

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах
рукопису

ДОВБИШ АНДРІЙ ПЕТРОВИЧ

УДК 621.867

ДИСЕРТАЦІЯ

**ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТРУБЧАСТОГО КОНВЕЄРА ІЗ
СЕПАРУЮЧИМ БУНКЕРОМ**

05.05.05 – Піднімально-транспортні машини

13 – Механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора
філософії)

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

_____ Довбиш А.П.

Науковий керівник:

Герук Станіслав Миколайович

канд. техн. наук, доц.

Тернопіль – 2020

АНОТАЦІЯ

Довбши А.П. Обґрунтування параметрів трубчастого конвеєра із сепаруючим бункером . – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.05 «Піднімально-транспортні машини». – Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Тернопіль, 2020.

Дисертаційна робота присвячена теоретичним і експериментальним дослідженням проектування й розрахунку конструктивних і технологічних параметрів робочих органів трубчастих ланцюгових скребкових конвеєрів, що дають змогу найефективніше транспортувати сипку продукцію.

Розроблено модель вибору конструктивних параметрів конвеєрів для транспортування сільськогосподарських матеріалів вздовж криволінійних траєкторій з урахуванням можливих обсягів витрат, що виникають внаслідок пошкодження матеріалу, сукупних витрат, які включають собівартість виготовлення, експлуатації, технічний огляд і ремонт.

Проведено синтез робочих органів конвеєрів методом ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу. Обґрунтовано, що вибір варіанта конструкції робочих органів в першу чергу залежить від характеру виконання процесу і навантаження на робочий орган. Тому, виходячи з необхідності забезпечення проектування робочих органів, можна обмежити кількість варіантів конструктивних рішень і згенерувати значну кількість працездатних конструкцій конвеєрів для транспортування сипких матеріалів вздовж криволінійних трас.

Теоретичні розрахунки коливань привідного ланцюга конвеєра показали, що для різних швидкостей переміщення сипкого матеріалу за рахунок внутрішніх збурень руху можуть виникати резонансні коливання. Встановлено, зокрема, що амплітуда переходу через резонанс є більшою для більших швидкостей руху привідного ланцюга конвеєра; максимальне динамічне напруження у ланцюгу зростає із збільшенням швидкості транспортування

сипкого матеріалу: збільшення швидкості транспортування від 1 м/с до 2 м/с спричиняє при $\nu = 1,3$ та $L = 20$ м збільшення динамічного напруження у 5,2 рази, а зростання швидкості від 2 м/с до 3 м/с за тих же параметрів – у 3 рази.

Розроблені конструкції трубчастих ланцюгових конвеєрів з різними робочими органами та стендове обладнання з використанням перетворювача частоти Altivar 71 та програмного забезпечення PowerSuite v.2.5.0 дозволили провести комплекс експериментальних досліджень з визначенням продуктивності, крутного моменту при транспортуванні сипкого матеріалу.

На основі комплексу експериментальних досліджень отримано регресійні залежності для визначення ефективного просівання, продуктивності та крутного моменту при транспортуванні трубчастим скребковим конвеєром по криволінійних трасах для матеріалів горох та пшениця.

Встановлено, що для ефективного просівання раціональні значення параметрів лежать в межах: швидкість подачі матеріалу – 0,34...0,86 м/с; кут нахилу сита – 10...20°. Енергоємність в процесі транспортування зернової маси залежить від вказаних вище параметрів та питомого навантаження q_{num} і за раціональних їх значень $V=0,6$ м/с, $\alpha=10-20^\circ$, $q_{num}=0,9-4,7$ кг/год \times см² становить 0,42–1,7 кВт.

На основі проведеного багатofакторного експерименту побудовано поверхні відгуку та визначено максимальну продуктивність при транспортуванні сумішей сипких матеріалів трубчастим скребковим конвеєром (пшениця, горох) при вологості матеріалу, яка складала $W = 10.....18\%$. Для гороху продуктивність становила в межах $Q = 2100.....5600$ кг/год, що на 20-25% більше, ніж для пшениці.

