30
1.2 Аналіз окремих особливостей впливу процесів підготовки шихтових матеріалів на коксохімічне та доменне виробництва	34
1.3 Аналіз конструктивних, динамічних і технологічних показників вібраційних машин, що використовуються в гірничо-металургійній галузі.....	48
1.4 Запропоновані технічні рішення щодо створення високоефективних вібраційно-ударних грохотів та аналіз досліджень в області вибору їх конструктивних, кінематичних та динамічних параметрів	70
1.5 Висновки по розділу, мета та задачі досліджень	79
1.6 Список використаних джерел	82
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ СТАНУ СІЯЧОЇ	
ПОВЕРХНІ В УМОВАХ ВІБРАЦІЙНО-УДАРНОЇ ДІЇ.....	105
2.1 Розрахункова схема та прийняті допущення	105
2.2 Жорсткість сіячої поверхні та її деформація.....	108
2.3 Математичне моделювання динамічного стану системи	113
2.3.1 Перший вид.....	113
2.3.2 Другий вид	119
2.3.3 Третій вид.....	122
2.3.4 П'ятий етап другого виду динамічного стану	124
2.3.5 Шостий етап першого динамічного стану.....	126
2.4 Чисельний метод дослідження динамічного стану системи.....	128
2.5 Дослідження руху сіячої поверхні в просторі, утвореним підситником	134
2.6 Висновки	144
2.7 Список використаних джерел	145

РОЗДІЛ 3 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ

САМООЧИЩЕННЯ ВІЛЬНО УКЛАДЕНОЇ СІЯЧОЇ ПОВЕРХНІ ТА СТАБІЛІЗАЦІЇ ГРАНУЛОМЕТРИЧНОГО СКЛАДУ

МЕТАЛУРГІЙНОЇ ШИХТИ, ЩО НА НІЙ РОЗСІВАЄТЬСЯ..... 147

3.1 Теоретичні дослідження процесу самоочищення вільно укладеної сіячої поверхні.....	147
3.1.1 Розрахункова схема та прийняті допущення	147
3.1.2 Дослідження забиваності сіячої поверхні	149
3.1.3 Дослідження заклинювання частинок матеріалу в отворах сіячої поверхні.....	154
3.1.4 Математична модель процесу самоочищення сіячої поверхні.....	164
3.2 Теоретичні дослідження процесу стабілізації гранулометричного складу металургійної шихти	167
3.2.1 Аналітичний опис руху частинок матеріалу на вільно укладеній сіячій поверхні.....	167
3.2.2 Дослідження ударної взаємодії матеріалу та сіячої поверхні з умови стабілізації гранулометричного складу металургійної шихти	176
3.3 Висновки	178
3.4 Список використаних джерел	181

РОЗДІЛ 4 ЛАБОРАТОРНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ

ВІБРАЦІЙНО-УДАРНИХ МАШИН..... 183

4.1 Задачі лабораторних досліджень	183
4.2 Моделювання машини вібраційно-ударної дії з сіячою поверхнею, вільно укладеною в просторі підситника вібруючого коробу	184
4.3 Дослідження динамічного стану системи вібраційно-ударної дії.....	188
4.4 Дослідження внутрішньосферних процесів в шихтових матеріалах при впливі вібраційно-ударної дії	197
4.5 Дослідження впливу вібраційно-ударної дії на технологічні показники грохоту	204
4.6 Висновки	221

4.7 Список використаних джерел	226
--------------------------------------	-----

РОЗДІЛ 5 ВИЗНАЧЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ

ПРАЦЕЗДАТНОСТІ СІЯЧОЇ ПОВЕРХНІ ТА ПРУЖНИХ

ЕЛЕМЕНТІВ ГРОХОТУ ПРИ ВІБРАЦІЙНО-УДАРНИХ

КОЛИВАННЯХ..... 229

5.1 Визначення зносу та терміну служби полімерної сіячої поверхні грохоту	230
--	-----

5.2 Дослідження горизонтальної жорсткості циліндричних пружин при вібраційно-ударних навантаженнях	239
---	-----

5.3 Визначення напруження у гвинтових циліндричних пружинах вібраційних машин при зміщенні опорних торців	249
--	-----

5.4 Висновки	256
--------------------	-----

5.5 Список використаних джерел	257
--------------------------------------	-----

РОЗДІЛ 6 ПРОМИСЛОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ

ВІБРАЦІЙНО-СОРТУВАЛЬНИХ МАШИН З СІЯЧОЮ

ПОВЕРХНЕЮ УДАРНОЇ ДІЇ..... 260

6.1 Мета та задачі промислових досліджень, об'єкт досліджень.....	260
---	-----

6.2 Методика промислових досліджень	265
---	-----

6.3 Результати промислових досліджень	269
---	-----

6.4 Перспективні конструкції грохотів з сіячою поверхнею вібраційно-ударної дії	275
--	-----

6.5 Висновки	282
--------------------	-----

6.6 Список використаних джерел	283
--------------------------------------	-----

ВИСНОВКИ 286

Додаток А Блок-схема розрахунку динамічного стану системи.....	291
--	-----

Додаток Б Блок-схема опису процесу переміщення частинки матеріалу, що розсипається, по сіячій поверхні, вільно укладений в просторі підситника вібруючого коробу	292
--	-----

Додаток В Вивчення взаємовпливу динамічних параметрів коробу на інтенсивність протікання внутрішньосферних процесів при вібраційно-ударній дії.....	293
Додаток Г Вивчення впливу динамічних параметрів коробу вібраційно-ударної машини з невтримним зв'язком між коробом і ситом на її транспортну продуктивність	294
Додаток Д Вивчення впливу динамічних параметрів коробу вібраційно-ударної машини з невтримним зв'язком між коробом і ситом на коефіцієнт забиваності сіячої поверхні	295
Додаток Е Вивчення впливу динамічних параметрів коробу вібраційно-ударної машини з невтримним зв'язком між коробом і ситом на ефективність грохочення.....	296
Додаток Є Визначення параметрів елементів гумове-пружинного амортизатора стискання-зсуву з рівними жорсткостями для вібраційних машин.....	297
Додаток Ж Довідка про обсяги та результати впровадження обладнання в умовах аглодоменного виробництва ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг»	302
Додаток І Акт про використання АТ «Південний гірничо-збагачувальний комбінат» результатів дисертаційної роботи.....	303
Додаток К Акт про використання ТОВ «КВМШ плюс» результатів дисертаційної роботи.....	304
Додаток Л Технічне завдання на розробку грохоту ГСТ-61-МЗ	305
Додаток М Акт промислових стендових випробувань грохоту ГС-3,5×1	311
Додаток Н Акт промислових стендових випробувань грохоту ГСТ-61.МЗ	314
Додаток О Розрахунок очікуваного річного економічного ефекту від впровадження.....	317
Додаток П Акт про використання в навчальному процесі Навчально-наукового технологічного інституту	

Державного університету економіки і технологій результатів дисертаційної роботи.....	323
Додаток Р Список публікацій за темою дисертації та відомості про апробацію результатів дисертації.....	324

ВСТУП

Обґрунтування вибору теми дослідження. На сьогоднішній день металургійна галузь України перебуває у вкрай складному становищі. Обсяги виробництва у період воєнного стану знизилися більш ніж у п'ять разів порівняно з довоєнним рівнем. Однак із завершенням війни та перемогою України відкриються можливості для відродження національної промисловості, зокрема металургії. Одним із ключових напрямів відновлення галузі стане модернізація енергоємних переділів, що сприятиме зниженню собівартості готової продукції та підвищенню її конкурентоспроможності на світовому ринку.

Аналіз калькуляцій собівартості свідчить, що найбільш витратним на сьогодні є коксо-доменне виробництво. Ефективність цього переділу значною мірою залежить від якості підготовки шихтових матеріалів до процесів спікання та плавки. Основним методом підготовки металургійної шихти є її фракціонування за допомогою грохотів різних типів і конструкцій. Ці пристрої відрізняються за площею та конструктивними особливостями сита, динамічними параметрами, а також іншими характеристиками, що зумовлюють їх ефективність у конкретних технологічних процесах. Основним завданням зазначеного технологічного обладнання є зменшення вмісту некондиційної фракції в металургійній шихті. Для коксу така фракція становить — менше ніж 25 мм, а для залізовмісної частини (агломерат і окотиші) — менше 5 мм. Саме ефективне вилучення цих класів металургійної шихти має вирішальний вплив на енергоємність доменного виробництва.

Однак, забезпечення належного рівня ефективності грохочення за цими класами є складним завданням. На сьогодні ефективність розсіву на існуючих вібраційних грохотах не перевищує 50 %, що є недостатнім для задоволення вимог до якості підготовки шихти перед процесами спікання та плавки. Основною причиною зниження ефективності грохочення є захаращення та забиваність отворів сіячої поверхні важкопрохідними частинками, що зменшує її живий перетин та знижує якість класифікації матеріалу.

Це свідчить про необхідність впровадження нових технічних рішень, спрямованих на підвищення динамічної активності сіячих поверхонь, їх здатності до самоочищення та стабілізації гранулометричного складу оброблюваного матеріалу шляхом реалізації вібраційно-ударної дії. Ідеї та технічні рішення щодо створення динамічне-активних сіячих поверхонь розглядалися як вітчизняними, так і зарубіжними науковцями, проте переважна більшість із них була зосереджена на застосуванні їх в грохотах для рудних і будівельних матеріалів. У контексті обробки залізозмісної та паливної частини металургійної шихти ці дослідження залишаються недостатньо вивченими, часто мають випадковий характер і не мають наукового обґрунтування.

Таким чином, відповідно до викладеного, вирішення проблеми підвищення якості підготовки металургійних шихтових матеріалів до спікання і плавки на основі нових науково-обґрунтованих технічних рішень по створенню вібраційних грохотів з вібраційно-ударною дією їх сіячих поверхонь є актуальним і важливим на сьогодні завданням.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота пов'язана з напрямом наукової діяльності кафедри інжинірингу з галузевого машинобудування Навчально-наукового технологічного інституту Державного університету економіки і технологій, а саме розробкою та удосконаленням вібраційної техніки для підприємств гірничо-металургійного комплексу, що відповідає абзацу другому статті 2 Закону України «Про внесення змін до деяких законів України щодо пріоритетних напрямів розвитку науки і техніки та інноваційної діяльності», який стосується формуванню ефективного сектору наукових досліджень і науково-технічних розробок для забезпечення конкурентоспроможності вітчизняного виробництва і його сталого розвитку.

Окремі розділи даного дослідження виконано в рамках прикладних науково-дослідних тем, так частка розділів даної роботи входили до складу прикладних держбюджетних та інших науково-дослідних тем, а саме: № 0117U002346 «Розробка новітніх технологій використання техногенних відходів на основі заліза та марганцю для ресурсозаощадження та покращення екологічного стану Придні-

пров'я», виконувалась в Національній металургійній академії України; № 0120U101148 «Розроблення екологічно прийнятних технологій поводження з відходами гірничорудної та металургійної промисловості», виконувалась в Державній екологічній академії післядипломної освіти та управління; № 0124U004580 «Аналітичні дослідження стану сіячої поверхні в умовах вібраційно-ударної дії», виконувалась в Державному університеті економіки і технологій.

Мета і завдання дослідження. Метою роботи є розробка наукових основ створення вібраційних машин, що реалізують вібраційно-ударну дію на оброблюваний шар шихти, з урахуванням впливу конструктивних, кінематичних та динамічних параметрів їх робочого органу на технологічні показники, що забезпечують підвищення якості фракціонування металургійної шихти перед процесами спікання та плавкою.

Для досягнення поставленої мети, на підставі аналізу стану питання, необхідно вирішити наступні задачі:

- розробити математичну модель, що описує динамічний стан системи, де генератором вібраційно-ударних навантажень є сіяча поверхня, за рахунок невідтворюваного зв'язку між ситом і коробом, з урахуванням впливу технологічного навантаження та параметрів самосинхронізуючого інерційного приводу;
- використовуючи енергетичний метод аналізу встановити як геометричні розміри сіячої поверхні, вільно укладеної в просторі швелероподібного підситника впливають на її потенційну та кінетичну енергію при динамічне стійких лінійно направлених коливаннях коробу грохота;
- узагальнити результати проведених досліджень, на основі яких побудувати математичну модель процесу очищення сіячої поверхні, та виконати аналіз умов, що визначаються зусиллям, які діють на частинку матеріалу, її розмірами та граничною висотою їх підкидання, за яких унеможливується заклинювання в отворах сита;

- розробити математичну модель процесу руху частинок матеріалу, що розсіюється на сіячій поверхні, вільно укладеній у просторі швелероподібного підситника коробу грохота;
- експериментально дослідити процеси, що протікають в шарі шихти при грохоченні на машинах, що реалізують вібраційно-ударний режим;
- провести експериментальні дослідження та встановити залежність основних технологічних параметрів грохочення для вібраційно-ударних машин із вільно укладеною сіячою поверхнею від режимів коливань коробу грохота;
- дослідити стабілізацію механічної властивості металургійної шихти в процесі її грохочення на машинах, що реалізують вібраційно-ударний режим;
- на основі математичних моделей розробити методику розрахунку зношування вільно укладеної сіячої поверхні за умов дії на неї вібраційно-ударних навантажень;
- виконати аналітичні дослідження віброізолюючих опор, що працюють під дією вібраційно-ударних навантажень;
- провести промислові випробування грохотів, здатних реалізувати вібраційно-ударний режим за допомогою вільно укладеної сіячої поверхні, та встановити її вплив на основні показники грохочення металургійної шихти;
- виконати експериментальним шляхом перевірку достовірності отриманих результатів досліджень і визначити раціональні кінематичні і динамічні параметри вібраційно-ударних машин, які б відповідали необхідним технологічним вимогам ділянок підготовки шихти перед спіканням і плавкою;
- впровадити в навчальний процес отриманні теоретичні та експериментальні дані при викладанні фахових освітніх компонент підчас підготовки здобувачів освіти третього (освітньо-наукового) рівня вищої освіти за освітньо-науковою програмою «Машинобудування» спеціальності G11 Машинобудування (за спеціалізаціями) галузь знань G Інженерія, виробництво та будівництво.

Об'єкт дослідження. Вібраційні машини, що реалізують вібраційно-ударну дію під час фракціонування металургійної шихти перед процесами спікання та плавки.

Предмет дослідження. Конструктивні, кінематичні та динамічні параметри сіячої поверхні з невтримним зв'язком між ситом і коробом вібраційної машини та їх вплив на основні технологічні показники при відсіві некондиційної частини металургійної шихти перед спіканням і плавкою.

Методи дослідження. Для вирішення поставлених завдань було використано сучасний комплексний підхід до досліджень: для аналізу впливу якості підготовки шихтових матеріалів на металургійні процеси спікання та плавки з метою визначення наукової проблематики використовувались метод експертного оцінювання та Дельфі; теоретичні дослідження стану сіячої поверхні в умовах вібраційно-ударної дії здійснювалися на основі фундаментальних положень динаміки твердого тіла та теорії коливань динамічних систем; процесів самоочищення вільно укладеної сіячої поверхні та стабілізації гранулометричного складу металургійної шихти, що на ній розсівається, базувались на геометричному аналізі, механіки контактної взаємодії, теорії пружності, механіки руйнування та динаміки деформованих тіл; при розробці математичної моделі прогнозування зносу та оцінки строку експлуатації сіячої поверхні застосовувались основні методи теорії тертя та зношування; в експериментальній частині роботи застосовувались методи планування експерименту, стандартні засоби віброметрії та хронометражу; методи математичної статистики використані при обробці та аналізі результатів експериментальних та розрахунково-аналітичних досліджень. Достовірність отриманих результатів підтверджена як лабораторними, так і промисловими дослідженнями.

Наукова новизна отриманих результатів

1. Вперше встановлено, що сталість коливань сіячої поверхні вільно укладеної в просторі, утвореним швелероподібним підситником, досягається при відношенні розміру проміжку між нижньою та верхньою площинами підситника до максимальної амплітуди коливань її матеріальної точки меншим за одиницю, а при збільшенні частоти коливань коробу час етапу її несталого руху зменшується за

степеневим законом, що теоретично обґрунтовано на підставі розробленої математичної моделі, враховуючи конструктивні, кінематичні та динамічні параметри грохоту, а також геометричні характеристики, механічні властивості матеріалу самої сіячої поверхні, яка підтверджена експериментально-практичними дослідженнями.

2. Розвинені теоретичні уявлення щодо характеристик динамічних залежностей вільно укладеної сіячої поверхні вібраційного грохоту, встановлено, що при наближенні значень власної частоти її пружних коливань до вимушених, їх характер приймає квазігармонійний вид, а при збільшенні кута вібрації точок коробу від 40° до 50° середня амплітуда коливань матеріальної точки сіячої поверхні зменшується за поліноміальним законом другого порядку.

3. Вперше встановлено, що геометричні розміри сіячої поверхні є незалежним фактором, який впливає на потенційну та кінетичну енергії для обох форм деформації поступального і обертального рухів, а поворотне-обертальний є переважальним режимом її роботи при динамічне стійких лінійно направлених гармонійних коливаннях коробу.

4. Вперше отримано практично підтверджену аналітичну залежність, яка визначає розмір частинки матеріалу, більше якої заклинювання не відбувається, в залежності від апертури сіячої поверхні, її фізичних властивостей та виду матеріалу, що розсівається, на основі якої встановлено, що в отворі сита здатні заклинюватись частинки, розмір яких в $1...1,4$ рази більше розміру отвору, причому більше значення відповідає максимальному значенню коефіцієнта тертя.

5. Вперше отримані експериментально підтверджені теоретичні залежності, які визначають силу заклинювання частинки, а також граничну висоту її підкидання, більше якої не відбувається її заклинювання в отворі сита та з'ясовано, що в залежності від апертури сіячої поверхні її фізичних властивостей та матеріалу, який розсівається, мінімально необхідна висота підкидання частинки зі збільшенням коефіцієнту тертя зменшується, а сама залежність описується степеневою функцією.

6. Вперше теоретично обґрунтовано умови евакуації частинки матеріалу, що заклинилися, з отворів сіячої поверхні вільно укладених в просторі підситника вібруючого коробу з урахуванням фізичних властивостей матеріалу, що розсівається,

апертури сита, його конструктивних, кінематичних та динамічних параметрів, на підставі практично підтвердженої математичної моделі процесу очищення сіячої поверхні.

7. Вперше розроблено математичну модель, яка описує процес руху частинки матеріалу, що розсипається, по сіячій поверхні, вільно укладеній в просторі підситника вібруючого коробу, та встановлено, що зі збільшенням прискорення коливань коробу грохоту середня швидкість руху та її прискорення на початковому етапі, як і середня висота підкидання та період її вільного руху на другому етапі, збільшуються.

8. Теоретичне обґрунтовано та експериментально підтверджено, що необхідна ефективність процесу стабілізації гранулометричного складу агломерату та механічної міцності частинок надрешітного продукту фракцією 5...40 мм шляхом їх руйнування по концентраторах напруження на сіячій поверхні, вільно укладеній в просторі підситника вібруючого коробу, досягається за умови прискорення його коливань в межах від 32,9 до 47,3 м/с² при сталій амплітуді $A = 0,003$ м.

9. В розвиток теорії процесів грохочення експериментальним шляхом отримано залежності технологічних параметрів вібраційно-ударних машин із вільно укладеною сіячою поверхнею від режимів коливань коробу, встановлено інтенсифікацію кожного з досліджуваних режимів порівняно з традиційною конструкцією, у якій сито жорстко закріплене до коробу грохота.

10. В розвиток триботехніки розроблено математичну модель прогнозування зносу та оцінки ресурсу експлуатації сіячої поверхні, виготовленої з полімерного матеріалу, що функціонує в умовах металургійного виробництва.

Практичне значення отриманих результатів. Використання отриманих результатів дозволило:

– розробити методику розрахунку конструктивних, кінематичних та динамічних параметрів вібраційних машин із вільно укладеною сіячою поверхнею, розміщеною у просторі, утвореному її швелероподібним підситником;

- розробити методику розрахунку параметрів вібраційно-ударного режиму, необхідних для стабілізації гранулометричного складу металургійної шихти перед завантаженням її до доменної печі;
- визначити горизонтальну жорсткість пружинних елементів із витками круглого та прямокутного перерізів для вібраційних машин, що генерують вібраційно-ударні коливання;
- розробити методику розрахунку, яка дозволяє обґрунтовано вибирати гвинтові циліндричні пружини стискання для вібраційних машин з урахуванням зсуву їх опорних витків;
- запропонувати конструкцію та методику розрахунку гумове-пружного амортизатора стискання-зсуву з рівними жорсткостями, який забезпечує підвищену надійність та працездатність вібраційних машин, що працюють у режимі вібраційно-ударних навантажень;
- запропонувати нові технічні рішення, які дозволяють інтенсифікувати процес підготовки металургійних шихтових матеріалів фракціонуванням перед спіканням та плавкою.

Особистий внесок здобувача. Дисертація є самостійною роботою автора, яка базується на теоретичних та експериментальних дослідженнях, виконаних особисто дисертантом. Автор приймав безпосередню участь у визначенні завдань та мети роботи, у виконанні теоретичних та експериментальних досліджень та обробці результатів. Основні наукові положення, що отримані автором і опубліковані в статтях та доповідях, виконані дисертантом самостійно або в співавторстві. У роботах, виконаних у співавторстві, здобувачу належить наступне: розробка методу досліджень впливу гранулометричного складу вугільної шихти на енерговитрати дробарки, впливу конструктивних факторів на показники віброактивності та зносостійкості сіячої поверхні, планування лабораторних досліджень [1]; узагальнення інформації про конструкцію та досвід експлуатації вібраційних грохотів [2, 13, 24, 26]; розробка розділів: «Обладнання для дроблення, сушки та помелу добавок», «Обладнання для дозування компонентів шихти», «Обладнання для класифікації матеріалів за крупністю» [3]; розробка математичної моделі [4, 5, 9, 12, 17, 19, 20,

21, 30, 31, 32]; дослідження роботи грохоту з вільно укладеною сіячою поверхнею [6, 8]; формулювання основних положень застосування віброударного обладнання [7, 27]; розробка методики розрахунку гвинтових циліндричних пружин [10, 25]; розробка методики проведення лабораторних досліджень, обробка отриманих результатів [11, 14, 15, 22, 28]; аналіз та узагальнення інформації щодо напрямків вдосконалення вібраційних грохотів, розробка конструкції грохоту з вільно укладеною сіячою поверхнею [16]; реалізація методу експертного оцінювання, аналіз гранулометричного складу [18, 23, 29]; розробка удосконалених конструктивних рішень вібраційно-ударних грохотів [33, 34]; розробка конструкції [35]; розробка удосконалених конструктивних рішень вібраційних машин [36, 37, 38, 39].

Апробація матеріалів дисертації. Основні положення роботи викладені у формі доповідей на 10 науково-практичних конференціях, у тому числі на: XIII Міжнародній конференції «Стратегія якості в промисловості і освіті» (Технічний університет, Варна, Болгарія, 2017); Всеукраїнській науково-технічній конференції «Механіка машин — основна складова прикладної механіки», яка присвячена 110-річчю з дня народження чл.-кор. АН України, проф., д.т.н. Кожевнікова С. М. (НМетАУ, Дніпро, Україна, 2017); XIV Міжнародній конференції «Стратегія якості в промисловості і освіті» (Технічний університет, Варна, Болгарія, 2018); Міжнародній науково-технічній конференції «Надійність і динаміка важких машин», яка присвячена 80-річчю академіка НАН України Большакова В. І. (НМетАУ, Дніпро, Україна, 2018); Всеукраїнській науково-технічній конференції «Потураївські читання», яка присвячена 99-й річниці з дня народження академіка НАН України Потураєва В.П. (Дніпровська політехніка, Дніпро, України, 2021); V Міжнародному науковому конгресі «Society of ambient intelligence 2022» (ДУЕТ, Кривий Ріг, Україна, 2022); VI Міжнародному науковому конгресі «Society of ambient intelligence 2023» (ДУЕТ, Кривий Ріг, Україна, 2023); VII Міжнародному науковому конгресі «Society of ambient intelligence 2024» (ДУЕТ, Кривий Ріг, Україна, 2024); XVIII Міжнародній конференції «Стратегія якості в промисловості і освіті» (Технічний університет, Варна, Болгарія, 2024); VII Міжнародній конференції «Інноваційні технології в науці та освіті. Європейський досвід» (Аалто, Гельсінкі, Фінляндія, 2024).

Публікації. За темою дисертаційної роботи опубліковано 39 наукових робіт, у тому числі: 3 монографії; 6 публікацій, що входять до міжнародної науково-метричної бази Scopus; 13 статей у спеціальних наукових фахових виданнях, рекомендованих МОН України; 10 тез та матеріалів доповідей на наукових конференціях; 7 патентів України на корисну модель.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається із вступу, 6 розділів, висновків, списку використаних джерел і додатку. Робота має загальний обсяг 330 сторінки, містить додатків на 39 сторінках, 106 ілюстрацій, 8 таблиць. Список використаних джерел складається з 330 найменувань.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ. МЕТА ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Стан металургійної галузі

Однією з умов модернізації виробництва, впровадження венчурних технологій, обґрунтованості виконання прикладних наукових досліджень, є інвестиційна привабливість галузі, яка може оцінюватися коефіцієнтом еластичності її розвитку відносно промисловості країни за показниками індексу виробництва [1, 2], наведених Держстатом України [3]

$$E_{\text{гал}} = I_{\text{гал}}/I_{\text{пр}} \quad (1.1)$$

де $I_{\text{гал}}$ – темп приросту галузі;

$I_{\text{пр}}$ – темп приросту промисловості.

Вивчення динаміки зміни коефіцієнту еластичності розвитку металургійної галузі відносно промисловості країни за останні десять років (див. рис. 1.1) дозволив встановити, що при спаді знижується її розвиток з тими ж темпами, що і промислове виробництво (2011/17 роки), а при її відновленні різко набирає темп розвитку (2019/20 роки).

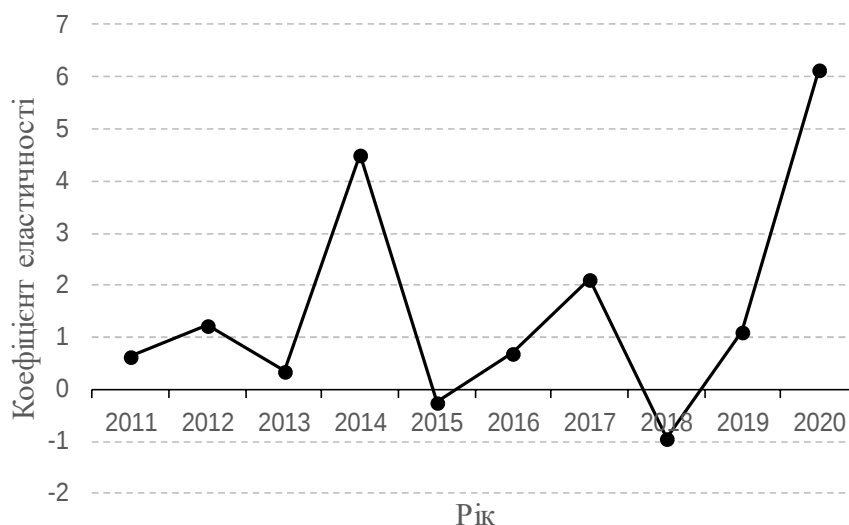


Рисунок 1.1 – Динаміка коефіцієнту еластичності розвитку металургійної галузі

Отже, металургійне виробництво є рушійною силою економіки України, перетворювачем структури переробної промисловості та перспективною для інвестицій, оскільки з її ростом галузь буде зростати ще більш високими темпами, що дозволяє інвестору за короткий час досягти точку беззбитковості.

Використовуючи дані World Steel Association [4] був проведений аналіз виробництва чорних металів в Україні за останні десять років (див. рис. 1.2), за результатами котрого на протязі 2011/15 років спостерігається стрімке зниження виробництва сталі й чавуну на 35 % та 24,5 % відповідно. Незначне збільшення виробництва було в 2016 році, але з компенсуючим і надалі прогресуючим падінням виробництва у наступному році. З 2017 року помітна стабілізація обсягів виробництва чавуну і сталі, які практично дорівнюють один одному, залишаючись основними переділами металургійної галузі України.

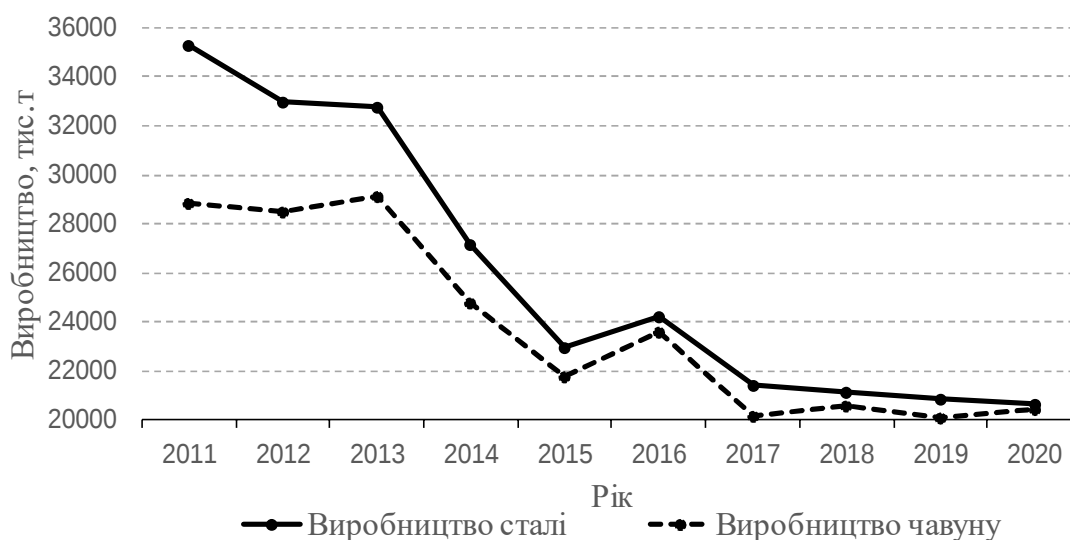


Рисунок 1.2 – Виробництво чорних металів в Україні

Зростання ціни за тону сталевих арматур на світовому ринку (рис. 1.3) в третьому кварталі 2021 року склало 26 %, що свідчить про стрімке зростання попиту на сталь в ЄС, в середньому на 8,8 %, викликане частковою зупинкою потужностей, що склало 5 % від загальної потужності ЄС, в наслідок COVID-19, зростання попиту у Об'єднаних Арабських Еміратах – на 35 %, Саудівської Аравії – на 18 % та Єгипті – на 24 %. Висока ціна стимулює виробників ЄС масово запускати

потужності, що простоюють, так у 2021 році планувалось запустити п'ять доменних печей загальною продуктивністю 11 млн. т, двох електросталеплавильних печей продуктивністю 2,5 млн. т. [6]



Рисунок 1.3 – Динаміка цін на арматурну сталь [5]

Разом з зростанням попиту спостерігається повільне відновлення економік у ряді регіонів, для яких Україна є імпортером прокатної продукції, так за даними World Bank [7] у 2021 зростання ВВП у державах Єврозони складе 3,6 %, США – 3,5 %, Китай – 7,9 %, MENA – 2,1 %.

Отже, сплеск попиту на сталь є тимчасовим і скоректується у відповідності з більш слабкою динамікою зростання ВВП, таким чином, зростання прибутку за рахунок збільшення обсягів виробництва сумнівне.

Зважаючи на вище викладене можна зробити висновок, що на даний час світова металургія знаходиться в стані так званій «Нової нормальності», котра не передбачає ні які крупні події здатні спровокувати стале зростання споживання металургійної продукції, а в цілому і галузі. В даних умовах розвиток промисловості можливий за рахунок впровадження новітніх технологій для оптимізації та зменшення операційних витрат. [8]

Враховуючи динаміку цін для промислового виробництва України на електроенергію (рис. 1.4) та природний газ (рис. 1.5) за даними [9, 10], які є ключовими складовими калькуляції собівартості металургійної продукції, встановлено, що за останні шість років темп їх росту склав в середньому 4,2 та 0,8 % відповідно, таким чином, зниження споживання цих ресурсів дозволяє суттєво знизити операційні витрати.

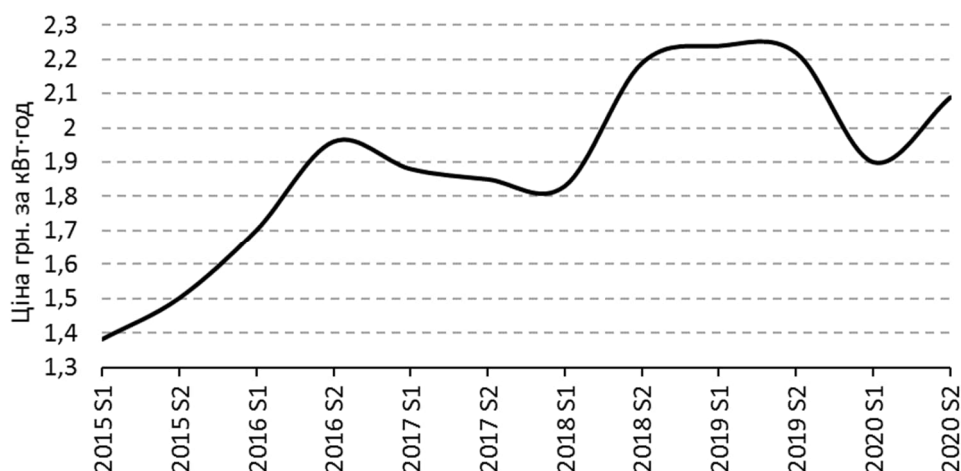


Рисунок 1.4 – Динаміка цін на електроенергію для не побутових споживачів

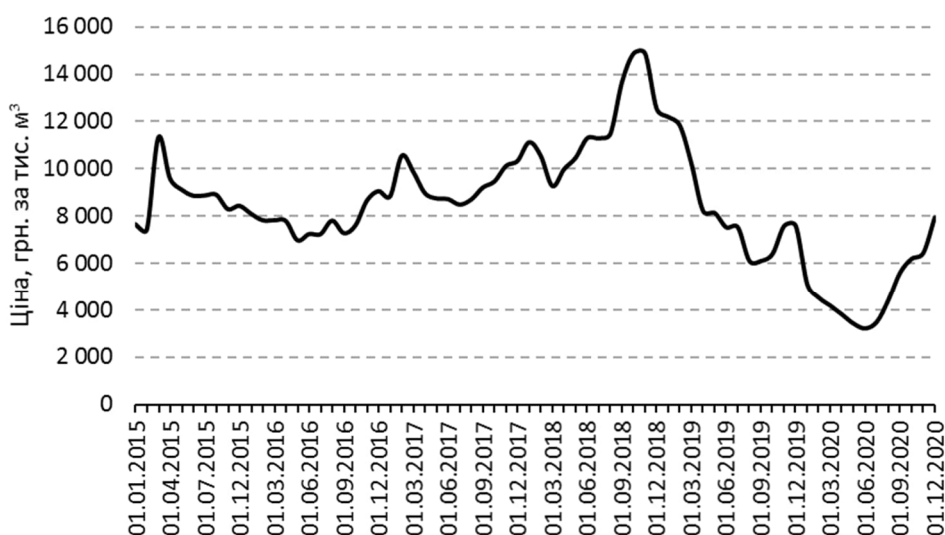


Рисунок 1.5 – Динаміка цін на природний газ для не побутових споживачів

Аналіз калькуляцій собівартості готової продукції за металургійними переділами дозволив встановити, що найбільше енергоспоживання за переділами металургійної галузі має коксо-доменне, тому виникає необхідність у виконанні аналізу

факторів, що впливають на енергоємність саме цих ділянок з подальшим визначенням науково-обґрунтованих рекомендацій щодо вдосконалення їх технологічних трактів, застосуванням необхідного обладнання.

1.2 Аналіз окремих особливостей впливу процесів підготовки шихтових матеріалів на коксохімічне та доменне виробництва

Енергоємність виробництва коксу пов'язана в першу чергу з етапами підготовки вугільної шихти до коксування, де використовуються енергоємні технологічні операції, такі як подрібнення вугільної шихти.

При підготовці вугільної шихти до коксування на заводах України переважно використовують технологічні схеми ДШ (дроблення шихти) і ГДК (групове дроблення компонентів). Головна відмінність використовуваних схем полягає у тому, що схема ДШ потребує меншу кількість дробарок, через те, що продуктивність відділення дроблення за схемою ГДК обирається з умови того щоб вона була не нижча ніж продуктивність вуглеприйма, що значно більше продуктивності тракту вуглеподавання до коксової батареї, де розташоване відділення дроблення за схемою ДШ. Крім того, за схемою ГДК потрібне встановлення змішувального обладнання, бо за схемою ДШ змішування шихти виконується підчас її дроблення в молоткових дробарках. В табл. 1.1 наведені основні проектні питомі показники використовуваних схем дроблення шихти. [11]

Таблиця 1.1 – Питомі показники схем дроблення

Найменування питомого показника	Схема дроблення			
	ДШ		ГДК	
	проектні	фактичні	проектні	фактичні
Питома продуктивність, т/(г·м ²)	18,4	2,3	23,2	3
Питомі витрати електроенергії, (кВт·г)/т	1,8	14,3	1,7	13
Питома металоємність комплексу обладнання, т/(г·т)	15,6	2	19,4	2,4

Зважаючи на змінність та погіршення сировинної бази, був проведений аналіз гранулометричного складу вугільних концентратів, які надходять на переробку, за останні сімнадцять років рис. 1.6.

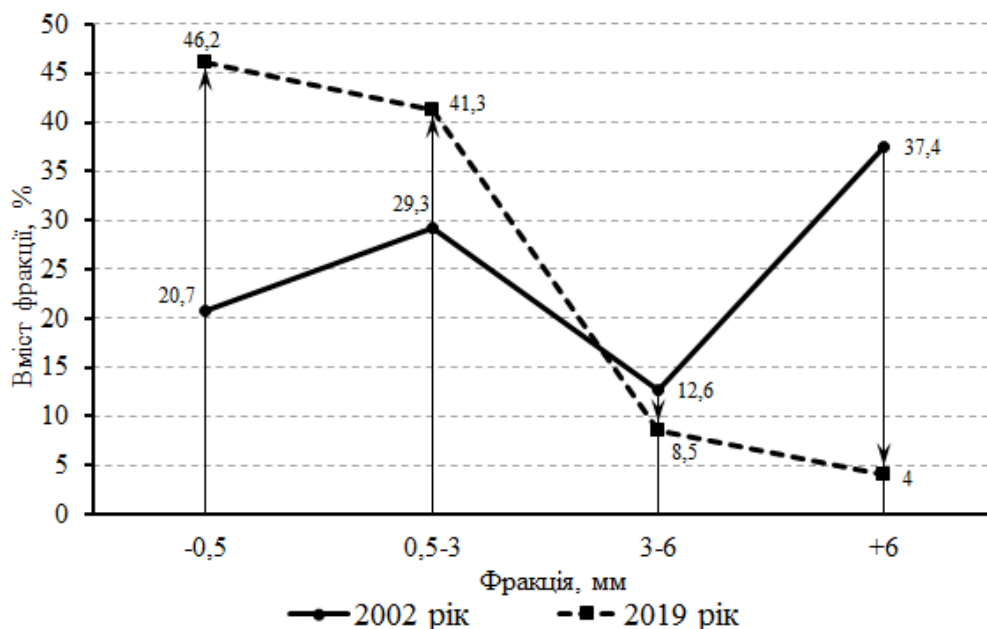
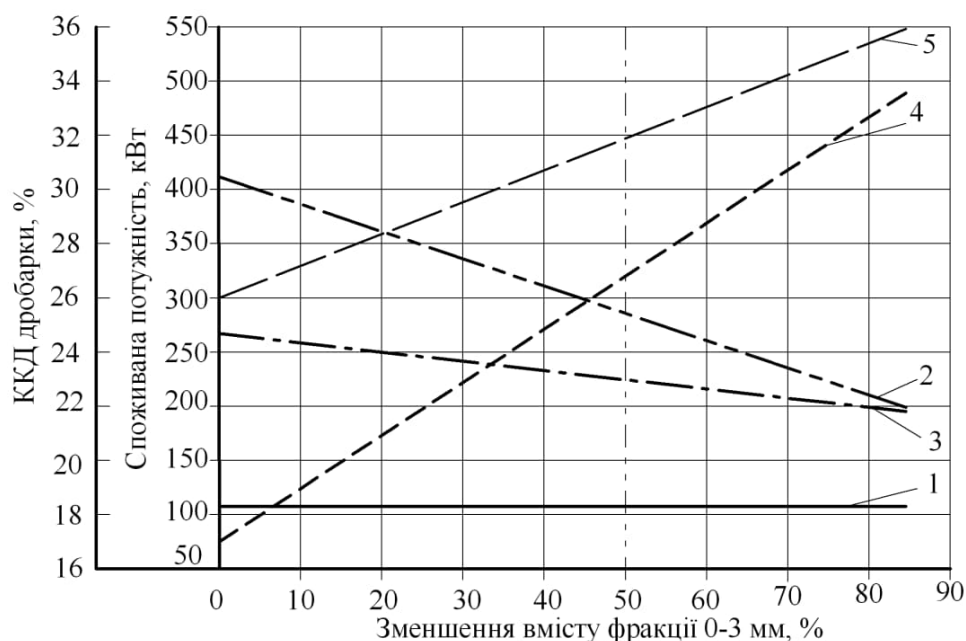


Рисунок 1.6 – Змінність усередненого гранулометричного складу вугільних концентратів

З отриманих графіків видно, що вміст фракцій +6 та 6-3 мм зменшився на 33 та 4 % відповідно, таким чином, вхідна шихта містить фракції, які потребують дроблення (+6; 6-3 мм), лише 12,5 %. Оскільки використовувані технологічні лінії не передбачають відсівання готового класу, валовий потік вугільного концентрату надходить до дробарок, які фактично виконують роль змішувачів, що в край не ефективно, як з точки зору якості отриманої суміші — ступінь змішування за показниками її якості в середньому становить 75 %, що не відповідає оптимальному значенню [12], так і питомих показників (див. табл. 1.1), в наслідок чого коефіцієнт корисної дії (ККД) використовуваних дробарок не перевищує 15...18 %. Ряд технологічних схем, з метою зменшення споживання електроенергії, передбачають використання молоткових дробарок без колосникових решіток [13, 14], що дозволяє збільшити ККД дробарки до 25...27 %.

Крім цього, дроблення шихти зазначеного гранулометричного складу призводить до її переподрібнення та нарощування класу 0-0,5 мм, який погіршує фізико-механічні властивості одержуваного коксу [15].

Вивчення впливу вмісту фракції 0-3 мм на споживану потужність і ККД молоткової дробарки в умовах вуглепідготовчого цеху коксохімічного виробництва ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг» (рис. 1.7) дозволило встановити, що ККД дробарки для використовуваного марочного та відповідно гранулометричного складу вугільної шихти складає не більше 15 %, зменшення вмісту фракцій 0-3 мм у шихті, що надходить на дроблення, призводить до зниження енерговитрат в молотковій дробарці та зростанню її ККД.



1 – потужність холостого ходу дробарки; 2 – експериментальна споживана потужність дробарки з колосниковою решіткою; 3 – експериментальна споживана потужність дробарки без колосникової решітки; 4 – ККД молоткової дробарки з колосниковою решіткою; 5 – ККД молоткової дробарки без колосникової решітки

Рисунок 1.7 – Залежність споживаної потужності та ККД молоткової дробарки від зменшення вмісту фракції 0-3 мм у вугільній шихті вологістю $W = 11,2 \%$

Так, в результаті зменшення вмісту готового класу 0-3 мм перед дробленням на 51 % енерговитрати в молотковій дробарці з колосниковою решіткою знизилися на 37 % (з 412 до 260 кВт), а без колосникової решітки — на 19 % (з 267 до 216 кВт), ККД дробарки збільшився на 10 % з колосниковою решіткою і на 6 % без неї.

Таким чином, запровадження відсіву готового класу 0-3 мм з вугільної шихти перед дробленням призведе до істотного зниження енерговитрат молоткової дробарки, як з колосниковою решіткою, так і без неї. Але при використанні стандартних конструкцій грохотів, ефективність грохочення котрих становить 50 % по готовому класу 0-3 мм, не вдасться підвищити ККД дробарки більш ніж на 32 %, що є достатньо низьким показником для обладнання та вказує на необхідність використання іншого типорозміру молоткової реверсивної дробарки. [16]

Вивчення ринкової номенклатури типорозмірів молоткових реверсивних дробарок, які використовуються для дроблення вугілля різних марок перед коксуванням (рис. 1.8) [17-19], показав, що економічно обґрунтоване зниження споживання електроенергії можливо досягнути лише при забезпеченні продуктивності за надRESHITним продуктом не більше ніж 250 т/г, що за умови продуктивності технологічної лінії у 700 т/г та існуючого гранулометричного складу вугільної шихти, потребує використання грохотів з ефективністю розсіву не менше ніж 80 %.

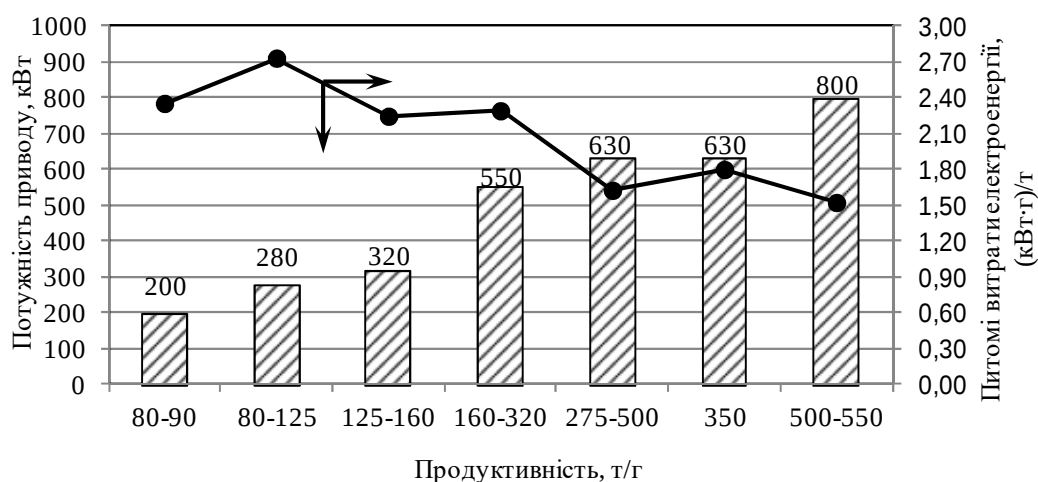


Рисунок 1.8 – Потужність приводу реверсивної молоткової дробарки та середні питомі витрати електроенергії в залежності від її продуктивності

Забезпечення зазначеної вище ефективності грохочення на існуючих конструкціях вітчизняних і закордонних грохотах в умовах обмеженої виробничої площі, а також забивання сіячої поверхні початковим вугільним концентратом з вологістю в середньому 10...12 % в результаті його налипання, є важкоздійснюваною для них задачею.

Виявлення факторів, що впливають на енергоємність доменного виробництва виконувалось використовуючи метод експертного оцінювання [20].

На першому етапі виконувалось формування експертної групи у кількості десяти осіб, в роботі котрої прийняли участь співробітники ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг», Криворізького національного університету, Навчально-наукового технологічного інституту Державного університету економіки і технологій, ПрАТ «Дніпровський металургійний завод», Національної металургійної академії України, Інституту чорної металургії ім. З. І. Некрасова НАНУ, Приазовського державного технічного університету, Маріупольського металургійного комбінату ім. Ілліча, Азовсталь.

На другому етапі за методикою [21] виконувалось визначення компетентності експертів. Оцінка виконувалась за наступними характеристиками:

- рівень кваліфікації експерта в доменному виробництві;
- рівень теоретичної підготовки;
- практичний досвід роботи;
- широта кругозору.

Перераховані характеристики оцінювались за десятибальною шкалою керівниками вищої ланки. Після чого визначався показник, що характеризує об'єктивну оцінку компетентності експерта за формулою

$$h_{sj}^0 = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n K_{ji} \quad (1.2)$$

де n – кількість характеристик, $n = 4$;

K_{ij} – оцінка j -го експерта за i -характеристикою.

Оскільки значення вагового коефіцієнта, що оцінює компетентність j -го експерта, можна інтерпретувати як вірогідність видачі експертом достовірної оцінки, то зважаючи на результати наведені у табл. 1.2 можна стверджувати, що вірогідність помилкової оцінки групою експертів не буде перевищувати 30 %, що є допустимою похибкою.

На третьому етапі використовуючи метод Дельфі [22] виконувалось формування експертами переліку факторів, що впливають на енергоємність доменного виробництва. Кожному експертові розсилалась тема опитування — «Визначення факторів і оцінка їх впливу на енергоємність доменного виробництва», та пропонувалось сформуванню власний перелік. Початковий перелік був сформований на підставі обрання факторів, що найчастіше зустрічались, також були додатково включені фактори отримані на підставі обробки апріорних даних, отриманих на базі оброблення літературних джерел [23-34]. Далі перелік повторно розсилався експертам, які повинні були оцінити представлений список, і висловити свою думку з приводу його повноти і оптимальності. При цьому обчислювався коефіцієнт конкордації, і якщо в результаті виходила неузгодженість думок експертів — перелік переглядався повторно до тих пір, поки вона не з'явилась.

Після декількох турів підсумковий перелік складався з:

- вмісту заліза (у шихті без коксу, флюсу), X_1 ;
- вмісту фракції <5 мм у залізovмісній частині шихти, X_2 ;
- вмісту золи в коксі, X_3 ;
- міцності коксу за показником M_{25} , X_4 ;
- гарячої міцності коксу CSR, X_5 ;
- стираності коксу за показником M_{10} , X_6 ;
- вмісту фракції +80 мм в коксі, X_7 ;
- температури дуття, X_8 ;
- вмісту фракції <5 мм у коксі X_9 .

На четвертому етапі експерти виконували оцінку ступеня впливу зміни факторів на енергоємність доменного виробництва за десятибальною шкалою. Дані опитування збирались в експертній карті та оброблювались статистичними

методами [35, 36], після чого експерти ознайомлювались з отриманими результатами з проханням скорегувати карту на свій розсуд, але враховуючи думку залученого експертного середовища. Після корегування, отримані данні знову оброблювались статистичними методами та ранжувались у порядку зменшення впливу на енергоємність доменного виробництва (табл. 1.3).

Оскільки, в оцінці i -го експерта є фактори які мають однаковий ранг, визначався показник групи зв'язаних рангів

$$\gamma_{ki} = t_{ki}^3 - t_{ki} \quad (1.4)$$

де t_{ki} – кількість однакових рангів в k -й групі зв'язаних рангів для i -го експерта;

k – індекс групи зв'язаних рангів по ранжуванню, $k = 1 \dots K_i$;

K_i – кількість груп зв'язаних рангів в i -му ранжуванні (для i -го експерта).

Ступінь узгодженості думок експертів з урахуванням зв'язаних рангів оцінювалась за допомоги коефіцієнта конкордації

$$W = \frac{12 \cdot \sum_{j=1}^N \left(\sum_{i=1}^M a_{ij} - \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N \sum_{i=1}^M a_{ij} \right)^2}{M^2 \cdot (N^3 - N) - M \cdot \sum_{i=1}^M \sum_{k=1}^{K_i} \gamma_{ki}} \quad (1.5)$$

де j – індекс номеру за порядком фактору, $j = 1 \dots N$;

N – кількість факторів;

i – індекс номеру за порядком експерта, $i = 1 \dots M$;

M – кількість експертів;

a_{ij} – ранг j -го фактору, визначений i -м експертом.

Оскільки величина коефіцієнта конкордації (див. табл. 1.3) суттєво відрізняється від нуля, можна вважати, що між думкою експертів є суттєвий зв'язок.

Таблиця 1.3 – Матриця рангів

Фактор	Оцінка експерта										Сума рангів	Квадрат відхилення
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10		
X_9	9	10	9	8	9	8	8	9	9	8	87	1936
X_6	7	8	8	7	8	6	6	8	7	6	71	784
X_2	6	3	5	4	5	6	3	6	4	5	47	16
X_3	4	3	5	6	4	5	5	4	3	5	44	1
X_1	3	3	4	2	5	3	4	5	3	2	34	81
X_5	2	2	3	4	5	4	3	2	3	3	31	144
X_8	2	3	2	4	3	4	3	3	3	4	31	144
X_4	3	2	2	3	4	3	2	4	2	3	28	225
X_7	1	1	1	2	2	1	2	2	1	2	15	784
γ_{ki}	$\gamma_{11} = 2$ $\gamma_{21} = 2$	$\gamma_{12} = 2$ $\gamma_{22} = 4$	$\gamma_{13} = 2$ $\gamma_{23} = 2$	$\gamma_{14} = 2$ $\gamma_{24} = 3$	$\gamma_{15} = 2$ $\gamma_{25} = 3$	$\gamma_{16} = 2$ $\gamma_{26} = 2$ $\gamma_{36} = 2$	$\gamma_{17} = 2$ $\gamma_{27} = 3$	$\gamma_{18} = 2$ $\gamma_{28} = 2$	$\gamma_{19} = 4$	$\gamma_{110} = 2$ $\gamma_{210} = 2$ $\gamma_{310} = 2$	–	–
Коефіцієнт конкордації											0,64	
Критерій χ^2											51,5	

Оцінка значності коефіцієнта конкордації виконувалась за критерієм χ^2

$$\chi^2 = \frac{12 \cdot \sum_{j=1}^N \left(\sum_{i=1}^M a_{ij} - \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N \sum_{i=1}^M a_{ij} \right)^2 \cdot (N-1)}{M \cdot N \cdot (N+1) \cdot (N-1) - \sum_{i=1}^M \sum_{k=1}^{K_i} \gamma_{ki}}, \quad (1.6)$$

котрий порівнювався з табличним значенням χ^2_{τ} , обраним при числі ступеня свободи $f = N - 1$ та рівні значності $\alpha = 5\%$

Оскільки умова

$$\chi^2_{(\alpha=5\%, f=9)} = 16,92 < \chi^2=51,5 \quad (1.7)$$

виконується, то з 95 % довірчою вірогідністю можна стверджувати, що ступінь узгодженості думок експертів щодо оцінки впливу факторів на енергоемність доменного виробництва не викликає сумніву.

Таким чином, за результатами обробки експертних даних методом апріорного ранжування факторів можна зробити наступні висновки, найбільш істотний вплив на енергоемність доменного виробництва чинить вміст некондиційної фракції (<25 мм) у коксі та (<5 мм) залізовмісній частині шихти. [37]

Аналіз хімічного складу агломерату та коксу за межними фракціями (рис. 1.9, 1.10) дозволив встановити, що зі зменшенням розміру фракції вміст шкідливих елементів, таких як сірка для агломерату та зольність і волога для коксу зростають. [38]

Також при вдосконаленні технологічних трактів доменного виробництва необхідно звернути увагу на підготовчі процеси пов'язані з розділом шихти за крупністю та виконати аналіз формування гранулометричного складу шихтового матеріалу на тракті його подачі в доменну піч, нового вібраційного обладнання для відсіву некондиційних шихтових матеріалів.

Оскільки велику частину доменної шихти складає агломерат і кокс, які є штучним матеріалом, отриманим методом спікання, вони є основними джерелами утворення «дрібних» фракцій. Це пов'язано з:

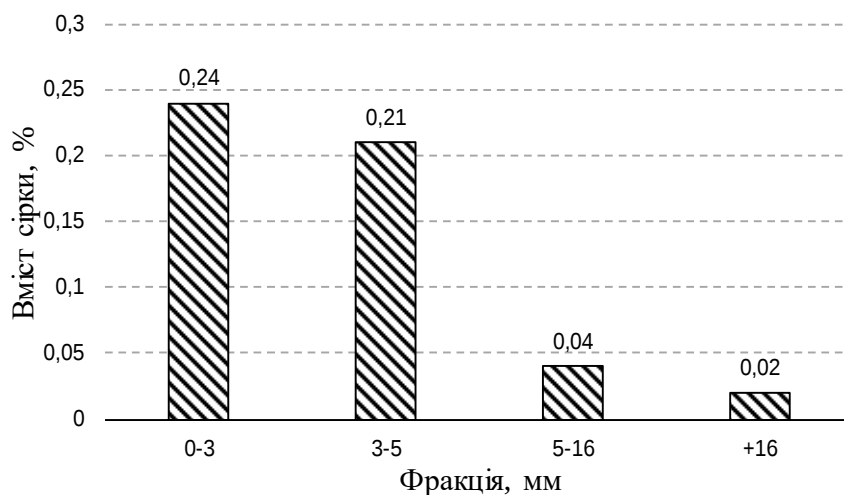


Рисунок 1.9 – Вміст сірки в агломераті за фракціями

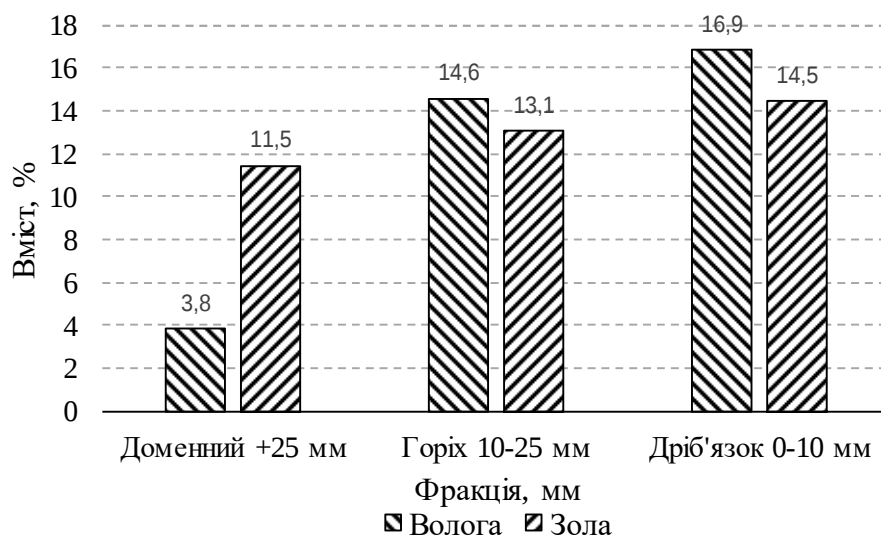
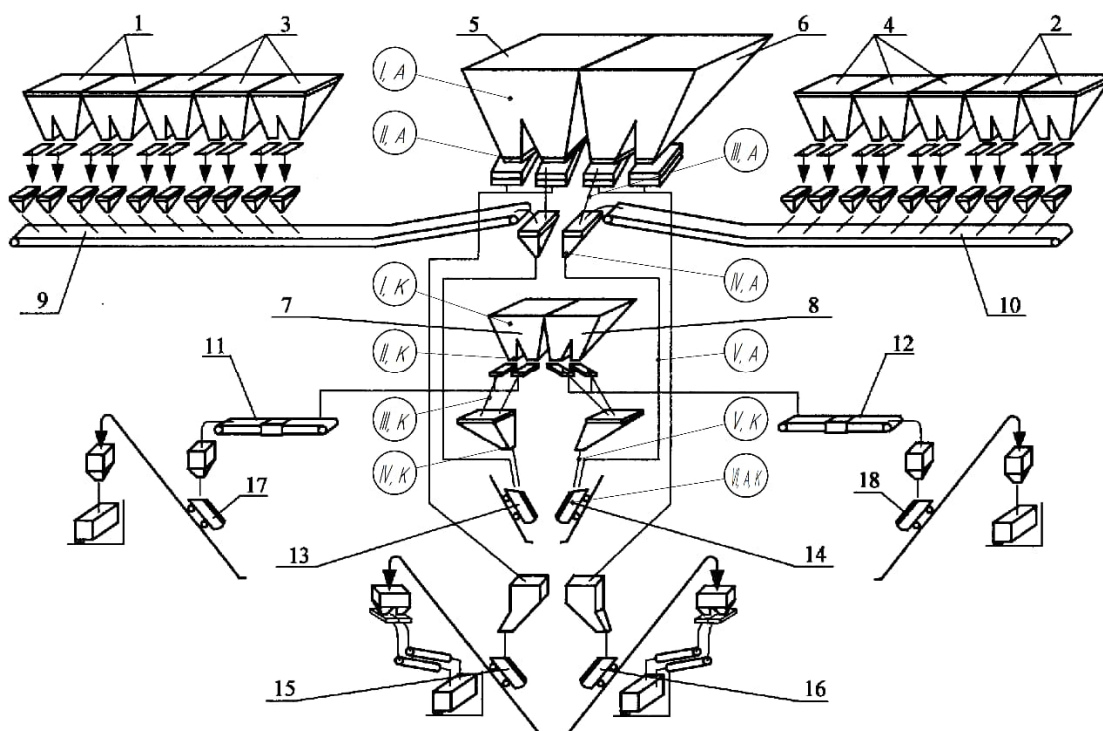


Рисунок 1.10 – Вміст води та золи в коксі за фракціями

- неправильною рубчастою формою, рихлою та абразивною поверхнею часток, які складаються з великої кількості порових каналів, окрім цього, агломерату властива фізична і хімічна неоднорідність;
- особливістю технології отримання, а саме процесом охолодження спеків методом мокрого або сухого гасіння — для коксу, або просмокуванням через шар заздалегідь зруйнованого пирога холодного повітря — для агломерату, при цьому градієнт температур на межі «спек-охолоджуюче середовище» досягає 875 °С, а швидкість охолодження коливається від 8...12 °С/хв у агломерату, до 50...60 °С/хв у коксу. [39]

Такий технологічний процес отримання даної сировини створює передумови для виникнення в шматках залишкової термічної напруги, сконцентрованої, переважно, в місцях утворення дефектів (тріщин, неоднорідностей) і в зонах максимальних значень градієнтів температур при охолодженні, тобто на поверхні окремих шматків.

Оцінка впливу напруженого стану часток на гранулометричний склад агломерату і коксу при його переміщенні по тракту шихтоподачі доменної печі виконувалася шляхом відбору проб в контрольних точках тракту шихтоподачі (рис. 1.11) з подальшим розсіванням по межному класу, який для агломерату і коксу складає -5 мм та -25 мм, відповідно.



1, 2 - канал подання окотишів; 3, 4 - канал подання добавок; 5, 6 - канал подання і грохочення агломерату; 7,8 - канал подання і грохочення коксу; 9, 10 - конвеєр стрічковий добавок і окотишів; 11, 12 - конвеєр дріб'язку коксу; 13, 14 - скіп підйому шихти на колошник доменної печі; 15, 16 - скіп дріб'язку агломерату; 17, 18 - скіп дріб'язку коксу

Рисунок 1.11 – Точки відбору проб агломерату (А) і коксу (К) на тракті шихтоподачі з центральними бункерами

На підставі отриманих результатів були побудовані діаграми, що характеризують вміст в масиві агломерату і коксу некондиційних фракцій (рис. 1.12).

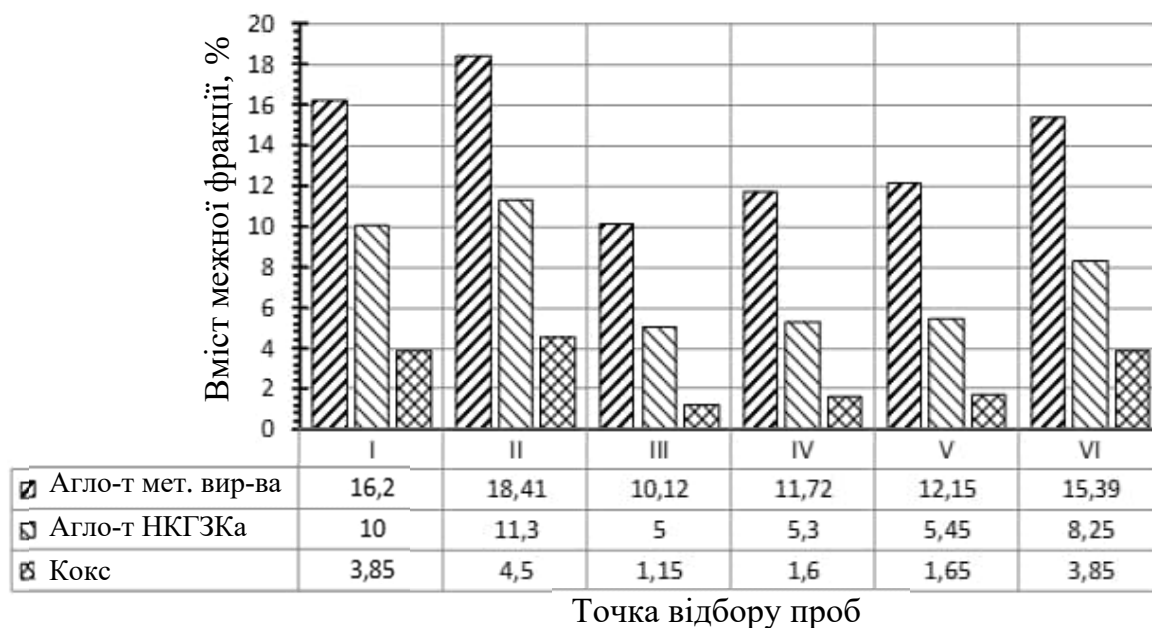
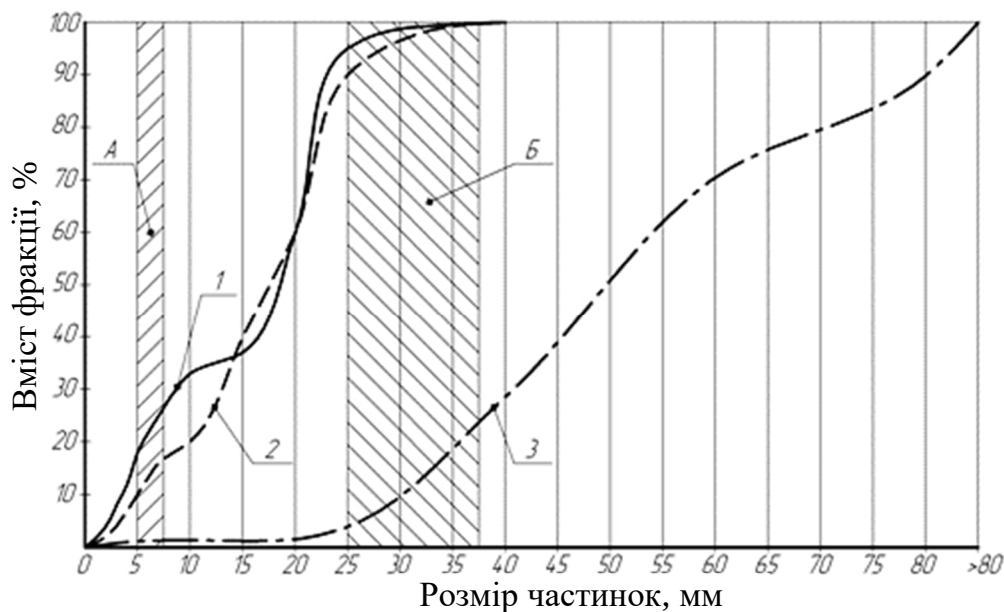


Рисунок 1.12 – Вміст межної фракції в масиві агломерату і коксу в точках відбору проб

З аналізу рис. 1.12 витікає, що в процесі транспортування агломерату і коксу по тракту шихтоподачі відбувається постійне нарощування в об'ємі шихти вмісту некондиційних фракцій, за рахунок дроблення частини шматків на перевантаженнях після грохоту, внаслідок чого вміст некондиційних фракцій в скіповій шихті залишається високим. Ефективність грохочення не перевищує 50 % для агломерату і 65 % для коксу, що не дозволяє забезпечити технологічні вимоги, що пред'являються до якості підготовки металургійної шихти перед плавкою.

Для визначення причин низької ефективності грохочення виконувалося розсіювання початкового матеріалу (точка відбору проб II, див. рис. 1.11) з подальшим аналізом отриманих даних шляхом побудови інтегральних характеристик розподілу розмірів часток початкового матеріалу (рис. 1.13).



1 - агломерат фабрики металургійного виробництва; 2 - агломерат НКГЗКа; 3-кокс;
 А – «трудні» зерна агломерату; Б - «трудні» зерна коксу

Рисунок 1.13 – Інтегральний розподіл розмірів часток початкового матеріалу

З аналізу отриманих інтегральних розподілів розмірів часток було встановлено, що в початковій залізовмісній частині шихти (агломераті) і паливної (коксі) міститься відповідно до 6,84...8,59 % і 19,88 % «трудних» зерен, розміри яких близькі до розміру апертури сит, у зв'язку з чим, вірогідність їх проходження через отвори сіячої поверхні наближається до нуля, що призводить до її забивання і як наслідок, низькій ефективності грохочення.

Таким чином, в процесі транспортування залізовмісної та паливної частин металургійної шихти по тракту шихтоподачі відбувається постійне нарощування некондиційних фракцій, виділення яких на існуючих грохотах повністю не вирішує задачу зниження вмісту дріб'язку в скіповій шихті, оскільки агломерат і кокс є важкогрохотимим матеріалом з великим числом часток, що забивають. В цьому випадку необхідно знайти технічні рішення, які б дозволили збільшити ефективність грохочення з урахуванням зменшення забивання сіячої поверхні грохотів, а також

одночасно з цим вирішити питання стабілізації гранулометричного складу шихти, яка подається на колошник доменної печі. [40]

1.3 Аналіз конструктивних, динамічних і технологічних показників вібраційних машин, що використовуються в гірничо-металургійній галузі

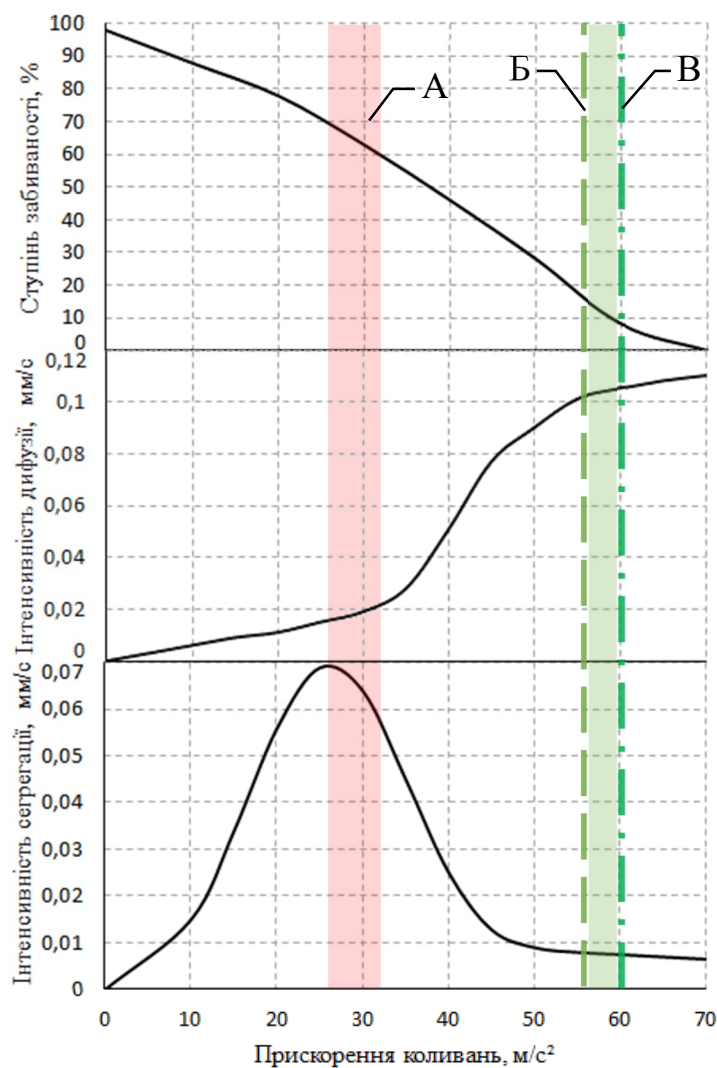
Найбільш поширеними грохотами, що використовуються в гірничо-металургійній галузі для видалення дріб'язку, є центромасні машини з дебалансними вібробудниками, працюючі в зарезонансній області. Такі машини відрізняються простотою конструкції, гарною віброізоляцією, досить високою стабільністю робочого режиму. Проте інтенсивність дії робочого органу на матеріал у таких грохотів невисока і розподілена по стадіях випадковим чином. Також випадковим чином, незалежно від властивостей матеріалу, що розсівається, прийняті кінематичні параметри робочого органу. У табл. 1.4 наведені основні конструктивні та динамічні параметри, а також технологічні показники найбільш поширених грохотів. [41-46]

З даних, наведених у табл. 1.4 випливає, що часта коливань змінюється від 73 до 96 с^{-1} ; амплітуда коливань – від 3 до 6 мм; кут вібрації – від 30° до 50° ; кут нахилу сит – від 0° до 18° ; питома продуктивність – від 40 до 60 $\text{т/год} \cdot \text{м}^2$; питома металоємність – від 400 до 3600 кг/м^2 ; питома потужність – від 2 до 7,2 кВт/м^2 .

Аналіз інтенсивності внутрішньосферних процесів [47] та ступеня забиваності сіячої поверхні [48] від прискорень коливань (рис.1.14), які становлять від 26 до 32 м/с^2 , показує, що шлях доставки дрібних фракцій на контакт з ситом визначається, переважно, інтенсивністю процесу сегрегації, а ступінь його забиваності становить від 58 до 70 %. Таким чином, ефективність грохочення залишається надто низькою — від 28 до 50 %, це не задовольняє сучасні вимоги щодо підготовки шихтових матеріалів до спікання та плавки, оскільки, за результатами науково-дослідної роботи [49], доведено, що суттєве зростання технологічних показників доменних печей може бути досягнуто, якщо вона становитиме не менше 70...75 %.

Таблиця 1.4 – Основні конструктивні, динамічні та технологічні характеристики шихтових грохотів

Найменування параметру	Модель грохоту								
	182А-Гр	ГИТ-41А	168-Гр	234-Гр	ГСТ-62	ГИСТ-62	Schenck	Sandvik	Metso
Продуктивність, т/год	120	200	450	600	600	600	1500	550	400
Довжина сіячої поверхні, м	1,6	2,3	5	6	5	5	8,34	6	4,5
Ширина сіячої поверхні, м	1,3	1,5	2	2,5	2	2	4	1,8	1,8
Кут нахилу сит, град	14	15	2	0	6	8	15	6	18
Частота коливань, с ⁻¹	96	78	80	78	73	73	73	73	78
Амплітуда коливань, мм	3	5	5	4,5	5	6	5	5	4,5
Форма коливань	Направ.	Направ.	Направ.	Направ.	Направ.	Направ.	Направ.	Направ.	Направ.
Кут вібрації, град	45	45	45	30	40	50	45	45	45
Маса, кг	2540	3800	4000	11480	14070	9800	120000	4700	6800
Потужність приводу, кВт	9	15	24	45	51	72	180	22	22
Прискорення м/с ²	27,6	30,4	32,0	27,4	26,6	32,0	26,6	26,6	27,4
Питома продуктивність т/год·м ²	57,7	58,0	45,0	40,0	60,0	60,0	45,0	50,9	49,4
Питома металоємність кг/м ²	1221,2	1101,4	400,0	765,3	1407,0	980,0	3597,1	435,2	839,5
Питома потужність кВт/м ²	4,3	4,3	2,4	3,0	5,1	7,2	5,4	2,0	2,7



А - діапазон прискорень коливань використовуваних грохотів;

Б - прискорення коливань грохоту, що забезпечує не забивання отворів сіючої поверхні при межному класі розсіву 5 мм;

В - прискорення коливань грохоту, що забезпечує стабілізацію шару агломерату

Рисунок 1.14 – Залежність інтенсивності внутрішньосарових процесів та ступеня забиваності від прискорення коливань

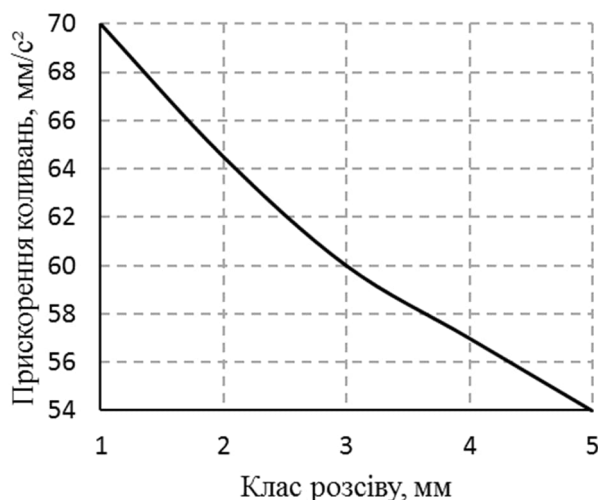


Рисунок 1.15 – Залежність величини прискорень, що забезпечують незабиваність отворів сіячої поверхні від класу розсіву агломерату

Такий показник можливо досягнути у випадку зменшення забиваності отворів сіячої поверхні, якщо надати їй достатньо велике прискорення, яке, наприклад, становить для фракції агломерату 5 мм – 54 м/с² (див. рис. 1.15) [47]. Окрім забиваності сіячих поверхонь грохотів суттєво на ефективність підготовки шихтових матеріалів до плавки впливає їх стабілізація по гранулометричному складу та міцності.

Так, наприклад, стабілізація гранулометричного складу та механічної міцності агломерату здійснюється за рахунок часткового його руйнування під впливом механічних навантажень, що виникають при обробці спеченого шару шихти [50]. Проведені дослідження механізму руйнування [51-56] дозволили встановити, що для стабілізації шару агломерату без часткового руйнування найбільш міцних фракцій необхідно забезпечити механічну обробку з енергією навантаження на агломерат в 45...50 Дж/кг на протязі 2...3 хвилин з подальшим зниженням цієї величини по ходу механічної обробки. Механічна обробка з такою енергетикою в першу чергу спрямована на руйнування в шарі агломерату фракцій +40 мм. Проведений гранулометричний аналіз агломерату показав, що для технологічних ліній агломераційних фабрик, в яких передбачено подрібнення пирога агломерату в шокових

або роторних дробарках (рис. 1.13), клас +40 мм в готовому агломераті відсутній, на відміну від інших технологічних ліній, де даний клас присутній у кількості 13...22 % [54].

Для досягнення вище зазначеного діапазону енергії навантаження на шар агломерату при продуктивності шихтових грохотів від 120 до 600 т/год необхідно забезпечити режим роботи вібраційної машини, при якому прискорення коливань становитиме 1784 м/с^2 , а амплітуда коливань 293 мм, що практично реалізувати не можливо. Тому, при використанні агломерату, який включає фракцію +40 мм доцільно застосування багатоситного грохоту з метою виділення цієї фракції на одній з дек для подальшого дроблення.

Як показує аналіз формування гранулометричного складу шихтового матеріалу на тракті його подачі в доменну піч [40], стабілізація агломерату в першу чергу повинна полягати в його руйнуванні по чисельним тріщинках, утворених в шлакових зв'язках або зонах засклення, які є наслідком порушення режиму охолодження, при зусиллі навантаження в $0,1...1 \text{ Н}$ [56] на сіючій поверхні грохоту. Дані зусилля досягаються за рахунок впливу динамічних навантажень на шар агломерату, що відповідає вібраційному прискоренню $60,8 \text{ м/с}^2$, враховуючи продуктивність грохотів та гранулометричний склад шихти. При таких прискореннях з аналізу залежності, яка наведена на (рис. 1.14), видно, що в межах від 54 до 61 м/с^2 , при доставці дрібних фракцій на контакт з сіячою поверхнею визначальним є процес дифузії, інтенсивність якого залежить від вертикальної складової коливань, (саме вони сприяють самоочищенню отворів сит), внаслідок чого ступінь забиваності знижується і знаходиться в діапазоні від 8 до 15 %, а ефективність грохочення зростає до 78...85 %.

Однак, реалізація таких прискорень можлива при коефіцієнті режиму роботи вібраційної машини $5,5g...6,2g$, що значно перевищує рекомендоване значення в $1,5g...3,5g$ при проектуванні вібротранспортних установок [57], бо такі високодинамічні режими призводять до значного зниження надійності обладнання, росту їх метало- та енергоємності.

Тому, зважаючи на це, треба знайти шляхи підвищення ефективності роботи вібраційних грохотів, які застосовуються для переробки шихтових матеріалів без

зниження їх надійності, але з підвищеною динамічною активністю сіячої поверхні, здатної до самоочищення та ударно-імпульсної дії на оброблюваний матеріал.

Розглянемо основні напрямки (див. рис. 1.16) вдосконалення конструкцій вібраційних грохотів, які дозволяють суттєво інтенсифікувати процеси грохочення матеріалів. [58]



Рисунок 1.16 – Напрямки вдосконалення конструкції вібраційних грохотів

Так для інтенсифікації процесу грохочення матеріалів, що важко грохочуться, фірмами IFE System AB, Action Equipment Company, Eurogomma запропоновані грохоти з рухливими сіячими поверхнями. До цього типу відносяться грохоти з активною сіячою поверхнею «Flip-Flow», котра представляє собою еластичні поліуретанові перфоровані мати з чарунками шириною, яка дорівнює межної фракції, закріпленими на поперечних балках (рис. 1.17). Непарні поперечні балки жорстко прикріплені до коробу грохота, а парні до спеціальної рами, котра пов'язана з коробом через гумові пружні елементи, здійснює коливальний рух відносно коробу, котрий збуджується силою інерції, що виникає внаслідок основних коливань грохоту, таким чином, парні балки можуть рухатися відносно непарних. Рух поперечних балок однієї відносно другої викликає періодичні розтягування й стискування елементів сіячої поверхні, внаслідок цього вона здійснює хвилеподібний рух, повідомляючи

частинкам матеріалу, що розсівається, прискорення до 50g. Як наслідок, запобігається забиваність чарунок сіячої поверхні, досягається висока ефективність грохочення та питома продуктивність грохоту на рівні 6 т/(м²·год) площі грохоту при його продуктивності 40 т/год. [59-62]

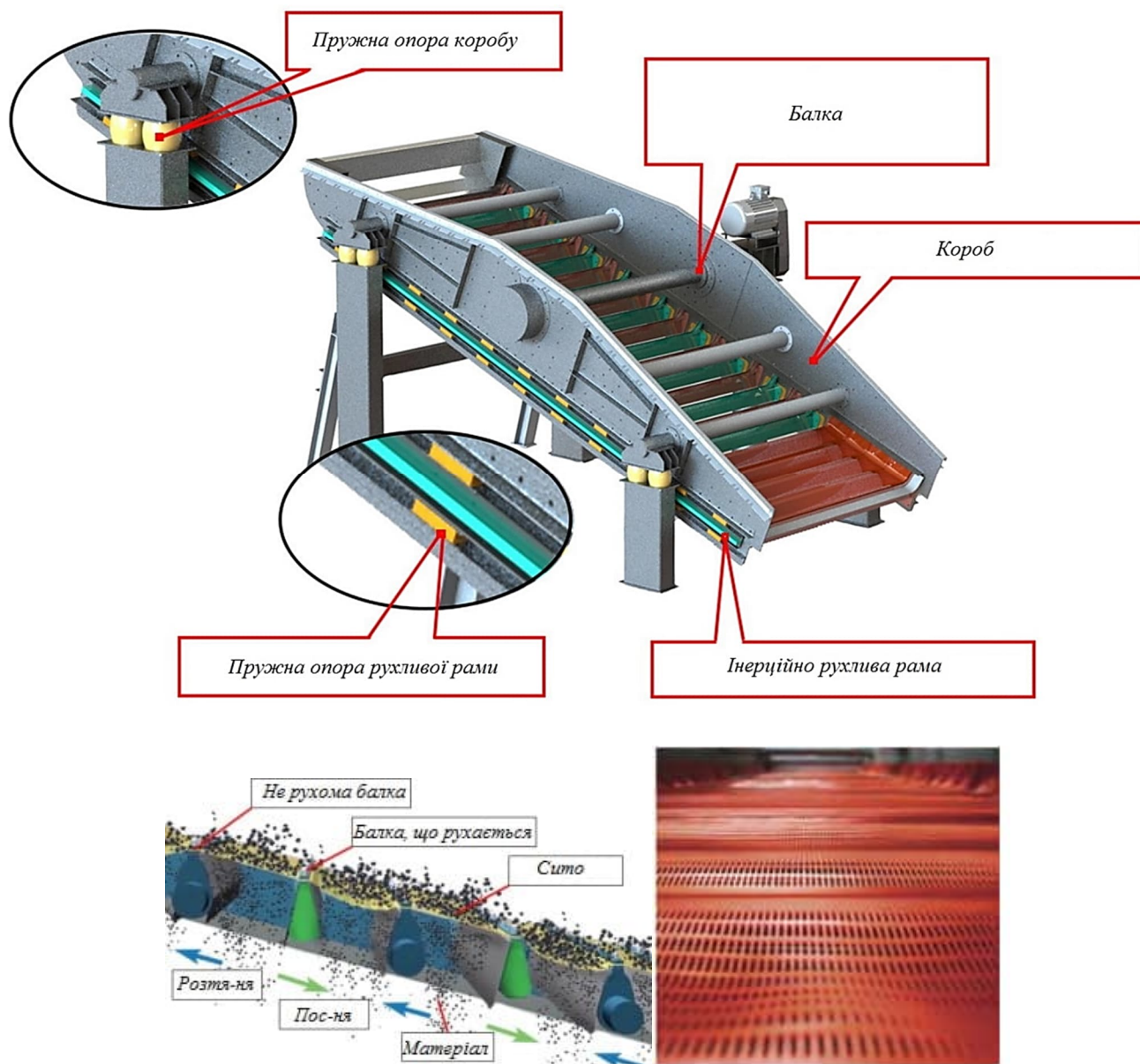


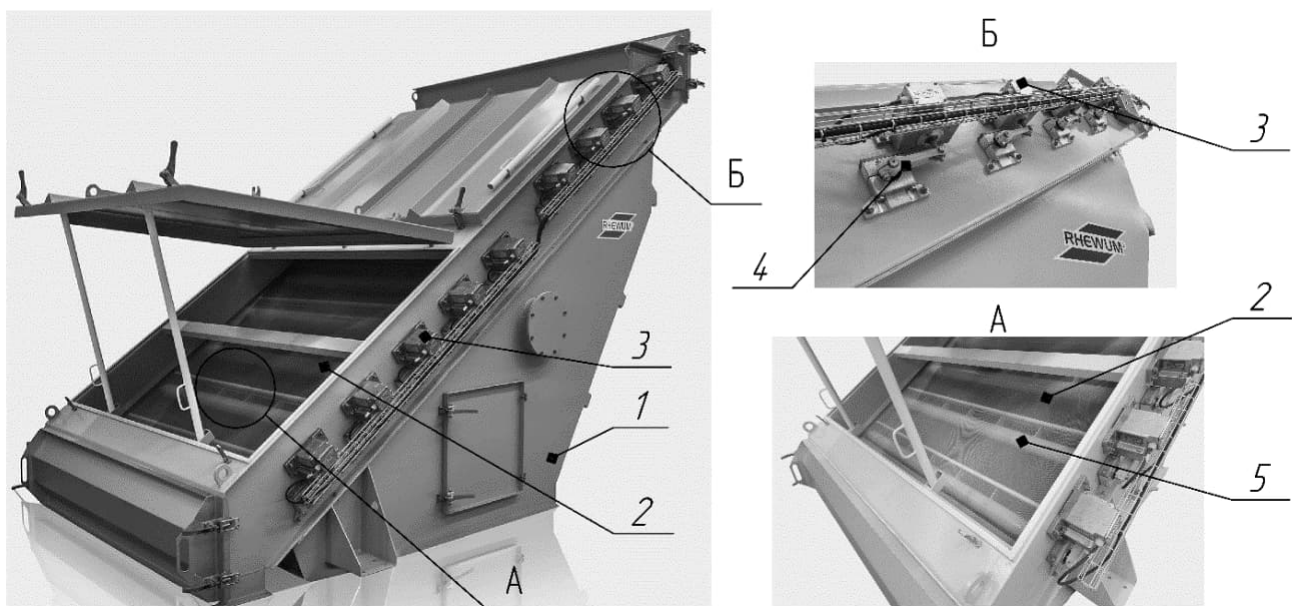
Рисунок 1.17 – Грохот типу «Flip-Flow»

Широке застосування грохотів такого типу в металургійному виробництві обмежується тим, що зважаючи на необхідну високу продуктивність грохотів (див. табл. 1.4), враховуючи велику насипну щільність матеріалу, його питома вага на сіячій поверхні складатиме 58 т/(м²·год) це призводить до необхідності

використання, з умов міцності, матів з значною площею поперечного перетину, що підвищує їх жорсткість та унеможливорює забезпечення хвилеподібного руху.

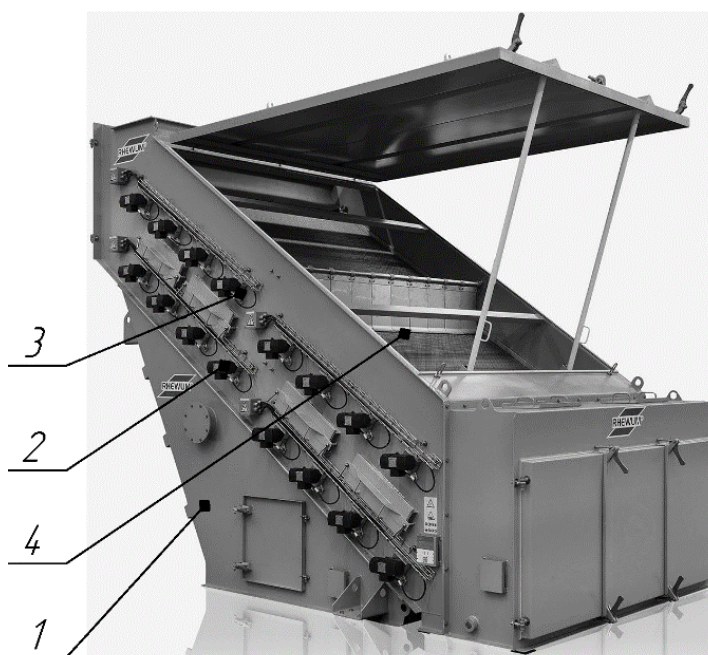
Значне поширення отримали грохоти з резонуючими сіячими поверхнями, представленими стрічково-струнними, колосниковими, сітчастими, гумо-металевими ситами [59-64]. Їх використання дозволяє за рахунок збільшення амплітуди коливань сита, в порівнянні з амплітудою коливань короба, поліпшити доставку дрібних фракцій на контакт з ситом, а також знизити забиваність сіячої поверхні. Проте трудомісткість налаштування елементів сит в резонансний режим роботи, а також нестійка робота в цьому режимі, в наслідок зносу поверхні сит або послаблення натягнення, що зменшує частоту власних коливань, призводить до зниження ефективності грохочення такою сіячою поверхнею.

Для збільшення прискорень, що передаються матеріалу, який просівається, та підвищення ефективності очищення сіячих поверхонь, фірмою Rhewum запропоновані три основні конструкції грохоту з безпосереднім збудженням сіячої поверхні [69]. Тип RHEsono призначений для розсіву дрібних та середніх фракцій (рис. 1.18), який складається з нерухомого коробу 1, на котрому закріплені сітчасті сита 2 та електромагнітні збудники 3, які через систему важелів 4 сполучені з рейками-підбитчиками 5. Під впливом високочастотних коливань рейок-підбитчиків 5 матеріал, що розсівається, підкидається на сітці під прямим кутом і самостійно переміщається під нахилом сита 2. Тип RHEmoto (рис. 1.19) відрізняється тим, що на нерухомому коробі 1 встановлені дебалансні двигуни 2, які передають високочастотні коливання по вібровісях 3 безпосередньо на сіячу поверхню 4. Завдяки високому прискоренню можливий точний поділ та використання даного типу машин навіть під час роботи з липкими матеріалами. Для класифікації матеріалу, що важко просівається, пропонується конструкція грохоту типу RHEsonox (рис. 1.20), який поєднує направлені коливання коробу 1, завдяки двох встановлених мотор-вібраторів 2, та безпосереднє збудження сіячої поверхні рейками-підбитчиками, які приводяться в рух через систему важелів 3, з'єднаних з електромагнітними збудниками 4.



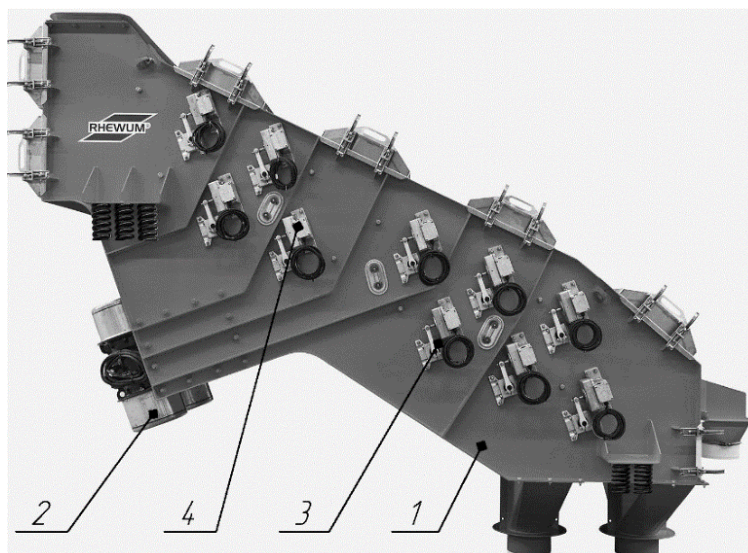
1-короб; 2-сито; 3-електромагнітний збудник; 4-система важелів;
5-рейка-підбитчик

Рисунок 1.18 – Грохот Rheum тип RHEsono



1-короб; 2-дебалансний двигун; 3-вібровісь; 4-сіяча поверхня

Рисунок 1.19 – Грохот Rheum тип RHEmoto



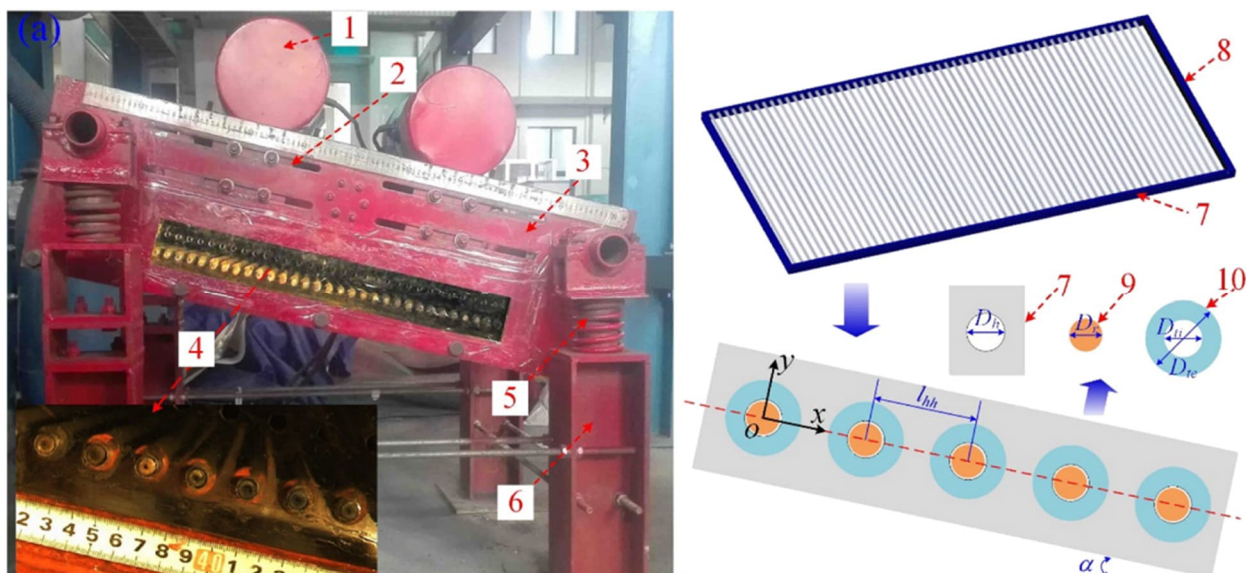
1-короб; 2-мотор-вібратор; 3-система важелів; 4-електромагнітний збудник

Рисунок 1.20 – Грохот Rheum тип RHEsonox

Також відома конструкція грохоту в якому підбитчик є елементом сіячої поверхні (рис. 1.21). Грохот включає короб 3, на якому встановлена підвібраторна плита 2 з двома мотор-вібраторами 1 та жорстко-пружна композитна сіяча поверхня 4. Короб спирається на раму 6 через пружні елементи 5. Сіяча поверхня складається з зовнішньої пружної трубки 10, в порожнині котрої з зазором 2 мм встановлений внутрішній жорсткий стрижень 9, який вільно переміщається у поперечній площині. В свою чергу зовнішня трубка встановлена в отвори бокової панелі 7 з зазором 6 мм, що дає їй змогу теж вільно переміщуватись у поперечній площині. [70]

Використання таких грохотів в умовах металургійного виробництва стримується малим напрацюванням на відмову сіячих поверхонь. Підвищення їх надійності можливе за рахунок збільшення поперечного перерізу сіячої поверхні, що значно збільшить її жорсткість і, як наслідок, призведе до втрати позитивного ефекту від ударного збудження.

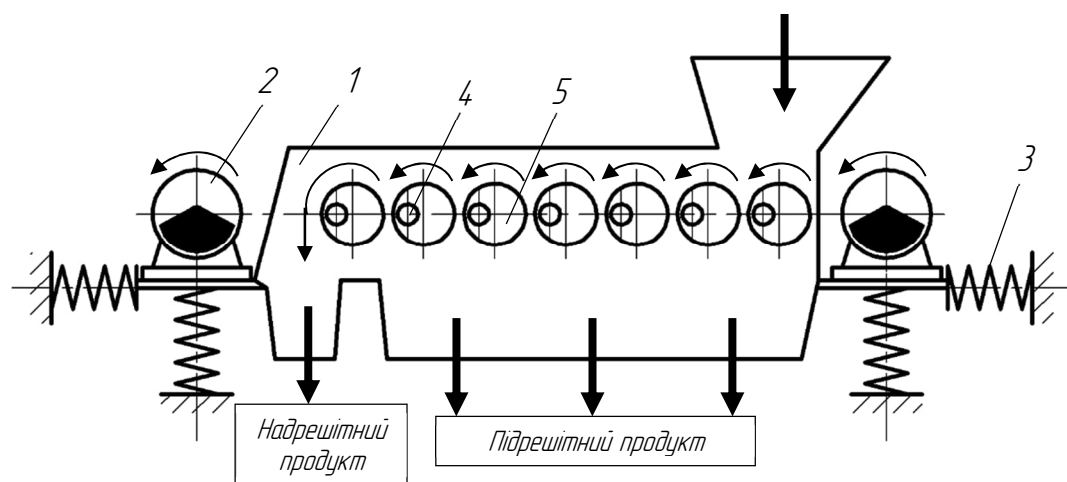
Одним з перспективних напрямів є використання валкових вібраційних класифікаторів, які мають високу питому продуктивність, є динамічне врівноваженою механічною системою, що не вимагає спеціальних фундаментів і віброізоляції, мають низький рівень виробничого шуму [71, 72].



1-мотор-вібратор; 2-підвібраторна плита; 3-короб; 4-сіяча поверхня; 5-пружний елемент; 6-рама; 7-бокова панель; 8-стяжна; 9-внутрішній жорсткий стрижень; 10-зовнішня пружна трубка

Рисунок 1.21 – Грохот з динамічне активною сіячою поверхнею

В Інституті геотехнічної механіки ім. М. С. Полякова НАН України запропонована конструкція валкового класифікатора [73], який складається з рами (рис. 1.22), на яку за допомогою пружних елементів 3 встановлено корпус 1, вібро-збуджувачів 2, валків 5, на яких встановлені дебаланси 4, завантажувального пристрою і розвантажувальних пристроїв для надрешітного та підрешітного продуктів.



1-корпус; 2-віброзбуджувач; 3-пружні елементи; 4-дебаланси; 5-валки

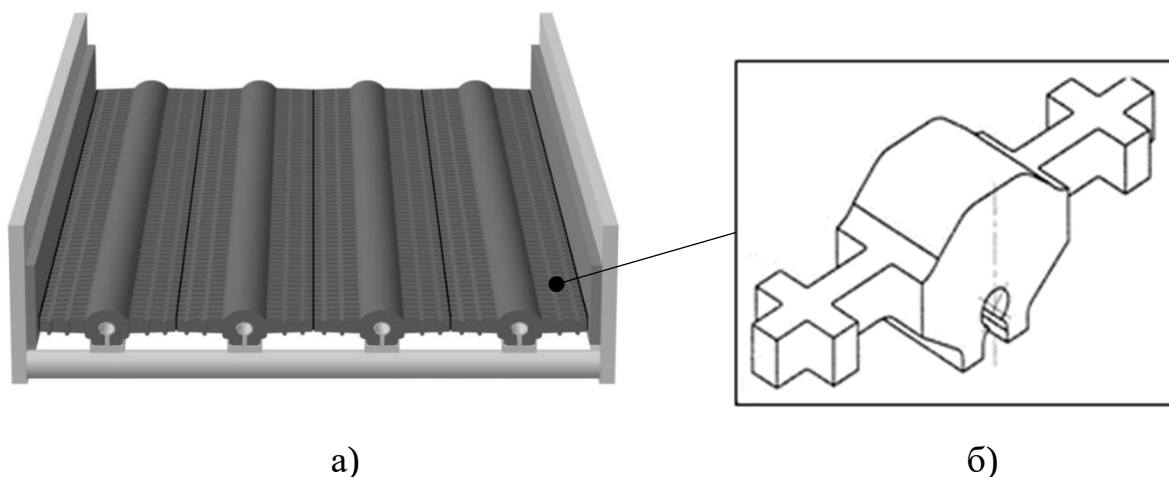
Рисунок 1.22 – Валковий класифікатор

Валковий класифікатор працює таким чином. Матеріал за допомогою завантажувального пристрою подається на сіячу поверхню, утворену валками 5, де за рахунок передачі валкам дебалансами 4 інерційної сили обертів віброзбуджувача 2 відбувається його переміщення і класифікація.

Використання такого типу грохотів не ефективно для розсіву високоабразивних матеріалів з великою насипною щільністю (в умовах металургійного виробництва наприклад агломерату), це викликає виникнення значної сили тертя на контакт валків з транспортуючим шаром матеріалу, що призводить до дисипації значного відсотку від сили інерції, утвореної мотор-вібраторами, на її подолання. Збільшення сили інерції, за умови мінімізації зростання потужності приводу, можливо лише за рахунок збільшення маси дебалансів валків, що додасть ваги конструкції, а відповідно, і маси дебалансів мотор-вібраторів, це збільшить їх потужність та витрати електроенергії.

На підставі проведеного аналізу, вивчення досвіду експлуатації різних типів шихтових вібраційних грохотів, практичних відомостей про фактичну працездатність їх сіячих поверхонь [74] було встановлено, що найбільш перспективним напрямом подальшого підвищення інтенсифікації процесу грохочення є розробка і застосування спеціальних конструкцій сіячих поверхонь зі зносостійких полімерних матеріалів, які відрізняються підвищеною динамічною активністю, здатністю до самоочищення та неоднорідної дії на оброблюване середовище.

В Національній металургійній академії України (НМетАУ) була запропонована конструкція динамічне активної колосниково-картової самоочистної поверхні — колосникове сито [75, 76], яке складається з закріплених на подовжніх балках короба грохоту знімних пружних елементів, що мають криволінійне зігнуту робочу поверхню змінної товщини, консольні полиці якої формують динамічне активну поверхню сита (рис. 1.23) та в області робочих частот грохоту від 12,5 до 16 Гц рухаються по траєкторіях зі змінними в часі фокальними параметрами і кутами розташування осей так, що огинаючи цих траєкторій представляють овали Касині, що разом з додатковою генерацією амплітудної складової в горизонтальному і вертикальному напрямі дозволяє виконувати самоочищення сіячої поверхні.

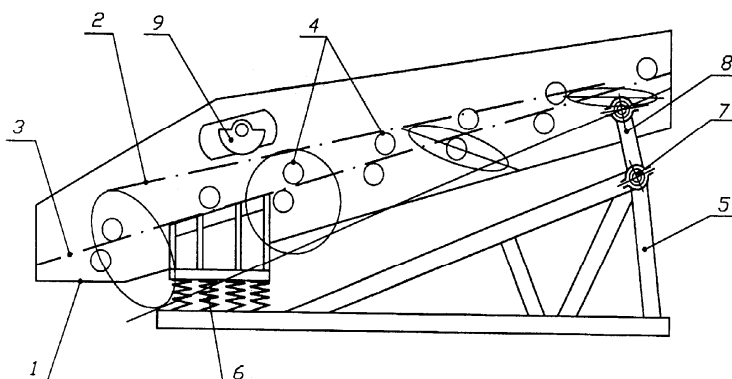


а - загальний вигляд; б - знімний пружний елемент

Рисунок 1.23 – Колосникове сито

Данна конструкція сіячих поверхонь може використовуватись в технологічних процесах де відсутні вимоги до закрупнення підрешітного продукту та використовуються малоабразивні матеріали з насипною щільністю до $0,7 \text{ т/м}^3$.

НМетАУ спільно з інститутом «Гіпромашбагачення» розроблений грохот ГИТ-62Ш зі змінними по довжині робочої поверхні значеннями кутів вібрації, амплітуд і форм коливань, що дозволяє забезпечити стабілізований шар матеріалу по довжині грохоту, а також зменшити забивання сіячих поверхонь при розсіванні матеріалу [77, 78]. Конструктивна схема грохоту представлена на рис. 1.24.



1-короб; 2-верхнє сито; 3-нижнє сито; 4-в'язь балка; 5-рама; 6-пружинний віброізолятор; 7-гумовий амортизатор; 8-коромисло; 9-віброзбудник

**Рисунок 1.24 – Конструктивна схема грохоту ГИТ-62Ш
з неоднорідним полем траєкторій**

Задня частина короба грохоту 1 спирається на коромисло 8, що коливається, з гумовими віброізоляторами 7, один кінець яких закріплений на рамі 5, а другий — на коробі грохоту 1. Передня частина короба спирається на пружинні віброізолятори 6. Віброзбудник 9 встановлений в центрі удару системи «короб-віброзбудник».

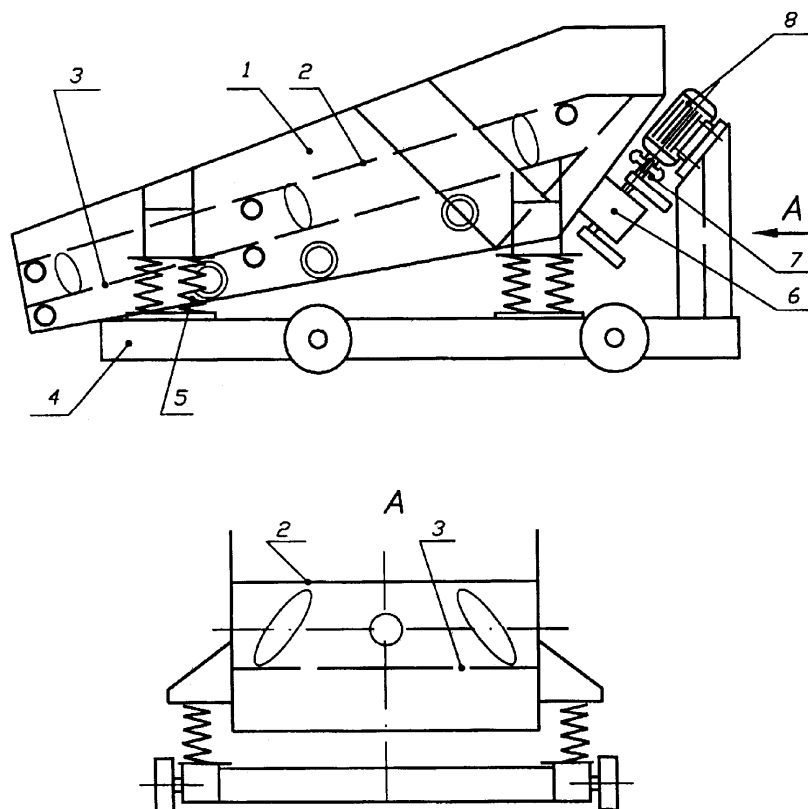
Особливістю такого грохоту є те, що на переміщуваний по сити матеріал впливає силове поле, що змінюється по довжині і ширині сита. Грохот з неоднорідним полем траєкторій забезпечує активну течію дріб'язку до сита всередині шару в завантажувальній та високу поглинаючу здатність сита в розвантажувальній зоні; розділення процесу сегрегації дріб'язку в шарі та поглинання її ситом по довжині сита дозволяє підвищити ефективність грохочення на 4,5...10 %. В умовах металургійного комбінату ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг» були проведені випробування грохоту в умовах шихтопідготовчого відділення доменної печі № 9, де вони були встановлені під накопичувальними бункерами агломерату та здійснювали калібрування агломерату по класу -5 мм. Режим роботи складав 6 годин на добу при постійно відкритому шиберному затворі.

Технологічне випробування грохоту показало, що вміст класу 0...5 мм у надрешітному продукті складав 2,9 % при продуктивності 455 т/г, ефективність грохочення 40...53 %, забивність сит 34 %.

Для системи шихтоподачі доменної печі № 8 комбінату ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг» НМетАУ був розроблений грохот з неоднорідними об'ємними коливаннями робочого органу ВГ-11. Відмітною особливістю грохоту є подовжнє розташування віброзбудника, нахиленого під кутом 30° до сіячих поверхонь [79-81].

Конструктивна схема та розподіл траєкторій точок робочого органу грохоту представлена на рис. 1.25.

У такому грохоті окрім нормальних амплітуд, відповідальних за очищення сіячої поверхні, істотний вплив на зменшення забиваності можуть виявляти значні поперечні коливання, мало залежні від питомого навантаження матеріалу, що розсівається [82-84].

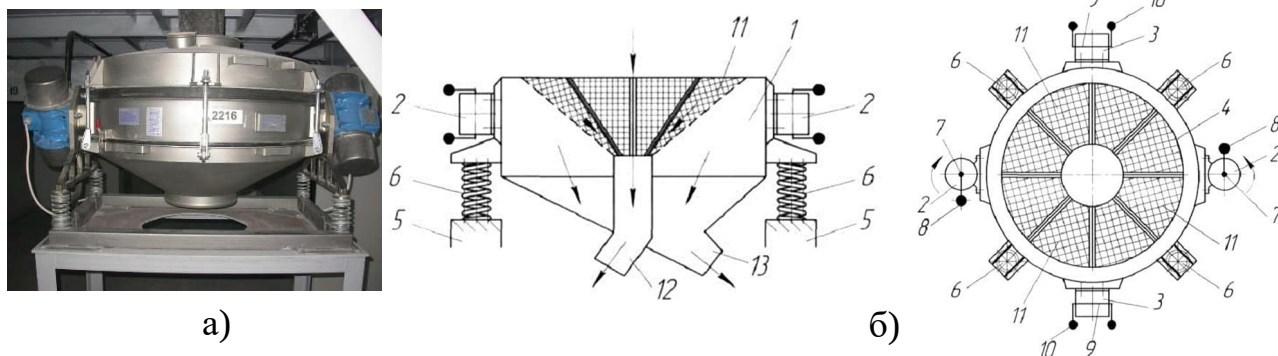


1-короб; 2-верхнє сито; 3-нижнє сито; 4-рама; 5-пружина; 6-вібробудник;
7-пелюсткова муфта; 8-електродвигун

Рисунок 1.25 – Конструктивна схема та розподіл траєкторій точок робочого органу грохоту ВГ-11

Аналіз отриманих даних, а також ряд проведених досліджень [85-88] показує, що грохот з неоднорідними об'ємними коливаннями робочого органу значно перевищує аналогічні показники експлуатованих грохотів, так ефективність грохочення склала 45...54 %, а забиваність сит 29 %. Проте, нині для грохотів з об'ємними коливаннями відсутні широкі дослідження і обґрунтовані методики розрахунку їх технологічних, кінематичних і міцнісних параметрів, що не дозволяє здійснити їх широке впровадження та серійне виробництво.

Для інтенсифікації протікання процесу сегрегації в шарі шихти, що розсівається, компанією Heilig Mixing Technology [89] та вченими Криворізького технологічного інституту [90] були запропоновані конструкції грохоту, в яких переміщення робочого органу має значну складову в горизонтальній площині (рис. 1.26).



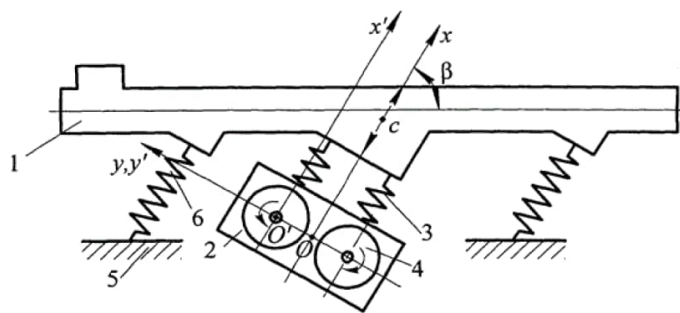
а - Heilig Mixing Technology; б - Криворізького технологічного інституту;
1-короб; 2, 3-мотор-вібратор; 4-сіяча поверхня; 5-станина; 6-пружина;
7, 9-вал; 8, 10-дебаланс; 11-трапецієподібна секція; 12, 13-тічка

Рисунок 1.26 – Вібраційний грохот з горизонтальними коливаннями

Вібраційний грохот включає короб 1, мотор-вібратори 2 і 3, сіячу поверхню 4, станину 5, пружини 6. Мотор-вібратори 2 і 3 встановлені попарно опозитно відносно осі короба 1 грохота. У мотор-вібраторів 2, що самосинхронізуються, вали 7 дебалансів 8 розташовані у вертикальній площині, а у мотор-вібраторів 3, що також самосинхронізуються, вали 9 дебалансів 10 розташовані в горизонтальній площині. Сіяча поверхня 4 виконана у вигляді набору крутонахилених трапецієподібних секцій 11. Відвід підрешітного та надрешітного продуктів здійснюють тічками 12 і 13.

Недоліком конструкції грохоту фірми Heilig Mixing Technology є велика забиваність сіячої поверхні через значну складову горизонтальних коливань, які не сприяють її очищенню, на відміну від вертикальної складової переміщення робочого органу. Цей недолік був усунутий у конструкції грохоту, запропонованої науковцями Криворізького технологічного інституту, шляхом встановлення мотор-вібраторів, у яких вали дебалансів розташовані у горизонтальній площині, це дає змогу генерувати вертикальні коливання робочого органу, але через недостатню вивченість механізму самосинхронізації двох пар мотор-вібраторів, ці грохоти не мають поширеного використання.

Одним з напрямів інтенсифікації процесу грохочення є використання резонансних грохотів, сіячі поверхні котрих здійснюють коливання за складними траєкторіями. На рис. 1.27 наведена схема резонансного грохоту, коливальна система якого складається з двох мас. Грохот включає робочий орган 1, сполучений пружним зв'язком з реактивною частиною 2, яка несе засіб для повідомлення резонансних однонаправлених коливань, і амортизатори малої жорсткості 3, причому засіб для повідомлення резонансних однонаправлених коливань виконано у вигляді змонтованих на реактивній частині машини, щонайменше, пари однакових параметричних віброзбудників 4, встановлених з можливістю обертання роторів інерційних елементів в протилежних напрямках у вертикальних площинах і приведених в обертання від незалежних електродвигунів. Робочий орган 1 спирається на основу 5 через допоміжні пружні зв'язки 6. [91]



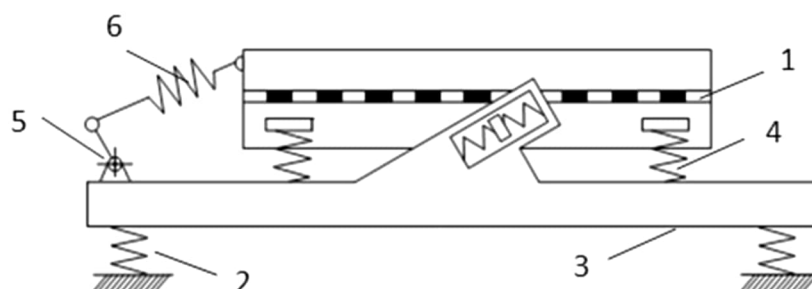
1-робочий орган; 2-реактивна маса; 3-амортизатор; 4-віброзбудник;
5-основа; 6-пружні зв'язки

Рисунок 1.27 – Схема резонансного двомасового грохоту

На (рис. 1.28) зображена принципова схема резонансного двомасового врівноваженого грохоту, якими є короб з ситом 1 і рама (реактивна маса). Короб і рама пов'язані пружинами 4. Кінематичний привод 5 за допомогою пружного шатуна 6 передає коливання коробу з ситом і через пружини рамі 3. Підбирають частоту коливань короба рівній частоті власних коливань системи, що забезпечує резонансний режим. [92]

Зацікавленість викликає особливий підклас резонансних грохотів (рис. 1.29) у яких реалізована ідея акумуляції енергії зворотно-поступального руху короба в пружних зв'язках [93, 94]. Іншими словами, енергія витрачається тільки на подо-

лання сил опору коливанням, що дозволяє використати привод порівняно малої потужності при великій площі грохочення.



1 - короб з ситом; 2 - пружні амортизатори; 3 - урівноважуюча рама; 4 - пружний зв'язок; 5 - ексцентриковий привод; 6 - пружний шатун

Рисунок 1.28 – Схема резонансного вібраційного грохоту



Рисунок 1.29 – Резонансний грохот виробництва Binder+Co

Як показав досвід експлуатації резонансних грохотів, за рахунок значних прискорень вони дозволяють забезпечити високу ефективність класифікації матеріалів, що важко розсіваються, але з безумовними перевагами даний тип грохотів має і ряд істотних недоліків, а саме:

- складність конструкції, велика металоємність та низька надійність, викликані тим, що металоконструкція грохоту сприймає чималі динамічні навантаження, у порівнянні з класичною схемою інерційних грохотів, в результаті роботи в резонансному режимі всієї конструкції, а не окремої її частини;

- значні витрати електроенергії, викликані необхідністю застосування більш потужних електродвигунів збудників коливань через необхідність забезпечення стійкості резонансного режиму при зміні технологічного навантаження;
- певні конструкції, що використовуються для розсіву матеріалів з насипною щільністю $1,8 \dots 2,2 \text{ т/м}^3$, демонструють не достатню стійкість резонансного режиму при зміні навантаження.

Заслуговує на увагу запропоноване ізраїльською фірмою «Kroosh Technologies Ltd» рішення щодо підвищення ефективності грохочення дрібних і тонкодисперсних матеріалів [95].

В основу технології, розробленої компанією, покладена багаточастотна нелінійна вібраційна система, в якій параметри віброзбудника, зв'язків і рухливих елементів розраховані і вибрані таким чином, що в них реалізується режим «дивного аттрактора». У такому режимі сіяча поверхня коливається у багаточастотному режимі, динамічне посилення забезпечує збільшення середньої амплітуди сіячої поверхні в $3 \dots 8$ разів, а пікові прискорення збільшуються в $10 \dots 50$ разів [96].

Ефект «багатовимірної дивної аттрактора» стабілізує вібраційну систему в резонансній області в широкому діапазоні частот вібрації (рис. 1.30) [97].

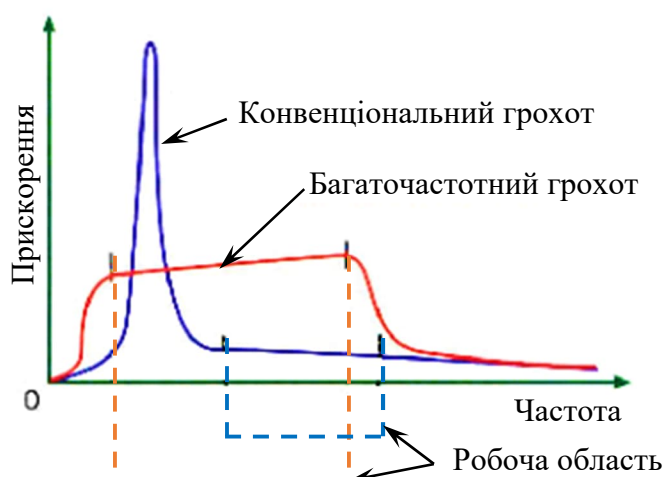
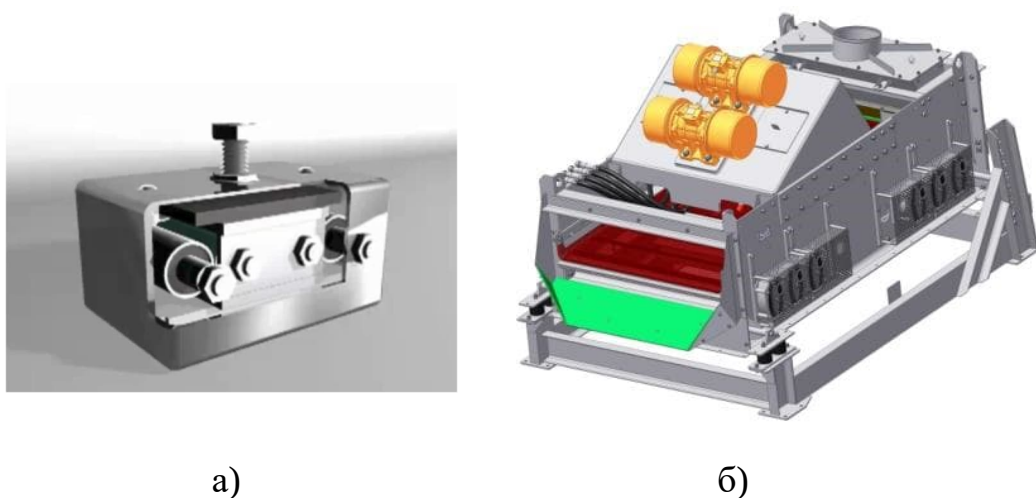


Рисунок 1.30 – Крива «прискорення сітки-частота вібрації»

Основна частина грохоту Ultimate Screener — багаточастотна адаптерна система Kroosh — це повністю механічна система, що не вимагає ніякого окремого

джерела енергії. Вібрація, що створюється вібромоторами, передається по корпусу грохоту на багаточастотні адаптери (рис. 1.31, а), де посилюється в 20...100 разів, перетворюється з одночастотної (гармонійної) у багаточастотну (негармонійну) і збуджує робочий орган машини — сітку. Система розрахована таким чином, що високочастотні коливання не передаються назад на корпус грохоту.

Нижче представлена модель Ultimate Screener (рис. 1.31, б). Частотний спектр коливань сітки 25...500 Гц, привод від двох електричних дебалансних вібраторів потужністю 1,6 кВт з верхнім розташуванням.



а- багаточастотний адаптер Kroosh; б- вібраційний грохот Ultimate Screener

Рисунок 1.31 – Вібраційний грохот Kroosh

Експлуатація багаточастотних грохотів дозволила встановити наступні переваги та недоліки [98]:

1. Переваги:

- 1.1. Забезпечується ефект самоочищення сітки при роботі з будь-якими матеріалами в «сухих» і «мокрих» процесах;
- 1.2. Великі прискорення на сітці (до 500g). Грохот постійно знаходиться в режимі резонансу;
- 1.3. Високий ККД машини, для Ultimate Screener до 30 %;
- 1.4. Використання багаточастотного збудження;

2. Недоліки:

- 2.1. Використання досить потужних вібраторів для збудження коливань корпусу;
- 2.2. Високі частоти нижньої межі діапазону частот;
- 2.3. Необхідність установки додаткових резонуючих кілець або бияків.

Окрім розглянутого в працях [99-105] показано, що інтенсифікація процесу грохочення може йти шляхом створення вібраційних машин з неоднорідними коливаннями робочого органу з використанням неоднорідно-тимчасового режиму (режим «биття»), який досягається шляхом зміни частоти обертання одного з дебалансних валів віброзбуджувача відносно іншого в співвідношенні $0,9 \dots 0,95$. Це забезпечує виникненню періодичних гармонійних коливань робочої поверхні сита зі збільшеною амплітудою, траєкторіями точок сита є еліпси, які розташовані у вертикальній площині (рис. 1.32). Такий рух на відміну від спрямованих коливань робочого органу сприяє очищенню сита від застряглих в його отворах частинок та підвищує їх ефективне просіювання, у зв'язку з тим що вектор швидкості змінює свій напрям і набуває найвигіднішого для викидання частинок стану.

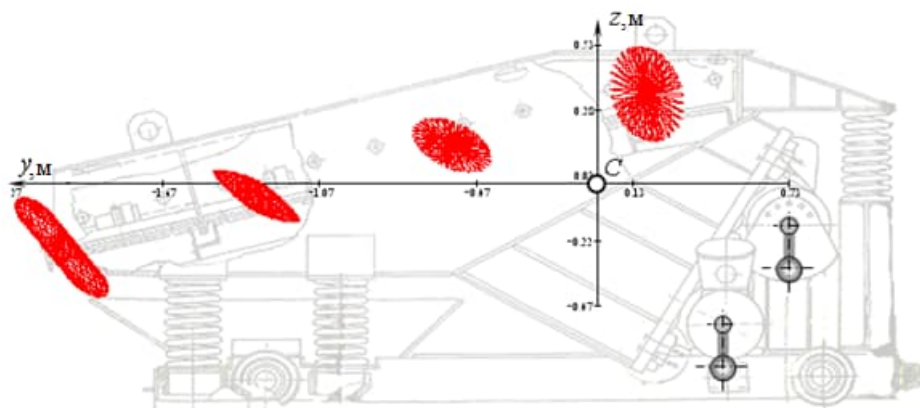


Рисунок 1.32 – Поля траєкторій коробка грохоту ГА-41Ш в режимі «биття»

Недоліком таких машин є значні динамічні навантаження на металоконструкцію (короб) та раму машини під час роботи її в режимі «биття», що обумовлює необхідність ускладнення конструкції та посилення фундаменту.

На підставі виконаного огляду існуючих напрямів підвищення ефективності роботи вібраційних машин, узагальнюючи їх переваги та недоліки можна виділити наступне.

Використання динамічне активних сіячих поверхонь в умовах аглодоменного виробництва не прийнятне, оскільки даний тип сіячих поверхонь представлений еластичними полімерними ситами, частиною армованих і пружних сит та повністю виключаються сита з жорсткими на вигин поверхнями, це призводить до швидкого їх зносу високоабразивними шихтовими матеріалами, виключає використання в технологічному процесі гарячого агломерату. Забезпечення роботи таких сит в діапазоні зворотних деформацій можливе лише за умови натягнення, яке виключає при коливаннях провисання сіячої поверхні, важко реалізується, адже висока продуктивність грохотів зумовлює необхідність транспортування товстого шару шихти, зважаючи на велику насипну щільність шихтових матеріалів, сіяча поверхня сприймає значні навантаження, які спільно з інтенсивним абразивним зносом призводять до провисання поверхні та виходу її з режиму резонансу, або їх руйнації. Таким чином, прийнятною конструкцією сіячих поверхонь для вищеназваних умов є листові сита, які виконані з матеріалу, що має стійкість до абразивного зносу, а їх конструкція високу жорсткість.

Вібраційні машини з неоднорідним полем траєкторій широко використовуються в умовах коксового та аглодоменного виробництва, але ефективність розсіву шихтового матеріалу менша за 70 %, що недостатньо для ефективного функціонування технологічного процесу.

Використання резонансних та багаточастотних грохотів не отримало широкого поширення в умовах коксового та аглодоменного виробництва через значні габарити машин та її маси, оскільки грохоти представлені багатомасними схемами, що не допустимо в умовах підбункерних приміщень.

Робота машин в резонансному режимі призводить до значних динамічних навантажень на металоконструкцію грохоту, що знижує її надійність, та фундамент, це унеможливорює використання в якості фундаменту перекриття існуючих конструкцій підбункерних приміщень, а вимагає його встановлення на монолітний фундамент.

Окрім цього в умовах вищеназваних виробництв навантаженість грохоту може змінюватись в часі в широкому діапазоні (через швидку змінну інтенсивності

протікання технологічного процесу грохочення) для збереження резонансного режиму, систему, що коливається, повинно бути піддано регулюванню шляхом зміни пружності амортизаторів, але це дуже важко реалізується в умовах коксового або доменного виробництв.

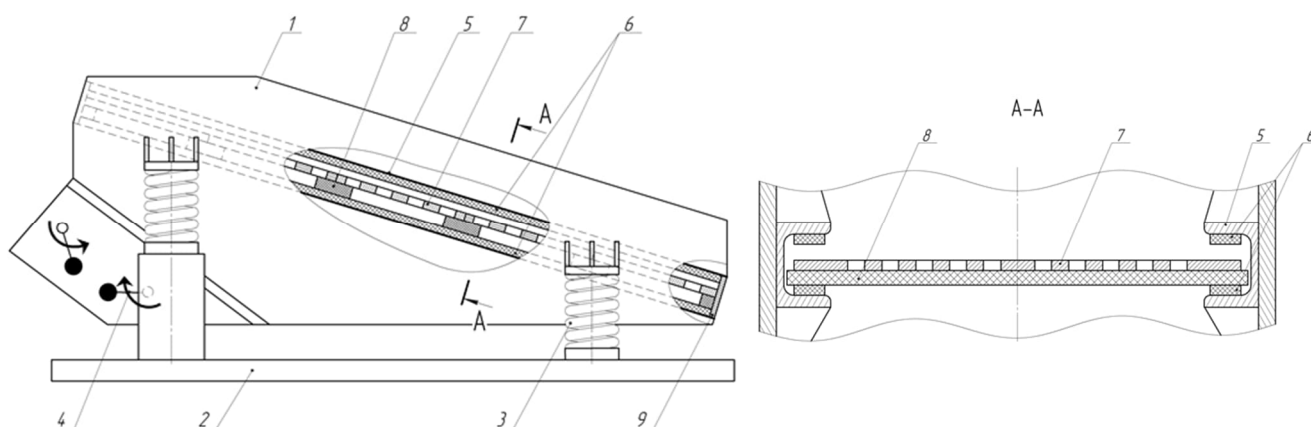
Вібраційні машини з неоднорідними коливаннями робочого органу з використанням неоднорідно-тимчасового режиму «биття» застосовуються в умовах аглодоменного виробництва, мають достатньо високу ефективність розсівання, але менший міжремонтний період на відміну від вібраційних машини з неоднорідним полем траєкторій, через сприйняття металоконструкцією грохоту значних динамічних навантажень у період переходу в режим «биття».

Таким чином, з особливою гостротою стоїть питання створення високоефективних, високопродуктивних грохотів для систем шихтопідготовки, де обмеженість площ підбункерних приміщень не дозволяє встановити грохоти з подовженою сіячою поверхнею, а вимоги до ефективності розсіву дуже високі. При експлуатації в підбункерних приміщеннях коксового та аглодоменного виробництв вузли вібраційних грохотів піддаються дії високих температур, абразивного пилю, а у ряді випадків і хімічно активних речовин. Підтримка працездатності таких машин в умовах обмежених по площі приміщень, де обслуговування та ремонт ускладнені, висуваються високі вимоги до їх надійності.

1.4 Запропоновані технічні рішення щодо створення високоефективних вібраційно-ударних грохотів та аналіз досліджень в області вибору їх конструктивних, кінематичних та динамічних параметрів

На підставі проведеного аналізу, наведеного в пункті 1.3 цієї роботи, для усунення недоліків обладнання, яке використовується для виділення некондиційної частини металургійної шихти на вібраційних грохотах, співробітниками кафедри Інжинірингу з галузевого машинобудування Криворізького металургійного інституту Національної металургійної академії України була запропонована конструкція вібраційно-ударного грохоту з вільно укладеним ситом [106], який складається з

короба 1 (рис. 1.33), що спирається на раму 2 через пружні елементи 3 і двох самосинхронізованих вібраторів 4. На бортовинах коробу 1 жорстко закріплені швелероподібні підситники 5, верхня та нижня площини внутрішньої поверхні якого футеровані гумовими амортизаторами 6. В утвореному ними просторі укладене сито, яке складається з карт 7, сполучених між собою гумовими пластинами 8, жорсткість котрих зростає по довжині короба 1 для забезпечення збільшення амплітуди коливань сита у напрямку переміщення матеріалу. В розвантажувальній частині грохоту підситники забезпечені стопорними пластинами 9, які перешкоджають переміщенню сита вздовж коробу 1.



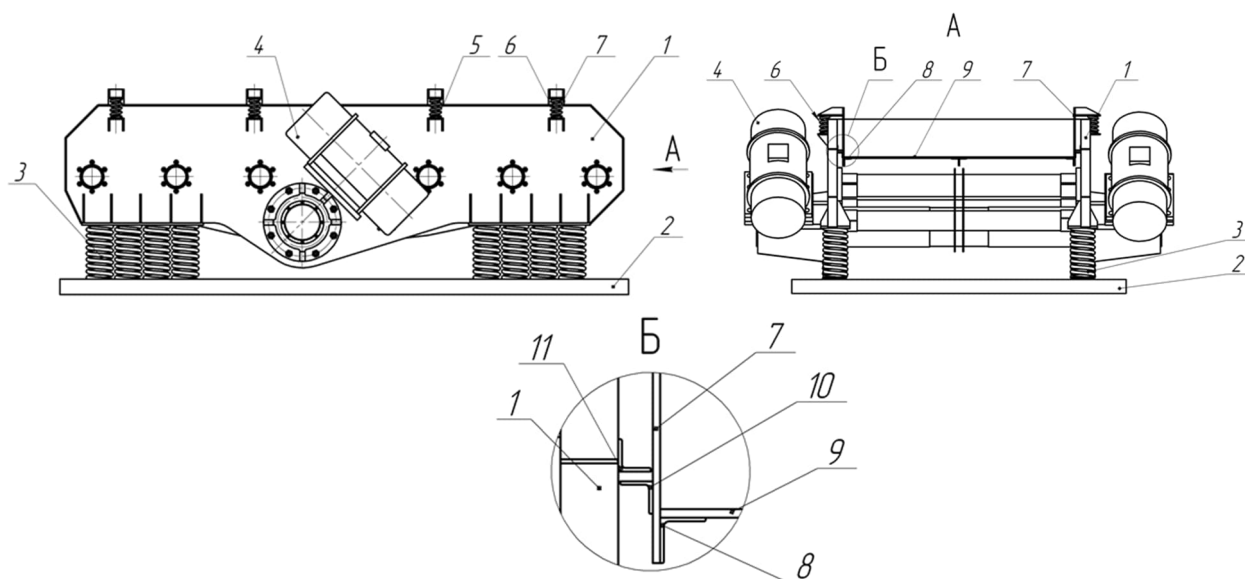
1-короб; 2-рама; 3-пружний елемент; 4-вібратор; 5-підситник;
6-гумовий амортизатор; 7-сито; 8-гумова пластина; 9-стопорна пластина

Рисунок 1.33 – Вібраційний грохот з вільно укладеним ситом

Грохот працює наступним чином. При роботі вібраторів 4 короб 1 здійснює динамічне стійкі лінійно направлені гармонічні коливання, які передаються сити. Завдяки його вільному укладенню в просторі між гумовими амортизаторами 6 забезпечується генерування ним періодичних ударно-імпульсних коливань, причому амплітуда коливань карт 7 по довжині коробу в напрямку пересування матеріалу, що розсівається, за рахунок зростання жорсткості гумових пластин 8, збільшується. Забезпечення ударно імпульсного режиму та неоднорідність амплітуд сприяє інтенсивному розрихленню та перемішуванню матеріалу, що розсівається, це забезпечує посилення сегрегаційних процесів в шарі матеріалу, збільшення швидкості

переміщення дрібних фракцій на контакт з ситом 7. Крім цього, ударна взаємодія з верхніми та нижніми площинами внутрішньої поверхні швелероподібних підситників 5 призводить до відриву шару шихти від сит 7 та надає додатковий імпульс частинкам, забезпечуючи його очищення від важко просіваючих фракцій.

Також з метою збільшення імпульсу сили, яка надається частинкам, що забивають отвори сита, була запропонована інша конструкція вібраційно-ударного грохоту [107], яка складається з коробу 1 (рис. 1.34), що спирається на раму 2 через пружні елементи 3 і двох самосинхронізованих вібраторів 4. На бортовинах коробу 1 жорстко закріплені стакани 5 з встановленими пружними елементами 6, на які спирається через тяги 7 підситник 8 з закріпленим ситом 9. На тягах 7 встановлені упори 10, які взаємодіють з стопором 11, закріпленим на внутрішній поверхні бортовин коробу 1.



1-короб; 2-рама; 3-пружний елемент; 4-вібратор; 5-стакан; 6-пружний елемент;
7-тяги; 8-підситник; 9-сито; 10-упор; 11-стопор

Рисунок 1.34 – Вібраційний грохот з періодичними ударно-імпульсними коливаннями

Така конструкція грохоту працює наступним чином.

При роботі вібраторів 4 короб 1 здійснює динамічне стійкі лінійно направлені гармонічні коливання, які передаються сити 9. Через те, що підситник 8 спирається

на пружні елементи 6, при русі коробу вгору, завдяки сил інерції сита 9 та матеріалу, що розсівається, пружні елементи 6 стискаються накопичуючи енергію, при русі коробу 1 вниз, сили інерції сита 9 та матеріалу, що розсівається, змінюють напрям на протилежний, тим самим розвантажуючи пружні елементи 6, внаслідок чого накопичена енергія вивільняється спричиняючи прискорене переміщення сита 9 вгору, що призводить до ударної взаємодії упору 10 та стопора 11. Таким чином, відбувається генерування періодичних ударно-імпульсних коливань. Забезпечення ударно імпульсного режиму та неоднорідність амплітуд сприяє інтенсивному розрихленню та перемішуванню матеріалу, що розсівається, це забезпечує посилення сегрегаційних процесів в шарі матеріалу, збільшення швидкості переміщення дрібних фракцій на контакт з ситом 9. Крім цього, ударна взаємодія упору 10 і стопору 11 призводить до відриву шару матеріалу від сита 9 та надання додаткового імпульсу частинкам, що забивають отвори сита, забезпечуючи його очищення від важко просіваючих фракцій.

Аналіз шляхів підвищення ефективності роботи вібраційних машин в металургійній галузі, а також проведені попередні дослідження [108-110] показують, що грохот з періодичними ударно-імпульсними коливаннями та вільно укладеним ситом значно перевищує аналогічні експлуатаційні показники використовуваних грохотів. Однак, для виконання широкого впровадження та встановлення на серійне виробництво такого типу грохотів потребується проведення досліджень для вирішення наступної проблематики, а саме:

- враховуючи те, що під час роботи вібраційного грохоту відбувається ударна взаємодія елементів сіячої поверхні, розташованого на ній матеріалу, який розсівається, приєднаної маси з підситником (стопором), це призводить до виходу мотор-вібраторів з синхронізації (розфазування), тому виникає необхідність дослідити умови стійкості синхронного обертання роторів вібро-розбудників під час ударної взаємодії в залежності від технологічного навантаження.
- одним з основних елементів вібраційної системи є віброізолюючі опори до яких можна віднести як пружинні елементи, так і гумові амортизатори,

котрі достатньо добре розглянуті в роботах [111-121], однак, питання роботи віброізолюючих елементів для машин вібраційно-ударної дії, здійснюючих транспортування матеріалу з великою насипною густиною, мало вивчені та потребують додаткових досліджень, оскільки через вихід мотор-вібраторів з синхронізації (розфазування) виникають поперечні коливання.

Також виникають питання щодо зносу сіячих поверхонь, хоча йому присвячена велика кількість робіт [39, 122-126], проте для сіючих поверхонь вібраційних грохотів, що працюють в режимі створення періодичних ударно-імпульсних коливань, ці питання вивчені недостатньо.

Підсумовуючи окреслену проблематику можна стверджувати, що потрібно провести обґрунтовані дослідження з вибору, конструктивних, кінематичних, динамічних та міцнісних параметрів вібраційно-ударних машин працюючих в режимах самосинхронізації віброзбудників.

Явище самосинхронізації механічних дебалансних вібраторів, встановлених на одному вібруючому органі, було експериментально виявлене ще в 1948 році Пліссом Д. А. [127]. Завдання підтримки синхронного обертання неврівноваженого ротора було розглянуте в 1950 році Боголюбовим М. М. [128], а в 1953 році Блехман І. І., який дав фізичне пояснення та математичний опис цього явища, в його працях більш повно вивчені питання стійкості синхронного обертання роторів віброзбудників для різних конструктивних схем [129-139]. В подальшому, теорія самосинхронізації двох дебалансних віброзбудників вібраційної машини, яка була запропонована Блехманом І. І., підлягала розвитку та узагальненню, серед таких досліджень варто відмітити роботи Барзукова О. П., Вайсберга Л. А., Лаврова Б. П., Гольдіна Л. О., Ходжаєва К. Ш., Нагаєва Р. Ф., Гуртовника О. С., Неймарка Ю. І., Лур'є А. І., Биховського І. І., Потураєва В. М., Франчука В. П., Червоненко А. Г., Нечаєва Р. Ф., Ярошевича М. П. та ін. [140-155].

При вирішенні задач теорії синхронізації механічних віброзбудників використовувався математичний апарат методу малого параметра Пуанкаре, а також теорія стійкості руху в комплексі з теорією періодичних рішень диференціальних рівнянь

Ляпунова А. М. В роботах Блехмана І. І. показано, що для вирішення задач щодо синхронізації механічних віброзбудників та фізичного тлумачення результатів може бути успішно використаний метод прямого розділення руху. Вагоме значення в теорії синхронізації має інтегральний критерій стійкості синхронних рухів віброзбудників, встановлений Блехманом І. І. та Лавровим Б. П., який був обґрунтований та узагальнений в подальших роботах авторів [156-158] та Ходжаєва К. Ш., Нагаєва Р. Ф. [159].

Дослідження Косолапова А. Н. [160-164] дозволили виявити адаптивні властивості коливальної системи з самосинхронізуючими віброзбудниками, які полягають у тому, що згенерована ними напрямлена рівнодіюча сила, за певних умов, проходить через центр інерції тіла, на якому вони встановлені, навіть при його зміщенні. Це дозволило розробити новий тип вібраційних машин з самосинхронізуючим віброприводом, які мають властивість адаптуватись до зміни технологічного навантаження.

У всіх вище зазначених дослідженнях ставилась задача щодо існування та сталості синхронних рішень системи диференціальних рівнянь, що описують рух вібратора, за основний контрольний параметр був прийнятий зсув початкових фаз двох віброзбудників по відношенню до їх значення в номінальному режимі, який визначається частотою обертання роторів віброзбудників (ω), за умови самосинхронізації $\omega_1 \approx \omega_2$. У випадку нерівності частот $\omega_1 \neq \omega_2$ (режим «биття») дослідження не проводилися [165].

Окремий випадок аналізу роботи вібраційного грохоту з приводом, що самосинхронізується та генерує "биття", розглянутий в роботі Шведа С. В. [166] і роботах [167, 168]. Найбільш повно робота вібраційного грохоту в режимі «биття» вивчена в дослідженнях Засельського В. Й. [169], в котрих розроблені математичні моделі, що описують: кінематику рухів точок робочого органу з декількома інерційними віброзбуджувачами в холостому ході, а також з технологічним навантаженням в режимі «биття», встановлено вплив співвідношення кутових швидкостей валів віброзбуджувача на період «биття», а також визначено форми коливань робочого органу.

Для обґрунтування транспортних характеристик вібраційної машини, дослідження були спрямовані на вивчення взаємодії шару шихти, що переміщається, та робочого органу, в цій царині слід відзначити роботи Потураєва В. М., Червоненко О. Г. [170-174] та Крюкова Б. І. [175]. В роботах Учителя О. Д. [179] були вивчені

внутрішньосферні процеси в шихтових матеріалах при впливі вібрації, а також процеси проходження частинок через сіячу поверхню на підставі чого була розроблена математична модель процесу грохочення, були покладені основи теорії вібраційної стабілізації шихтових матеріалів та якості формування гранулометричного складу.

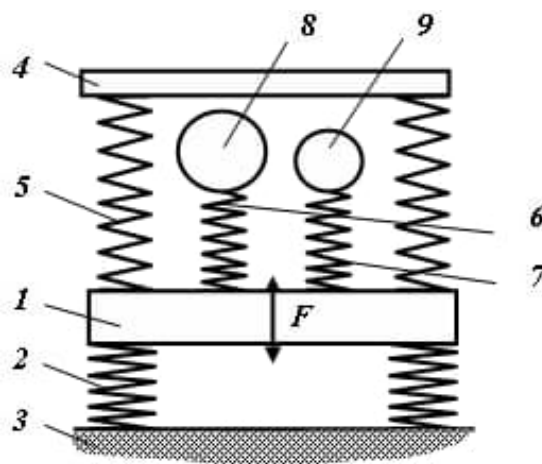
В роботах Юдіна А. В. та Мальцева В. А. [180-189] наведений вплив ударних навантажень, утворених падаючою гірською масою, на коливання віброживильника та швидкість вібротранспортування. Предметом цих досліджень було вивчення ударного впливу на робочий орган вібраційних машин з самобалансним приводом. Питання про вплив удару на обертання віброзбудників, здібності останніх адаптуватися до нового положення центру мас і, тим більше, про час такої адаптації залишаються відкритими, також не досліджено питання щодо впливу адаптаційних властивостей самосинхронізуючого приводу, на зміну швидкості вібротранспортування в умовах дії як ударних, так і технологічних навантажень. Зважаючи на це, ці питання були розглянуті в роботах Румянцева С. О. та Привалова О. І. [190, 191]. Але слід зазначити, що в цих роботах перехідні процеси розглядаються за умови, що вплив ударних навантажень, від падаючої гірської маси, носить періодичний характер, який визначається часом циклу екскавації, таким чином питання щодо роботи вібраційної машини в умовах впливу ударних навантажень з періодом близьким до періоду коливань вібраційної системи не розглядались. Окрім цього, в вище зазначених роботах, не розглядався вплив ударних навантажень на внутрішньосферні процеси, які протікають в шихтових матеріалах, та їх вплив на якість розсіву, оскільки увага авторів була спрямована на пошук умов повернення коливальної систему в режим самосинхронізації або зміни швидкості вібротранспортування.

В Інституті геотехнічної механіки ім. М. С. Полякова НАН України вже понад десять років ведуться експериментальні та теоретичні пошуки, спрямовані на розроблення віброударних грохотів і живильників.

Зокрема, дослідження щодо можливостей застосування живильників із віброударним приводом та конструкцій полічастотних грохотів з обмеженим джерелом збудження, представленим ударником по сити, були виконані науковцями Булатом А. Ф., Шевченко Г. О. та Шевченко В. Г., результати яких відображено у працях [192-197].

Вагомий науковий вклад у вивчення процесів класифікації та зневоднення на віброударних грохотах належить колективу вчених: Надутому В. П., Лапшину Є. С., Шевченко О. І. та інших [198-238]. В цих роботах авторами для підвищення ефективності класифікації та зневоднення тонкозернистої мінеральної сировини запропоновано збуджувати поверхню грохота, що просіває, «подвійними ударами». На першому етапі наноситься удар, що сприяє відриву сировини від поверхні, що просіває, та її розпушення, потім на етапі польоту наноситься другий удар, який формує додаткове прискорення поверхні, забезпечуючи її очищення від застряглих в чарунках частинок і води (розрив меніска рідини). Важливо відзначити, що при нанесенні другого удару оброблювана сировина не перешкоджає видаленню частинок і рідини.

Схема віброударного грохоту, в якому використовуються режими з «подвійними ударами», представлена на рис. 1.35.



1-короб; 2, 5, 6, 7-пружні зв'язки; 3-основа; 4-поверхня, що просіває; 8, 9-ударники

Рисунок 1.35 – Схема віброударного грохоту, в якому використовуються режими з «подвійними ударами»

Короб 1 грохоту через пружні зв'язки 2 з'єднаний з основою 3. Вібробудівник, встановлений на коробі, умовно не показаний, вважається, що до короба прикладена сила, яка змінюється в часі за синусоїдальним законом. На коробі закріплена поверхня, що просіває, 4. Її пружні властивості моделюються зв'язками 5. Під поверхнею на пружних зв'язках 6 і 7 встановлено з зазором або з натягом ударники 8

і 9. [200-202]

Реалізація віброударного режиму можлива лише за певних поєднань конструктивних та динамічних параметрів. Експериментальне визначення параметрів є надзвичайно трудомістким, тому, враховуючи сучасний стан обчислювальної техніки, доцільне застосування чисельних експериментів. У цьому зв'язку авторами [200-202] була розроблена методика розрахунку параметрів грохоту з ударним збудженням поверхні, яка призначена для визначення маси короба грохоту, поверхні, що просіває і ударників, вертикального переміщення, жорсткості, амплітуди, сили, частоти, часу, швидкості до удару і після нього та їх кількості. Вона дозволяє проаналізувати вплив будь-якого з визначальних параметрів грохоту, а також роботу існуючих грохотів з метою виявлення шляхів їх модернізації. Також в дослідженнях [200, 203, 204] наведено математичну модель кінетики зневоднення та розділення за крупністю при віброударному впливі, яка комплексно враховує початковий розподіл часток і рідини по висоті шару сировини, сегрегацію, просіювання, особливості вібротранспортування (швидкість, кратність і кількість падінь за період вібротранспортування) і зміну висоти шару. Вперше описано взаємний вплив зневоднення та розділення за крупністю.

Розглянуті наукові роботи зосереджені на вивченні грохотів, призначених для обробки тонкозернистих матеріалів із підвищеною вологістю за умов класифікації тонким шаром та відносно низької продуктивності. Це принципово відрізняє їх від грохотів, що застосовуються для розсіву шихти товстим шаром у металургійних процесах, де питання зневоднення матеріалу не є актуальним у зв'язку з подальшою підготовкою сировини до процесів спікання та плавки. Окрім цього слід зазначити, що основним шихтовим компонентом доменного переділу є кокс та агломерат, які належать до продуктів штучного походження та формуються в результаті високотемпературних процесів. На відміну від природних мінеральних матеріалів, вони характеризуються специфічними фізико-механічними властивостями та особливою структурою, зумовленою технологією їх отримання. Це обумовлює відмінну поведінку під дією вібраційних навантажень, що докорінно відрізняє їх від тонкозернистих природних матеріалів, які підлягають обробці у процесах збагачення. Така

специфіка обмежує можливості адаптації існуючих рішень і ускладнює створення високоефективних вібраційно-ударних грохотів для потреб металургійного виробництва.

Таким чином, як показує проведений аналіз динамічні схеми вібраційних машин де генератором вібраційно-ударних навантажень є вільно укладена сіяча поверхня не розглядались, також на сьогоднішній день остаються не досліджені питання їх впливу на енергетику та динаміку вібраційної машини, кінетику руху її робочого органу. Окрім цього, не встановлені закономірності, що описують вплив віброударних навантажень, утворених сіячою поверхнею при обробці шару шихти, на її забиваність, внутрішньосарові процеси при суміщенні технологічних процесів, таких, як розсів та стабілізація металургійної шихти.

1.5 Висновки по розділу, мета та задачі досліджень

На підставі проведеного аналізу стану металургійної галузі, підготовчих процесів при сортуванні металургійної шихти в коксохімічному та доменному виробництві за допомогою вібраційних грохотів, шляхів підвищення ефективності їх роботи, проведених раніше науково-дослідних робіт встановлено, що:

- в найближчій перспективі стале зростання споживання металургійної продукції не очікується, тому розвиток металургійної промисловості можливий за рахунок впровадження новітніх технологій для оптимізації та зменшення операційних витрат;
- зниження операційних витрат, враховуючи динаміку цін на електроенергію та природний газ, можливе за рахунок зменшення енергетичної складової у калькуляції собівартості готової продукції за найбільш енергоємними переділами металургійної галузі, котрими є виробництво коксу та доменне;
- енергоємними технологічними операціями підготовки вугільної шихти до коксування є її подрібнення з питомими витратами електроенергії від 13 до 14,3 (кВт·г)/т та ККД 15...18 %, що викликано вмістом у вхідній шихті не більше 12,5 % фракцій, які потребують дроблення;

- зниження споживання електроенергії в процесі дроблення вугільної шихти може бути забезпечено при її розсіву на грохотах з ефективністю не менше ніж 80 %, але на сьогодні таке обладнання за умови продуктивності понад 250 т/г не існує;
- істотний вплив на енергоємність доменного виробництва чинить вміст некондиційної фракції (<25 мм) у коксі та (<5 мм) залізовмісній частині шихти, також встановлено, що зі зменшенням розміру фракції вміст шкідливих елементів, таких як сірка для агломерату та зольність і волога для коксу зростають;
- при транспортуванні залізовмісної та паливної частин металургійної шихти по тракту шихтоподачі доменної печі відбувається постійне нарощування некондиційних фракцій, виділення яких на існуючих грохотах не вирішує задачу суттєвого зниження вмісту дріб'язку в скіповій шихті;
- існуючі технологічні лінії підготовки металургійної шихти до спікання та плавки потребують вібраційних грохотів зі збільшеною ефективністю грохочення, сіячі поверхні котрих мають підвищену динамічну активність, здатні до самоочищення та стабілізації гранулометричного складу оброблюваного матеріалу шляхом ударно-імпульсної дії;
- грохот з періодичними ударно-імпульсними коливаннями та вільно укладеним ситом значно перевищує аналогічні експлуатаційні показники грохотів, що використовуються;
- для вібраційних грохотів з періодично ударно-імпульсним коливанням сіячої поверхні відсутні дослідження розрахунку їх технологічних, конструктивних, кінематичних, динамічних та міцнісних параметрів, як в цілому машини, так і окремих їх вузлів.

У відповідності з цим сформульовано мету та задачі даних досліджень.

Метою роботи є розробка наукових основ створення вібраційних машин, що реалізують вібраційно-ударну дію на оброблюваний шар шихти, з урахуванням впливу конструктивних, кінематичних та динамічних параметрів їх робочого органу на

технологічні показники, що забезпечують підвищення якості фракціонування металургійної шихти перед процесами спікання та плавкою.

Для досягнення поставленої мети, на підставі аналізу стану питання, необхідно вирішити наступні задачі:

- на підставі теоретичних досліджень розробити математичну модель, що описує динамічний стан системи, де генератором вібраційно-ударних навантажень є сіяча поверхня, за рахунок невідповідності зв'язку між ситом і коробом, з урахуванням впливу технологічного навантаження та параметрів самосинхронізуючого інерційного приводу;
- узагальнити результати досліджень та створити математичну модель процесу очищення сіячої поверхні;
- дослідити процеси, що протікають в шарі шихти при грохоченні на машинах, що реалізують вібраційно-ударний режим;
- дослідити стабілізацію механічної властивості шихти в процесі її грохочення на машинах, що реалізують вібраційно-ударний режим;
- на підставі математичних моделей розробити методику розрахунку на міцність сіячої поверхні при генерації вібраційно-ударних навантажень;
- виконати аналітичні дослідження віброізолюючих опор, які працюють при вібраційно-ударних навантаженнях;
- виконати експериментальну перевірку отриманих математичних моделей і визначити раціональні кінематичні і динамічні параметри вібраційно-ударних машин, які б відповідали необхідним технологічним вимогам ділянок підготовки шихти перед спіканням і плавкою;
- впровадити в навчальний процес отримані теоретичні та експериментальні дані при викладанні фахових освітніх компонент під час підготовки здобувачів освіти третього (освітньо-наукового) рівня вищої освіти за освітньо-науковою програмою «Машинобудування» спеціальності G11 Машинобудування (за спеціалізаціями) галузь знань G Інженерія, виробництво та будівництво.

1.6 Список використаних джерел

1. Мельник, А. Ф. Національна економіка: підручник / А. Ф. Мельник. – Тернопіль: Астон, 2004. 312 с.
2. Майорова, Т. В. Інвестиційна діяльність: підручник / Т. В. Майорова. – Київ: Центр учбової літератури, 2009. 352 с.
3. Промисловість // Державна служба статистики України: [Веб-сайт]. URL: <http://www.ukrstat.gov.ua> (дата звернення: 11.08.2021).
4. Steel Statistical Yearbook 2020 concise version. Brussels: World Steel Association, 2021. 46 p.
5. LME Steel Rebar // The London Metal Exchange: [Website]. URL: <https://www.lme.com> (viewed on: 13.08.2021).
6. Прогноз производства стали в Украине в 2021 г: отчет / за ред. Тарасенко А. Киев: GMK Center, 2020. 14 с.
7. World Bank Open Data // The World Bank: [Website]. Washington. URL: <https://data.worldbank.org> (viewed on: 14.08.2021).
8. Strategies for managing successfully during «New Normal» // Danieli News. 2018. № 177. P. 3-5.
9. Electricity prices for non-household consumers // Eurostat: [Веб-сайт]. URL: <https://appsso.eurostat.ec.europa.eu/nui/submitViewTableAction.do> (дата звернення: 22.08.2021).
10. Інформація // Група Нафтогаз: [Веб-сайт]. URL: <https://www.naftogaz.com/www/3/nakweb.nsf/0/4D50A380B0969658C2257F7F0056E388?OpenDocument> (дата звернення: 20.08.2021).
11. Справочник коксохимика / за ред. Борисов П. Н., Шаповал Ю. Г. Харьков: Издательский дом «ИНЖЭК», 2010 Т. 1: Угли для коксования. Обогащение углей. Подготовка углей к коксованию. 536 с.
12. Оценка степени однородности угольной шихты / Лялюк В. П. и др. // Металлургическая и горнорудная промышленность. 2010. № 4. С. 18-21.
13. Мамон Ф. Д., Чернышев М. К., Педан А. А. Пути повышения производительности молотковых дробилок // Кокс и химия. 1961. № 1. С. 61-64.

14. Зашквара В. Г. Подготовка углей к коксованию. М: Металлургия, 1967. 339 с.
15. Организация рационального дробления угольной шихты – путь к повышению качества кокса для доменной плавки / Лялюк В. П. и др. // Металлургическая и горнорудная промышленность. 2010. № 2. С. 48-52.
16. Zaselskiy V., Popolov D., Zaytsev H. Upgrade of conveyor line for coal charge preparation with the use of modern grading-and-mixing equipment // *Science and Innovation*. 2021., No. 3 Vol. 17. P. 67-77.
17. Дробарки молоткові реверсивні ДМР // ТОВ «Завод промислового обладнання «Прогрес»: [Веб-сайт]. URL: <https://zavodgooprogress.com.ua/ua/p237911911-drobilka-molotkovaya-reversivnaya.html> (дата звернення: 13.01.2020).
18. Durable Hammer Mill Feed Grinder Coal Crusher Machine // EURON-Machinery & Material: [Веб-сайт]. URL: <http://www.industrialcrushermachine.com/sale-9550694-durable-hammer-mill-feed-grinder-coal-crusher-machine-125-160-m-h.html> (дата звернення: 13.01.2020).
19. Hammer Crusher // Baling machinery: [Веб-сайт]. URL: <https://www.balingmachinery.com/products/crusher/16.html> (дата звернення: 13.01.2020).
20. Новосад В. П., Селіверстов Р. Г., Арти І. І. Кількісні методи експертного оцінювання: науково-метод. розроб. Київ: НАДУ, 2009. 36 с.
21. Cooke R. M. Experts in uncertainty: opinion and subjective probability in science. New York: Oxford University Press, 1991. 321 p.
22. Linstone H., Turoff M., Helmer O. The Delphi method Techniques and applications. Portland USA: Portland State University, 2002. 618 p.
23. Mousa E. Modern blast furnace ironmaking technology: potentials to meet the demand of high hot metal production and lower energy consumption. *Metallurgical and materials engineering*. 2019. Vol. 25, no. 2. P. 69–104. URL: <https://doi.org/10.30544/414> (date of access: 06.09.2020).
24. Товаровский И. Г. Нормативная оценка влияния параметров доменной плавки на расход кокса и производительность // Фундаментальные и прикладные

- проблемы черной металлургии / ІЧМ НАН України. Дніпропетровськ, 2014. № 28. С. 117-131.
25. Теория и практика подготовки металлургического кокса к доменной плавке: монография / Гусак В. Г. та ін., Киев: Наукова думка, 2011. 216 с.
 26. Association for Iron & Steel Technology, 2006. *Proceedings of the Iron & Steel Technology Conference and Exposition: May 1-4, 2006, Cleveland, Ohio, U.S.A.* / AIST, Association for Iron & Steel Technology; Vol. 2. Association for Iron & Steel Technology.
 27. Analysis on material and energy balances of ironmaking systems on blast furnace operations with metallic charging, top gas recycling and natural gas injection / H. Nogami et al. *ISIJ international*. 2006. No. 12. P. 1759–1766.
 28. Освоение технологии производства и плавка агломерата из концентрата глубокого обогащения / Некрасов З. И. та ін. // *Сталь*. 1970. № 3. С. 202-207.
 29. Exergy loss minimization for a blast furnace with comparative analyses for energy flows and exergy flows / X. Liu et al. *Energy*. 2015. Vol. 93. P. 10–19.
 30. Тищенко О. М. Вдосконалення технології доменної плавки на підставі контролю газодинамічних властивостей шихтових матеріалів: дис. канд. техн. наук. Маріуполь, 2007. 200 с.
 31. Работа доменной печи с использованием освобожденного от мелочи высокоосновного агломерата / Прокофьев И. А. та ін. // *Сталь*. 1979. № 5. С. 332-333.
 32. Журавлев Г. В., Попов Н. Н., Коростик П. О. Влияние качества кокса при выплавке чугуна // *Металлургическая и горнорудная промышленность*. 1980. № 4. С. 28-29.
 33. Товаровский И. Г., Бояровская Г. П. Эффективность нагрева доменного дутья // *Сталь*. 1977. № 12. С. 1068-1074.
 34. Теория и технология подготовки шихтовых материалов для доменной и бездоменной металлургии железа: учебник / Журавлев Ф. М. та ін., Кривой Рог: Чернявский Д. А., 2020. 663 с.
 35. Грінченко О. В. Методи апіорного ранжування в економічних дослідженнях. Київ: Наук. думка, 2015. 256 с.

36. Шевченко В. В. Методи аналізу даних у соціальних науках: монографія. Київ: Наук. думка, 2016. 320 с.
37. Засельський В. Й., Пополов Д. В. Визначення важливих чинників енергоємності у процесі доменного. *Теорія і практика металургії*. 2024. № 1. С. 13–20. DOI: <https://doi.org/10.34185/tpm.1.2024.02>
38. Zaselskyi V., Popolov D. Research of factors that have a significant impact on the energy intensity of blast furnace production. *VI International scientific congress «Society of ambient intelligence 2023»*: Матеріали міжнародної наукової конференції, Кривий Ріг, 20–25 November 2023.
39. Сортировка минерального сырья и шихт на вибрационных грохотах: монография / А. Д. Учитель и др. Днепропетровск: Пороги, 1998. 194 с.
40. Учитель А. Д., Засельский В. Й., Пополов Д. В. Анализ формирования гранулометрического состава шихтового материала на тракте его подачи в доменную печь // XIII Международная конференция «Стратегия качества в промышленности и образовании». Варна, 2017. Т. 2. С. 173-176.
41. Грохот агломерату // ТОВ «КВМШ плюс»: [Веб-сайт]. URL: <https://kvmshe-plus.all.biz/uk/gurkit-aglomeratu-j-okatyshiv-41-1-sh-g3011037> (дата звернення: 14.10.2021).
42. Грохоти для агломерату та обкотишів // ТОВ «Завод помислового обладнання «Прогрес»»: [Веб-сайт]. URL: <https://zavodgooprogress.com.ua/ua/g9768701-grohoty-dlya-aglomerata> (дата звернення: 14.10.2021).
43. Грохоти вібраційні // УКРМІНЕРАЛ ІНВЕСТ: [Веб-сайт]. URL: <https://mineraltech.com.ua/ua/vibrationscreen.html> (дата звернення: 14.10.2021).
44. Sandvik Screens. Sweden: Sandvik mining and construction, 2008. 14 с.
45. Screens // Schenck Process: [Веб-сайт]. URL: <https://www.schenckprocess.com/technologies/screening/screens> (дата звернення: 14.10.2021).
46. Screens and screening equipment // Metso: [Веб-сайт]. URL: <https://www.mogroup.com/products-and-services/plants-and-capital-equipment/screens> / (дата звернення: 14.10.2021).

47. Учитель С. А., Лялюк В. П., Пополов Д. В. Сортировка металлургических шихт на вибрационных грохотах. Саарбрюккен: Palmarium Academic Publishing, 2014. 413 с.
48. Исследование и обоснование параметров высокопроизводительных грохотов с незабивающимися ситами в циклах самоизмельчения: звіт про НДР (заклучн.) / Дніпропетровський металургійний інститут; кер. О. Д. Учитель; викон.: Р. А. Васильєва, Є. О. Зелов, [та ін.]. Шифр теми 065275. № 43221643. Кривий Ріг, 1976. 70 с.
49. Исследование работы грохотов с целью улучшения эффективности отсева и повышения их эксплуатационной надежности. Разработка и исследования новых систем грохотов (заклучн.) / Дніпропетровський металургійний інститут; кер. О. Д. Учитель; викон.: В. Й. Засельський, Я. Ельтушулер, [та ін.]. Шифр теми 082208. № 80021569. Дніпропетровськ, 1981. 68 с.
50. Русских В. П., Тарасов В. П., Криенко О. В. Исследование и совершенствование технологии производства агломерата. *Вісник Приазовського державного технічного університету*. 2000. № 10. С. 21–25.
51. Бочка В. В., Сова А. В., Двоеглазова А. В. Исследование особенностей процесса разрушения агломерата в устройстве барабанного типа. *Металл и литье Украины*. 2018. № 11-12. С. 3–9.
52. Особенности формирования напряженного состояния и разрушения агломерата / В. В. Бочка та ін. *Металл и литье Украины*. 2017. № 6-7. С. 3–6.
53. Поведінка агломерату при механічних навантаженнях / В. В. Бочка та ін. *Актуальні проблеми розвитку металургійної освіти і науки: матеріали Всеукр. Науково-технічних конф., м. Дніпро, 4 квіт. 2017 р. Дніпро, 2017. С. 233–237.*
54. Рациональная схема подготовки агломерата к доменной плавке / В. В. Бочка та ін. *Вісник Криворізького національного університету*. 2014. № 36. С. 234–237.
55. Сова А. В. Удосконалення технології виробництва агломерату шляхом формування раціональної блокової структури на основі роздільної підготовки шихти та механічної обробки спеченця: дис. Канд. Техн. Наук: 05.16.02. Дніпро, 2020. 119 с.

56. Khopunov E. A. Selective Destruction of Mineral and Technogenic Raw Materials. Yek: UIPC LLC, 2013. 429 с.
57. Рейхсфельд В. О., Шеин В. С., Ермаков В. И. Реакционная аппаратура и машины заводов основного органического синтеза и синтетического каучука: учебное пособие для вузов. Ленинград: Химия, 1975. 392 с.
58. Засельський В. Й., Пополов Д. В. Перспективні конструкції грохотів для підвищення якості підготовки шихтових матеріалів перед спіканням і плавкою. *Теорія і практика металургії*. 2023. № 3. С. 15–21. DOI: <https://doi.org/10.34185/tpm.3.2023.03>
59. Совершенствование технологии и оборудования агломерационного производства / И. М. Мищенко та ін. *Металлургические процессы и оборудование*. 2011. № 3. С. 35–44.
60. Dynamic Characteristics of a Vibrating Flip-Flow Screen and Analysis for Screening 3 mm Iron Ore / C. Yu et al. *Shock and Vibration*. 2020. Vol. 2020. P. 1–12. DOI: <https://doi.org/10.1155/2020/1031659>.
61. Gong S., Oberst S., Wang X. An experimentally validated rubber shear spring model for vibrating flip-flow screens. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2020. Vol. 139. P. 106619. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2020.106619>.
62. Research on Static and Dynamic Characteristics of Shear Spring of the Vibrating Flip-Flow Screen / G. Zhao et al. *Symmetry*. 2020. Vol. 12, no. 10. P. 1644. DOI: <https://doi.org/10.3390/sym12101644>.
63. Slepyan L. I., Slepyan V. I. Coupled mode parametric resonance in a vibrating screen model. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2014. Vol. 43, no. 1-2. P. 295–304. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2013.10.001>.
64. Сито для грохотов: пат. 917864 СССР: В07В 1/12. № 2948704/29-03; заявл. 26.06.1980; опубл. 07.04.1982, Бюл. № 13.
65. Надутый В. П., Гольдин А. А., Погребженский Г. А. Использование резонирующих ленточно-струнных сит в конструкциях вибрационных грохотов. *Кокс и химия*. 1991. № 8. С. 27–28.

66. Червоненко А. Г., Морус В. Л. Износостойкие динамически активные просеивающие поверхности из эластомеров для разделения сыпучих материалов и пульп. *Труды II Международного симпозиума по механике эластомеров*. Дніпро, 1997. Т.1. С. 296–310.
67. Вайсберг Л. А., Картавый А. Н., Коровников А. Н. Просеивающие поверхности грохотов. Конструкции, материалы, опыт применения / ред. Л. А. Вайсберг. Спб: ВСЕГЕИ, 2005. 252 с.
68. Засельский В. И., Зайцев Г. Л., Китац Е. И. Промышленные исследования работы резонирующих просеивающих поверхностей. *Теория и практика металлургии*. 2009. № 5-6. С. 15–18.
69. Screening machines & screeners // Siebmaschinenhersteller Nr.1- RHEWUM GmbH: [Website]. URL: <https://www.rhewum.com/en> (дата звернення: 01.04.2022).
70. Kinematics characteristics of the vibrating screen with rigid-flexible screen rod and the behavior of moist coal particles during the dry deep screening process / Н. Jiang et al. *Powder technology*. 2017. Vol. 319. P. 92–101. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2017.06.036>.
71. Надутый В. П., Ягнюков В. Ф., Ягнюкова И. В. Результаты экспериментальных исследований валкового вибрационного классификатора в зависимости от его конструктивных параметров. *Геотехнічна механіка*. 2016. № 126. С. 15–26.
72. Надутый В. П., Остапенко В. А., Ягнюков В. Ф. Синтез параметров валковых вибрационных классификаторов. Київ: Наук. Думка, 2006. 189 с.
73. Валковый класифікатор: пат. 119687 Україна: В07В1/00. № u201700415; заявл. 16.01.2017; опубл. 10.10.2017.
74. Удосконалення обладнання та процесів вуглепідготовки і коксосортування металургійного виробництва: монографія / В. Й. Засельський, Д. В. Пополов та ін. Кривий Ріг: Літерія, 2019. 203 с.
75. Колосникове сито: пат. 90387 Україна: В07В 1/46. № а200811090; заявл. 12.09.2008; опубл. 12.09.2008, Бюл. № 8.

76. Studying of movement kinematics of dynamically active sieve / D. Popolov et al. *Mechanics and Mechanical Engineering*. 2019. Vol. 23, no. 1. P. 94–97. DOI: <https://doi.org/10.2478/mme-2019-0013>.
77. Грохот: пат. 1119740 СССР: В07В 1/40. № 2635667/29-03; заявл. 26.06.78; опубл. 23.10.84, Бюл. № 39.
78. Учитель А. Д., Зелов Е. А., Бренер Л. Ю. Новый высокоэффективный грохот. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. 1982. № 2. С. 57–58.
79. Грохот: пат. 1232299 СССР: В07В 1/40. № 3741720/29-03; заявл. 17.05.1984; опубл. 23.05.1986, Бюл. № 19.
80. Грохот: пат. 1058641 СССР: В07В 1/40; В07В 1/42. № 2948703/29-03; заявл. 26.06.1980; опубл. 07.12.1983, Бюл. № 45.
81. Учитель А. Д., Засельский В. И. Исследование новых конструкций вибрационных грохотов с пространственными колебаниями рабочего органа. *Тез. Док. Всесоюз. Конф. По вибрационной технике*, г. Тбилиси. 1987. С. 66.
82. Учитель А. Д., Засельский В. И., Вавилов А. Ф. Анализ использования грохотов для подготовки агломерата к доменной плавке. *Проблемы повышения технического уровня производства черных металлов и сплавов и улучшения качества металлопродукции*: Тез. Док. Всесоюз. Науч.-техн. Конф., г. Тула. 1985. С. 15.
83. Засельский В. И. Новый грохот с пространственными колебаниями рабочего органа. *Тез. Док. Всесоюз. Конф. По вибрационной технике*, г. Тбилиси. 1984. С. 217.
84. Учитель А. Д., Засельский В. И. Новый грохот для рассева металлургической шихты. *Экспресс-информация. ЦНИИТЭИтяжмаш*. 1984. Серия 1. Металлургическое оборудование, № 11. С. 4.
85. Учитель А. Д., Засельский В. И., Гниненко С. И. Исследование грохотов для рассева агломерата с пространственными колебаниями короба. *Повышение эффективности работы доменных печей*. М, 1983. С. 66–68.
86. Засельский В. И. Создание высокоэффективного грохота с пространственными колебаниями рабочего органа для калибровки шихты доменного производства: диссертация кандидата технических наук. Днепропетровск, 1986. 184 с.

87. Дятчин В. З. Обоснование параметров вибрационного питателя-грохота с пространственными колебаниями короба: автореф. Дис. На соискание уч. Степени канд. Техн. Наук. Днепропетровск, 2004. 19 с.
88. Учитель А. Д., Засельский В. И., Григорьева В. Г. Перспективное оборудование для подготовки агломератов и спеков к плавке. *Проблемы механики горно-металлургического комплекса*: Материалы междунар. Науч.-технич. Конф., г. Днепропетровск. 2002. С. 198–199.
89. Vibrating screen for solids and liquids – Heilig Mixing Technology. *Heilig Mixing Technology*. URL: <https://www.heiligmixers.com/products/screening-machine/vibrating-screen/> (дата звернення: 09.04.2022).
90. Вібраційний грохот: пат. 91628 Україна: B07B 1/40. № u201401537; заявл. 17.02.2014; опубл. 10.07.2014, Бюл. № 13.
91. Вібраційна транспортна машина: пат. 2532235: B06B 1/00. № 2012129338/28; заявл. 11.07.2012; опубл. 27.10.2014, Бюл. № 30.
92. Смирнов В. О., Білецький В. С. Підготовчі процеси збагачення корисних копалин. Донецьк: Сх. вид. дім, 2012. 284 с.
93. Андреев В. А., Тихонов О. Н. Дробление, измельчение и подготовка сырья к обогащению: учебник для вузов. Спб: СПГГИ(ТУ), 2007. 439 с.
94. Resonance screens. *Binder+Co*. URL: <https://www.binder-co.com/1124/Resonance-Screens#Basic-Info> (дата звернення: 16.04.2022).
95. Многочастотные грохоты в решении отраслевых проблем классификации сырьевых материалов: кат. Обладання. IL Ashdod: Kroosh technologies, 2011. 10 с.
96. Круш И., Борохович Д., Косой Г. Применение технологии kroosh® для процессов разделения сыпучих материалов и полидисперсных суспензий. *Обогащение полезных ископаемых*. 2009. № 14. С. 171–183.
97. Технология Kroosh. *Multifrequencyequipment*. *Kroosh Tecnologies Ltd*. URL: <http://kroosh.com/ru/tehnologiya> (дата звернення: 17.04.2022).
98. Antipov V. I., Ruin A. A. Dynamics of a resonance low-frequency parametrically excited vibration machine. *Journal of machinery manufacture and reliability*. 2007. Vol. 36, no. 5. P. 400–405.

99. Спосіб просіювання: пат. 11827 Україна: F01K 13/00, B07B 1/28, B07B 1/00. № u200506112; заявл. 21.06.2005; опубл. 16.01.2006, Бюл. № 1. 2 с.
100. Швед С. В. Усовершенствование машин для сортировки металлургической шихты на базе создания неоднородных временных колебаний: Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Днепропетровск, 2008. 136 с.
101. Засельский В. И., Швед С. В., Засельская Т. А. Создание грохотов для подготовки шихты с временной неоднородностью сеющей поверхности. *Стратегия качества в промышленности и образовании*: Матер. Межд. Конф, м. Днепропетровск. 2005. С. 27–29.
102. Учитель А. Д., Засельский В. И., Швед С. В. Исследование грохотов с временной неоднородностью рабочего органа. *Науковий вісник НГУ України*. 2006. № 1. С. 65–67.
103. Учитель А. Д., Засельский В. И., Швед С. В. Определение траекторного поля вибромашины с неоднородными и пространственными колебаниями рабочего органа при сортировке металлургической шихты. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. 2006. № 4. С. 107–110.
104. Засельский В. И. Инерционные грохоты с неоднородными колебаниями: монография. Днепропетровск: Пороги, 2007. 144 с.
105. Засельский В. И. Разработка научных основ конструирования вибрационных машин для высокоэффективной сортировки металлургической шихты: Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. Днепропетровск, 2008. 330 с.
106. Вібраційний грохот: пат. 122940 Україна: B07B 1/40, 1/46. № u201710088; заявл. 18.10.2017; опубл. 25.01.2018, Бюл. № 2.
107. Вібраційний грохот: пат. 141145 Україна: B07B1/40, 1/46. № u201908854; заявл. 22.07.2019; опубл. 25.03.2020, Бюл. № 6.
108. Zaselskiy V. I., Popolov D. V., Zaytsev G. L. Steeply inclined vibrational screen in coal preparation at coke plants. *Coke and chemistry*. 2020. Vol. 63, no. 7. P. 351–355.

109. Засельский В. И., Пополов Д. В. Обоснование использования вибрационно-ударных машин для классификации металлургической шихты. *Потураєвські читання: тези XIX Всеукр. Науково-техн. Конф., м. Дніпро, 22 квіт. 2021 р. Дніпро, 2021. С. 47–48.*
110. Zaselskiy V. I., Popolov D. V., Ivanov I. G. Preparation of coking batch in vibrational impact equipment. *Coke and chemistry*. 2021. Vol. 64, no. 4. P. 163–168.
111. Study on dynamic characteristics of leaf spring system in vibration screen / J. Zhou et al. *Journal of low frequency noise, vibration and active control*. 2021. P. 1818-1831. DOI: <https://doi.org/10.1177/14613484211022974>
112. Reducing the load of the elastic support of the resonance vibrating conveyor machines / A. I. Afanas'ev et al. *News of the ural state mining university*. 2018. No. 1(49). P. 85–88. DOI: <https://doi.org/10.21440/2307-2091-2018-1-85-88>
113. Bento Linhares T., Bruno Santos Vimieiro C. Analysis of the dynamic forces acting on a vibrating screen and its support structure using a scale model. *Measurement*. 2021. Vol. 176. P. 109-115. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2021.109179>
114. Gong S., Oberst S., Wang X. An experimentally validated rubber shear spring model for vibrating flip-flow screens. *Mechanical systems and signal processing*. 2020. Vol. 139. 106619. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2020.106619>
115. Низкочастотная виброизоляция тяжёлых технологических машин с помощью эластомерных элементов / В. И. Дырда та ін. *Геотехнічна механіка*. 2017. № 133. С. 56–65.
116. Valeev A., Kharisov S. Application of vibration isolators with a low stiffness for the strongly vibrating equipment. *Procedia engineering*. 2016. Vol. 150. P. 641–646. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.07.060>
117. A novel vibration isolator for vibrating screen based on magnetorheological damper / M. Wu et al. *Journal of mechanical science and technology*. 2021. Vol. 35, no. 10. P. 4343–4352. DOI: <https://doi.org/10.1007/s12206-021-0906-4>
118. A theoretical rigid body model of vibrating screen for spring failure diagnosis / Y. Liu et al. *Mathematics*. 2019. Vol. 7, no. 3. P. 246. DOI: <https://doi.org/10.3390/math7030246>

119. Spring failure analysis of mining vibrating screens: numerical and experimental studies / Liu et al. *Applied sciences*. 2019. Vol. 9, no. 16. P. 3224. DOI: <https://doi.org/10.3390/app9163224>
120. Козуб Ю. Г., Козуб Г. А. Нелинейное деформирование многослойных резино-металлических амортизаторов. *Геотехническая механика*. 2015. № 121. С. 127–139.
121. Расчет долговечности резиновых буферных амортизаторов тяжёлых горных вибропитателей / В. Н. Пухальский та ін. *Геотехническая механика*. 2014. № 116. С. 143–157.
122. Трение и износ материалов на основе полимеров / В. А. Белый та ін. Минск: Наука и техника, 1976. 432 с.
123. Бренер Л. Ю. Создание нецентромассных вибрационных питателей для систем шихтоподачи доменных печей большого объема: Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Кривой Рог, 1982. 200 с.
124. Бегагоен И. А. та ін. *Трение и износ*. Минск, 1985. Т. 6. С. 268–274.
125. Учитель А. Д., Бегагоен И. А., Бренер Л. Ю. Повышение износостойкости и срока службы машин. *Трибоника и антифрикционные материалы*: Тез. Док. Всесоюз. Науч.-техн. Конф., м. Новочеркасск. 1980. С. 17.
126. Середа Е. А. Разработка метода повышения износостойкости резиновых сит грохотов: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Ставрополь, 2011. 162 с.
127. Открытие №333. Явление самосинхронизации вращающихся тел (роторов) / И. М. Абрамович та ін. *Открытия, изобретения*. 1988. № 1.
128. Боголюбов Н. Н. Теория возмущений в нелинейной механике. *Сборник трудов ин-та строительной механики АН СССР*. 1950. № 14. С. 4–9.
129. Блехман И. И. Самосинхронизация вибраторов некоторых вибрационных машин. *Инженерный сборник*. Л, 1953. Т. 16. С. 49–72.
130. Блехман И. И. Теория самосинхронизации механических вибраторов и ее приложения. *Динамика машин*: Труды второго Всесоюз. Совещания по основным проблемам теории машин и механизмов. М, 1960. С. 18.

131. Блехман И. И. Синхронизация динамических систем: диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. Л, 1962. 308 с.
132. Блехман И. И. Проблема синхронизации динамических систем. *Известия АН СССР. ПММ*. 1964. Т. 28, № 2. С. 193–215.
133. Блехман И. И., Джанелидзе Г. Ю. Вибрационное перемещение. М: Наука, 1964. 412 с.
134. Блехман И. И. Вращение неуравновешенного ротора, обусловленное гармоническими колебаниями его оси. *Известия АН СССР*. 1965. Серия ОТН, № 8. С. 79–94.
135. Блехман И. И. Синхронизация динамических систем. М: Наука, 1971. 654 с.
136. Блехман И. И. Синхронизация в природе и технике. М: Наука, 1981. 230 с.
137. Блехман И. И., Ярошевич Н. П. Основы теории и возможности использования кратной самосинхронизации возбудителей в вибрационных машинах и устройствах. *Импульсные машины для горного и строительного производства*. Новосибирск, 1990. С. 25–28
138. Блехман И. И., Вайсберг Л. А. Явление самосинхронизации неуравновешенных роторов и его использование при создании грохотов и других вибрационных машин. *Обогащение руд*. 2001. № 1. С. 20–26.
139. Блехман И. И., Василько В. Б., Ярошевич Н. П. О некоторых возможностях совершенствования вибрационных машин с самосинхронизирующимися инерционными вибровозбудителями. *Проблемы машиностроения и надежности машин*. 2013. № 3. С. 18–22.
140. Барзуков О. П., Вайсберг Л. А. О стабильности самосинхронного вращения двух вибровозбудителей в устройствах с пространственной динамической схемой. *Вибрационная техника*. 1977. № 3. С. 89–94.
141. Барзуков О. П., Вайсберг Л. А. Методика оценки и нормирования стабильности вибрационных грохотов тяжелого типа с двумя самосинхронизирующимися вибровозбудителями. *Обогащение руд*. 1982. № 4. С. 31–35.