На основі проведених теоретичних і експериментальних досліджень обґрунтовано основні параметри технологічного процесу транспортування та сепарації сипкого матеріалу. Результатом теоретичних та експериментальних досліджень є впровадження у виробництво.

Ключові слова: технологічний процес, ланцюг, трубчастий скребковий конвеєр, математична і динамічна моделі.

ANNOTATION

Dovbysh A.P. Parameters Substantiation of a Tube Chain Conveyor with a Separator Bin. The qualification scientific work on the manuscript copyright. Ph.D. thesis in Engineering Sciences with major in 05.05.05 «Materials-Handling Vehicle». Ternopil Ivan Pului National Technical University, Ternopil, 2020.

This thesis is dedicated to theoretical and experimental research on projecting and calculation of the technological and design requirements of working organs of tube drag chain conveyors that will give the opportunity to improve the friable material transportation.

The theoretical calculation of driving chain fluctuations of a conveyor which transports friable material by means of oscillation excitation caused by drag dynamics along the salient points of horizontal and vertical conveyor parts have been made. The conditions of resonance vibrations for different speed rates of friable material transportation have been identified.

It has been established that the transition amplitude due to resonance is higher for higher speed rates of a driving chain, and a simultaneously maximal dynamic overvoltage in a chain is higher when the speed rate of a friable material transportation increases from 1 m/s to 2 m/s. It causes a 5.2 times increase in dynamic overvoltage, and a 3 times increase under a speed rate from 2 m/s to 3 m/s under the same parameters.

Methods of identifying their basic physical and mathematic characteristics as well as of physical and mathematic models of grain mixture dynamics during the process of friable material cleaning have been developed. It has been established that the vibration frequency of the friable material in the process of its cleaning depends on its vibration amplitude, with the nonlinear parameter a lower vibration frequency rate corresponds to higher vibration amplitude of a grain material along the sieve surface. It has been established that the speed effect (up to 1 m/s) of a grain mass movement along the sieve surface causes the decrease in proper vibration frequency (up to 4%), and the transition amplitude of a grain mixture due to resonance is higher

for the lower initial rates of the difference between proper and forced vibration, that causes the separation process worsening.

The developed constructions of tube chain conveyors with different working organs as well as of test-bed equipment with the use of frequency changer Altivar 71 and software Power Suite v.2.5.0 made it possible to conduct a number of experimental research on identifying the productivity while transporting the friable material.

Based on a set of experimental studies, regression dependencies were obtained to determine the effective sifting, productivity, and torque of tubular scraper conveyance along curved tracks for pea and wheat materials.

It is established that for effective sifting, the rational values of the parameters lie within: material feed rate – 0.34...0.86 m/s; sieve angle – 10...20; energy consumption in the process of grain mass separation depends on the above parameters and the specific load q_{spec} and at their rational values $V=0.6$ m/s; $\alpha = 10-20^\circ$, $q_{spec}=0.9-4.7$ kg/h \times cm² is 0.42–1.7 kW.

The multivariate experiment was conducted to construct the response surface and determine the maximum productivity when transporting mixtures of bulk materials with a tubular scraper conveyor (wheat, peas) at a moisture content of the material, which was $W = 10.....18$ %. For peas, the productivity was within $Q = 2100.....5600$ kg/h, which is 20-25% more than for wheat.

The main parameters of a technological process of friable material transportation and separation have been substantiated on the basis of theoretical and experimental research. The results of theoretical and experimental research have been introduced into production process.