142. Лавров Б. П., Гольдин Л. А. Исследование синхронизации механических вибраторов в основных схемах двухмассных грохотов. *Обогащение руд*. 1977. № 3. С. 27–31.
143. Голдин Л. А., Лавров Б. П. Динамика двухмассных вибрационных грохотов с двумя самосинхронизирующимися вибраторами. *Обогащение руд*. 1973. № 6. С. 39–43.
144. Нагаев Р. Ф., Ходжаев К. Ш. Синхронные движения в системе объектов с несущими связями. *Изв. АН СССР. ПММ*. 1967. Т. 31, № 2. С. 631–642.
145. Гуртовник А. С., Неймарк Ю. И. О синхронизации динамических систем. *Изв. АН СССР. ПММ*. 1974. Т. 38, № 5. С. 800–809.
146. Нагаев Р. Ф. Синхронизация в системе существенно нелинейных объектов с одной степенью свободы. *Изв. АН СССР. ПММ*. 1965. Т. 29, № 2. С. 203–217.
147. Лурье А. И. Некоторые задачи самосинхронизации: Труды V Международной конференции по нелинейным колебаниям. Киев, 1970. Т. 3. С. 470–455.
148. Ярошевич Н. П. Использование эффекта самосинхронизации при возбуждении бигармонических колебаний. *Проблемы машиностроения и надёжности машин*. 1990. № 6. С. 23–27.
149. Ярошевич М. П. Один із методів отримання вібраційних моментів у задачах синхронізації механічних вібраторів. *Наукові нотатки: Міжвуз*. 36. (за напрямом Інж. Механіка). Луцьк, 2000. Вип. 11. С. 295–299.
150. Ярошевич Н. П. Динамика вибрационных машин в условиях «слабой» самосинхронизации возбудителей: автореф. Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. СПб, 2004. 36 с.
151. Потапенко М. А. Дополнительные степени свободы в задачах о самосинхронизации вибровозбудителей: автореф. Диссертация на соискание ученой степени кандидата физико-математических наук. СПб, 2012. 15 с.
152. Быховский И. И. Вибрационное поддержание вращения двойного маятника. *Вибрационные машины производственного назначения*. М, 1971. С. 51–53.
153. Барзуков О. П. Краткая синхронизация в системе слабосвязанных объектов с одной степенью свободы. *Изв. АН СССР. ПММ*. 1972. Т. 36, № 2. С. 225–238.

154. Потураев В. Н. Резонансные грохоты. М: ЦНИЭИ-уголь, 1963. 94 с.
155. Надутый В. Н., Червоненко А. Г., Франчук В. П. Проблемы динамики некоторых вибрационных машин тяжелого типа. *Динамика машин*. М, 1974. С. 141–150.
156. Блехман И. И., Лавров В. П. Об одном интегральном признаке устойчивости движения. *Прикладная математика и механика*. 1960. Т. 24, № 5. С. 938–941.
157. Блехман И. И. Интегральный критерий устойчивости периодических движений некоторых нелинейных систем и его приложения: Труды Междунар. Симпозиума по нелинейным колебаниям. Т. 2. Киев, 1963. С. 84–97.
158. Блехман И. И. Обоснование интегрального признака устойчивости движения в задачах о самосинхронизации вибраторов. *Прикладная математика и механика*. 1963. Т. 24, № 6. С. 1100–1103.
159. Ходжаев К. Ш. Интегральный критерий устойчивости для систем с квазициклическими координатами и энергетические соотношения при колебаниях проводников с токами. *Изв. АН СССР. ПММ*. 1969. Т. 33, № 1. С. 85–100.
160. Косолапов А. Н. Влияние технологических нагрузок и расположение самосинхронизирующихся вибровозбудителей на их относительную фазировку. *Исследования обогатительного и металлургического оборудования: Сборник трудов ВНИИМетМаш*. М, 1989.
161. Косолапов А. Н. Адаптивное свойство вибрационных машин с самосинхронизирующимися вибровозбудителями. *Известие вузов. Горный журнал*. 1989. № 11. С. 103–108.
162. Косолапов А. Н. Адаптивное свойство колебательной системы с самосинхронизирующимися вибровозбудителями. *Доклады АН СССР. Механика*. 1989. Т. 309, № 2. С. 293–296.
163. Косолапов А. Н., Юдин А. В. Проверка эффективности адаптивного и регулировочного свойства вибротранспортных устройств в промышленных условиях. *Известие вузов. Горный журнал*. 1990. № 5. С. 103–108.
164. Косолапов А. Н. Совершенствование вибрационных машин металлургического производства с использованием адаптивного свойства синхронизирую-

- щихся вибровозбудителей: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Свердловск, 1990. 148 с.
165. Спосіб просіювання: пат. 11827 Україна: F01K 13/00, B07B 1/28, B07B 1/00. № u200506112; заявл. 21.06.2005; опубл. 16.01.2006, Бюл. № 1.
166. Швед С. В. Усовершенствование машин для сортировки металлургической шихты на базе создания неоднородных временных колебаний: Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Днепропетровск, 2008. 136 с.
167. Засельский В. И., Швед С. В., Засельская Т. А. Создание грохотов для подготовки шихты с временной неоднородностью сеющей поверхности. *Матер. Межд. Конф. «Стратегия качества в промышленности и образовании»*. Днепропетровск, 2005. С. 27–29.
168. Учитель А. Д., Засельский В. И., Швед С. В. Исследование грохотов с временной неоднородностью рабочего органа. *Науковий вісник НГУ України*. 2006. № 1. С. 65–67.
169. Засельский В. И. Разработка научных основ конструирования вибрационных машин для высокоэффективной сортировки металлургической шихты: Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. Днепропетровск, 2008. 491 с.
170. Потураев В. Н. Об идентификации реологической модели сыпучей среды при взаимодействии с вибрационной машиной. *Вибротехника*. 1973. № 3(20). С. 215–261.
171. Потураев В. Н., Червоненко А. Г. Об учете влияния технологической нагрузки при динамическом расчете вибрационных конвейеров и грохотов. *Обогащение полезных ископаемых*. 1967. № 2. С. 81–91.
172. Потураев В. Н., Червоненко А. Г., Ободан Ю. Я. Динамика и прочность вибрационных транспортно-технологических машин. Л: Машиностроение, 1989. 111 с.
173. Потураев В. Н., Червоненко А. Г. Определение присоединенной массы вибрационных конвейеров и грохотов. *Обогащение руд*. 1966. № 2.

174. Потураев В. Н., Червоненко А. Г. Динамика тяжелых вертикальных виброконвейеров с учетом влияния массы транспортируемого материала и свойства источника энергии. *Механика машин*. 1971. № 29-30. С. 25–36.
175. Крюков Б. И. Исследование поведения насыпного материала на вибрирующей шероховатой поверхности. *Известие вузов. Горный журнал*. 1963. № 1. С. 22–25.
176. Швед С. В. Статика и элементы динамики. Кривой Рог: Киреевский, 2015. 435 с.
177. Цасюк В. В. Теоретична механіка: навч. Посіб. Київ: Центр навч. Літ., 2004. 402 с.
178. Цисарж В. В., Марусик Р. И. Математические методы компьютерной графики. Киев: Факт, 2004. 464 с.
179. Учитель А. Д. Создание высокоэффективных вибрационных машин для подготовки металлургических шихт: Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. Днепропетровск, 1992. 511 с.
180. Юдин А. В., Батятин В. М., Пекарский В. С. Экспериментальное определение влияния ударных нагрузок на скорость перемещения материала вибропитателем. *Известие вузов. Горный журнал*. 1977. № 11. С. 109–112.
181. Юдин А. В., Косолапов А. Н., Мальцев В. А. Расчет скорости руды на вибропитателе с учетом ударного воздействия при загрузке. *Известие вузов. Горный журнал*. 1986. № 8. С. 62–68.
182. Юдин А. В. Динамика вибропитателей в условиях перегрузочных пунктов комбинированного транспорта. *Известие вузов. Горный журнал*. 1990. № 4. С. 64–68.
183. Юдин А. В., Мальцев В. А. Исследование послеударного движения рабочего органа вибропитателя под воздействием импульсного нагружения. *Известия Уральского горного института Сер. Горная электромеханика*. 1993. № 4. С. 81–86.
184. Мальцев А. В. Экспериментальные исследования колебаний рабочего органа питателя при динамическом нагружении питателя. *Известие вузов горный журнал*. 1994. № 4. С. 87–90.

185. Юдин А. В. Тяжелые вибрационные питатели и питатели-грохоты для горных перегрузочных систем. Екатеринбург: УГГГА, 1996. 188 с.
186. Юдин А. В., Мальцев В. А. Моделирование процессов ударного нагружения вибропитателя в условиях перегрузочного пункта. *Известие вузов. Горный журнал*. 1996. № 6. С. 66–70.
187. Юдин А., Мальцев В. А. Эволюция перегрузочных комплексов на глубоких карьерах. *Горный журнал*. 2002. № 4. С. 41–44.
188. Мальцев В. А., Румянцев С. А., Юдин А. В. Особенности проявления адаптационных свойств вибросистем с самосинхронизирующимся приводом в условиях ударного нагружения. *Известие вузов. Горный журнал*. 2002. № 6. С. 68–75.
189. Мальцев В. А. Совершенствование динамически самосинхронизирующихся карьерных вибромашин. *Горный журнал*. 2002. № 2. С. 37–42.
190. Румянцев С. А. Динамика переходных процессов в самосинхронизирующихся вибрационных машинах и совершенствование конструкции этих машин: Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. 2003. 201 с.
191. Привалов А. И. Влияние ударных и технологических нагрузок на работу вибропитателей-грохотов с самосинхронизирующимся виброприводом: автореф. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. 2008. 20 с.
192. Привод полічастотного грохота: пат. 45544 Україна: В07В 1/42. № u200906845; заявл. 30.06.2009; опубл. 10.11.2009, Бюл. № 21. 2 с.
193. Булат А. Ф., Шевченко Г. А. Влияние поличастотных колебаний просеивающих поверхностей вибрационных грохотов на разделение сыпучих материалов. *Науковий вісник НГУ*. 2010. № 4. С. 92–97.
194. Шевченко Г. А., Шевченко В. Г. Модель вибрационного поличастотного грохота с ограниченным источником возбуждения. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2015. № 4(80). С. 105–112.
195. Шевченко В. Г., Шевченко Г. О. Щодо використання живильників з віброударним приводом для підвищення продуктивності та безпеки випуску уранових руд. *Геотехнічна механіка*. 2017. № 135. С. 32–45.

196. Shevchenko H., Sushchenko O., Zozulia H. Oscillation modes of vibrating feeders with vibro-impact adaptive drive at the output of reflacted ore from chambers of winning blocks. *E3S Web of Conferences*. 2019. Vol. 109. 00087. DOI: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201910900087>
197. Shevchenko H., Shevchenko V., Pukhalskyi V. Vibrational feeders with vibro-impact adaptive drive. *E3S Web of Conferences*. 2019. Vol. 109. 00085. DOI: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201910900085>
198. Lapshin Ye. S., Shevchenko A. I. Ways of improvement of vibrational segregation and dehydration of mineral raw materials. *Naukovyi visnyk natsionalnoho hirnychoho universytetu*. 2013. No. 3. P. 45–51.
199. Lapshyn Ye., Shevchenko O. Prospects for using screens with double vibration-impact excitation for size separation and dewatering of wet mineral raw materials that are difficult to classify. *V International Conference "Essays of mining science and practice": IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 8–10 November 2023. 1348012074. DOI 10.1088/1755-1315/1348/1/012074.
200. Шевченко О. І. Розвиток наукових основ процесу віброударного зневоднення техногенної сировини гранулометричного складу, який змінюється: дис. д-ра техн. наук: 05.15.09 - Геотехнічна і гірнича механіка. Дніпро, 2021. 554 с.
201. Надутый В. П., Лапшин Е. С., Шевченко А. И. Математическое моделирование грохота с ударным возбуждением просеивающей поверхности. *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні*. 2011. № 45. С. 320–324.
202. Надутый В. П., Лапшин Е. С., Шевченко А. И. Математическое моделирование виброударного движения просеивающей поверхности с учетом диссипации для повышения эффективности грохочения. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2012. № 1(65). С. 106–109.
203. Лапшин Е. С., Шевченко А. И. Математическое моделирование кинетики грохочения и обезвоживания минерального сырья. *Збагачення корисних копалин*. 2012. № 51(92). С. 55–64.

204. Шевченко А. И. Численные эксперименты по изучению кинетики обезвоживания минерального сырья при виброударном грохочении. *Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського. Сучасні технології в машинобудуванні, транспорті та гірництві*. 2018. № 6(113). С. 70–78.
205. Надутый В. П., Лапшин Е. С. Вероятностные процессы вибрационной классификации минерального сырья. Київ: Наук. думка, 2005. 180 с.
206. Shevchenko O. Analysis of the influence of the size of particles on the choice of design and mode parameters of the vibro-impact screen during dehydration and separation of materials. *Geo-Technical mechanics*. 2021. No. 159. P. 69–78. DOI: <https://doi.org/10.15407/geotm2021.159.069>.
207. Надутый В. П., Шевченко А. И. Испытание грохота для тонкой классификации угольных шламов. *Геотехническая механика*. 2005. № 59. С. 164–169.
208. Повышение эффективности удаления влаги при тонком грохочении горной массы за счет импульсного воздействия / В. П. Надутый та ін. *Науковий вісник Національного гірничого університету України*. 2011. № 2(122). С. 95–99.
209. Надутый В. П., Лапшин Е. С., Шевченко А. И. Определение условий прохождения жидкости через просеивающую поверхность вибрационного грохота. *Збагачення корисних копалин*. 2011. № 44(85). С. 54–61.
210. Экспериментальные исследования вибрационного воздействия на отделение жидкости при грохочении материала / Е. С. Лапшин та ін. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. 2011. № 3. С. 71–74.
211. Надутый В. П., Лапшин Е. С., Шевченко А. И. Математическое моделирование прохождения жидкости через просеивающую поверхность при вибрационном грохочении. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2011. № 3(63). С. 27–32.
212. Лапшин Е. С., Шевченко А. И. Пути интенсификации обезвоживания минерального сырья на вибрационных грохотах. *Збагачення корисних копалин*. 2011. № 47(88). С. 144–151.
213. Лапшин Е. С., Шевченко А. И. Математическое моделирование кинетики обезвоживания при вибрационном грохочении. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2011. № 4(64). С. 20–24.

214. Надутый В. П., Лапшин Е. С., Шевченко А. И. Исследование кинетики обезвоживания при вибрационном грохочении. *Збагачення корисних копалин*. 2012. № 49(90). С. 112–119.
215. Лапшин Е. С., Шевченко А. И. Определение удельной энергии, необходимой для обезвоживания минерального сырья при вибрационном грохочении. *Збагачення корисних копалин*. 2012. № 50(91). С. 179–186.
216. Лапшин Е. С., Шевченко А. И. Энергоемкость процесса обезвоживания минерального сырья при вибрационном грохочении. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. 2012. № 4. С. 91–93.
217. Шевченко А. И. Пути повышения эффективности грохочения и обезвоживания минерального сырья на вибрационных грохотах. *Геотехническая механика*. 2012. № 97. С. 240–252.
218. Шевченко А. И. Влияние удельной нагрузки, конструктивных и режимных параметров на интенсивность обезвоживания минерального сырья при вибрационном грохочении. *Геотехническая механика*. 2012. № 99. С. 162–168.
219. Лапшин Е. С., Шевченко А. И. Анализ состояния развития вибрационного грохочения при обезвоживании минерального сырья. *Геотехническая механика*. 2012. № 101. С. 84–104.
220. Лапшин Е. С., Шевченко А. И. Влияние импульсного воздействия на эффективность разделения по крупности и обезвоживания минерального сырья. *Геотехническая механика*. 2012. № 104. С. 195–208.
221. Лапшин Е. С., Шевченко А. И., Сухарев В. В. Перспективы использования импульсного воздействия при разделении по крупности и обезвоживании минерального сырья. *Геотехническая механика*. 2012. № 105. С. 205–216.
222. Лапшин Е. С., Шевченко А. И. Изучение кинетики разделения по крупности и обезвоживания минерального сырья при виброударном грохочении. *Збагачення корисних копалин*. 2013. № 53(94). С. 179–188.
223. Лапшин Е. С., Шевченко А. И. Результаты разделения по крупности и обезвоживания строительных песков новым способом вибрационного грохочения. *Геотехнічна механіка*. 2013. № 109. С. 63–73.

224. Шевченко А. И. Интенсификация разделения по крупности и обезвоживания минерального сырья при новом способе виброударного грохочения. *Збагачення корисних копалин*. 2013. № 54(95). С. 157–166.
225. Шевченко А. И. Анализ кинетики разделения по крупности и обезвоживания угольных шламов при новом способе виброударного грохочения. *Збагачення корисних копалин*. 2013. № 55(96). С. 96–103.
226. Шевченко А. И. Интенсификация разделения по крупности и обезвоживания угольных шламов при виброударном грохочении. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. 2016. № 2. С. 100–105.
227. Шевченко А. И. Определение условий повышения эффективности классификации и обезвоживания угольных шламов при новом способе виброударного грохочения. *Збагачення корисних копалин*. 2017. № 67(108). С. 150–155.
228. Шевченко А. И. Численные эксперименты по изучению кинетики обезвоживания минерального сырья при виброударном грохочении. *Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського. Сучасні технології в машинобудуванні, транспорті та гірництві*. 2018. № 6(113). С. 70–78.
229. Шевченко А. И. Численные эксперименты по изучению кинетики грохочения с обезвоживанием минерального сырья при виброударном грохочении. *Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського. Сучасні технології в машинобудуванні, транспорті та гірництві*. 2019. № 1(114). С. 62–73.
230. Shevchenko O. I. The influence of periodic pulse action on the efficiency of vibrating screening with dehydration. *Sustainable development of resource-saving technologies in mineral mining and processing: Multi-authored monograph*. Petroșani: Universitas publishing, 2019. P. 384–399.
231. Lapshin Ye. S., Shevchenko O. I. Numerical experiments on the determination of rational regions of regulatory parameters for the effective dewatering of various screening surfaces. *Geotekhnicheskaya mekhanika*. 2023. № 164. С. 37–44. DOI: <https://doi.org/10.15407/geotm2023.164.037>.

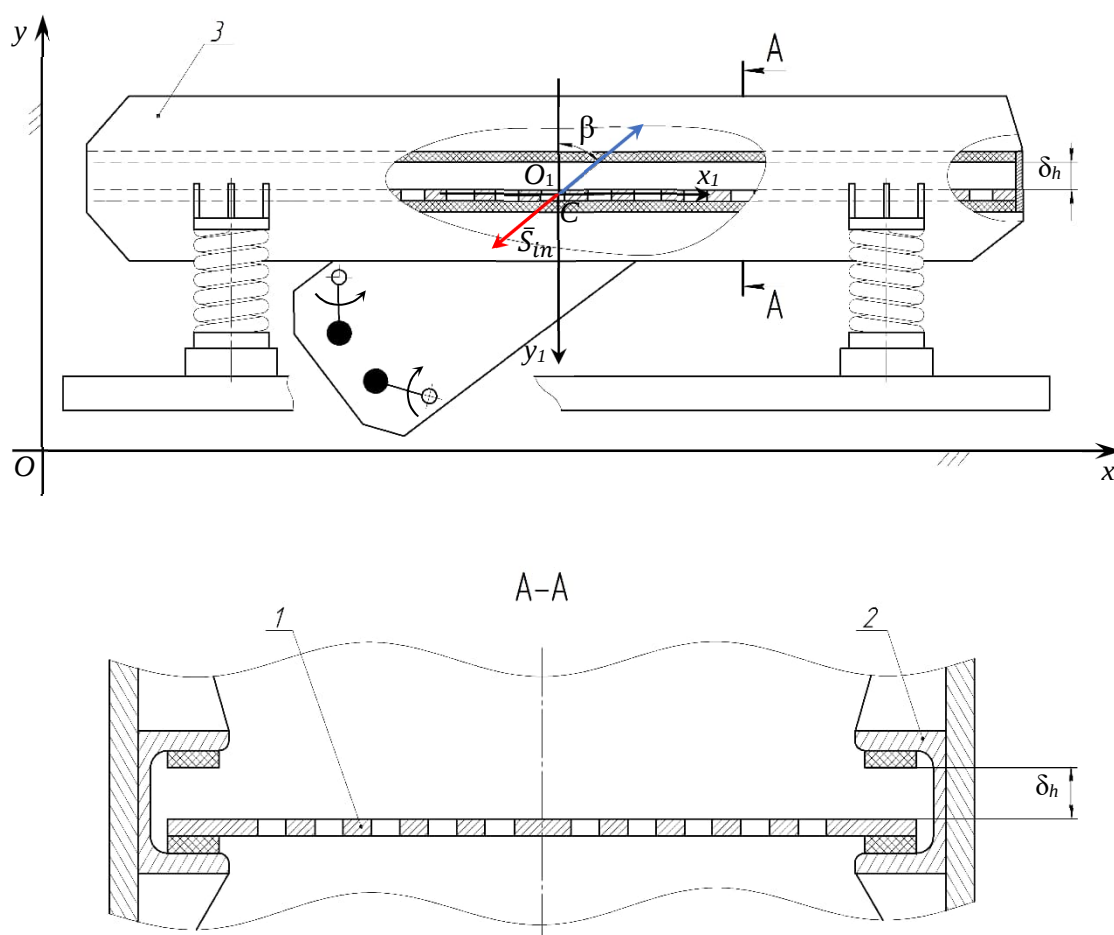
232. Спосіб класифікації та зневоднювання мінеральної сировини: пат. 58794 Україна: B07B 1/40. № u201011698; заявл. 01.10.2010; опубл. 26.04.2011, Бюл. № 8. 4 с.
233. Спосіб грохочення та зневоднювання мінеральної сировини, що важко класифікується: пат. 65469 Україна: B07B 1/40. № u201105325; заявл. 26.04.2011; опубл. 12.12.2011, Бюл. № 23. 4 с.
234. Спосіб класифікації та зневоднювання: пат. 65597 Україна: B07B 1/40. № u201106182; заявл. 17.05.2011; опубл. 12.12.2011, Бюл. № 23. 4 с.
235. Спосіб грохочення та зневоднювання матеріалів, що важко класифікуються: пат. 67194 Україна: B07B 1/40. № u201107943; заявл. 23.06.2011; опубл. 10.02.2012, Бюл. № 3. 4 с.
236. Грохот вібраційний: пат. 69225 Україна: B07B 1/40. № u201111345; заявл. 26.09.2011; опубл. 25.04.2012, Бюл. № 8. 4 с.
237. Спосіб розділення за крупністю та зневоднювання сипучого матеріалу, який важко класифікується: пат. 77362 Україна: B07B 1/40. № u201209458; заявл. 02.08.2012; опубл. 11.02.2013, Бюл. № 3. 4 с.
238. Спосіб розділення за крупністю та зневоднювання сипучого матеріалу, який важко класифікується: пат. 151377 Україна: B07B 1/40. № u202107841; заявл. 31.12.2021; опубл. 13.07.2022, Бюл. № 28. 4 с.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ СТАНУ СІЯЧОЇ ПОВЕРХНІ В УМОВАХ ВІБРАЦІЙНО-УДАРНОЇ ДІЇ

2.1 Розрахункова схема та прийняті допущення

Сіяча поверхня 1 (рис. 2.1) вільно укладена в просторі, утвореним швелеро-подібним підситником 2, закріпленим на коробі 3, який здійснює динамічне стійкі лінійно направлені гармонійні коливання. Сіяча поверхня має можливість переміщуватись в перпендикулярному до опорної поверхні напрямку на відстань, що дорівнює встановленому проміжку δ_h .



1-сіяча поверхня; 2-швелероподібний підситник; 3-короб

Рисунок 2.1 – Розрахункова схема

Для дослідження стану системи тіл під дією збурювальної сили інерції, введена абсолютна система координат xOy , її початок розташований в довільній точці O абсолютно нерухомого простору, вісі котрої спрямовані вздовж характерних напрямів сіячої поверхні.

Введемо зв'язану з нижньою площиною внутрішньої поверхні, утвореної швелероподібним підситником, відносну систему відліку $x_1O_1y_1$.

Оскільки умови зв'язку, котрі покладені на сіячу поверхню дозволяють їй виконувати тільки обмежені проміжком δ_h лінійні рухи, приймаємо сіячу поверхню в якості матеріальної точки C , розташованої в центрі мас сіячої поверхні. Пружну деформацію сіячої поверхні приймаємо за усереднену деформацію пружин з усередненою жорсткістю c_{sr} . Масу коробу позначимо як M , а масу сіячої поверхні (точки C) як m (рис. 2.2).

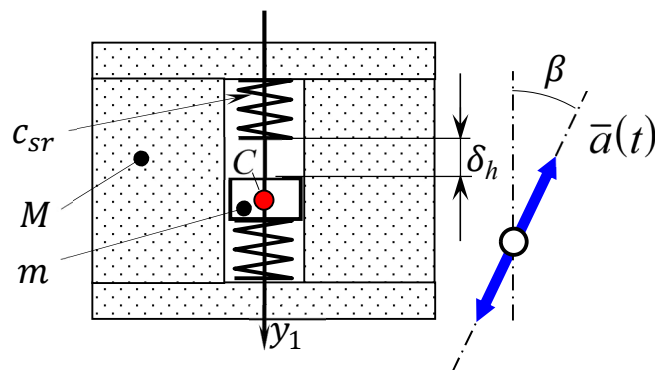


Рисунок 2.2 – Еквівалентна розрахункова схема

Враховуючи прийняту розрахункову схему, на точку C може бути послідовно накладено два односторонніх зв'язки при вибиранні проміжку δ_h вздовж вісі y_1 . Ці зв'язки виникають по мірі зіткнення маси m з нижньою та верхньою площинами внутрішньої поверхні швелероподібного підситника. Розділимо процес циклічного руху механічної системи, при коливаннях коробу, на шість характерних етапів. Приймаємо, що в початковому положенні маса m знаходиться в статичній рівновазі, спираючись на нижню площину підситника. [1]

Перший етап — спільний розгін елементів системи «сито-короб». Цей етап може протікати як завгодно довго аж до моменту розриву одностороннього зв'язку з нижньою площиною внутрішньої поверхні підситника.

Другий етап — роздільний рух елементів системи до їх зіткнення. Етап протікає до появи одностороннього зв'язку з нижньою або верхньою площинами підситника. Якщо зв'язок поновився з нижньою площиною, то сіяча поверхня під час свого руху не вибрала проміжок δ_h та під дією сили тяжіння повернулася до нижньої площини підситника. Якщо проміжок δ_h був повністю вибраний, то відбулось зіткнення сіячої поверхні з верхньою площиною підситника.

Третій етап — пружне стиснення елементів системи при зіткненні сіячої поверхні з верхньою площиною підситника. Цей етап розвивається від моменту виникнення другого зв'язку з верхньою площиною підситника після повної вибірки проміжку δ_h до максимальної деформації пружних зв'язків.

Четвертий етап — спільний розгін елементів системи при розпрямленні пружних зв'язків до моменту розриву другого одностороннього зв'язку.

П'ятий етап — роздільний рух елементів системи до їх зіткнення (вибірка проміжку δ_h).

Шостий етап — пружне стиснення елементів системи при зіткненні сіячої поверхні з нижньою площиною підситника після поновлення одностороннього зв'язку з нею. Етап розвивається від моменту виникнення зв'язку з нижньою площиною підситника, після повної вибірки проміжку δ_h до максимальної деформації пружних зв'язків.

Приймаємо, що при усталеному русі сіячої поверхні існує тісний часовий і координатний зв'язок, всі кінцеві кінематичні параметри кожного попереднього етапу є початковими параметрами для наступного суміжного з ним.

При русі системи, кожний розрахунковий цикл, що містить в собі послідовний перебір всіх шести етапів, виходить на нові кінцеві параметри.

В розрахунковому циклі є можливість виділити три основні види динамічного стану заданої системи матеріальних тіл.

Перший вид динамічного стану — це спільний рух підпружиненої матеріальної точки C та коробу, який починається з моменту зіткнення складових системи при відомій координаті початкового положення, а також відомої початкової

швидкості складових системи, що вступили у взаємодію. Початкові параметри взаємодії є кінцевими параметрами попереднього циклу руху. Цей динамічний стан властивий першому та шостому етапів циклічного руху системи.

Другий вид динамічного стану — роздільний рух елементів системи, який починається з моменту розриву зв'язку на кінці першого чи четвертого етапів циклічного руху системи та закінчується з моменту відновлення зв'язку на третьому чи шостому етапах. Тривалість цього динамічного стану визначається не тільки швидкістю руху елементів системи, але й, насамперед, конструктивним параметром — проміжком δ_h . Цей динамічний стан повністю відповідає другому та п'ятому етапам циклічного руху системи.

Третій вид динамічного стану системи — пружна взаємодія складових системи через пружину після поновлення зв'язку. Цей динамічний стан властивий третьому та четвертому стану циклічного руху системи.

Для вивчення процесу руху механічної системи за її характерними динамічними станами необхідно визначити усереднену жорсткість пружини c_{sr} , яка дозволяє врахувати пружну деформацію сіячої поверхні.

2.2 Жорсткість сіячої поверхні та її деформація

Усереднену жорсткість сіячої поверхні у напрямі основної деформації можна визначити як [2]

$$c_{sr} = \frac{1}{S_s} \iint_{S_s} c(x, z) dz dx \frac{H}{M}, \quad (2.1)$$

де S_s — площа сіячої поверхні за межею закріплення її в рамі, m^2 ; $c(x, z)$ — функція жорсткості сіячої поверхні в межах закону Гука.

Встановлення функції жорсткості сіячої поверхні можливо лише після визначення її деформації.

Для цього представимо сіячу поверхню як таку, що складається з чисельності елементарних балок-смужок, які лежать як в подовжньому, так і в поперечному напрямках, мають защемлені кінці та знаходяться в однорідному полі сил інерції. Причому, вигин цих балок-смужок відбувається як в подовжньому, так і в поперечному напрямках.

Розглянемо деформацію сіячої поверхні окремо в подовжньому та поперечному напрямках, враховуючи вищевикладені допущення.

Для розрахунку деформації у подовжньому напрямку приймемо, що розподілена сила інерції q при лінійних коливаннях коробу діє на подовжні балки-смужки під кутом β до нормалі, проведеної до опорної поверхні підситника в подовжній площині (рис. 2.3)

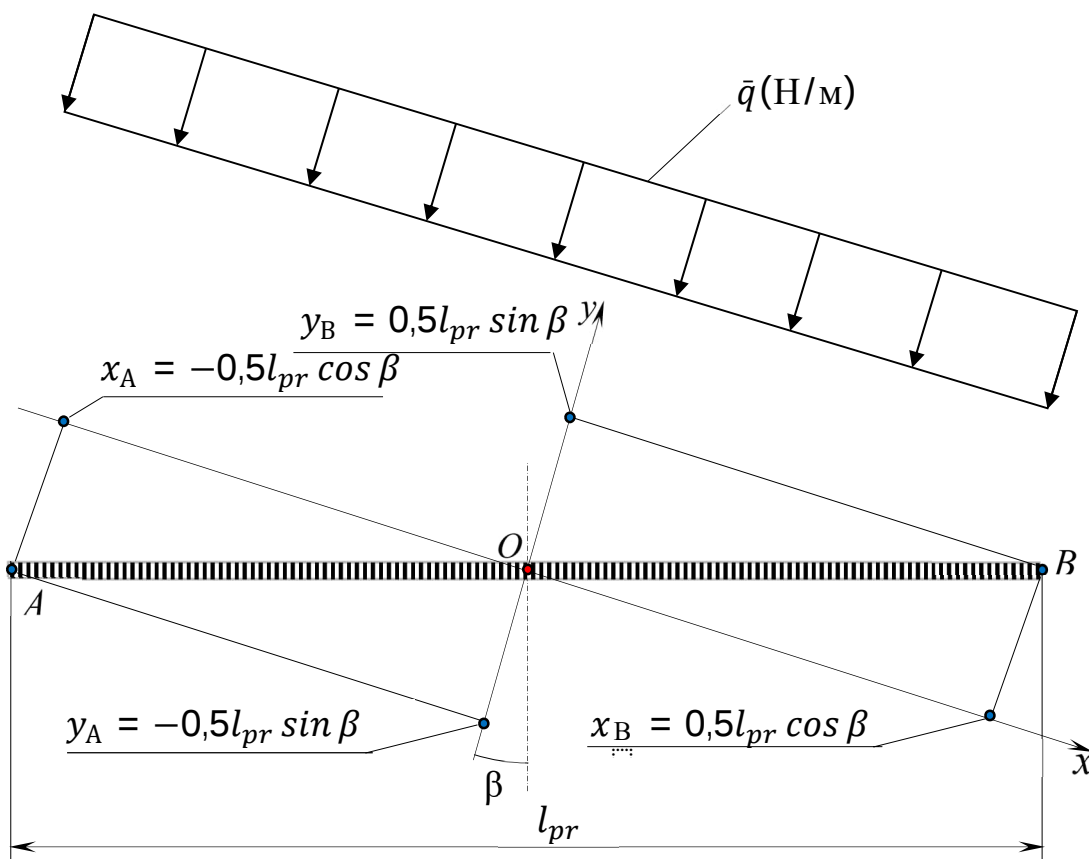


Рисунок 2.3 – До визначення форми балки-смужки довжиною l_{pr} в подовжній площині сіячої поверхні в умовах однорідного поля інерції з кутом вібрації β

Початок прийнятої системи координат yOx розташований в середині відрізка довжиною l_{pr} , що сполучає точки закріплення A та B елементарної гнучкої та пружної подовжньої балки-смужки.

При заданих умовах для визначення рівняння форми балки-смужки відповідно до [3] слід вирішити систему з трьох рівнянь, що використовують крайові умови при її закріпленні, а також — умову співпадіння її конструктивної довжини в розтягнутому стані з довжиною її кривого вигину, що проходить від однієї точки кріплення до іншої

$$\begin{cases} y_A + \frac{C_1}{q} = \frac{F_H}{q} \cdot \cosh \left[\frac{q}{F_H} \cdot (x_A + C_2) \right] \\ y_B + \frac{C_1}{q} = \frac{F_H}{q} \cdot \cosh \left[\frac{q}{F_H} \cdot (x_B + C_2) \right] \\ l_{pr} = \int_{x_A}^{x_B} \cosh \left[\frac{q}{F_H} \cdot (x + C_2) \right] dx \end{cases} \quad (2.2)$$

де y_A, x_A, y_B, x_B — відповідні координати точок закріплення деформованої балки-смужки A та B ; F_H — сила тяжіння балки-смужки; C_1, C_2 — постійні інтегрування.

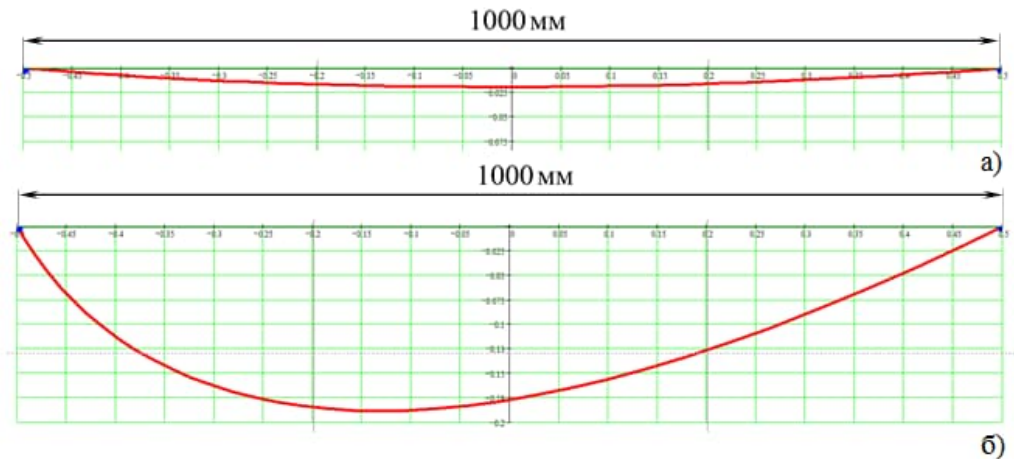
Чисельне рішення системи (2.2) дає значення трьох невідомих параметрів F_H, C_1, C_2 . При заданому закріпленні з незначним перевищенням її розтягнутої довжини над розтягненням між закріпленнями, маємо $C_2 = 0$.

На підставі отриманих розв'язків було сформоване рівняння подовжньої лінії сита

$$y_{pr}(x) = \frac{F_{Hpr}}{q} \cdot \cosh \left(\frac{q}{F_{Hpr}} \cdot x \right) - \frac{C_{1pr}}{q}. \quad (2.3)$$

Проведені розрахунки для різних кутів вібрації β , за інших рівних умов, показують, що подовжнім зміщенням стріли прогину через вплив кута вібрації, можна знехтувати, при цьому, криві деформованих подовжніх ліній сіячої поверхні співпадають (рис. 2.4). З отриманих форм балки-смужки при різному відносному

подовжені ε видно, що підчас незначних відносних подовженнях (до $\varepsilon = 0,001$ – дане значення відповідає порядку подовження сита на практиці) зміщення стріли прогину в подовжньому напрямку зневажливо мале.



а- відносне подовження $\varepsilon = 0,001$; б- відносне подовження $\varepsilon = 0,1$

Рисунок 2.4 – Форми балок-смужок при різному відносному подовженню ε під дією однорідного поля сили інерції при куті вібрації $\beta = 45^\circ$ в системі координат пов'язаній з сіячою поверхнею в її подовжній площині перетину

Значне зміщення стріли прогину відбувається при великих відносних подовженнях ($\varepsilon = 0,1$), що недопустимо в виробничих умовах.

Розглянемо поперечний перетин сіячої поверхні, що знаходиться під дією однорідного поля сил інерції (рис. 2.5). В цій площині кут вібрації дорівнює нулю.

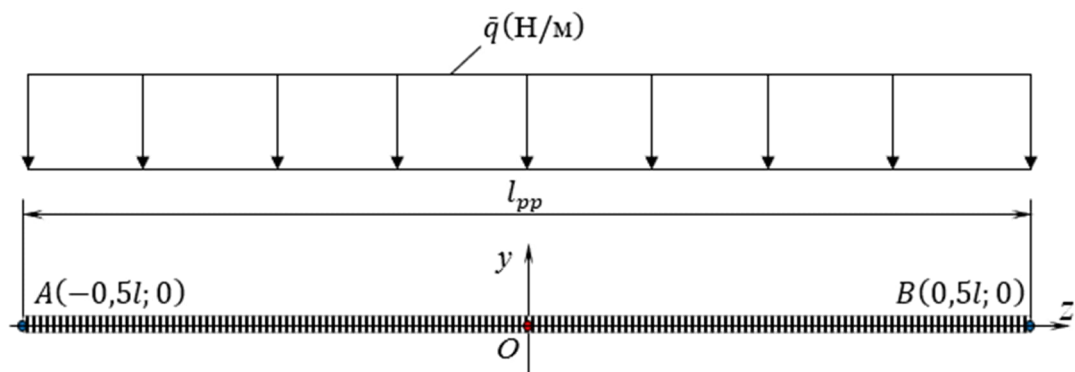


Рисунок 2.5 – До визначення форми балки-смужки довжиною l_{pp} в поперечній площині сіячої поверхні в умовах однорідного поля сили інерції

Прийmemo систему координат yOz пов'язану з серединою відрізка, що сполучає точки закріплення A і B розтягнутої елементарної гнучкої та пружної поперечної балки-смужки довжиною l_{pp} . Розв'язуючи систему рівнянь (2.2) для поперечного перетину сіячої поверхні було визначено, що коефіцієнт $C_2 = 0$. Таким чином, для поперечної балки-смужки отримуємо рівняння її прогину під дією однорідного поля сил інерції

$$y_{pp}(z) = \frac{F_{нpp}}{q} \cdot \cosh\left(\frac{q}{F_{нpp}} \cdot z\right) - \frac{C_{1pp}}{q}. \quad (2.4)$$

Як показав чисельний аналіз залежності (2.4) деформація поперечної балки-смужки для сіячої поверхні в однорідному полі сил інерції (рис. 2.6) є симетричною відносно вертикальної вісі.

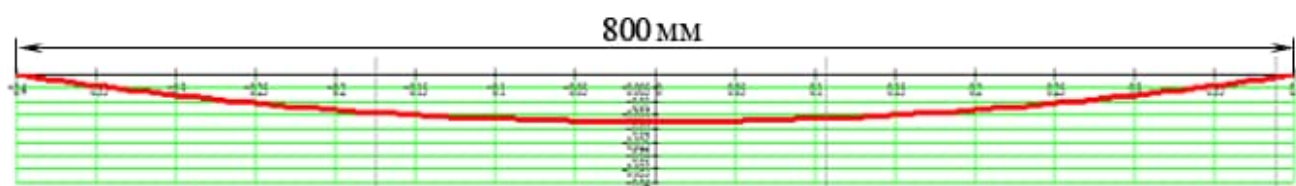


Рисунок 2.6 – Форма поперечної балки-смужки сіячої поверхні під дією однорідного поля сили інерції

Отримані вирази (2.3), (2.4) дозволяють визначити деформацію елементарних балок-смужок в кожній точці сіячої поверхні як функцію двох незалежних координат тривимірного простору вздовж і поперек в прийнятій системі виміру.

Тоді, деформація сіячої поверхні може бути представлено як добуток функції (2.3) та (2.4), складене з (2.3) в кожній окремо взятій точці. Причому, як співмножник різниці функцій вводиться поправочний коефіцієнт W_{sp1} , який має позитивне безрозмірне значення, а коефіцієнт W_{sp2} є від'ємним, внаслідок того що обидві перемножені функції мають один і той же алгебраїчний знак, а його розмірність m^{-1} . Тоді функція деформованого стану сіячої поверхні може набути наступний вид

$$y_{sp}(x, z) = W_{sp1} \cdot [y_{pr}(x) - W_{sp2} \cdot y_{pr}(x) \cdot y_{pp}(z)]. \quad (2.5)$$

На рис. 2.7 зображена деформація сіячої поверхні, розрахована за виразом (2.5).

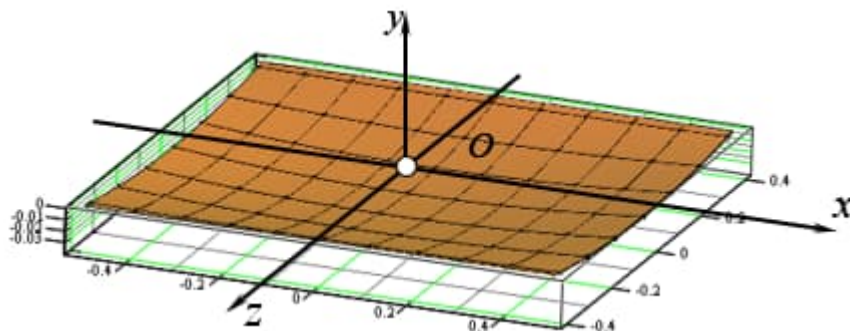


Рисунок 2.7 – Деформація сіячої поверхні під дією однорідного поля сили інерції

Оскільки, жорсткість тіла в кожній його точці зворотно пропорційна пружній деформації тіла в цих точках, то на підставі функцій деформованого стану сіячої поверхні (2.3) - (2.5), можна записати емпіричну функцію жорсткості для точок сіячої поверхні, яка працює в межах закону Гука

$$c(x, z) = -\frac{W_c}{y_{sp}(x, z) - \lambda}, \quad (2.6)$$

де W_c – поправочний коефіцієнт, що визначається експериментально для обраного способу закріплення сіячої поверхні; λ – нескінченно мале число, яке усуває невідомість при діленні на нуль в точках закріплення (де $\lambda \neq 0$, але $\lambda \rightarrow 0$, а її від’ємний знак пояснюється тим, що координати деформованого стану, розраховані за (2.3) - (2.5) набувають від’ємне значення). [4]

2.3 Математичне моделювання динамічного стану системи

2.3.1 Перший етап

Матеріальна точка спирається на пружну основу відомої жорсткості (рис. 2.8), а її рух приймаємо таким, що повністю підкорюється руху корпусу. Маса

коробу вважається настільки переважаючою над масою матеріальної точки, що зміною закону руху коробки при взаємодії з точкою можна знехтувати.

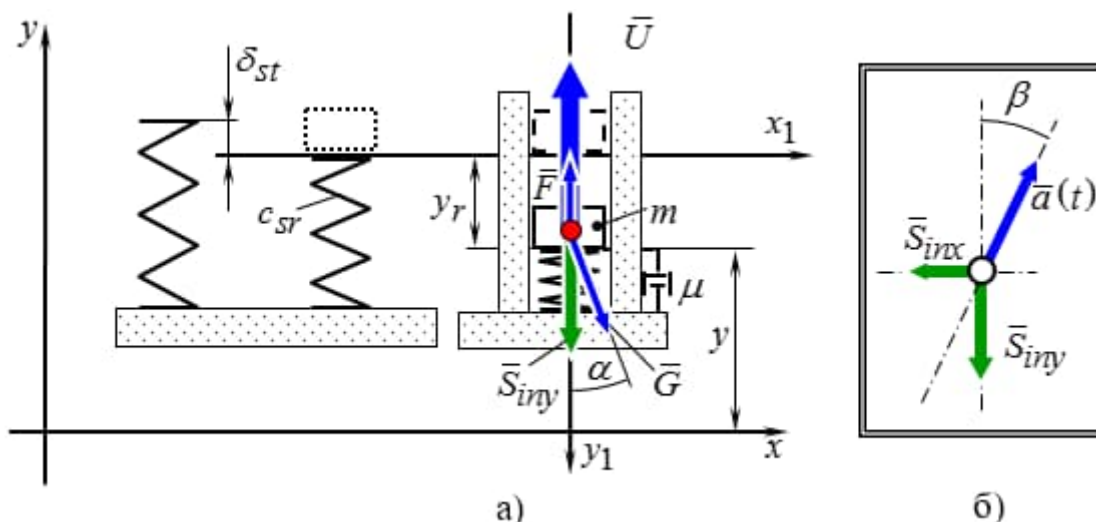


Рисунок 2.8 – Розрахункові схеми при спільному резонансі коробки та сіячої поверхні (а), для визначення напрямку сил інерції (б)

Нехай рух коробки відповідає гармонійному закону, характерному для однорізного вібраційного поля з лінійним полем траєкторій його точок, що є законом переносного руху

$$\begin{cases} x_e(t) = A \cdot \sin(\omega t) \cdot \sin \beta \\ y_e(t) = A \cdot \sin(\omega t) \cdot \cos \beta \end{cases} \quad (2.7)$$

де A – амплітуда коливань вздовж їх напрямку, м; ω – кругова частота коливань коробки, с^{-1} ; β – кут вібрації точок коробки (від нормалі к сіячій поверхні до лінії вібрації).

Тоді, у відповідній системі координат x_1y_1 (див. рис. 2.8) сили інерції переносного руху у відповідності до (2.7) будуть мати абсолютну величину

$$\begin{cases} S_{inx} = m \cdot A \cdot \sin \beta \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega t) \\ S_{iny} = m \cdot A \cdot \cos \beta \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega t) \end{cases} \quad (2.8)$$

Оскільки, в цьому динамічному стані системи розглядалась лише пружна деформація сіячої поверхні при нерухомому її периметрі, то силою інерції вздовж вісі x_1 будемо нехтувати.

Тоді, основний закон динаміки для відносного руху запишеться у вигляді

$$m \cdot \ddot{y}_r = -U + S_{iny} + G \cdot \cos \alpha - F, \quad (2.9)$$

де $\ddot{y}_r$ – відносне прискорення точки, м/с²; α – кут нахилу сіячої поверхні до горизонту, град; U – сила пружності пружини, еквівалентна пружності сіячої поверхні, яка визначається за формулою

$$U = c_{sr} \cdot y_r \text{ Н}; \quad (2.10)$$

G – сила тяжіння

$$G = m \cdot g, \text{ Н}, \quad (2.11)$$

де m – маса матеріальної точки (сіячої поверхні); g – прискорення вільного падіння, м/с²; F – сила в'язкого супротиву

$$F = \mu \cdot \dot{y}_r \text{ Н}, \quad (2.12)$$

де μ – коефіцієнт в'язкого тертя, кг/с.

Зважаючи на те, що сила тяжіння G компенсується силою пружності матеріалу — складають зрівноважену систему сил, то згідно аксіоми 2 статички [5] їх можна відкинути, що дає змогу розглядати лише динамічну складову.

Перетворюємо вираз (2.9), враховуючи вищевикладене та вирази (2.8), (2.10), (2.11), (2.12)

$$\ddot{y}_r + \frac{\mu}{m} \cdot \dot{y}_r + \frac{c_{sr}}{m} \cdot y_r = A \cdot \cos \beta \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega t). \quad (2.13)$$

Рішення диференційного рівняння (2.13) виконувалось за методикою, викладеною [6], для зручності були введені наступні позначення

$$\frac{\mu}{m} = 2 \cdot h; \quad (2.14)$$

$$\frac{c_{sr}}{m} = k^2; \quad (2.15)$$

$$A \cdot \cos \beta \cdot \omega^2 = H. \quad (2.16)$$

Тоді вираз (2.13) прийме вигляд

$$\ddot{y}_r + 2 \cdot h \cdot \dot{y}_r + k^2 \cdot y_r = H \cdot \sin(\omega t). \quad (2.17)$$

Рішення диференційного рівняння (2.17) дозволяє визначити закон відносного руху матеріальної точки при першому виді динамічного стану

$$\begin{aligned} y_r(t) = e^{-ht} & \left[\frac{\dot{y}_{r0} + y_{r0}h}{\sqrt{k^2 - h^2}} \sin(t \cdot \sqrt{k^2 - h^2}) + y_{r0} \cdot \cos(t \cdot \sqrt{k^2 - h^2}) \right] - \\ & - e^{-ht} \left[\frac{D}{\sqrt{k^2 - h^2}} (h \cdot \sin \gamma + \omega \cdot \cos \gamma) \cdot \sin(t \cdot \sqrt{k^2 - h^2}) + \right. \\ & \left. + D \cdot \sin \gamma \cos(t \cdot \sqrt{k^2 - h^2}) \right] + D \cdot \sin(\omega t + \gamma), \end{aligned} \quad (2.18)$$

де $\dot{y}_{r0}$ – початкова відносна швидкість матеріальної точки, м/с; y_{r0} – початкова координата відносного положення матеріальної точки.

Для спрощення у виразі (2.18) були введені додаткові позначення

$$D = \frac{H}{k^2 \sqrt{\left| \left(1 - \frac{\omega^2}{k^2} \right) \right| + 4 \frac{h^2 \cdot \omega^2}{k^4}}}; \quad (2.19)$$

$$\gamma = -\arctg\left(\frac{2 \cdot h \cdot \omega}{k^2 - \omega^2}\right). \quad (2.20)$$

На підставі отриманого рішення був визначений коефіцієнт динамічності під час відносного розгону сита

$$K_{din} = \frac{1}{\sqrt{\left|1 - \frac{\omega^2}{k^2}\right| + 4 \cdot \frac{h^2 \cdot \omega^2}{k^4}}}, \quad (2.21)$$

який приймає максимальне значення за умови

$$\frac{\omega}{k} = \sqrt{1 - 2 \cdot \frac{h^2}{k^2}}. \quad (2.22)$$

І його максимальне значення дорівнює

$$[K_{din}]_{\max} = \frac{1}{2 \cdot \frac{h}{k} \sqrt{\left|1 - \frac{h^2}{k^2}\right|}} \quad (2.23)$$

З отриманих залежностей можна зробити висновок, що при

$$\frac{\omega}{k} = \omega \cdot \sqrt{\frac{m}{c_{sr}}} = 1 \quad (2.24)$$

спостерігається явище резонансу. При цьому, якщо

$$\frac{h}{k} = \frac{\mu}{2 \cdot \sqrt{m \cdot c_{sr}}} = 0, \quad (2.25)$$

то при виконанні умови (2.24) коефіцієнт динамічності $K_{din} = \infty$.

При умові, що дотримується нерівність

$$\left(\frac{h}{k}\right)^2 \geq \frac{1}{2} \Rightarrow \frac{\mu^2}{4 \cdot m \cdot c_{sr}} \geq \frac{1}{2}, \quad (2.26)$$

явище резонансу зникає.

Незважаючи на односторонній зв'язок процес пружних коливань не підтримується через розрив зв'язку, тенденція до виникнення явища резонансу дозволяє забезпечити інтенсивне підкидання сита. Таким чином, на початковому етапі необхідно забезпечити умову

$$\omega \sqrt{\frac{m}{c_{sr}}} = 1; \quad (2.27)$$

$$\frac{\mu}{2\sqrt{m \cdot c_{sr}}} \rightarrow \min. \quad (2.28)$$

Відрив сита від нижньої площини внутрішньої поверхні підситника в кінці першого етапу характерний тим, що в цей момент, при відсутності сили тертя, сила пружності пружини, як реакція опори, дорівнює нулю, а координати точки дорівнює знятої статичної деформації опори. Тоді умова відриву з урахуванням спрямованості вісі відносної системи координат x_1y_1 (див. рис. 2.8) прийме вид

$$\ddot{y}_r = g \cdot \cos \alpha, \quad (2.29)$$

чи

$$y_{r1} = -\frac{m \cdot g}{c_{sr}} \cdot \cos \alpha. \quad (2.30)$$

Кінець першого етапу циклічного руху системи визначається підстановкою виразу (2.30) в (2.18), розв'язування утвореного рівняння чисельним методом дозволяє визначити момент t_1 відриву матеріальної точки від опори, а похідна за часом від (2.30) з врахуванням t_1 дозволяє визначити кінцеву швидкість V_{r1} наприкінці першого етапу.

Таким чином, отримані залежності дозволяють визначити початкові умови — швидкість і координати матеріальної точки, для переходу до математичного опису другого динамічного стану системи.

2.3.2 Другий етап

На даному етапі короб і сіяча поверхня, котра має один ступінь свободи у нормальному до опорної поверхні швелероподібного підситника напрямку, рухаються роздільно.

Після відриву матеріальної точки від опорної поверхні вона переміщується в просторі, утвореним підситником, під дією сили тяжіння (2.11) та тертя

$$R = k_T \cdot N \quad \text{Н}, \quad (2.31)$$

де k_T — коефіцієнт тертя спокою пари «сіяча поверхня — стінки підситника»; N — сила нормальної реакції стінки підситника, Н;

у абсолютній системі координат xu , та під дією додаткових сил інерції (2.8) у відносній системі координат x_1y_1 (рис. 2.9), що виникають від переносного руху коробу за законом динаміки для відносного руху матеріальної точки. Таким чином, для заданої схеми прикладання сил, вибраного напрямку осей координат (див. рис. 2.9) у відповідності до основного закону динаміки відносного руху точки, маємо

$$\begin{cases} G \cdot \sin \alpha + N - S_{inx} = 0 \\ G \cdot \cos \alpha - R + S_{iny} = m \cdot \ddot{y}_r \end{cases} \quad (2.32)$$

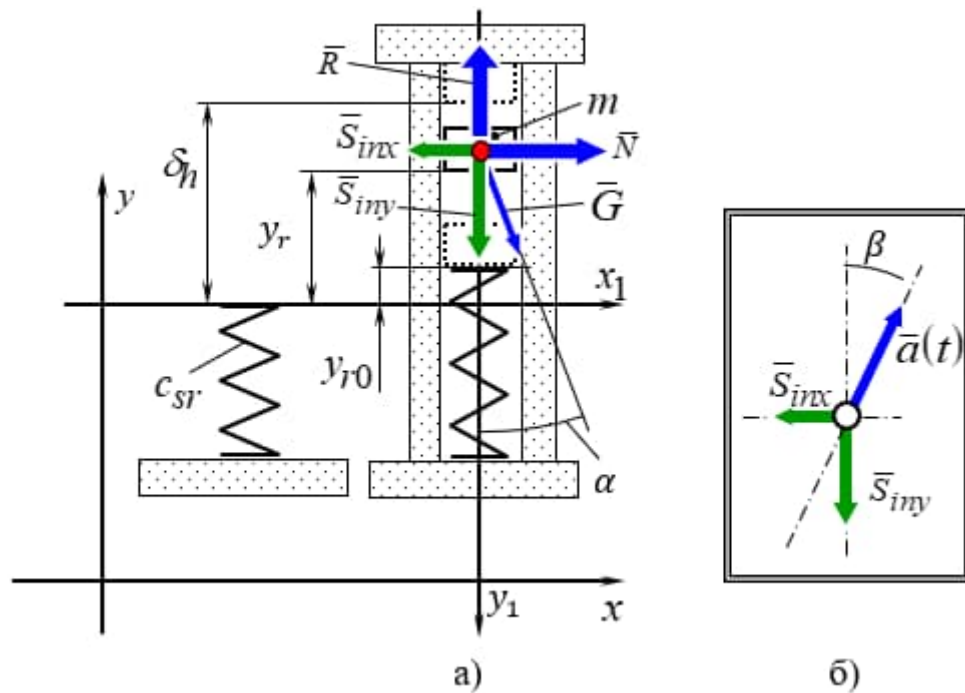


Рисунок 2.9 – Розрахункова схема ковзання сіячої поверхні в просторі, утвореним підситником, (а) та визначення напрямку сил інерції (б)

Перетворимо вираз (2.32) враховуючи (2.8), (2.11), (2.31)

$$\begin{cases} m \cdot g \cdot \sin \alpha + N - m \cdot A \cdot \sin \beta \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega t) = 0 \\ m \cdot g \cdot \cos \alpha - k_T \cdot N + m \cdot A \cdot \cos \beta \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega t) = m \cdot \ddot{y}_r \end{cases} \quad (2.33)$$

З першого рівняння системи (2.33) визначаємо нормальну реактивну силу

$$N = m \cdot A \cdot \sin \beta \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega t) - m \cdot g \cdot \sin \alpha. \quad (2.34)$$

Підставимо знайдене значення в друге рівняння системи (2.33), представляючи відносно прискорення точки $\ddot{y}_r$ через швидкість відносного руху матеріальної точки вздовж простору, утвореному підситником, $\dot{V}_{ry}(t)$

$$\dot{V}_{ry}(t) = g \cdot (\cos \alpha + k_T \cdot \sin \alpha) + A \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega t) \cdot (\cos \beta - k_T \cdot \sin \beta). \quad (2.35)$$

Розв'язання диференційного рівняння (2.35), враховуючи початкову швидкість процесу відносного руху, яка дорівнює кінцевій швидкості точки на попередньому етапі в момент розриву зв'язку між сіячою поверхнею та опорною поверхнею підситника, яка визначається диференціюванням рівняння (2.30) враховуючи t_1 , дозволяє отримати швидкість відносного руху матеріальної точки вздовж простору, утвореному підситником

$$V_{ry}(t) = g \cdot (\cos \alpha + k_T \cdot \sin \alpha) \cdot t - A \cdot \omega \cdot \cos(\omega t) \times \\ \times (\cos \beta - k_T \cdot \sin \beta) + V_{r1}. \quad (2.36)$$

Після інтегрування отриманого виразу (2.36) будемо мати закон відносного руху матеріальної точки на етапі її переміщення в просторі, утвореному швелероподібним підситником при початковій координаті y_{r1} , яка є координатою розриву зв'язку між сіячою поверхнею та опорною поверхнею швелероподібного підситника на попередньому етапі

$$y_r(t) = 0,5 \cdot g \cdot (\cos \alpha + k_T \cdot \sin \alpha) \cdot t^2 - A \cdot \sin(\omega t) \times \\ \times (\cos \beta - k_T \cdot \sin \beta) + V_{r1} \cdot t + y_{r1}. \quad (2.37)$$

Кінцеві параметри даного етапу визначаються з системи алгебраїчних рівнянь, утворених на підставі виразів (2.36) та (2.37).

$$\begin{cases} V_{r2} = g \cdot (\cos \alpha + k_T \cdot \sin \alpha) \cdot t_2 - A \cdot \omega \cdot \cos[\omega \cdot (t_2 + t_1)] \times \\ \quad \times (\cos \beta - k_T \cdot \sin \beta) + V_{r1} \\ -\delta_h = 0,5 \cdot g \cdot (\cos \alpha + k_T \cdot \sin \alpha) \cdot t_2^2 - A \cdot \sin[\omega \cdot (t_2 + t_1)] \times \\ \quad \times (\cos \beta - k_T \cdot \sin \beta) + V_{r1} \cdot t_2 + y_{r1} \end{cases} \quad (2.38)$$

В системі (2.38) у тригонометричному виразі, яке визначає гармонійний закон руху коробу, використовується абсолютний час руху, котрий відраховується від нульового початкового моменту — це сума тривалості першого та другого станів руху $t_2 + t_1$.

2.3.3 Третій та четвертий етапи

Розглянемо рух сіячої поверхні на третьому та четвертому етапі.

На третьому етапі сіяча поверхня впирається у верхню опорну площину підситника та зупиняється. Частина сіячої поверхні, що не контактує з опорною площиною підситника продовжує рух у тому ж напрямку прогинаючись, в межах пружності сіячої поверхні, досягаючи максимально можливої стрілу прогину. Після досягнення максимального прогину починається четвертий етап руху сіячої поверхні — її відскок від верхньої опорної площини підситника під дією сили пружності. При цьому опорна поверхня сита залишається нерухомою, переміщується лише розтягнуте тіло сіячої поверхні.

Зважаючи на це в розрахунковій схемі сил, прикладених до матеріальної точки (рис. 2.10), допустимо виключити взаємо урівноважені між собою сили — силу інерції в поперечному напрямку до простору, утвореному швелероподібним підситником та силу реакції поверхні вертикальної стінки швелероподібного підситника, яка утворює простір у вертикальній площині. Сила тертя на третьому та четвертому етапах відсутня внаслідок нерухомості опорної поверхні сита в просторі, утвореному підситником. Рухається лише центр мас сита, котрий ми приймаємо за досліджувану матеріальну точку, за рахунок його пружної деформації.

В той час, тіло сіячої поверхні, як і на першому етапі, прийняте за пружину з усередненою жорсткістю c_{sr} . Внаслідок внутрішнього тертя та аеродинамічних втрат відбувається дисипація енергії в процесі руху пружного тіла, яка враховується за допомогою емпіричного коефіцієнта μ , еквівалентному коефіцієнту в'язкого тертя.

Враховуючи сталість розташування прийнятих систем координат та викладених вище допущень, основний закон динаміки для відносного руху матеріальної точки прийме вид

$$U + S_{iny} + G \cdot \cos \alpha - F = m \cdot \ddot{y}_r. \quad (2.39)$$

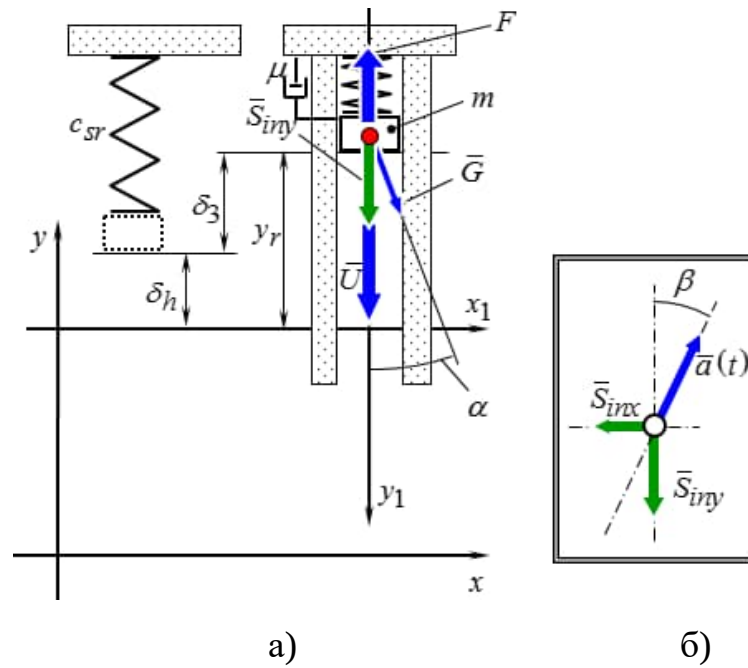


Рисунок 2.10 – Розрахункова схема удару сіячої поверхні по підситнику, відскоку від верхньої опорної площини підситника (а), для визначення напрямку сил інерції(б)

Беручи до уваги систему (2.8) залежності (2.10), (2.11), (2.12) вираз (2.39) прийме вид

$$\ddot{y}_r + \frac{\mu}{m} \cdot \dot{y}_r - \frac{c_{sr}}{m} \cdot y_r = A \cdot \omega^2 \cdot \cos \beta \cdot \sin(\omega t) + g \cdot \cos \alpha. \quad (2.40)$$

Враховуючи методику [6] та ведені позначення (2.14), (2.15), (2.16), (2.19), (2.20), рішення диференційного рівняння (2.40) дозволяє визначити закон відносного руху матеріальної точки при третьому динамічному стані системи

$$\begin{aligned} y_r(t) = & e^{-ht} \cdot \left[\frac{\dot{y}_{r0} + y_{r0}h}{\sqrt{k^2 - h^2}} \cdot \sin(t \cdot \sqrt{k^2 - h^2}) + y_{r0} \cdot \cos(t \cdot \sqrt{k^2 - h^2}) \right] - \\ & - e^{-ht} \cdot \left[\frac{D}{\sqrt{k^2 - h^2}} \cdot (h \cdot \sin \gamma + \omega \cdot \cos \gamma) \cdot \sin(t \cdot \sqrt{k^2 - h^2}) + \right. \\ & \left. + D \cdot \sin \gamma \cos(t \cdot \sqrt{k^2 - h^2}) \right] + D \cdot \sin(\omega t + \gamma) + \frac{g}{k^2} \cdot \cos \alpha. \end{aligned} \quad (2.41)$$

З урахуванням сили тертя в просторі, утвореним підситником, рівняння для розрахунку моменту відриву матеріальної точки від підситника, в той же час, цей момент є початком етапу ковзання опорної поверхні сита в межах проміжку δ_h , буде мати вид

$$U + G \cdot \cos \alpha - R = 0, \quad (2.42)$$

чи

$$y_{r4} = \frac{1}{c_{sr}} (R - mg \cdot \cos \alpha). \quad (2.43)$$

Підставляючи значення y_{r4} в (2.41) ми отримаємо час закінчення четвертого етапу t_4 . Похідна за часом від виразу (2.41) з підстановкою t_4 дозволяє вирахувати кінцеву швидкість V_{r4} на четвертому етапі.

2.3.4 П'ятий етап

На цьому етапі після відриву матеріальної точки від контакту з верхньою опорною поверхнею швелероподібного підситника, вона рухається під дією сили тяжіння та тертя в абсолютній системі координат xu , а також під дією сил інерції в відносній системі координат x_1y_1 (див. рис. 2.11).

Тоді, основний закон динаміки відносного руху матеріальної точки прийме вид

$$\begin{cases} G \cdot \sin \alpha + N - S_{inx} = 0 \\ G \cdot \cos \alpha - R + S_{iny} = m \cdot \ddot{y}_r \end{cases} \quad (2.44)$$

Перетворимо систему рівнянь (2.44) з врахуванням (2.8), (2.11), (2.31), визначивши з першого рівняння системи (2.44) нормальну реактивну силу N , підставивши її в друге рівняння системи, представляючи прискорення точки $\ddot{y}_r$ через швидкість відносного руху матеріальної точки вздовж простору, утвореному

підситником, отримуємо диференційне рівняння, розв'язання котрого, враховуючи початкову швидкість процесу відносного руху, яка дорівнює кінцевій швидкості точки на четвертому етапі в момент розриву зв'язку V_{r4} , яка визначається диференціюванням рівняння (2.41) враховуючи t_4 , дозволяє отримати швидкість відносного руху матеріальної точки вздовж простору, утвореному підситником

$$V_{ry}(t) = g \cdot (\cos \alpha + k_T \cdot \sin \alpha) \cdot t - A \cdot \omega \cdot \cos(\omega t) \times \\ \times (\cos \beta - k_T \cdot \sin \beta) + V_{r4} \quad (2.45)$$

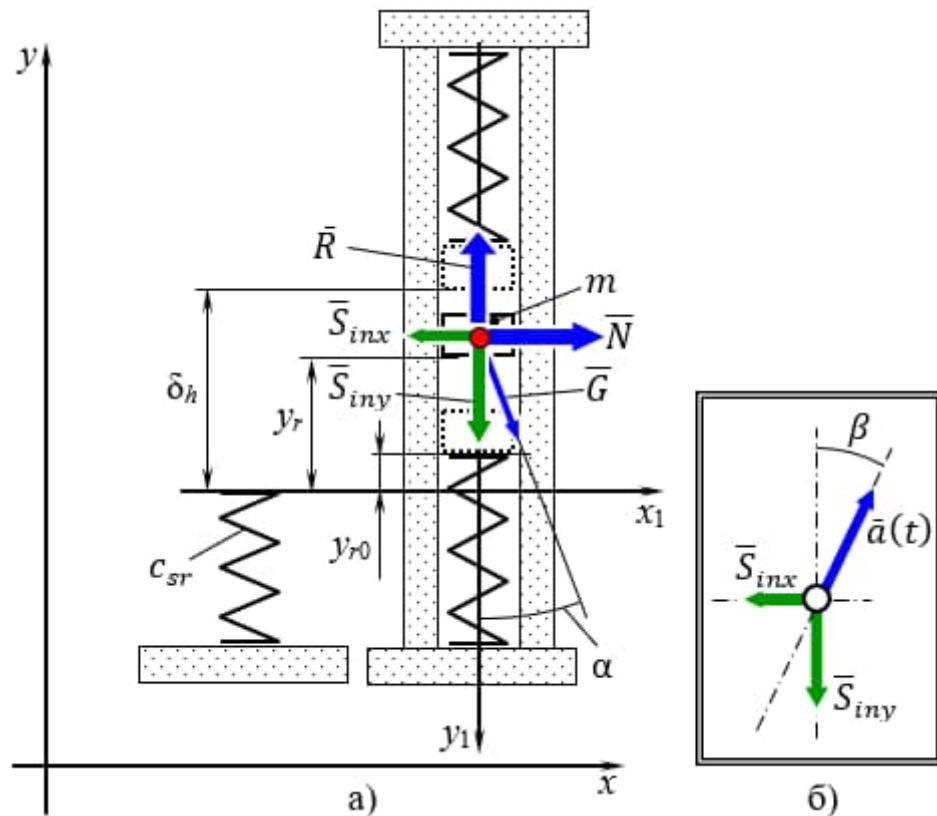


Рисунок 2.11 – Розрахункова схема ковзання сіячої поверхні в просторі, утвореному підситником, (а), визначення напрямку сил інерції (б)

Після інтегрування виразу (2.45) отримуємо закон відносного руху матеріальної точки на п'ятому етапі при початковій координаті y_{r4}

$$y_r(t) = 0,5 \cdot g \cdot (\cos \alpha + k_T \cdot \sin \alpha) \cdot t^2 - A \cdot \sin(\omega t) \times$$

$$\times (\cos \beta - k_T \cdot \sin \beta) + V_{r4} \cdot t + y_{r4}. \quad (2.46)$$

Тривалість t_5 та кінцеву швидкість п'ятого етапу визначаємо з системи алгебраїчних рівнянь, утвореної на підставі (2.45) та (2.46)

$$\begin{cases} V_{r5} = g \cdot (\cos \alpha + k_T \cdot \sin \alpha) t_5 - A \cdot \omega \cdot \cos[\omega \cdot (t_5 + \dots + t_1)] \times \\ \quad \times (\cos \beta - k_T \cdot \sin \beta) + V_{r4} \\ 0 = 0,5 \cdot g \cdot (\cos \alpha + k_T \cdot \sin \alpha) t_5^2 - A \cdot \sin[\omega \cdot (t_5 + \dots + t_1)] \times \\ \quad \times (\cos \beta - k_T \cdot \sin \beta) + V_{r4} \cdot t_5 + y_{r4} \end{cases} \quad (2.47)$$

В системі (2.47) у тригонометричному виразі, що визначає коливання коробу, вводиться абсолютний час руху, котрий відлічується від нульового, початкового моменту — це сума тривалості від першого до п'ятого етапів руху включно $(t_5 + \dots + t_1)$.

2.3.5 Шостий етап

Після появи контакту опорної поверхні сита з нижньою опорною площиною швелероподібного підситника в кінці п'ятого етапу, ковзання опорної поверхні сита в просторі, утвореному підситником припиняється, тому при записі основного закону динаміки для відносного руху матеріальної точки, нехтуючи складовою сили інерції вздовж вісі x_1 (рис. 2.12)

$$m \cdot \ddot{y}_r = -U + S_{iny} + G \cdot \cos \alpha - F. \quad (2.48)$$

Враховуючи (2.8), (2.10)...(2.12) вираз (2.48) прийме вид

$$\ddot{y}_r + \frac{\mu}{m} \cdot \dot{y}_r + \frac{c_{sr}}{m} \cdot y_r = A \cdot \cos \beta \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega t) + g \cdot \cos \alpha. \quad (2.49)$$

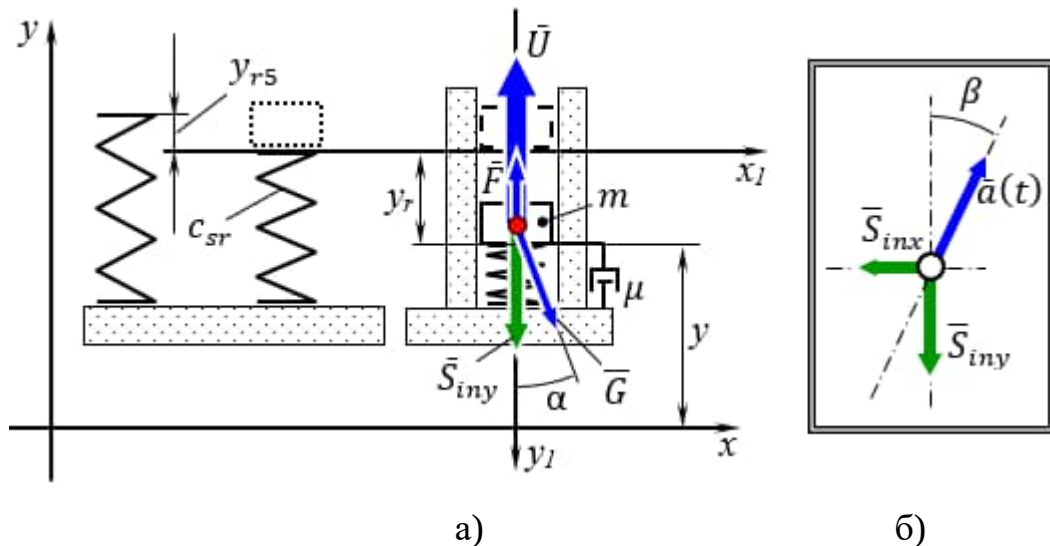


Рисунок 2.12 – Розрахункова схема при спільному розгоні коробки та сіячої поверхні (а), визначення напрямку сил інерції (б)

Беручи до уваги методику [6] та введенні позначення (2.14)...(2.16), (2.19), (2.20) вирішуючи диференційне рівняння (2.49) отримуємо закон відносного руху матеріальної точки

$$\begin{aligned}
 y_r(t) = & e^{-h \cdot t} \cdot \left[\frac{\dot{y}_{r0} + y_r \cdot h}{\sqrt{k^2 - h^2}} \cdot \sin(t \cdot \sqrt{k^2 - h^2}) + \right. \\
 & \left. + y_{r0} \cdot \cos(t \cdot \sqrt{k^2 - h^2}) \right] - \\
 & - e^{-h \cdot t} \cdot \left[\frac{D}{\sqrt{k^2 - h^2}} \cdot (h \cdot \sin \gamma + \omega \cdot \cos \gamma) \cdot \sin(t \cdot \sqrt{k^2 - h^2}) + D \times \right. \\
 & \left. \times \sin \gamma \cdot \cos(t \cdot \sqrt{k^2 - h^2}) \right] + D \cdot \sin(\omega t + \gamma) + \frac{g}{k^2} \cdot \cos \alpha.
 \end{aligned} \quad (2.50)$$

На підставі закону збереження енергії визначається максимум функції відносного положення y_{r6} . Підстановка цього значення в (2.50) дозволяє вирахувати момент t_6 закінчення шостого етапу.

Похідна за часом з підстановкою t_6 дозволяє вирахувати кінцеву швидкість V_{r6} на шостому етапі.

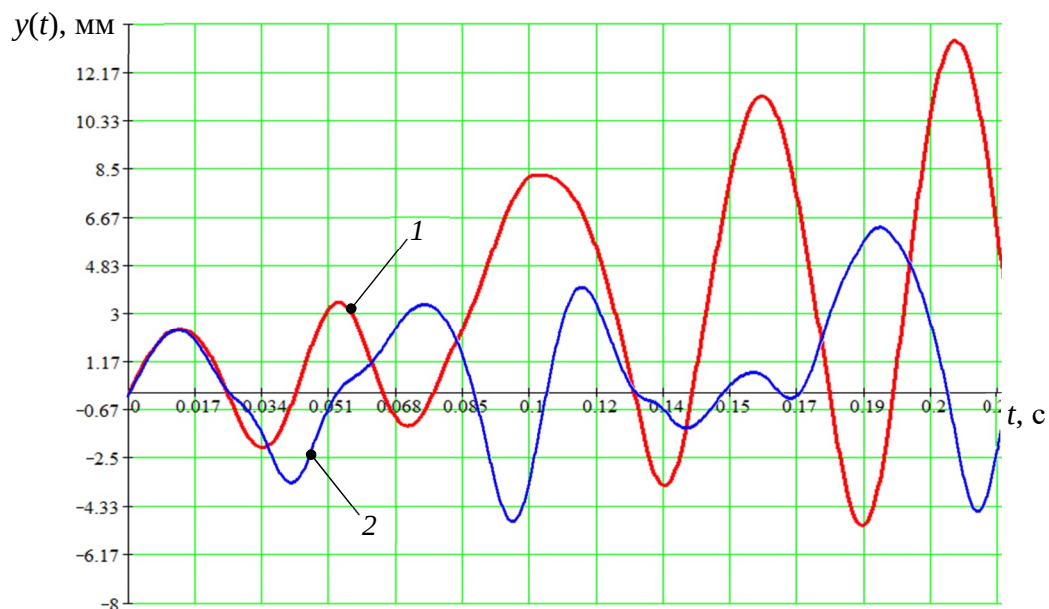
Шостим етапом цикл руху сіячої поверхні завершується. Кінцеві параметри шостого етапу є початковими параметрами для першого етапу наступного циклу руху сіячої поверхні. Фізично шостий і перший етапи є нерозривним процесом. З

цього впливає можливість об'єднання математичних моделей цих етапів в єдину модель.

2.4 Чисельний метод дослідження динамічного стану системи

Для дослідження динамічного стану системи, використовуючи чисельні методи, був створений програмний продукт, який базувався на математичній моделі, описаній в підрозділі 2.3, та реалізовував алгоритм розрахунку, блок-схема котрого представлена в Додатку А.

На першому етапі проводилось моделювання двох вібраційних грохотів з вільно укладеною сіячою поверхнею з однаковими геометричними, кінематичними та динамічними параметрами, які відрізнялись один від одного тим, що простір, утворений швелероподібним підситником, в одному випадку, забезпечував можливість взаємодії сіячої поверхні з нижньою та верхньою площинами підситника, а в іншому лише з нижньою. Отримані результати руху сіячої поверхні, як підпружиненої матеріальної точки наведені на рис. 2.13.



1 - сіяча поверхня взаємодіє з нижньою та верхньою площинами підситника

2 - сіяча поверхня взаємодіє з нижньою площиною підситника

Рисунок 2.13 – Траєкторія руху матеріальної точки сіячої поверхні

З отриманих траєкторій руху видно, що при проміжку δ_h більшої величини ніж то потрібно для зіткнення з верхньою площиною підситника, процес коливання сіячої поверхні має не сталий характер, що обумовлено більшою кількістю ступенів свобод сіячої поверхні у просторі. Таким чином, траєкторія її переміщення має стохастичний характер, що не дозволяє отримати сталі технологічні показники.

Зважаючи на вище викладене, для подальшого аналізу динамічного стану системи розглядалась конструкція грохоту з проміжком δ_h меншим за максимальну амплітуду переміщення сіячої поверхні $A_{\text{сп}}^{\text{max}}$, що гарантує її взаємодію з обома площинами підситника, тобто повинна виконуватись умова:

$$\frac{\delta_h}{A_{\text{сп}}^{\text{max}}} < 1. \quad (2.51)$$

На другому етапі моделювання проводились для чотирьох варіантів початкових даних, які відрізнялись кінематичними параметрами коробу. Відбувалось варіювання прискорення коливань в діапазоні від 18 до 47 м/с² за умови постійності амплітуди коливань $A = 0,003$ м та зміни кругових частот $\omega = 79; 94; 105; 126$ с⁻¹. У всіх випадках визначалась траєкторія руху матеріальної точки сіячої поверхні, час її відриву та зіткнення з нижньою та верхньою площинами підситника. Отримані результати наведені на рис. 2.14.

Перетин траєкторій руху матеріальної точки сіячої поверхні з траєкторіями руху верхньої та нижньої площини підситника відповідає моменту відриву або зіткненню її з ними. Наявність ділянок траєкторії руху матеріальної точки сита за межами поверхні, обмеженої траєкторіями руху верхньої та нижньої площини підситника, обумовлено прийнятою розрахунковою схемою (див. рис. 2.2) та відповідає пружній деформації сіячої поверхні.

Аналіз отриманих результатів показує, що зі збільшенням частоти коливань коробу час етапу несталого руху ($t_{\text{н.р}}$) сіячої поверхні в просторі, утвореним

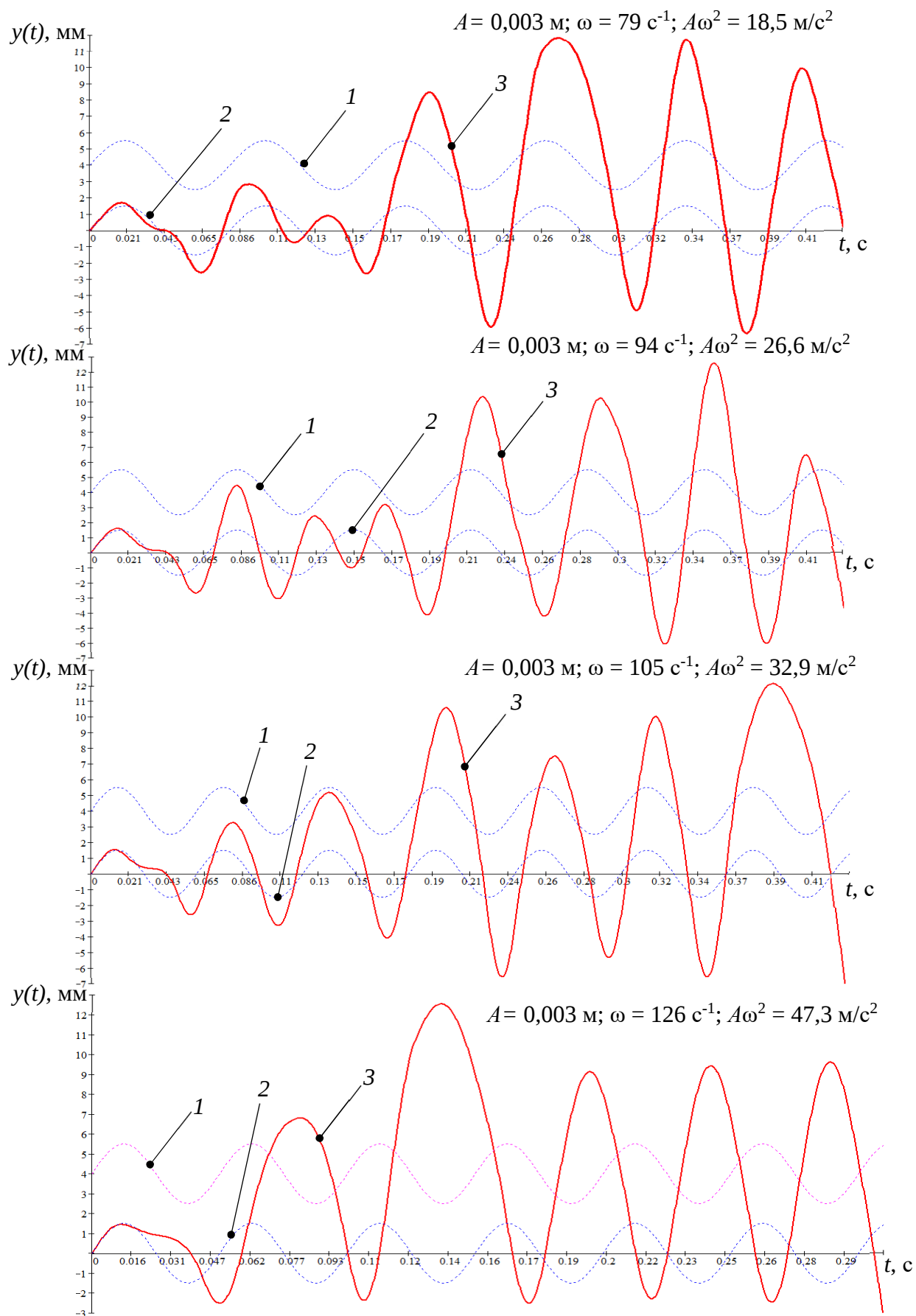


Рисунок 2.14 – Траєкторія руху матеріальної точки верхньої (1), нижньої (2) площини підситника та сіячої поверхні (3)

швелероподібним підситником, зменшується за степеневим законом, похибка якого не перевищує 10 % в межах дослідженої області визначення функції

$$t_{н.р} = 15,565 \cdot (A \cdot \omega^2)^{-1,506} \text{ с.} \quad (2.52)$$

З наведених траєкторій видно, що при наближенні значень власної частоти пружних коливань сіячої поверхні до вимушеної частоти коливань цієї ж поверхні, їх характер приймає квазігармонійний вид. Амплітуда коливань сіячої поверхні при цьому зростає, а коефіцієнт динамічності процесу віброобробки сипкого матеріалу досягає найбільшого значення.

У випадку коли власні та вимушені частоти коливань відрізняються між собою в два рази, то навпаки, коефіцієнт динамічності приймає найменше значення.

На третьому етапі обчислювального експерименту вивчався вплив кута вібрації точок коробу β на траєкторію руху сіячої поверхні при сталих кінематичних та динамічних параметрах грохоту. Кут вібрації точок коробу дорівнював 40° , 50° та 60° , що відповідає діапазону кутів, які застосовуються на практиці. Отримані результати наведені на рис. 2.15.

З отриманих траєкторій руху сіячої поверхні видно, що при збільшенні кута вібрації точок коробу середня амплітуда коливань матеріальної точки сіячої поверхні зменшується за законом, який в розглянутому діапазоні значень кута β , описується, з достатнім ступенем точності, поліномом другого порядку

$$A_{cp} = 0,0089 \cdot \beta^2 - 1,0623 \cdot \beta + 41,077 \text{ мм.} \quad (2.53)$$

Таким чином, можна зробити висновок, що при збільшенні кута вібрації точок коробу інтенсивність дії сіячої поверхні на матеріал, що транспортується, зменшується.

На четвертому етапі обчислювального експерименту досліджувався вплив кута нахилу сіячої поверхні до горизонту α , що дорівнював 10° ; 15° та 20° , на траєкторію руху її матеріальної точки (рис. 2.16)

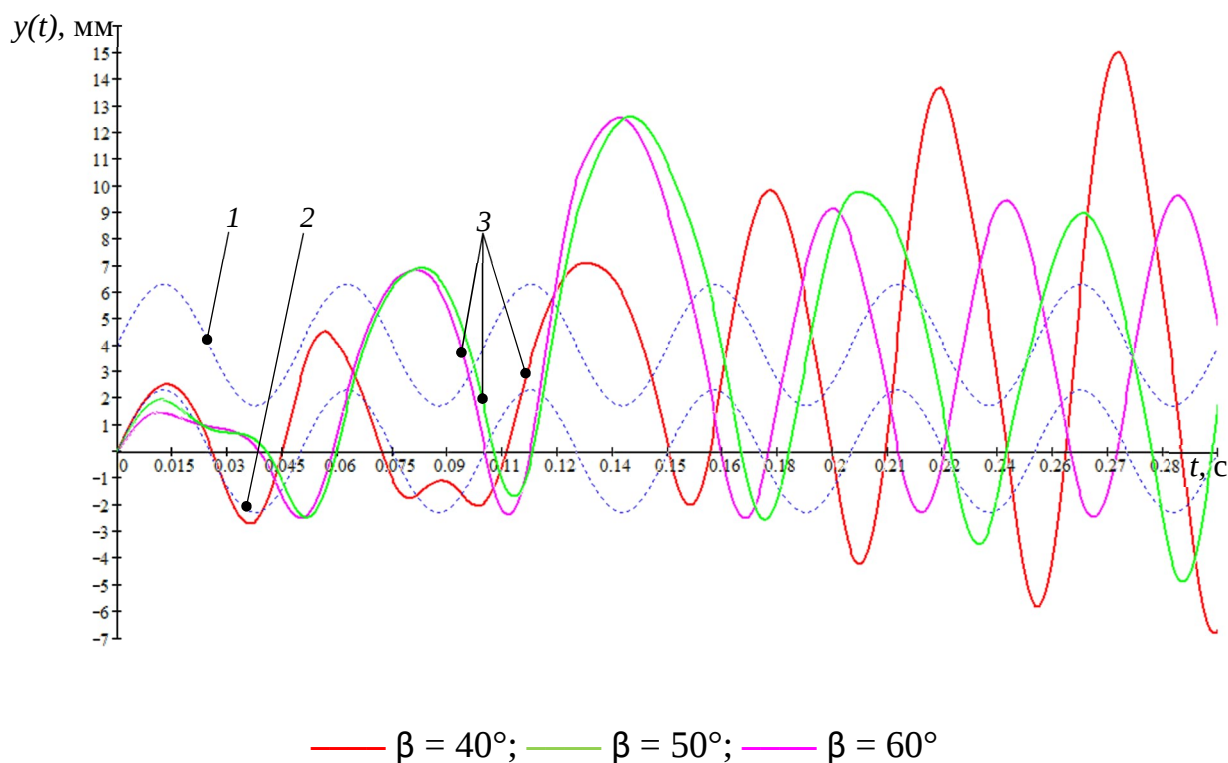


Рисунок 2.15 – Траєкторія руху матеріальної точки верхньої (1), нижньої (2) площини підситника та сіячої поверхні (3) в залежності від кута вібрації β

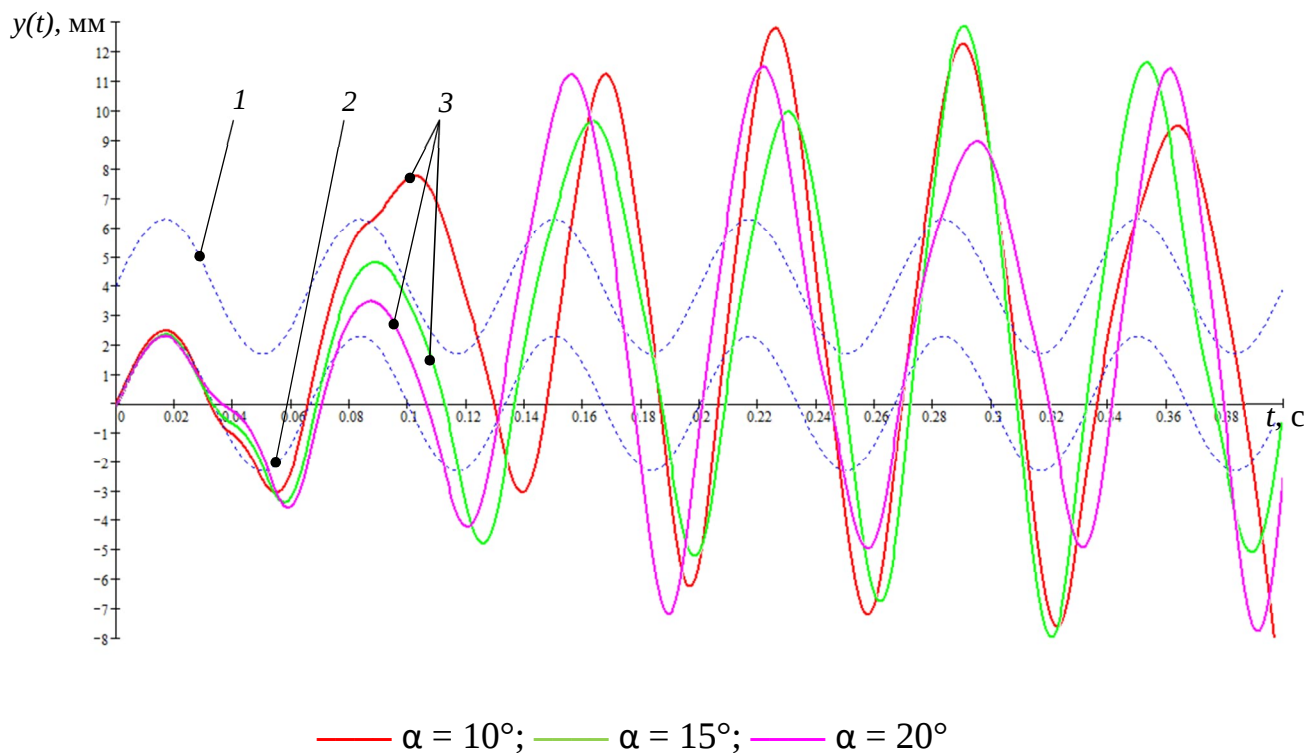


Рисунок 2.16 – Траєкторія руху матеріальної точки верхньої (1), нижньої (2) площини підситника та сіячої поверхні (3) в залежності від кута нахилу сіячої поверхні до горизонту α

З аналізу отриманих траєкторій руху можна побачити, що кут нахилу сіячої поверхні до горизонту α не впливає на динаміку її переміщення, зміна амплітуди траєкторій, що спостерігається в сталому режимі (від $t = 0,14$ с), знаходиться в межах похибки, таким чином може бути не врахована.

На п'ятому етапі проводилось дослідження впливу маси сіячої поверхні на траєкторію руху її матеріальної точки. При дослідженні була прийнята умова постійності амплітуди коливань коробу грохоту. Результати досліджень приведені на рис. 2.17.

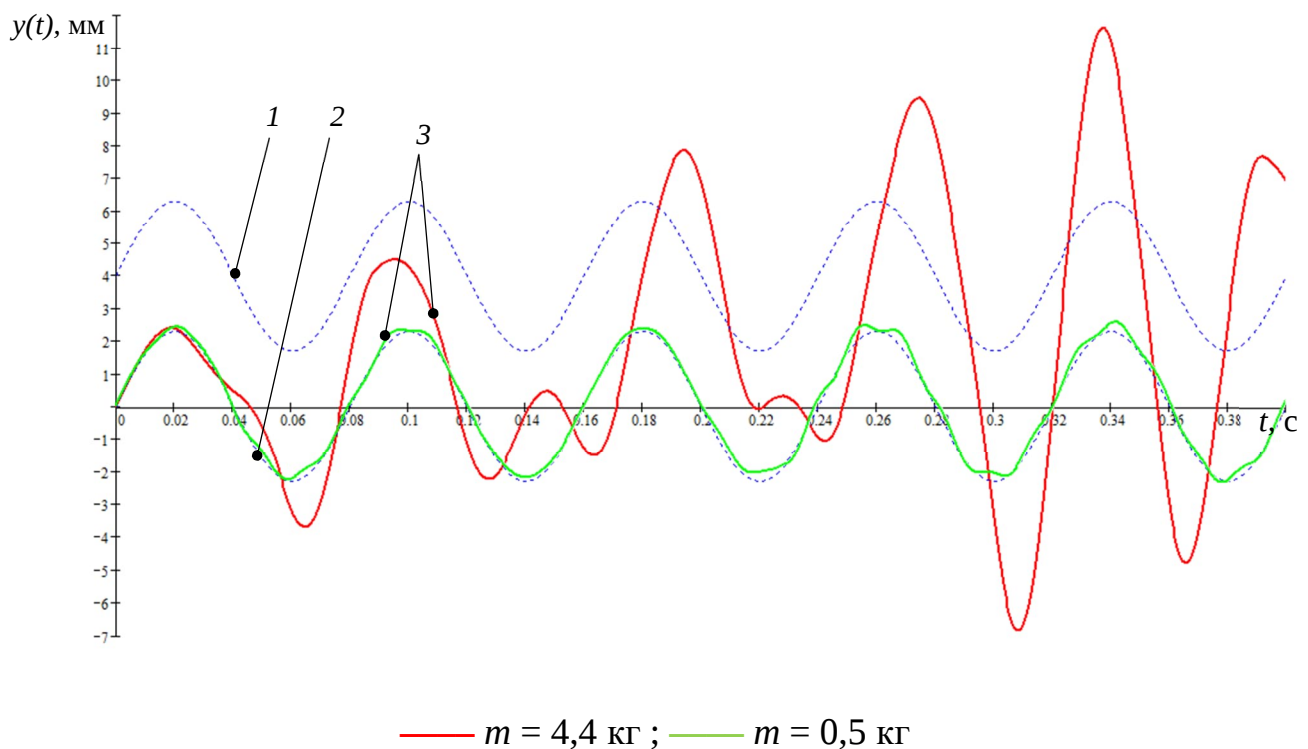
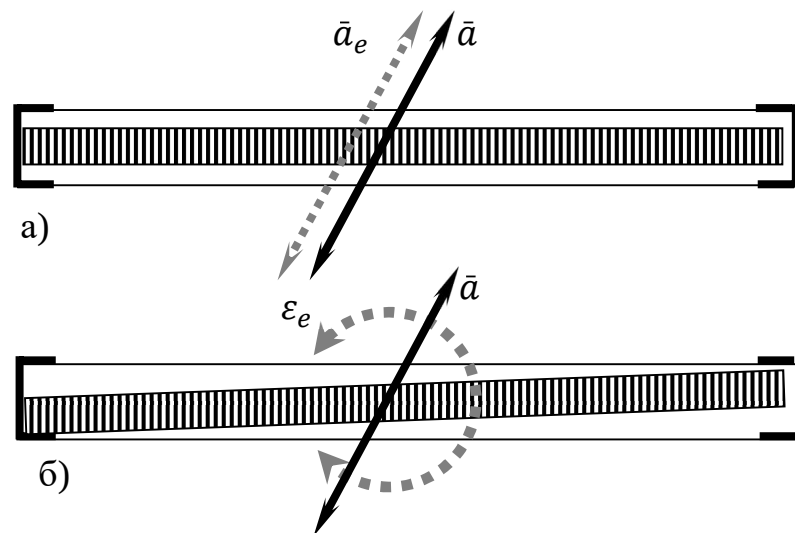


Рисунок 2.17 – Траєкторія руху матеріальної точки верхньої (1), нижньої (2) площини підситника та сіячої поверхні (3) в залежності від її маси

Отримані результати свідчать, що при збільшенні маси сіячої поверхні амплітуда коливань матеріальної точки підвищується, це обумовлено зростанням енергетики процесу взаємодії сіячої поверхні та коробу грохоту за умови забезпечення прийнятої постійності амплітуди його коливань.

2.5 Дослідження руху сіячої поверхні в просторі, утвореним підситником

При динамічне стійких лінійно направлених гармонійних коливаннях коробу на сіячу поверхню, вільно укладену в просторі, утвореним швелероподібним підситником, може бути наведено дві форми руху: зворотно-поступальний (рис. 2.18, а) та поворотне-обертальний (рис. 2.18, б).



а - зворотно-поступальний рух; б - поворотне-обертальний рух

Рисунок 2.18 – Форми руху сіячої поверхні у вібраційному полі

Таке різноманіття видів рухів сіячої поверхні, передусім пояснюється її вільним укладенням та наявністю проміжку між верхньою опорною поверхнею підситника та тілом сіячої поверхні, що збільшує кількість її ступенів свободи. Крім того, енергетично процес руху підтримується різноманітністю та величиною зовнішніх силових чинників, прикладених до тіла сіячої поверхні при різних її конфігураціях в просторі, утвореним швелероподібним підситником. Вочевидь, що збільшення проміжків сприяє збільшенню розмаху рухів, крім того, збільшенню динамічної складової в місцях контакту сіячої поверхні з поверхнями підситника. Внаслідок чого росте величина прикладених до сіячої поверхні силових чинників, що потенційно збільшує можливість появи складніших форм деформації сита.

Різноманіття рухів, які наводяться на сіячу поверхню, призводить до порушення сталого процесу переміщення та просіювання технологічного матеріалу, що

посилюється виникненням складних форм деформації тіла сіячої поверхні. Таким чином, визначення умов наведення на сіячу поверхню режимів руху, має важливе значення.

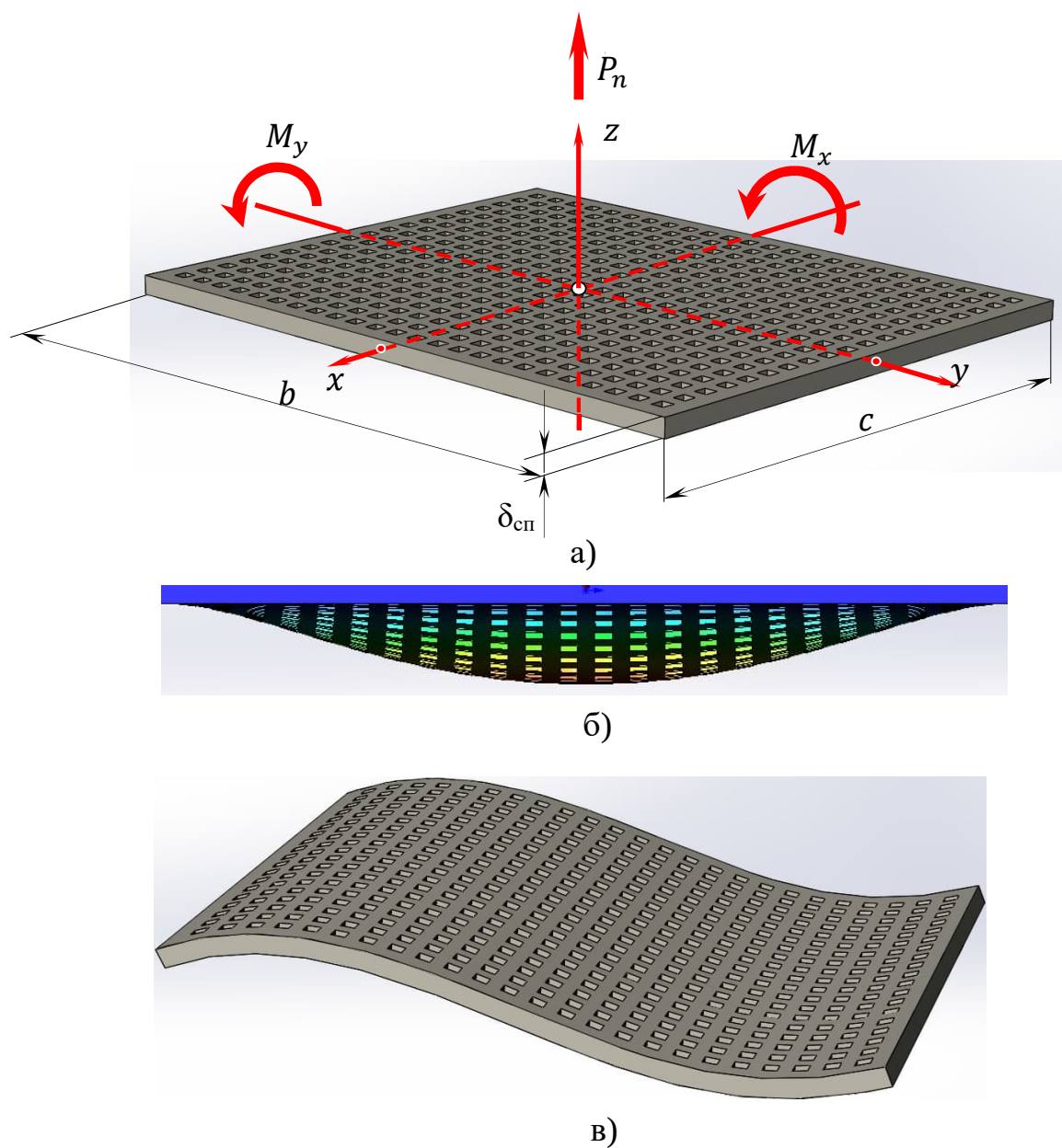
На рис. 2.19, а представлені основні силові чинники, які можуть бути прикладені до тіла сіячої поверхні з боку опорних поверхонь підситника в процесі функціонування вібраційної машини. До таких силових чинників відноситься нормальна сила інерції, а також моменти від сил інерції, прикладених до точок сіячої поверхні відносно осей x і y . Нормальна сила інерції сприяє утворенню першої форми деформації сіячої поверхні як в подовжньому, так і в поперечному напрямі (рис. 2.19, б), а моменти M_x і M_y від сил інерції, формують її другу форму (рис. 2.19, в). Причому, на практиці друга форма деформації проявляє себе тільки в одній з площин, в якій жорсткість тіла сіячої поверхні найменша, оскільки хвилі, що утворилися, значно збільшують вигинисту жорсткість в поперечному до них напрямі.

Енергія зовнішніх силових чинників не може перевищувати енергію того деформованого стану, який вони викликають, це означає, що існують певні форми деформованого стану, які можуть розвиватися в системі діючих зовнішніх силових чинників.

Енергія пружної деформації при згині за першою формою деформованого стану з урахуванням деформації одночасно в двох площинах (рис. 2.20) визначається співвідношенням

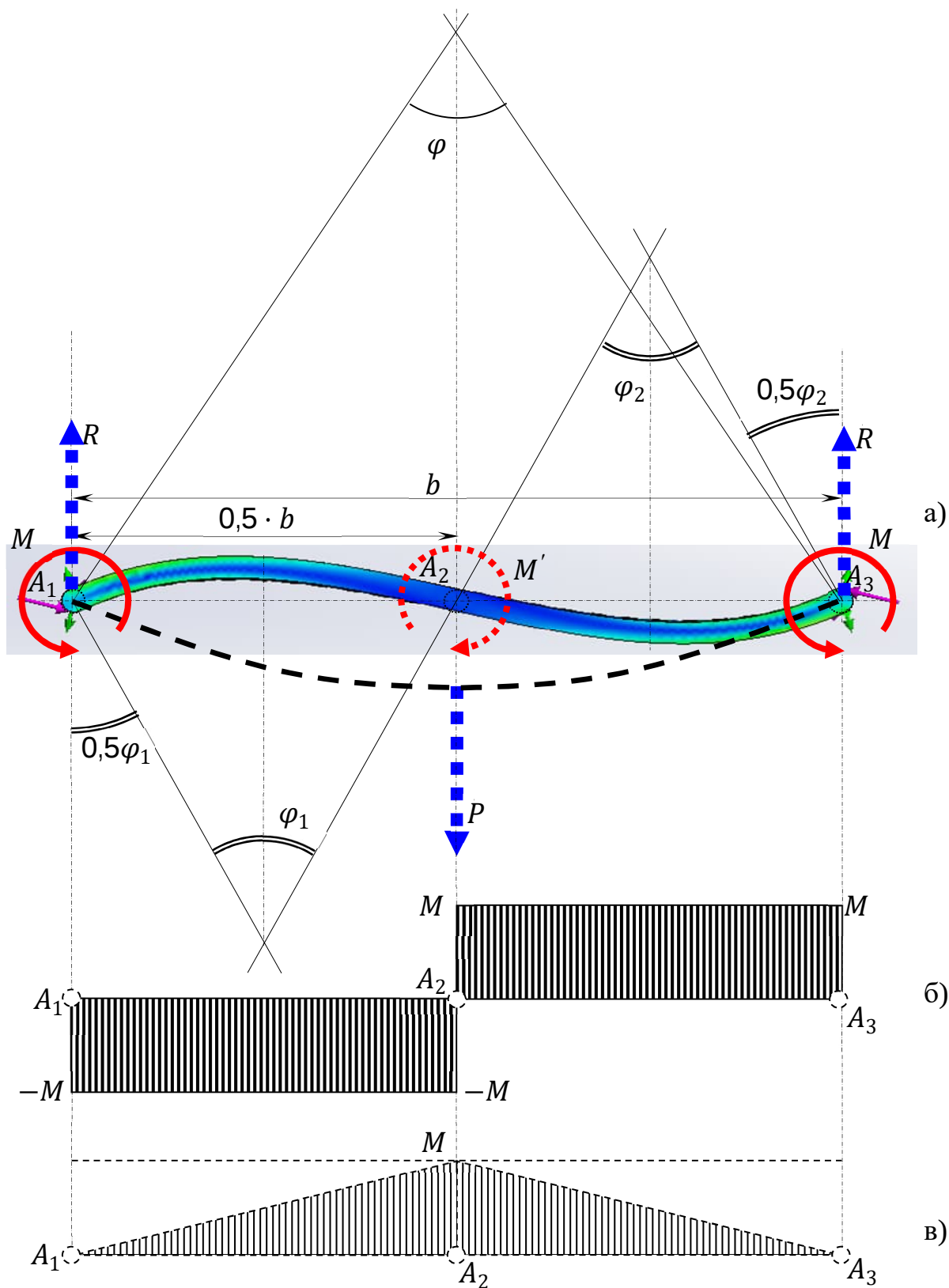
$$U^{(1)} = \frac{\varphi_{yz}^2 \cdot E \cdot I_{xz}}{2 \cdot b} + \frac{\varphi_{xz}^2 \cdot E \cdot I_{yz}}{2 \cdot c} \text{ Дж}, \quad (2.54)$$

де E – модуль Юнга матеріалу сіячої поверхні, Па; I_{xz} , I_{yz} – відповідний моменти інерції плоских перерізів зігнутої в двох площинах сіячої поверхні, м^4 ; b , c – відповідно довжина та ширина тіла сіячої поверхні, що піддається згину першого роду, м; φ_{yz} , φ_{xz} – кути згинальної деформації по межних перерізах зігнутого тіла сіячої поверхні у відповідних площинах, град.



а - силові чинники; б - перша форма деформації; в - друга форма деформації

Рисунок 2.19 – Силові чинники, які можуть бути прикладені до сіячої поверхні в процесі роботи вібраційної машини



а - зовнішні силові чинники, що викликають деформований стан; б - епюра згинальних моментів по перерізах тіла сіячої поверхні сита від дії сили інерції; в) - епюра згинальних моментів від моменту сил інерції

Рисунок 2.20 – Розрахункова схема до визначення енергії для першої та другої форми деформацій

Кути згинальної деформації, в свою чергу, залежать від моментів зовнішніх силових чинників у відповідних площинах

$$\varphi_{yz} = \frac{b \cdot M_x}{E \cdot I_{xz}}; \varphi_{xz} = \frac{c \cdot M_y}{E \cdot I_{yz}}, \quad (2.55)$$

де M_x, M_y – моменти сил інерції, Н·м.

Моменти інерції прямокутних перерізів визначаються через габарити сіячої поверхні за відомими формулами використовуючи позначення, наведені на рис. 2.19, а

$$I_{xz} = \frac{c \cdot \delta_{\text{сп}}^3}{12}, I_{yz} = \frac{b \cdot \delta_{\text{сп}}^3}{12} \text{ м}^4. \quad (2.56)$$

Моменти сил інерції визначаються величиною наведеного на тіло сіячої поверхні прискорень, рис 2.20

$$\begin{cases} M_x = m \cdot a_e \cdot \frac{b}{2} = \frac{K_{\text{ж.п}} \cdot \rho \cdot a_e \cdot b^2 \cdot c \cdot \delta_{\text{сп}}}{2} \\ M_y = m \cdot a_e \cdot \frac{c}{2} = \frac{K_{\text{ж.п}} \cdot \rho \cdot a_e \cdot b \cdot c^2 \cdot \delta_{\text{сп}}}{2} \end{cases} \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (2.57)$$

де $K_{\text{ж.п}}$ – коефіцієнт, що враховує живий перетин сіячої поверхні; ρ – густина матеріалу сіячої поверхні, кг/м³.

В результаті підстановки (2.55) - (2.57) в (2.54), отримаємо вираз для визначення енергії першої форми пружної деформації

$$U^{(1)} = \frac{3 \cdot K_{\text{ж.п}}^2 \cdot \rho^2 \cdot a_e^2}{2 \cdot \delta_{\text{сп}} \cdot E} \cdot (b^5 \cdot c + c^5 \cdot b) \text{ Дж}. \quad (2.58)$$

Друга форма деформації сіячої поверхні відбувається виключно в одній площині, внаслідок значного росту жорсткості в перпендикулярній до утворившийся

хвилі площині. Причому, хвиля утворюється в тій з площин сіячої поверхні, в якій її жорсткість є найменшою, — тобто уздовж найбільш довгої сторони.

При другій формі деформації дві зв'язані між собою напівхвилі представляємо як суперпозицію двох протилежних перших форм деформації тіла сіячої поверхні (рис. 2.20, а). Друга форма деформації виникає під дією моменту зовнішніх сил, який прикладений в середині сіячої поверхні, або під дією двох односпрямованих моментів зовнішніх сил, прикладених по краях сіячої поверхні. Для обох випадків епюра згинальних моментів в тілі сіячої поверхні однакова, див. рис. 2.20, б. Величина моменту сил інерції визначиться із співвідношення

$$M = m \cdot a_e \cdot \frac{b}{2} = \frac{K_{ж.п} \cdot \rho \cdot a_e \cdot b^2 \cdot c \cdot \delta_{сп}}{2} \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (2.59)$$

Таким чином, при другій формі деформованого стану тіла сіячої поверхні, енергія деформації, з умови методу суперпозиції, прийме вид

$$U^{(2)} = U_1^{(2)} + U_2^{(2)} \text{ Дж}, \quad (2.60)$$

де $U_1^{(2)}, U_2^{(2)}$ – енергія першої та другої напівхвилі деформації сіячої поверхні відповідно, яка дорівнює:

$$U_1^{(2)} = U_2^{(2)} = \frac{b \cdot M^2}{4 \cdot E \cdot I_{xz}} \text{ Дж}. \quad (2.61)$$

Підставивши (2.61) та (2.59) у вираз (2.60) був отриманий вираз енергії деформації при другій формі деформованого стану тіла сіячої поверхні

$$U^{(2)} = \frac{3 \cdot K_{ж.п}^2 \cdot b^5 \cdot \rho^2 \cdot a_e^2 \cdot c}{2 \cdot E \cdot \delta_{сп}} \text{ Дж}. \quad (2.62)$$

Визначимо відношення енергій для обох форм деформації

$$\frac{U^{(2)}}{U^{(1)}} = \frac{1}{1 + c^4/b^4}. \quad (2.63)$$

Оскільки, довжина сіячої поверхні, для більшості вібраційних машин, більша за її ширину ($b > c$), то має місце сувора залежність

$$\frac{U^{(2)}}{U^{(1)}} < 1 \Rightarrow U^{(1)} > U^{(2)}. \quad (2.64)$$

Таким чином, у більшості практичних випадків відношення енергії, необхідне для утворення першої форми деформації, більше енергії, необхідної для утворення другої форми деформації, в χ разів

$$\chi = U^{(1)}/U^{(2)} = 1 + (c/b)^4. \quad (2.65)$$

У зв'язку з цим режим зворотно-поступального руху сіячої поверхні стає можливим виключно тоді, коли енергія силового впливу на тіло сіячої поверхні буде не менша ніж та, що потребується для деформування першого роду.

При перекосі сіячої поверхні під дією реакції зв'язку з опорною поверхнею підситника виникає її плоскопаралельний рух. Реакція зв'язку при цьому утворює головний вектор і момент сил інерції щодо ребра сіячої поверхні, відносно котрого починається її обертання (рис. 2.21). Такий підхід обумовлений тим, що до початку руху сіяча поверхня є нерухомою та вільно укладеною на опорну поверхню підситника.

Максимальна швидкість, придбана сіячою поверхнею та підтримана за інерцією в процесі її поступального руху, пов'язана з характеристиками коливань коробу вібраційної машини

$$V_m = A \cdot \omega \text{ м/с}. \quad (2.66)$$

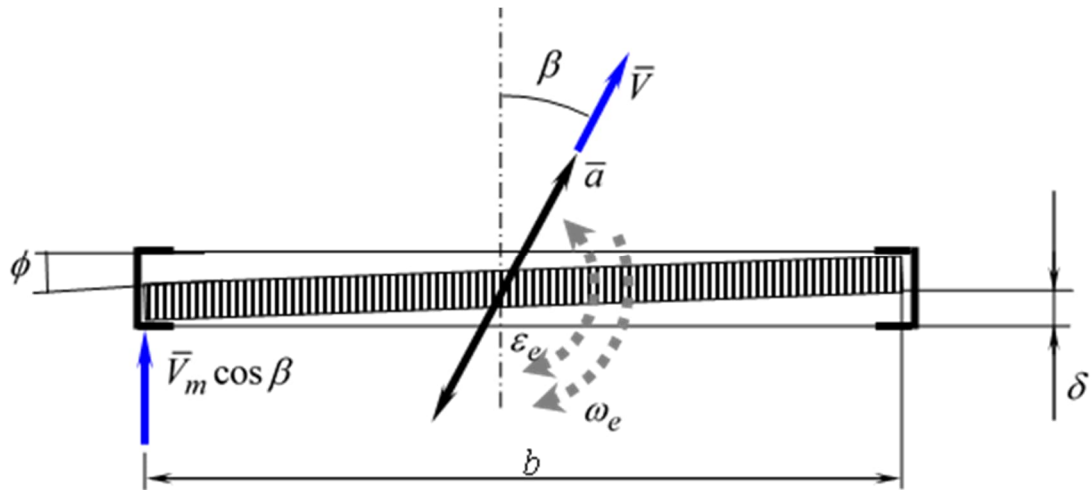


Рисунок 2.21 – Кінематична схема обертання сіячої поверхні при її галопуванні в однорідному вібраційному полі

В той же час, максимальна кутова швидкість сіячої поверхні, котру вона набуває та підтримує за інерцією підчас плоскопаралельного руху становить

$$\omega_m = \frac{A \cdot \omega \cdot \cos \beta}{b} c^{-1}. \quad (2.67)$$

При поступальному русі сіячої поверхні її максимальна кінетична енергія, враховуючи (2.66), складе

$$K_{mp} = \frac{K_{ж.п} \cdot \rho \cdot b \cdot c \cdot \delta_{сп} \cdot A^2 \cdot \omega^2 \cdot \cos^2 \beta}{2} \text{ Дж.} \quad (2.68)$$

Максимальна кінетична енергія обертального руху сіячої поверхні за половину періоду коливань коробу в процесі її галопування

$$K_{m\omega} = \frac{J_{в.о} \cdot \omega_m^2}{2} \text{ Дж,} \quad (2.69)$$

де $J_{в.о}$ – момент інерції тіла сіячої поверхні щодо вісі, яка проходить через ребро, відносно котрого на початковій стадії відбувається обертання поверхні, визначається за теоремою Штейнера [5]

$$J_{\text{в.о}} = \frac{K_{\text{ж.п}} \cdot \rho \cdot b \cdot c \cdot \delta_{\text{сп}} \cdot (4 \cdot b^2 + \delta_{\text{сп}}^2)}{12} \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \quad (2.70)$$

Враховуючи вираз (2.70) та (2.69)

$$K_{m\omega} = \frac{K_{\text{ж.п}} \cdot \rho \cdot b \cdot c \cdot \delta_{\text{сп}} \cdot (4 \cdot b^2 + \delta_{\text{сп}}^2) \cdot A^2 \cdot \omega^2 \cdot \cos^2 \beta}{24 \cdot b^2} \text{ Дж.} \quad (2.71)$$

Визначимо відношення енергій

$$\frac{K_{mp}}{K_{m\omega}} = \frac{12 \cdot b^2}{4 \cdot b^2 + \delta_{\text{сп}}^2} > 1 \Rightarrow K_{mp} > K_{m\omega}. \quad (2.72)$$

З отриманих відношень потенційної енергії для обох форм деформації (2.63) та максимальної кінетичної енергії для поступального та обертового рухів (2.72) можна зробити висновок, що незалежними факторами, які впливають на зміну енергії, є геометричні розміри сіячої поверхні. З метою виявлення якісного виду залежності потенційної енергії форм деформації та кінетичної енергії рухів сіячої поверхні від її геометричних параметрів був проведений графічний аналіз отриманих залежностей (2.58), (2.62), (2.68), (2.71), результати котрого представлені на рис. 2.22.

Аналіз представлених залежностей показує, що на всьому діапазоні геометричних розмірів сіячих поверхонь, використаних на даний час у практиці, енергія необхідна для утворення першої форми деформації, а відповідно зворотно-поступального руху сіячої поверхні, перевищує енергетичні показники, які супроводжують поворотне-обертовий рух (голопування). У зв'язку з чим голопування є переважальним режимом руху для вільно укладеної сіячої поверхні при динамічних лінійно направлених гармонійних коливаннях коробу.

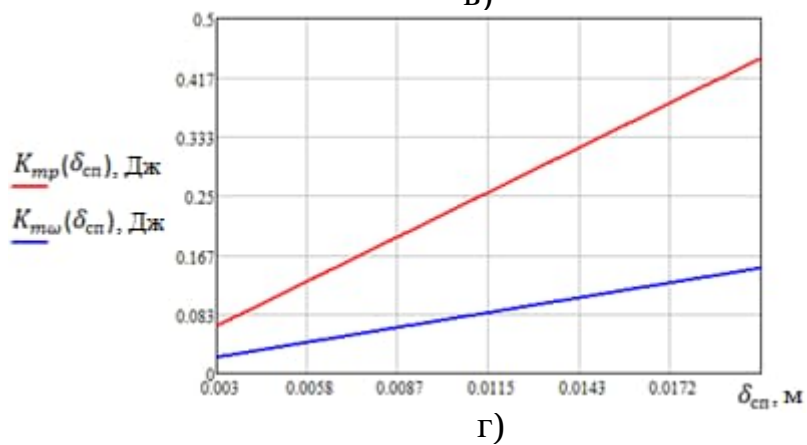
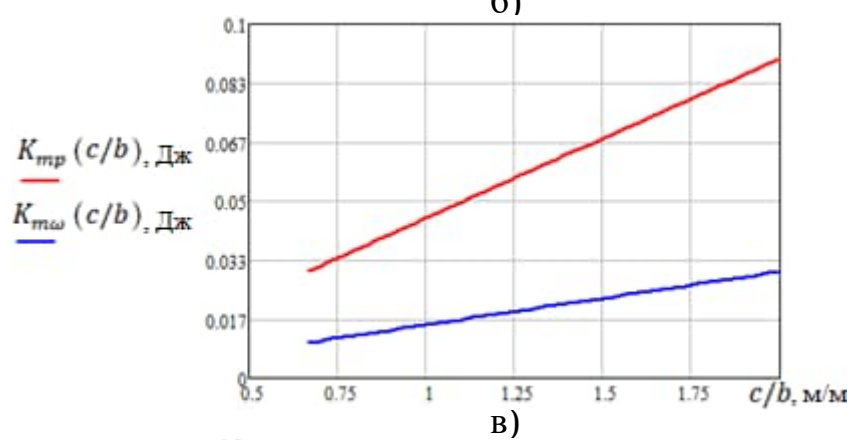
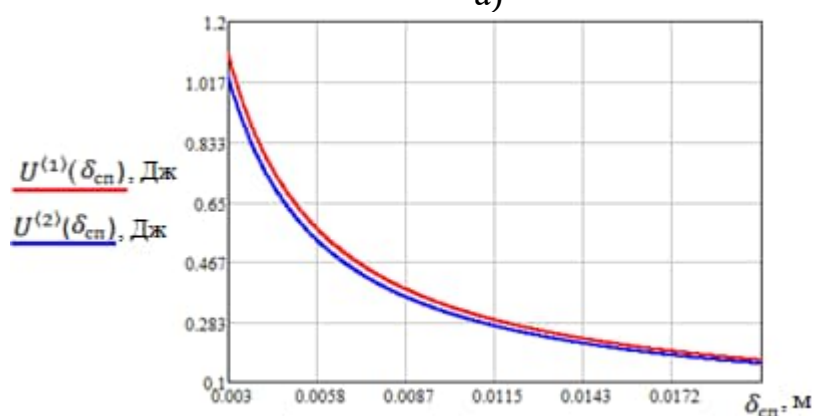
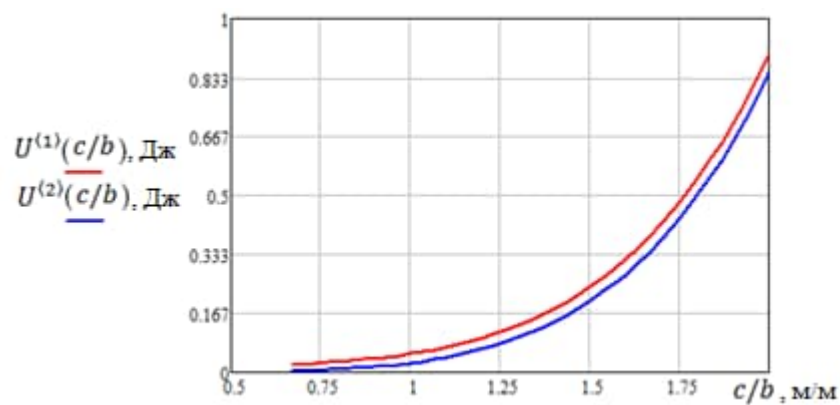


Рисунок 2.22 – Залежність потенційної енергії форм деформації (а, б) та кінетичної енергії рухів (в, г) сіячої поверхні від її геометричних параметрів

Таким чином, при використанні вібраційно-ударних машин з невимримним зв'язком між коробом і ситом необхідну швидкість транспортування матеріалу, що розсівається, слід забезпечувати шляхом нахилу сіячої поверхні.

Існуючі формули визначення продуктивності грохоту не можуть бути використані в зв'язку з особливостями режиму галопування сіячої поверхні. Для точного розрахунку продуктивності необхідно провести низку лабораторних досліджень, у ході яких слід визначити поправні коефіцієнти, які дозволять адаптувати теоретичні моделі до реальних умов експлуатації обладнання та врахувати специфіку даних режимів роботи грохоту.

2.6 Висновки

За підсумками проведених теоретичних досліджень отримані такі результати:

- розроблена математична модель, що описує рух сіячої поверхні вільно укладеної в просторі, утвореним швелероподібним підситником, яка враховує конструктивні, кінематичні та динамічні параметри грохоту, а також геометричні характеристики та механічні властивості матеріалу сіячої поверхні;
- для забезпечення сталості коливань сіячої поверхні повинна виконуватись умова, що відношення розміру проміжку між нижньою та верхньою площинами підситника до максимальної амплітуди коливань матеріальної точки сіячої поверхні повинна бути менше за одиницю

$$\frac{\delta_h}{A_{\text{сп}}^{\text{max}}} < 1;$$

- встановлено, що при збільшенні частоти коливань коробки час етапу несталого руху вільно укладеної в просторі, утвореним швелероподібним підситником, сіячої поверхні зменшується за степеневим законом;
- встановлено, що при наближенні значень власної частоти пружних коливань сіячої поверхні до вимушеної частоти коливань цієї ж поверхні, їх характер приймає квазігармонійний вид при цьому амплітуда

коливань сіячої поверхні зростає, а коефіцієнт динамічності процесу віброобробки сипкого матеріалу досягає найбільшого значення;

- встановлено, що при збільшенні кута вібрації точок коробу від 40° до 50° середня амплітуда коливань матеріальної точки сіячої поверхні зменшується за поліноміальним законом другого порядку;
- встановлено, що кут нахилу сіячої поверхні до горизонту в діапазоні від 10° до 20° не впливає на динаміку її переміщення;
- встановлено, що при збільшенні маси сіячої поверхні амплітуда коливань її матеріальної точки підвищується за умови постійності амплітуди коливань коробу;
- встановлено, що геометричні розміри сіячої поверхні є незалежним фактором, який впливає на потенційну та кінетичну енергії для обох форм деформації поступального та обертального рухів;
- встановлено, що галопування є переважальним режимом руху для вільно укладеної сіячої поверхні при динамічне стійких лінійно направлених гармонійних коливаннях коробу;
- встановлено, що при використанні вібраційно-ударних машин з невтримним зв'язком між коробом і ситом необхідну швидкість транспортування матеріалу, що розсівається, слід забезпечувати шляхом нахилу сіячої поверхні.

2.7 Список використаних джерел

1. Засельський В. Й., Пополов Д. В. Математична модель руху сіячої поверхні грохоту в умовах її ударно-вібраційної дії. *Теорія і практика металургії*. 2023. № 4. С. 30–40. DOI: <https://doi.org/10.34185/tpm.4.2023.04>
2. Засельський В. Й., Пополов Д. В. Визначення деформації жорсткої сіячої поверхні в умовах ударно-вібраційної дії. *Теорія і практика металургії*. 2024. № 2. С. 48–55. DOI: <https://doi.org/10.34185/tpm.2.2024.07>
3. Швед С. В. Статика и элементы динамики. Кривой Рог: Киреевский, 2015. 435 с.

4. Zaselskyi V., Popolov D., Shved S. Assessment of the Deformation of a Rigid Seeding Surface Under the Impact of Shock-Vibration Action. *VII International scientific congress «Society of ambient intelligence 2024»*: Матеріали міжнародної наукової конференції, Кривий Ріг, 2–6 December 2024.
5. Цасюк В. В. Теоретична механіка: навч. Посіб. Київ: Центр навч. Літ., 2004. 402 с.
6. Цисарж В. В., Марусик Р. И. Математические методы компьютерной графики. Киев: Факт, 2004. 464 с.

РОЗДІЛ 3

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ САМООЧИЩЕННЯ ВІЛЬНО УКЛАДЕНОЇ СІЯЧОЇ ПОВЕРХНІ ТА СТАБІЛІЗАЦІЇ ГРАНУЛОМЕТРИЧНОГО СКЛАДУ МЕТАЛУРГІЙНОЇ ШИХТИ, ЩО НА НІЙ РОЗСІВАЄТЬСЯ

3.1 Теоретичні дослідження процесу самоочищення вільно укладеної сіячої поверхні

3.1.1 Розрахункова схема та прийняті допущення

Підчас експлуатації вібраційних грохотів відбувається зниження ефективності процесу розсіву, через зменшення живого перетину сіячої поверхні внаслідок забиваності отворів сита частинками матеріалу, що розсівається.

На підставі вивчення процесу забиваності сіячої поверхні виділяють наступні умови заклинювання частинок матеріалу, що розсівається, в отворі сита:

- розмір частинок в $1 \dots 1,5$ рази більше розміру отворів сита [1];
- при розгляді зв'язку частинок, що заклинили, з крайком отвору сита умова заклинювання має наступний вигляд:

$$\delta \leq 2 \cdot \mu, \quad (3.1)$$

де δ – кут, що утворений дотичними до контурної лінії частинки в точках стикання її з крайком отворів; $\mu_{\text{тер}}$ – кут тертя частинки по крайку [2, 3];

- висота підкидання частинки над плоскістю сіячої поверхні менша за висоту сегмента, що відсікається у частинки плоскістю сіячої поверхні [4].

В роботах [1, 4] запропонована модель процесу забиваності та самоочищення отворів сіячої поверхні частинками матеріалу виходячи з динамічних параметрів вібраційної машини, гранулометричного складу матеріалу, що розсівається, враховуючи

стохастичність цього процесу. Для спрощення математичної моделі процесу самоочищення було прийняте допущення, що частинки матеріалу мають форму кулі, а сам процес реалізується за рахунок викидання частинки матеріалу на певну висоту з отвору сіячої поверхні під дією сили інерції без врахування взаємодії частинки з крайком отвору та утворених підчас взаємодії кутів тертя.

При теоретичному розгляді явища забиваності матеріалу в отворах сіячої поверхні, в дослідженні [2], цей процес зв'язується з деформацією його частинок, а умова самоочищення записується з рівності нулю проекцій усіх сил на вертикальну координатну вісь, при цьому автор враховує прикладені до частки не лише статичні, але й динамічні сили. В роботі [3] вивчаючи зв'язок частинки матеріалу, що заклинилося, з крайком отвору, умови його заклинювання отримуються також з проекцій на вертикальну координатну вісь прикладених до частки сил. Причому авторами розглянуто статична задача: сили інерції застряглої частки в розрахунковій схемі не враховувались, тому умова заклинювання отримана в найбільш простому виді, що наведене вище.

Проте для виконання вібраційного переміщення матеріалу робочий орган здійснює рухи, відмінні від вертикальних, таким чином, прикладений до частинки вектор сили інерції змінюється в часі як за величиною, так і за напрямом. Виходячи з цього, при деяких режимах переміщення робочого органу частки матеріалу розклинаються не в результаті висмикування, а внаслідок їх перекидання. При вивченні такого явища було прийнято, що формою частинки є еліпсоїд [5].

Враховуючи особливості самоочищення сіячих поверхонь від частинок, які були утворені в наслідок дроблення спеченого матеріалу та мають шорстку поверхню низької міцності (агломерат, кокс), сформованих вище умов самоочищення недостатньо для повного вивчення цього явища.

При вивченні самоочищення сіячої поверхні, для спеченого матеріалу була запропонована розрахункова схема, яка наведена на рис. 3.1, та прийняті наступні допущення:

- форма частинки — рівнобічна трапеція, сума основ котрої дорівнює подвоєній довжині її бічної сторони;

- якщо $\alpha_{\text{бс}}$ – кут нахилу бічної сторони трапеції до вертикальної площини (рис. 3.1), а $\alpha_{\text{тер}}$ – кут тертя частинки о сіячу поверхню, то можливі наступні варіанти: $\alpha_{\text{тер}} > \alpha_{\text{бс}}$ – відбувається заклинювання частинки у отворі сіячої поверхні, але при русі сіячої поверхні вгору частинка може бути викинута з отвору під дією прикладеної до неї сили інерції за умови якщо її складова (яка перпендикулярна сіячій поверхні) буде перевищувати силу тертя, що утворилась при взаємодії поверхні частки з окрайком отворів сіячої поверхні; $\alpha_{\text{тер}} < \alpha_{\text{бс}}$ – заклинювання не відбувається; $\alpha_{\text{тер}} = \alpha_{\text{бс}}$ – межний стан заклинювання.

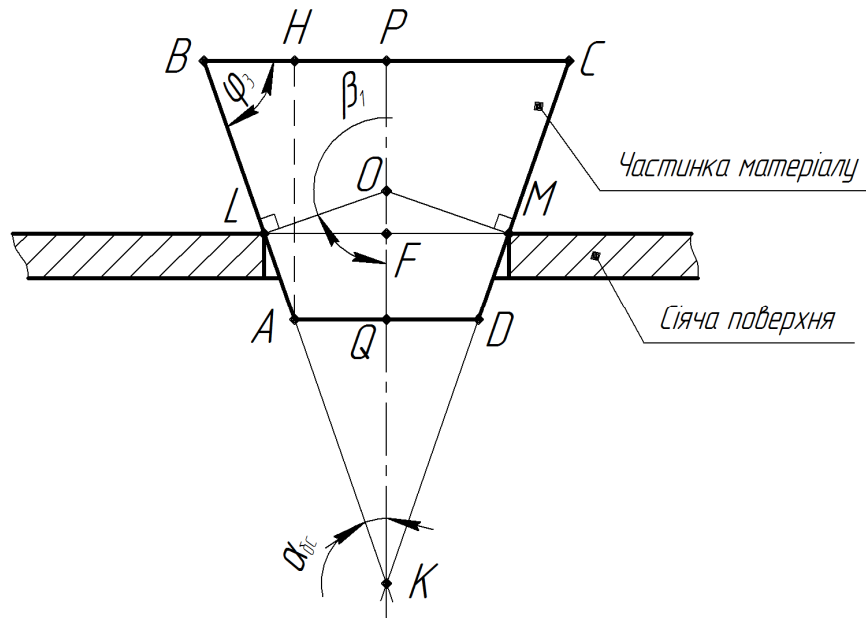


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема до визначення розміру частинки, що заклинила у отворі сіячої поверхні

3.1.2 Дослідження забиваності сіячої поверхні

Згідно розрахункової схеми (див. рис. 3.1) визначимо геометричні розміри частинки в залежності від розміру отвору сіячої поверхні LM .

Кут β_1 з трикутника LKO дорівнює

$$\beta_1 = 180 - 90 - \alpha_{\text{бс}} = 90 - \alpha_{\text{бс}}. \quad (3.2)$$

Визначимо відстань від точки дотику бічної сторони трапеції до окрайку отвору сіячої поверхні L до точки O з трикутника LFO

$$\begin{aligned} \sin \beta_1 = \frac{LF}{LO} \Rightarrow LO &= \frac{LF}{\sin \beta_1} = \left\{ LF = \frac{LM}{2} \right\} = \frac{LM}{2 \cdot \sin \beta_1} = \\ &= \frac{LM}{2 \cdot \sin(90 - \alpha_{\text{бс}})} = \frac{LM}{2 \cdot \cos \alpha_{\text{бс}}}, \end{aligned} \quad (3.3)$$

Прийmemo, що $LO = OQ = PO = OM$ тоді висота трапеції PQ дорівнює

$$PQ = 2 \cdot LO = 2 \cdot \frac{LM}{2 \cdot \cos \alpha_{\text{бс}}} = \frac{LM}{\cos \alpha_{\text{бс}}}. \quad (3.4)$$

Визначаємо довжину бічних сторін AB та CD з трикутника BHA

$$AB = CD = \frac{AH}{\cos \alpha_{\text{бс}}} = \{AH = PQ\} = \frac{PQ}{\cos \alpha_{\text{бс}}}. \quad (3.5)$$

Враховуючи (3.4) вираз (3.5) прийме вид

$$AB = CD = \frac{LM}{\cos^2 \alpha_{\text{бс}}}. \quad (3.6)$$

Беручи до уваги прийняте вище допущення запишемо відповідний вираз

$$AB + CD = BC + AD. \quad (3.7)$$

Враховуючи (3.6) вираз (3.7) прийме вид

$$2 \cdot \frac{LM}{\cos^2 \alpha_{6c}} = BC + AD. \quad (3.8)$$

Визначимо основу BC через висоту AH і кути φ при основі

$$BC = AD + AH \cdot (\operatorname{ctg} \varphi_3 + \operatorname{ctg} \varphi_3) = AD + 2 \cdot AH \cdot \operatorname{ctg} \varphi_3. \quad (3.9)$$

З трикутника KBP визначаємо кут φ_3

$$\varphi_3 = 180 - 90 - \alpha_{6c} = 90 - \alpha_{6c}. \quad (3.10)$$

Перетворимо вираз (3.8) враховуючи (3.9), (3.5), (3.4)

$$\begin{aligned} 2 \cdot \frac{LM}{\cos^2 \alpha_{6c}} &= AD + 2 \cdot \frac{LM}{\cos \alpha_{6c}} \cdot \operatorname{ctg}(90 - \alpha_{6c}) + AD, \\ \frac{LM}{\cos^2 \alpha_{6c}} &= AD + \frac{LM}{\cos \alpha_{6c}} \cdot \frac{\cos(90 - \alpha_{6c})}{\sin(90 - \alpha_{6c})}, \\ \frac{LM}{\cos^2 \alpha_{6c}} &= AD + \frac{LM \cdot \sin \alpha}{\cos^2 \alpha_{6c}}, \end{aligned} \quad (3.11)$$

$$AD = \frac{LM - LM \cdot \sin \alpha_{6c}}{\cos^2 \alpha_{6c}} = \frac{LM \cdot (1 - \sin \alpha_{6c})}{\cos^2 \alpha_{6c}}. \quad (3.12)$$

Підставимо (3.12) в (3.9), враховуючи (3.10), (3.5), (3.4)

$$\begin{aligned} BC &= \frac{LM \cdot (1 - \sin \alpha_{6c})}{\cos^2 \alpha_{6c}} + 2 \cdot \frac{LM}{\cos \alpha_{6c}} \cdot \frac{\sin \alpha_{6c}}{\cos \alpha_{6c}}, \\ BC &= \frac{LM \cdot (1 - \sin \alpha_{6c}) + 2 \cdot LM \cdot \sin \alpha_{6c}}{\cos^2 \alpha_{6c}}, \end{aligned} \quad (3.13)$$

$$BC = \frac{LM \cdot (1 + \sin \alpha_{\text{бс}})}{\cos^2 \alpha_{\text{бс}}}. \quad (3.14)$$

Отримані вирази (3.6), (3.12) та (3.14) визначають геометричні розміри частинки матеріалу в залежності від розміру отвору.

З метою врахування в подальших теоретичних дослідженнях процесу очищення сіячої поверхні допущення, обґрунтоване в роботах [4, 6, 7]: частинка не заклинюється в отворі сита, якщо висота її підкидання $h_{\text{п}}$ над площиною сіячої поверхні буде дорівнювати чи більше величини $h_{\text{с}}$ – висота її сегменту, що відсікається у частинки площиною сіячої поверхні, знайдемо значення $h_{\text{с}}$, враховуючи прийняту форму частки.

$$FQ = OQ - OF \quad (3.15)$$

З трикутника LFO

$$\cos \beta_1 = \frac{OF}{LO} \Rightarrow OF = LO \cdot \cos \beta_1 \quad (3.16)$$

Перетворимо вираз (3.15) з урахуванням (3.2), (3.3) та (3.16)

$$FQ = \frac{LM}{2 \cdot \cos \alpha_{\text{бс}}} - \frac{LM}{2 \cdot \cos \alpha_{\text{бс}}} \cdot \cos(90 - \alpha_{\text{бс}}) = \frac{LM \cdot (1 - \sin \alpha_{\text{бс}})}{2 \cdot \cos \alpha_{\text{бс}}} \quad (3.17)$$

Отриманий вираз (3.17) визначає мінімально необхідну висоту підкидання $h_{\text{п}}$ частинки над площиною сіячої поверхні для її не заклинювання.

Якщо в вираз (3.4) та (3.17) замість кута $\alpha_{\text{бс}}$ підставити кут тертя $\alpha_{\text{тер}}$, котрий виразити через коефіцієнт тертя матеріалу f , що розсівається, о сіячу поверхню, то отримуємо: межний розмір частинки матеріалу, більше котрого заклинювання не відбувається, таким чином умова заклинювання частинки має наступний вигляд

$$LM \lesssim PQ \leq \frac{LM}{\cos(\arctg f)}, \quad (3.18)$$

та межне значення висоти частки, що відсікається площиною сіячої поверхні, яке визначає висоту її підкидання, більше котрої частинка не заклинюється в отворі сита

$$\frac{LM \cdot (1 - \sin(\arctg f))}{2 \cdot \cos(\arctg f)} < h_{\text{п}}. \quad (3.19)$$

Аналіз зміни межного розміру частинки PQ та значення висоти частки FQ , що відсікається площиною сіячої поверхні з отвором, який дорівнює $LM = 5\text{мм}$, на всьому діапазоні зміни значення коефіцієнта тертя f (рис. 3.2) показав, що в отворі сита здатні заклинюватись частинки, розмір котрих в $1 \dots 1,4$ рази більше розміру отвору, причому більше значення відповідає максимальному значенню коефіцієнта тертя, а мінімально необхідна висота підкидання частинки зі збільшенням коефіцієнту тертя зменшується та відповідає степеневій функції. [8]

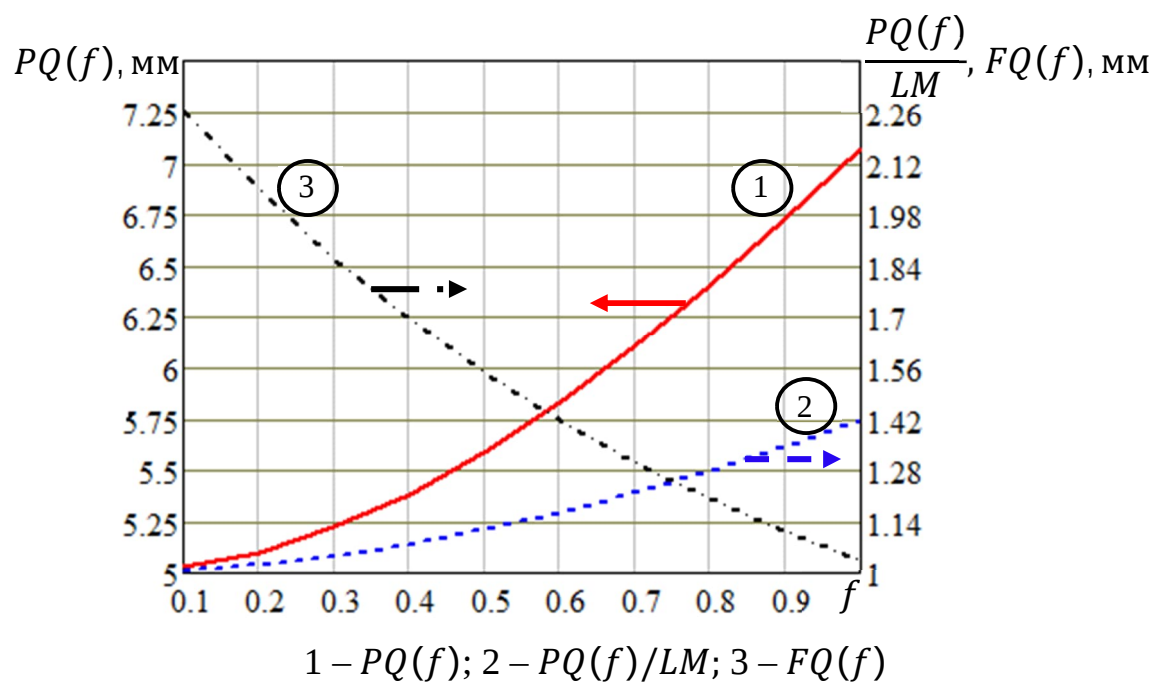


Рисунок 3.2 – Межний розмір частинки матеріалу, що розсівається, та висоти частки, що відсікається площиною сіячої поверхні, в залежності від її коефіцієнта тертя по сіячій поверхні

3.1.3 Дослідження заклинювання частинок матеріалу в отворах сіячої поверхні

Заклинювання частинки в отворі сіячої поверхні відбувається за рахунок сил сухого тертя, які виникають в точках контакту поверхні частинки з окрайком отвору сіячої поверхні через дію контактного тиску. Контактний тиск виникає в наслідок пружної деформації частинки, яка викликана її заглибленням в отвір, під дією сили інерції від руху сіячої поверхні та удару по частинці, що заклинюється, шару матеріалу, який підкидається.

Таким чином, значення сили тертя залежить від фізико-механічних властивостей матеріалу, що розсівається, та матеріалу сіячої поверхні, стану поверхні частинки та окрайок отвору сіячої поверхні, а також кінетичних і динамічних її характеристик.

При аналізі процесу заклинювання частинки матеріалу, що просівається, в отворах сіячої поверхні будемо виходити з припущень що:

- кінетична енергія шару матеріалу, що падає, повністю переходить в потенціальну енергію деформації частинки [9];
- закон розподілення напружень та деформацій за об'ємом частинки залишається таким же, як при статичній дії сили [9];
- деформація виникає миттєво у всіх перетинах частинки [10];
- у момент зіткнення шару матеріалу з сіячою поверхнею шар взаємодіє з нею як непружне тверде тіло [1];
- матеріал частинки та сіячої поверхні підкоряється закону Гука, а деформації малі [1];
- процес заклинювання приймаємо адитивним, а дію від сил інерції та удару матеріалу визначаємо використовуючи метод суперпозиції.

Розглянемо процес заклинювання частинки під дією власної сили тяжіння та сили інерції J від переміщення сіячої поверхні, розрахункова схема якого наведена на рис. 3.3.

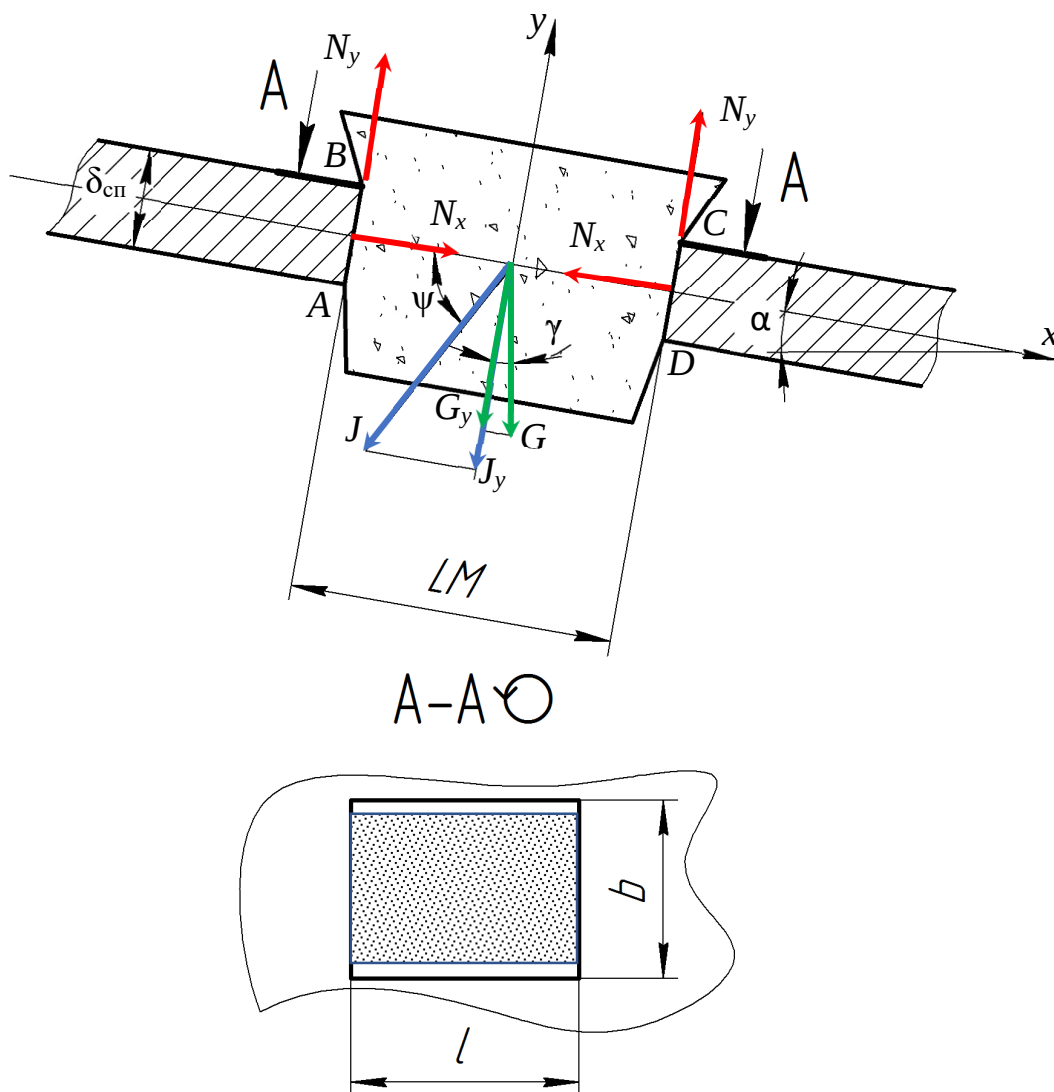


Рисунок 3.3 – Схема сил, що діють на частинку, яка заклинюється

Виділимо об'ємний елемент частинки, що заклинюється, у вигляді прямокутного паралелепіпеда $ABCD A' B' C' D'$ (див. рис. 3.4) на ділянці контакту з позвехньою отвору сита. На горизонтальній грані виділеного об'єму діють проекції сил інерції J_y , сили тяжіння G_y ($BB'CC'$), а також реакції опори N_{1y} та N_{2y} ($AA'DD'$) на вісь y .

Проекція реакції опори на вісь x (N_x), виникає в поперечному напрямку ($ABB'A'$ та $CC'D'D'$), є наслідком ефекту Пуассона та утрудненості деформації, тобто, представляє собою вторинний ефект (тиск стінок на частинку), викликаний дією напружень у вертикальному напрямку σ_z . Враховуючи, що виділений елемент знаходиться в об'ємному напруженому стані ведемо для головних напрямків позначення, вказані на рис. 3.4.

Вказані параметри можуть обиратись за [1], де модуль Юнга дорівнює $0,35 \cdot 10^5$ МПа для коксу та $0,3 \cdot 10^5$ МПа для агломерату, а коефіцієнт Пуассона 0,21 та 0,26 відповідно.

Оскільки деформація отвору сіячої поверхні зневажливо мала, приймаємо, що його геометричні розміри залишаються постійними:

$$LM = \text{const};$$

$$b = \text{const};$$

тоді

$$\varepsilon_2 = 0. \quad (3.24)$$

Перетворимо вираз (3.23) враховуючи (3.20) - (3.22) та (3.24)

$$\begin{aligned} \frac{1}{E} \cdot \left[-\frac{N_{x1}}{b \cdot \delta_{\text{сп}}} - \mu_{\text{п}} \cdot \left(-\frac{J_y + G_y}{LM \cdot b} + 0 \right) \right] &= 0, \\ -\frac{N_{x1}}{E \cdot b \cdot \delta_{\text{сп}}} + \frac{\mu_{\text{п}} \cdot (J_y + G_y)}{E \cdot LM \cdot b} &= 0. \end{aligned} \quad (3.25)$$

З виразу (3.25) визначимо значення реакції опори на вісь x

$$N_{x1} = \frac{\mu_{\text{п}} \cdot (J_y + G_y) \cdot E \cdot b \cdot \delta_{\text{сп}}}{E \cdot LM \cdot b} = \frac{\mu_{\text{п}} \cdot (J_y + G_y) \cdot \delta_{\text{сп}}}{LM} \text{ Н.} \quad (3.26)$$

Перетворимо вираз (3.26) розписав проекції сил та їх значення

$$J_y = m_{\text{ч}} \cdot a \cdot \sin \psi; \quad (3.27)$$

$$G_y = m_{\text{ч}} \cdot g \cos \alpha; \quad (3.28)$$

$$N_{x1} = \frac{\mu_{\text{п}} \cdot \delta_{\text{сп}} \cdot m_{\text{ч}} \cdot (a \cdot \sin \psi + g \cos \alpha)}{LM}, \quad (3.29)$$

де $m_{\text{ч}}$ – маса частинки; a – прискорення пересування частинки разом з сіячою поверхнею; g – прискорення вільного падіння; ψ – кут вібрації; α – кут нахилу сіячої поверхні.

Виразимо масу частинки, що заклинює, враховуючи геометричний розмір отвору сіячої поверхні, умову заклинювання, яка наведена в п.п. 3.1.2, коефіцієнт тертя матеріалу о сіячу поверхню.

$$m_{\text{ч}} = V_{\text{об.ч}} \cdot \rho, \quad (3.30)$$

де $V_{\text{об.ч}}$ – об'єм частинки, м^3 ; ρ – щільність частинки кг/м^3 .

Об'єм частинки визначаємо виходячи з розрахункової схеми, представленої на рис. 3.1.

$$V_{\text{об.ч}} = \frac{BC + AD}{2} \cdot PQ \cdot b. \quad (3.31)$$

Враховуючи (3.4), (3.12), (3.14) вираз (3.31) прийме вигляд

$$\begin{aligned} V_{\text{об.ч}} &= \frac{\frac{LM \cdot (1 + \sin \alpha_{\text{бс}})}{\cos^2 \alpha_{\text{бс}}} + \frac{LM \cdot (1 - \sin \alpha_{\text{бс}})}{\cos^2 \alpha_{\text{бс}}}}{2} \cdot \frac{LM}{\cos \alpha_{\text{бс}}} \cdot b = \\ &= \frac{LM^2}{\cos^3 \alpha_{\text{бс}}} \cdot b. \end{aligned} \quad (3.32)$$

Перетворюємо вираз (3.32) з урахуванням виразу (3.18)

$$V_{\text{об.ч}} = \frac{LM^2}{\cos^3(\arctg f)} \cdot b. \quad (3.33)$$

Вираз (3.30) з урахуванням (3.33) прийме вигляд

$$m_{\text{ч}} = \frac{LM^2}{\cos^3(\arctg f)} \cdot b \cdot \rho. \quad (3.34)$$

Підставимо (3.34) в (3.29)

$$\begin{aligned} N_{x1} &= \frac{\mu_{\text{п}} \cdot \delta_{\text{сп}} \cdot \frac{LM^2}{\cos^3(\arctg f)} \cdot b \cdot \rho \cdot (a \cdot \sin \psi + g \cos \alpha)}{LM} = \\ &= \frac{\mu_{\text{п}} \cdot \delta_{\text{сп}} \cdot LM \cdot b \cdot \rho \cdot (a \cdot \sin \psi + g \cos \alpha)}{\cos^3(\arctg f)} \text{ Н.} \end{aligned} \quad (3.35)$$

Розглянемо процес заклинювання частинки під дією удару від падіння шару підкинутого матеріалу, розрахункова схема якого наведено на рис. 3.5.

Для визначення маси шару, що вдаряє по частинці, виділимо в ньому прямокутний паралелепіпед з основою, сторони котрої дорівнюють BC (див. рис. 3.1) та b (див. рис. 3.3), з висотою, що дорівнює висоті шару, який транспортується, $H_{\text{ш}}$.

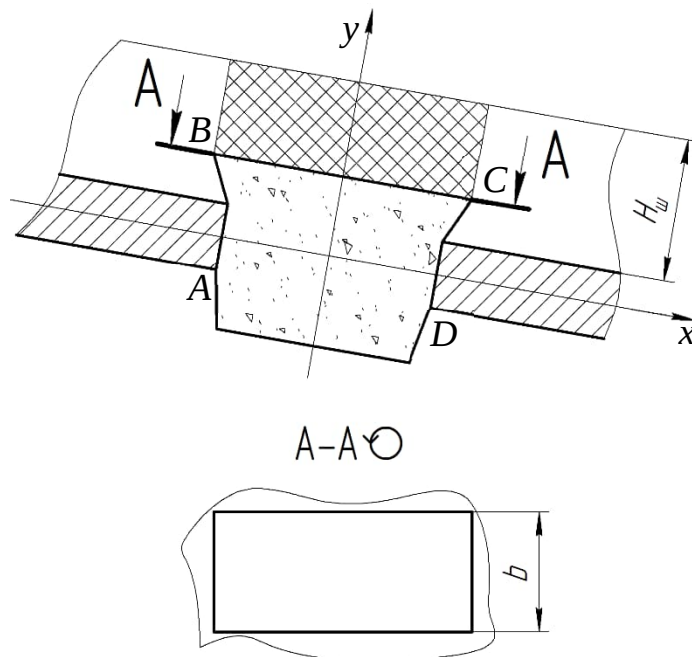


Рисунок 3.5 – Розрахункова схема по визначенню маси шару, що вдаряє по частинці

Маса паралелепіпеду дорівнює

$$m_1 = BC \cdot b \cdot H_{\text{ш}} \cdot \rho = \frac{LM \cdot (1 + \sin \alpha_{\text{сc}})}{\cos^2 \alpha_{\text{сc}}} \cdot b \cdot H_{\text{ш}} \cdot \rho = \{\alpha_{\text{сc}} = \arctg f\} =$$

$$= \frac{LM \cdot (1 + \sin(\arctg f))}{\cos^2(\arctg f)} \cdot b \cdot H_{\text{ш}} \cdot \rho \text{ кг.} \quad (3.36)$$

Швидкість паралелепіпеду в момент зіткнення з сіячою поверхнею

$$V_1 = \sqrt{2 \cdot g \cdot h} \text{ м/с,} \quad (3.37)$$

де h – максимальна висота підкидання шару матеріалу, що транспортується, м.

Припустимо, що удар виділеного об'єму шару матеріалу, що транспортується, по частинці, що заклинилась, є центральним абсолютно непружним, тоді втрати кінетичної енергії [12]

$$\Delta E_{\text{к}} = \left(\frac{m_1 \cdot V_1^2}{2} + \frac{m_2 \cdot V_2^2}{2} \right) - \left(\frac{(m_1 + m_2) \cdot V^2}{2} \right) \text{ Дж,} \quad (3.38)$$

де m_2 – маса сіячої поверхні, кг; V_2 – швидкість сіячої поверхні в момент зіткнення, припустимо, що швидкість має максимальне значення, яке визначається за кінематичною діаграмою руху системи «частинка-сито», м/с; V – швидкість сита та матеріалу після удару:

$$V = \frac{m_1 \cdot V_1 + m_2 \cdot V_2}{m_1 + m_2} \text{ м/с.} \quad (3.39)$$

Перетворимо (3.38) з врахуванням (3.39)

$$\begin{aligned}\Delta E_{\kappa} &= \left(\frac{m_1 \cdot V_1^2}{2} + \frac{m_2 \cdot V_2^2}{2} \right) - \left(\frac{(m_1 + m_2) \cdot \left(\frac{m_1 \cdot V_1 + m_2 \cdot V_2}{m_1 + m_2} \right)^2}{2} \right) = \\ &= \frac{m_1 \cdot m_2 \cdot (V_1 - V_2)^2}{2 \cdot (m_1 + m_2)} \text{ Дж.}\end{aligned}\quad (3.40)$$

Підставивши у (3.40) вирази (3.36) та (3.37)

$$\Delta E_{\kappa} = \frac{\frac{LM \cdot (1 + \sin(\arctg f))}{\cos^2(\arctg f)} \cdot b \cdot H_{\text{ш}} \cdot \rho \cdot m_2 \cdot (\sqrt{2 \cdot g \cdot h} - V_2)^2}{2 \cdot \left(\frac{LM \cdot (1 + \sin(\arctg f))}{\cos^2(\arctg f)} \cdot b \cdot H_{\text{ш}} \cdot \rho + m_2 \right)} \text{ Дж.} \quad (3.41)$$

Припустимо, що втрата кінетичної енергії повністю переходить в потенційну енергію деформації

$$U = \Delta E_{\kappa} = \frac{1}{2} \cdot P \cdot \Delta l \text{ Дж,} \quad (3.42)$$

де P – зовнішня сила, що призводить до деформації частинки, що заклинюється, вздовж вісі y . Виразимо з формули (3.42) значення деформації

$$\Delta l = \frac{2 \cdot U}{P} \text{ м.} \quad (3.43)$$

Оскільки, перетин частинки вздовж вісі y змінюється, то загальна зміна її висоти вздовж вісі y складе [13]

$$\Delta l = \int_0^l \frac{P}{E \cdot F(y)} dy = \frac{P}{E} \int_0^l \frac{1}{F(y)} dy \text{ м,} \quad (3.44)$$

де $F(y)$ – площа поперечного перетину частинки в площині перпендикулярній вісі y .

Виразимо зовнішню силу P з (3.44), враховуючи (3.43)

$$P = \sqrt{\frac{2 \cdot U \cdot E}{\int_0^l \frac{1}{F(y)} dy}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta E_k \cdot E}{\int_0^l \frac{1}{F(y)} dy}} \text{ Н.} \quad (3.45)$$

Розрахункова схема щодо визначення площі поперечного перетину частинки приведена на рис. 3.6.

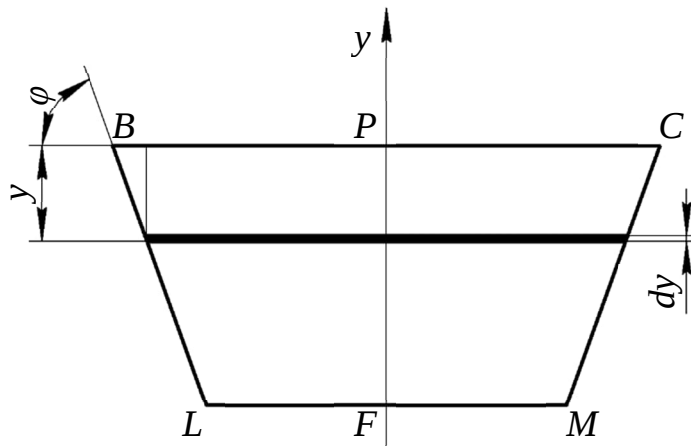


Рисунок 3.6 – Розрахункова схема визначення площі поперечного перетину частинки

$$F(y) = \left(BC - \frac{2 \cdot y}{\operatorname{tg} \varphi} \right) \cdot b \text{ м}^2. \quad (3.46)$$

Перетворимо вираз (3.46) з врахуванням (3.10), (3.14) та (3.18)

$$F(y) = \left(\frac{LM \cdot (1 + \sin(\operatorname{arctg} f))}{\cos^2(\operatorname{arctg} f)} - \frac{2 \cdot y}{\operatorname{ctg}(\operatorname{arctg} f)} \right) \cdot b \text{ м}^2. \quad (3.47)$$

Висота частинки відповідно схемам рис. 3.5 та 3.6

$$l = PF = PQ - FQ \text{ м} \quad (3.48)$$

Перетворимо (3.48) враховуючи (3.4), (3.17) та (3.18)

$$l = PF = \frac{LM}{\cos(\arctg f)} \cdot \left(1 - \frac{1 - \sin(\arctg f)}{2}\right) \text{ м.} \quad (3.49)$$

Зважаючи на (3.47), (3.49) перетворимо (3.45)

$$P = \left[\frac{2 \cdot \Delta E_k \cdot E}{\int_0^{\frac{LM}{\cos(\arctg f)} \left(1 - \frac{1 - \sin(\arctg f)}{2}\right)} \frac{1}{\left(\frac{LM \cdot (1 + \sin(\arctg f))}{\cos^2(\arctg f)} - \frac{2 \cdot y}{\text{ctg}(\arctg f)}\right) \cdot b} dy} \right]^{1/2} =$$

$$= \sqrt{\frac{4 \cdot b \cdot \Delta E_k \cdot E}{\text{ctg} \alpha \cdot \left(\ln \left| \frac{LM}{1 - \sin \alpha} \right| - \ln |LM| \right)}} \text{ Н.} \quad (3.50)$$

Проекція реакції опори на вісь x враховуючи (3.50)

$$N_{x2} = \frac{\mu_{\pi} \cdot \delta_{\text{сп}}}{LM} \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot b \cdot \Delta E_k \cdot E}{\text{ctg} \alpha_{\text{бс}} \cdot \left(\ln \left| \frac{LM}{1 - \sin \alpha} \right| - \ln |LM| \right)}} \text{ Н.} \quad (3.51)$$

Сила тертя складе

$$F_{\text{тер}} = (N_{x1} + N_{x2}) \cdot f \text{ Н.} \quad (3.52)$$

Перетворимо вираз, враховуючи (3.35) та (3.51)

$$F_{\text{тер}} = \mu_{\text{п}} \cdot \delta_{\text{сп}} \cdot f \cdot \left(\frac{LM \cdot b \cdot \rho \cdot (a \cdot \sin \psi + g \cos \alpha)}{\cos^3(\arctg f)} + \frac{1}{LM} \times \right. \\ \left. \times \sqrt{\frac{4 \cdot b \cdot \Delta E_{\text{к}} \cdot E}{\text{ctg}(\arctg f) \cdot \left(\ln \left| \frac{LM}{1 - \sin(\arctg f)} \right| - \ln|LM| \right)}} \right) \text{Н.} \quad (3.53)$$

Аналітична залежність (3.53) дозволяє визначити силу заклинювання частинки матеріалу, що розсівається, розміром менше межного, в отворі сіячої поверхні, враховуючи фізичні властивості матеріалу та сіячої поверхні, її геометричні розміри, кінематичні та динамічні параметри. [14, 15]

3.1.4 Математична модель процесу самоочищення сіячої поверхні

Процес самоочищення сіячої поверхні протікає в два сумісні у часі етапи:

- на першому етапі відбувається подолання сили тертя, яка утримує частинку в отворі, що визначається у відповідності з методикою описаною у п. 2.3;
- на другому етапі відбувається евакуація частинки з отвору сіячої поверхні за рахунок її підкидання на висоту, яка перевищує висоту частинки, котра відсікається площиною поверхні сита FQ , що визначається за формулою (3.17).

Дані етапи протікають під дією перпендикулярної до сіячої поверхні складової сили інерції, в залежності від її знаку вона може виконувати, як заклинювання частинки, так і очищення сіячої поверхні від неї.

На рис. 3.7 наведена схема сил, що діє на частинку, яка заклинена в отворі сіячої поверхні.

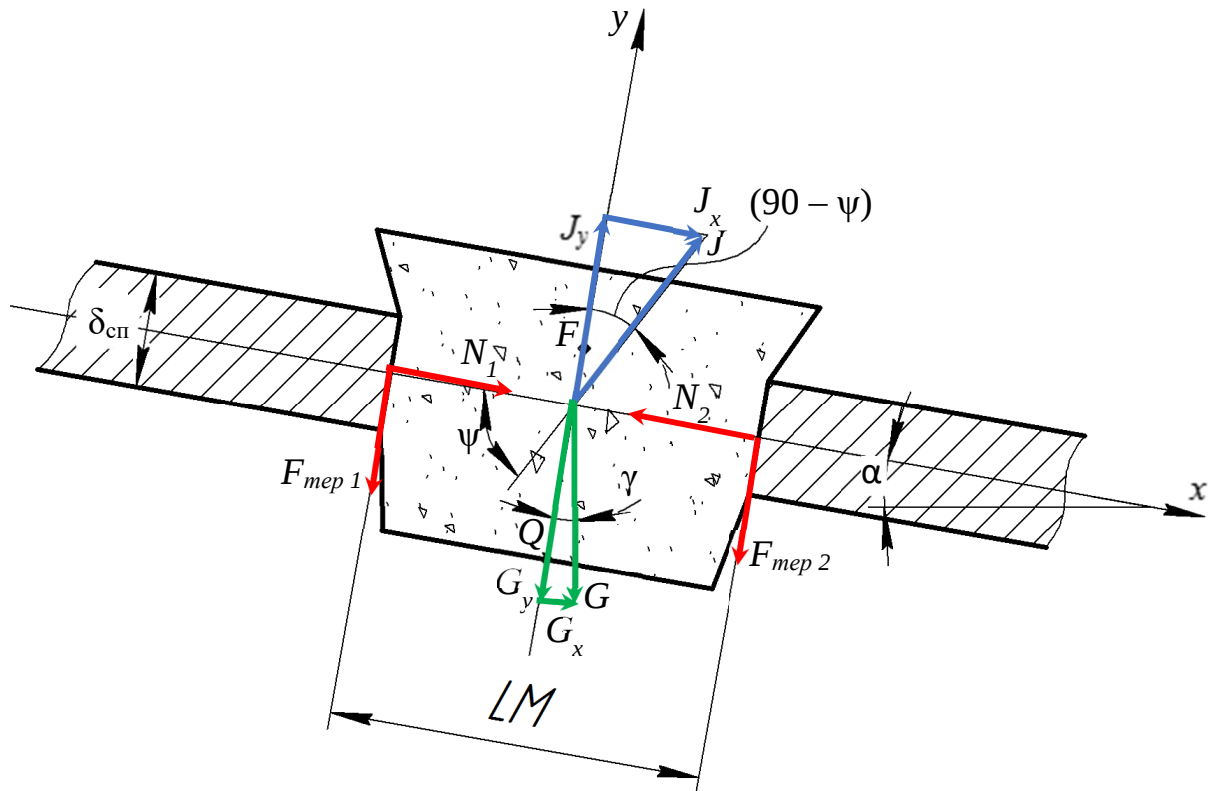


Рисунок 3.7 – Схема сил, що діють на частинку, яка заклинена

Умова рівноваги системи буде мати вигляд

$$\begin{cases} N_1 + G \cdot \sin \alpha - N_2 + J \sin(90 - \psi) = 0 \\ -F_{\text{тер}1} - F_{\text{тер}2} - G \cdot \cos \alpha + J \cdot \cos(90 - \psi) = 0 \end{cases} \quad (3.54)$$

Дана система відображає межний стан коли частинка, що заклинена, починає розклинюватись під дією вертикальної складової сили інерції. Тоді з умов розклинювання можна записати з другого рівняння системи (3.54)

$$J > \frac{F_{\text{тер}1} + F_{\text{тер}2} + G \cdot \cos \alpha}{\cos(90 - \psi)} = \frac{F_{\text{тер}} + m_{\text{ч}} \cdot g \cdot \cos \alpha}{\sin \psi}. \quad (3.55)$$

Сила інерції для частинки, що заклинена, визначається переносним прискоренням тобто прискоренням сіячої поверхні [16]

$$m_q \cdot a > \frac{F_{\text{тер}} + m_q \cdot g \cdot \cos \alpha}{\sin \psi}. \quad (3.56)$$

Перетворимо вираз (3.56) з урахуванням (3.34),(3.53)

$$\begin{aligned} \frac{LM^2}{\cos^3(\arctg f)} \cdot b \cdot \rho \cdot a > \left[\mu_{\text{п}} \cdot \delta_{\text{сп}} \cdot f \cdot \left(\frac{LM \cdot b \cdot \rho \cdot (a \cdot \sin \psi + g \cos \alpha)}{\cos^3(\arctg f)} + \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{1}{LM} \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot b \cdot \Delta E_{\text{к}} \cdot E}{\text{ctg}(\arctg f) \cdot \left(\ln \left| \frac{LM}{1 - \sin(\arctg f)} \right| - \ln |LM| \right)}} \right) + \right. \\ \left. + \frac{LM^2}{\cos^3(\arctg f)} \cdot b \cdot \rho \cdot g \cdot \cos \alpha \right] / \sin \psi. \quad (3.57) \end{aligned}$$

Умова евакуації частинки з отвору сіячої поверхні можна записати використовуючи вираз, який визначає висоту підкидання частинки над сіячою поверхнею [17]

$$FQ < \frac{V_q^2 \cdot \sin^2 \psi}{2 \cdot g \cdot \cos \alpha}, \quad (3.58)$$

де V_q – швидкість частинки в момент відриву від сіячої поверхні, яка визначається за кінематичною діаграмою руху системи «частинка-сито», м/с.

Перетворимо (3.58) враховуючи (3.17) та (3.19)

$$\frac{LM \cdot (1 - \sin(\arctg f))}{2 \cdot \cos(\arctg f)} < \frac{V_q^2 \cdot \sin^2 \psi}{2 \cdot g \cdot \cos \alpha}. \quad (3.59)$$

Вирази (3.57), (3.59) є умовою та математичною моделлю процесу самоочищення отворів сіячої поверхні від частинок, що заклинилися, враховуючи фізичні властивості матеріалу, що розсівається, та сіячої поверхні її геометричних розмірів, кінематичних і динамічних параметрів.

На підставі нерівностей (3.57), (3.59) отримані графіки зміни межного значення прискорення пересування частинки матеріалу, що розсівається, разом з сіячою поверхнею та швидкості частинки в момент її відриву в залежності від конструктивних параметрів грохоту, наближених до основного типорозмірного ряду серійно випусканих вібромашин для сортування металургійної шихти, на всьому діапазоні зміни значення коефіцієнта тертя f з апертурою сіячої поверхні 5 мм, при перевищенні котрих відбувається самоочищення (рис. 3.8).

Аналіз залежностей показує, що для забезпечення самоочищення сіячої поверхні з апертурою $LM = 5$ мм, в діапазоні кутів вібрації $\psi = 30^\circ \dots 60^\circ$ та нахилу сіячої поверхні $\alpha = 10^\circ \dots 20^\circ$ прискорення пересування частинки матеріалу, що розсівається, разом з сіячою поверхнею повинно становити $a = 35 \dots 41$ м/с², а швидкість частинки в момент відриву від сіячої поверхні $V_d = 0,15 \dots 0,24$ м/с.

Причому, при збільшенні коефіцієнта тертя матеріалу, що розсівається, о сіячу поверхню прискорення необхідне для самоочищення збільшується, а швидкість зменшується, натомість, при збільшенні кутів вібрації та нахилу сіячої поверхні необхідні для самоочищення як прискорення, так і швидкість зменшуються.

3.2 Теоретичні дослідження процесу стабілізації гранулометричного складу металургійної шихти

3.2.1 Аналітичний опис руху частинок матеріалу на вільно укладеній сіячій поверхні

Беручи до уваги особливості руху матеріалу по ситі вібраційної машини [18] його частинка переміщується по похилій сіячій поверхні, вільно укладеній в просторі підситника вібруючого коробу, у два етапи:

- перший етап — спільний рух з сіячою поверхнею;
- другий етап — звільнення від одностороннього зв'язку з сіячою поверхнею та вільний рух під дією сили гравітації до зіткнення з нею.

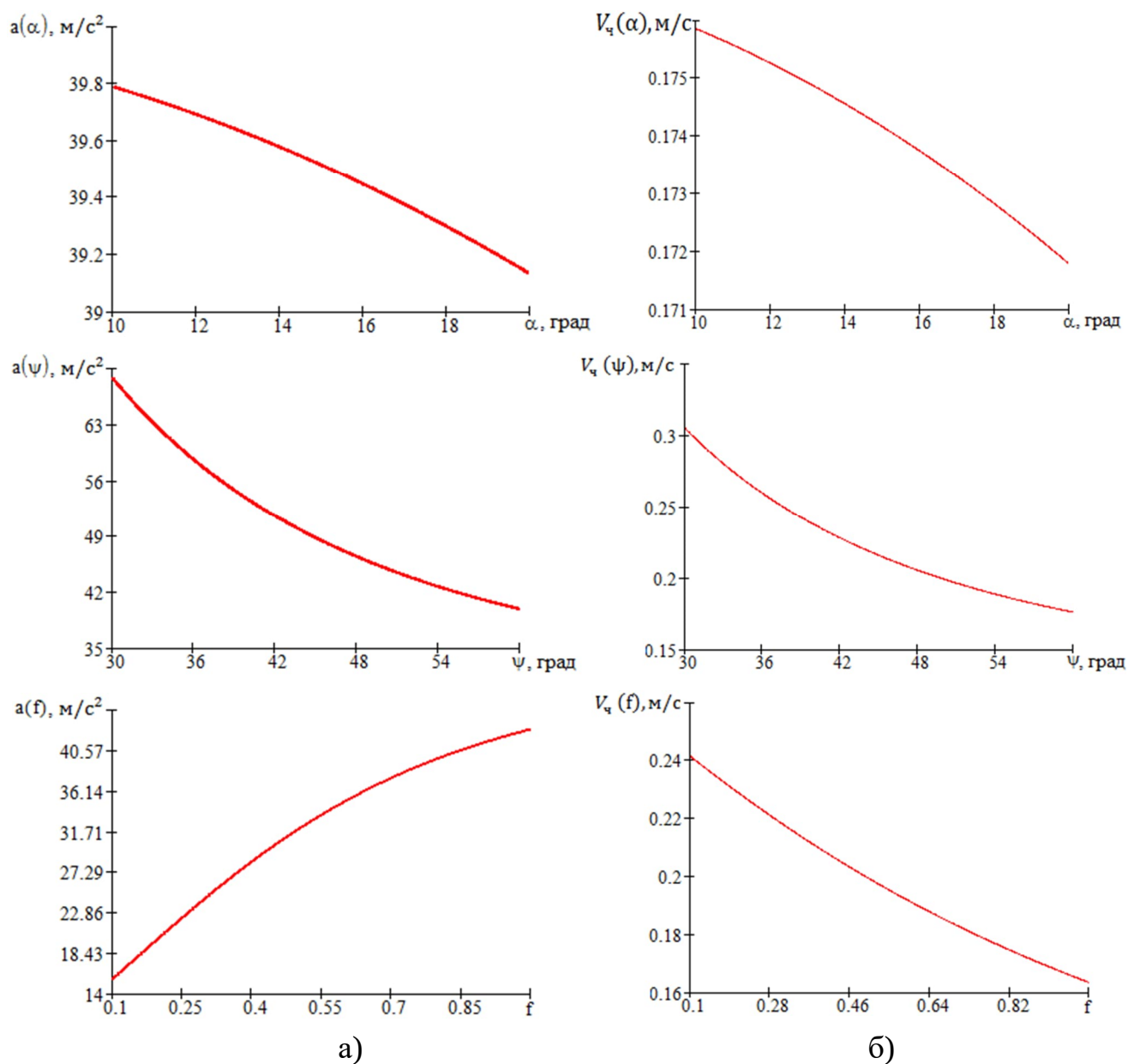


Рисунок 3.8 – Межне значення прискорення пересування частинки матеріалу, що розсівається, разом з сіячою поверхнею (а) та швидкості частинки в момент її відриву (б)

На підставі вище викладеного при дослідженні приймаємо наступні допущення:

- підчас потрапляння частинки матеріалу в деякий момент часу на сіячу поверхню її рух підкоряється закону поступального руху сіячої поверхні, який визначається за методикою, описаною в розділі 2;

- внаслідок відносно малої швидкості руху частинки та короткочасності другого етапу, аеродинамічні сили не враховуються.

Закон переміщення частинки матеріалу на першому етапі визначається як

$$\begin{cases} x_{1ч}(t) = 0 \\ y_{1ч}(t) = y(t) \end{cases} \quad (3.60)$$

де $y(t)$ – закон коливального руху сіячої поверхні у нормальному до неї напрямку.

Послідовно продиференціювавши вираз (3.60) за часом були отримані проєкції абсолютної швидкості $\bar{V}_{1ч}(V_{1чx}, V_{1чy})$

$$\begin{cases} V_{1чx}(t) = 0 \\ V_{1чy}(t) = \frac{dy_{1ч}(t)}{dt} = \frac{dy(t)}{dt} \end{cases} \quad (3.61)$$

та прискорення $\bar{a}_{1ч}(a_{1чx}, a_{1чy})$ частинки матеріалу на першому етапі

$$\begin{cases} a_{1чx}(t) = 0 \\ a_{1чy}(t) = \frac{dV_{1чy}(t)}{dt} \end{cases} \quad (3.62)$$

Кінець першого етапу визначається моментом розриву одностороннього зв'язку між сіячою поверхнею та частинкою матеріалу. Це відбувається коли відносна рівновага між частинкою матеріалу та сіячою поверхнею досягає межного стану (див. рис. 3.9), а саме коли нормальна реактивна сила R_A , прикладена до частинки матеріалу A зі сторони прискореної сіячої поверхні, досягає нульового значення.

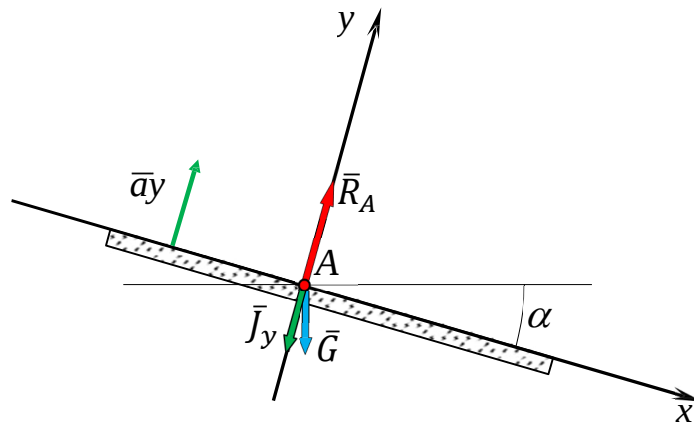


Рисунок 3.9 – Розрахункова схема для визначення моменту відриву частинки матеріалу від сіячої поверхні

Тоді, умова розриву одностороннього зв'язку має наступний вид

$$-J_y - G \cdot \cos \alpha = 0, \quad (3.63)$$

де J_y – сила інерції, прикладена зі сторони частинки матеріалу на прискорену сіячу поверхню, Н; α – кут нахилу сіячої поверхні до горизонту, град.

З умови (3.63) враховуючи (3.27) та (3.28) отримаємо величину та напрям критичного прискорення сіячої поверхні, при досягненні котрого відбувається відрив частинки матеріалу

$$a_y = -g \cdot \cos \alpha. \quad (3.64)$$

Момент розриву одностороннього зв'язку t_b визначається за законом зміни прискорення сіячої поверхні, перший відрив частинки матеріалу від неї відбувається вздовж нормалі до її поверхні при додатній швидкості та критичному прискоренні. Наступні відриви частинки матеріалу будуть мати набуту за час вільного руху складову швидкості вздовж дотичної вісі.

Час вільного руху частинки матеріалу обмежується перетином її траєкторії руху з траєкторією сіячої поверхні.

До початкових кінематичних параметрів другого етапу відносяться:

- початкова координата сіячої поверхні вздовж нормалі y , а також нормальна $y_{1ч}(t_B)$ та дотична $x_{1ч}(t_B)$ координата положення частинки матеріалу;
- проекції початкової швидкості частинки матеріалу $V_{1чy}(t_B)$, $V_{1чx}(t_B)$ в момент відповідного відриву;
- початкове нормальне прискорення частинки матеріалу $a_{1чy}(t_B)$ в момент відповідного відриву.

Розрахункова схема сил, що діють на частинку матеріалу A підчас її вільного руху в системі координат, вісі котрої пов'язані з нормаллю та дотичною до сіячої поверхні, наведена на рис. 3.10.