Key words: technological process, chain, tube drag chain conveyor, methametic and dynamic models.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Монографія

1. Створення та модернізація транспортно-технологічних механізмів машин і обладнання: монографія / О.Л. Ляшук, Р.Б. Гевко, В.О. Дзюра, О.М. Кирик, А.П. Довбиш – Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2019. – 167 с. *(Автор розробив математичну модель транспортування сипкого матеріалу по криволінійних трасах для відповідних транспортно-технологічних машин).*

Публікації в наукових фахових виданнях, які включені до міжнародних наукометричних баз даних

2. Dynamics of flexible elements of drive systems with variable contact point to the pulleys / M.B. Sokil, O.L. Lyashuk, A.P. Dovbush // INMATEH «Agricultural Engineering». – Bucharest, 2016. – Vol. 48, no. 1 / 2016. - P. 119-124. **(Scopus)**. *(Автор розробив методику впливу коливання гнучких елементів систем приводу на транспортування).*

3. Interpretation of the choice of conveyers with improved technological characteristics / I. Gevko, O. Lyashuk, A. Djachun, A. Dovbush // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. - Lublin–Rzeszow, 2015. – Vol. 17, no. 4 / 2015. - P. 107-116. *(Автором обґрунтовано вибір варіанта конструкції робочих органів для технологічного процесу транспортування).*

Публікації в наукових фахових виданнях України

4. Дослідження резонансних коливань трубчастих скребкових конвеєрів двовимірних елементів / С.М. Герук, А.П. Довбиш, О.Л. Ляшук, В.З. Гудь // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. “Технічні системи і технології тваринництва” – Харків, 2017. - Випуск 181. — С. 294-305. *(Автор отримав залежність максимальних динамічних зусиль у робочого органу).*

5. Герук С.М. Особливості конструкцій трубчастих конвеєрів / С.М. Герук, А.П. Довбиш // Збірник наукових статей. «Сільськогосподарські

машини». - Луцьк, 2014. - Вип. 29-30 — С. 15-20. *(Автор запропонував та обґрунтував параметри конструкції трубчастих конвеєрів).*

6. Дослідження коливань скребкових канатних робочих органів конвеєрів для транспортування насипних вантажів / С.М. Герук, О.Л. Ляшук, О.П. Скиба, А.П. Довбиш // «Перспективні технології та прилади»: збірник наукових праць. – Луцьк, 2015. – Вип. №7. – С. 17-22. *(Автор отримав залежність для визначення переміщень окремих точок робочого органа, що характеризують його коливання).*

7. Герук С.М. Вплив збурень коливань вібросепаратора на динаміку зернової суміші / С.М. Герук, А.П. Довбиш // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник «Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин». - Кіровоград, 2016. - Вип. 46. — С. 124-132. *(Автор отримав залежності для визначення резонансних коливань зернової суміші в процесі вібраційної обробки).*

8. Герук С.М. Математична модель динаміки зернової суміші під час її сепарації в трубчастому скребковому ланцюговому конвеєрі / С.М. Герук, А.П. Довбиш / Вісник Сумського національного аграрного університету «Серія механізація та автоматизація виробничих процесів». – Суми, 2016. – Випуск 10/2 (30). – С. 78-85. *(Автор отримав характеристики власних коливань зернової суміші під час руху вздовж сита вібросепаратора).*

9. Синтез конвеєрів з розширеними технологічними можливостями / О.Л. Ляшук, О.С. Голотенко, В.М. Клендій, А.П. Довбиш // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник «Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин». – Кіровоград, 2017. - Вип. 47. – С. 167-177. *(Автором проведений синтез трубчастих скребкових конвеєрів).*

10. Дослідження трубчастого скребкового конвеєра з просторовою трасою / І.Т. Ярема, Т.Б. Пиндус, А.П. Довбиш, М.Д. Радик // Міжвузівський збірник “Наукові нотатки”. - Луцьк, 2018. - Випуск 61. - С. 243-249. *(Автором обґрунтовано параметри трубчастого скребкового конвеєра).*

Матеріали і тези конференцій

11. Герук С.М. Дослідження динамічних навантажень у привідному ланцюзі конвеєра / С.М. Герук, А.П. Довбиш // Матеріали ХІХ наукової конференції ТНТУ ім. І. Пулюя, 18-19 травня 2016 р.: тези допов. – Тернопіль: ТНТУ, 2015. – С. 40. *(Автор отримав аналітичну залежність максимального значення динамічної деформації ланцюга)*.