У відповідності до основного закону механіки точки [19] прискорення частинки матеріалу на другому етапі складає

$$\begin{cases} a_{2чx} = g \cdot \sin \alpha \\ a_{2чy} = -g \cdot \cos \alpha \end{cases} \quad (3.65)$$

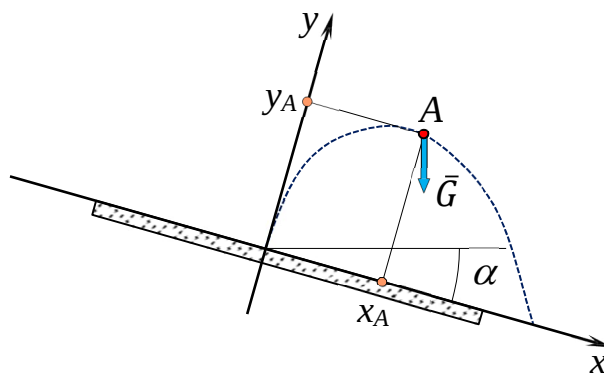


Рисунок 3.10 – Розрахункова схема вільного руху частинки матеріалу під дією сили гравітації

Для визначення швидкості переміщення частинки матеріалу представимо відповідні прискорення системи (3.65) в диференціальній формі та виконавши перше інтегрування з визначенням та підстановкою початкових умов руху на другому етапі

$$\begin{cases} V_{2чх}(t) = g \cdot \sin \alpha \cdot t + V_{1чх}(t_B) \\ V_{2чы}(t) = -g \cdot \cos \alpha \cdot t + V_{1чы}(t_B). \end{cases} \quad (3.66)$$

Для визначення закону переміщення частинки матеріалу на другому етапі виконувалось друге інтегрування системи (3.65) з урахуванням початкових умов

$$\begin{cases} x_{2ч}(t) = 0,5 \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot t^2 + V_{1чх}(t_B) \cdot t + x_{1ч}(t_B) \\ y_{2ч}(t) = -0,5 \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot t^2 + V_{1чы}(t_B) \cdot t + y_{1ч}(t_B). \end{cases} \quad (3.67)$$

Час закінчення другого етапу $t_{з\text{іт}}$ визначається з системи рівнянь, які відображають рух сіячої поверхні $y(t)$ та частинки матеріалу (3.67) при умові, що відповідні координати місця зустрічі збігаються за своїм значенням.

Для дослідження процесу переміщення частинки матеріалу, що розсівається, по сіячій поверхні, вільно укладеній в просторі підситника вібруючого коробу, використовуючи чисельні методи, був створений програмний продукт, який базувався на математичних моделях наведених в цьому підрозділі та 2.3, а також реалізовував алгоритми розрахунку, блок-схеми котрих представлені в додатках А та Б.

Дослідження проводились для чотирьох варіантів початкових даних, які відрізнялись кінематичними параметрами коробу, а саме, прискореннями коливань в діапазоні від 18 до 47 м/с² при постійній амплітуді $A = 0,003$ м та змінних кругових частотах $\omega = 79; 94; 105; 126$ с⁻¹. За результатами були отримані кінематичні характеристики першого етапу руху частинки матеріалу, що розсівається (рис. 3.11), та її траєкторію руху на другому етапі (рис. 3.12).

Аналіз отриманих даних показує, що зі збільшенням прискорення коливань коробу грохоту середня швидкість руху та прискорення частинки матеріалу, що розсівається, на першому етапі, середня висота підкидання частинки та період її вільного руху на другому етапі збільшуються, з достатнім ступенем точності вказані залежності у визначеному діапазоні прискорень описуються поліномом другого ступеня рис. 3.13.

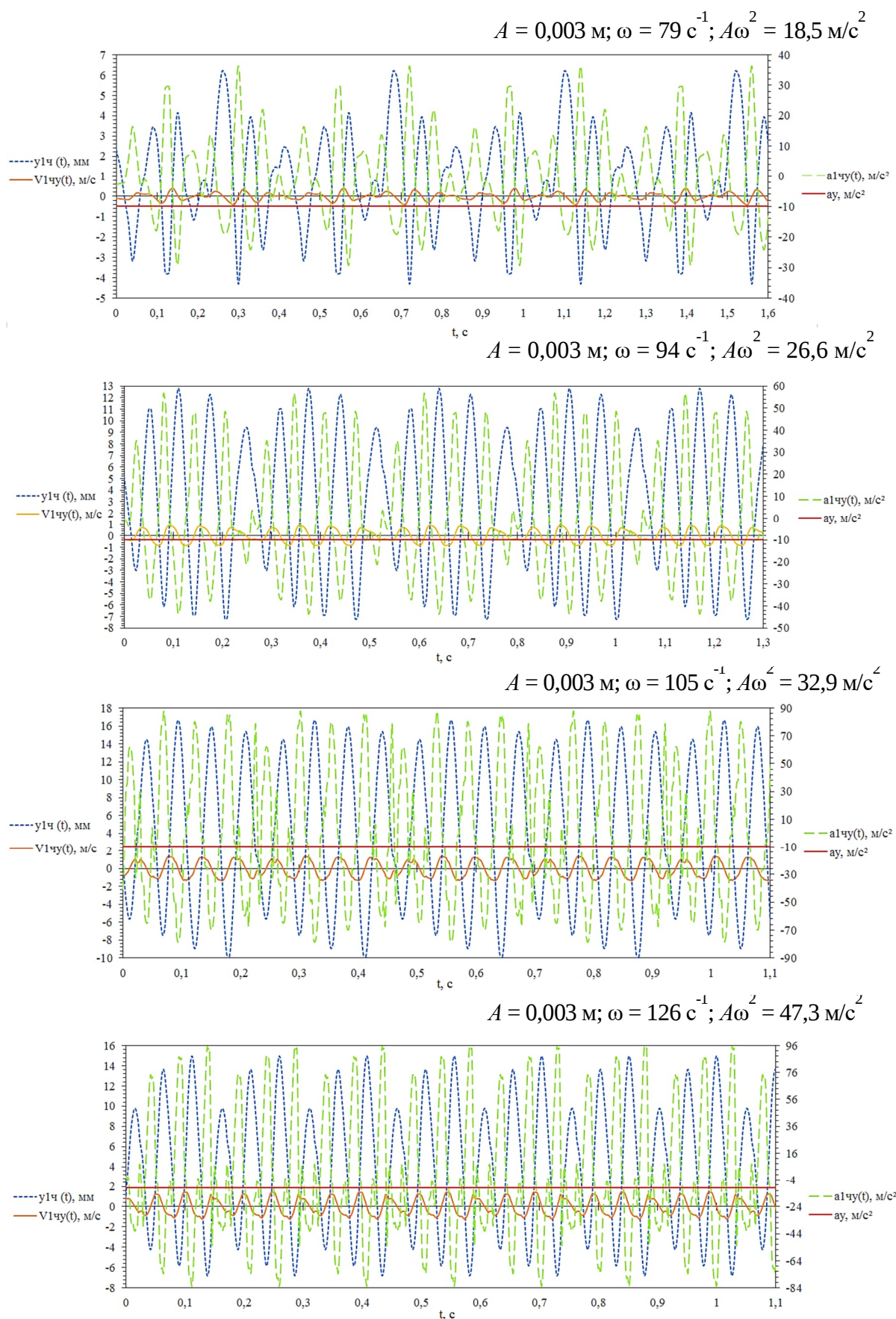
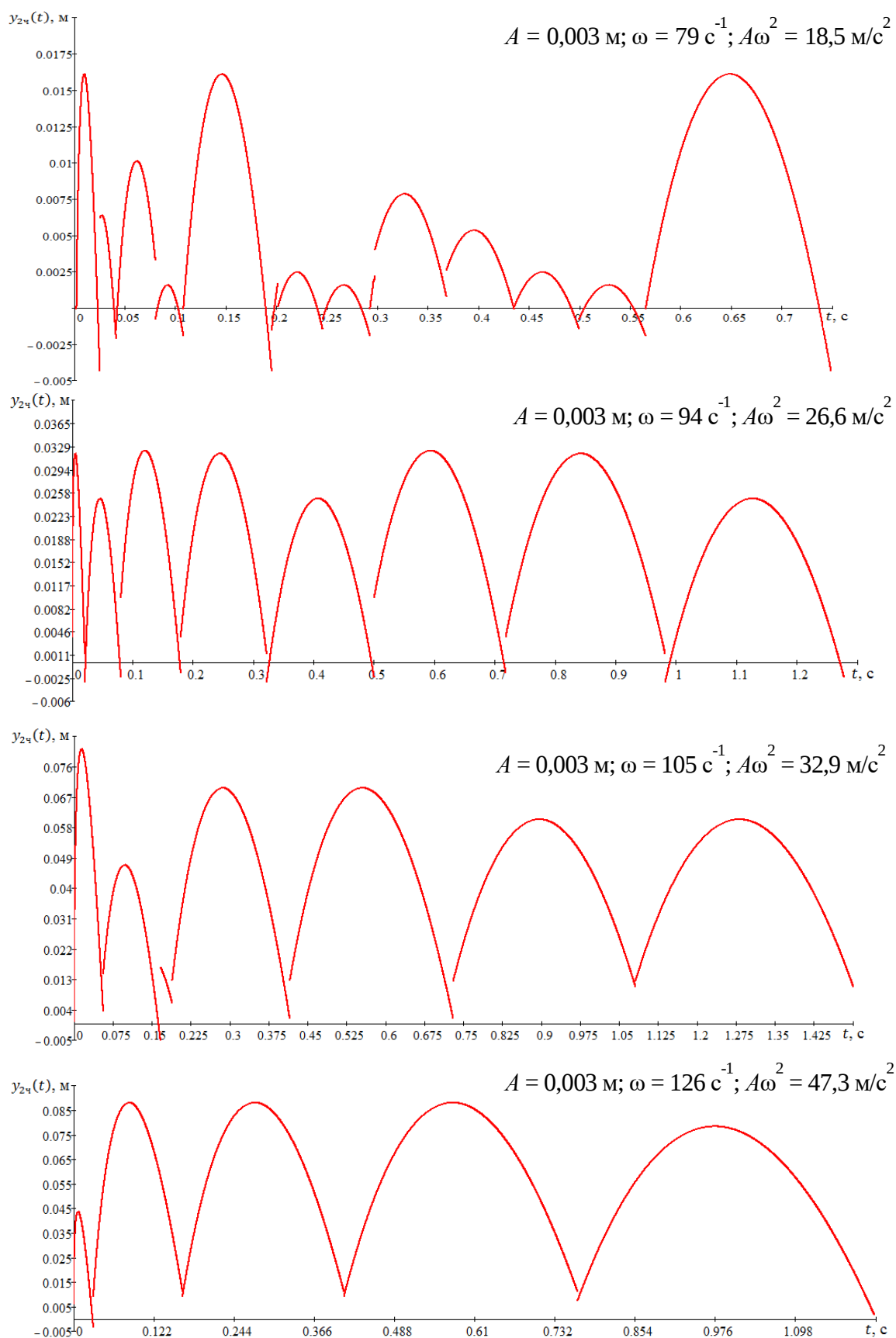


Рисунок 3.11 – Кінематична характеристика першого етапу руху частинки матеріалу, що розсівається



**Рисунок 3.12 – Траєкторія руху частинки матеріалу,
що розсівається, на другому етапі**

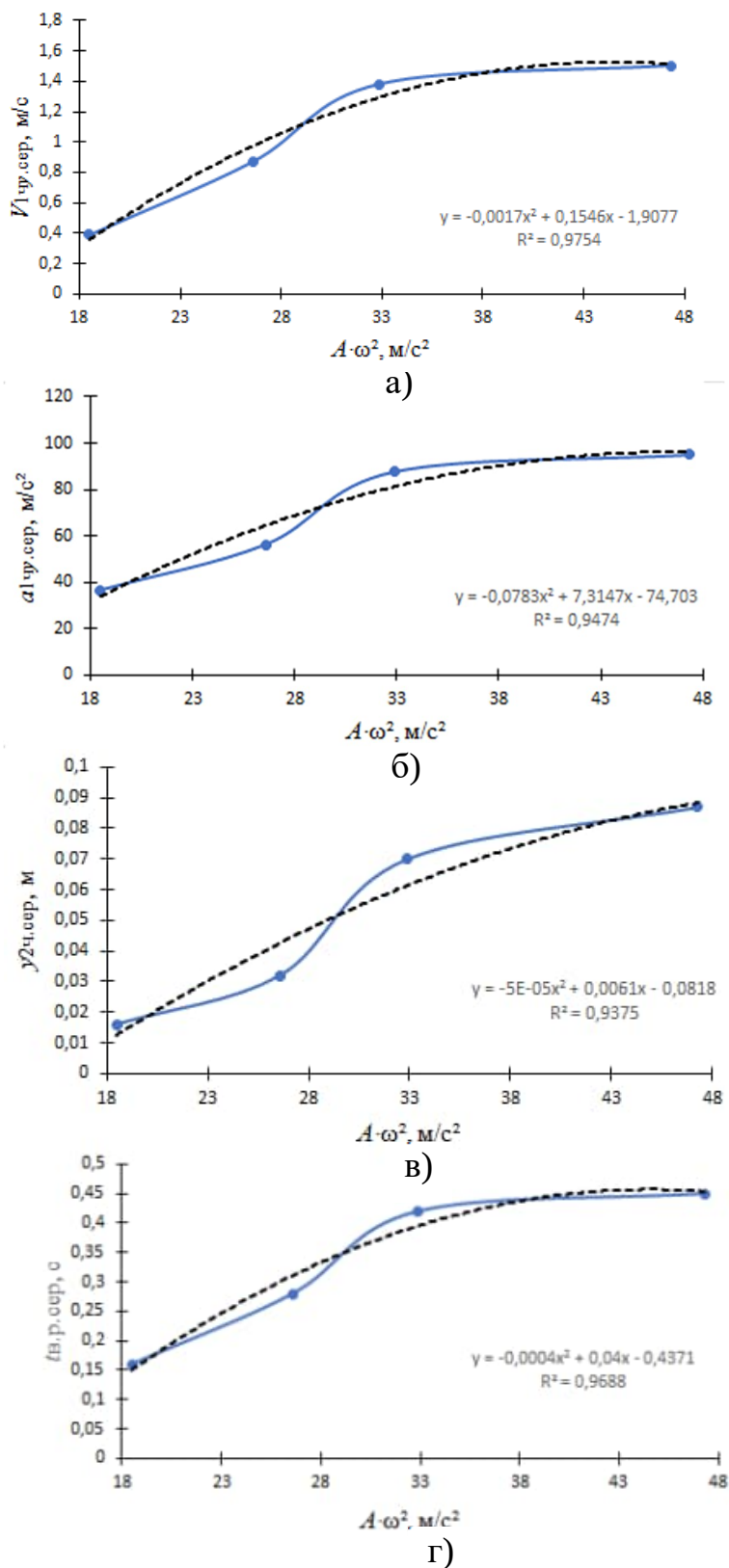


Рисунок 3.13 – Залежність середньої швидкості (а), середнього прискорення (б) частинки матеріалу на першому етапі; середня висота підкидання (в), середній період вільного руху (г) частинки матеріалу на другому етапі

Стале зростання зазначених параметрів (див. рис. 3.13) відбувається в діапазоні прискорень коробу від 18,5 до 32,9 м/с², після подолання котрого з'являється уповільнення зміни досліджуваних параметрів з подальшим виполажуванням кривої залежності, тобто набрання ними значення наближеного до константного.

3.2.2 Дослідження ударної взаємодії матеріалу та сіячої поверхні з умови стабілізації гранулометричного складу металургійної шихти

При вібраційному діянні на шар шихти, що розсівається на сіячій поверхні, вільно укладеній в просторі підситника вібруючого коробу, спостерігається ударна взаємодія шматків матеріалу з нею, це може розглядатись як елемент стабілізації гранулометричного складу та механічної міцності частинок, з котрих складається шар, за рахунок часткового руйнування по чисельних тріщинках, утворених в шлакових зв'язках або зонах засклення, які є наслідком порушення режиму охолодження, під впливом динамічних навантажень.

Підчас аналізу цього процесу спиратимемось на припущення, що ґрунтовно обґрунтовані в роботах [40, 51-57, 179]:

- дроблення шматків матеріалу відбувається в момент їх зіткнення з сіячою поверхнею за умови досягнення значення критичної енергії удару на матеріал, що розсівається;
- підчас зіткнення шматка матеріалу з сіячою поверхнею він взаємодіє з нею як непружне тверде тіло;
- в проміжках між зіткненнями частинка рухається відповідно до закону (3.60) та (3.67) наведених в підрозділі 3.2, а сіяча поверхня за законом поступального руху, який визначається за методикою, описаною в розділі 2;
- підчас розрахунку враховуємо лише нормальну складову швидкості, оскільки ударні взаємодії пов'язані лише з вертикальними коливаннями.

Відповідно до прийнятих допущень, енергія, яка спрямовується на руйнацію частинки, визначається за формулою

$$E_p = \frac{1}{2} \cdot \mu_p \cdot V^2 \text{ Дж}, \quad (3.68)$$

де μ_p – приведена маса частинки матеріалу та сіячої поверхні

$$\mu_p = \frac{m \cdot m_q}{m + m_q} \text{ кг}; \quad (3.69)$$

V – відносна швидкість руху частинки матеріалу та сіячої поверхні

$$V = V_y(t_{\text{зіт}}) - V_{2\text{чы}}(t_{\text{зіт}}) \text{ м/с}, \quad (3.70)$$

$V_y(t_{\text{зіт}})$ – швидкість сіячої поверхні в момент зіткнення з частинкою матеріалу, м/с;

$V_{2\text{чы}}(t_{\text{зіт}})$ – швидкість частинки матеріалу в момент зіткнення з сіячою поверхнею, м/с.

Використовуючи чисельні методи були проведені дослідження впливу на енергію, яка утворюється підчас зіткнення частинки матеріалу з сіячою поверхнею та спрямовується на її руйнацію E_p , кінематичних параметрів вібруючого коробу з вільно укладеною в просторі підситника сіячою поверхнею, прискорення коливань котрого змінювались в діапазоні від 18 до 47 м/с² при постійній амплітуді $A = 0,003$ м та змінних кругових частотах $\omega = 79; 94; 105; 126$ с⁻¹. Дослідження проводились для межних розмірів частинок надрешітного матеріалу (агломерату), що розсівається, — 5 та 40 мм (див. рис. 1.13). Енергія навантаження, необхідна для стабілізації надрешітного матеріалу, відповідно до проведеного огляду в підрозділі 1.3, була прийнята 50 Дж/кг, що для вищезазначеного розміру частинок становить 0,111 та 5,55 Дж відповідно.

Результати проведених досліджень наведені на рис. 3.14. З отриманих залежностей видно, що енергія, яка утворюється підчас зіткнення частинки матеріалу з сіячою поверхнею, яка вільно укладена, є достатньою для стабілізації гранулометричного складу матеріалу та її механічної міцності (досягає значення $E_p \geq 50$ Дж/кг) шляхом їх руйнування по концентраторах напруження для всього діапазону

фракцій надрешітного продукту (5...40 мм) за умови забезпечення її прискорення в межах від 32,9 до 47,3 м/с². [20]

3.3 Висновки

У ході проведених досліджень було отримано наступні результати:

- отримана аналітична залежність, котра визначає розмір частинки матеріалу, більше котрого заклинювання не відбувається, в залежності від апертури сіячої поверхні її фізичних властивостей та матеріалу, що розсівається, встановлено, що в отворі сита здатні заклинюватись частинки, розмір котрих в 1...1,4 рази більше розміру отвору, причому більше значення відповідає максимальному значенню коефіцієнта тертя;
- виведено аналітичну залежність, яка визначає межу висоту підкидання частинки матеріалу, що розсівається, більше котрої не відбувається її заклинювання в отворі сита, в залежності від апертури сіячої поверхні її фізичних властивостей та матеріалу, що розсівається, встановлено, що мінімально необхідна висота підкидання частинки зі збільшенням коефіцієнту тертя зменшується і відповідає степеневій функції;
- отримана аналітична залежність, яка дозволяє визначити силу заклинювання частинки матеріалу, що розсівається, розміром менше межного, в отворі сіячої поверхні, враховуючи фізичні властивості матеріалу та сіячої поверхні, її геометричні розміри, кінематичні та динамічні параметри;
- розроблено математичну модель процесу очищення сіячої поверхні вільно укладеній в просторі підситника вібруючого коробу, в результаті чого отримані умови евакуації частинки матеріалу, що заклинилися, з отворів сіячої поверхні з урахуванням фізичних властивостей матеріалу, що розсівається, та сіячої поверхні, апертури сита, його конструктивних, кінематичних та динамічних параметрів. Встановлено, що для

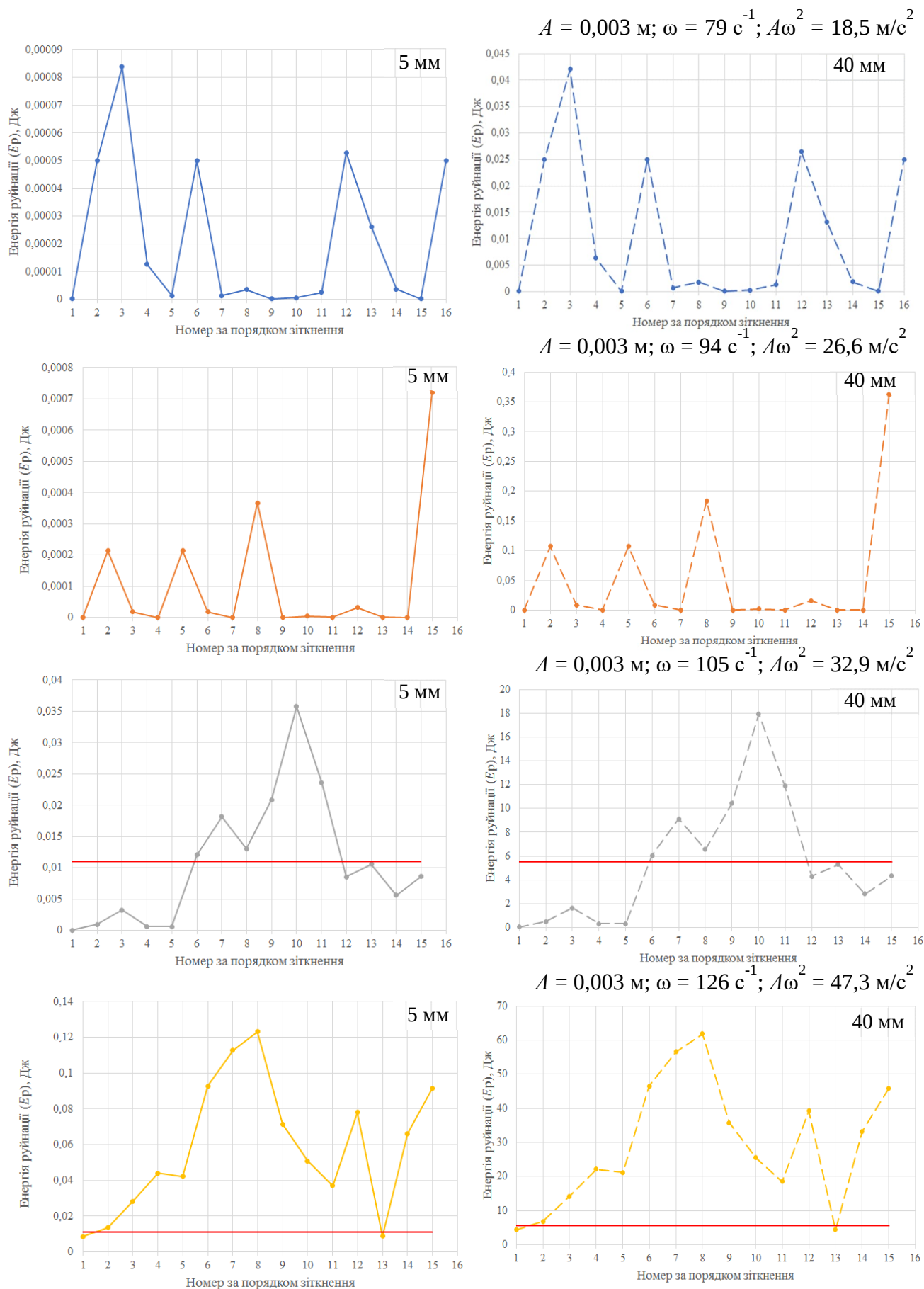


Рисунок 3.14 – Енергія, утворена під час зіткнення частинки з сіячою поверхнею

очищення сіячої поверхні з апертурою 5 мм, в діапазоні кутів вібрації $\psi = 30^\circ \dots 60^\circ$ та нахилу сіячої поверхні $\alpha = 10^\circ \dots 20^\circ$ на всьому діапазоні зміни значення коефіцієнта тертя матеріалу о сіячу поверхню прискорення пересування частинки матеріалу, що розсівається, разом з сіячою поверхнею повинно становити $a = 35 \dots 41 \text{ м/с}^2$, а швидкість частинки в момент відриву від сіячої поверхні $V_{\text{ч}} = 0,15 \dots 0,24 \text{ м/с}$, причому, при збільшенні коефіцієнта тертя матеріалу, що розсівається, о сіячу поверхню прискорення необхідне для самоочищення збільшується, а швидкість зменшується, натомість, при збільшенні кутів вібрації та нахилу сіячої поверхні необхідні для самоочищення як прискорення, так і швидкість зменшуються;

- розроблено математичну модель, яка описує процес руху частинки матеріалу, що розсівається, по сіячій поверхні, вільно укладеній в просторі підситника вібруючого коробу, встановлено, що зі збільшенням прискорення коливань коробу грохоту середня швидкість руху та прискорення частинки матеріалу, що розсівається, на першому етапі, середня висота підкидання частинки та період її вільного руху на другому етапі збільшуються. Стале зростання зазначених параметрів відбувається в діапазоні прискорень коробу від 18,5 до 32,9 м/с^2 , після подолання котрого з'являється уповільнення зміни досліджуваних параметрів з подальшим виполажуванням кривої залежності, з достатнім ступенем точності вказані залежності у діапазоні прискорень коливань коробу від 18 до 47 м/с^2 при постійній амплітуді $A = 0,003 \text{ м}$ описуються поліномом другого ступеня;
- встановлено, що стабілізація гранулометричного складу агломерату та механічної міцності частинок надрешітного продукту фракцією 5...40 мм шляхом їх руйнування по концентраторах напруження на сіячій поверхні, вільно укладеній в просторі підситника вібруючого

коробу, відбувається за умови забезпечення прискорення його коливань в межах від 32,9 до 47,3 м/с² при постійній амплітуді $A = 0,003$ м.

3.4 Список використаних джерел

1. Учитель А. Д. Создание высокоэффективных вибрационных машин для подготовки металлургических шихт: Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. Днепропетровск, 1992. 511 с.
2. Листопад Г. Е. Вибросепарация зерновых смесей. Волгоград: Волгоградское книжное издательство, 1963. 116 с.
3. Файбушевич Г. З. Сепарация зерна на вибрационных решетках. *Вестник сельскохозяйственной науки*. 1966. № 10. С. 93–100.
4. Зелов Е. А. Разработка и внедрение высокопроизводительных шихтовых грохотов с неоднородным полем траекторий: Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Кривой Рог, 1986. 208 с.
5. Заика П. М. Динамика вибрационных зерноочистительных машин. М: Машиностроение, 1977. 278 с.
6. Андреев С. Е., Перов В. А., Зверевич В. В. Дробление измельчение и грохочение полезных ископаемых. М: Недра, 1980. 415 с.
7. Бегагоен И. А., Учитель А. Д., Зелов Е. А. О засорении рабочей поверхности грохотов при расसेве агломерационных концентратов. *Обогащение полезных ископаемых*. 31-й вип. Киев, 1982. С. 80–83.
8. Засельський В. Й., Пополов Д. В. Теоретичні дослідження процесу забивання сіячої поверхні вібраційних грохотів. *XVIII Міжнародна конференція «Стратегія якості в промисловості і освіті»*: Матеріали міжнар. наук. конф., м. Варна, 3–6 черв. 2024 р. Дніпро, 2024. С. 39–43.
9. Беляев Н. М. Сопротивление материалов. М: Наука, 1976. 608 с.
10. Работнов Ю. Н. Сопротивление материалов. М: Государственное издательство физико-математической литературы, 1962. 456 с.

11. Сопротивление материалов / Г. С. Писаренко та ін. 5-те вид. Киев: Вища шк., 1986. 775 с.
12. Андріяшик М. В., Вербицький Б. І., Король А. М. Курс фізики модульно-рейтингова система навчання: підруч. Для студ. Вищ. Техн. Навч. Закл. Київ: Фламенко, 2008. 530 с.
13. Корнілов О. А. Опір матеріалів: підручник. Київ: ЛОГОС, 2000. 551 с.
14. Засельський В. Й., Пополов Д. В. Дослідження заклинювання частинок матеріалу у отворах вільно укладеної сіячої поверхні вібраційного грохота. *Теорія і практика металургії*. 2024. № 3. С. 61–68. DOI: <https://doi.org/10.34185/tpm.3.2024.08>
15. Засельський В. Й., Пополов Д. В. Математична модель процесу заклинювання частинок матеріалу в отворах сіячої поверхні вібраційного грохоту. *VII Міжнародна конференція «Інноваційні технології в науці та освіті. Європейський досвід»*: Матеріали міжнар. наук. конф., м. Гельсінкі, 23–25 груд. 2024 р. Дніпро, 2024. С. 114–119.
16. Учитель А. Д., Гущин В. В. Вибрационный выпуск горной массы. М: Недра, 1981. 232 с.
17. Большаков В. И., Учитель А. Д., Пополов Д. В. Расчет металлургических машин. Оборудование обжиговых и агломерационных цехов: руководство для инженеров-конструкторов. Кривой Рог: Дионис, 2012. 338 с.
18. Model of material movement on the working surface of a vibrating machine / V. Zaselskiy, D. Popolov et al. *Rakenteiden mekaniikka*. 2024. Vol. 57, no. 4. P. 157–171. DOI: <https://doi.org/10.23998/rm.136058>
19. Бондаренко А. А., Дубінін О. О., Переяславцев О. М. Теоретична механіка. Київ: Знання, 2004. Т. 2: Динаміка. 590 с.
20. Засельський В. Й., Пополов Д. В. Дослідження умов стабілізації гранулометричного складу металургійної шихти при вібраційно-ударній її обробки. *Теорія і практика металургії*. 2024. № 4. С. 18–24. DOI: <https://doi.org/10.34185/tpm.4.2024.03>

РОЗДІЛ 4

ЛАБОРАТОРНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ВІБРАЦІЙНО-УДАРНИХ МАШИН

4.1 Задачі лабораторних досліджень

Розроблена в процесі теоретичних досліджень математична модель, що описує рух сіячої поверхні, вільно укладеної в просторі, утвореним швелероподібним підситником, яка враховує конструктивні, кінематичні та динамічні параметри грохоту, а також геометричні характеристики та механічні властивості матеріалу сіячої поверхні, базується на допущеннях, що пружна деформація сіячої поверхні дорівнює усередненій деформації пружин з усередненою жорсткістю c_{sr} , а процес циклічного руху механічної системи, при коливаннях коробу, розділяється на шість характерних етапів, які реалізують три основні види динамічного стану заданої системи матеріальних тіл. Окрім цього прийнято, що при динамічне стійких лінійно направлених гармонійних коливаннях коробу на сіячу поверхню, вільно укладену в просторі, утвореним швелероподібним підситником, може бути наведено дві форми руху: зворотно-поступальне та поворотне-обертальний (голопування), причому остання є переважною.

Такі достатньо складні уявлення підлягають експериментальній перевірці, що є першою задачею експериментальних досліджень, яка може бути сформульована як дослідження динамічного стану системи вібраційно-ударної дії.

Другою задачею, в межах вищезазначених досліджень, була перевірка адекватності запропонованої математичної моделі руху сіячої поверхні, вільно укладеної в просторі, утвореним швелероподібним підситником, яка виконувалась порівняльною оцінкою теоретичне розрахованих кінематичних та динамічних параметрів сіячої поверхні від кінематичних та динамічних параметри коробу, її геометричних характеристик та механічних властивостей, з аналогічними показниками, отриманих на фізичній моделі.

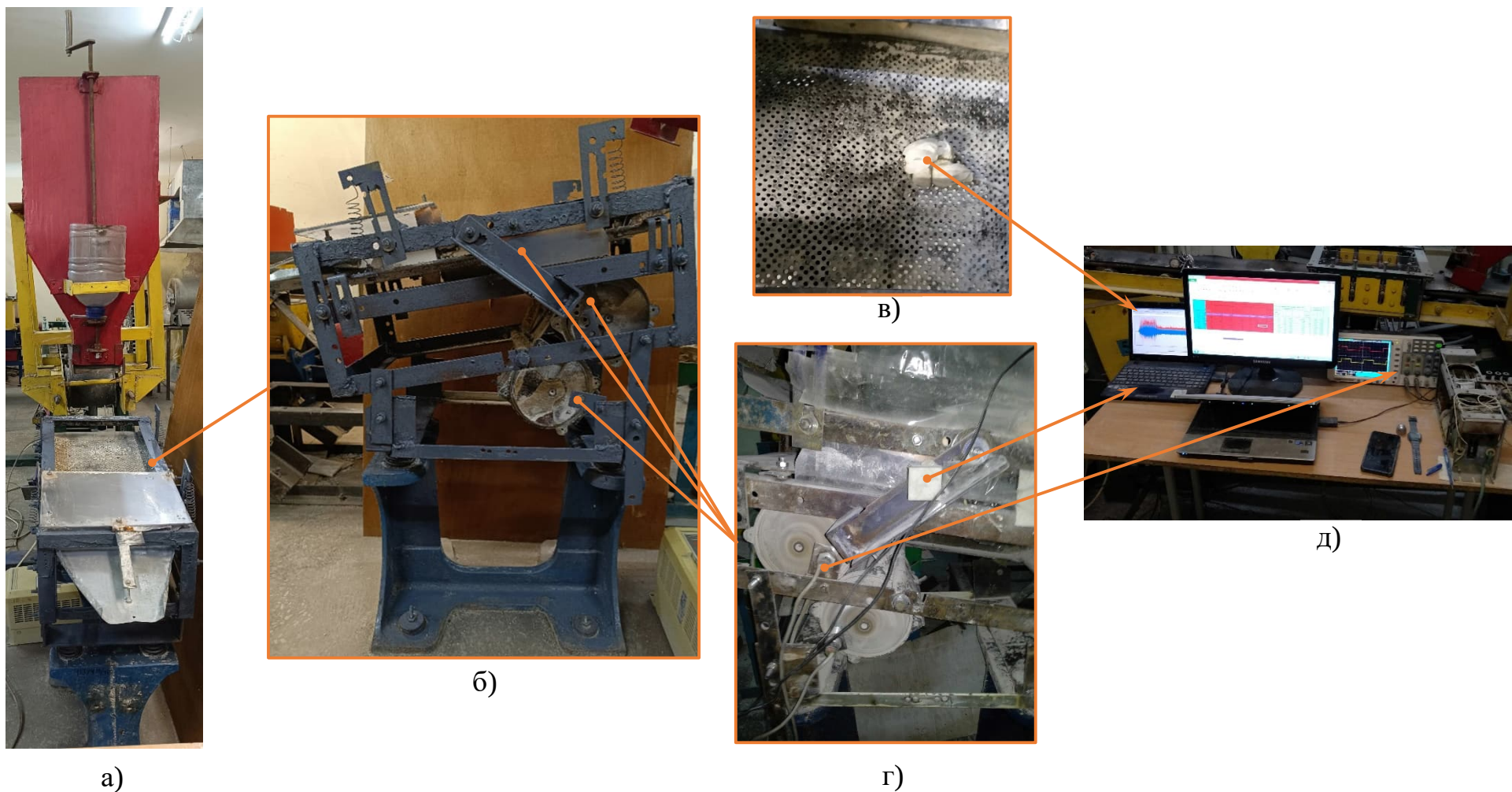
Висока питома продуктивність і ефективність грохотів забезпечується якщо під-
решітні фракції будуть швидко доставлені в шарі матеріалу, що розсівається, на контакт
з сіячою поверхнею. [1] Враховуючи складність та різноманіття характеристик шару
полідисперсного матеріалу, для його опису використовують різні емпіричні рівняння,
які не відображають природу поділу матеріалу на фракції за висотою його шару, а
дозволяють лише отримати формулу, що приблизно оцінює розподіл грануломет-
ричного складу. [2, 3] Тому представляє інтерес експериментальні дослідження
внутрішньшарових процесів в шихтових матеріалах при впливі вібраційно-удар-
ної дії, що було третьою задачею лабораторних досліджень.

У зв'язку з особливостями режиму руху сіячої поверхні, вільно укладеної в
просторі, при гармонійно стійких направлених коливаннях коробу існуючі формули
з обчислення технологічних показників грохоту не можуть бути використані, тому
четвертою задачею досліджень було визначити поправні коефіцієнти для точного
розрахунку продуктивності грохоту, кінетику висіву, дослідити процеси очищення
сіячої поверхні в процесі грохочення на вібраційно-ударних машинах, що дозволить
адаптувати теоретичні моделі до реальних умов експлуатації обладнання та враху-
вати специфіку даних режимів роботи грохоту, перевірити адекватність.

Визначення раціональних кінематичних і динамічних параметрів вібраційно-уда-
рних машин, які б відповідали необхідним технологічним вимогам ділянок підготовки
шихти перед коксуванням і плавкою було п'ятою задачею цих досліджень.

4.2 Моделювання машини вібраційно-ударної дії з сіячою поверхнею, ві- льно укладеною в просторі підситника вібруючого коробу

Лабораторна модель машини вібраційно-ударної дії з вільно укладеною сіячою
поверхнею (рис. 4.1) проектувалась на основі фізичної подібності моделі натурі — най-
більш поширений типорозмір грохотів для розсіву агломерату. Масштабні коефіцієнти
переходу визначались з урахуванням теорії розмірності [4, 5]



а - лабораторний стенд; б - модель машини вібраційно-ударної дії; в - сіяча поверхня з акселерометром;
 г - привод з фазовими датчиками та рама з акселерометром; д - вимірювальний комплекс

Рисунок 4.1 – Лабораторна модель машини вібраційно-ударної дії з вільно укладеною сіячою поверхнею

$$\lambda = \lambda_l^{\alpha + \frac{\beta}{2} + 3 \cdot \nu}, \quad (4.1)$$

де λ_l – масштаб довжини при моделюванні, прийнятий рівним десяти; α, β, ν – показники ступеня довжини, часу та маси у розмірності шуканої величини.

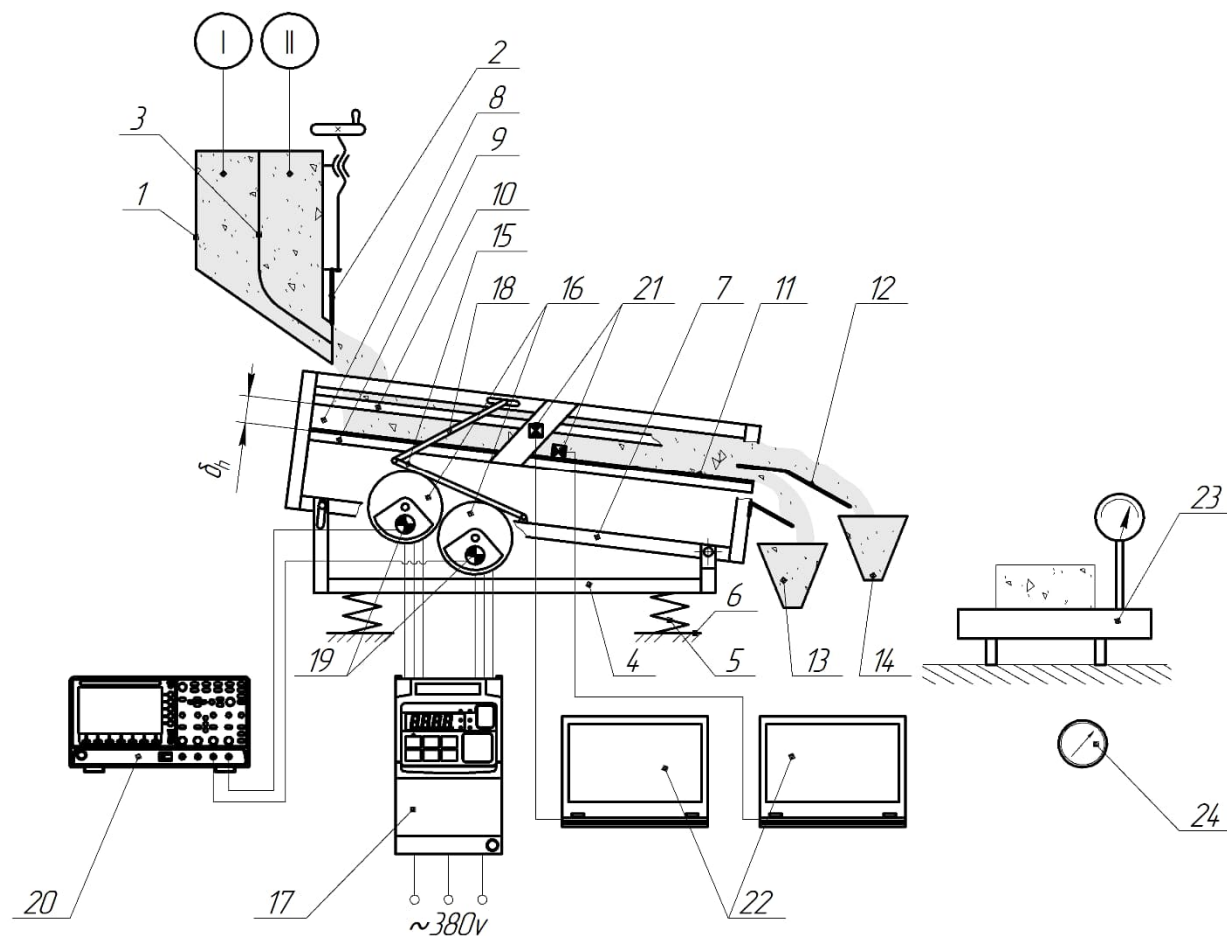
Для гарантування дотримання динамічної подібності моделі та натури забезпечувалось рівність критерія подібності, в якості котрого виступав коефіцієнт режиму моделі та натури

$$\frac{A_m \cdot \omega_m^2 \cdot \sin(90 - \beta_m)}{g \cdot \cos \alpha_m} = \frac{A_n \cdot \omega_n^2 \cdot \sin(90 - \beta_n)}{g \cdot \cos \alpha_n}, \quad (4.2)$$

де індексом «н» позначені параметри явища в натурних умовах, а індексом «м» — параметри моделі.

На рис. 4.2 представлена структурна схема лабораторного стенду для моделювання роботи вібраційно-ударної машини з апаратурою, що реєструє.

Стенд містить бункер 1 з шибєрним затвором ручного керування 2, порожнина якого розділена внутрішньою перегородкою 3 на два рівних окремих об'єми, що дозволяє одночасно подавати на сіячу поверхню незмішаними два різних за крупністю матеріалів. Під випускним отвором бункера 1 встановлено вібраційно-ударну машину, яка складається з лафету 4, що спирається через пружинні опори 5 на фундамент 6. На лафеті 4 шарнірно закріплена несуча рама 7 з можливістю зміни її нахил до горизонту в діапазоні $0^\circ \dots 20^\circ$. В порожнині рами сформований короб 8 з нерухомим 9 та рухомим 10 опорними кутниками, які утворюють порожнину, в котрій вільно укладена сіяча поверхня 11 (за потреби встановлюється суцільне днище), яка має можливість переміщуватись в перпендикулярному до опорної поверхні напрямку на відстань, що дорівнює встановленому проміжку δ_h . В розвантажувальній частині коробу жорстко закріплений ділильний ніж 12, котрий забезпечує розділення східного з коробу шару шихти на дві рівні за об'ємом проби таким чином, що верхня та нижня частини транспортуючого шару шихти надходять в різні приймальні бункери 13 та 14. Рама 7 здійснює динамічне стійкі гармонійні коли-



- 1 - бункер; 2 - шиберний затвор; 3 - перегородка; 4 - лафет; 5 - пружинні опори; 6 - фундамент; 7 - рама; 8 - короб;
 9 - нерухомий опорний кутник; 10 - рухомий опорний кутник; 11 - сіяча поверхня; 12 - ділильний ніж;
 13, 14 - приймальний бункер; 15 - підвібраторна плита; 16 - мотор-вібратор; 17 - частотний перетворювач; 18 - тяга; 19 - фазовий датчик; 20 - осцилограф; 21 - датчик прискорення; 22 - лептоп; 23 - електронні ваги; 24 - секундомір

Рисунок 4.2 – Структурна схема лабораторного стенду

вання, які забезпечуються встановленими на похилій підвібраторній плиті 15 двох мотор-вібраторів 16 типу EB63-4УЗ, управління частотою обертання валів мотор-вібраторів 16 здійснюється частотним перетворювачем «Omron Sysdrive 3G3H» 17. Підвібраторна плита 15 закріплена на рамі 7 шарнірно, що дозволяє за рахунок переміщення тяги 18 змінювати кут вібрації в діапазоні від 40° до 60° . Синфазність дебалансів мотор-вібраторів 16 контролювалась за допомогою фазових датчиків 19, сигнал від котрих надходив до багатоканального цифрового осцилографа DS1054 20. Для визначення величини коливань рами та сіячої поверхні використовувались датчики прискорення 21, сигнал яких поступав до лептопів 22, де за допомогою програмного продукту відбувалась його обробка в тривимірній системі координат.

4.3 Дослідження динамічного стану системи вібраційно-ударної дії

Досліди даної серії експериментів проводились при прискореннях коливань коробу $A \cdot \omega^2 = 18 \dots 47 \text{ м/с}^2$, причому, кожне значення прискорення отримували при постійній амплітуді ($A = 0,003 \text{ м}$) підбором відповідної величини частоти коливань ω . Для кожного значення динамічних параметрів коробу (які контролювались за допомогою встановленого на його борту датчика прискорення 21), вимірювалось прискорення сіячої поверхні $\frac{d^2y(t)}{dt^2}$ в одиницю часу датчиком 21 (див. рис. 4.2), розташованим в її центрі мас, при направлених коливаннях робочого органу з кутом вібрації $\beta = 40^\circ$ до нормалі, проведеної до опорної поверхні підситака в подовжній площині. Також підчас проведення дослідів контролювалось самосинхронізація мотор-вібраторів 16 за рахунок виміру розфазування дебалансів фазовими датчиками 19, що передавали сигнал на осцилограф 20 (див. рис. 4.2).

Отриманий масив даних був підданий статистичному аналізу, в результаті якого визначався характер їх розподілення (рис. 4.3). З гістограм розподілення значень прискорення коливань сіячої поверхні, при всіх динамічних параметрах коробу, видно, що закон відмінний від нормального та має асиметричний характер, тому для оцінки аномальних значень використання середньоквадратичного

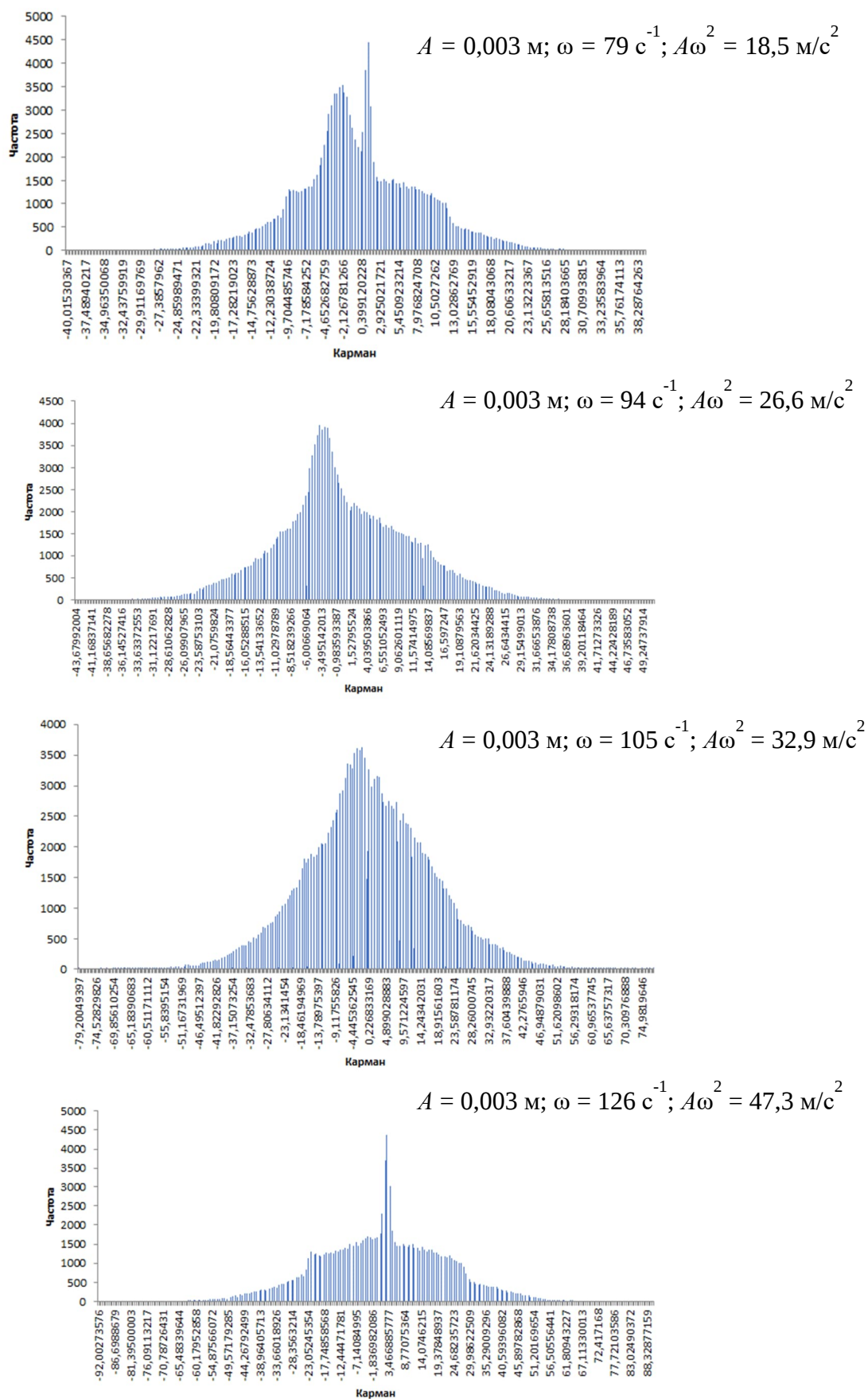


Рисунок 4.3 – Гістограма розподілення

відхилення не доцільне через велику чутливість до викидів. У зв'язку з цим, як альтернатива, був використаний міжквартильний розмах, котрий є непараметричною оцінкою, тому не потребує припущень щодо розподілення, який визначався за формулою

$$IQR = Q_3 - Q_1, \quad (4.3)$$

де Q_3 та Q_1 – третій та перший квартилі відповідно. [6]

Значення прискорення коливань сіячої поверхні виключались з масиву як викид, якщо не виконувалась умова [7]

$$Q_1 - 1,5 \cdot IQR \leq \frac{d^2 y(t)}{dt^2} \leq Q_3 + 1,5 \cdot IQR. \quad (4.4)$$

За результатами обробки масиву даних були отримані осцилограми виміру прискорення сіячої поверхні (рис. 4.4) для кожного вищезазначеного динамічного параметру коробу. На отриманих осцилограмах можна виділити дві характерні зони, які відповідають етапам несталого ($t_{н.р}$) та усталеного руху сіячої поверхні.

Порівняльний аналіз часу несталого руху сіячої поверхні в просторі, утвореним швелероподібним підситником, (див. рис. 4.5) отриманого розрахунковим методом ($\widehat{t_{н.р}}$), використовуючи емпіричну залежність (2.52), та підчас натурних випробувань ($t_{н.р}$) показав, що зі збільшенням частоти коливань коробу він зменшується за степеневим законом в межах дослідженої області прискорень від 18 до 47 м/с², що було раніше зазначено, на підставі проведених теоретичних досліджень, в підрозділі 2.4.

Не зважаючи на підтвердження закону зміни часу несталого руху сіячої поверхні в залежності від динамічних параметрів коробу, отримане використовуючи (2.52), його розрахункове значення значно менше за натурне. Це обумовлено особливостями динаміки перехідних рухів сомосинхронізуючих вібраційних машин, дисипації механічної енергії системи, що може розглядатись як окрема наукова задача, вирішення котрої не є метою даної роботи. Тому для інженерних

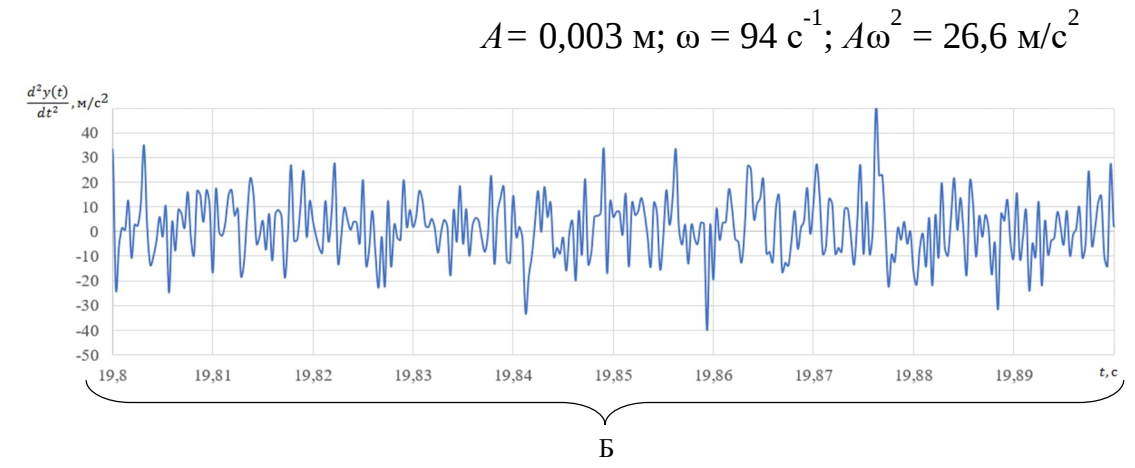
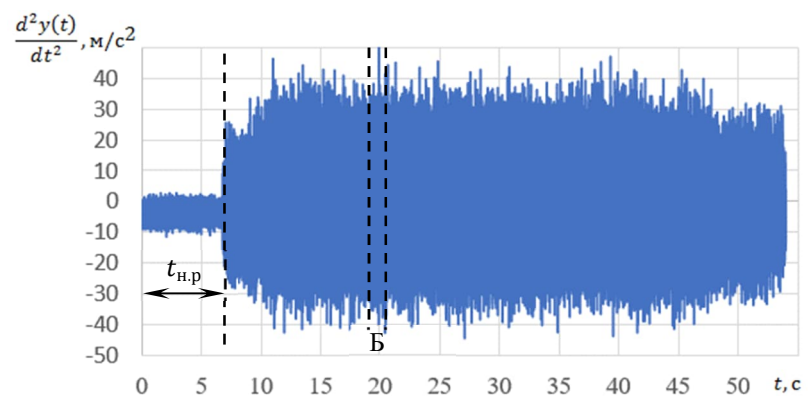
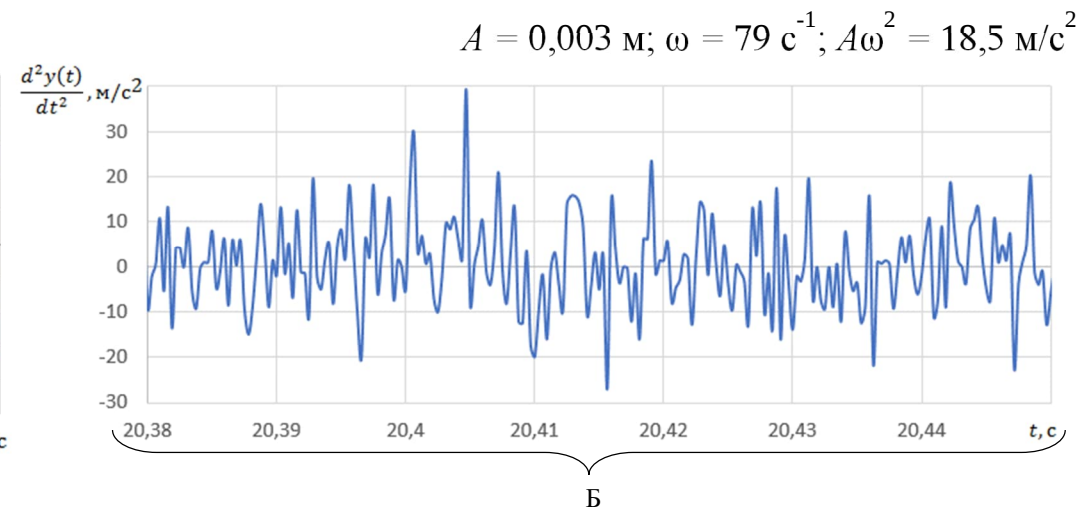
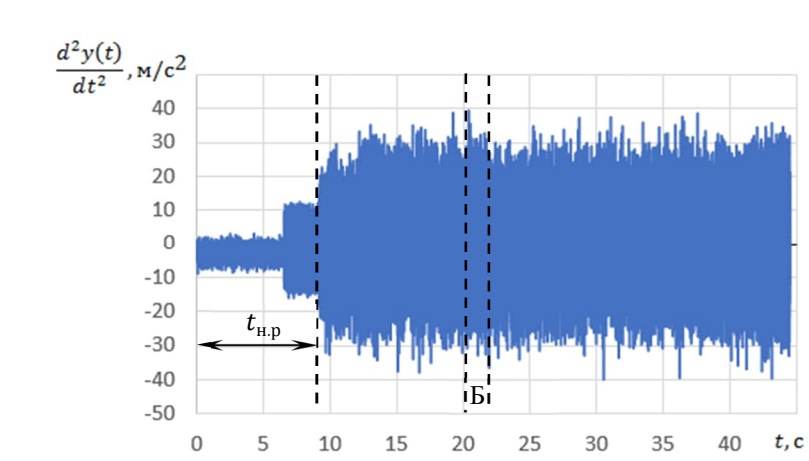
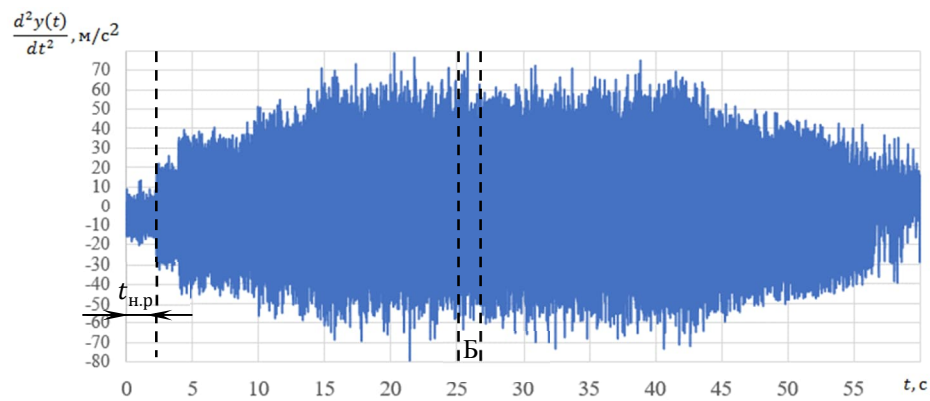
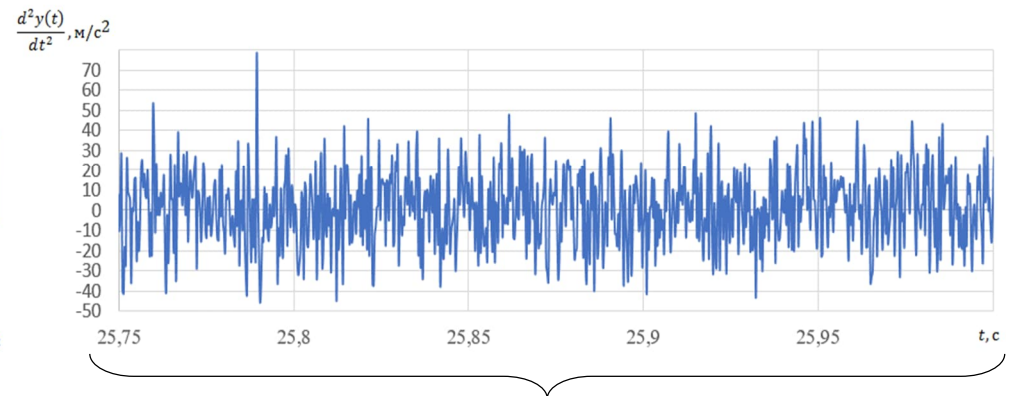


Рисунок 4.4 – Осцилограми виміру прискорення сіячої поверхні



$$A = 0,003 \text{ м}; \omega = 105 \text{ с}^{-1}; A\omega^2 = 32,9 \text{ м/с}^2$$



$$A = 0,003 \text{ м}; \omega = 126 \text{ с}^{-1}; A\omega^2 = 47,3 \text{ м/с}^2$$

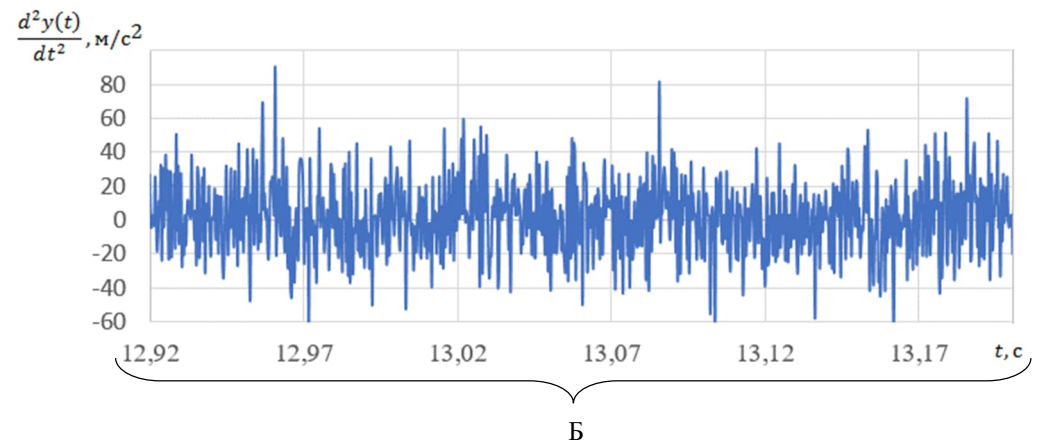
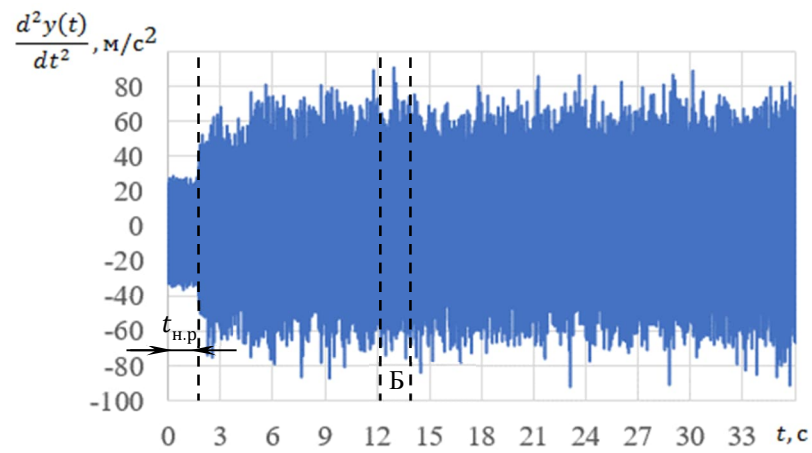


Рисунок 4.4 – аркуш 2

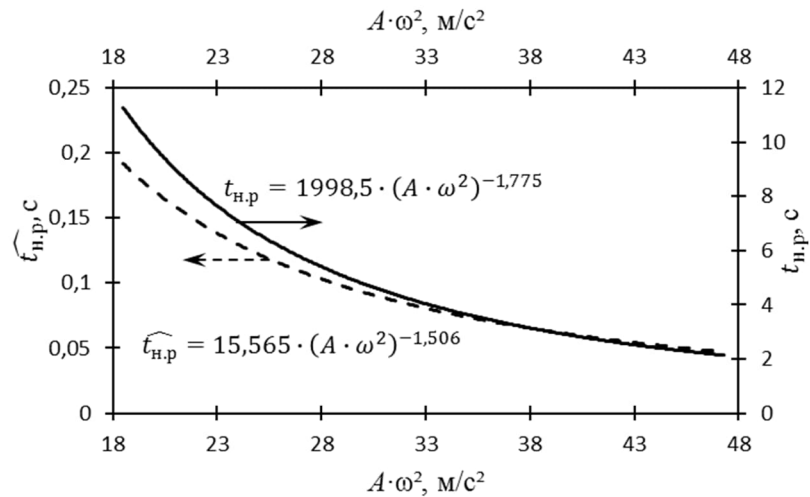


Рисунок 4.5 – Залежність часу несталого руху сіячої поверхні від прискорення коливань коробу

розрахунків з достатнім ступенем точності можна використовувати скореговану емпіричну залежність часу несталого руху сіячої поверхні від прискорення коливань коробу в межах вищезазначеної області визначення функції

$$t_{н.р} = 1998,5 \cdot (A \cdot \omega^2)^{-1,775} \text{ с.} \quad (4.5)$$

Для перевірки адекватності запропонованої математичної моделі руху сіячої поверхні вільно укладеної в просторі, утвореним швелероподібним підситником, шляхом порівняльної оцінки теоретично розрахованих її кінематичних та динамічних параметрів від кінематичних та динамічних параметри коробу з аналогічними показниками, отриманими на фізичній моделі, розглядався діапазон «Б» усталеного руху сіячої поверхні, яка включала максимальні значення прискорень її коливань (див. рис. 4.4). Виділений діапазон «Б» має значний рівень шуму, тому для можливості подальшої його обробки виконувалось згладжування даних використовуючи функцію, яка реалізує адаптивний алгоритм, заснований на аналізі взаємного розташування точки, що розглядається, і найближчих до неї [8]. Після чого виконувалась інтерполяція даних та інтегрування отриманої функції в часі. За результатом були побудовані функції середнього прискорення, швидкості та переміщення матеріальної точки сіячої поверхні в залежності від прискорення коливань коробу,

отримані на підставі математичної моделі, описаної в підрозділі 2.3, та натурних вимірів (рис. 4.6).

Аналіз отриманих функцій показує, що зі збільшенням прискорення коливань коробу середнє прискорення, швидкість руху та амплітуда переміщення матеріальної точки сіячої поверхні збільшуються. Стале зростання зазначених параметрів відбувається в діапазоні прискорень коробу від 18,5 до 33 м/с², після подолання якого з'являється уповільнення зміни досліджуваних параметрів. Похибка між відповідними значеннями отриманими на основі математичної моделі, описаної в підрозділі 2.3, та натурних вимірів склала в середньому 8,5 %, що свідчить про адекватність розробленої математичної моделі.

Для підтвердження достовірності теоретичних досліджень щодо форми руху сіячої поверхні, вільно укладеної в просторі, утвореним швелероподібним підсилювачем, при динамічне стійких лінійно направлених гармонійних коливаннях коробу, описаних в підрозділі 2.5, в завантажувальній та розвантажувальній частинах сита лабораторної моделі встановлювались датчики прискорення 21. За результатами серії дослідів, які проводились у вищезазначеному діапазоні прискорень, були отримані закони переміщення точок сіячої поверхні (рис. 4.7).

З рисунка видно, що переміщення точок завантажувальної та розвантажувальної частин сіячої поверхні знаходяться у протифазі, яка підтримується на всьому діапазоні прискорень коливань коробу та незначною мірою зміщується в напрямку синфазності при їх збільшенні.

Отримані результати свідчать, що поворотне-обертальний (голопуючий) рух вільно укладеної сіячої поверхні при динамічне стійких лінійно направлених гармонійних коливаннях коробу є переважальним, а збільшення енергетики процесу призводить до переходу на зворотно-поступальну форму руху, що свідчить про достовірність теоретичних досліджень, наведених в підрозділі 2.5. [9]

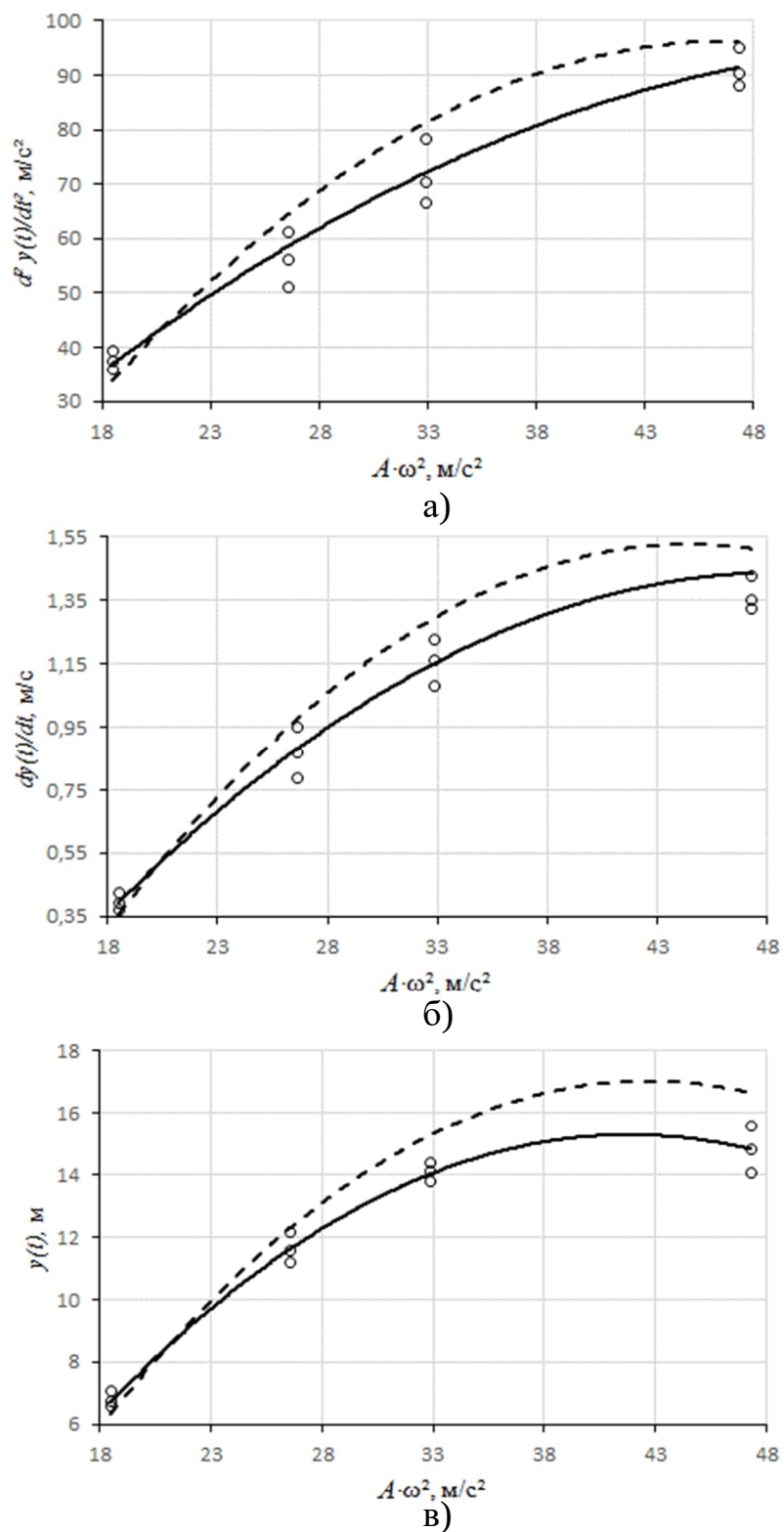
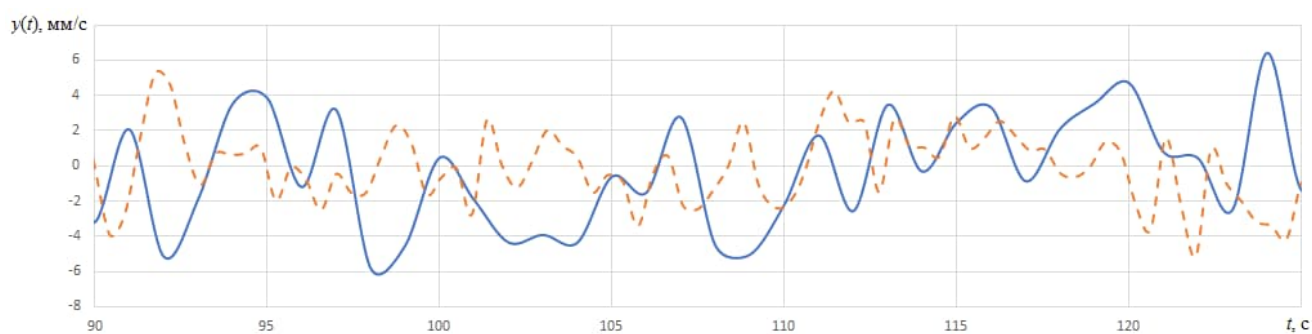
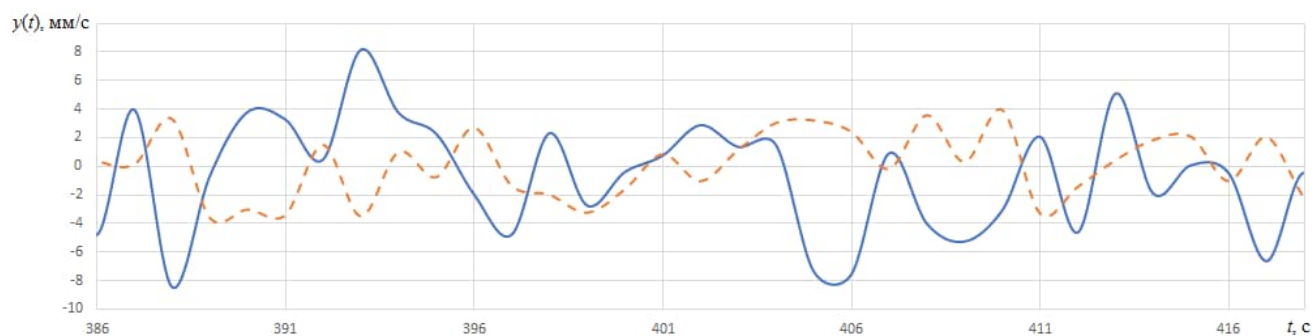


Рисунок 4.6 – Функція середнього прискорення (а), середньої швидкості (б) та переміщення (в) матеріальної точки сіячої поверхні в залежності від прискорення коливань коробу

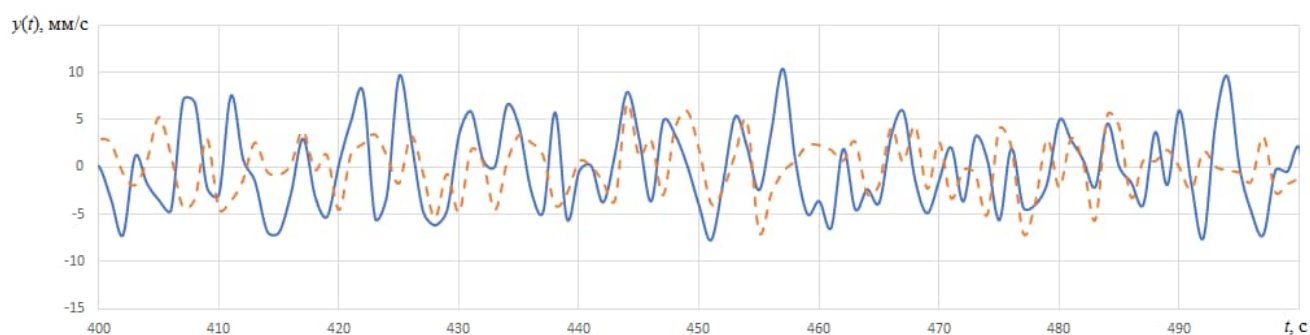
$$A = 0,003 \text{ м}; \omega = 79 \text{ с}^{-1}; A\omega^2 = 18,5 \text{ м/с}^2$$



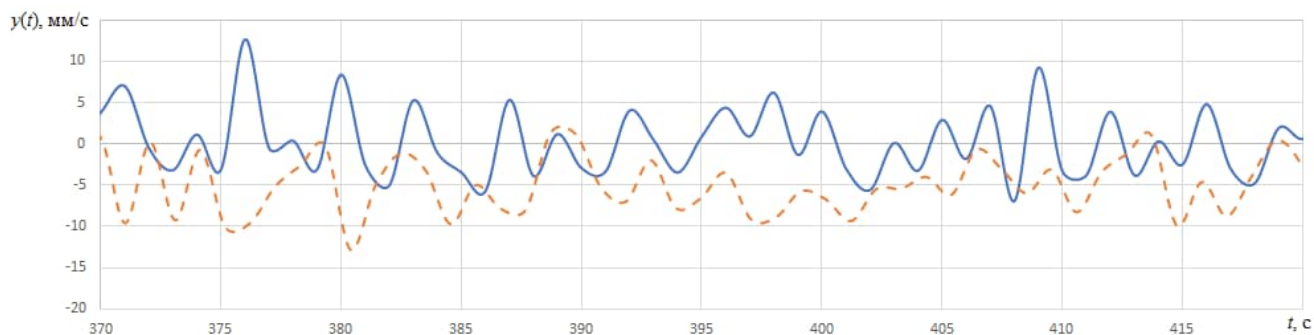
$$A = 0,003 \text{ м}; \omega = 94 \text{ с}^{-1}; A\omega^2 = 26,6 \text{ м/с}^2$$



$$A = 0,003 \text{ м}; \omega = 105 \text{ с}^{-1}; A\omega^2 = 32,9 \text{ м/с}^2$$



$$A = 0,003 \text{ м}; \omega = 126 \text{ с}^{-1}; A\omega^2 = 47,3 \text{ м/с}^2$$



— завантажувальна частина; - - - розвантажувальна частина

Рисунок 4.7 – Закон переміщення точок сіячої поверхні

4.4 Дослідження внутрішньосферних процесів в шихтових матеріалах при впливі вібраційно-ударної дії

Методика проведення досліджень внутрішньосферних процесів в шихтових матеріалах при впливі вібраційно-ударної дії розроблялась ґрунтуючись на роботах Учителя О. Д. [10] та Зєлова Є. О. [11].

Для якісної оцінки впливу режиму роботи грохоту з вільно укладеною сіячою поверхнею на інтенсивність внутрішньосферних процесів в шихтових матеріалах були проведені дві серії експериментів на лабораторній моделі, описаній в підрозділі 4.2.

У всіх двох серіях досліди проводились в діапазоні прискорень коливань корпусу $A \cdot \omega^2 = 9 \dots 74 \text{ м/с}^2$, кожне значення прискорень отримували при трьох значеннях амплітуди його коливань ($A = 0,001 \text{ м}$; $A = 0,002 \text{ м}$; $A = 0,003 \text{ м}$) та кутової частоти вимушених коливань корпусу ($\omega = 94,2 \text{ с}^{-1}$; $\omega = 125,6 \text{ с}^{-1}$; $\omega = 157 \text{ с}^{-1}$), що відповідає частотам обертання валу мотор-вібраторів (900 об/хв; 1200 об/хв; 1500 об/хв); при куті нахилу сіячої поверхні до горизонту $\alpha = 10^\circ$.

Беручи до уваги попередні дослідження [12, 13], котрими встановлено, що інтенсивність процесу дифузії більшою мірою залежить від вертикальної складової прискорень коливань корпусу, а інтенсивність сегрегації вища при дотичних до сіячої поверхні, для унеможливлення опосередкованого впливу вищезазначеного параметру кут вібрації до нормалі, проведеної до опорної поверхні підситника в подовжній площині, приймався $\beta = 45^\circ$.

Перша серія досліджень була спрямована на визначення інтенсивності сегрегації I_s , яка реалізовувалась наступним чином, за допомогою перегородки 3 (див. рис. 4.2) бункера 1 на вібруючу сіячу поверхню 11, виконану у вигляді суцільного днища, лабораторного грохоту подавався вапняк, що складався з двох фракцій у пропорції 50/50: «дрібною» – $d_1 = 1,6 \dots 3 \text{ мм}$ та «крупною» – $d_2 = +4 \text{ мм}$ таким чином щоб нижній шар складався з «крупної» фракції, а верхній з «мілкої». Матеріал шаром висотою 60 мм переміщувався по сіячій поверхні до розвантажувальної

частини, де розділявся на дві проби по висоті шару ділильним ножом 12, які накопичувались в приймальних бункерах 13 та 14. Обидві проби ретельно розсівались на класи d_1 та d_2 , мінімальна маса представницької проби $m_{\text{пр}}$ для ситового аналізу визначалась за формулою Локонова (4.6) та становила 2,5 кг.

$$m_{\text{пр}} = 0,02 \cdot d_{\text{max}}^2 + 0,5 \cdot d_{\text{max}} \text{ кг}, \quad (4.6)$$

де d_{max} – розмір максимального шматка, мм [14].

За результатами розсіву обчислювалась інтенсивність сегрегації I_s , яка дорівнює приросту середнього діаметру часток в пробі матеріалу за одиницю часу впливу на неї вібраційно-ударної дії

$$I_s = \frac{d_{2\text{сеп}} - d_{\text{сеп}}^{\text{H}}}{t} + \frac{d_{\text{сеп}}^{\text{B}} - d_{1\text{сеп}}}{t} \text{ мм/с}, \quad (4.7)$$

де $d_{1\text{сеп}}$, $d_{2\text{сеп}}$ – середній діаметр «дрібної» та «крупної» фракції відповідно, який визначався

$$d_{1\text{сеп}} = \frac{d_{1\text{max}} + d_{1\text{min}}}{2} \text{ мм}; \quad (4.8)$$

$$d_{2\text{сеп}} = \frac{d_{2\text{max}} + d_{2\text{min}}}{2} \text{ мм}, \quad (4.9)$$

де $d_{1\text{max}}$, $d_{2\text{max}}$ – максимальний розмір частинки «дрібної» та «крупної» фракції відповідно, мм; $d_{1\text{min}}$, $d_{2\text{min}}$ – мінімальний розмір частинки «дрібної» та «крупної» фракції відповідно, мм; $d_{\text{сеп}}^{\text{B}}$, $d_{\text{сеп}}^{\text{H}}$ – середній діаметр частинок у верхній та нижній пробах відповідно

$$d_{\text{сеп}}^{\text{B}} = \frac{d_{1\text{сеп}} \cdot q_1^{\text{B}} + d_{2\text{сеп}} \cdot q_2^{\text{B}}}{q_1^{\text{B}} + q_2^{\text{B}}} \text{ мм}; \quad (4.10)$$

$$d_{\text{сер}}^{\text{H}} = \frac{d_{1\text{сер}} \cdot q_1^{\text{H}} + d_{2\text{сер}} \cdot q_2^{\text{H}}}{q_1^{\text{H}} + q_2^{\text{H}}} \text{ мм}, \quad (4.11)$$

де $q_1^{\text{B}}, q_2^{\text{B}}$ – масова частка «дрібної» та «крупної» фракції у верхній пробі, %; $q_1^{\text{H}}, q_2^{\text{H}}$ – масова частка «дрібної» та «крупної» фракції у нижній пробі, %; t – час впливу на матеріал вібраційно-ударної дії, с.

Показник I_s характеризує інтенсивність направленої, зобов’язаного сегрегації, руху «дрібної» фракції, яка знаходиться в шарі вапняку, перебуваючого під впливом вібраційно-ударної дії, на контакт з вільно укладеною сіячою поверхнею 11.

Друга серія досліджень реалізовувалась за вищеописаною методикою, відрізняючись тим, що нижній шар вапняку, який подавався з бункеру 1 на сіячу поверхню 11, складався з «дрібної» фракції, а верхній з «крупної». Після такої ж, як і в першій серії досліджень розділці проб і розсівання їх на початкові фракції обчислювалась інтенсивність дифузії I_d , котра також дорівнює приросту середнього діаметру часток в пробі матеріалу за одиницю часу впливу на неї вібраційно-ударної дії

$$I_d = \frac{d_{\text{сер}}^{\text{H}} - d_{1\text{сер}}}{t} + \frac{d_{2\text{сер}} - d_{\text{сер}}^{\text{B}}}{t} \text{ мм/с}. \quad (4.12)$$

Показник I_d характеризує інтенсивність процесу перемішування — випадкового, стохастичного, зобов’язаного дифузії руху частинок «дрібної» та «крупної» фракцій в шарі вапняку, що перебуває на сіячій поверхні під впливом вібраційно-ударної дії.

Величина I_s та I_d визначалась для кожної пари значень динамічних параметрів коробу — A та ω .

Запропонований в роботах [10, 11] метод аналізу результатів експериментів шляхом побудови графіків залежності I_s та I_d від величини прискорень коливання

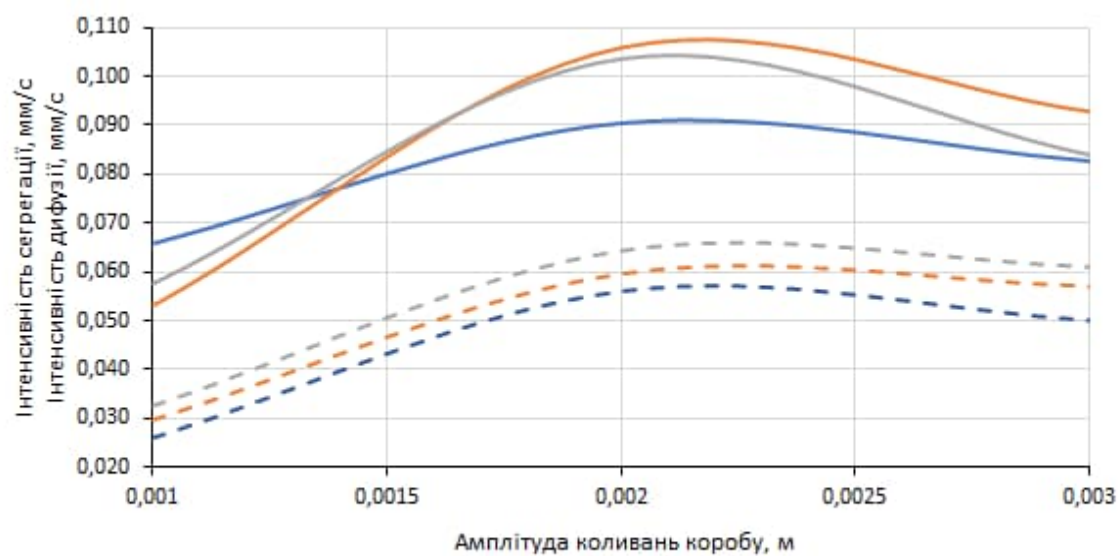
коробу $A \cdot \omega^2$ є неприйнятним для вібраційно-ударних процесів, оскільки аргумент функції не має визначеності значення, тобто, одна і та сама величина прискорення може бути отримана при різних амплітудах та кутових частотах вимушених коливань коробу, процес у даному випадку розглядатиметься як адитивний без аналізу впливу вібраційного переміщення та інтенсивності ударної дії на процес сегрегації та дифузії.

Зважаючи на викладене вище, аналіз результатів експериментів проводився шляхом побудови графіків функціональної залежності інтенсивності сегрегації та дифузії від амплітуди – $I_s = f(A)$; $I_d = f(A)$ (рис. 4.8, а) та кутової частоти вимушених коливань коробу – $I_s = f(\omega)$; $I_d = f(\omega)$ (рис. 4.8, б).

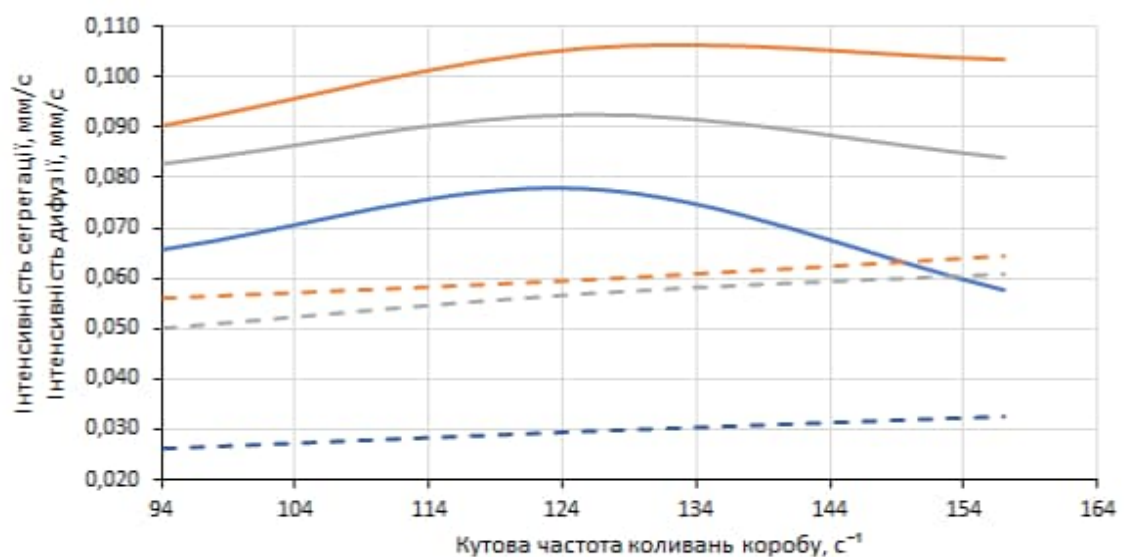
З рисунку видно, що інтенсивність сегрегації в діапазоні досліджуваних амплітуд та кутових частот коливань коробу значно залежить від його динамічних параметрів, в свою чергу, інтенсивність дифузії виявилась слабко залежною від кутової частоти. Характер функціональних залежностей є екстремальним, до того ж області максимуму розташовуються в тих самих діапазонах значень амплітуд та кутових частот, окрім $I_d = f(\omega)$, котрий наближений до прямо пропорційного. З графіків залежностей $I_s = f(A)$, $I_d = f(A)$, $I_s = f(\omega)$ випливає, що ефект розділення та перемішування частинок в шарі матеріалу зі збільшенням амплітуди коливань та кутових частот спочатку зростає, досягаючи максимуму при $A = 0,002$ м та $\omega = 125,6$ с⁻¹, а при більших значеннях починає зменшуватись.

З функціональних залежностей випливає, що ефект розділення сипкого матеріалу за крупністю та ефект перемішування в шарі матеріалу, який знаходиться під вібраційно-ударною дією, є результатом одночасного протікання процесів сегрегації та дифузії. Однак вочевидь, що на всьому діапазоні амплітуд та кутової частоти вимушених коливань коробу доставка дрібних фракції на контакт з сіячою поверхнею відбувається переважно сегрегацією.

Порівняльний аналіз інтенсивності сегрегації та дифузії при вібраційній (рис. 1.14) і вібраційно-ударній (рис. 4.8) діях на сипкий матеріал показав, що на



а)



б)

— Інтенсивність сегрегації I_s

— — — — Інтенсивність дифузії I_d

Рисунок 4.8 – Залежність інтенсивності внутрішньосарових процесів від амплітуди (а) та кутової частоти (б) коливань коробу

відміну від вібраційної дії при вібраційно-ударній доставці дрібних фракцій на контакт з сіячою поверхнею визначається інтенсивністю процесу сегрегації на всьому діапазоні визначених прискорень, в діапазоні прискорень коливань коробу використовуваних грохотів ($26 \dots 32 \text{ м/с}^2$) інтенсивність процесу сегрегації та дифузії має максимальне значення, які більше на 38 % та в 3 рази відповідно.

Для вивчення взаємовпливу динамічних параметрів коробу на інтенсивність протікання внутрішньосферних процесів при вібраційно-ударній дії був проведений повний факторний експеримент, в якому реалізовано ортогональну план-матрицю другого порядку (Додаток В), де x_1 – амплітуда вимушених коливань коробу, а x_2 – її кутова частота.

Математичний опис залежності інтенсивності сегрегації та дифузії від обраних факторів здійснювався за допомогою квадратичного рівняння регресії виду

$$y = b_0 + \sum_{1 \leq i \leq k} b_i \cdot x_i + \sum_{1 \leq i \leq j \leq k} b_{ij} \cdot x_i \cdot x_j + \sum_{1 \leq i \leq k} b_{ii} \cdot (x_i^2 - \varphi), \quad (4.13)$$

де b_0 , b_i , b_{ij} , b_{ii} – коефіцієнти регресії, які завдяки забезпеченню ортогональності плану, визначаються незалежно друг від друга за формулою [15]

$$b_i = \frac{\sum_{u=1}^n x_{iu} \cdot y_u}{\sum_{u=1}^n x_{iu}^2}, \quad (4.14)$$

де x_{iu} – u -й елемент i -го стовпця в матриці планування; y_u – u -й елемент натурального значення параметру оптимізації (I_s , I_d) в матриці планування; n – кількість опитів в матриці; x_i , x_j – кодове значення натурального фактору, яка задавалось виразом

$$x_i = \frac{X_i - X_{i0}}{\Delta X_i}, \quad (4.15)$$

де X_i – натурне значення i -го фактору на певному рівні варіювання (верхньому або нижньому); X_{i0} – натурне значення i -го фактору на нульовому рівні; ΔX_i – інтервал

варіювання натурального значення i -го фактору; $\varphi = 2/3$ – величина, що забезпечує ортогональність плану [15]; k – кількість факторів.

Натурні та кодовані значення факторів приведені в табл. В.2, а розрахункові значення коефіцієнтів регресії в табл. В.3.

З урахуванням встановлених коефіцієнтів (табл. В.3) були отримані рівняння регресії в кодових значеннях

$$I_s = 0,102 + 0,014 \cdot x_1 + 1,167 \cdot 10^{-3} \cdot x_2 + 2,25 \cdot 10^{-3} \cdot x_1 \cdot x_2 - 0,027 \cdot x_1^2 - 3,167 \cdot 10^{-3} \cdot x_2^2; \quad (4.16)$$

$$I_d = 0,06 + 0,013 \cdot x_1 + 4,333 \cdot 10^{-3} \cdot x_2 + 10 \cdot 10^{-4} \cdot x_1 \cdot x_2 - 0,017 \cdot x_1^2 - 6,667 \cdot 10^{-4} \cdot x_2^2. \quad (4.17)$$

Перевірку адекватності отриманих рівнянь виконувалась використовуючи критерій Фішера за умови [16]

$$F = \frac{S_y^2}{S_{\text{зал}}^2} > F_{(p=0,2; f_1=8; f_2=3)}^{\text{табл}}, \quad (4.18)$$

де S_y^2 – дисперсія відносно середнього значення функції відгуку; $S_{\text{зал}}^2$ – залишкова дисперсія; $F_{(p=0,2; f_1=8; f_2=3)}^{\text{табл}}$ – табульоване значення критерія Фішера за рівнем значності $p = 0,2$ та ступеням свобод $f_1 = 8; f_2 = 3$.

Оскільки умова (4.18) була виконана, отже, отримані рівняння регресії (4.16), (4.17) адекватні експерименту, тоді, враховуючи (4.15), вони були представлені в натурних значеннях

$$I_s = -0,0713 + 113 \cdot A + 7 \cdot 10^{-4} \cdot \omega + 0,072 \cdot A \cdot \omega - 27000 \cdot A^2 - 3,212 \cdot 10^{-6} \cdot \omega^2 \text{ мм/с}; \quad (4.19)$$

$$I_d = 0,053 + 77 \cdot A + 2,44 \cdot 10^{-4} \cdot \omega + 0,032 \cdot A \cdot \omega - \\ - 17000 \cdot A^2 - 6,76 \cdot 10^{-7} \cdot \omega^2 \text{ мм/с.} \quad (4.20)$$

Виведені в наслідок перетворення рівняння регресії (4.19), (4.20) є математичними моделями, які відображають вплив динамічних параметрів коробу — амплітуди (в діапазоні від 0,001 до 0,003 м) та кутової частоти (в діапазоні від 94,2 до 157 с⁻¹) його вимушених коливань, на внутрішньосферові процеси, які характеризуються інтенсивністю сегрегації та дифузії, в шихтових матеріалах під вібраційно-ударною дією, при 20 % рівні значності.

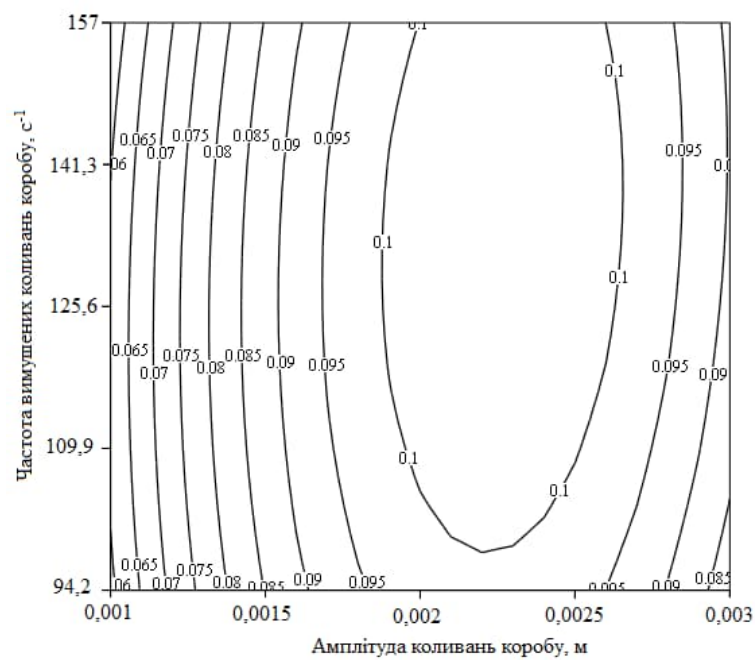
Одержані математичні моделі (2.12) і (2.13) були піддані графічному аналізу, який дозволив наочно встановити міру впливу кожного фактору на параметр оптимізації (рис. 4.9).

З отриманих графіків поверхонь видно, що найбільший вплив на внутрішньосферові процеси, які протікають під вібраційно-ударною дією, має амплітуда коливань коробу.

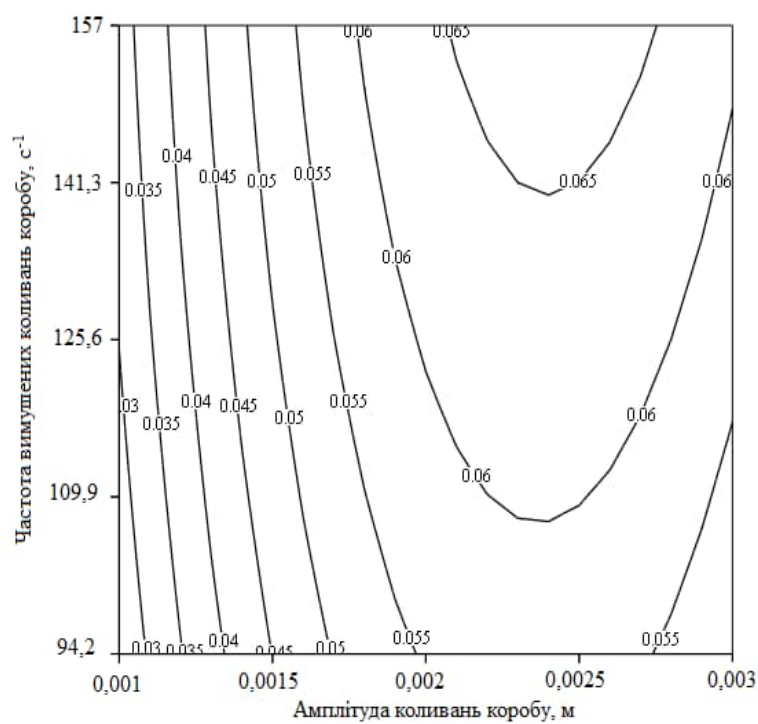
Для інтенсивної доставки дрібних фракцій на контакт з вільно укладеною сіячою поверхнею вібраційного грохоту, короб котрого здійснює направлені гармонійно стійкі коливання слід забезпечити режим коливань з прискоренням 32 м/с² при амплітуді 0,002 м. [17, 18]

4.5 Дослідження впливу вібраційно-ударної дії на технологічні показники грохоту

Для дослідження впливу вібраційно-ударної дії на технологічні показники грохоту була використана лабораторна модель, яка детально описана в підрозділі 4.2. У рамках дослідження було реалізовано схему проведення і планування експерименту рис. 4.10.



а)



б)

Рисунок 4.9 – Залежність інтенсивності сегрегації (а) та дифузії (б) від амплітуди та кутової частоти коливань коробу



Рисунок 4.10 – Схема проведення і планування експерименту

В якості параметрів оптимізації, які найбільш повно відображають технологічну ефективність вібраційного грохоту, були прийняті: транспортна продуктивність, забиваність, ефективність грохочення та поглинальна здатність.

В ролі факторів були прийняті параметри, що повною мірою характеризують стан динамічної системи — кутова частота вимушених коливань коробу ($\omega = 94,2 \text{ с}^{-1}$; $\omega = 125,6 \text{ с}^{-1}$; $\omega = 157 \text{ с}^{-1}$) та їх амплітуда ($A = 0,001 \text{ м}$; $A = 0,002 \text{ м}$; $A = 0,003 \text{ м}$).

Кут нахилу сіячої поверхні до горизонту та кут вібрації до нормалі, проведеної до опорної поверхні підситника в подовжній площині, на всьому діапазоні значень факторів були сталими і дорівнювали відповідно $\alpha = 10^\circ$, $\beta = 45^\circ$.

Дослідження проводились при направлених коливаннях коробу з закріпленою та вільно укладеною сіячою поверхнею.

При проведенні попереднього експерименту використовувались методи математичної обробки результатів експериментів. Так, кількість дослідів $K_{\text{дос}}$, необхідне для отримання достовірних результатів, визначалося відповідно до вимог теорії математичної статистики [19]

$$K_{\text{дос}} = \frac{t_n^2 \cdot \sigma_{\text{ср}}^2}{\Delta j^2}, \quad (4.21)$$

де t_n – нормативний коефіцієнт. При надійності експерименту 0,95 $t_n = 2,0$;
 $\sigma_{\text{ср}}$ – середньоквадратична помилка вимірів

$$\sigma_{\text{ср}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{z_{\text{п.д}}} (j_i - \bar{j}_{\text{ср}})^2}{z_{\text{п.д}} - 1}}, \quad (4.22)$$

де $z_{\text{п.д}}$ – число повторень дослідів; j_i – вимірювана величина; $\bar{j}_{\text{ср}}$ – середнє значення вимірюваної величини

$$\bar{j}_{\text{ср}} = \frac{\sum_{i=1}^{z_{\text{п.д}}} j_i}{z_{\text{п.д}}}, \quad (4.23)$$

Δj – допустима помилка середнього арифметичного значення досліджуваного параметру

$$\Delta j = \frac{t_n \cdot \sigma_{\text{ср}}}{\sqrt{z_{\text{п.д}}}}. \quad (4.24)$$

Відповідно до [19] результати дослідів виключалися як нехарактерні, якщо виміряна величина j_i виявилася такою, що

$$\bar{j}_{\text{ср}} - j_i > 3\sigma_{\text{ср}}. \quad (4.25)$$

Величина помилки, обчислена описаним способом, вважалася зневажливо малою, якщо вона не перевищувала 4...5 % від середнього значення $\bar{j}_{\text{ср}}$ величини j_i , що вимірюлася.

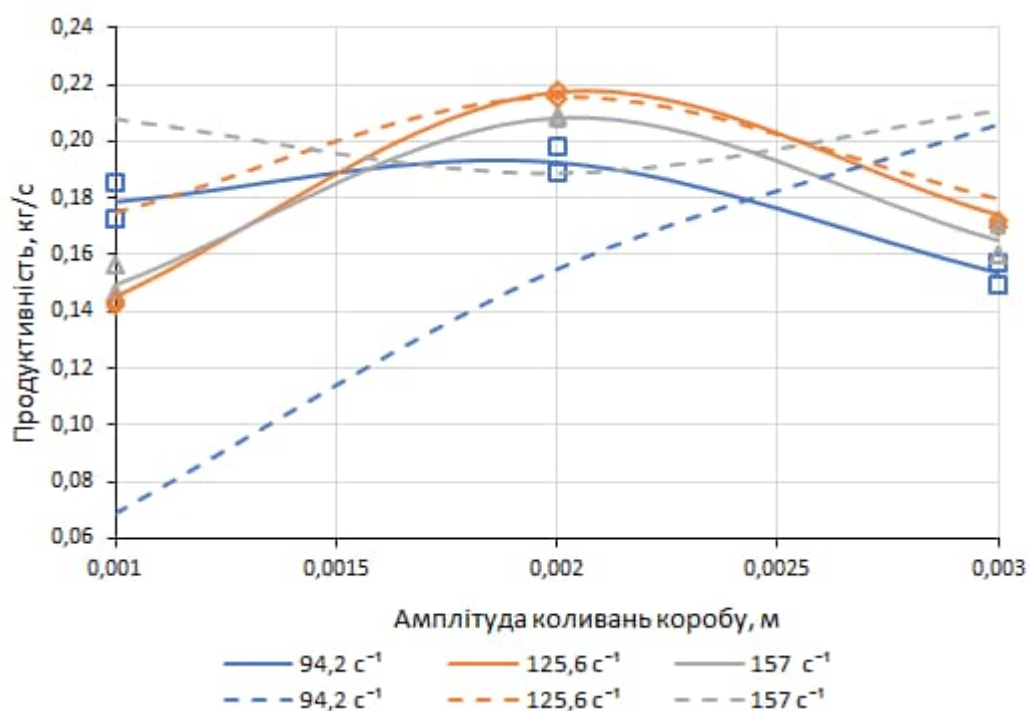
Транспортна продуктивність визначалась при використанні суцільного днища 11 (див. рис. 4.2) при відсутності ділильного ножа 12 шляхом оцінки часу заповнення $t_{\text{зап}}$ приймального бункера 13 масою матеріалу $m_{\text{тр}}$, що транспортувалася, за формулою

$$Q_{\text{тр}} = \frac{m_{\text{тр}}}{t_{\text{зап}}} \text{ кг/с.} \quad (4.26)$$

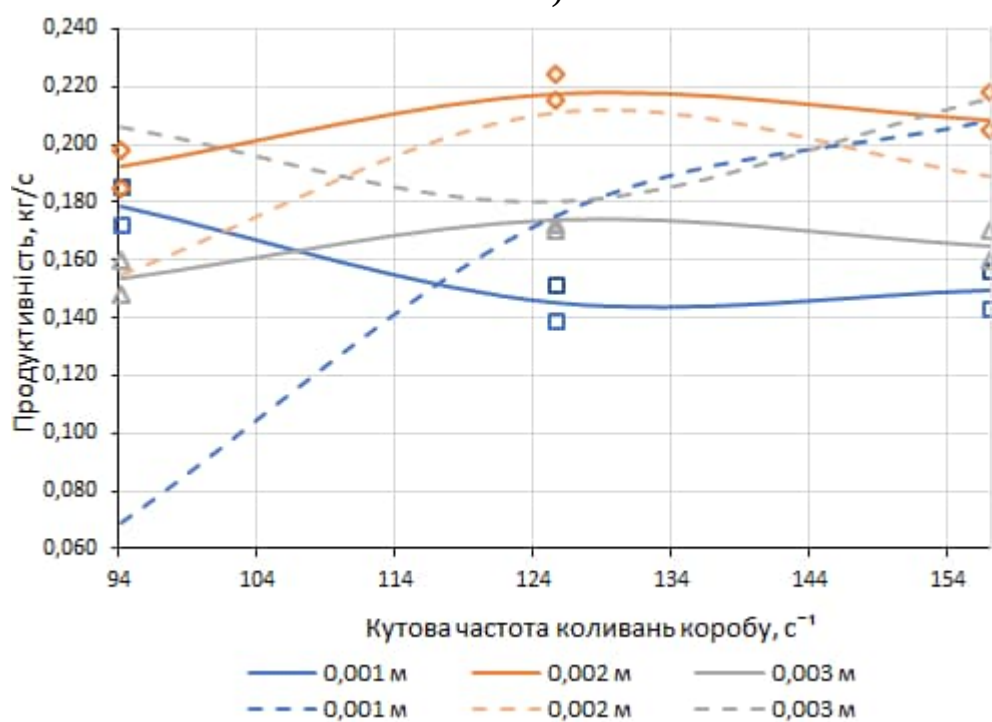
Досліди проводилися при постійній висоті шару матеріалу $H_{\text{ш}} = 60$ мм, що транспортувався, варіюючи кутовою частотою вимушених коливань коробу та їх амплітудою. При певному поєднанні факторів досліди повторювались тричі. В якості матеріалу використовувався вапняк фракцією 1,6...3 мм. Отримані результати наведені на рис. 4.11.

З рисунку видно, що в досліджуваній області визначення функції транспортна продуктивність має стійку залежність від амплітуди коливань коробу та кутової частоти, а функціональна залежність має екстремальний характер. Зважаючи на те, що при однакових динамічних параметрах коробу транспортна продуктивність грохоту з закріпленою сіячою поверхнею перевищує продуктивність вібраційно-ударної машини з невтримним зв'язком між коробом і ситом підтверджує той факт, що необхідну швидкість транспортування матеріалу, котрий розсівається, слід забезпечувати шляхом більшого кута нахилу сіячої поверхні в зв'язку з особливостями режиму її галопування.

Відмінний характер функціональних залежностей транспортної продуктивності грохоту з закріпленою та вільно укладеною сіячими поверхнями свідчить про неможливість адаптування існуючих теоретичних моделей оцінки транспортної продуктивності шляхом визначення поправних коефіцієнтів. Тому для вивчення впливу обраних факторів на транспортну продуктивність вібраційно-ударної машини з невтримним зв'язком між коробом і ситом був проведений повних факторний експеримент, в якому реалізовано ортогональну план-матрицю другого порядку (Додаток Г), де x_1 – амплітуда вимушених коливань коробу, а x_2 – їх кутова частота.



а)



б)

— Вільно укладена сіяча поверхня

- - - Закріплена сіяча поверхня

Рисунок 4.11 – Залежність транспортної продуктивності від амплітуди (а) та кутової частоти (б) коливань коробу

Математичний опис залежності транспортної продуктивності від обраних факторів здійснювався за допомогою квадратичного рівняння регресії (4.13).

Натурні та кодовані значення факторів приведені в табл. Г.2, а розрахункові значення коефіцієнтів регресії в табл. Г.3.

З урахуванням встановлених коефіцієнтів (табл. Г.3) було отримане рівняння регресії в кодових значеннях

$$Q_{\text{тр}} = 0,213 + 0,014 \cdot x_1 + 5,2 \cdot 10^{-3} \cdot x_2 + 0,018 \cdot x_1 \cdot x_2 - 0,034 \cdot x_1^2 - 9,8 \cdot 10^{-3} \cdot x_2^2. \quad (4.27)$$

Перевірка адекватності отриманого рівняння виконувалось використовуючи критерій Фішера з умови (4.18). Оскільки умова (4.18) була виконана — рівняння регресії (4.27) є адекватним експерименту, воно було представлено в натурних значеннях враховуючи (4.15)

$$Q_{\text{тр}} = 0,0154 + 78 \cdot A + 0,0015 \cdot \omega + 0,5732 \cdot A \cdot \omega - 34000 \cdot A^2 - 9,94 \cdot 10^{-6} \cdot \omega^2 \text{ кг/с}. \quad (4.28)$$

Отримане в наслідок перетворення рівняння регресії (4.28) є математичною моделлю, яка демонструє вплив динамічних параметрів коробу — амплітуди (в діапазоні від 0,001 до 0,003 м) та кутової частоти (в діапазоні від 94,2 до 157 с⁻¹) його вимушених коливань, на транспортну продуктивність вібраційно-ударних машини з невтримним зв'язком між коробом і ситом, при 20 % рівні значності.

Одержана математична модель (4.28) була піддана графічному аналізу, який дозволив встановити міру впливу кожного фактору на параметр оптимізації (рис. 4.12).

З отриманого графіка поверхні видно, що максимальна транспортна продуктивність вібраційно-ударної машини з невтримним зв'язком між ситом і коробом, котрий здійснює направлені гармонійно стійкі коливання, забезпечується при режимі коливань з прискоренням 28...32 м/с² при амплітуді 0,002 м.

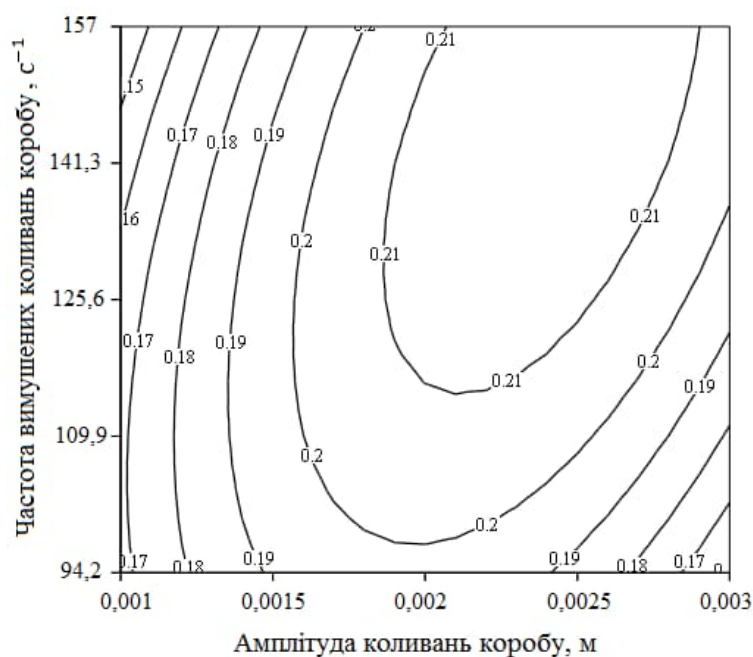


Рисунок 4.12 – Залежність транспортної продуктивності від амплітуди та кутової частоти коливань коробу

Визначення забиваності сіячої поверхні виконувалось за допомогою коефіцієнта забиваності, котрий визначався за формулою

$$K_{\text{заб}} = \frac{S_{\text{заб}}}{S_{\text{ж.п}}} \cdot 100 \%, \quad (4.29)$$

де $S_{\text{заб}}$ – площа забитих отворів сіячої поверхні, м^2 ; $S_{\text{ж.п}}$ – площа живого перетину сіячої поверхні, м^2 .

Встановлення картини забиваності сіячої поверхні виконувалось шляхом її фотографування після проведення досліду для кожної пари значень динамічних параметрів коробу, який здійснював направленні гармонійно стійкі коливання при закріпленому та вільно укладеному ситі.

В якості матеріалу використовувався відсів агломерату, гранулометричний склад якого підбирався з умови максимальної забиваності апертури сіячої поверхні, використовуючи залежності (3.18), (3.19).

Для сіячої поверхні з апертурою круглої форми діаметром 5 мм застосовувалась фракція 5...6 мм. Досліди проводились при постійному питомому

навантаженні по вихідному живленню, підтримуючи постійність висоти шару шихти у 60 мм.

Результати досліджень наведені на рис. 4.13, з котрих видно, що запропонована методика розрахунку межного розміру частинки матеріалу, більше котрого заклинювання не відбувається, наведеної у підрозділі 3.1.2, є адекватною, оскільки, при використанні вище зазначеної фракції було досягнуто заклинювання частинками матеріалу 43...81 % отворів закріпленої сіячої поверхні (див. рис. 4.13, а).

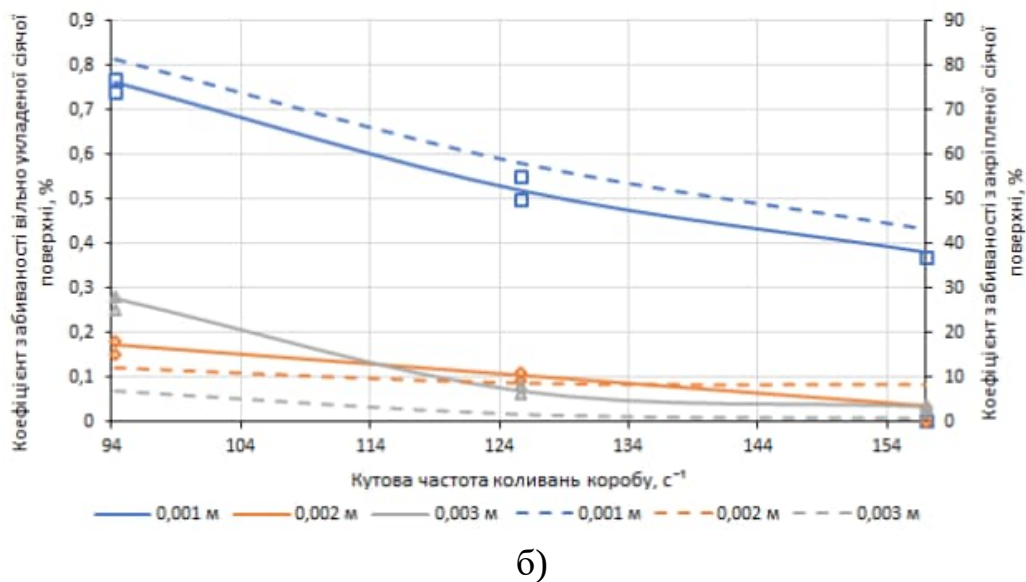
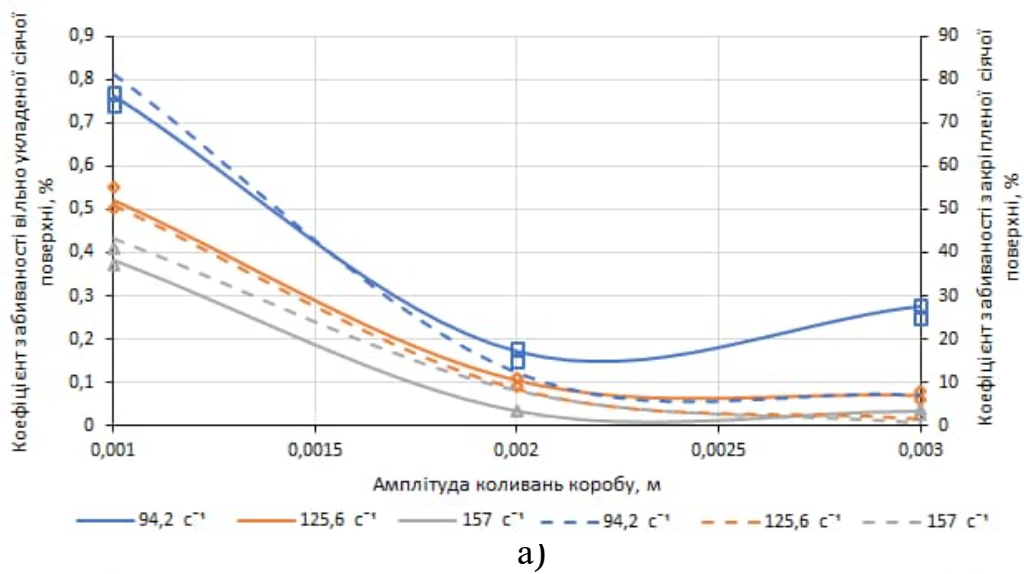
З отриманих графіків видно, що коефіцієнт забиваності вільно укладеної сіячої поверхні, на відміну від закріпленої, при однакових динамічних параметрах коробу менший в середньому в 10 разів, це свідчить про більш ефективне протікання процесу смоочистення апертури сіячої поверхні на вібраційно-ударних машинах з невтримним зв'язком між ситом і коробом.

Найбільший вплив на процес самоочищення має амплітуда коливань коробу, який характеризується спадною нелінійною залежністю з асимптотичним наближенням, при збільшенні амплітуди до 0,002 м та прискоренні коливань коробу у 32 м/с^2 коефіцієнт забиваності зменшується, досягаючи свого мінімуму у 0,035 %, подальше збільшення амплітуди незначно на нього впливає, що свідчить про стабілізацію процесу та встановлення постійного рівня забиваності сіячої поверхні.

Оскільки, отримане підчас проведення лабораторних досліджень значення прискорення, яке забезпечує максимальне самоочищення, менше за розрахункове на 8 % це свідчить про адекватність математичної моделі процесу самоочищення сіячої поверхні, описаної в підрозділі 3.1.4.

Для вивчення взаємовпливу амплітуди вимушених коливань коробу вібраційно-ударної машини з невтримним зв'язком та їхньої кутової частоти на зміну коефіцієнта забиваності сіячої поверхні був проведений повних факторний експеримент, в якому реалізовано ортогональну план-матрицю другого порядку (Додаток Д), де x_1 – амплітуда вимушених коливань коробу, а x_2 – їх кутова частота.

Математичний опис залежності коефіцієнта забиваності сіячої поверхні від обраних факторів здійснювався за допомогою квадратичного рівняння регресії (4.13).



в)

———— Вільно укладена сіяча поверхня - - - - - Закріплена сіяча поверхня

Рисунок 4.13 – Залежність коефіцієнта забиваності від амплітуди (а) та кутової частоти (б) коливань коробу; в – сіяча поверхня

Натурні та кодовані значення факторів приведені в табл. Д.2, а розрахункові значення коефіцієнтів регресії в табл. Д.3.

З урахуванням встановлених коефіцієнтів (табл. Д.3) було отримане рівняння регресії в кодових значеннях

$$K_{\text{заб}} = 0,211 - 0,11 \cdot x_1 - 0,127 \cdot x_2 + 0,035 \cdot x_1 \cdot x_2 + \\ + 0,34 \cdot x_1^2 - 0,161 \cdot x_2^2. \quad (4.30)$$

Перевірка адекватності отриманого рівняння виконувалось використовуючи критерій Фішера з умови (4.18). Оскільки умова (4.18) була виконана — рівняння регресії (4.30) є адекватним експерименту, воно було представлено в натурних значеннях враховуючи (4.15)

$$K_{\text{заб}} = 0,003 - 1610 \cdot A + 0,035 \cdot \omega + 1,115 \cdot A \cdot \omega + \\ + 340000 \cdot A^2 - 0,0002 \cdot \omega^2 \%. \quad (4.31)$$

Отримане в наслідок перетворення рівняння регресії (4.31) є математичною моделлю, яка демонструє вплив динамічних параметрів коробу — амплітуди (в діапазоні від 0,001 до 0,003 м) та кутової частоти (в діапазоні від 94,2 до 157 с⁻¹) його вимушених коливань, на коефіцієнт забиваності сіячої поверхні вібраційно-ударних машини з невідтворюваним зв'язком між коробом і ситом, при 20 % рівні значності.

Одержана математична модель (4.31) була піддана графічному аналізу, який дозволив встановити міру впливу кожного фактору на параметр оптимізації (рис. 4.14).

З отриманого графіку видно, що інтенсифікація процесу очищення сіячої поверхні вібраційно-ударної машини з невідтворюваним зв'язком між ситом і коробом відбувається за умови збільшення як амплітуди коливань коробу, так і її частоти. З точки зору енергоефективності та результативності процесу очищення, найбільш прийнятним значенням коефіцієнта забиваності є 0,2 %, який забезпечується

наступними динамічними параметрами коробу — амплітуда коливань 0,0018...0,0022 м при частоті 94,2...102 с^{-1} , що відповідає прискоренням від 16 до 23 м/с^2 та 0,0022 м при частоті 125,6 с^{-1} , що еквівалентне прискоренню 35 м/с^2 . [20]

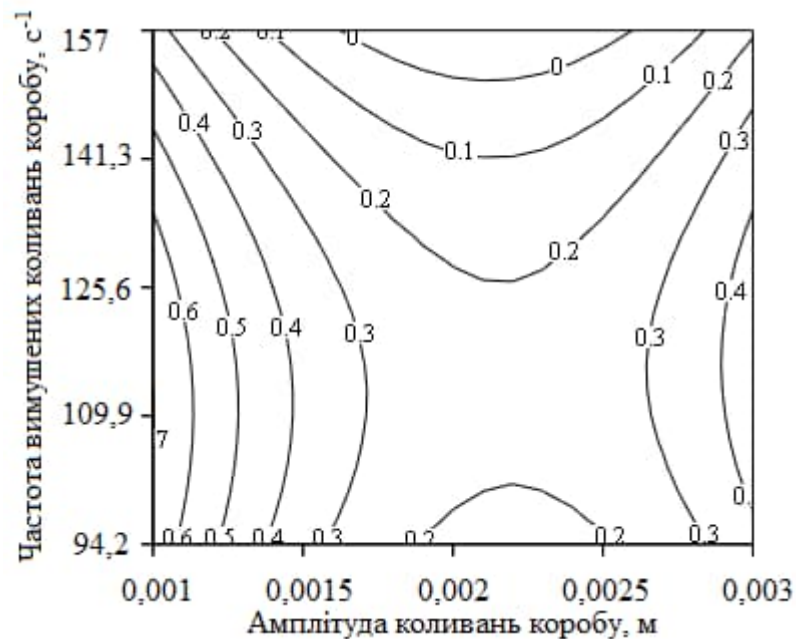


Рисунок 4.14 – Залежність коефіцієнта забиваності сiячої поверхнi вiд амплiтуди та кутової частоти коливань коробу

Як вже було зазначено раніше, інтенсивність доставки дрібних часток на контакт з сiячою поверхнею вiбраційно-ударної машини з невтримним зв'язком між ситом і коробом є адитивним процесом, залежним від результуючої дії процесів дифузії та сегрегації, що протікають в шарі. Тому для оцінки їх впливу проведена серія експериментів по визначенню ефективності грохочення.

Досліди проводились на вільно укладеній та закріпленій сiячих поверхнях з круглими отворами діаметром 5 мм і коефіцієнтом живого перетину 0,53. Для унеможливлення впливу на ефективність грохочення інших факторів, окрім вищезазначених, гранулометричний склад початкової шихти, на основі відсіву агломерату, підбирався виходячи з вимог забезпечення високої поглинальної здатності закріпленої сiячої поверхнi, це здійснювалось за рахунок використання легкогрозотних частинок, розміри котрих обирались з умови, що відношення розміру частинки до розміру отвору сита не повинно перевищувати 0,75, відповідно до рекомендацій

[21], та її незабиваності, виходячи з того, що відношення розміру частинки до розміру отвору сита повинно бути більшим за 1,4, відповідно до умови (3.18), (3.19). Цим критеріям відповідала двохфракційна суміш відсіву агломерату у пропорції 50/50: $d_1 = 1,6 \dots 3$ мм та $d_2 = 8 \dots 10$ мм.

Гарно перемішаний двохфракційний відсів агломерату засипався в бункер 1 (див. рис. 4.2) без перегородки 3 і шаром висотою $H_{ш} = 60$ мм, пропускався через грохот, надрешітний продукт збирався в приймальний бункер 13, розсівався на початкові класи і зважувався. За результатами експерименту визначали ефективність грохочення

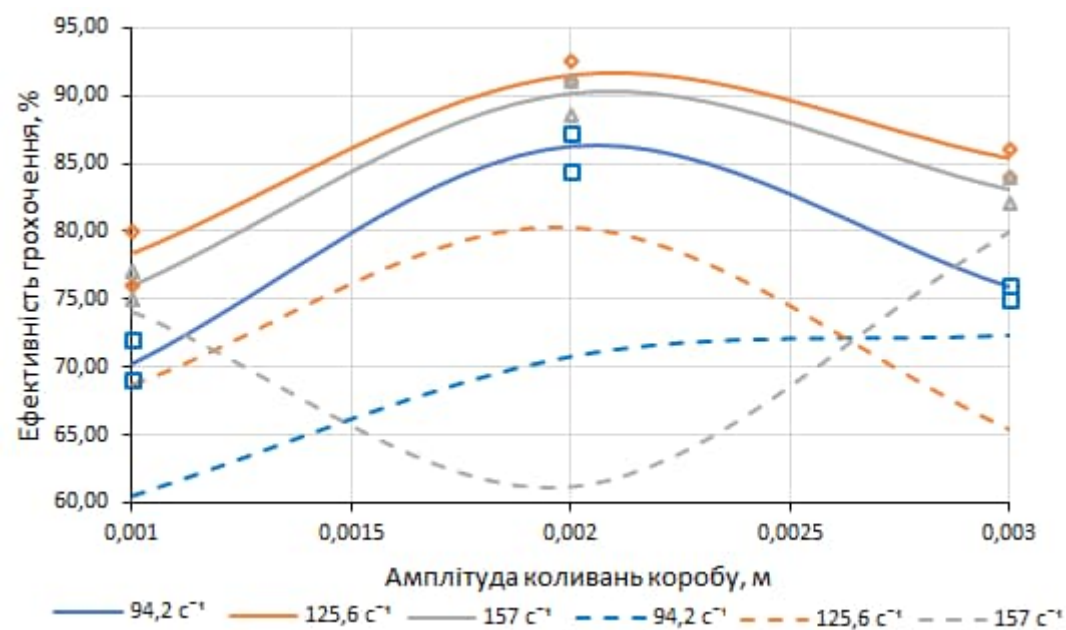
$$E = \left(1 - \frac{m_{\text{надр}}}{m_{\text{поч}}}\right) \cdot 100 \%, \quad (4.32)$$

де $m_{\text{надр}}$, $m_{\text{поч}}$ – маса підрешітної фракції в надрешітному продукті та в початковому матеріалі, відповідно, кг.

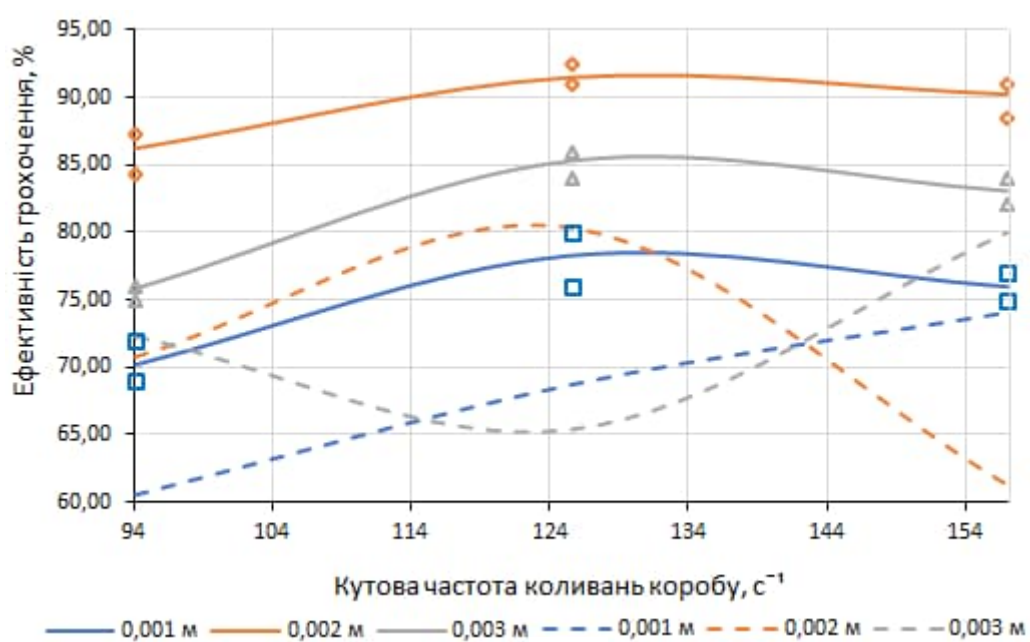
Досліди проводились для кожної пари значень динамічних параметрів коробу, отримані результати наведені на рис. 4.15.

З отриманих залежностей видно, що в досліджуваній області визначення функції ефективність грохочення демонструє стабільну залежність від амплітуди коливань коробу та кутової частоти, а сама залежність набуває екстремального характеру.

Крім того, при однакових динамічних параметрах коробу ефективність грохочення вібраційно-ударної машини з невідстримним зв'язком між коробом і ситом перевищує ефективність грохочення грохоту з закріпленою сіячою поверхнею в середньому на 29 %. Це підтверджує, що вібраційно-ударна дія на шар сипкого матеріалу, який транспортується по вільно укладеній сіячій поверхні, інтенсифікує внутрішньошарові процеси, такі як сегрегація та дифузія, причому першу в більшій ступені, що призводить до прискорення доставки дрібних фракції на контакт з сіячою поверхнею та їх подальший відсів.



а)



б)

———— Вільно укладена сіяча поверхня

----- Закріплена сіяча поверхня

Рисунок 4.15 – Залежність ефективності грохочення від амплітуди (а) та кутової частоти (б) коливань коробу

Для вивчення взаємовпливу амплітуди вимушених коливань коробу вібраційно-ударної машини з невтримним зв'язком та їхньої кутової частоти на зміну ефективності грохочення був проведений повний факторний експеримент, в якому реалізовано ортогональну план-матрицю другого порядку (Додаток Е), де x_1 – амплітуда вимушених коливань коробу, а x_2 – їх кутова частота.

Математичний опис залежності ефективності грохочення від обраних факторів здійснювався за допомогою квадратичного рівняння регресії (4.13).

Натурні та кодовані значення факторів приведені в табл. Е.2, а розрахункові значення коефіцієнтів регресії в табл. Е.3.

З урахуванням встановлених коефіцієнтів (табл. Е.3) було отримане рівняння регресії в кодових значеннях

$$E = 92,477 + 3,295 \cdot x_1 + 2,833 \cdot x_2 + 0,365 \cdot x_1 \cdot x_2 + \\ -11,165 \cdot x_1^2 - 4,76 \cdot x_2^2. \quad (4.33)$$

Перевірка адекватності отриманого рівняння виконувалось використовуючи критерій Фішера з умови (4.18). Оскільки умова (4.18) була виконана — рівняння регресії (4.33) є адекватним експерименту, воно було представлено в натурних значеннях враховуючи (4.15)

$$E = -43,345 + 46495 \cdot A + 1,279 \cdot \omega + 11,624 \cdot A \cdot \omega - \\ -1,117 \cdot 10^7 \cdot A^2 - 0,005 \cdot \omega^2 \%. \quad (4.34)$$

Отримане в наслідок перетворення рівняння регресії (4.34) є математичною моделлю, яка демонструє вплив динамічних параметрів коробу — амплітуди (в діапазоні від 0,001 до 0,003 м) та кутової частоти (в діапазоні від 94,2 до 157 с⁻¹) його вимушених коливань, на ефективність грохочення вібраційно-ударних машини з невтримним зв'язком між коробом і ситом, при 20 % рівні значності.

Одержана математична модель (4.34) була піддана графічному аналізу, який дозволив встановити міру впливу кожного фактору на параметр оптимізації (рис. 4.16).

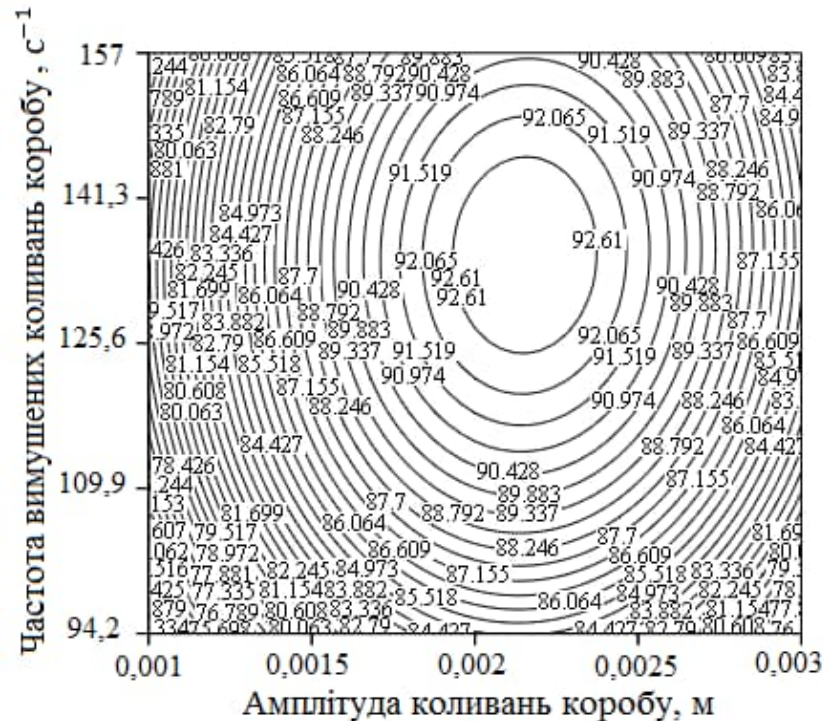


Рисунок 4.16 – Залежність ефективності грохочення від амплітуди та кутової частоти коливань коробу

З двомірного перерізу поверхнею відгуку при взаємовпливі факторів видно, що ефективність грохочення вібраційно-ударної машини з невтримним зв'язком між ситом і коробом зростає за умови збільшення як амплітуди коливань коробу, так і її частоти, досягаючи свого максимуму у 92,6 % при амплітуді коливань 0,0022 м та частоті 125,6 с^{-1} , що відповідає прискоренню 35 $\text{м}/\text{с}^2$, а потім починає зменшуватись досягаючи свого мінімального значення у 76 %, причому, зміна амплітуди коливань коробу більше впливає на ефективність грохочення ніж частота.

Для визначення дії динамічних параметрів коробу вібраційно-ударної машини з невтримним зв'язком між ним і ситом на поглинаючу здатність сіячої поверхні була проведена серія експериментів при постійному значенні висоти шару матеріалу $H_{\text{ш}} = 60$ мм, що транспортується, варіюючи амплітудою вимушених направлених гармонійних коливаннях коробу та їх кутової частоти. Задля оцінки

відмінності перебігу процесу, дослід повторювався в умовах однакових динамічних параметрів коробу грохоту при закріпленій сіячій поверхні.

В якості матеріалу використовувався відсів агломерату, який поділявся на дві окремі навіски однакової маси, гранулометричний склад котрих підбирався з умови наявності в шарі шихти, що розсівається, стовідсотково вмісту легко- та важкогрозотних частинок, виходячи з співвідношення розміру частинки до діаметру отвору сита (5 мм), за рекомендаціями наведеними у [21], було сформовано наступний гранулометричний склад навісок: I – 2...3 мм ($d_i/d_{\text{отв}} = 0,4 \dots 0,6$ – легкогрозотні частинки); II – 4...5 мм ($d_i/d_{\text{отв}} = 0,8 \dots 1$ – важкогрозотні частинки).

Підготовлена навіска монофракційного відсіву агломерату завантажувалась в бункер 1 (див. рис. 4.2) без перегородки 3, шаром висотою $H_{\text{ш}} = 60$ мм пропускалаь через грохот, підрешиний продукт збирався в приймальний бункер і зважувався. За результатами експерименту визначалась поглинаюча здатність сіячої поверхні

$$q_i = \frac{m_i}{S_{\text{ж.п}} \cdot t} \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}, \quad (4.35)$$

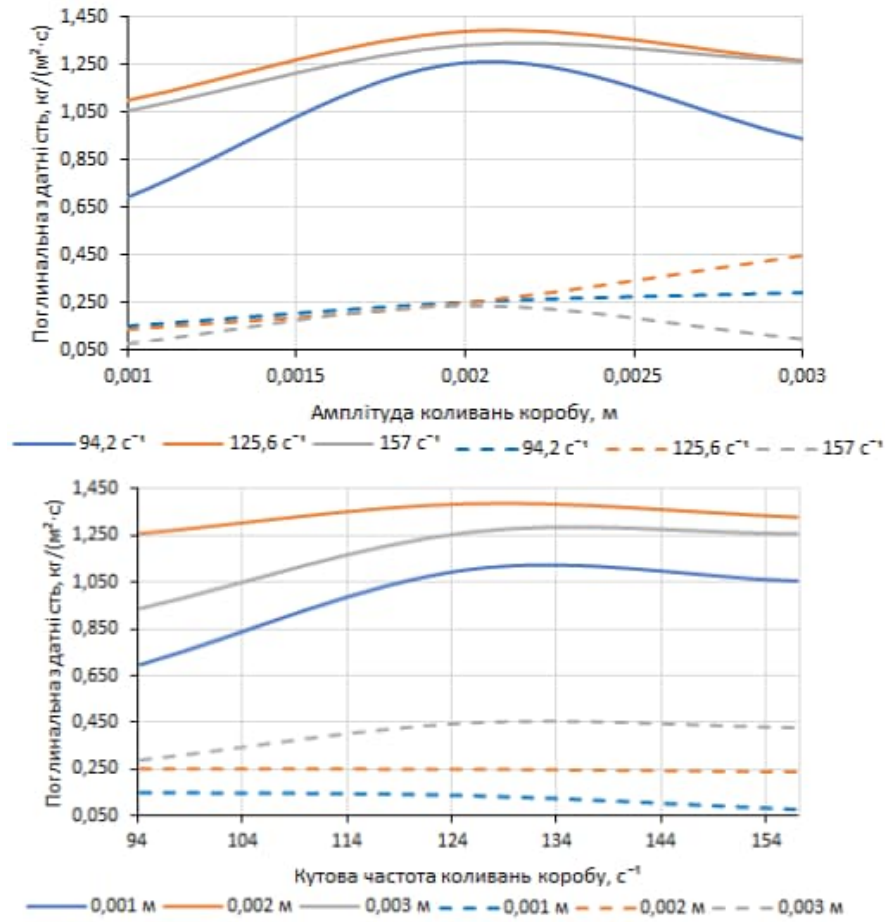
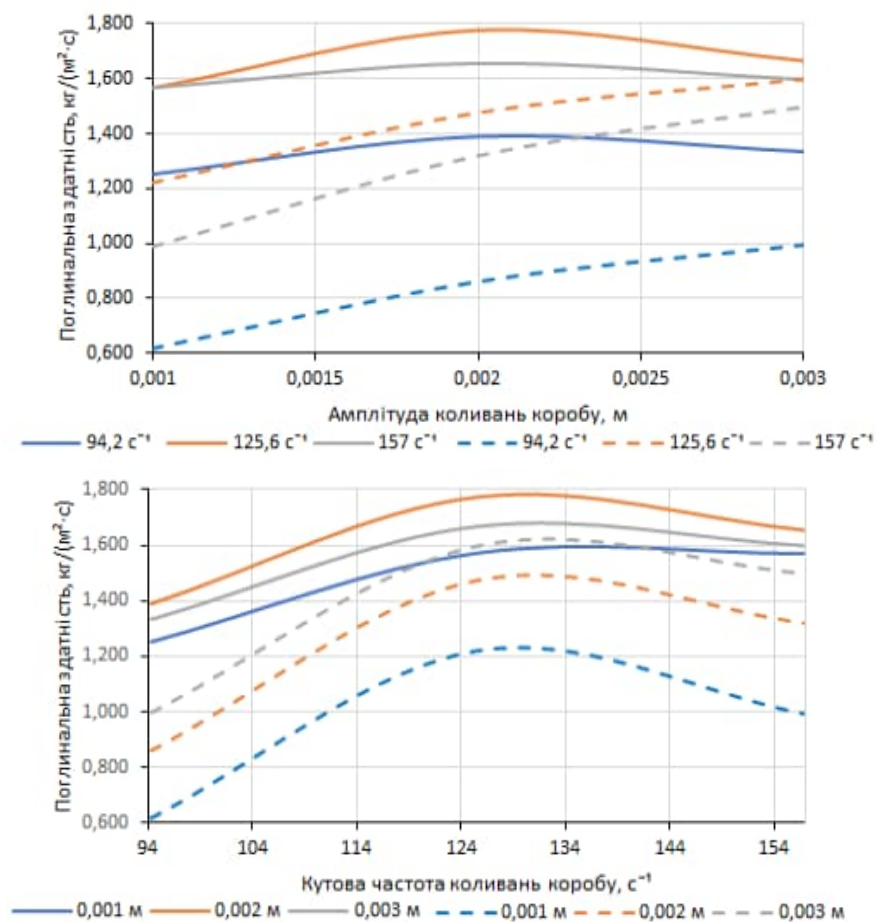
де m_i – маса i -ї фракції, що пройшла через сіячу поверхню, кг; $S_{\text{ж.п}}$ – площа живого перетину сіячої поверхні, м²; t – час впливу на матеріал вібраційної дії, с.

Аналіз отриманих залежностей (рис. 4.17) дозволив встановити, що вібраційно-ударна дія на матеріал, який транспортується по вільно укладеній сіячій поверхні, на відміну від закріпленої, призводить до збільшення її поглинальної здатності в середньому на 24,5 % для легкогрозотних та 77,8 % для важкогрозотних частинок, причому, закономірність зменшення поглинаючої здатності сіячої поверхні при переході на важкогрозотний матеріал зберігається і становить в середньому 26 %. Функціональні залежності від обраних аргументів мають на всьому діапазоні визначення функції нелінійний характер та набувають екстремуму 1,78 кг/(м²·с) при амплітуді коливань у 0,0022 м, кутовій частоті 127 с⁻¹, що відповідає прискоренню 35,4 м/с², подальше збільшення амплітуди чи кутовою частоти призводить до зменшення поглинальної здатності на 2,3...5,5 %. [22]

4.6 Висновки

Проведені лабораторні дослідження дозволили одержати наступні результати:

- розроблена діюча лабораторна модель вібраційного грохоту, яка дозволяє змодельовати вплив вібраційно-ударної дії на сипкий матеріал, що транспортується по сіячій поверхні, котра має невтримний зв'язком з коробом, змінюючи його кінематичні та динамічні параметри в широкому діапазоні, контролюючи основні технологічні показники та динамічні параметри сита.
- отримано емпіричну залежність часу несталого руху сіячої поверхні від прискорення коливань коробу в діапазоні від 18 до 47 м/с², яка дозволила встановити, що зі збільшенням частоти коливань коробу час несталого руху сіячої поверхні зменшується за степеневим законом;
- отримані осцилограми прискорення сіячої поверхні, які дозволили встановити, що зі збільшенням прискорення коливань коробу середнє прискорення, швидкість руху та амплітуда переміщення матеріальної точки сіячої поверхні збільшуються, маючи стале зростання в діапазоні прискорень коробу від 18,5 до 33 м/с², після подолання котрого з'являється уповільнення зміни досліджуваних параметрів;
- виконана перевірка адекватності математичної моделі динамічного стану системи з невтримним зв'язком між ситом і коробом шляхом порівняльної оцінки теоретично розрахованих кінематичних та динамічних параметрів сіячої поверхні від кінематичних та динамічних параметрів коробу, її геометричних характеристик та механічних властивостей, з аналогічними показниками, отриманими на фізичній моделі, за результатами котрої встановлено, що похибка між відповідними значеннями склала в середньому 8,5 %, що свідчить про її адекватність;



а)

б)

— Вільно укладена сіяча поверхня — — — — Закріплена сіяча поверхня

а - легкогροхотні частинки (фракція 2...3 мм); б - важкогροхотні частинки (фракція 4...5 мм)

Рисунок 4.17 – Залежність поглинаючої здатності сіячої поверхні від амплітуди та кутової частоти коливань коробу

- отримано закони переміщення точок сіячої поверхні в діапазоні прискорення коливань коробу від 18 до 47 м/с², які показують що точки завантажувальної та розвантажувальної частин сіячої поверхні рухаються у протифазі на всьому діапазоні прискорень коливань коробу та незначною мірою зміщується в напрямку синфазності при їх збільшенні, це вказує на поворотне-обертальний (голопуючий) рух вільно укладеної сіячої поверхні при динамічне стійких лінійно направлених гармонійних коливаннях коробу, а збільшення енергетики процесу призводить до переходу на зворотно-поступальну форму, що підтверджує достовірність теоретичних досліджень руху сіячої поверхні в просторі, утвореним підситником;
- отримано функціональні залежності інтенсивності сегрегації та дифузії в шарі сипкого матеріалу, який знаходиться під вібраційно-ударною дією, від амплітуди та кутової частоти коливань коробу, які дозволили встановити, що ефект розділення сипкого матеріалу за крупністю та перемішування в шарі матеріалу є результатом одночасного протікання процесів сегрегації та дифузії, причому доставка дрібних фракції на контакт з сіячою поверхнею відбувається переважно за рахунок сегрегації на всьому діапазоні амплітуд та кутової частоти вимушених коливань коробу;
- одержано математичні моделі, які відображають вплив амплітуди та кутової частоти вимушених коливань коробу, на інтенсивність сегрегації та дифузії в шарі сипкого матеріалу під впливом вібраційно-ударної дії, при 20 % рівні значності, які дозволили встановити що найбільший вплив на внутрішньосарові процеси має амплітуда коливань коробу, а для інтенсивної доставки дрібних фракцій на контакт з вільно укладеною сіячою поверхнею слід забезпечити режим коливань з прискоренням 32 м/с² при амплітуді 0,002 м;
- отримано функціональні залежності транспортної продуктивності вібраційно-ударної машини з невідстримним зв'язком між ситом і коробом

від амплітуди та кутової частоти його коливань, які дозволили встановити, що в досліджуваній області визначення функції транспортна продуктивність має стійку залежність від амплітуди коливань коробу та кутової частоти, а функціональна залежність має екстремальний характер, причому, необхідну швидкість транспортування матеріалу, котрий розсівається, слід забезпечувати шляхом більшого кута нахилу сіячої поверхні в зв'язку з особливостями режиму її галопування;

- одержано математичну модель, яка пов'язує транспортну продуктивність вібраційно-ударних машини з невтримним зв'язком між ситом і коробом з амплітудою та кутовою частотою його вимушених коливань при 20 % рівні значності, яка дозволила визначити, що максимальна транспортна продуктивність забезпечується при режимі коливань з прискоренням $28...32 \text{ м/с}^2$ при амплітуді 0,002 м;
- виконана перевірка адекватності методики розрахунку межного розміру частинки матеріалу, більше котрого заклинювання не відбувається. Встановлено, що при використанні фракції менше межного значення заклинювання частинками матеріалу отворів сіячої поверхні досягає 43...81 %, що вказує на достовірність методики;
- виконана перевірка адекватності математичної моделі процесу самоочищення сіячої поверхні. Встановлено, що значення прискорення, яке забезпечує максимальне самоочищення, менше за розрахункове на 8 %;
- отримано функціональні залежності коефіцієнта забиваності від амплітуди та кутової частоти коливань коробу з вільно укладеною та закріпленою сіячою поверхнею, встановлено що при вібраційно-ударній дії з невтримним зв'язком між ситом і коробом при його однакових динамічних параметрах коефіцієнт забиваності в середньому в 7...10 разів менше, це свідчить про більш ефективне протікання процесу самоочищення апертури сіячої поверхні;
- одержано математичну модель, що пов'язує коефіцієнт забиваності сіячої поверхні вібраційно-ударних машини з невтримним зв'язком між

ситом і коробом з амплітудою та кутовою частотою його вимушених коливань при 20 % рівні значності, яка дозволила встановити, що інтенсифікація процесу очищення відбувається за умови збільшення як амплітуди коливань коробу, так і її частоти, причому, враховуючи енергоефективність та результативність процесу очищення, найбільш прийнятним значенням коефіцієнта забиваності є 0,2 %, який забезпечується амплітудою коливань 0,0018...0,0022 м при частоті 94,2...102 с⁻¹, що відповідає прискоренням від 16 до 23 м/с² та 0,0022 м при частоті 125,6 с⁻¹, що еквівалентне прискоренню 35 м/с²;

- встановлено функціональні залежності ефективності грохочення від амплітуди та кутової частоти коливань коробу з вільно укладеною та закріпленою сіячою поверхнею, які показують, що при однакових динамічних параметрах коробу ефективність грохочення вібраційно-ударної машини з невтримним зв'язком між коробом і ситом перевищує ефективність грохочення грохоту з закріпленою сіячою поверхнею в середньому на 29 %, це підтверджує факт інтенсифікації внутрішньошарових процесів, такі як сегрегація та дифузія, причому першу в більшій ступені, призводячи до прискорення доставки дрібних фракції на контакт з сіячою поверхнею та їх подальшим відсівом при вібраційно-ударній дії на шар сипкого матеріалу, який транспортується по вільно укладеній сіячій поверхні;
- одержано математичну модель, що пов'язує ефективність грохочення вібраційно-ударної машини з невтримним зв'язком між ситом і коробом з амплітудою та кутовою частотою його вимушених коливань при 20 % рівні значності, яка дозволила встановити, що ефективність грохочення зростає за умови збільшення як амплітуди коливань коробу, так і її частоти, досягаючи свого максимуму у 92,6 % при амплітуді коливань 0,0022 м та частоті 125,6 с⁻¹, що відповідає прискоренню 35 м/с², причому, зміна амплітуди коливань коробу більше впливає на ефективність грохочення ніж частота;

- визначено функціональні залежності поглинаючої здатності сіячої поверхні від амплітуди та кутової частоти коливань коробу з вільно укладеним та закріпленим ситом, які демонструють що вібраційно-ударна дія на матеріал, який транспортується по вільно укладеній сіячій поверхні, на відміну від закріпленої, призводить до збільшення її поглинальної здатності в середньому на 24,5 % для легкогрохотних та 77,8 % для важкогрохотних частинок, причому, при переході на важкогрохотний матеріал поглинаюча здатності сіячої поверхні зменшується в середньому на 26 %, максимальне значення поглинальної здатності в $1,78 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ набувається при амплітуді коливань у $0,0022 \text{ м}$, кутовій частоті 127 с^{-1} , що відповідає прискоренню $35,4 \text{ м}/\text{с}^2$.

4.7 Список використаних джерел

1. Учитель С. А., Лялюк В. П., Пополов Д. В. Сортировка металлургических шихт на вибрационных грохотах. Саарбрюккен: Palmarium Academic Publishing, 2014. 413 с.
2. Федоровский Н. В. Разработка АСУ ТП окускования железных руд. Киев: Знание, 1978. 20 с.
3. Мных А. С. Повышение энергоэффективности тепловых процессов окускования сыпучих материалов при интенсификации сегрегации в стационарных слоях: дис. Д-ра техн. Наук: 05.14.06. Запорожье, 2016. 355 с.
4. Учитель А. Д., Гущин В. В. Вибрационный выпуск горной массы. М: Недра, 1981. 232 с.
5. Касаткин А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. М: Химия, 1973. 752 с.
6. Upton G., Cook I. Understanding statistics. U.S.A: Oxford University Press, 2003. 657 p.
7. Moore D. S. Introduction to the practice of statistics. 6th ed. New York: W. H. Freeman and Company, 2009. 166 p.

8. Maxfield B. Engineering with 227athcad. Great Britain: Elsevier, 2006. 494 p.
9. Засельський В. Й., Пополов Д. В. Лабораторні дослідження динамічного стану жорсткої сіячої поверхні, діючої в вібраційно-ударному полі. *Вісник Приазовського Державного Технічного Університету. Серія: Технічні науки*, 1(49), 152–160. DOI: <https://doi.org/10.31498/2225-6733.49.1.2024.321237>
10. Учитель А. Д. Создание высокоэффективных вибрационных машин для подготовки металлургических шихт: Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. Днепропетровск, 1992. 511 с.
11. Зелов Е. А. Разработка и внедрение высокопроизводительных шихтовых грохотов с неоднородным полем траекторий: Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Кривой Рог, 1986. 208 с.
12. Сортировка минерального сырья и шихт на вибрационных грохотах: монография / А. Д. Учитель и др. Днепропетровск: Пороги, 1998. 194 с.
13. Учитель С. А., Лялюк В. П., Пополов Д. В. Сортировка металлургических шихт на вибрационных грохотах. Саарбрюккен: Palmarium Academic Publishing, 2014. 413 с.
14. Краснов Д. А. Теоретические основы и расчетные формулы определения веса проб. Недра, 1969. 124 с.
15. Винарский М. С., Лурье М. В. Планирование эксперимента в технических исследованиях. Киев: Техніка, 1975. 168 с.
16. Ахназарова С. Л., Кафаров В. В. Оптимизация эксперимента в химии и химической технологии: Учебное пособие для химико-технологичес. Вузов. Высшая шк., 1978. 319 с.
17. Засельський В. Й., Пополов Д. В. Лабораторні дослідження внутрішньосферних процесів в шихтових матеріалах при впливі вібраційно-ударної дії. *Теорія і практика металургії*. 2023. № 1. С. 70–75. DOI: <https://doi.org/10.34185/tpm.1.2023.10>
18. Zaselskyi V., Popolov D. Investigation of intralayer processes during material processing on vibratory-impact screens. *V International scientific congress «Society of ambient intelligence 2022»*: Матеріали міжнародної наукової конференції, Кривий Ріг, 17–21 October 2022.

19. Удосконалення обладнання та процесів вуглепідготовки і коксосортування металургійного виробництва: монографія / В. Й. Засельський, Д. В. Пополов та ін. Кривий Ріг: Літерія, 2019. 203 с.
20. Zaselskyi V., Popolov D. Laboratory studies on the effect of vibro-impact action of the screening surface on the main technological indicators of metallurgical raw material screening. *Теорія і практика металургії*. 2025. No. 1. P. 60–65. DOI: <https://doi.org/10.15802/tpm.1.2025.08>
21. Иткин Г. Е. Контроль крупности минерального сырья автоматическими гранулометрами. Недра, 1986. 88 с.
22. Засельський В. Й., Пополов Д. В. Лабораторні дослідження ефективності грохочення залізовмісної сировини на грохоті з вільно укладеною сіячою поверхнею. *Теорія і практика металургії*. 2023. № 2. С. 51–57. DOI: <https://doi.org/10.34185/tpm.2.2023.08>

РОЗДІЛ 5

ВИЗНАЧЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ СІЯЧОЇ ПОВЕРХНІ ТА ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ГРОХОТУ ПРИ ВІБРАЦІЙНО-УДАРНИХ КОЛИВАННЯХ

Сіячі поверхні та амортизуючі пружні елементи є ключовими складовими вібраційного грохоту, які визначають його ефективність та довговічність. У цьому розділі розглянуто питання, пов'язані з їхньою працездатністю в умовах дії вібраційно-ударних коливань.

Для проведення досліджень в якості сіячої поверхні було обрано сито, виготовлене з полімерного матеріалу, який широко застосовується в технологічних процесах металургійного виробництва, зокрема при сортуванні коксу, вапняку та коксового горішка. Порівняно з металевими ситами, питання тертя, зношення та експлуатаційного ресурсу полімерних сит досі залишаються недостатньо вивченими [1-5].

Окрім цього, одним із важливих аспектів проектування вібраційних машин є вибір оптимальних параметрів пружних віброізолюючих елементів. Вони мають забезпечувати необхідний режим коливань робочого органу та ефективне зниження динамічних навантажень, що передаються на несучі конструкції або фундамент.

Відповідно до зазначених вимог, важливим завданням є забезпечення незв'язаних вільних або ударних коливань у процесі роботи вібраційної машини. Це, своєю чергою, потребує відповідного розподілу жорсткості пружних елементів за вертикальною та горизонтальною складовими [6-9]. Однак, на теперішній час гвинтові циліндричні пружини недостатньо досліджені з цієї точки зору, а методи їх розрахунку, що враховують зсув опорних витків, залишаються недостатньо розробленими.

5.1 Визначення зносу та терміну служби полімерної сіячої поверхні грохоту

Дослідження механізму та основних закономірностей зносу сіячої поверхні грохоту, виготовленої на основі полімерів, складаються з двох завдань: перше — визначення зносу, що впливає на основні розміри сіячої поверхні; друге — визначення терміну служби виробу. У першому випадку, при зміні розмірів сіячої поверхні змінюються її власні коливання, які при рівності з вимушеними коливаннями корпусу грохоту забезпечують необхідний вібраційно-ударний вплив, що сприяє самоочищенню апертури сіячої поверхні від застряглого матеріалу. У другому випадку термін служби сіячої поверхні залежить, окрім діючих навантажень, безпосередньо від фізико-механічних характеристик самого полімеру, з якого вона виготовлена.

За характером основного процесу знос сіячої поверхні, виготовленої з полімерів, може бути розділений на абразивний і втомний. Часто при оцінці абразивного зносу полімерів використовується критерій потужності (добуток тиску на швидкість ковзання). У разі коли тиск постійний, знос залежить від швидкості ковзання. В інших роботах, присвячених визначенню зносу робочого органу при вібротранспортуванні матеріалів [10, 11], встановлено, що величина питомої роботи сил тертя A_T на контакті «сіяча поверхня - шихтовий матеріал» за період коливань T також пропорційна швидкості ковзання

$$A_T = \int_0^T F(t) \cdot \dot{\xi}_1(t) dt \text{ Дж/м}^2, \quad (5.1)$$

де $F(t)$ – миттєве значення питомої сили тертя абразивного матеріалу на контакті з сіячою поверхнею, Н/м²; $\dot{\xi}_1(t)$ – миттєва швидкість відносного прослизання матеріалу, м/с.

Таким чином, враховуючи вираз (5.1) основним завданням є визначення сил тертя матеріалу на контакті з сіячою поверхнею, а також визначення швидкості

відносного прослизання матеріалу. Врахування всіх факторів вібраційного впливу при розрахунку зазначених параметрів надзвичайно складний, щоб уникнути розгляду внутрішніх сил у шарі матеріалу, скористаємося такими припущеннями:

- залежність загасання амплітуд вертикальних та горизонтальних коливань у шарі є експоненційною та в діапазоні частот $\omega = 70 \dots 120 \text{ с}^{-1}$ зберігає постійне значення;
- при прослизанні матеріалу в будь-який момент часу сила тертя визначається законом Кулона (у нашому випадку це допустимо, тому що температурний режим постійний і не перевищує в середньому $50 \text{ }^{\circ}\text{C}$)

$$F(t) = f \cdot N(t) \text{ Н/м}^2, \quad (5.2)$$

де f – коефіцієнт тертя; $N(t)$ – питома нормальна реакція сіячої поверхні, Н/м^2 .

Розглянемо рух елемента об'єму шару матеріалу щодо сіячої поверхні, нахиленої під деяким кутом α до горизонту, яка здійснює коливання по круговій траєкторії (рис. 5.1).

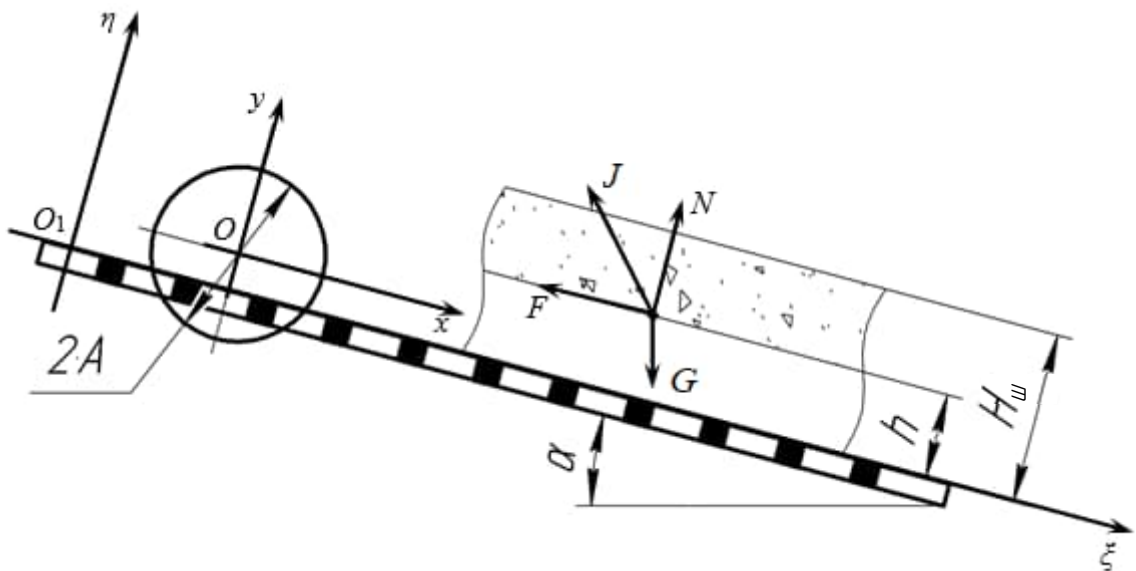


Рисунок 5.1 – Розрахункова схема

У нерухомій системі координат xOy рівняння траєкторії переміщення точок сіячої поверхні в параметричному вигляді складе

$$\begin{cases} x(t) = A \cdot \cos(\omega t) \\ y(t) = A \cdot \sin(\omega t), \end{cases} \quad (5.3)$$

де A – амплітуда коливань, м; ω – частота коливань с^{-1} .

Проекції абсолютного переміщення матеріалу на висоті h з урахуванням прийнятого припущення про закон загасання коливань за відсутності відносного прослизання матеріалу по вібруючій сіячій поверхні визначаються як

$$\begin{cases} x(h) = x \cdot e^{-\beta_z \cdot h} = A \cdot \cos(\omega t) \cdot e^{-\beta_z \cdot h} \\ y(h) = y \cdot e^{-\beta_e \cdot h} = A \cdot \sin(\omega t) \cdot e^{-\beta_e \cdot h}, \end{cases} \quad (5.4)$$

де β_z і β_e – коефіцієнти згасання поперечних та поздовжніх коливань у шарі шихтового матеріалу відповідно, м^{-1} [12].

У рухомій системі координат $\eta O_1 \xi$, пов'язаної з сіячою поверхнею, що коливається, рівняння відносного руху шару матеріалу товщиною $H_{\text{ш}} - h$, розташованого на висоті h від площини сіячої поверхні за відсутності його прослизання або відриву будуть

$$\begin{cases} m \cdot \ddot{\xi} = m \cdot g \cdot \sin \alpha + m \cdot \ddot{x}(t) - F(t, h) \\ m \cdot \ddot{\eta} = -m \cdot g \cdot \cos \alpha - m \cdot \ddot{y}(t) + N(t, h), \end{cases} \quad (5.5)$$

де m – маса матеріалу в шарі товщиною $H_{\text{ш}} - h$, кг; $F(t, h)$ та $N(t, h)$ – сила тертя та нормальна реакція на висоті h відповідно, Н; $\ddot{\xi}$ та $\ddot{\eta}$ – середнє відносне прискорення шару матеріалу, $\text{м}/\text{с}^2$.

З урахуванням (5.3), беручи до уваги припущення (5.2), система (5.5) набуде вигляду

$$\begin{cases} m \cdot \ddot{\xi} = m \cdot g \cdot \sin \alpha + m \cdot A \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega t) - f \cdot N(t, h) \\ m \cdot \ddot{\eta} = -m \cdot g \cdot \cos \alpha - m \cdot A \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega t) + N(t, h). \end{cases} \quad (5.6)$$

Середнє відносне прискорення у шарі матеріалу $\ddot{\xi}$ та $\ddot{\eta}$ отримуємо інтегруванням відносного прискорення матеріалу за висотою h у межах від h до $H_{\text{ш}}$:

$$\ddot{\xi} = \frac{1}{H_{\text{ш}} - h} \cdot \int_h^{H_{\text{ш}}} \frac{d^2 x(h)}{dt^2} dh + \frac{d^2 x(t)}{dt^2}; \quad (5.7)$$

$$\ddot{\eta} = \frac{1}{H_{\text{ш}} - h} \cdot \int_h^{H_{\text{ш}}} \frac{d^2 y(h)}{dt^2} dh + \frac{d^2 y(t)}{dt^2}. \quad (5.8)$$

Враховуючи (5.3) і (5.4) вирази (5.7) та (5.8) набудуть вигляду

$$\ddot{\xi} = \frac{A \cdot \omega^2}{(H_{\text{ш}} - h) \cdot \beta_z} \cos(\omega t) \cdot (e^{-\beta_z \cdot H_{\text{ш}}} - e^{-\beta_z \cdot h}) - A \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega t) \text{ м/с}^2; \quad (5.9)$$

$$\ddot{\eta} = \frac{A \cdot \omega^2}{(H_{\text{ш}} - h) \cdot \beta_g} \sin(\omega t) \cdot (e^{-\beta_g \cdot H_{\text{ш}}} - e^{-\beta_g \cdot h}) + A \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega t) \text{ м/с}^2. \quad (5.10)$$

Підставляючи (5.10) в (5.6), визначаємо вирази для сили нормальної реакції в момент часу, коли матеріал знаходиться на вібруючій сіячій поверхні, виражаючи масу матеріалу в шарі як

$$m = \rho \cdot S \cdot (H_{\text{ш}} - h) \text{ кг}, \quad (5.11)$$

де ρ – насипна щільність матеріалу, кг/м³; S – площа основи шару матеріалу, м²; $(H_{\text{ш}} - h)$ – висота шару, м

$$N(t, h) = \rho \cdot S \cdot (H_{\text{ш}} - h) \cdot g \cos \alpha + \frac{\rho \cdot S \cdot A \cdot \omega^2}{\beta_{\epsilon}} \cdot \sin(\omega t) \times \\ \times (e^{-\beta_{\epsilon} \cdot H_{\text{ш}}} - e^{-\beta_{\epsilon} \cdot h}). \quad (5.12)$$

На етапі ковзання рух шару матеріалу описується першим рівнянням системи (5.6), яке відрізняється тим, що прискорення $\ddot{\xi}$, являє собою середнє прискорення шару за наявності прослизання, а нормальна реакція $N(t, h)$ приймає значення відповідне $h = 0$. Оскільки матеріал контактує з перфорованою поверхнею, що просіває, необхідно враховувати її живий переріз за допомогою коефіцієнта

$$K_{\text{жп}} = \frac{S_{\text{отв}}}{S_{\text{сита}}}, \quad (5.13)$$

де $K_{\text{жп}}$ – коефіцієнт живого перерізу сіячої поверхні; $S_{\text{отв}}$, $S_{\text{сита}}$ – відповідно площа отворів і самого сита, м^2 .

Враховуючи вище викладене, перше рівняння системи (5.6) та вираз (5.12) приймуть вид

$$m \cdot \ddot{\xi}_1 = m \cdot g \cdot \sin \alpha + m \cdot A \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega t) - f \cdot N(t); \quad (5.14)$$

$$N(t) = \left[\rho \cdot S \cdot H_{\text{ш}} \cdot g \cos \alpha + \frac{\rho \cdot S \cdot A \cdot \omega^2}{\beta_{\epsilon}} \cdot \sin(\omega t) \cdot (e^{-\beta_{\epsilon} \cdot H} - 1) \right] \times \\ \times (1 - K_{\text{жп}}) H. \quad (5.15)$$

Сили тертя під час ковзання дорівнюють гранично можливим і визначаються співвідношеннями

$$F = \begin{cases} -f \cdot N & \text{при } \dot{\xi}_1 > 0 \\ f \cdot N & \text{при } \dot{\xi}_1 < 0. \end{cases} \quad (5.16)$$

Підставляючи (5.11) і (5.15) у вираз (5.14) беручи до уваги умову (5.16), отримуємо вираз для визначення середнього прискорення шару при наявності прослизання

$$\begin{aligned} \ddot{\xi}_1(t)_{\pm} = & g \cdot \sin \alpha + A \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega t) \mp f \cdot g \cos \alpha \cdot (1 - K_{\text{жп}}) \mp f \times \\ & \times \frac{A \cdot \omega^2}{\beta_{\text{е}} \cdot H_{\text{ш}}} \cdot \sin(\omega t) \cdot (e^{-\beta_{\text{е}} \cdot H_{\text{ш}}} - 1) \cdot (1 - K_{\text{жп}}) \text{ м/с}^2. \end{aligned} \quad (5.17)$$

Інтегруючи (5.17) отримуємо відносну швидкість матеріалу при проковзуванні, яка після перетворення набуде вигляду

$$\begin{aligned} \dot{\xi}_1(t)_{\pm} = & \int \ddot{\xi}_1(t) dt = g \cdot t \cdot \sin \alpha + A \cdot \omega \cdot \sin(\omega t) \mp f \cdot t \cdot g \cdot \cos \alpha \times \\ & \times (1 - K_{\text{жп}}) \pm f \cdot \frac{A \cdot \omega}{\beta_{\text{е}} \cdot H_{\text{ш}}} \cdot \cos(\omega t) \cdot (e^{-\beta_{\text{е}} \cdot H_{\text{ш}}} - 1) \cdot (1 - K_{\text{жп}}) + C \text{ м/с}. \end{aligned} \quad (5.18)$$

Постійну інтегрування знаходимо з початкових умов

$$\dot{\xi}_1(t^*) = \dot{\xi}_1^*, \quad (5.19)$$

де $\dot{\xi}_1^*$ – початкова швидкість шару матеріалу на етапі ковзання, м/с.

Тоді вираз (5.18) набуде вигляду

$$\begin{aligned} \dot{\xi}_1(t)_{\pm} = & g \cdot \sin \alpha \cdot (t - t^*) + A \cdot \omega \cdot (\sin(\omega t) - \sin(\omega t^*)) \mp f \times \\ & \times g \cdot \cos \alpha \cdot (1 - K_{\text{жп}}) \cdot (t - t^*) \pm f \cdot \frac{A \cdot \omega}{\beta_{\text{е}} \cdot H_{\text{ш}}} \cdot (e^{-\beta_{\text{е}} \cdot H_{\text{ш}}} - 1) \cdot (1 - K_{\text{жп}}) \times \\ & \times (\cos(\omega t) - \cos(\omega t^*)) + \dot{\xi}_1^* \text{ м/с}. \end{aligned} \quad (5.20)$$

Враховуючи (5.15) і (5.2) миттєве значення питомої сили тертя абразивного матеріалу на контакті з сіячою поверхнею складе

$$F(t) = f \cdot (1 - K_{жп}) \cdot \left[\rho \cdot H_{ш} \cdot g \cos \alpha + \frac{\rho \cdot A \cdot \omega^2}{\beta_e} \cdot \sin(\omega t) \times \right. \\ \left. \times (e^{-\beta_e \cdot H_{ш}} - 1) \right] \text{ Н/м}^2. \quad (5.21)$$

Підставляючи (5.20) і (5.21) у вираз (5.1) і інтегруючи на етапі ковзання вперед від δ_+ до φ_+ , а на етапі ковзання назад від δ_- до φ_- , отримаємо питому роботу сили тертя на контакті «сіяча поверхня-шихтовий матеріал»

$$A_T = \int_{\delta_+}^{\varphi_+} F(t) \cdot \dot{\xi}_+(t) dt - \int_{\delta_-}^{\varphi_-} F(t) \cdot \dot{\xi}_-(t) dt \text{ Дж/м}^2. \quad (5.22)$$

Знаючи питому роботу тертя A_T за період коливань, знайдемо питому роботу тертя під час роботи грохоту протягом τ годин

$$A_\tau = 3600 \cdot A_T \cdot \frac{\omega}{2 \cdot \pi} \cdot \tau \text{ Дж/м}^2. \quad (5.23)$$

Тоді величина зношування на контакті «сіяча поверхня - шихтовий матеріал» може бути визначено як

$$I = K_u \cdot A_\tau \text{ м}, \quad (5.24)$$

де K_u – коефіцієнт, що визначається експериментально для взаємодіючої пари «сіяча поверхня - шихтовий матеріал», $\text{м}^3/\text{Дж}$.

Отримані формули дозволяють визначити зношування сита по висоті його поверхні, але крім поверхневого зношування, відбувається зношування стінок отворів сита. Причиною зношування стінок отворів сита є взаємодія потоку частинок, що проходять через нього. Коли зношування стінок відбувається тільки за рахунок сил тертя на контакті «шихтовий матеріал - отвір сита» (у цьому випадку силами удару можна знехтувати), то величина такого зношування може бути визначена як і для

сіячої поверхні за формулою (5.1). Тільки в цьому випадку нормальна реакція стінок на матеріал відповідно до [13] визначатиметься як

$$N' = \frac{m_0 \cdot A \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha}{\Pi \cdot \delta_{\text{сп}}} \text{ Н/м}^2, \quad (5.25)$$

де Π – периметр отвору, м; $\delta_{\text{сп}}$ – товщина сіячої поверхні, м; m_0 – маса частинок, що знаходяться в отворі, яка визначиться як

$$m_0 = \frac{q \cdot \delta_{\text{сп}}}{n \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \delta_{\text{сп}}}} \text{ кг}, \quad (5.26)$$

де q – потік матеріалу, що проходить через одиницю площі сита в одиницю часу; n – кількість отворів в одиниці площі сита.

Питома сила тертя матеріалу о стінки отвору сита буде дорівнювати

$$F' = N' \cdot f = \frac{m_0 \cdot A \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha}{\Pi \cdot \delta_{\text{сп}}} \cdot f \text{ Н/м}^2, \quad (5.27)$$

У цій формулі коефіцієнт тертя приймається таким самим, як у разі визначення сили тертя при поверхневому зносі. Середня швидкість ковзання матеріалу щодо поверхні стінок дорівнюватиме

$$V_{\text{ск}} = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot h} + A \cdot \omega \text{ м/с}. \quad (5.28)$$

Підставляючи (5.27) і (5.28) у (5.1), отримаємо можливість визначити питому роботу сил сухого тертя A'_T на контакті поверхні отвору сита з матеріалом за період коливань $\omega / (2 \cdot \pi)$

$$A'_T = \left[\frac{m_0 \cdot A \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha}{\Pi \cdot \delta_{\text{сп}}} \cdot f \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \delta_{\text{сп}}} + A \cdot \omega \right) \right] \cdot \frac{\omega}{2 \cdot \pi}, \text{Дж/м}^2. \quad (5.29)$$

Тоді робота тертя за час роботи грохоту протягом τ годин за аналогією з (5.23) може бути визначена як

$$A'_\tau = 3600 \cdot A'_T \cdot \frac{\omega}{2 \cdot \pi} \cdot \tau, \text{Дж/м}^2. \quad (5.30)$$

Величина зносу стінок сіячої поверхні грохоту визначиться з урахуванням (5.29) і (5.30) як

$$I'_{\text{ст}} = K_u \cdot A'_\tau. \quad (5.31)$$

При вивченні зносу сіячої поверхні грохоту, виготовленого з полімеру, визначення зносу її поверхні та стінок має важливе значення при виборі динамічних параметрів грохоту, що дозволяють за рахунок частотного регулювання забезпечити такі коливання, які призведуть до поліпшення ефективності грохочення за рахунок зниження забиваності сіячої поверхні.

Для визначення терміну служби (необхідного на стадії проектування) сіячої поверхні, виготовленої з полімеру, можна відповідно до [1] розрахувати граничну кількість циклів n' деформації її поверхневих шарів, виходячи зі втомного руйнування матеріалу

$$n' = \left(\frac{\sigma_0 \cdot \phi}{3 \cdot f \cdot P} \right)^{t^\circ} \text{ шт}, \quad (5.32)$$

де σ_0 – міцність полімеру, Па; ϕ – відносна площа фактичного контакту, що дорівнює відношенню площі фактичного контакту S до номінальної S_n

$$\phi = \frac{S}{S_H}; \quad (5.33)$$

f – коефіцієнт тертя; P – тиск матеріалу на площу контакту, що дорівнює

$$P = N(t, h) \text{ Н/м}^2; \quad (5.34)$$

t° – коефіцієнт динамічної витривалості матеріалу, визначається експериментально в координатах $\ln \delta - \ln n'$.

Таким чином, отримані рівняння (5.24), (5.31) та вхідні до них (5.23) і (5.30) з урахуванням (5.32) є математичною моделлю розрахунку зносу та терміну служби сіячої поверхні грохоту, виготовленої з полімеру. [14]

5.2 Дослідження горизонтальної жорсткості циліндричних пружин при вібраційно-ударних навантаженнях

Хоча формула визначення вертикальної жорсткості гвинтової циліндричної пружини є добре відомою та чітко визначеною [6, 15, 16], питання щодо визначення її горизонтальної жорсткості залишається відкритим.

Так у роботі [17] для пружин з витками круглого поперечного перерізу жорсткість при зсуві визначається залежністю

$$C_x = \frac{E \cdot d^4 \cdot H}{8 \cdot D^3 \cdot i}, \quad (5.35)$$

де E – модуль пружності матеріалу, Па; d – діаметр дроту, м; H – робоча висота пружини, м; D – середній діаметр витка, м; i – кількість робочих витків.

Використавши для аналізу виразу (5.35) правило розмірності, отримаємо значення жорсткості в ньютонках, що суперечить прийнятій одиниці виміру.

Найбільшого поширення для визначення горизонтальної жорсткості пружини з круглим перерізом витка отримала залежність, запропонована в роботах [18, 19]

$$C_x = \frac{6 \cdot E \cdot I_{\Pi}}{[\pi \cdot D \cdot H_0^2 \cdot i \cdot (2 + \mu) \cdot \eta]}, \quad (5.36)$$

де I_{Π} – екваторіальний момент інерції перерізу витка, м^4 ; H_0 – висота пружини у вільному стані, м; μ – коефіцієнт Пуассона; η – розрахунковий коефіцієнт, що визначається з виразу

$$\eta = \frac{(1 - 0,625 \cdot f_y^{\text{ст}} / H_0)^2}{1 - 1,4341 \cdot f_y^{\text{ст}} \cdot H_0 / D^2 + 0,88 \cdot (f_y^{\text{ст}} / D)^2} + 0,331 \cdot \left(\frac{D}{H_0}\right)^2; \quad (5.37)$$

де $f_y^{\text{ст}}$ – статичний прогин пружини, м.

Для оцінки можливості застосування виразу (5.36) був виконаний його чисельний аналіз щодо різних номерів позицій витка пружини відповідно ГОСТ 13769-86 за умови постійного навантаження, що дорівнює 25 кН. Отримані результати зведено у табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Результати чисельного аналізу

Параметр	Значення		
Номер позиції витка пружини за ГОСТ 13769-86	203	207	210
Діаметр дроту d , мм	56	50	45
Середній діаметр витка, D , мм	504	350	235
Індекс пружини $k = D/d$	9	7	5,22
Вертикальна жорсткість витка, C_y' , Н/мм	753,6	1430	3104
Число робочих витків, i	2	4	8
Повна кількість витків, i_{Π}	3,5	5,5	9,5
Вертикальна жорсткість пружини C_y , Н/мм	376,8	357,5	388
Статичний прогин пружини $f_y^{\text{ст}}$, мм	39,05	41,16	37,92
Висота пружини у вільному стані H_0 , мм	248	334	485
Кут нахилу витка до горизонту при статичній деформації α , град.	2,765	3,16	3,89
Розрахунковий коефіцієнт η	2,2251	1,3669	1,7397
Горизонтальна жорсткість пружини C_x , Н/мм	610,2	250,6	45,6

З аналізу отриманих даних видно, що у розглянутих пружин практично з однаковою вертикальною жорсткістю, горизонтальна змінюється в 13 разів, при цьому її значення може бути менше вертикальної, що не відповідає результатам експериментальних вимірів.

Використовуючи розрахункову схему, наведену на рис. 5.2, розглянемо роботу одного робочого витка пружини, навантаженого вертикальною P_B і горизонтальною P_T силами, які будуть дорівнювати

$$P_B = m \cdot g \pm P_a \text{ Н}; \quad (5.38)$$

$$P_T = \pm P_a \text{ Н}, \quad (5.39)$$

де m – маса грохоту, що припадає на одну пружину, кг; g – прискорення вільного падіння, м/с²; P_a – активна збурювальна сила, що діє за періодичним законом, Н.

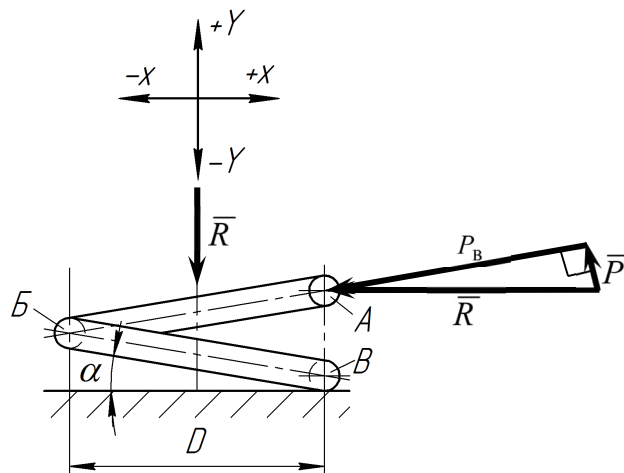


Рисунок 5.2 – Розрахункова схема витка

Внаслідок цього верхня опорна площа пружини здійснює коливання по вертикалі $\pm Y$ та горизонталі $\pm X$ (див. рис. 5.2).

По осі витка діє деформуюча сила

$$P = P_T \cdot \cos \alpha \text{ Н}, \quad (5.40)$$

а перпендикулярно силі P у площині, що проходить через вертикальну вісь витка та лінію дії сили P_r , діє сила

$$P_0 = P_r \cdot \sin \alpha \quad (5.41)$$

де α кут нахилу витка при статичній деформації (під дією маси машини, що припадає на одну пружину) до опорної площини.

Сила P_0 прагне повернути перетин A проти годинникової стрілки щодо перерізу B , але така можливість з огляду на умови закріплення опорних торців і те, що $P_0 < m \cdot g$, виключена. Верхня опорна площа постійно паралельна нижній, тому надалі силу P_0 , яка перпендикулярна силі, що діє вздовж осі витка, не враховуємо, оскільки вона не впливає на горизонтальну деформацію пружини. Сила P прагне змістити перетин A у бік перерізу B , а переріз B – віддалити від опорного перерізу B .

Визначимо горизонтальне переміщення верхнього торця пружини f_x під дією горизонтальної сили P_r , яка формує діючу по осі витка силу P (див. рис. 5.3, а), пов'язані між собою залежністю (5.40).

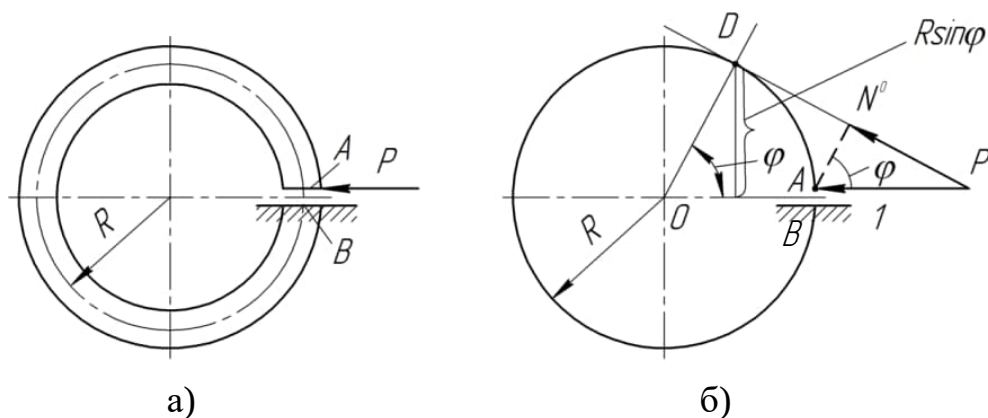


Рисунок 5.3 – Виток пружини у горизонтальній площині (а), розрахункова схема (б)

З досвіду проектування та використання пружин у вібротехніці, кут α не перевищує 4° (див. табл. 5.1), тому вважатимемо, що виток розташований чисто у

горизонтальній площині, тоді $\alpha = 0$.

Розглянемо розрахункову схему витка пружини, наведену на рис. 5.3, б і визначимо переміщення $f_{\text{пер}}$ торця A по відношенню до нерухомого торця B в горизонтальній площині під дією сили P за алгоритмом [20]

$$f_{\text{пер}} = \int_S \frac{M \cdot M^0 dS}{E \cdot I_{\Pi}} + \int_S \frac{N \cdot N^0 dS}{E \cdot F'} \text{ м}, \quad (5.42)$$

де M – момент у поточному перерізі витка (на рис. 5.2, б – перетин D) від сили P , Н·м; N – нормальне зусилля у поточному перерізі витка від сили P , Н; M^0 – момент у поточному перерізі витка від одиничної сили по лінії дії сили P , Н·м; N^0 – нормальне зусилля в поточному перерізі витка від одиничної сили по лінії дії сили P , Н; F' – площа поперечного перерізу витка, м²; S – довжина дуги AD , м.

Обчислимо M , N , M^0 , N^0 и dS

$$M = P \cdot R \cdot \sin \varphi \text{ Н·м}; \quad (5.43)$$

$$N = -P \cdot \sin \varphi \text{ Н}; \quad (5.44)$$

$$M^0 = R \cdot \sin \varphi \text{ Н·м}; \quad (5.45)$$

$$N^0 = -\sin \varphi \text{ Н}; \quad (5.46)$$

$$dS = R d\varphi. \quad (5.47)$$

Підставимо наведені значення в (5.42)

$$f_{\text{пер}} = \int_0^{2\pi} \frac{P \cdot R^3 \cdot \sin^2 \varphi d\varphi}{E \cdot I_{\Pi}} + \int_0^{2\pi} \frac{P \cdot R \cdot \sin^2 \varphi d\varphi}{E \cdot F'} =$$

$$\begin{aligned}
&= \left(\frac{P \cdot R^3}{E \cdot I_{\Pi}} + \frac{P \cdot R}{E \cdot F'} \right) \cdot \int_0^{2\pi} \sin^2 \varphi \, d\varphi = \\
&= \left(\frac{P \cdot R^3}{E \cdot I_{\Pi}} + \frac{P \cdot R}{E \cdot F'} \right) \cdot \left[\frac{1}{2} \cdot \varphi - \frac{1}{4} \cdot \sin 2\varphi \right] \Big|_0^{2\pi} = \\
&= \frac{\pi \cdot P \cdot R^3}{E \cdot I_{\Pi}} \cdot \left(1 + \frac{I_{\Pi}}{F' \cdot R^2} \right) = \frac{\pi \cdot P \cdot R^3}{E \cdot I_{\Pi}} \cdot \left(1 + \frac{i_{\rho}^2}{R^2} \right) \text{ м},
\end{aligned} \tag{5.48}$$

де i_{ρ} – радіус інерції перерізу витка, м.

Враховуючи (5.40) і те, що $f_{\text{пер}}$ — деформація витка вздовж його поздовжньої осі, горизонтальне переміщення опорного торця A може бути визначене як

$$\begin{aligned}
f_{\text{пер } x} &= f_{\text{пер}} \cdot \cos \alpha = \frac{\pi \cdot P_{\Gamma} \cdot \cos^2 \alpha \cdot R^3}{E \cdot I_{\Pi}} \cdot \left(1 + \frac{i_{\rho}^2}{R^2} \right) = \\
&= \frac{\pi \cdot P_{\Gamma} \cdot R \cdot \cos^2 \alpha \cdot (R^2 + i_{\rho}^2)}{E \cdot I_{\Pi}} \text{ м}.
\end{aligned} \tag{5.49}$$

Тоді податливість витка по горизонталі буде

$$\lambda = \frac{\pi \cdot R \cdot \cos^2 \alpha \cdot (R^2 + i_{\rho}^2)}{E \cdot I_{\Pi}} \text{ м/Н}, \tag{5.50}$$

звідки жорсткість витка у горизонтальній площині

$$C'_x = \frac{1}{\lambda} = \frac{E \cdot I_{\Pi}}{\pi \cdot R \cdot \cos^2 \alpha \cdot (R^2 + i_{\rho}^2)} \text{ Н/м}. \tag{5.51}$$

Перевіримо можливість зміщення торця A за лінією дії одиничної сили $1(P)$, як зображено на рис. 5.4.

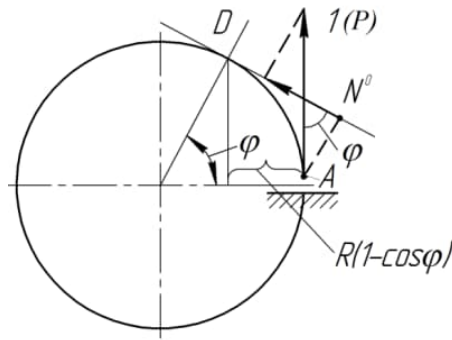


Рисунок 5.4 – Навантаження витка пружини одиничною силою перпендикулярної лінії дії сили P

З рисунка видно, що

$$M^0 = -R \cdot (1 - \cos \varphi) \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (5.52)$$

$$N^0 = -\cos \varphi \text{ Н}. \quad (5.53)$$

Підставляючи (5.43), (5.44), (5.47), (5.52), (5.53) у (5.42) отримуємо

$$\begin{aligned} f_{\text{пер} \perp} &= \frac{1}{E \cdot I_{\Pi}} \cdot \int_0^{2\pi} -P \cdot R^3 \cdot \sin \varphi \cdot (1 - \cos \varphi) d\varphi + \\ &+ \frac{1}{E \cdot F'} \int_0^{2\pi} P \cdot R \cdot \sin \varphi \cdot \cos \varphi d\varphi = \frac{P \cdot R^3}{E \cdot I_{\Pi}} \times \\ &\times \int_0^{2\pi} [-\sin \varphi + \sin \varphi \cdot \cos \varphi] d\varphi + \frac{P \cdot R}{E \cdot F'} \int_0^{2\pi} \sin \varphi \cdot \cos \varphi d\varphi = \\ &= \frac{P \cdot R^3}{E \cdot I_{\Pi}} \cdot \left(\cos \varphi + \frac{1}{2} \cdot \sin^2 \varphi \right) \Big|_0^{2\pi} + \frac{P \cdot R}{E \cdot F'} \cdot \frac{1}{2} \cdot \sin^2 \varphi \Big|_0^{2\pi} = 0. \end{aligned} \quad (5.54)$$

Переміщення верхнього торця в напрямку, перпендикулярному лінії дії горизонтальної сили відсутнє.

Застосуємо отриманий результат до гвинтових циліндричних пружин, виготовлених зі сталі круглого перерізу. Тоді жорсткість витка пружини у горизонтальній площині визначиться як

$$C'_x = \frac{E \cdot d}{2 \cdot k \cdot \cos^2 \alpha \cdot (4 \cdot k^2 + 1)} \text{ Н/м.} \quad (5.55)$$

Враховуючи, що вертикальна жорсткість витка круглого перерізу [6, 15, 16]

$$C'_y = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3} \text{ Н/м,} \quad (5.56)$$

де G – модуль зсуву Н/м², який визначається за формулою

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \mu)} \text{ Н/м}^2, \quad (5.57)$$

то з урахуванням залежностей (5.56), (5.57) залежність (5.55) набуде вигляду

$$C'_x = C'_y \frac{8 \cdot (1 + \mu) \cdot k^2}{\cos^2 \alpha \cdot (4 \cdot k^2 + 1)} \text{ Н/м.} \quad (5.58)$$

Для того щоб горизонтальна і вертикальна жорсткості були рівними, необхідно виконання умови

$$\frac{8 \cdot (1 + \mu) \cdot k^2}{\cos^2 \alpha \cdot (4 \cdot k^2 + 1)} = 1. \quad (5.59)$$

Виконання цієї умови можливе лише за $k < 1$, тобто $D < d$ — пружин з таким індексом не існує, і горизонтальна жорсткість завжди більша за вертикальну — для пружин, у яких торці завжди паралельні, і виконується співвідношення

$$\frac{H_0}{D} \leq 3. \quad (5.60)$$

Нерівність (5.60) — умова стійкості пружини від випинання [17].

Перевіримо можливість виготовлення гвинтової циліндричної пружини з витками прямокутного перерізу висотою h і шириною a , при $h > a$, що забезпечує рівність горизонтальної та вертикальної жорсткості.

Для прямокутного перерізу витка рівняння (5.51) набуде вигляду

$$C_x'' = \frac{2 \cdot E \cdot h}{\pi \cdot k_1 \cdot (3 \cdot k_1^2 + 1) \cdot \cos^2 \alpha} \text{ Н/м}, \quad (5.61)$$

де k_1 — індекс витка пружини з прямокутним перерізом

$$k_1 = \frac{D}{a}. \quad (5.62)$$

Вертикальна жорсткість витка прямокутного перерізу [17, 18]

$$C_y'' = \frac{G \cdot a^4}{\Delta \cdot D^3} \text{ Н/м}, \quad (5.63)$$

де Δ — коефіцієнт вибирається за таблицею [17, 18] залежно від значення

$$\beta = \frac{h}{a}. \quad (5.64)$$

З урахуванням (5.57) рівняння (5.63) набуде вигляду

$$C_y'' = \frac{E \cdot a}{2 \cdot (1 + \mu) \cdot \Delta \cdot k_1^2} \text{ Н/м}. \quad (5.65)$$

Прирівнявши (5.61) та (5.65), отримаємо

$$\beta \cdot \Delta = \frac{\pi \cdot (3 \cdot k_1^2 + 1) \cdot \cos^2 \alpha}{4 \cdot (1 + \mu) \cdot k_1^2}. \quad (5.66)$$

Для рівності горизонтальної та вертикальної жорсткості необхідне виконання умови (5.66). Мінімальне значення лівої частини (5.66) [17] при $\beta = 10$ становить 2,52. Максимальне значення правої частини (5.66) при $\alpha = 0$, $\mu = 0$ та мінімально рекомендованому $k_1 = 4$ не перевищує

$$\frac{\pi \cdot (3 \cdot k_1^2 + 1)}{4 \cdot k_1^2} = 2,405. \quad (5.67)$$

Отже, виготовлення гвинтової циліндричної пружини з рівними вертикальною та горизонтальною жорсткостями неможливе. Це пояснюється тим, що при вертикальній деформації витки пружини працюють на зріз, при цьому величина деформації залежить від модуля G , а при горизонтальній деформації витки пружини працюють на вигин, і величина деформації залежить від модуля E .

Горизонтальні жорсткості пружин $C_x = C'_x/i$ відповідно до розрахункової формули (5.55) для параметрів, наведених у табл. 5.1, наведені у табл. 5.2.

Таблиця 5.2 – Значення горизонтальної жорсткості пружини

Параметр	Значення		
Номер позиції витка пружини за ГОСТ 13769-86	203	207	210
Горизонтальна жорсткість пружини, Н/мм	1007,5	954,7	1033,4

З аналізу отриманих результатів видно, що відношення горизонтальної жорсткості до вертикальної для всіх трьох пружин з параметрами, наведеними в табл. 5.1, близьке до чисельного значення відношення

$$C_x/C_y = 2 \cdot (1 + \mu) \quad (5.68)$$

Чисельний аналіз (5.55), (5.61) показав, що при $\alpha = 0$ похибка не перевищує 0,5 %, тому для практичного застосування визначати горизонтальну жорсткість циліндричних витків круглого та прямокутного перерізу можна відповідно до наступних залежностей

$$C'_x = \frac{E \cdot d}{2 \cdot k \cdot (4 \cdot k^2 + 1)} \text{ Н/м}; \quad (5.69)$$

$$C''_x = \frac{2 \cdot E \cdot h}{\pi \cdot k_1 \cdot (3 \cdot k_1^2 + 1)} \text{ Н/м}. \quad (5.70)$$

Таким чином, аналіз існуючих формул для визначення горизонтальної жорсткості гвинтових циліндричних пружин показав, що вони дають некоректні результати, які призводить до значних помилок при виборі віброізолюючих опор для вібраційних машин, які працюють у режимі вібраційно-ударного навантаження. Для забезпечення коректної роботи пружин за таких умов були отримані нові аналітичні залежності, котрі визначають їх горизонтальну жорсткість при використанні витків круглого та прямокутного перерізу. Аналіз цих залежностей показав, що виготовлення гвинтової циліндричної пружини з однаковими горизонтальною та вертикальною жорсткостями є неможливим. Отже, необхідно провести додаткові дослідження, спрямовані на визначення фактичних напружень у пружині під дією вібраційно-ударних навантажень, які спричиняють зміщення її опорних торців. [21]

5.3 Визначення напруження у гвинтових циліндричних пружинах вібраційних машин при зміщенні опорних торців

У відомих методиках розрахунку гвинтових циліндричних пружин [6] за критерій міцності прийняті допустимі дотичні напруження, які порівнюють з діючими, що виникають при стиску — відстань між опорними торцями пружини змінюється, а площини опорних торців залишаються паралельними (деформація по осі у,

перпендикулярної опорним площинам пружини).

Однак, залежно від форми коливань вібраційної машини пружини можуть також зазнавати деформацію зсуву — опорні торці зміщуються відносно один одного (деформація по осі x , паралельній площині коливань і опорних торців). Найбільшу деформацію зсуву можуть зазнавати пружини вібраційних машин при вібраційно-ударних коливаннях, а також в перехідних режимах їх роботи. Максимальне напруження, яке виникає від деформації зсуву, пружина зазнає, коли її вертикальна деформація дорівнює статичній $f_y^{\text{ст}}$ — центр мас знаходиться в точці, яка приймається за початок координат вертикальної осі $y = 0$

$$f_y^{\text{ст}} = \frac{m \cdot g}{C_y} \text{ м}, \quad (5.71)$$

де m — маса вібраційної машини, що припадає на одну пружину, кг; g — прискорення вільного падіння, м/с²; C_y — вертикальна жорсткість пружини.

Горизонтальна деформація пружини у точці $y = 0$

$$f_x = \pm A_x \text{ м}, \quad (5.72)$$

де A_x — горизонтальна амплітуда коливань.

Вертикальне навантаження на пружину у робочому режимі змінюється в межах

$$P_v = (f_y^{\text{ст}} \pm A_y) \cdot C_y \quad (5.73)$$

де A_y — вертикальна амплітуда коливань, м.

Відповідно горизонтальне навантаження, що діє на пружину

$$P_r = \pm f_x \cdot C_x \quad (5.74)$$

де C_x — горизонтальна жорсткість пружини.

При $y = \pm A_y$, $f_x = 0$ та $P_r = 0$.

Як відомо, в перехідних режимах амплітуда коливань може перевищувати амплітуду робочого режиму вдесятеро [22]. Крім того, виходячи з (5.68) горизонтальна жорсткість пружини більша за вертикальну. Тому напруження в матеріалі пружини, що виникають від деформації зсуву, суттєво впливають на ресурс та надійність роботи вібраційної машини. Проте в даний час методики визначення напруження в пружинах від деформації зсуву та відповідні дослідження відсутні.

Визначимо напруження в пружині від деформації зсуву, виходячи з аналізу її роботи, у відповідності до схеми навантаження рис. 5.2 та розрахункової схеми рис. 5.3

Застосовуючи відомі залежності для визначення напруження, можна встановити, що при $\varphi = 0$ нормальне напруження $\sigma = 0$, а максимальне дотична напруження дорівнює

$$\tau_{\max} = \frac{16}{3} \cdot \frac{P}{\pi \cdot d^2} \text{ Па.} \quad (5.75)$$

При $\varphi = \pi/2$ дотичне напруження $\tau = 0$, а нормальні напруження на зовнішніх (σ_1) та внутрішніх (σ_2) волокнах будуть відповідно дорівнювати

$$\begin{cases} \sigma_1 = -(P/F) + P \cdot D \cdot z_1 / (S_{H.0} \cdot (D + d)) \\ \sigma_2 = -(P/F) - P \cdot D \cdot z_2 / (S_{H.0} \cdot (D - d)) \end{cases} \quad (5.76)$$

де F – площа перерізу, м^2 ; $S_{H.0}$ – статичний момент площі перерізу щодо нейтральної осі, м^3 ; z_1 – відстань зовнішніх волокон від нейтральної осі, м ; z_2 – відстань внутрішніх волокон від нейтральної осі, м .

При $\varphi = \pi/2$

$$\tau_{\max} = -\frac{16}{3} \cdot \frac{P}{\pi \cdot d^2}, \quad \sigma = 0;$$

$$\varphi = 3\pi/2$$

$$\tau = 0, \quad \begin{cases} \sigma_1 = (P/F) - P \cdot D \cdot z_1 / (S_{\text{н.о}} \cdot (D + d)), \\ \sigma_2 = (P/F) + P \cdot D \cdot z_2 / (S_{\text{н.о}} \cdot (D - d)), \end{cases}$$

$$\varphi = 2\pi$$

$$\tau_{\text{max}} = \frac{16}{3} \cdot \frac{P}{\pi \cdot d^2}, \quad \sigma = 0.$$

Радіус кривизни нейтрального шару для круглого перерізу [23]

$$r = d^2 / \left[4 \left(D - \sqrt{D^2 - d^2} \right) \right] \text{ м.} \quad (5.77)$$

Відстань від нейтрального шару до центру тяжіння перерізу

$$z_0 = 0,5 \cdot (D - d) \text{ м.} \quad (5.78)$$

Статичний момент

$$S_{\text{н.о}} = F \cdot z_0 \text{ м}^3. \quad (5.79)$$

Відстань волокон від нейтрального шару:

– зовнішніх

$$z_1 = \frac{d}{2} + z_0 \text{ м;} \quad (5.80)$$

– внутрішніх

$$z_2 = \frac{d}{2} - z_0 \text{ м.} \quad (5.81)$$

Отже, діючі дотичні та нормальні напруження знаходяться в межах та відповідно дорівнюють

$$\tau = \pm \frac{16}{3} \cdot \frac{P}{\pi \cdot d^2} \text{ Па}; \quad (5.82)$$

$$\sigma_1 = \pm \left[-(P/F) + P \cdot D \cdot z_1 / (S_{н.о} \cdot (D + d)) \right] \text{ Па}; \quad (5.83)$$

$$\sigma_2 = \pm \left[-(P/F) - P \cdot D \cdot z_2 / (S_{н.о} (D - d)) \right] \text{ Па}. \quad (5.84)$$

Залежності (5.83) і (5.84) необхідно застосовувати для пружин з індексом $k \leq 10$, а для пружин з $k > 10$ можна користуватися формулою прямого стрижня за рекомендаціями [23]

$$\sigma_1 = \pm (-P/F + P \cdot D/2 \cdot W) \text{ Па}; \quad (5.85)$$

$$\sigma_2 = \pm (-P/F - P \cdot D/2 \cdot W) \text{ Па}, \quad (5.86)$$

де W – момент опору перерізу вигину, м^3 .

Виконаний чисельний аналіз отриманих залежностей (5.83) та (5.84) при використанні різних типорозмірів пружин №№ 185, 188, 190, 201, 231 за ГОСТ 13769-86 для наступних умов: маса вібраційної машини, що припадає на одну пружину $m = 1500$ кг; амплітуда у робочому режимі $A = 6$ мм; амплітуда в перехідному режимі (резонанс) $A_p = 60$ мм; частота обертання валу дебалансу $n = 750 \text{ хв}^{-1}$ (для зазначених умов жорсткість пружини $C_y < 245,25 \text{ Н/мм}^2$) показав, що дотичні напруження, що виникають при стисканні, небезпек не викликають. Тільки для пружини з номером позиції витка 188 дотичні напруження від стиснення перевищують рекомендовані на 1,39 % ($[\tau] \leq 180 \text{ Н/мм}^2$). У перехідному режимі для всіх позицій дотичні напруження не перевищують рекомендованого значення 450 Н/мм^2 . Це дає підставу вважати, що руйнування наведених пружин від дотичних напружень, що виникають при стисканні, зневажливо малі.

Значення нормальних напружень, які виникають від деформації зсуву в перехідному режимі, показують, що вибір марки сталі для виготовлення пружини слід виконувати особливо ретельно. Так, з урахуванням коефіцієнтів запасу міцності при ударних навантаженнях $K_b = 2,8 \dots 5$ [23] для пружин з номерами позицій витків 185 і 188 потрібна сталь з $\sigma_b > 2100 \text{ Н/мм}^2$ (навіть для $K_b = 2,8$), але сталей з такими характеристиками в [24] не наведено. Для пружин з номерами позицій витків 190 та 201 підходить тільки сталь 65С2ВА, для якої $\sigma_b = 1860 \text{ Н/мм}^2$. Пружину з номером позиції витка 231 можна виготовити із кількох марок сталей, для яких $\sigma_b = 1165 \text{ Н/мм}^2$.

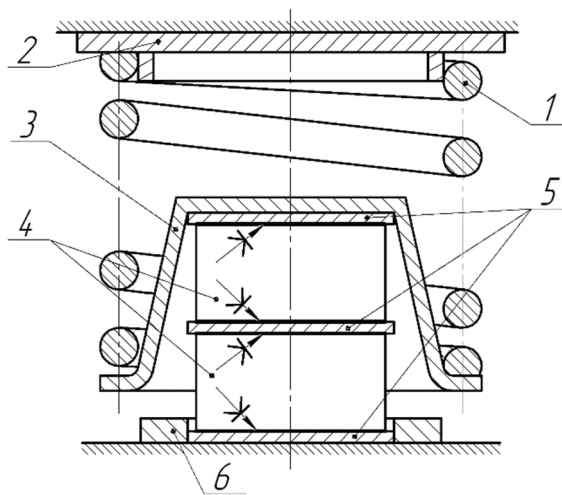
Чисельний аналіз різних типорозмірів пружин з використанням запропонованої методики розрахунку показує, що дотичні напруження, які виникають від стиснення, знаходяться в межах рекомендованих значень, а від деформації зсуву малі і ними можна знехтувати. Діючі нормальні напруження, що виникають при деформації зсуву, можуть перевищувати гранично допустимі значення. Крім цього, вважаємо за необхідне відмітити, що для пружини з номером позиції 185, для якої індекс пружини $k = 11,67857$, напруження, визначені за (5.86), становлять $\sigma_2 = 69,7 \text{ Н/мм}^2$, що на 6 Н/мм^2 або на $7,9 \%$ менше, ніж визначені за (5.84). Тому у відповідальних розрахунках за будь-яких значень індексу пружини слід користуватися залежностями (5.83) і (5.84).

Таким чином, чисельний аналіз різних типорозмірів з використанням приведеної вище методики розрахунку показує, що навіть якщо дотичні напруження, які виникають від стиснення, знаходяться в межах рекомендованих значень, то діючі нормальні напруження, які виникають від зсуву опорних торців, можуть перевищувати гранично допустимі значення. Наведена методика розрахунку дозволяє обрати необхідну гвинтову пружину стиснення для вібраційної машини з урахуванням зсуву її опорних витків, проте, очевидно, що для її надійної експлуатації необхідна розробка нового віброізолюючого елемента з рівними жорсткостями. [25]

З метою забезпечення ефективного демпфування коливань у вібраційних машинах, що генерують різноманітні просторові коливання як під впливом

вібраційно-ударних навантажень, так і примусових збуджень, на кафедрі інжинірингу з галузевого машинобудування Державного університету економіки і технологій було розроблено гумово-пружинний амортизатор стискання-зсуву з рівними жорсткостями для вібраційних машин. Запропонована конструкція амортизатора забезпечує ефективне сприйняття та демпфування коливань у різних напрямках. [26]

На рис. 5.5 зображений загальний вид амортизатора з рівними жорсткостями, який працює наступним чином.



- 1 - гвинтова циліндрична пружина; 2 - опора; 3 - стакан; 4 - гумовий елемент;
5 - металева пластина; 6 - упорний стакан

Рисунок 5.5 – Гумове-пружинний амортизатор стискання-зсуву з рівними жорсткостями для вібраційних машин

При коливаннях робочого органу (не зображений) його вібропереміщення через опору 2 передається на гвинтову циліндричну пружину 1 та через стакан 3 на гумовий елемент 4 зі здійсненням подовжньої та поперечної їх деформації. За рахунок роботи на стиснення та зсув пружних елементів 1 та 4 поглинається енергія навантаження. Для запобігання зсуву амортизатора, гумовий елемент 4 через металеву пластину 5 сполучений з упорним стаканом 6. Таким чином, виникнення складного пружно-деформованого стану в гумово-пружинному амортизаторі забезпечує сприйняття коливань і вібраційного навантаження різного напрямку.

Приклад визначення параметрів елементів амортизатора наведені в Додатку Є.

5.4 Висновки

На основі проведених досліджень отримано такі результати:

- розроблено математичну модель прогнозування зносу та оцінки строку експлуатації сіячої поверхні, виготовленої з полімерного матеріалу, що працює в умовах металургійного виробництва;
- встановлено, що існуючі розрахункові формули для визначення горизонтальної жорсткості гвинтових циліндричних пружин при виборі віброізолюючих опор для вібраційних машин мають значну похибку, що може призводити до помилкового вибору конструктивних параметрів;
- отримано аналітичну залежність, яка дає змогу визначити горизонтальну жорсткість пружинних елементів із витками круглого та прямокутного перерізів для вібраційних машин, що генерують вібраційно-ударні коливання. Це дозволяє порівнювати горизонтальну та вертикальну жорсткості під час проєктування та експлуатації вібраційної техніки;
- доведено, що виготовлення циліндричної гвинтової пружини для вібраційного грохоту з рівними горизонтальною та вертикальною жорсткостями є неможливим. Навіть за умови, що дотичні напруження від стискання залишаються в межах допустимих значень, нормальні напруження, спричинені зсувом опорних торців, можуть перевищувати гранично допустимі рівні;
- розроблено методику розрахунку, яка дозволяє обґрунтовано вибирати гвинтові циліндричні пружини стискання для вібраційних машин з урахуванням зсуву їх опорних витків.
- запропоновано конструкцію та методику розрахунку гумове-пружного амортизатора стискання-зсуву з рівними жорсткостями, який забезпечує підвищену надійність та працездатність вібраційних машин, що працюють у режимі вібраційно-ударних навантажень.

5.5 Список використаних джерел

1. Бартенев Г. М., Лаврентьев В. В. Трение и износ полимеров. Л: Химия, 1972. 240 с.
2. Гриб В. В., Лазарев Г. Е. Лабораторные испытания материалов на трение и износ. М: Наука, 1968. 141 с.
3. Трение и износ материалов на основе полимеров / В. А. Белый та ін. Минск: Наука и техника, 1976. 432 с.
4. Zhang Z. R., Wang Y. Y. Deformation analysis of polyurethane screen deck in linear vibrating screen. *Advanced materials research*. 2011. Vol. 221. P. 240-246.
5. Zhao Fei, Liu Jinchun and Sun Xuehong, et al: The Study of polyurethane elastomers for mesh screens, *Polyurethane Industry*, 2002 Vol. 17-2. P. 21-24.
6. Вайсберг Л. А. Проектирование и расчет вибрационных грохотов. М: Недра, 1986. 144 с.
7. Vibration Isolation Analysis of Vibrating Screen with Two-Mass and High Energy / X. L. Yang et al. *Applied Mechanics and Materials*. 2013. Vol. 427-429. P. 112–115.
8. Franco Rodríguez R. Fatigue failure analysis of vibrating screen spring by means of finite element simulation: a case study. *XIV International Conference on Computational Plasticity: Матеріали міжнародної наукової конференції, Barcelona, 5–7 September 2017*.
9. Ene G., Sporea N. Approaches regarding the calculus of the elastic system of the initial vibrating screens. *The chemistry magazine (Bucharest)*. 2016. Vol. 67. P. 308–313.
10. Сортировка минерального сырья и шихт на вибрационных грохотах: монография / А. Д. Учитель и др. Днепропетровск: Пороги, 1998. 194 с.
11. Бренер Л. Ю. Создание нецентромассных вибрационных питателей для систем шихтоподачи доменных печей большого объема: Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Кривой Рог, 1982. 200 с.
12. Учитель А. Д., Гущин В. В. Вибрационный выпуск горной массы. М: Недра, 1981. 232 с.

13. Сортировка минерального сырья и шихт на вибрационных грохотах: монография / А. Д. Учитель и др. Днепропетровск: Пороги, 1998. 194 с.
14. Zaselskiy V., Popolov D., Zaselskiy I. Theoretical determination of wear and lifetime of the screen sowing surface. *Vibrations in physical systems*. 2017. Vol. 28. 2017008.
15. Analysis of dynamic stiffness effect of primary suspension helical springs on railway vehicle vibration / W. Sun et al. *Journal of Physics*. 2016. No. 744. 012149.
16. Dym C. L. Consistent derivations of spring rates for helical springs. *Journal of Mechanical Design*. 2009. Vol. 131(7). 071004.
17. Пономарев С., Андреева Л. Расчет упругих элементов машин и приборов. М: Машиностроение, 1980. 326 с.
18. Курендаш Р. С. Конструирование пружин. Киев: Машгиз, 1958. 109 с.
19. Лавенда Э. Вибрации в технике: Справочник. М: Машиностроение, 1981. Т. 4: Вибрационные процессы и машины. 640 с.
20. Беляев Н. М. Сопротивление материалов. М: Наука, 1976. 608 с.
21. К расчету горизонтальной жесткости винтовых цилиндрических пружин / Д. В. Пополов та ін. *Вісник приазовського державного технічного університету*. 2017. № 35. С. 110–117.
22. Большаков В. И., Учитель А. Д., Пополов Д. В. Расчет металлургических машин. Оборудование обжиговых и агломерационных цехов: руководство для инженеров-конструкторов. Кривой Рог: Дионис, 2012. 338 с.
23. Беляев Н. М. Сопротивление материалов. Москва: Наука, 1976. 608 с.
24. ДСТУ 8429:2015. Прокат из рессорно-пружинной углеродистой и легированной стали. Технические условия. Чинний від 2017-07-01. Вид. Офіц. Київ: ДП «УкрНДНЦ, 2016. 19 с.
25. Засельский В. И., Пополов Д. В., Коноваленко В. В. Определение напряжений в винтовых цилиндрических пружинах вибрационных машин при смещении опорных торцов. *XIV Международная конференция «Стратегия качества в промышленности и образовании»*: Матеріали міжнар. наук. конф., м. Варна, 4–7 черв. 2018 р. Дніпро, 2018. С. 66–71.

26. Гумово-пружинний амортизатор стискання-зсуву з рівними жорсткостями для вібраційних машин: пат. 140796 Україна: F16F3/12, B07B1/46. № u201908858; заявл. 22.07.2019; опубл. 10.03.2020, Бюл. № 5. 4 с.
27. Расчет вагонов на прочность / С. В. Вершинский та ін. 2-ге вид. М: Машиностроение, 1971. 432 с.
28. Потураев В. Н. Резиновые и резинометаллические детали машин. М: Машиностроение, 1966. 300 с.
29. Тарг С. М. Краткий курс теоретической механики. 6-те вид. М: Недра, 1968. 480 с.

РОЗДІЛ 6

ПРОМИСЛОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ВІБРАЦІЙНО-СОРТУВАЛЬНИХ МАШИН З СІЯЧОЮ ПОВЕРХНЕЮ УДАРНОЇ ДІЇ

6.1 Мета та задачі промислових досліджень, об'єкт досліджень

Метою проведення промислових досліджень було визначення впливу вібраційно-ударного режиму грохоту на його технологічні параметри, стабілізацію гранулометричного складу та механічної міцності частинок, а також сталості режиму коливань робочого органу.

Для досягнення поставленої мети вирішувались наступні задачі, котрі стосувались порівняльної оцінки наступних показників:

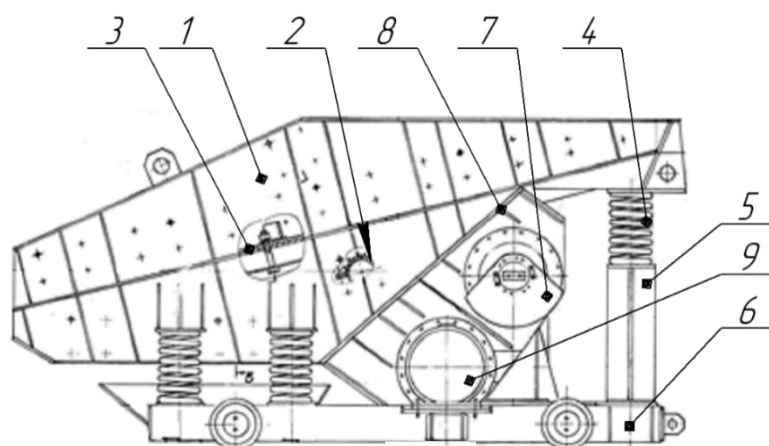
- транспортної продуктивності грохоту
- забиваності сіячої поверхні;
- ефективності грохочення;
- міцності агломерату, відповідно до [1];

та оцінки самосинхронізації віброзбудників після сприйняття ударної складової режиму.

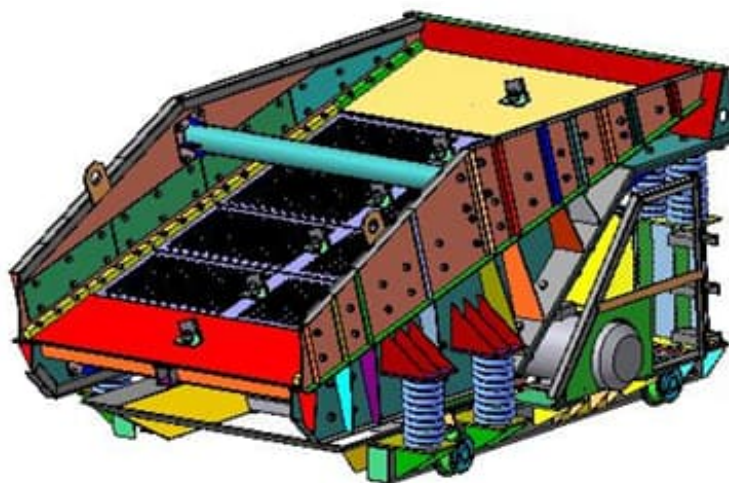
Промислові випробування проводились в умовах:

- доменного цеху № 1 ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг» на двох вібраційних грохотах ГС-3,5×1 (Додаток Ж);
- агломераційної фабрики АТ «Південний гірничо-збагачувальний комбінат» на вібраційному грохоті гарячого агломерату ГСТ-61.МЗ (Додаток І).

Вібраційний грохот ГС-3,5×1 був розроблений ТОВ «КВМШ плюс» у співпраці з кафедрою інжинірингу з галузевого машинобудування Державного університету економіки і технологій (Додатку К), та складається (рис. 6.1) з коробу, що містить борта 1, котрі з'єднані між собою в'язь-балками 2, на якому закріплена сіяча поверхня 3, що складається з окремих листів, апертура котрих представляє



а)



б)



в)

а - креслення; б - 3-D модель грохоту; в - загальний вид грохоту;
 1 - борт; 2 - в'язь-балка; 3 - сіяча поверхня; 4 - пружина стиснення; 5 - стояк;
 6 - відкотна рама; 7 - віброзбудник; 8 - підвібраторна плита; 9 - електродвигун

Рисунок 6.1 – Грохот ГС-3,5×1

собою щілиноподібні отвори розміром 5 мм, розташовані у вигляді «шевруну». Через гвинтові пружини стиснення 4 короб спирається на стояки 5 відкотної рами 6. Короб здійснює направлені гармонійні коливання, які генеруються вібробудівниками 7, встановленими на підвібраторній плиті 8, працюючі в режимі самосинхронізації. Обертання валів вібробудівників відбувається окремо один від одного асинхронними електродвигунами 9, закріпленими на відкотній рамі 6. Живлення електродвигунів виконується через частотний перетворювач «Altivar» компанії Schneider Electric, які встановлені на пульті керування системи шихтоподачі.

Вібраційні грохоти ГС-3,5×1 встановлені у підбункерних приміщеннях бункерної естакади (рис. 6.2) доменної печі № 8 доменного цеху № 1 ПАТ «Арселор-Міттал Кривий Ріг» та призначені для розсіву агломерату.

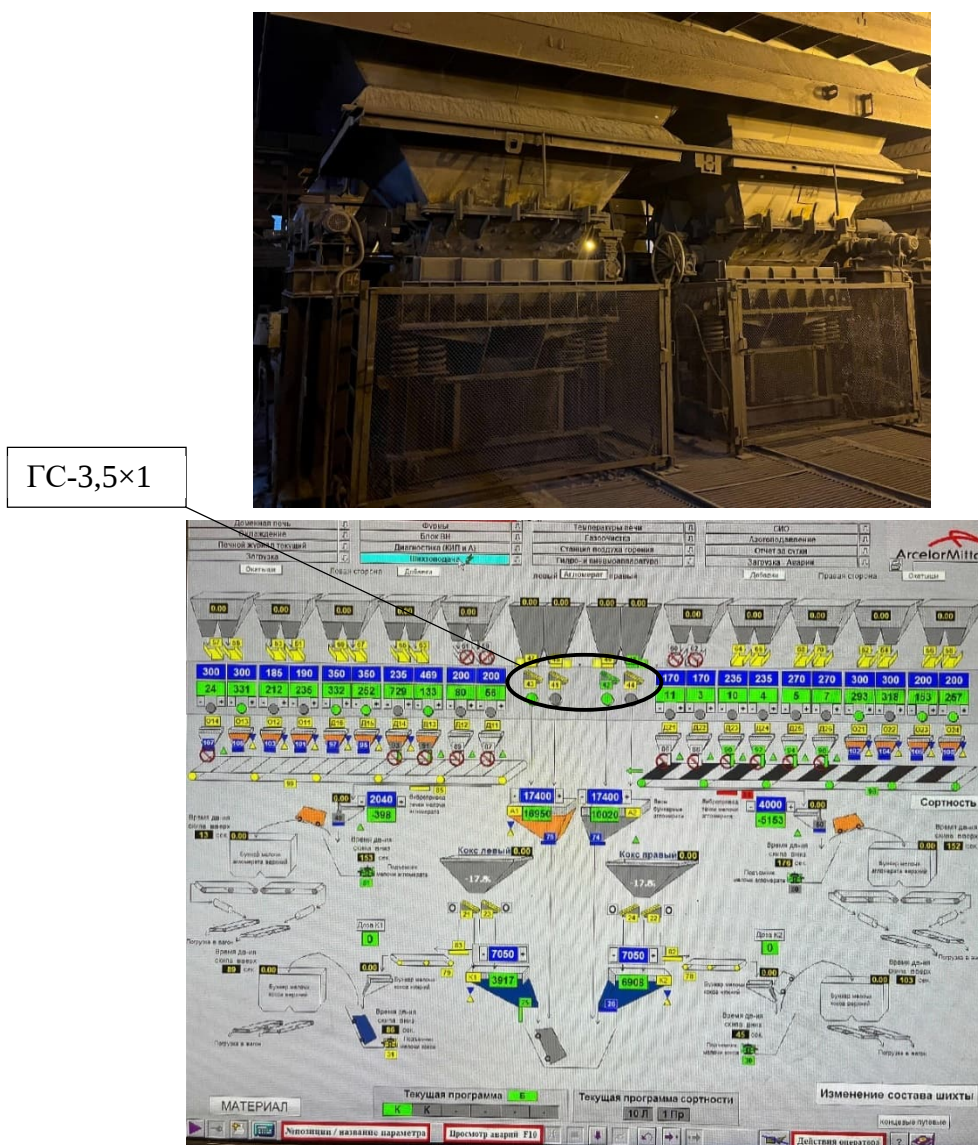


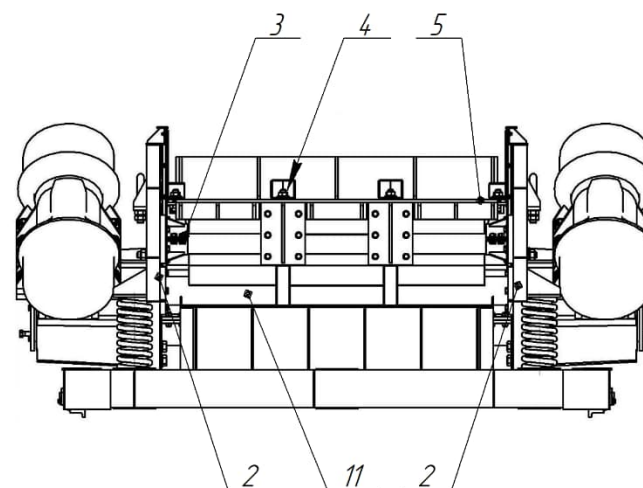
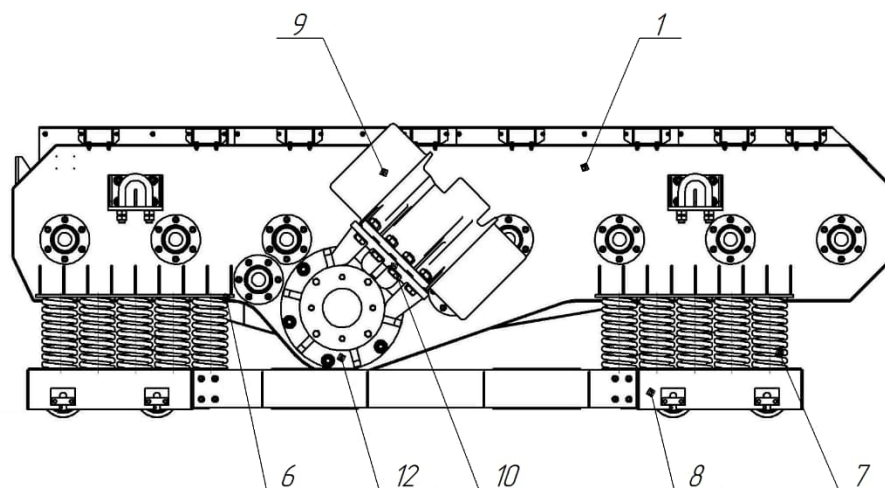
Рисунок 6.2 – Місце встановлення грохоту ГС-3,5×1

Технічна характеристика грохота приведена в табл. 6.1.

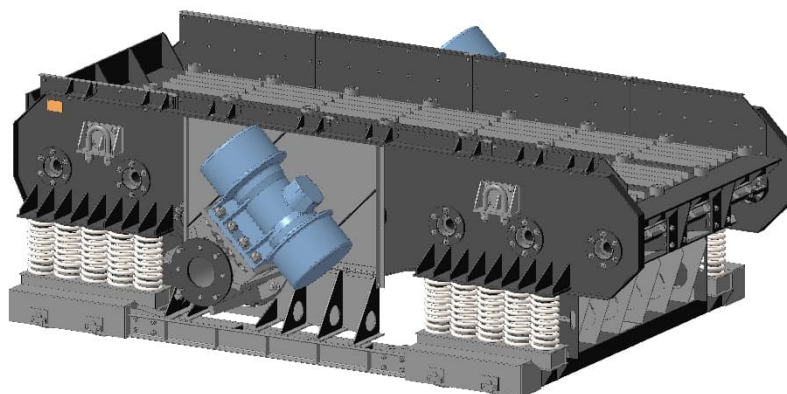
Таблиця 6.1 – Технічна характеристика грохоту ГС-3,5×1

Найменування параметра	Од. вимір.	Значення
Продуктивність по початковому продукту	т/г	450
Кількість дек	шт	1
Ширина щілини сита	мм	5
Розмір сита - довжина - ширина	мм	3,25 1,8
Кут нахилу сита	град	14
Частота коливань коробу	с ⁻¹	70...98
Температура агломерату	°С	до 500
Статичний момент дисбалансів	кг·м	13...23
Потужність електродвигуна	кВт	2×15
Габарити L×B×H	мм	3300×2300×1600
Маса	кг	5100

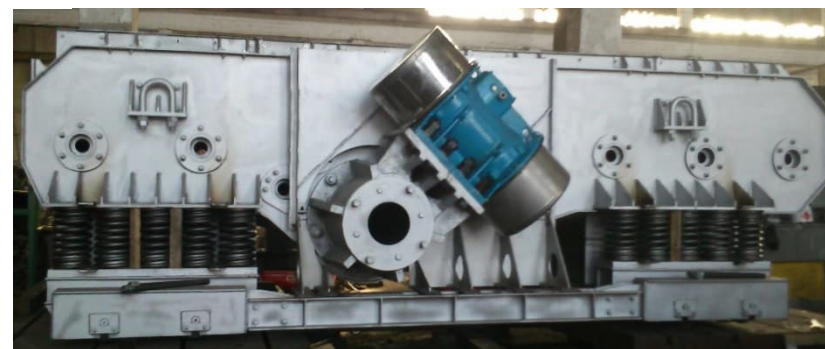
Інший вібраційний грохот ГСТ-61.МЗ був розроблений відповідно до технічного завдання (Додаток Л) ТОВ «КВМШ плюс» у співпраці з кафедрою інжинірингу з галузевого машинобудування Державного університету економіки і технологій (Додатку К), та складався (рис. 6.3) з коробу 1, утвореного двома бортами 2, сполученими між собою в'язь-балками 3. За допомогою вкладишів 4 до короба 1 кріпляться окремі листи 5 з апертурою у вигляді щілиноподібних отворів розміром 10 мм, розташованих у вигляді «шевруну», які утворюють сіячу поверхню. Опорною плитою 6 через гвинтові пружини стиснення 7 короб 1 спирається на раму 8 та приводиться в коливальний рух двома самосинхронізованими мотор-вібраторами 9, подовжні вісі яких повернені в одному напрямку на однаковий кут відносно вертикальної вісі центра мас короба 1, а поперечні вісі проходять через центр мас коливальної системи. Мотор-вібратори 9 встановлені на майданчиках втулок 10, які сполучені з опорною трубою 11 внутрішньою конічною поверхнею та з'єднані з нею через фланці 12 таким чином, що борти 2 короба 1 розташовані між фланцем балки та втулки утворюючи єдиний вузол [2].



а)



б)



в)

а - креслення; б - 3-D модель грохоту; в - загальний вид грохоту;

1- короб 2 - борт; 3 - в'язь-балка; 4 - вкладиш; 5 - лист з апертурою; 6 - опорна плита; 7 - пружина стиснення;

8 - рама; 9 - мотор-вібратор; 10 - майданчик; 11 – опорна труба; 12 - фланець

Рисунок 6.3 – Грохот ГСТ-61.МЗ

Вібраційний грохот був встановлений на агломераційній фабриці АТ «Південний гірничо-збагачувальний комбінат» в розвантажувальній частині агломераційної машини після етапу дроблення (рис. 6.4) та використовувався для розсіву гарячого агломерату. Технічна характеристика грохота приведена в табл. 6.2

Таблиця 6.2 – Технічна характеристика грохоту ГСТ-61.МЗ

Найменування параметра	Од. вимір.	Значення
Продуктивність по початковому продукту	т/г	130
Кількість дек	шт	1
Ширина щілини сита	мм	10
Розмір сита		
- довжина	мм	4455
- ширина		1785
Кут нахилу сита	град	0
Амплітуда коливань	мм	3...5,5
Кут вібрації	град	45
Температура агломерату (не більше)	°С	800
Максимальний розмір шматка живлення	мм	160×160
Тип мотор-вібратора	—	VV221 В/8
Кількість мотор-вібраторів	шт	2
Частота обертів валу мотор-вібратора	об/хв	750
Номінальна потужність	кВт	2×11,8=23,6
Статичний момент привода	кг·мм	2×28890=57780
Габаритні розміри грохота:		
- довжина	мм	5166
- ширина		3754
- висота		1705
Маса	кг	14903

6.2 Методика промислових досліджень

Для проведення досліджень було організовано вільне переміщення листів з апертурою, які утворюють сіячу поверхню грохоту, шляхом відпускання болтового кріплення вкладишів з подальшим їх контрінням за допомогою деформуючих шайб, що забезпечило можливість їх переміщення на висоту до 10 мм.

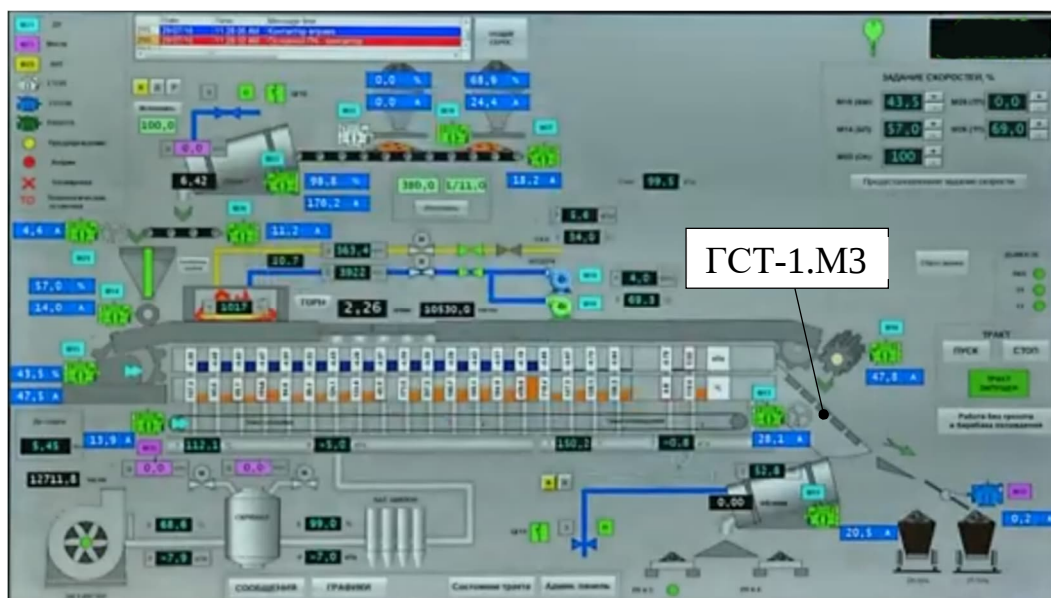


Рисунок 6.4 – Місце встановлення грохоту ГСТ-61.МЗ

Дослідження проводились у два етапи за скороченим діапазоном варіювання факторів, що було обумовлено необхідністю не порушення технологічного регламенту:

- на першому етапі виконувалось вивчення залежності технологічних характеристик грохотів ГС-3,5×1 та ГСТ-61.МЗ (транспортна продуктивність, забиваність сіячої поверхні, ефективності грохочення) від величини їх динамічних параметрів, в якості котрих обирався комплексний показник, а саме прискорення коливань корпусу ($A \cdot \omega^2$) в межах 26...33 м/с². Кожне значення прискорень отримували при постійній амплітуді ($A = 0,003$ м) підбором відповідної величини частоти коливань ω за допомогою частотного перетворювача;
- на другому етапі виконувалась оцінка впливу ударної взаємодії матеріалу та сіячої поверхні з умови стабілізації гранулометричного складу агломерату шляхом порівняльної оцінки виходу фракції більше 5 мм після випробувань в барабані, даний етап реалізовувався на вібраційному грохоті ГС-3,5×1 в діапазоні прискорень коливань корпусу $A \cdot \omega^2 = 25 \dots 44$ м/с² при постійній амплітуді у $A = 0,004$ м та підборі відповідної величини частоти коливань ω за допомогою частотного перетворювача. Реалізація зазначеного діапазону прискорень на вібраційному грохоті ГСТ-61.МЗ з умови безпечної експлуатації була неможлива, тому стабілізація гранулометричного складу на ньому не досліджувалась.

Експерименти проводились у наступній послідовності. Для кожного значення динамічного параметру грохот з попередньо очищеними від застряглих частинок листів з апертурою, які утворюють сіячу поверхню, не менше ніж на три доби включався для роботи в технологічній схемі. Після цього визначалися продуктивність, ефективність грохочення та забиваність, які вважалися сталими для даних динамічних параметрів, оскільки, як показали дослідження проведені в роботі [3], процес забиваності стабілізується через 8...48 годин роботи вібраційної машини.

В умовах шихтоподачі доменної печі транспортна продуктивність грохоту

визначалась шляхом хронометражу заповнення матеріалом вагової воронки, а в умовах агломераційної фабрики, заповнення матеріалом бункеру надрешітного продукту. Тривалість процесу накопичення матеріалу, в обох випадках, фіксувалася за допомогою секундоміра, його маса у ваговій воронці визначалась за показниками ваговимірювальних пристроїв пульта керування подачею шихти, а в бункері шляхом виміру маси матеріалу поданого грохотом.

Оцінка забиваності сіячої поверхні виконувалась за допомогою її фотографування, знімки робились в однакових умовах освітлення та з однакової відстані очищеного та захаращеного сита, після чого за допомогою програмного забезпечення ImageJ виконувалась обробка зображень шляхом перетворення їх в градації сірого, покращення контрасту для чіткого відокремлення відкритих і захаращених отворів, бінаризації зображення з встановленням порогу, який дозволяє відокремити забиті області від чистих, виділення контурів забитих зон та визначення площі кожного з отриманих фрагментів. Величину забиваності $K_{\text{заб}}$ підраховували використовуючи формулу (4.29).

Для визначення ефективності грохочення проводився ситовий аналіз надрешітного продукту по класу 0...5 мм, для чого за допомогою спеціального пробовідбірника бралася проба агломерату, що розвантажувався з грохоту. Вага проби становила 250 кг, це забезпечувало її представництво відповідно до рекомендацій [4], за отриманими даними, ефективність грохочення визначалася за формулою

$$E = 10^4 \cdot \frac{\alpha - \nu}{\alpha \cdot (100 - \nu)} \%, \quad (6.1)$$

де α – вміст класу 0...5 мм в агломераті, що надходив на грохочення (надавався відділом контролю якості), %; ν – вміст класу 0...5 мм в надрешітному продукті, що розвантажувався з грохоту (результати ситового аналізу надрешітного продукту), %. [5]

Для визначення якості стабілізації гранулометричного складу агломерату як при ординарному вібраційному впливі, так і при вібраційно-ударному,

виконувалась оцінка виходу фракції більше 5 мм після випробувань агломерату на міцність в обертовому барабані відповідно ДСТУ 3200-95. Пробовідбір агломерату відбувався на перепаді потоку надрешітного продукту ручним способом відповідно вимог ДСТУ 3195:2015. Маса точкової проби складала 5 кг, а їх кількість дорівнювала 12. Об'єднану пробу підготовлювали згідно з ДСТУ 3196:2015 та піддавали квартуванню, таким чином, маса навіски складала 15 кг. Міцність агломерату визначалась

$$X = \frac{m_1}{m_1 + m_2 + m_3} \cdot 100 \%, \quad (6.2)$$

де m_1 – маса фракції більше 5 мм після випробувань в барабані, кг; m_2 – маса фракції менше 5 мм та більше 0,5 мм після випробувань в барабані, кг; m_3 – маса фракції менше 0,5 мм після випробувань в барабані, кг.

Враховуючи ударні навантаження від дії вільно укладеної сіячої поверхні з матеріалом, розташованим на ній, а також особливості формування навантаження вібраційних грохотів, працюючих в транспортно-технологічних лініях агломераційних фабрик [6], на протязі всієї реалізації програми експериментальних досліджень здійснювався контроль синфазності дебалансів вібраторів, який виконувався за допомогою фазових датчиків, сигнал від котрих надходив до багатоканального цифрового осцилографа DS1054 20.

Для отримання достовірних результатів їхня обробка проводилася методами математичної статистики [7-9].

6.3 Результати промислових досліджень

На основі графічного аналізу отриманих результатів промислових досліджень (Додаток М, Н) встановлено залежності технологічних характеристик досліджуваних грохотів від зміни значень їх динамічних параметрів, а саме за рахунок кутової частоти коливань коробу (рис. 6.5).

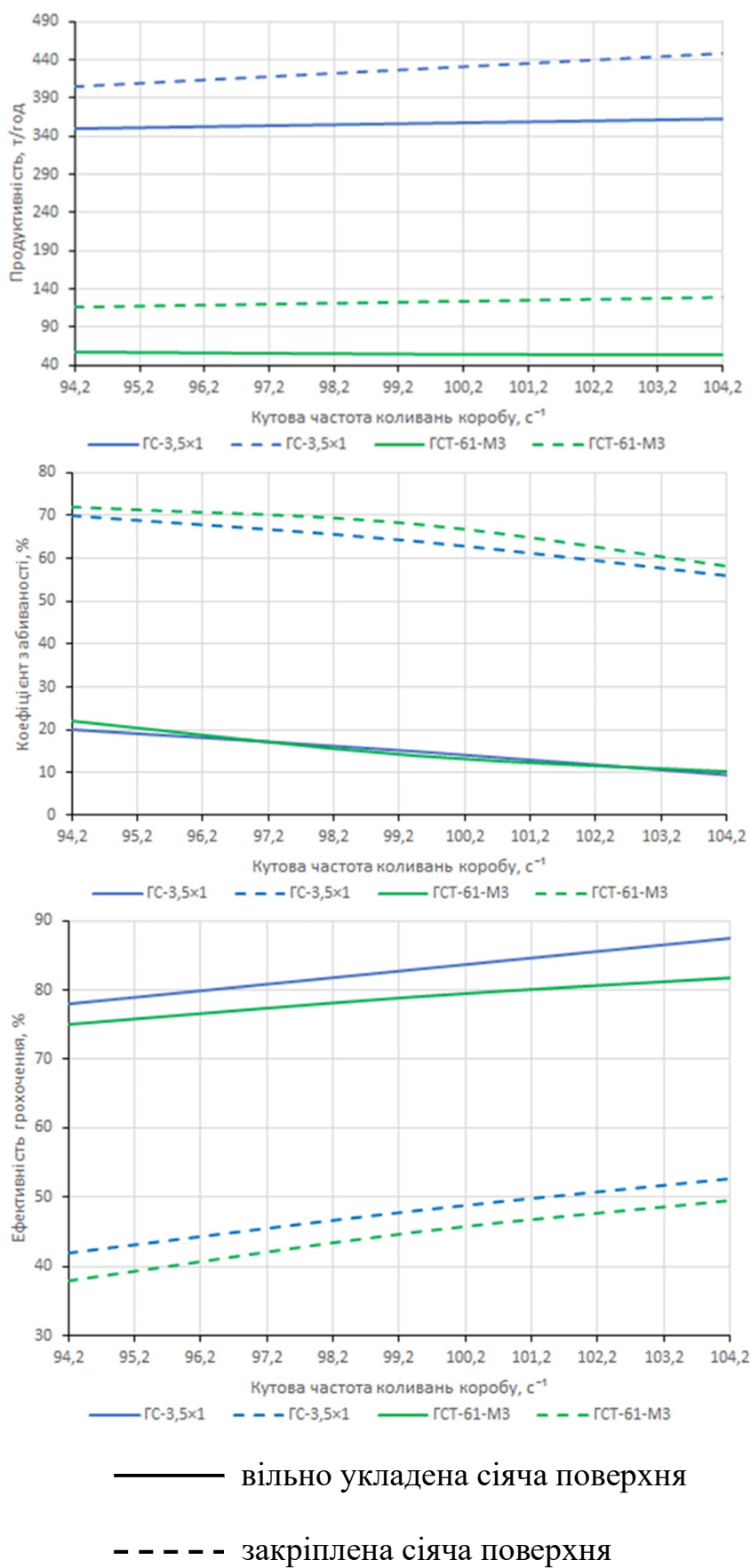
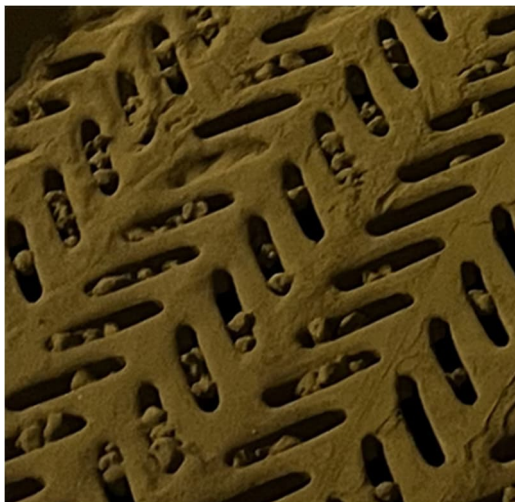


Рисунок 6.5 – Технологічні характеристики грохотів ГС-3,5×1 та ГСТ-61.МЗ

З отриманих залежностей можна зробити висновок, що транспортна продуктивність вібраційних машин при реалізації вібраційно-ударного режиму, який здійснюється за рахунок невимного зв'язку між ситом і коробом має сталий характер, але менша за транспортну продуктивність грохоту із закріпленою сіячою поверхнею на 17...56 %.

Отриманий результат підтверджує встановлений підчас аналітичних та лабораторних досліджень факт наявності особливого режиму галоупання сіячої поверхні, так для забезпечення необхідної швидкості транспортування матеріалу, котрий розсипається, треба рухатись шляхом збільшення кута її нахилу.

Зміна та характер забиваності отворів сіячих поверхонь грохоту агломерату ГС-3,5×1, представлений на рис. 6.5 та 6.6 відповідно, та дає змогу дійти висновку, що застосування вібраційно-ударної дії при невимному зв'язку між ситом і коробом за однакових динамічних параметрів зменшує забиваність сіячої поверхні в середньому в 6 разів ніж підчас ординарних режимів, це на 15 % менше ніж при лабораторних дослідження, що свідчить про їх відтворюваність. При збільшенні кутової частоти коливань коробу на 11 % забиваність сіячої поверхні зменшується на 55 % під впливом вібраційно-ударного режиму і на 20 % підчас ординарного (жорстко закріпленої сіячої поверхні).



а)



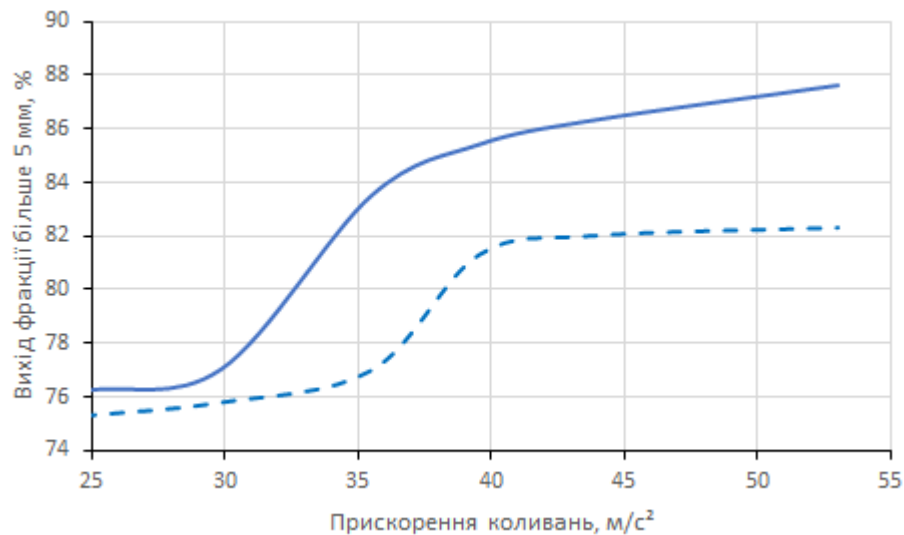
б)

а - при ординарному режимі; б - при вібраційно-ударному режимі

Рисунок 6.6 – Характер забиваності отворів сіячої поверхні грохота

Як продемонстрували промислові дослідження, ефективність грохочення збільшується зі збільшенням кутової частоти коливань коробу як з вільно укладеною, так і закріпленою сіячою поверхнею, разом із тим, показники ефективності грохочення при реалізації вібраційно-ударного режиму на 43 % більша ніж при ординарному, що на нашу думку обумовлено інтенсивністю протікання внутрішньосарових процесів з одночасним зменшенням забиваності сіячої поверхні.

Результати промислових досліджень стабілізації гранулометричного складу та механічної міцності агломерату, котрий оброблявся на грохоті ГС-3,5×1, приведені на рис. 6.7.



— вільно укладена; - - - - закріплена сіяча поверхня

Рисунок 6.7 – Залежність виходу фракції більше 5 мм від прискорення коливань коробу

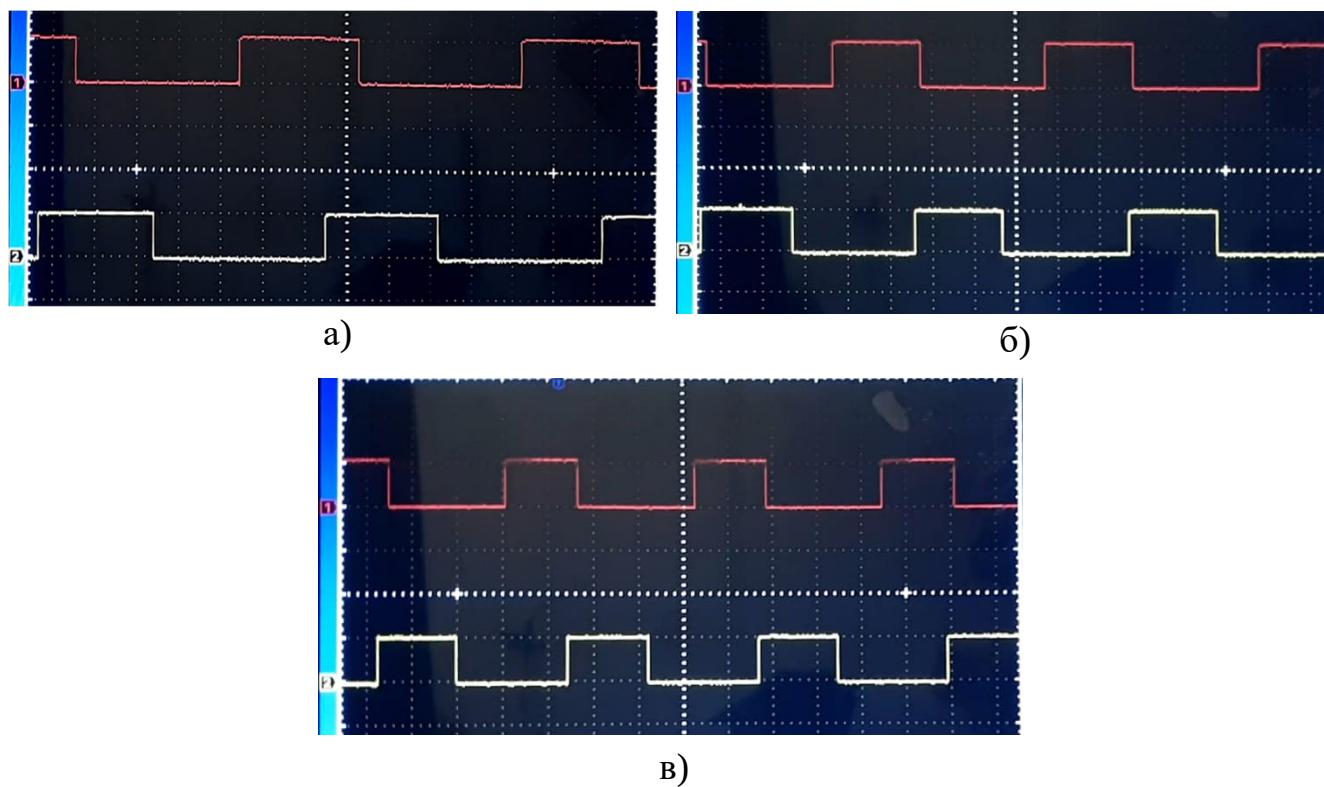
З отриманих залежностей видно, що грохот працюючий в вібраційно-ударному режимі, в порівнянні з ординарними, у більшій мірі стабілізує гранулометричний склад. Так при прискореннях вище 30 м/с² (для вільно укладеної сіячої поверхні) і 35 м/с² (для закріпленої) процес різко інтенсифікується з подальшою стабілізацією як для першого, так і другого випадку закріплення сіячої поверхні при прискореннях, які дорівнюють 40 м/с². Окрім цього, як показують дослідження процес стабілізації інтенсивне протікає при менших прискореннях коливань коробу на 7...12 %, які були отримані на базі аналітичних досліджень. Така розбіжність

свідчить про адекватність теоретичних результатів, які можуть бути використані при проектуванні та розрахунках обладнання для підготовки металургійної шихти перед спіканням і плавкою. При перевищенні діапазону $35 \dots 40 \text{ м/с}^2$ спостерігається уповільнення процесу, після чого відбувається його усталення, що дозволяє на 5 % зменшити вміст класу -5 мм в агломераті.

Враховуючи підвищення якості залізовмісної частини шихти та зменшення строку використання вільно укладеної сіячої поверхні на 0,15 року відмінно від базової конструкції, було здійснено розрахунок економічного (див. додаток О) від застосування грохотів ГС-3,5×1, які працюють у вібраційно-ударному режимі завдяки вільно укладеній сіячій поверхні, в умовах доменної печі № 8 доменного цеху № 1 ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг». Отримані результати свідчать про економічну доцільність запропонованого технічного рішення, оскільки загальний економічний ефект від його впровадження становить 11,5 млн. грн, а коефіцієнт ефективності капітальних вкладень — 1,37.

На рис. 6.8 представлені осцилограми синфазності дебалансів вібраторів грохотів ГС-3,5×1 та ГСТ-61.МЗ у досліджуваному діапазоні прискорень коливань коробу $A \cdot \omega^2 = 26 \dots 33 \text{ м/с}^2$. На основі отриманих осцилограм можна спостерігати, що зі збільшенням прискорення при сталій амплітуді коливань коробу на 11 % кут взаємного фазового зсуву дебалансів під час самосинхронізації вібраторів зменшується в середньому на 17 %, це є опосередкованим підтвердженням отриманого в лабораторних умовах факту зменшення часу несталої руху вільно укладеної сіячої поверхні зі збільшенням частоти коливань коробу.

Екстраполяція отриманих в результаті промислових досліджень даних зміни фазового зсуву дебалансів від прискорення коливань коробу (рис. 6.9) дозволяє з достатнім ступенем точності прогнозувати наявність ступеневої залежності, що підтверджує адекватність отриманої в результаті теоретичних та скорегованої під час лабораторних досліджень емпіричної залежності часу несталої руху сіячої поверхні від прискорення коливань коробу.



а - $26,6 \text{ м/с}^2$; б - $29,7 \text{ м/с}^2$; в - $32,9 \text{ м/с}^2$

Рисунок 6.8 – Осцилограми синфазності дебалансів вібраторів у досліджуваному діапазоні прискорень коливань корпусу грохотів ГС-3,5×1 та ГСТ-61.МЗ

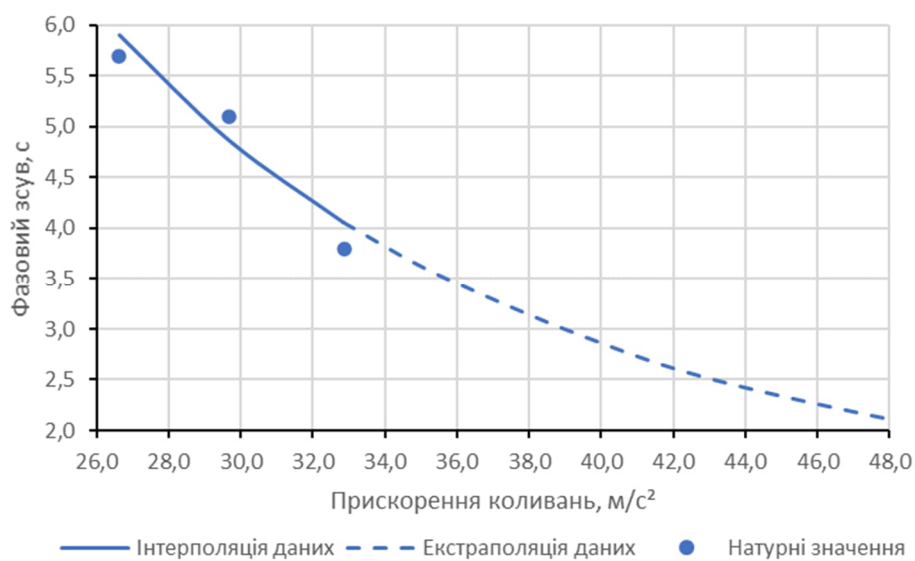


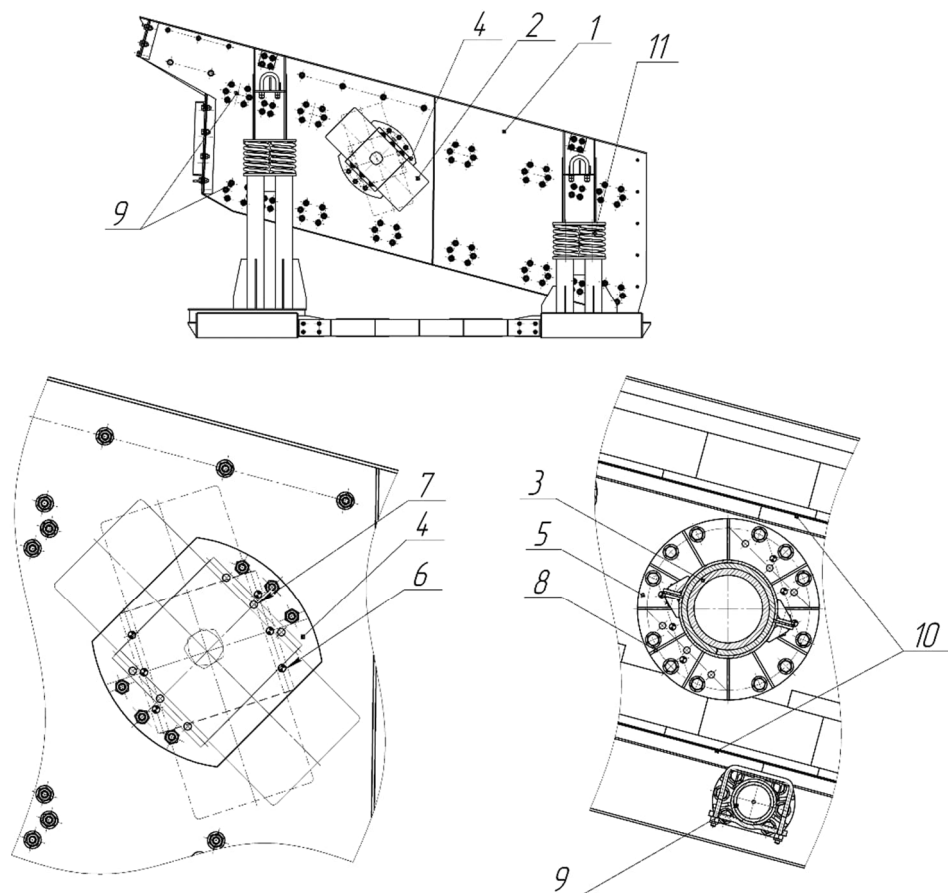
Рисунок 6.9 – Залежність фазового зсуву дебалансів від прискорення коливань корпусу

6.4 Перспективні конструкції грохотів з сіячою поверхнею вібраційно-ударної дії

На підставі проведених промислових досліджень грохотів, які реалізовували режим вібраційно-ударної дії, було виявлено ряд недоліків, а саме, неможливість регулювання положення вібраторів, зокрема кута вібрації, який дозволяє в залежності від поточної інтенсивності завантаження грохота, зміни фізико-механічних властивостей матеріалу виконати регулювання параметрів вібраційно-ударного переміщення сіячої поверхні, що у одних випадках сприятиме зменшенню її забиваності та підвищенню ефективності грохочення, а в інших — збільшенню швидкості транспортування матеріалу, а відповідно, продуктивності машини, що впливає на її ключові технологічні показники. Окрім цього існує відсутність можливості автоматичного регулювання руху сіячої поверхні у вільному просторі підситника, або її жорсткого зчеплення з ним. Також, підчас експлуатації грохота ГСТ-61.МЗ було виявлено зниження надійності металоконструкції коробу.

В першому випадку для грохота ГСТ-61.МЗ було запропоновано технічне рішення, яке стосується регулювання положення його вібраторів [10], а саме дозволяє змінювати кут нахилу подовжньої осі вібраторів відносно вертикальної осі центра мас коробу.

Грохот (рис. 6.10) складається з коробу 1 і двох самосинхронізованих вібраторів 2, встановлених за зовнішніми стінками бортів на кінцях поперечної балки 3 перпендикулярно її осі, яка проходить в центрі мас коливальної системи, через зовнішній і внутрішній фланці 4, 5 відповідно. На зовнішньому і внутрішньому фланці виконані отвори 6, 7, які необхідні для кріплення і регулювання установки вібраторів на бортовинах короба. З внутрішньої сторони поперечна балка з'єднана з бортом фланцем 5 і косинками 8. У нижній і верхній частинах бортовини короба з'єднані між собою балками 9, на які встановлюються сіячі поверхні 10. Для ізоляції невідноважених інерційних навантажень грохот встановлений на амортизатори 11.

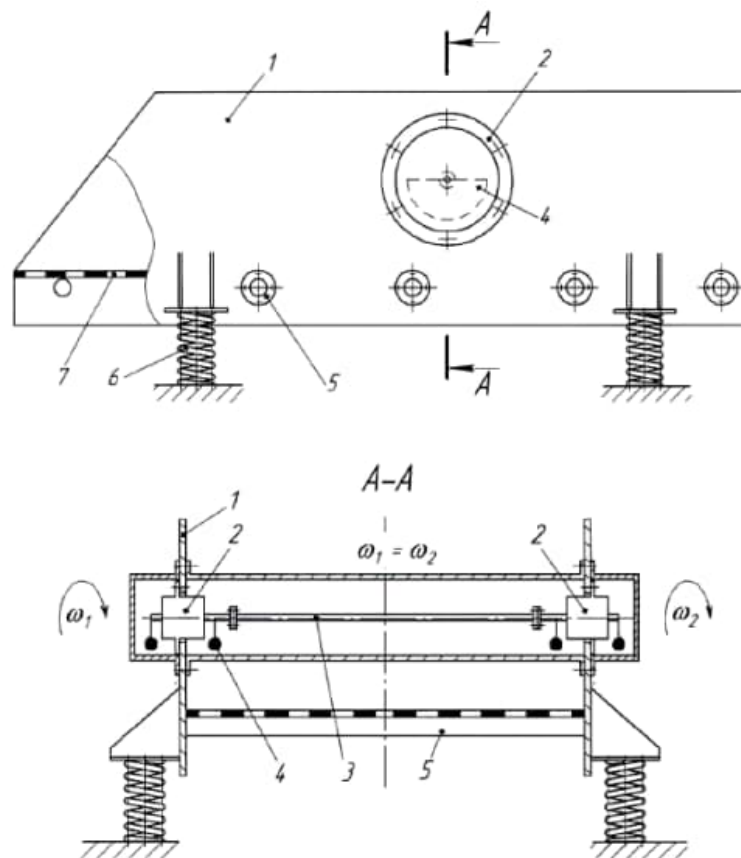


1-короб; 2-вібратор; 3-поперечна балка; 4-зовнішній фланець; 5-внутрішній фланець; 6, 7-отвори; 8-колючик; 9-балка; 10-сітка поверхня; 11-амортизатор

Рисунок 6.10 – Вібраційний грохот для сортування сипких матеріалів

Грохот працює наступним чином. При роботі вібраторів 2 коробка 1 передаються динамічне стійкі просторові гармонійні коливання. Завдяки центромасному розташуванню поперечної балки 3 з вібраторами 2, короб 1 здійснює лінійно направлені коливальні рухи уздовж його подовжньої осі, що забезпечує рівномірне переміщення матеріалу по сітчастій поверхні 10. Горизонтальні інерційні сили, що виникають при обертанні дебалансних валів вібраторів 2, «замикаються» на поперечній балці 3, яка скріплена з бортом коробка 1 фланцями 4, 5 та косинками 8, і не створюють ушкоджуючих згинальних моментів, які ведуть до руйнування коробка. Крім цього, отвори 6, 7 у фланцях 4, 5 виконані з відповідним кроком, що дозволяє змінювати кут нахилу подовжньої осі вібраторів відносно вертикальної осі центра мас коробка, відповідно і кут вібрації.

Враховуючи дослідження руйнування елементів конструкцій важконавантажених вібраційних грохотів великого типорозмірного ряду [11] та рекомендацій щодо підвищення надійності роботи грохотів агломерату, які працюють в трактах шихтопідготовки доменних цехів [12, 13], для спрощення конструкції вібраційного приводу, підвищення його працездатності, а також надійності та ремонтпридатності всієї машини була запропонована конструкція вібраційного грохота [14], який складається з короба 1 (рис. 6.11), стінки якого з'єднані між собою в'язь-балками 5. В кожній стінці короба встановлено по фланцевому мотор-вібратору 2, дебаланси 4 якого розташовані по обидва боки його корпусу та поряд з відповідною стінкою. Між собою вали мотор-вібраторів з'єднуються за допомогою проміжного валу 3. Короб вібромашини встановлюється на пружні опори 6, а транспортування та сортування матеріалу здійснюється за допомогою сіячої поверхні 7.



1-короб; 2-мотор-вібратор; 3-проміжний вал; 4-дебаланс; 5-в'язь-балка;
6-пружна опора; 7-сіяча поверхня

Рисунок 6.11 – Вібраційний грохот

Вібраційний грохот працює наступним чином.

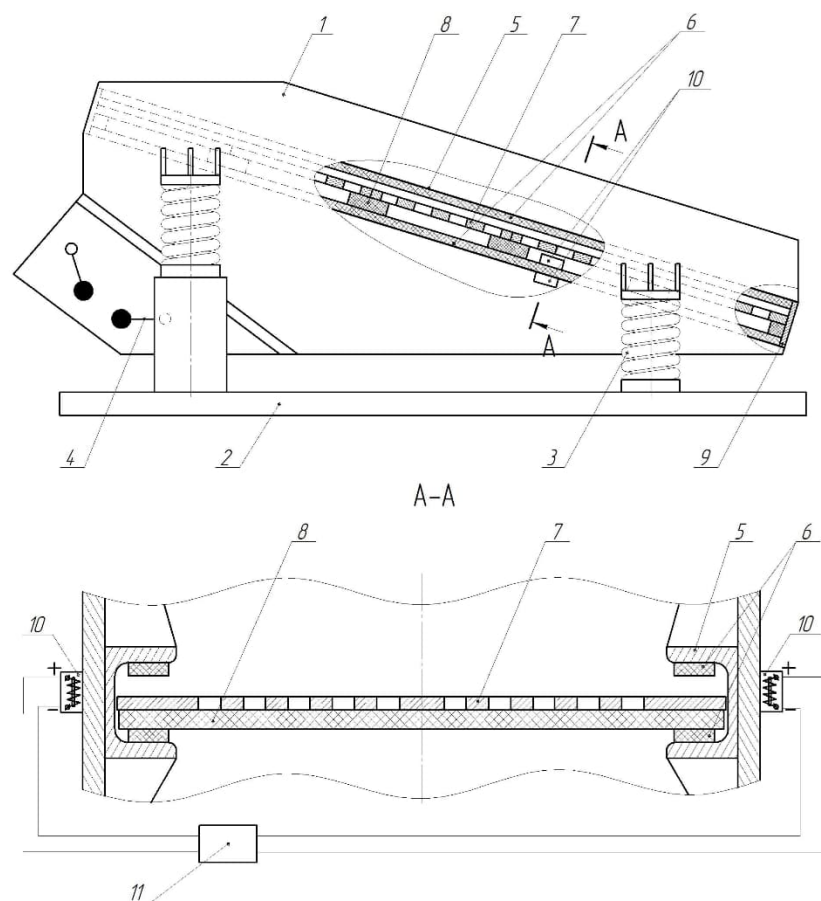
Для збудження вібраційної сили фланцеві мотор-вібратори 2 вибираються одного і того ж типорозміру, з'єднуються між собою проміжним валом 3, який дозволяє синхронізувати фази коливань і оберти в одному напрямку при однаковому їх під'єднанні до енергомережі. Сам вібропривод генерує кругові коливання, але залежно від його встановлення відносно центра мас коливаючої системи вібромашини можна згенерувати кругові, еліптичні однорідні або неоднорідні коливання її робочого органу, які вибираються залежно від виробничих умов і задач.

В другому випадку, який стосується різноманітних грохотів, для забезпечення функції автоматичного регулювання руху сіячої поверхні у вільному просторі підситника та її жорсткого зчеплення з ним вібраційний грохот містить в районі їх розташування на зовнішній стороні короба опозитно закріплені електромагнітні пристрої, що під'єднані до регулюючої силової мережі, при вмиканні яких забезпечується жорстке зчеплення сита з коробом грохота або ударно-імпульсний режим його коливань.

Вібраційний грохот (рис. 6.12) складається з короба 1, що спирається на раму 2 через пружні елементи 3 і двох самосинхронізованих вібраторів 4. На бортовинах короба 1 жорстко закріплені швелероподібні підситники 5, верхня та нижня площини внутрішньої поверхні яких футерована гумовими амортизаторами 6. В утвореному ними просторі розташована сіяча поверхня, яка складається з карт 7, сполучених між собою гумовими пластинами 8, жорсткість яких зростає по довжині короба 1 для забезпечення збільшення амплітуди коливань сита у напрямку руху матеріалу. З зовнішньої сторони в районі розташування сита, опозитно встановлені електромагнітні пристрої 10, які підключені до регулюючої силової мережі через блок керування 11. В розвантажувальній частині грохота підситники забезпечені стопорними пластинами 9, які перешкоджають переміщенню сита вздовж короба 1.

Грохот працює наступним чином. Віброзбуджувачі 4 генерують направлені гармонійні коливання коробу грохота 1 та його сіячій поверхні, яка вільно розташована в швелероподібному підситнику 5 у просторі між гумовими амортизаторами 6. В цьому випадку забезпечуються періодичні імпульсні коливання карт 7 по

довжині короба у напрямку руху матеріалу. Коливання карт в залежності від технологічних вимог при грохоченні того чи іншого матеріалів, регулюється електромагнітами 10, які розташовані опозитно на зовнішній поверхні бортовини короба в районі руху сита та підключені до регулюючої силової мережі через блок керування 11, який регулює зусилля магнітного поля через силу струму. Так при збільшенні сили струму до його максимального значення, забезпечується жорстке зчеплення сита з коробом грохота, що дозволить збільшити швидкість руху матеріалу та підвищити продуктивність грохочення, а при його зменшенні забезпечується ударно-імпульсний режим коливань сита, який сприяє очищенню отворів сита від важко-просіваючих фракцій.



- 1-короб; 2-рама; 3-пружний елемент; 4-вібратор; 5-підситник;
 6-гумовий амортизатор; 7-карта; 8-гумова пластина; 9-стопорна пластина;
 10-електромагнітний пристрій; 11-блок керування

Рисунок 6.12 – Вібраційний грохот

В наслідок того, що досліджувані грохоти працюють під завалом присутня нерівномірність розподілу навантаження на передні та задні пружні елементи, внаслідок чого напруження пружних елементів в завантажувальній частині лотка перевищує напруження в його розвантажувальній частині, транспортуючий лоток під впливом нерівномірно розподіленого навантаження та збурювальної сили віброзбудника здійснює на пружних елементах не тільки лінійні, але й кутові коливання, що знижує продуктивність вібровипуску та зменшує експлуатаційну надійність пружної системи і вібраційної машини в цілому.

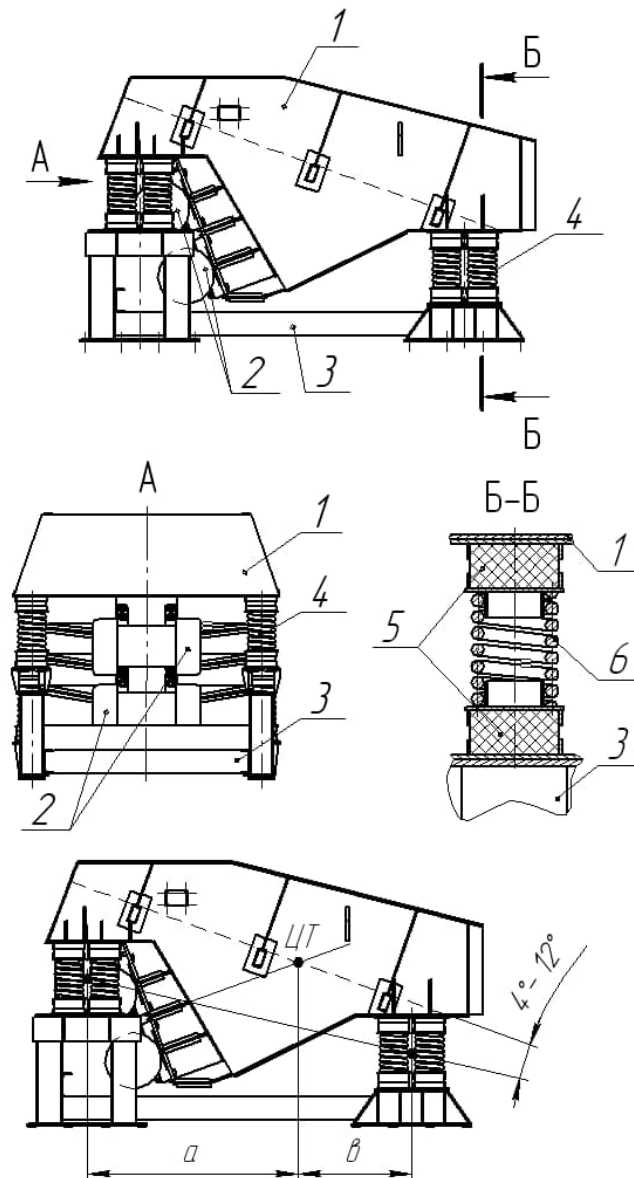
Для усунення вищезазначеного недоліку пропонується пружні елементи виконати у вигляді гумометалевих пакетів, що прилягають до вантажонесучого органу та опорної рами, між якими встановлені гвинтові пружини, а лінія, що сполучає центри тяжіння пружних елементів знаходиться під кутом $4...12^\circ$ до транспортуючої поверхні вантажонесучого органу (днища), причому, жорсткість пружних елементів, встановлених у завантажувальній і розвантажувальній частинах, визначається із співвідношення:

$$C_z \cdot a = C_p \cdot b, \quad (6.3)$$

де C_z – сумарна жорсткість пружних елементів завантажувальної частини, Н/м; a – відстань від центру тяжіння системи до центральної вісі пружних елементів завантажувальної частини, м; C_p – сумарна жорсткість пружних елементів розвантажувальної частини, Н/м; b – відстань від центру тяжіння системи до центральної вісі пружних елементів розвантажувальної частини, м. [15]

Вібраційна машина (рис. 6.13) складається з коробу (вантажонесучого органу) 1 з похилою транспортно-сіячою поверхнею, що приводиться в коливальний рух віброзбудниками 2. Короб вібраційної машини сполучений з опорною рамою 3 за допомогою комбінованих пружних елементів 4, які виконані у вигляді гумометалевих пакетів 5, що прилягають до нього та опорної рами 3, між якими встановлена

гвинтова пружина 6, причому, лінія, що сполучає центри тяжіння пружних елементів знаходиться під кутом $4...12^\circ$ до транспортно-сіячої поверхні.



1-короб; 2-віброзбудник; 3-опорна рама; 4-пружинний елемент;
5-гумометалевий пакет; 6-гвинтова пружина

Рисунок 6.13 – Вібраційна машина

Вібраційна транспортно-сортувальна машина працює наступним чином.

Віброзбудник 2 приводить в коливальний рух вантажонесучий орган 1, який завдяки тому, що гвинтові пружини 6 в завантажувальній і розвантажувальній частинах мають різну жорсткість, не здійснює поворотних коливань щодо центру тяжіння системи, під впливом нерівномірно розподіленого навантаження від

матеріалу, що транспортується. Окрім цього, наявність гумометалевих пакетів 5 запобігає появі кутових коливань в горизонтальній площині. В результаті — короб вібраційної машини 1 виконує направлені коливальні рухи, які забезпечують рівномірне переміщення матеріалу по транспортно-сіячій поверхні.

Розглянуті конструкції вібраційних машин дозволяють без додаткових енерговитрат істотно підвищити експлуатаційні та технічні характеристики, які збільшують їх функціональні можливості при підготовці металургійної шихти до спікання та плавки.

6.5 Висновки

В умовах металургійного та гірничого виробництва проведено випробування вібраційних грохотів гарячого агломерату, що функціонують з сіячою поверхнею вібраційно-ударної дії, за підсумками котрих отримано такі результати:

- встановлено, що при реалізації вібраційно-ударного режиму, який здійснюється за рахунок невідтворюваного зв'язку між ситом і коробом, транспортна продуктивність грохоту зменшується на 17...56 %. Отримані результати підтверджують встановлений у процесі аналітичних та лабораторних досліджень факт існування особливого режиму галопування сіячої поверхні, а також вказують на можливість регулювання швидкості транспортування матеріалу шляхом збільшення її кута нахилу;
- підтверджено, що застосування вібраційно-ударної дії при невідтворюваному зв'язку між ситом і коробом зменшує забиваність сіячої поверхні в 6 разів, підвищує ефективність грохочення на 43 % у порівнянні з ординарним режимом за однакових динамічних параметрів;
- встановлено, що при реалізації вібраційно-ударного режиму, який здійснюється за рахунок невідтворюваного зв'язку між ситом і коробом стабілізація гранулометричного складу інтенсивне протікає при прискореннях коливань коробу, які знаходяться в межах від 30 до 40 м/с², що дозволяє на 5 % зменшити вміст класу -5 мм в агломераті, підвищення якості

залізовмісної частини шихти в умовах доменного виробництва ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг» дає річний економічний ефект у розмірі 11,5 млн. грн та високим коефіцієнтом ефективності капіталовкладень у 1,37;

- встановлено, що збільшення прискорення при сталій амплітуді коливань коробу на 11 % призводить до зменшення в середньому на 17 % кута взаємного фазового зсуву дебалансів підчас самосинхронізації вібраторів, що опосередковано підтверджує факт зменшення часу несталого руху вільно укладеної сіячої поверхні зі збільшенням частоти коливань коробу за степеневим законом, та підтверджує адекватність отриманої в результаті теоретичних та скорегованої підчас лабораторних досліджень емпіричної залежності;
- в промислових умовах виконано перевірку та підтверджено адекватність отриманих математичних моделей та аналітичних залежностей, встановлено, що помилка в результатах між розрахунковими та експериментальними значеннями коефіцієнта забиваності не перевищує 15 %, а прискорень коливань коробу, які відповідають інтенсивному протіканню процесу стабілізації – 12 %;
- на основі отриманих результатів досліджень розроблено та запропоновано ряд перспективних технічних рішень для вібраційних машин та їх опор, які призначені для класифікації та сортування залізорудної сировини перед її спіканням та плавкою.

6.6 Список використаних джерел

1. ДСТУ 3200-95. Руди залізні і марганцеві, агломерати і окатки. Метод визначення міцності в обертовому барабані. На заміну ГОСТ 15137-77; чинний від 1995-09-19. Вид. Офіц. Київ: ДП «УкрНДНЦ, 1995. 7 с.
2. Вібраційний грохот: пат. 91901 Україна: В07В 1/40. № u201314745 ; заявл. 16.12.2013; опубл. 25.07.2014, Бюл. № 14. 4 с.

3. Зелов Е. А. Разработка и внедрение высокопроизводительных шихтовых грохотов с неоднородным полем траекторий: Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Кривой Рог, 1986. 208 с.
4. Серго Е. Е. Опробование и контроль технологических процессов обогащения: учеб. для студентов высш. уч. завед. Киев: Вища шк., 1979. 272 с.
5. Засельский В. И. Разработка научных основ конструирования вибрационных машин для высокоэффективной сортировки металлургической шихты: Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. Днепропетровск, 2008. 330 с.
6. Особенности формирования нагрузки вибрационных грохотов, работающих в транспортно-технологических линиях агломерационных фабрик / Д. В. Пополов та ін. *Металургическая и горнорудная промышленность*. 2012. №. 5 (277). С. 72–74.
7. Sandro G. Longo. Principles and Applications of Dimensional Analysis and Similarity. Parma: Springer Cham, 2021. 428 p. <https://doi.org/10.1007/978-3-030-79217-6>.
8. Upton G., Cook I. Understanding statistics. U.S.A: Oxford University Press, 2003. 657 p.
9. Moore D. S. Introduction to the practice of statistics. 6th ed. New York: W. H. Freeman and Company, 2009. 166 p.
10. Вібраційний грохот для сортування сипких матеріалів: пат. 91902 Україна: B07B 1/40. № у 201314747; заявл. 16.12.2013; опубл. 25.07.2014, Бюл. № 4. 5 с.
11. Засельский В. И., Пополов Д. В., Учитель С. А. Исследования разрушений элементов конструкций тяжело нагруженных вибрационных грохотов большого типоразмерного ряда. *Механіка машин - основна складова прикладної механіки*: Матеріали Всеукр. науково-техн. конф., м. Дніпро, 11–13 квіт. 2017 р. Дніпро, 2017. С. 27–30.
12. Засельский В. И., Пополов Д. В., Засельский И. В. Повышение надежности работы грохотов агломерата, работающих в трактах шихтоподготовок доменных цехов. *Металургійна та гірничорудна промисловість*. 2018. № 7. С. 215–219.

13. Засельский В. Й., Пополов Д. В., Засельский И. В. Повышение надежности работы грохотов агломерата, работающих в трактах шихтоподготовок доменных цехов. *Міжнародна конференція «Надійність та динаміка важких машин»*: Матеріали міжнар. наук. конф., м. Дніпро, 30 жовт. 2018 р. Дніпро, 2018. С. 215–219.
14. Вібраційний грохот-живильник: пат. 158496 Україна: В07В 1/00, В07В 1/40, В65G 27/00, В65G 27/10, В65G 27/34. № u 202404143; заявл. 19.08.2024; опубл. 13.02.2025, Бюл. № 7.
15. Вібраційний живильник: пат. 47387 Україна: 865G 27/00. № u200909588; заявл. 18.09.2009; опубл. 25.01.2010, Бюл. № 2. 5 с.

ВИСНОВКИ

Представлена дисертація є закінченою кваліфікаційною науковою працею, в якій надано теоретичне узагальнення та нове рішення практичної актуальної наукової проблеми підвищення якості підготовки металургійних шихтових матеріалів до спікання і плавки шляхом розробки наукових основ створення вібраційних машин, що реалізують вібраційно-ударну дію на оброблюваний шар шихти, з урахуванням впливу конструктивних, кінематичних та динамічних параметрів їх робочого органу на технологічні показники, що забезпечують підвищення ефективності фракціонування металургійної шихти перед процесами спікання та плавкою.

Основні наукові та практичні результати полягають у наступному:

1. Аналіз науково-технічної інформації дозволив встановити, що у найближчій перспективі розвиток металургійної промисловості можливий лише за рахунок впровадження енергоефективних технологій, спрямованих на зниження операційних витрат. Найбільший потенціал економії криється в удосконаленні підготовки шихтових матеріалів, зокрема через ефективне грохочення та зменшення вмісту некондиційних фракцій. Перспективним є застосування вібраційних грохотів вібраційно-ударної дії з вільно укладеними сіячими поверхнями, які забезпечують самоочищення та стабілізацію гранулометричного складу металургійної шихти перед спіканням і плавкою. Водночас існує потреба в науково обґрунтованих методиках розрахунку параметрів таких машин для їх широкого промислового впровадження.

2. Розроблено математичну модель руху сіячої поверхні, вільно укладеної в просторі, сформованому швелероподібним підситником, яка враховує конструктивні, кінематичні та динамічні параметри грохоту, а також геометричні характеристики сіячої поверхні та механічні властивості матеріалу з якого вона виготовлена, встановлено, що сталість коливань сіячої поверхні забезпечується коли відношення розміру проміжку між нижньою та верхньою площинами підситника до максимальної амплітуди коливань її матеріальної точки є меншим за одиницю, при збільшенні частоти коливань коробу час етапу несталого руху зменшується за степеневим законом, при цьому, наближення значень власної частоти пружних коливань

сіячої поверхні до вимушеної частоти її коливань їх характер приймає квазігармонійний вид зі зростанням амплітуди та коефіцієнту динамічності, а при збільшенні кута вібрації точок коробу від 40° до 50° середня амплітуда коливань матеріальної точки сіячої поверхні зменшується за поліноміальним законом другого порядку.

3. Встановлено, що геометричні розміри сіячої поверхні, вільно укладеної в просторі, сформованому швелероподібним підситником, є незалежним фактором, який впливає на потенційну та кінетичну енергії для обох форм деформації поступального та обертального рухів, а поворотне-обертальний є переважальним режимом її руху при динамічне стійких лінійно направлених гармонійних коливаннях коробу.

4. Отримана аналітична залежність, котра визначає розмір частинки матеріалу, більше котрого заклинювання не відбувається, в залежності від апертури сіячої поверхні її фізичних властивостей та матеріалу, що розсівається, встановлено, що в отворі сита здатні заклинюватись частинки, розмір котрих в $1 \dots 1,4$ рази більше розміру отвору, причому більше значення відповідає максимальному значенню коефіцієнта тертя.

5. Отримані теоретичні залежності, які визначають силу заклинювання частинки матеріалу, що розсівається, граничну висоту її підкидання більше котрої не відбувається її заклинювання в отворі сита, в залежності від апертури сіячої поверхні її фізичних властивостей та матеріалу, який розсівається, з'ясовано, що мінімально необхідна висота підкидання частинки зі збільшенням коефіцієнту тертя зменшується, а сама залежність описується степеневою функцією.

6. Розроблено математичну модель процесу очищення сіячої поверхні вільно укладеної в просторі підситника вібруючого коробу, в результаті чого отримані умови евакуації частинки матеріалу, що заклинилися, з отворів сіячої поверхні з урахуванням фізичних властивостей матеріалу, що розсівається, та сіячої поверхні, апертури сита, його конструктивних, кінематичних та динамічних параметрів, встановлено, що при збільшенні коефіцієнта тертя матеріалу, що розсівається, о сіячу поверхню прискорення необхідне для самоочищення збільшується, а швидкість частинки в момент відриву від сіячої поверхні зменшується, натомість, при

збільшенні кутів вібрації та нахилу сіячої поверхні необхідні для самоочищення як прискорення, так і швидкість зменшуються.

7. Розроблено математичну модель, яка описує процес руху частинки матеріалу, що розсівається, по сіячій поверхні, вільно укладеній в просторі підситника вібруючого коробу, встановлено, що зі збільшенням прискорення коливань коробу грохоту середня швидкість руху та прискорення частинки матеріалу, що розсівається, на першому етапі, середня висота підкидання частинки та період її вільного руху на другому етапі збільшуються, стає зростання зазначених параметрів відбувається в діапазоні прискорень коробу від 18,5 до 32,9 м/с².

8. Встановлено, що стабілізація гранулометричного складу агломерату та механічної міцності частинок надрешітного продукту фракцією 5...40 мм шляхом їх руйнування по концентраторах напруження на сіячій поверхні, вільно укладеній в просторі підситника вібруючого коробу, відбувається за умови забезпечення прискорення його коливань в межах від 32,9 до 47,3 м/с² при постійній амплітуді $A = 0,003$ м.

9. Експериментально встановлено залежності технологічних параметрів вібраційно-ударних машин із вільно укладеною сіячою поверхнею від режимів коливань коробу, визначено ефективність кожного з досліджуваних режимів порівняно з традиційною конструкцією із жорстко закріпленим ситом, а також встановлено, що раціональні значення прискорення коливань коробу знаходяться в межах 28...35 м/с² за амплітуди 0,002 м.

10. Розроблено математичну модель прогнозування зносу та оцінки строку експлуатації сіячої поверхні, виготовленої з полімерного матеріалу, що працює в умовах металургійного виробництва, в залежності від конструктивних, кінематичних та динамічних параметрів грохоту, а також її геометричних характеристик та фізичних властивостей матеріалу з якого вона виготовлена.

11. На основі теоретичних досліджень отримано аналітичну залежність для визначення горизонтальної жорсткості пружинних елементів із витками круглого та прямокутного перерізів у вібраційних машин, що генерують вібраційно-ударні коливання, на підставі якої розроблено методики обґрунтованого вибору гвинтових

циліндричних пружини стискання з урахуванням зсуву їх опорних витків, та розрахунку гумово-пружного амортизатора стискання-зсуву з рівною жорсткістю, який забезпечує підвищену надійність та ефективність роботи в умовах вібраційно-ударних навантажень.

12. За результатами промислових випробувань встановлено, що при реалізації вібраційно-ударного режиму, який здійснюється за рахунок невтримного зв'язку між ситом і коробом, транспортна продуктивність грохоту зменшується на 17...56 %, забиваність сіячої поверхні в 6 разів, ефективність грохочення підвищується на 43 % у порівнянні з ординарним режимом за однакових динамічних параметрів, стабілізація гранулометричного складу інтенсивне протікає при менших прискореннях коливань коробу, які знаходяться в межах від 30 до 40 м/с², що дозволяє на 5 % зменшити вміст класу -5 мм в агломераті, це дає річний економічний ефект у розмірі 11,5 млн. грн. Також виявлено, що збільшення прискорення при сталій амплітуді коливань коробу на 11 % призводить до зменшення в середньому на 17 % кута взаємного фазового зсуву дебалансів підчас самосинхронізації вібраторів, що опосередковано підтверджує факт зменшення часу несталого руху вільно укладеної сіячої поверхні зі збільшенням частоти коливань коробу за степеневим законом, це підтверджує адекватність отриманої в результаті теоретичних та скорегованої підчас лабораторних досліджень емпіричної залежності.

13. Отримані результати знайшли практичне застосування:

- шляхом впровадження в технологічних лініях шихтоподачі доменного виробництва ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг» грохотів агломерату ГС-3,5×1 та встановлення впливу вібраційного та вібраційно-ударного режимів на його основні технологічні параметри;
- шляхом використання на підприємстві ТОВ «КВМШ плюс» рекомендацій щодо вибору основних конструктивних, кінематичних та динамічних параметрів вібраційних машин з сіячою поверхнею вібраційно-ударної дії;
- шляхом впровадження на АТ «Південний гірничо-збагачувальний комбінат» результатів дисертаційної роботи, які пов'язані з описом

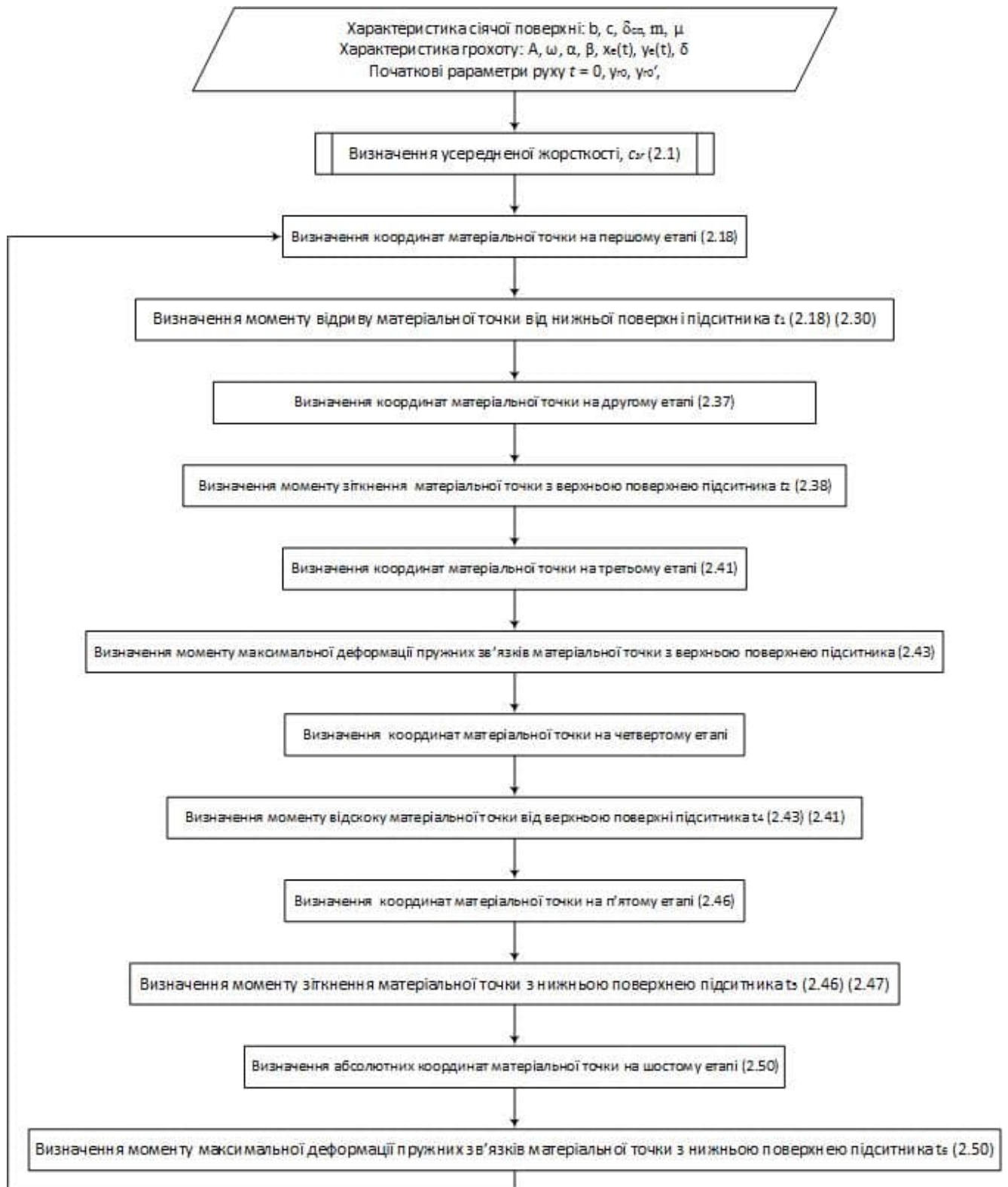
динамічного стану технічної системи, що сприймає вібраційно-ударні навантаження, підчас завантаження та транспортування шихтового матеріалу та корегуванні режимів його роботи;

- отриманні теоретичні та експериментальні дані впроваджені в навчальний процес Навчально-наукового технологічного інституту Державного університету економіки і технологій при підготовці здобувачів освіти на третьому (освітньо-науковому) рівні за галуззю знань G Інженерія, виробництво та будівництво, спеціальності G11 Машинобудування (за спеціалізаціями) при вивченні освітніх компонент: інженерний аналіз механічного обладнання для підготовчих процесів гірничо-металургійної галузі; планування лабораторних, експериментально-промислових досліджень; використання інформаційних систем в науково-дослідницькій діяльності.

14. Достовірність отриманих результатів підтверджена як лабораторними, так і промисловими дослідженнями, встановлено, що середнє відхилення між розрахунковими та експериментальними значеннями показників динамічного стану системи не перевищує $\pm 8,5$ %, значення прискорення, яке забезпечує максимальне самоочищення, виявилось меншим за розрахункове на 8 %, при використанні фракції меншої за граничне значення заклинювання частинками матеріалу отворів сіячої поверхні досягає 81 %, що підтверджує достовірність визначеного граничного розміру частинок, більших за який заклинювання не відбувається, похибка між розрахунковими та експериментальними значеннями коефіцієнта забиваності не перевищує 15 %, а для прискорень коливань коробу, що відповідають інтенсивному протіканню процесу стабілізації – 12 %. Також підтверджено, що за динамічне стійких лінійно спрямованих гармонійних коливань коробу сито здійснює поворотне-обертальний (голопуючий) рух, тоді як зростання енергетики процесу призводить до переходу на зворотне-поступальний характер руху.

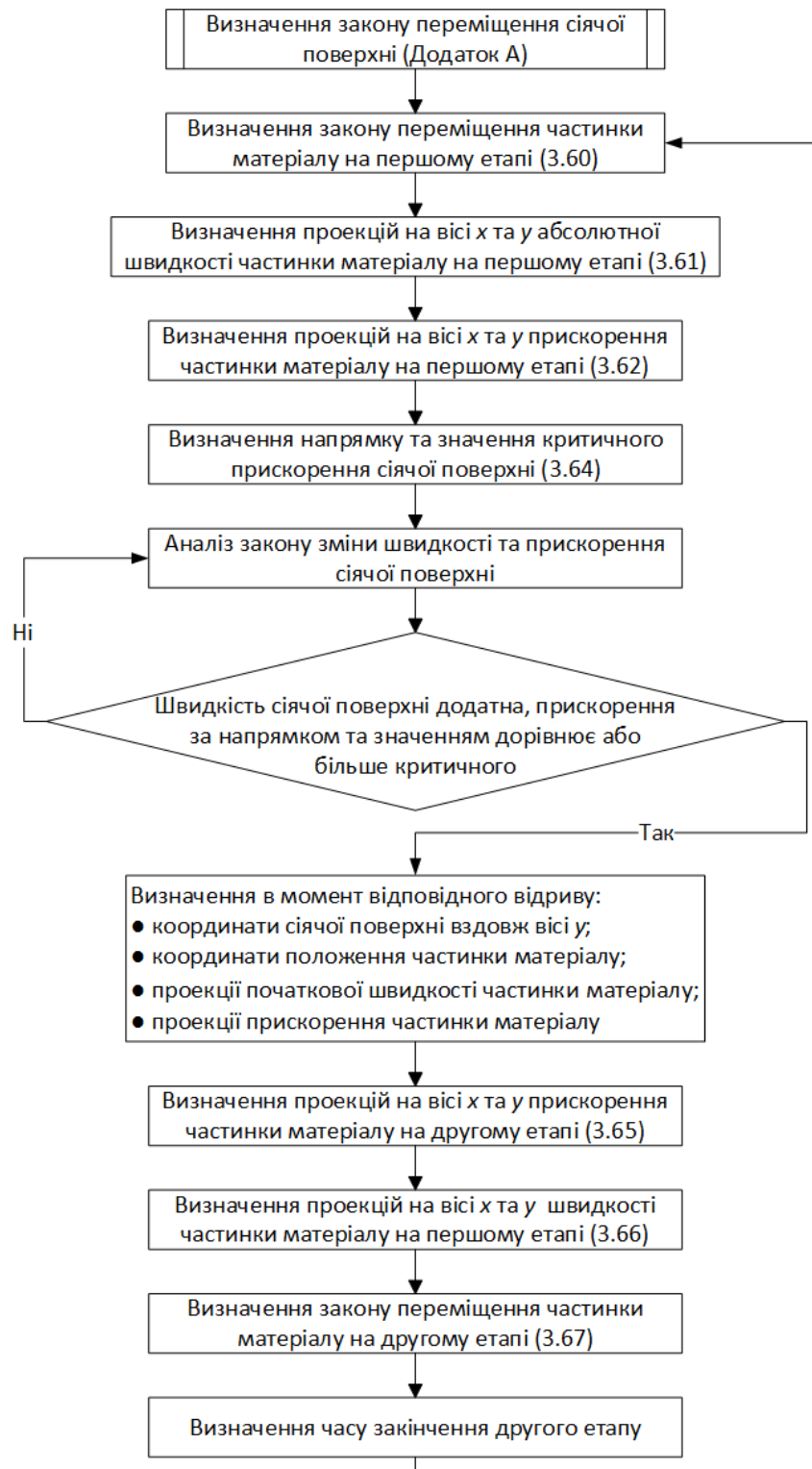
Додаток А

Блок-схема розрахунку динамічного стану системи



Додаток Б

Блок-схема опису процесу переміщення частинки матеріалу, що розсівається, по сіячій поверхні, вільно укладеній в просторі підситника вібруючого коробу



Додаток В

**Вивчення взаємовпливу динамічних параметрів коробу на інтенсивність
протікання внутрішньосферних процесів при вібраційно-ударній дії**

Таблиця В.1 – Ортогональна план-матриця другого порядку повного факторного експерименту

№ з/П	x_0	x_1	x_2	$x_1 \cdot x_2$	$x_1^2 - 2/3$	$x_2^2 - 2/3$	I_s , мм/с	I_d , мм/с
1	+1	-1	-1	+1	1/3	1/3	0,066	0,026
2	+1	+1	-1	-1	1/3	1/3	0,083	0,05
3	+1	-1	+1	-1	1/3	1/3	0,058	0,033
4	+1	+1	+1	+1	1/3	1/3	0,084	0,061
5	+1	-1	0	0	1/3	-2/3	0,053	0,03
6	+1	+1	0	0	1/3	-2/3	0,093	0,057
7	+1	0	-1	0	-2/3	1/3	0,09	0,056
8	+1	0	+1	0	-2/3	1/3	0,104	0,064
9	+1	0	0	0	-2/3	-2/3	0,106	0,06

Таблиця В.2 – Натурні та кодовані значення факторів

Найменування рівня фактору	Найменування фактору та його позначення			
	амплітуда вимушених коливань коробу		кутова частота вимушених коливань коробу	
	натурне значення, м	кодоване значення	натурне значення, с ⁻¹	кодоване значення
Нульовий рівень	0,002	0	125,6	0
Верхній рівень	0,003	+1	157	+1
Нижній рівень	0,001	-1	94,2	-1
Інтервал варіювання	0,001	—	31,4	—

Таблиця В.3 – Розрахункові значення коефіцієнтів регресії

Коефіцієнт регресії	Інтенсивність сегрегації, I_s	Інтенсивність дифузії, I_d
b_0	0,102	0,06
b_1	0,014	0,013
b_2	$1,167 \cdot 10^{-3}$	$4,333 \cdot 10^{-3}$
b_{12}	$2,25 \cdot 10^{-3}$	$10 \cdot 10^{-4}$
b_{11}	-0,027	-0,017
b_{22}	$-3,167 \cdot 10^{-3}$	$-6,667 \cdot 10^{-4}$

Додаток Г

Вивчення впливу динамічних параметрів коробу вібраційно-ударної машини з невідстримним зв'язком між коробом і ситом на її транспортну продуктивність

Таблиця Г.1 – Ортогональна план-матриця другого порядку повного факторного експерименту

№ з/П	x_0	x_1	x_2	$x_1 \cdot x_2$	$x_1^2 - 2/3$	$x_2^2 - 2/3$	$Q_{тр},$ кг/с
1	+1	-1	-1	+1	1/3	1/3	0,1786
2	+1	+1	-1	-1	1/3	1/3	0,1538
3	+1	-1	+1	-1	1/3	1/3	0,1493
4	+1	+1	+1	+1	1/3	1/3	0,1983
5	+1	-1	0	0	1/3	-2/3	0,1449
6	+1	+1	0	0	1/3	-2/3	0,2074
7	+1	0	-1	0	-2/3	1/3	0,1923
8	+1	0	+1	0	-2/3	1/3	0,2083
9	+1	0	0	0	-2/3	-2/3	0,2174

Таблиця Г.2 – Натурні та кодовані значення факторів

Найменування рівня фактору	Найменування фактору та його позначення			
	амплітуда вимушених коливань коробу		кутова частота вимушених коливань коробу	
	натурне значення, м	кодоване значення	натурне значення, с ⁻¹	кодоване значення
Нульовий рівень	0,002	0	125,6	0
Верхній рівень	0,003	+1	157	+1
Нижній рівень	0,001	-1	94,2	-1
Інтервал варіювання	0,001	—	31,4	—

Таблиця Г.3 – Розрахункові значення коефіцієнтів регресії

Коефіцієнт регресії	Значення
b_0	0,213
b_1	0,014
b_2	$5,2 \cdot 10^{-3}$
b_{12}	0,018
b_{11}	-0,034
b_{22}	$-9,8 \cdot 10^{-3}$

Додаток Д

Вивчення впливу динамічних параметрів коробу вібраційно-ударної машини з невимримним зв'язком між коробом і ситом на коефіцієнт забиваності сіячої поверхні

Таблиця Д.1 – Ортогональна план-матриця другого порядку повного факторного експерименту

№ з/П	x_0	x_1	x_2	$x_1 \cdot x_2$	$x_1^2 - 2/3$	$x_2^2 - 2/3$	$K_{\text{заб}}, \%$
1	+1	-1	-1	+1	1/3	1/3	0,7615
2	+1	+1	-1	-1	1/3	1/3	0,2769
3	+1	-1	+1	-1	1/3	1/3	0,3808
4	+1	+1	+1	+1	1/3	1/3	0,0346
5	+1	-1	0	0	1/3	-2/3	0,5192
6	+1	+1	0	0	1/3	-2/3	0,692
7	+1	0	-1	0	-2/3	1/3	0,1731
8	+1	0	+1	0	-2/3	1/3	0,0346
9	+1	0	0	0	-2/3	-2/3	0,1038

Таблиця Д.2 – Натурні та кодовані значення факторів

Найменування рівня фактору	Найменування фактору та його позначення			
	амплітуда вимушених коливань коробу		кутова частота вимушених коливань коробу	
	натурне значення, м	кодоване значення	натурне значення, с ⁻¹	кодоване значення
Нульовий рівень	0,002	0	125,6	0
Верхній рівень	0,003	+1	157	+1
Нижній рівень	0,001	-1	94,2	-1
Інтервал варіювання	0,001	—	31,4	—

Таблиця Д.3 – Розрахункові значення коефіцієнтів регресії

Коефіцієнт регресії	b_0	b_1	b_2	b_{12}	b_{11}	b_{22}
Значення	0,211	-0,11	-0,127	0,035	0,34	-0,161

Додаток Е

**Вивчення впливу динамічних параметрів коробу вібраційно-ударної машини
з невтримним зв'язком між коробом і ситом на ефективність грохочення**

Таблиця Е.1 – Ортогональна план-матриця другого порядку повного факторного експерименту

№ з/п	x_0	x_1	x_2	$x_1 \cdot x_2$	$x_1^2 - 2/3$	$x_2^2 - 2/3$	E , %
1	+1	-1	-1	+1	1/3	1/3	70,23
2	+1	+1	-1	-1	1/3	1/3	75,87
3	+1	-1	+1	-1	1/3	1/3	76
4	+1	+1	+1	+1	1/3	1/3	83,1
5	+1	-1	0	0	1/3	-2/3	78,3
6	+1	+1	0	0	1/3	-2/3	85,33
7	+1	0	-1	0	-2/3	1/3	86,22
8	+1	0	+1	0	-2/3	1/3	90,22
9	+1	0	0	0	-2/3	-2/3	91,47

Таблиця Е.2 – Натурні та кодовані значення факторів

Найменування рівня фактору	Найменування фактору та його позначення			
	амплітуда вимушених коливань коробу		кутова частота вимушених коливань коробу	
	натурне значення, м	кодоване значення	натурне значення, с ⁻¹	кодоване значення
Нульовий рівень	0,002	0	125,6	0
Верхній рівень	0,003	+1	157	+1
Нижній рівень	0,001	-1	94,2	-1
Інтервал варіювання	0,001	–	31,4	–

Таблиця Е.3 – Розрахункові значення коефіцієнтів регресії

Коефіцієнт регресії	b_0	b_1	b_2	b_{12}	b_{11}	b_{22}
Значення	92,477	3,295	2,833	0,365	-11,165	-4,76

Додаток Є

Визначення параметрів елементів гумове-пружинного амортизатора стискання-зсуву з рівними жорсткостями для вібраційних машин

Початкові дані:

- маса робочого органу, що припадає на один амортизатор – $m = 850$ кг;
- амплітуда коливань в напрямку повздовжньої осі амортизатора та в напрямку перпендикулярному їй у перехідному режимі – $A_{\max} = 50$ мм;
- розміри гумових пружних елементів будемо визначати для фактору форми гумового елемента у діапазоні – $\Phi_{\min} = 0,25 \leq \Phi \leq \Phi_{\max} = 1$;
- гумові елементи передбачається виготовити з гуми:
 - твердістю по Шору – $H_p = 50$ одиниць;
 - межею міцності на стиснення – $[\sigma] = 0,6$ Мпа;
 - межею міцності на зсув – $[\tau] = 0,2$ Мпа;
- матеріал пружини сталь 55ГС:
 - модуль пружності на стискання $E = 2,05 \cdot 10^5$ Н/мм²;
 - модуль зсуву $G = 7,5 \cdot 10^4$ Н/мм².

Визначаємо модуль пружності гуми, застосованої для виготовлення пружного елемента [27]

$$G_r = \frac{H_p^2}{3800} = \frac{50^2}{3800} = 0,658. \quad (\text{Є.1})$$

Визначаємо потрібну жорсткість амортизатора [22]

$$C^A \leq \frac{m \cdot g}{A_{\max}} = \frac{850 \cdot 9,81}{50} = 166,77 \text{ Н/мм}, \quad (\text{Є.2})$$

де $g = 9,81$ м/с² – прискорення вільного падіння.

Приймаємо $C^A = 165$ Н/мм.

Визначаємо мінімально можливий діаметр гумового елемента з умови міцності [27]:

– на стиск

$$D_{\min \text{ ст}} = \sqrt{\frac{4 \cdot (m \cdot g + A_{\max} \cdot C^A)}{\pi \cdot [\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot (850 \cdot 9,81 + 50 \cdot 165)}{3,14 \cdot 0,6}} = 187,7 \text{ мм}; \quad (\text{Є.3})$$

– на зсув

$$D_{\min \text{ зс}} = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{\max} \cdot C^A}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 50 \cdot 165}{3,14 \cdot 0,2}} = 229,23 \text{ мм}. \quad (\text{Є.4})$$

Визначаємо значення відношення модулів пружності на стискання і зсуву для сталі, з якої передбачається виготовити пружину

$$\beta = \frac{E}{G} = \frac{2,05 \cdot 10^5}{7,5 \cdot 10^4} = 2,73. \quad (\text{Є.5})$$

Визначаємо діапазон потрібної вертикальної жорсткості пружини

$$\frac{6 \cdot \beta \cdot (1 + \Phi_{\max}^2) - 1}{6 \cdot \beta \cdot (1 + \Phi_{\max}^2) - \beta} \cdot C^A < C_z^{\text{пп}} < \frac{6 \cdot \beta \cdot (1 + \Phi_{\min}^2) - 1}{6 \cdot \beta \cdot (1 + \Phi_{\min}^2) - \beta} \cdot C^A, \quad (\text{Є.6})$$

де $\Phi_{\max} = 1$ – прийнятий (допустимий) максимальний фактор форми гумового елемента; $\Phi_{\min} = 0,25$ – прийнятий (допустимий) мінімальний фактор форми гумового елемента

$$\frac{6 \cdot 2,73 \cdot (1 + 1^2) - 1}{6 \cdot 2,73 \cdot (1 + 1^2) - 2,73} \cdot 165 < C_z^{\text{пп}} < \frac{6 \cdot 2,73 \cdot (1 + 0,25^2) - 1}{6 \cdot 2,73 \cdot (1 + 0,25^2) - 2,73} \cdot 165$$

$$174,51 < C_z^{\text{пп}} < 184,45.$$

За ГОСТ 13769-83 обираємо пружину № 161 для котрої: діаметр дроту $d = 45$ мм, зовнішній діаметр $D_1 = 530$ мм, жорсткість одного витка $C_1 = 353,6$ Н/мм, найбільший прогин одного витка $S'_3 = 89,35$ мм.

Приймаємо кількість робочих витків $n_p = 2$, тоді вертикальна жорсткість пружини $C_z^{\text{п}} = 176,8$ Н/мм.

Уточнюємо розрахунковий коефіцієнт

$$\varphi = C_z^{\text{п}} / C^A = 176,8 / 165 = 1,071515. \quad (\text{Є.7})$$

Визначаємо значення потрібного фактору форми гумового елемента

$$\Phi = \sqrt{\frac{\varphi \cdot \beta - 1}{6 \cdot \beta \cdot (\varphi - 1)}} - 1 = \sqrt{\frac{1,071515 \cdot 2,73 - 1}{6 \cdot 2,73 \cdot (1,071515 - 1)}} - 1 = 0,802. \quad (\text{Є.8})$$

Визначаємо діаметр гумового елемента з умови

$$D_r = \frac{\varphi \cdot \beta \cdot i \cdot C^A}{(\varphi \cdot \beta - 1) \cdot G_r \cdot \pi \cdot \Phi} > D_{\text{max}}, \quad (\text{Є.9})$$

де D_{max} – діаметр гумового елемента виходячи з умови міцності на стиснення та зсув

$$D_r = \frac{\varphi \cdot \beta \cdot i \cdot C^A}{(\varphi \cdot \beta - 1) \cdot G_r \cdot \pi \cdot \Phi} =$$

$$= \frac{1,071515 \cdot 2,73 \cdot i \cdot 165}{(1,071515 \cdot 2,73 - 1) \cdot 0,658 \cdot 3,14 \cdot 0,802} = 151,3 \cdot i \text{ мм.} \quad (\text{Є.10})$$

Якщо прийняти, що $i = 1$, то діаметр гумового елемента

$$D_r = 151,3 \text{ мм} < D_{\min \text{ с т}} = 187,7 \text{ мм};$$

$$D_r = 151,3 \text{ мм} < D_{\min \text{ зс}} = 229,23 \text{ мм},$$

таким чином, умова міцності не виконується.

Приймаємо $i = 2$, тоді $D_r = 300 \text{ мм}$.

Визначаємо висоту одного гумового елемента [28]

$$h = \frac{D_r}{4 \cdot \Phi} = \frac{300}{4 \cdot 0,802} = 93,5 \text{ мм.} \quad (\text{Є.11})$$

Приймаємо $h = 95 \text{ мм}$.

Визначаємо горизонтальну жорсткість гумового елемента [28]

$$C_x^r = \frac{G_r \cdot \pi \cdot D_r^2}{4 \cdot i \cdot h} = \frac{0,658 \cdot 3,14 \cdot 300^2}{4 \cdot 2 \cdot 95} = 244,7 \text{ Н/мм.} \quad (\text{Є.12})$$

Визначаємо вертикальну жорсткість гумового елемента [28]

$$C_z^r = 6 \cdot \left(1 + \left(\frac{D_r}{4 \cdot h} \right)^2 \right) \cdot C_x^r = 6 \cdot \left(1 + \left(\frac{300}{4 \cdot 95} \right)^2 \right) \cdot 244,7 = 2384,2 \text{ Н/мм.} \quad (\text{Є.13})$$

Визначаємо жорсткість амортизатора по вертикалі (на стиск) [29]

$$C_z^A = \frac{C_z^{\pi} \cdot C_z^r}{C_z^{\pi} + C_z^r} = \frac{176,8 \cdot 2384,2}{176,8 + 2384,2} = 164,6 \text{ Н/мм.} \quad (\text{Є.14})$$

Визначаємо жорсткість амортизатора по горизонталі (на зсув)

$$C_x^A = \frac{\beta \cdot C_z^{\Pi} \cdot C_x^{\Gamma}}{\beta \cdot C_z^{\Pi} + C_x^{\Gamma}} = \frac{2,73 \cdot 176,8 \cdot 244,7}{2,73 \cdot 176,8 + 244,7} = 162,4 \text{ Н/мм.} \quad (\text{Є.15})$$

Отримані значення жорсткості відхиляються від наміченої $C^A = 165 \text{ Н/мм}$ менш ніж на 2 %, що відповідає встановленим вимогам.

Додаток Ж

Довідка про обсяги та результати впровадження обладнання в умовах аглодоменного виробництва ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг»

ДОВІДКА

про обсяги та результати впровадження обладнання в умовах аглодоменного виробництва ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг»

Виконавці робіт згідно договорів:

- Криворізька вища металургійна школа Національної металургійної академії України;
- ТОВ «КВМШ плюс».

Керівники робіт:

- професор, доктор технічних наук Учитель О.Д.;
- професор, доктор технічних наук Засельський В.Й.

Відповідальний виконавець:

- доцент, кандидат технічних наук Пополов Д.В.

В період з 2013 року по теперішній час на ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг» в процесі виконання робіт за планом технічного переоснащення та впровадження новітніх технологій, на аглодоменному виробництві введено та експлуатується обладнання для підготовки агломераційної шихти до спікання та оброблення агломерату, яке розроблено, ґрунтуючись на результатах досліджень, проведених в Криворізькій вищій металургійній школі, в основу котрих лягли результати дисертаційної роботи Пополова Д.В. та виготовлено ТОВ «КВМШ плюс» та іншими підприємствами.

Впровадження обладнання та результатів дисертаційної роботи дає змогу знизити собівартість агломерату та чавуну, підвищити вміст кондиційних фракцій в шихтових матеріалах, продуктивність агломераційної машини та доменної печі, зменшити витрати коксу.

Начальник технічного управління
ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг»
кандидат технічних наук



П.І. Оторвін

Додаток І**Акт про використання АТ «Південний гірничо-збагачувальний комбінат»
результатів дисертаційної роботи****ЗАТВЕРДЖУЮ**Заступник Генерального директора
АТ «ПВДГЗК» з технології та інжинірингу**Павло ДІДЕНКО**

06 грудня 2024 р.

АКТвикористання результатів дисертаційної роботи
кандидата технічних наук, доцента Пополова Дмитра Володимировича
на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

Дійсний акт складено про те, що результати дисертаційної роботи, які пов'язані з описом динамічного стану технічної системи, що сприймає вібраційно-ударні навантаження, впроваджені та використовуються акціонерним товариством «Південний гірничо-збагачувальний комбінат» при аналізі динамічних навантажень під час підготовчих процесів шихтових матеріалів до подальшого їх використання, корегуванні режимів роботи, прогнозуванні залишкового ресурсу робочих органів механічного обладнання.

Впровадження результатів дисертаційної роботи дозволило підвищити надійність обладнання та ефективність виконуваних операцій.

Головний механік АТ «ПВДГЗК»**Антон МАРТИНЕНКО**

Додаток К

Акт про використання ТОВ «КВМШ плюс» результатів дисертаційної роботи

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор ТОВ «КВМШ плюс»

Сергій УЧИТЕЛЬ



АКТ

про використання результатів дисертаційної роботи

Дмитра Пополова

Цей акт складений про те, що під час розробки та виготовлення вібраційних грохотів: ГС-3,5×1 та ГСТ-61.МЗ, призначених для розсіву гарячого агломерату в умовах підбункерних приміщень бункерної естакади доменної печі № 8 доменного цеху № 1 ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг» та агломераційної фабрики АТ «Південний гірничо-збагачувальний комбінат», відповідно, використовувались напрацювання дисертаційної роботи Пополова Дмитра Володимировича, зокрема, рекомендації щодо вибору:

- основних конструктивних, кінематичних та динамічних параметрів вібраційних машин з сіячою поверхнею вібраційно-ударної дії;
- конструктивних, кінематичних та динамічних параметрів вібраційних машин з метою забезпечення самоочищення сіячої поверхні та стабілізації гранулометричного складу металургійної шихти, що на ній розсівається.

Головний конструктор
ТОВ «КВМШ плюс»

Ірина СМОРОДОВА

Додаток Л

Технічне завдання на розробку грохоту ГСТ-61-МЗ

Утверждаю:

Технический директор ОАО

ЮГОК

В.С. Гай

« 31 » 05 2013 г.

Грохот самобалансный с мотор-вибраторным
приводом ГСТ-61.МЗ

Техническое задание



2013 год

Настоящее техническое задание распространяется на грохот горячего агломерата ГСТ-61. МЗ, (в дальнейшем грохот), предназначенный для установки в разгрузочной части агломашин для грохочения спека агломерата с температурой 800°C и максимальным размером куска питания 160x160 мм, для условий УХЛ4 по ГОСТ 15150-69.

Грохот должен быть изготовлен с накладными мотор-вибраторами мощностью 11,8 кВт, 750 об/мин каждый с боковым (по бортам) пространственным их расположением относительно короба, установленного в опорном исполнении на пружинах. Тип привода – самосинхронизирующиеся мотор-вибраторы. Тип мотор-вибраторов VV221 В/8, производитель Venanzetti Vibrazioni Milano Srl, Италия. Количество мотор-вибраторов на грохоте – 2 шт. Напряжение питания – 380В, 3 фазы, 50Гц. Ресурс подшипников мотор-вибраторов – не менее 23300 моточасов.

Грохот укомплектовать ситами листовыми, щелевыми, секционными с раздельным креплением каждой секции.

Грохот укомплектовать системой управления и частотного регулирования. Техническое задание пригодно для целей сертификации.

Обязательное наличие разрешительных документов на использование машин, механизмов и оборудование повышенной опасности в соответствии с требованиями постановления КМУ №1107 от 26.10.2011г.

1. Технические требования.

1.1 Общие требования.

1.1.1 Грохот ГСТ-61. МЗ должен соответствовать требованиям настоящего технического задания.

1.1.2 Общие требования к изготовлению должны соответствовать требованиям ДСТУ 2364-94.

1.1.3 Требования монтажной технологичности по ГОСТ 24444-87.

1.2 Основные параметры и размеры.

1.2.1 Основные параметры и размеры грохота должны соответствовать указанным в табл. 1.

Таблица 1

Наименование параметра и размера	Норма
1	2
1 Производительность по исходному материалу, не менее, т/ч:	130
при ширине щелей сит, мм	10
2. Размеры просеивающей поверхности, мм, не менее	
ширина	1780
длина	4250
3. Площадь сеющей зоны, м ²	7,57
4. Число ярусов сит, шт.	1
5. Амплитуда колебаний короба, мм, не более	5,0
6. Частота колебаний, с ⁻¹	12,5
7. Габаритные размеры колеблющейся части грохота, мм, не более:	
длина	5180
ширина	3760
высота	1450
8. Высота(на раме) не более, мм	1800
9. Мотор-вибраторы, кВт/об.мин	11,8/750
10. Масса колеблющейся части грохота, кг, не более	11400
11. Масса(с опорной рамой), кг, не более	13400
12. Угол вибрации, град.	45
13. Упругая система	Пружины из термостойкой стали, кол-во 20шт.
14. Система управления	частотная
15. Нагрузки на фундамент:	
статическая нагрузка на все опоры, Н, не более	132000
динамическая нагрузка на все опоры, Н, не более	12400
в том числе:	
динамическая горизонтальная составляющая, Н, не более	8800
динамическая вертикальная составляющая, Н, не более	8800
статическая нагрузка на одну опору, Н, не более	32830
динамическая нагрузка на одну опору, Н, не более	1735
коэффициент динамичности	1,053

1.3. Характеристика условий работы грохота и требования к конструкции.

1.3.1. Грохотимый материал – горячий агломерат с температурой не более 800°C, размер максимального куска в питании 160 мм.

1.3.2. Требования к процессу грохочения – отделение класса 5...0мм с эффективностью грохочения не менее 90%.

1.3.3. Бортовины короба должны изготавливаться из листов стали 09Г2С ГОСТ 19281-89 толщиной 16 мм, остальные листовые детали – из стали СтЗпс ГОСТ 14637-89 или другой, не уступающей ей по механическим свойствам.

1.3.4. В конструкции грохота применить самосинхронизирующиеся мотор-вибраторы с боковым пространственным расположением их относительно короба.

1.3.5. Температура подшипниковых узлов мотор-вибраторов должна быть не более 80°C.

1.3.6. Амплитуда (полуразмах) боковых колебаний короба должна быть более 1 мм.

1.3.7. Предусмотреть футеровку для защиты связей-балок и боковин короба грохота от абразивного износа. Расстояние между связью-балками (шаг) – 650 мм.

1.3.8. Угол наклона просеивающей поверхности – 0°.

1.3.9. Лакокрасочные покрытия грохота должны соответствовать требованиям ГОСТ 9.032-74.

Условия эксплуатации покрытий в части воздействия климатических факторов УХЛ4 по ГОСТ 9.104-79.

Покрытие:

наружных необработанных поверхностей (кроме деталей опор) – эмалью серого цвета, класс покрытия V должно соответствовать ГОСТ 12.4.026-76.

Допускается применение других нейтральных цветов эмалей.

Подготовка металлических поверхностей перед нанесением покрытий должна соответствовать ГОСТ 9.402-80.

Требования к блеску покрытий не устанавливаются.

1.4. Комплектность.

1.4.1. Грохот должен поставляться комплектно. В комплект поставки входят:

а) короб с мотор-вибраторами, ограждениями и просеивающими поверхностями, шт.	1
б) откатная тележка, шт.	1
в) пружины, компл.	1
г) система управления и частотного регулирования, компл.	1
д) запасные части согласно ведомости ЗИП:	
сита листовые щелевые, компл.	1
пружины, компл.	1

1.4.2. К комплекту должны быть приложены:

- сборочный чертеж общего вида грохота	1
- эксплуатационная документация, комплект	1

1.5. Маркировка

1.5.1. На наружной поверхности грохота должна быть прикреплена табличка, выполненная по ГОСТ 12971-67.

1.6. Упаковка.

1.6.1. Составные части, перечисленные в п.п. 1.4.1а), 1.4.1б), 1.4.1в) настоящего технического задания поставляются без упаковки. Категория упаковки КУ-0 по ГОСТ 23170-78.

1.6.2. Мотор-вибраторы должны быть упакованы в соответствии с требованиями ТД на них.

1.6.3. Аппаратура управления должна быть упакована в соответствии с требованиями ТД на неё.

1.6.4. Техническая и товаросопроводительная документация должна быть упакована в соответствии с требованиями ГОСТ 23170-78.

2. Требования безопасности

2.1. Грохот должен соответствовать требованиям ДСТУ 2854-94 (ГОСТ 12.2.105-95 разделы 3, 4, 5, 6), приказа МЧС №933 от 27.06.2012г. «Правила охраны труда при дроблении, сортировке, обогащении полезных ископаемых и окусковании руд и концентратов»

3. Правила приемки

3.1. Для проверки соответствия грохота требованиям настоящего технического задания он должен быть подвергнут приемо-сдаточным и приемочным испытаниям.

3.3. Приемочные испытания грохота проводит заказчик на месте эксплуатации, с привлечением, при необходимости, представителей изготовителя в объеме согласованного сторонами.

3.4. При проведении испытаний обката грохота на холостом ходу должна производиться непрерывно в течение не менее 2 ч.

4. Методы контроля

4.1. Методы контроля грохотов должны соответствовать требованиям нормативной документации.

5. Транспортирование и хранение

5.1. Грохот должен транспортироваться железнодорожным или автомобильным транспортом.

Транспортирование железнодорожным транспортом должно производиться в соответствии с «Правилами перевозки грузов», утвержденными МПС.

Размещение и крепление грузовых мест следует производить в соответствии с нормами и требованиями действующих «Технических условий погрузки и крепления грузов», утвержденными МПС.

5.2. Составные части грохота должны вписываться в габарит 02-ВМ ГОСТ 9238-83.

5.3. Количество отгружаемых мест не более 6, масса одного грузового места не более 7000 кг.

5.4. Условия транспортирования составных частей грохота в части воздействия механических факторов – С по ГОСТ 23170-78, в части воздействия климатических факторов – 8 по ГОСТ 15150-69.

5.5. Размещение и крепление грузовых мест в транспортных средствах должны обеспечивать устойчивое положение при следовании в пути; смещение и удары не допускаются.

5.6. Транспортную маркировку груза производить в соответствии с ГОСТ 14192-77. Неупакованные и частично упакованные грузы маркировать на металлических ярлыках или непосредственно на изделии по ГОСТ 14192-77, упакованные непосредственно на таре.

На боковых поверхностях сборочных единиц, отправляемых без упаковки, нанести манипуляционный знак «Место строповки» по ГОСТ 14192-77.

Способ нанесения маркировки – окраска на трафарете.

5.7. Хранение неупакованных составных частей грохота должно соответствовать условиям 6, а в упаковке – 3 по ГОСТ 15150-69.

6. Гарантии изготовителя

6.1. Изготовитель гарантирует соответствие грохота требованиям настоящего технического задания при соблюдении условий транспортирования, хранения и эксплуатации, указанных в настоящем техническом задании и эксплуатационных документах, поставляемых с грохотом.

6.2. Гарантийный срок эксплуатации грохота (без просеивающих поверхностей) – 12 месяцев со дня ввода в эксплуатацию, но не более 18 месяцев со дня отгрузки с предприятия-изготовителя.

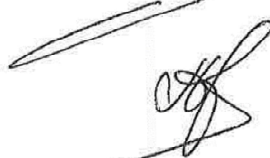
Главный специалист по агломерации

 М.А. Левицкий

Главный механик

 А.В. Мартыненко

Агломерационного цеха

 А.В. Дубов

Додаток М

Акт промислових стендових випробувань грохоту ГС-3,5×1

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор ТОВ «КВМШ плюс»

О. УЧИТЕЛЬ

«15» квітня 2014 р.

АКТ

промислових стендових випробувань грохота ГС-3,5×1
в умовах доменної печі № 8 доменного цеху № 1
ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг»

Комісія в складі:

Голова комісії	Марутов Є. В.	– начальник технічного відділу
Члени комісії	Білецький В. А.	– провідний інженер
	Швед С. В.	– інженер першої категорії
	Засельський В. Й.	– завідувач кафедри металургійного обладнання КМІ КНУ
	Пополов Д. В.	– доцент кафедри металургійного обладнання КМІ КНУ

в період з 24 березня до 07 квітня 2014 року провела промислові випробування вібраційного грохоту гарячого агломерату ГС-3,5×1 в умовах підбункерних приміщень бункерної естакади доменної печі № 8 доменного цеху № 1 ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг»

1. Мета випробувань

Встановлення впливу вібраційно-ударного режиму роботи вібраційного грохоту на його технологічні характеристики, забезпечення стабільності гранулометричного складу та міцності частинок, а також оцінка стійкості режимів коливань робочого органу.

2. Методика випробувань

Випробування проводились на двох режимах:

- вібраційному (жорстко закріплена сіяча поверхня);
- вібраційно-ударному (вільно укладена сіяча поверхня).

Під час проведення випробувань живлення електродвигунів грохоту здійснювалося через частотний перетворювач «Altivar» компанії Schneider Electric, встановлений на пульті керування системи шихтоподачі. Регулювання кутової швидкості дебалансів вібраторів здійснювалося шляхом зміни частоти струму їх електродвигунів. Кінетостатичний момент змінювався шляхом встановлення додаткових вантажів на дебалансах.

Вивчення залежності транспортної продуктивності, забиваності сіячої поверхні, ефективності грохочення від величини прискорення коливань коробу відбувалось в межах 26...33 м/с². Кожне значення прискорень отримували при постійній амплітуді ($A = 0,003$ м) підбором відповідної величини частоти коливань.

Транспортна продуктивність грохоту визначалась шляхом хронометражу заповнення матеріалом вагової воронки.

Оцінка забиваності сіячої поверхні виконувалась за допомогою фотоаналізу.

Ефективність грохочення визначалася за формулою

$$E = 10^4 \cdot \frac{\alpha - \nu}{\alpha \cdot (100 - \nu)} \% \quad (1)$$

де α – вміст класу 0...5 мм в агломераті, що надходив на грохочення (надавався відділом контролю якості), %; ν – вміст класу 0...5 мм в надрешітному продукті, що розвантажувався з грохоту (результати ситового аналізу надрешітного продукту), %.

Для цього за допомогою спеціального пробовідбірника бралася проба надрешітного агломерату, що розвантажувався з грохоту, вагою 250 кг з подальшим її розсівом по класу 0...5 мм.

Для кожної серії експериментів грохот із попередньо очищеною від застряглих частинок сіячою поверхнею вводився в технологічну лінію ділянки шихтоподачі на три доби. Після цього визначалися основні показники роботи обладнання.

Дослідження впливу ударної взаємодії матеріалу та сіячої поверхні з умови стабілізації гранулометричного складу агломерату реалізовувалось в діапазоні прискорень коливань коробу від 25 до 44 м/с² при постійній амплітуді ($A = 0,004$ м) та підборі відповідної величини частоти коливань, шляхом оцінки його міцності за ДСТУ 3200-95. Пробовідбір агломерату відбувався на перепаді потоку надрешітного продукту ручним способом враховуючи вимог ДСТУ 3195-95. Об'єднану пробу підготовлювали згідно з ДСТУ 3196-95 та піддавали квартуванню. Міцність агломерату визначалась

$$X = \frac{m_1}{m_1 + m_2 + m_3} \cdot 100 \% \quad (2)$$

де m_1 – маса фракції більше 5 мм після випробувань в барабані, кг; m_2 – маса фракції менше 5 мм та більше 0,5 мм після випробувань в барабані, кг; m_3 – маса фракції менше 0,5 мм після випробувань в барабані, кг.

На протязі реалізації всієї програми випробувань здійснювався контроль синфазності дебалансів вібраторів, який виконувався за допомогою фазових датчиків, сигнал від котрих надходив до багатоканального цифрового осцилографа DS1054 20.

3. Результати випробувань

Узагальнені результати контрольованих: технологічних параметрів, наведено у табл. 1; міцності агломерату – у табл. 2.

З наведених даних у табл. 1 видно, що при реалізації вібраційно-ударного режиму, який здійснюється за рахунок невідтворюваного зв'язку між ситом і коробом, транспортна продуктивність грохоту зменшується на 14...20 %, забиваність сіячої поверхні в 6 разів, підвищується ефективність грохочення на 43 % у порівнянні з вібраційним режимом за однакових динамічних параметрів. Встановлено, що збільшення прискорення при сталій амплітуді коливань коробу на 11 % призводить до зменшення в середньому на 17 % кута взаємного фазового зсуву дебалансів під час самосинхронізації вібраторів.

На основі даних з табл. 2 встановлено, що стабілізація гранулометричного складу під час реалізації вібраційно-ударного режиму, інтенсивне протікає при менших прискореннях коливань коробу, які знаходяться в межах від 30 до 40 м/с², на відміну від вібраційного, що дозволяє на 15 % зменшити вміст класу -5 мм в скіповому агломераті.

Таблиця 1

Параметр	Прискорення коливань грохоту, м/с ²					
	26,6		29,7		32,9	
	Вібраційно-ударний	Вібраційний	Вібраційно-ударний	Вібраційний	Вібраційно-ударний	Вібраційний
Транспортна продуктивність, т/год	349	405	356	427	363	450
Коефіцієнт забиваності, %	20	70	15	64	9	55
Ефективність грохочення, %	78	42	83	48	88	53
Фазовий зсув, с	5,9	3,2	4,9	2,4	4,1	1,2

Таблиця 2

Прискорення коливань грохоту, м/с ²	Міцність агломерату, %	
	Вібраційно-ударний	Вібраційний
25	76,2	75,3
30	77	75,8
35	83,5	77
40	85,4	81,3
44	86,3	82
53	87,6	82,3

4. Висновки

1. Вібраційно-ударний режим, який реалізований шляхом невідтворюваного зв'язку між ситом і коробом, може бути рекомендований до використання як один з способів інтенсифікації технологічних показників роботи грохота.

2. Рекомендувати розглянути можливість розробки технічного рішення щодо забезпечення короткочасного задіяння вібраційно-ударного режиму.

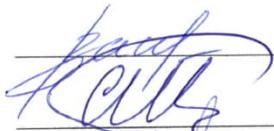
3. Продовжити випробування з метою визначення основних закономірностей роботи грохота у вібраційно-ударному режимі.

Голова комісії



Марутов Є. В.

Члени комісії



Білецький В. А.

Швед С. В.

Засельський В. Й.

Пополов Д. В.

Додаток Н

Акт промислових стендових випробувань грохоту ГСТ-61.МЗ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор ТОВ «КВМШ плюс»

С. О. УЧИТЕЛЬ

«30» липня 2014 р.

АКТ

промислових стендових випробувань грохота ГСТ-61.МЗ
в умовах агломераційної фабрики АТ «Південний гірничо-збагачувальний комбінат»

Комісія в складі:

Голова комісії	Марутов Є. В.	– начальник технічного відділу
Члени комісії	Білецький В. А.	– провідний інженер
	Швед С. В.	– інженер першої категорії
	Засельський В. Й.	– завідувач кафедри металургійного обладнання КМІ КНУ
	Пополов Д. В.	– доцент кафедри металургійного обладнання КМІ КНУ

в період з 01 по 28 липня 2014 року провела промислові випробування вібраційного грохоту гарячого агломерату ГСТ-61.МЗ в умовах агломераційної фабрики АТ «Південний гірничо-збагачувальний комбінат»

1. Мета випробувань

Встановлення впливу вібраційно-ударного режиму роботи вібраційного грохоту на його технологічні характеристики, оцінка стійкості режимів коливань робочого органу.

2. Методика випробувань

Випробування проводились на двох режимах:

- вібраційному (жорстко закріплена сіяча поверхня);
- вібраційно-ударному (вільно укладена сіяча поверхня).

Під час проведення випробувань живлення мотор-вібраторів грохоту здійснювалося через інвертор. Регулювання кутової швидкості дебалансів мотор-вібраторів здійснювалося шляхом зміни частоти струму їх електродвигунів. Кінетостатичний момент змінювався шляхом зміни кута взаєморозташування дебалансів.

Вивчення залежності транспортної продуктивності, забиваності сіячої поверхні, ефективності грохочення від величини прискорення коливань коробу відбувалось в межах $26 \dots 33 \text{ м/с}^2$. Кожне значення прискорень отримували при постійній амплітуді ($A = 0,003 \text{ м}$) підбором відповідної величини частоти коливань.

Транспортна продуктивність грохоту визначалась шляхом хронометражу заповнення матеріалом бункеру надрешітного продукту.

Оцінка забиваності сіячої поверхні виконувалась за допомогою фотоаналізу.

Ефективність грохочення визначалась за формулою

$$E = 10^4 \cdot \frac{\alpha - \nu}{\alpha \cdot (100 - \nu)} \%, \quad (1)$$

де α – вміст класу 0...5 мм в агломераті, що надходив на грохочення (надавався відділом контролю якості), %; ν – вміст класу 0...5 мм в надрешітному продукті, що розвантажувався з грохоту (результати ситового аналізу надрешітного продукту), %.

Для цього за допомогою спеціального пробовідбірника бралася проба надрешітного агломерату, що розвантажувався з грохот, вагою 250 кг з подальшим її розсівом по класу 0...5 м.

Для кожної серії експериментів грохот із попередньо очищеною від застряглих частинок просіювальною поверхнею вводився в технологічну лінію агломераційної фабрики на три доби. Після цього визначалися основні показники роботи обладнання.

На протязі реалізації всієї програми випробувань здійснювався контроль синфазності дебалансів мотор-вібраторів, який виконувався за допомогою фазових датчиків, сигнал від котрих надходив до багатоканального цифрового осцилографа DS1054 20.

3. Результати випробувань

Узагальнені результати контрольованих технологічних параметрів наведено у табл. 1.

Таблиця 1

Параметр	Прискорення коливань грохоту, м/с ²					
	26,6		29,7		32,9	
	Вібраційно-ударний	Вібраційний	Вібраційно-ударний	Вібраційний	Вібраційно-ударний	Вібраційний
Транспортна продуктивність, т/год	57	117	54	123	53	130
Коефіцієнт забиваності, %	22	72	14	68	10	57
Ефективність грохочення, %	75	38	79	45	82	50
Фазовий зсув, с	5,7	2,1	5,1	1,6	3,8	0,9

З наведених у табл. 1 даних видно, що при реалізації вібраційно-ударного режиму, який здійснюється за рахунок невідтворюваного зв'язку між ситом і коробом, транспортна продуктивність грохоту в середньому зменшується на 56 %, забиваність сіячої поверхні в 4,6 рази, ефективність грохочення підвищується на 44 % у порівнянні з вібраційним режимом за однакових динамічних параметрів. Встановлено, що збільшення прискорення при сталій амплітуді коливань коробки на 11 % призводить до зменшення в середньому на 18 % кута взаємного фазового зсуву дебалансів підчас самосинхронізації вібраторів.

4. Висновки

1. Вібраційно-ударний режим, який реалізований шляхом невідтворюваного зв'язку між ситом і коробом, може бути рекомендований до використання як один з способів інтенсифікації технологічних показників роботи грохоту.

2. При застосуванні вібраційно-ударного режиму для забезпечення необхідної швидкості транспортування матеріалу, котрий розсівається, треба рухатись шляхом збільшення кута нахилу сіячої поверхні.

3. Через значне зменшення транспортної продуктивності рекомендовано розглянути можливість розробки технічного рішення щодо забезпечення короткочасного задіяння вібраційно-ударного режиму.

Голова комісії



Марутов С. В.

Члени комісії



Білепійкий В. А.

Швед С. В.

Засельський В. Й.

Пополов Д. В.

Додаток О

Розрахунок очікуваного річного економічного ефекту від впровадження

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор ТОВ «КВМШ плюс»

Сергій УЧИТЕЛЬ

11.11.2019



ПОГОДЖЕНО

Директор КМІ НМетАУ

Володимир ЗАСЕЛЬСЬКИЙ

11.11.2019



РОЗРАХУНОК

очікуваного річного економічного ефекту від впровадження вібраційного грохоту
ГС-3,5×1 з вільно укладеною сіячою поверхнею в умовах доменної печі № 8
доменного цеху № 1 ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг»

Базовою вібраційною машиною, що використовувалась в системі шихтоподачі доменного цеху №1 ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг» для розсіву агломерату, був грохот типу ГА-41.

За результатами тривалої експлуатації встановлено, що ефективність грохочення наявних грохотів не перевищує 45 %.

Згідно з даними, наведеними у матеріалах Міжнародної науково-технічної конференції, присвяченої 70-річчю КГМК «Криворіжсталь» («Теорія і практика виробництва чавуну», м. Кривий Ріг, КГМК «Криворіжсталь», 2004, с. 621), вміст фракції 0...5 мм у скіповому агломераті доменної печі № 8 у середньому становить 15 %.

Впровадження грохотів ГС-3,5×1, які реалізують вібраційно-ударний режим за рахунок вільно укладеної сіячої поверхні, дозволяє збільшити ефективність грохочення в середньому до 83 %, підвищити ступінь стабілізації гранулометричного складу на 4 %, що дозволяє на 5 % зменшити вміст класу -5 мм в агломераті.

Скорочення вмісту дрібної фракції 0...5 мм у залізовмісній частині шихти, яка надходить на колошник доменної печі, позитивно впливає на її продуктивність і дає змогу знизити витрати коксу.

За інформацією, наведеною в праці І. Г. Товаровського «Доменна плавка» (Дніпропетровськ, видавництво «Пороги», 2003, с. 526), вилучення дрібних

фракцій 0...5 мм із залізовмісної частини шихти на 1 % забезпечує приріст продуктивності доменної печі також на 1 % і дозволяє зменшити витрати коксу на 0,5 %.

Техніко-економічні показники виробництва чавуну для доменної печі № 8 ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг» наведено в табл. 1.

Таблиця 1

Техніко-економічні показники виробництва чавуну

№ з/п	Найменування показника	Од. вим.	Базовий період	Після впровадження
1	Річний об'єм виробництва чавуну	т	1108012	$1108012 \cdot \left(1 + \frac{5}{100}\right) = 1163413$
2	Кількість грохотів	шт.	–	4
3	Вартість грохоту	грн	–	1193910
4	Вартість сіячої поверхні на 1 грохот	грн	–	140000
5	Витрати коксу на 1 т чавуну	кг/т	561,7	$561,7 - \left(\frac{5 \cdot 0,5}{100} \cdot 561,7\right) = 547,7$
6	Витрати агломерату на 1 т чавуну	кг/т	1716,7	
7	Умовно-постійна частина витрат по переділу ДП № 8	грн/т	200,37	
8	Середня ціна 1 т кокса	грн/т	6500	
9	Середня ціна 1 т коксового дріб'язку	грн/т	1400	
10	Середня ціна 1 т агломерату	грн/т	1500	
11	Середня ціна звороту (відсів)	грн/т	85	
12	Середня ціна 1000 тм ³ доменного газу	грн	64,6	
13	Вміст дріб'язку в скіповому агломераті	%	15	13
14	Витрати електроенергії	кВт·г	15	23,6
15	Ціна електроенергії	грн/МВт·г	2854,44	

1. Економія витрат по переділу на умовно-постійній частині за рахунок збільшення продуктивності доменної печі на 5 % становитиме

$$E_1 = (Q_2 - Q_1) \cdot Y_{п.в} = (1163413 - 1108012) \cdot 200,37 = 11100698 \text{ грн},$$

де $Q_2 = 1163413$ т – річний обсяг виробництва чавуну після впровадження;

$Q_1 = 1108012$ т – річний обсяг виробництва чавуну базовий період;

$Y_{п.в} = 200,37$ грн/т – умовно-постійна частина витрат на переділ.

2. Зниження витрат, пов'язаних з економією коксу:

а) зниження витрати коксу в кількості 14 кг на 1 т чавуну скоротить витрати на його виробництво в сумі

$$\Delta B = \frac{14}{1000} \cdot Q_2 \cdot C_k = \frac{14}{1000} \cdot 1163413 \cdot 6500 = 105870583 \text{ грн},$$

де $C_k = 6500$ грн/т - середня ціна коксу;

б) втрати внаслідок зменшення кількості коксового дріб'язку

$$B_1 = \frac{14}{1000} \cdot k \cdot Q_2 \cdot \Delta C = \frac{14}{1000} \cdot 0,1 \cdot 1163413 \cdot 5100 = 8306769 \text{ грн},$$

де $k = 0,1$ – втрати від подрібнення, що становлять 1/10 частину витрати коксу;

$\Delta C = 5100$ грн/т – різниця між ціною коксу та коксового дріб'язку;

в) втрати внаслідок зменшення обсягу доменного газу

$$B_2 = \frac{\frac{14}{1000} \cdot V_{д.г} \cdot Q_2 \cdot C_{д.г}}{1000} = \frac{\frac{14}{1000} \cdot 3600 \cdot 1163413 \cdot 64,6}{1000} = 3787887 \text{ грн},$$

де $V_{д.г} = 3600$ м³/т – вихід доменного газу на 1 т коксу;

$C_{д.г} = 64,6$ грн – середня ціна доменного газу.

Разом за п. 2:

$$E_2 = \Delta B - B_1 - B_2 = 105870583 - 8306769 - 3787887 = \\ = 93775927 \text{ грн.}$$

3. Витрати від збільшення звороту дріб'язку агломерату

$$B_{д.а} = Q_2 \cdot \frac{B_a}{1000} \cdot \frac{(D_{с1} - D_{с2})}{100} \cdot (Ц_a - Ц_з) = \\ = 1163413 \cdot \frac{1716,7}{1000} \cdot \frac{(15 - 13)}{100} \cdot (1500 - 85) = 56521640 \text{ грн.}$$

де $B_a = 1716,7$ кг/т – витрати агломерату на 1 т чавуну;

$D_{с1} = 15\%$ – вміст дріб'язку в скіповому агломераті до впровадження;

$D_{с2} = 13\%$ – вміст дріб'язку в скіповому агломераті після впровадження;

$Ц_a = 1500$ грн/т – середня ціна 1 т агломерату;

$Ц_з = 85$ грн/т – середня ціна звороту (відсів).

4. Капітальні вкладення

$$K = (Ц_{п} + k_{м.н} \cdot Ц_{п} + k_{д} \cdot Ц_{г}) \cdot n + З_{пв} = \\ = (1193910 + 0,2 \cdot 1193910 + 0,1 \cdot 1193910) \cdot 4 + 2200000 = \\ = 8408332 \text{ грн,}$$

де $Ц_{г} = 1193910$ грн – вартість грохоту;

$k_{м.н} = 0,2$ – коефіцієнт, що враховує монтаж та налагодження нового обладнання;

$k_{д} = 0,1$ – коефіцієнт, що враховує демонтаж старого обладнання;

$n = 4$ шт – кількість встановлених грохотів;

$З_{пв} = 2200000$ грн – витрати на проектно-вишукувальні роботи.

5. Витрати на змінні сіячі поверхні

$$B_{з.о} = \frac{n \cdot B_{сп}}{t_2} - \frac{n \cdot B_{сп}}{t_1} = \frac{4 \cdot 140000}{0,2} - \frac{4 \cdot 140000}{0,35} = 1200000 \text{ грн},$$

де $B_{сп} = 140000$ грн – вартість сіячої поверхні;

$t_2 = 0,2$ рік – строк використання сіячої поверхні після впровадження;

$t_1 = 0,35$ рік – строк використання сіячої поверхні базовий період.

6. Додаткові витрати електроенергії

$$\begin{aligned} B_{е.е} &= \frac{Q_2 \cdot B_a}{n \cdot Q_3} \cdot (N_2 - N_1) \cdot \frac{Ц_{е.е}}{1000} = \\ &= \frac{1163413 \cdot 1716,7}{4 \cdot 450} \cdot (23,6 - 15) \cdot \frac{2854,44}{1000} = 27237998 \text{ грн}, \end{aligned}$$

де $Q_3 = 450$ т/г – продуктивність грохоту ГС-3,5×1;

$N_2 = 23,6$ кВт·г – витрати електроенергії після впровадження;

$N_1 = 15$ кВт·г – витрати електроенергії, базовий період;

$Ц_{е.е} = 2854,44$ грн/МВт·г – ціна електроенергії.

7. Економічний ефект від впровадження

$$\begin{aligned} E &= E_1 + E_2 - B_{д.а} - K - B_{з.о} - B_{е.е} = \\ &= 11100698 + 93775927 - 56521640 - 8408332 - 1200000 - 27237998 = \\ &= 11508655 \text{ грн}. \end{aligned}$$

8. Термін окупності

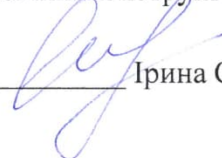
$$T_{\text{ок}} = \frac{K}{E} = \frac{8408332}{11508655} = 0,73.$$

9. Коефіцієнт ефективності капітальних вкладень

$$K_{\text{эф}} = \frac{E}{K} = \frac{11508655}{8408332} = 1,37.$$

Від ТОВ «КВМШ плюс»

Головний конструктор


Ірина СМОРОДОВА

Від КМІ НМетАУ

Головний бухгалтер


Наталія КУЗЕНКО

Додаток П

Акт про використання в навчальному процесі Навчально-наукового технологічного інституту Державного університету економіки і технологій результатів дисертаційної роботи

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ЕКОНОМІКИ І ТЕХНОЛОГІЙ
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ІНСТИТУТ

ДОВІДКА

про використання результатів дисертаційної роботи Дмитра ПОПОЛОВА

Результати дисертаційної роботи Пополова Дмитра Володимировича впроваджені в навчальний процес Навчально-наукового технологічного інституту Державного університету економіки і технологій, а саме при підготовці здобувачів освіти на третьому (освітньо-науковому) рівні за галуззю знань G Інженерія, виробництво та будівництво, спеціальності G11 Машинобудування (за спеціалізаціями) при вивченні наступних освітніх компонент:

- інженерний аналіз механічного обладнання для підготовчих процесів гірничо-металургійної галузі;
- планування лабораторних, експериментально-промислових досліджень;
- використання інформаційних систем в науково-дослідницькій діяльності.

Також, результати досліджень використані при підготовці кваліфікаційних магістерських робіт та дисертаційних робіт на здобуття наукового ступеня доктора філософії.

Зазначені результати мають позитивний вплив на якість навчального процесу та сприяють підготовці висококваліфікованих фахівців за відповідною галуззю та спеціальністю.

В. о. директора ННТІ ДУЕТ
к.т.н., доцент

Наталія СУСЛО



Наталія Суслівська
Наталія Суслівська В. о. Директора

Додаток Р

Список публікацій за темою дисертації та відомості про апробацію результатів дисертації

Монографії

1. Удосконалення обладнання та процесів вуглепідготовки і коксосортування металургійного виробництва: монографія / В. Й. Засельський, Д. В. Пополов та ін. Кривий Ріг: Літерія, 2019. 203 с. ISBN 978-617-7643-53-0
2. Учитель С. А., Лялюк В. П., Пополов Д. В. Сортировка металлургических шихт на вибрационных грохотах. Саарбрюккен: Palmarium Academic Publishing, 2014. 413 с. ISBN 978-3-639-68645-6
3. Большаков В. И., Учитель А. Д., Пополов Д. В. Расчет металлургических машин. Оборудование обжиговых и агломерационных цехов: руководство для инженеров-конструкторов. Кривой Рог: Дионис, 2012. 338 с. ISBN 978-966-2311-82-2

Статті, що входять до міжнародної науково-метричної бази Scopus

4. Zaselskiy V., Popolov D., Zaselskiy I. Theoretical determination of wear and lifetime of the screen sowing surface. *Vibrations in physical systems*. 2017. Vol. 28. 2017008. <https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85039855847&origin=recordpage>
5. Studying of movement kinematics of dynamically active sieve / D. Popolov et al. *Mechanics and Mechanical Engineering*. 2019. Vol. 23, no. 1. P. 94–97. DOI: 10.2478/mme-2019-0013. (Q3)
6. Zaselskiy V. I., Popolov D. V., Zaytsev G. L. Steeply inclined vibrational screen in coal preparation at coke plants. *Coke and chemistry*. 2020. Vol. 63, no. 7. P. 351–355. DOI: 10.3103/S1068364X20070078
7. Zaselskiy V. I., Popolov D. V., Ivanov I. G. Preparation of coking batch in vibrational impact equipment. *Coke and chemistry*. 2021. Vol. 64, no. 4. P. 163–168. DOI:10.3103/S1068364X21040098

8. Zaselskiy V., Popolov D., Zaytsev H. Upgrade of conveyor line for coal charge preparation with the use of modern grading-and-mixing equipment // *Science and Innovation*. 2021., No. 3 Vol. 17. P. 67-77. DOI:10.15407/scine17.03.067 (Q3)
9. Model of material movement on the working surface of a vibrating machine / V. Zaselskiy, D. Popolov et al. *Rakenteiden mekaniikka*. 2024. Vol. 57, no. 4. P. 157–171. DOI: <https://doi.org/10.23998/rm.136058>

Статті у наукових фахових виданнях

10. К расчету горизонтальной жесткости винтовых цилиндрических пружин / Д. В. Пополов та ін. *Вісник приазовського державного технічного університету*. 2017. № 35. С. 110–117.
https://journals.uran.ua/vestnikpgtu_tech/article/view/125162/119651
11. Засельський В. Й., Пополов Д. В. Лабораторні дослідження динамічного стану жорсткої сіячої поверхні, діючої в вібраційно-ударному полі. *Вісник Приазовського Державного Технічного Університету. Серія: Технічні науки*, 1(49), 152–160. DOI: <https://doi.org/10.31498/2225-6733.49.1.2024.321237>
12. Особенности формирования нагрузки вибрационных грохотов, работающих в транспортно-технологических линиях агломерационных фабрик / Д. В. Пополов та ін. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. 2012. №. 5 (277). С. 72–74.
13. Засельский В. И., Пополов Д. В., Засельский И. В. Повышение надежности работы грохотов агломерата, работающих в трактах шихтоподготовок доменных цехов. *Металургійна та гірничорудна промисловість*. 2018. № 7. С. 215–219.
14. Засельський В. Й., Пополов Д. В. Лабораторні дослідження внутрішньосферних процесів в шихтових матеріалах при впливі вібраційно-ударної дії. *Теорія і практика металургії*. 2023. № 1. С. 70–75. DOI: <https://doi.org/10.34185/tpm.1.2023.10>
15. Засельський В. Й., Пополов Д. В. Лабораторні дослідження ефективності грохочення заліззовмісної сировини на грохоті з вільно укладеною сіячою поверхнею. *Теорія і практика металургії*. 2023. № 2. С. 51–57.
DOI: <https://doi.org/10.34185/tpm.2.2023.08>

16. Засельський В. Й., Пополов Д. В. Перспективні конструкції грохотів для підвищення якості підготовки шихтових матеріалів перед спіканням і плавкою. *Теорія і практика металургії*. 2023. № 3. С. 15–21.
DOI: <https://doi.org/10.34185/tpm.3.2023.03>
17. Засельський В. Й., Пополов Д. В. Математична модель руху сіячої поверхні грохоту в умовах її ударно-вібраційної дії. *Теорія і практика металургії*. 2023. № 4. С. 30–40. DOI: <https://doi.org/10.34185/tpm.4.2023.04>
18. Засельський В. Й., Пополов Д. В. Визначення важливих чинників енергоємності у процесі доменного. *Теорія і практика металургії*. 2024. № 1. С. 13–20.
DOI: <https://doi.org/10.34185/tpm.1.2024.02>
19. Засельський В. Й., Пополов Д. В. Визначення деформації жорсткої сіячої поверхні в умовах ударно-вібраційної дії. *Теорія і практика металургії*. 2024. № 2. С. 48–55. DOI: <https://doi.org/10.34185/tpm.2.2024.07>
20. Засельський В. Й., Пополов Д. В. Дослідження заклинювання частинок матеріалу у отворах вільно укладеної сіячої поверхні вібраційного грохота. *Теорія і практика металургії*. 2024. № 3. С. 61–68.
DOI: <https://doi.org/10.34185/tpm.3.2024.08>
21. Засельський В. Й., Пополов Д. В. Дослідження умов стабілізації гранулометричного складу металургійної шихти при вібраційно-ударній її обробки. *Теорія і практика металургії*. 2024. № 4. С. 18–24.
DOI: <https://doi.org/10.34185/tpm.4.2024.03>
22. Zaselskyi V., Popolov D. Laboratory studies on the effect of vibro-impact action of the screening surface on the main technological indicators of metallurgical raw material screening. *Теорія і практика металургії*. 2025. No. 1. P. 60–65. DOI: <https://doi.org/10.15802/tpm.1.2025.08>

Матеріали наукових конференцій

23. Учитель А. Д., Засельский В. Й., Пополов Д. В. Анализ формирования гранулометрического состава шихтового материала на тракте его подачи в доменную печь // XIII Международная конференция «Стратегия качества в

- промышленности и образовании*»: Варна, 5–8 черв. 2017 р. Т. 2. С. 224–227. (заочна участь)
24. Засельский В. И., Пополов Д. В., Учитель С. А. Исследования разрушений элементов конструкций тяжело нагруженных вибрационных грохотов большого типоразмерного ряда. *Механіка машин - основна складова прикладної механіки: Матеріали Всеукр. науково-техн. конф., м. Дніпро, 11–13 квіт. 2017 р. Дніпро, 2017. С. 27–30. (очна участь)*
 25. Засельский В. И., Пополов Д. В., Коноваленко В. В. Определение напряжений в винтовых цилиндрических пружинах вибрационных машин при смещении опорных торцов. *XIV Международная конференция «Стратегия качества в промышленности и образовании*»: Матеріали міжнар. наук. конф., м. Варна, 4–7 черв. 2018 р. Дніпро, 2018. С. 66–71. (заочна участь)
 26. Засельский В. И., Пополов Д. В., Засельский И. В. Повышение надежности работы грохотов агломерата, работающих в трактах шихтоподготовок доменных цехов. *Міжнародна конференція «Надійність та динаміка важких машин*»: Матеріали міжнар. наук. конф., м. Дніпро, 30 жовт. 2018 р. Дніпро, 2018. С. 215–219. (очна участь)
 27. Засельский В. И., Пополов Д. В. Обоснование использования вибрационно-ударных машин для классификации металлургической шихты. *Потураєвські читання: тези XIX Всеукр. Науково-техн. Конф., м. Дніпро, 22 квіт. 2021 р. Дніпро, 2021. С. 47–48. (очна участь)*
 28. Zaselskyi V., Popolov D. Investigation of intralayer processes during material processing on vibratory-impact screens. *V International scientific congress «Society of ambient intelligence 2022*»: Матеріали міжнародної наукової конференції, Кривий Ріг, 17–21 October 2022. (очна участь)
 29. Zaselskyi V., Popolov D. Research of factors that have a significant impact on the energy intensity of blast furnace production. *VI International scientific congress*

«*Society of ambient intelligence 2023*»: Матеріали міжнародної наукової конференції, Кривий Ріг, 20–25 November 2023. (очна участь)

30. Засельський В. Й., Пополов Д. В. Теоретичні дослідження процесу забивання сіячої поверхні вібраційних грохотів. *XVIII Міжнародна конференція «Стратегія якості в промисловості і освіті»*: Матеріали міжнар. наук. конф., м. Варна, 3–6 черв. 2024 р. Дніпро, 2024. С. 39–43. (заочна участь)
31. Засельський В. Й., Пополов Д. В. Математична модель процесу заклинювання частинок матеріалу в отворах сіячої поверхні вібраційного грохоту. *VII Міжнародна конференція «Інноваційні технології в науці та освіті. Європейський досвід»*: Матеріали міжнар. наук. конф., м. Гельсінкі, 23–25 груд. 2024 р. Дніпро, 2024. С. 114–119. (заочна участь)
32. Zaselskyi V., Popolov D., Shved S. Assessment of the Deformation of a Rigid Seeding Surface Under the Impact of Shock-Vibration Action. *VII International scientific congress «Society of ambient intelligence 2024»*: Матеріали міжнародної наукової конференції, Кривий Ріг, 2–6 December 2024. (очна участь)

Патенти

33. Вібраційний грохот: пат. 122940 Україна: B07B 1/40, 1/46. № u201710088; заявл. 18.10.2017; опубл. 25.01.2018, Бюл. № 2.
34. Вібраційний грохот: пат. 141145 Україна: B07B1/40, 1/46. № u201908854; заявл. 22.07.2019; опубл. 25.03.2020, Бюл. № 6.
35. Гумово-пружинний амортизатор стискання-зсуву з рівними жорсткостями для вібраційних машин: пат. 140796 Україна: F16F3/12, B07B1/46. № u201908858; заявл. 22.07.2019; опубл. 10.03.2020, Бюл. № 5. 4 с.
36. Вібраційний грохот: пат. 91901 Україна: B07B 1/40. № u201314745 ; заявл. 16.12.2013; опубл. 25.07.2014, Бюл. № 14. 4 с.
37. Вібраційний грохот для сортування сипких матеріалів: пат. 91902 Україна: B07B 1/40. № u 201314747; заявл. 16.12.2013; опубл. 25.07.2014, Бюл. № 4. 5 с.
38. Вібраційний живильник: пат. 47387 Україна: 865G 27/00. № u200909588; заявл. 18.09.2009; опубл. 25.01.2010, Бюл. № 2. 5 с.

39. Вібраційний грохот-живильник: пат. 158496 Україна : B07B 1/00, B07B 1/40, B65G 27/00, B65G 27/10, B65G 27/34. № u202404143 ; заявл. 19.08.2024; опубл. 12.02.2025, Бюл. № 7. 4 с.

Апробація результатів дисертації

Основні положення роботи викладені у формі доповідей на 10 науково-практичних конференціях, у тому числі на: XIII Міжнародній конференції «Стратегія якості в промисловості і освіті» (Технічний університет, Варна, Болгарія, 5–8 черв. 2017) заочна участь; Всеукраїнській науково-технічній конференції «Механіка машин — основна складова прикладної механіки», котра присвячена 110-річчю з дня народження чл.-кор. АН України, проф., д.т.н. Кожевнікова С. М. (НМетАУ, Дніпро, Україна, 11–13 квіт. 2017) очна участь; XIV Міжнародній конференції «Стратегія якості в промисловості і освіті» (Технічний університет, Варна, Болгарія, 4–7 черв. 2018) заочна участь; Міжнародній науково-технічній конференції «Надійність та динаміка важких машин», котра присвячена 80-річчю академіка НАН України Большакова В. І. (НМетАУ, Дніпро, Україна, 30 жовт. 2018) очна участь; Всеукраїнській науково-технічній конференції «Потураївські читання», котра присвячена 99-й річниці з дня народження академіка НАН України Потураєва В.П. (Дніпровська політехніка, Дніпро, України, 22 квіт. 2021) очна участь; V Міжнародному науковому конгресі «Society of ambient intelligence 2022» (ДУЕТ, Кривий Ріг, Україна, 17–21 October 2022) очна участь; VI Міжнародному науковому конгресі «Society of ambient intelligence 2023» (ДУЕТ, Кривий Ріг, Україна, 20–25 November 2023) очна участь; VII Міжнародному науковому конгресі «Society of ambient intelligence 2024» (ДУЕТ, Кривий Ріг, Україна, 2–6 December 2024) очна участь; XVIII Міжнародній конференції «Стратегія якості в промисловості і освіті» (Технічний університет, Варна, Болгарія, 3–6 черв. 2024) заочна участь; VII Міжнародній конференції «Інноваційні технології в науці та освіті. Європейський досвід» (Аалто, Гельсінкі, Фінляндія, 23–25 груд. 2024) заочна участь.

Особистий внесок здобувача в роботи, опубліковані в співавторстві

Дисертація є самостійною роботою автора, яка базується на теоретичних та експериментальних дослідженнях, виконаних особисто дисертантом. Автор приймав безпосередню участь у визначенні завдань та мети роботи, у виконанні теоретичних та експериментальних досліджень та обробці результатів. Теоретичні і технологічні розробки виконані дисертантом за консультаційної підтримки наукового консультанта. Основні наукові положення, що отримані автором і опубліковані в статтях та доповідях, виконані дисертантом самостійно або в співавторстві. У роботах, виконаних у співавторстві, здобувачу належить наступне: розробка методу досліджень впливу гранулометричного складу вугільної шихти на енерговитрати дробарки, впливу конструктивних факторів на показники віброактивності та зносостійкості сіячої поверхні, планування лабораторних досліджень [1]; узагальнення інформації про конструкцію та досвід експлуатації вібраційних грохотів [2, 13, 24, 26]; розробка розділів: «Обладнання для дроблення, сушки та помелу добавок», «Обладнання для дозування компонентів шихти», «Обладнання для класифікації матеріалів за крупністю» [3]; розробка математичної моделі [4, 5, 9, 12, 17, 19, 20, 21, 30, 31, 32]; дослідження роботи грохоту з вільно укладеною сіячою поверхнею [6, 8]; формулювання основних положень застосування віброударного обладнання [7, 27]; розробка методики розрахунку гвинтових циліндричних пружин [10, 25]; розробка методики проведення лабораторних досліджень, обробка отриманих результатів [11, 14, 15, 22, 28]; аналіз та узагальнення інформації щодо напрямків вдосконалення вібраційних грохотів, розробка конструкції грохоту з вільно укладеною сіячою поверхнею [16]; реалізація методу експертного оцінювання, аналіз гранулометричного складу [18, 23, 29]; розробка удосконалених конструктивних рішень вібраційно-ударних грохотів [33, 34]; розробка конструкції [35]; розробка удосконалених конструктивних рішень вібраційних машин [36, 37, 38, 39].