12. Герук С.М. Вплив геометричних, кінематичних та фізико-механічних параметрів на власні коливання робочого органу скребкового конвеєра / С.М. Герук, А.П. Довбиш О.Л. Ляшук // ІV Міжнародна науково-технічна конференція молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій», 25-26 листопада 2015 р.: тези допов. – Тернопіль : ТНТУ, 2015. – С. 169-171. *(Автор запропонував конструкцію робочого органу скребкового конвеєра)*.

13. Герук С.М. Динамічні навантаження у привідному ланцюзі конвеєра під час резонансних коливань / С.М Герук, А.П. Довбиш // ІV Всеукраїнська науково-практична конференція «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь», 28-29 березня 2018р.: тези допов. – Житомир : ЖАТК, 2018. – С. 284-285. *(Автор отримав динамічне напруження у прямолінійних ділянках ланцюга конвеєра)*.

14. Герук С.М. До питання про визначення основних фізико-механічних характеристик зернової суміші / С.М Герук, А.П. Довбиш // ІV Всеукраїнська науково-практична конференція «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь», 28-29 березня 2018р. : тези допов. – Житомир: ЖАТК, 2018. – С. 282-284. *(Автор запропонував методику дослідження динаміки зернової суміші у процесі вібросепарації)*.

Патенти України на корисні моделі

15. Пат. 108423 Україна, МПК В65G 25/00(2016.01). Гнучкий трубчастий сепаратор / Герук С.М., Ляшук О.Л., Довбиш А.П., Клендій В.М., Данилюк О.А.; заявники і патентоотримувачі Герук С.М., Ляшук О.Л., Довбиш А.П.,

Клендій В.М., Данилюк О.А. – № u201601512; заявл. 18.02.16; опубл. 11.07.16, Бюл. №13. *(Частка всіх авторів однакова)*.

16. Пат. 109817 Україна, МПК В65G 19/00, В65G 33/00 (2016.01). Гнучкий трубчастий конвеєр з пересувним завантажувачем / Герук С.М., Довбиш А.П., Ляшук О.Л.; заявники і патентоотримувачі Герук С.М., Довбиш А.П., Ляшук О.Л. – № u201602117; заявл. 04.03.16; опубл. 12.09.16, Бюл. №17. *(Частка всіх авторів однакова)*.

17. Пат. 112544 Україна, МПК В65G 19/00, В65G 35/00, В65G 35/02 Спарений робочий орган канатного конвеєра / Герук С.М., Довбиш А.П., Ляшук О.Л.; заявники і патентоотримувачі Герук С.М., Довбиш А.П., Ляшук О.Л.; – № u201602119; заявл. 04.03.16; опубл. 12.09.16, Бюл. №17. *(Частка всіх авторів однакова)*.

18. Пат. 112544 Україна, МПК В65G 25/00(2006.01). Канатна установка для видобування сапропелів / Гевко Б.М., Дячун А.Є., Мельничук С.Л., Клендій В.М., Довбиш А.П.; заявники і патентоотримувачі Гевко Б.М., Дячун А.Є., Мельничук С.Л., Клендій В.М., Довбиш А.П. – № u201605417; заявл. 19.05.16; опубл. 26.12.16, Бюл. №24. *(Частка всіх авторів однакова)*.

19. Пат. 124844 Україна, МПК В65G 33/08, (2006.01). Трубчастий ланцюговий транспортер / Герук С.М., Ляшук О.Л., Клендій В.М., Левкович М.Г., Довбиш А.П. Пиндус Т.Б.; заявники і патентоотримувачі Герук С.М., Ляшук О.Л., Клендій В.М., Левкович М.Г., Довбиш А.П. Пиндус Т.Б. – № u201710828; заявл. 06.11.17; опубл. 25.04.18, Бюл. №8. *(Частка всіх авторів однакова)*.

ЗМІСТ

| | | |
|---|---|----|
| ВСТУП | | 12 |
| РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ | | |
| 1.1 | Сучасний стан досліджень скребкових механізмів машин | 17 |
| 1.2 | Аналіз теоретичних результатів досліджень скребкових механізмів машин | 25 |
| 1.3 | Огляд конструкцій робочих органів трубчатих канатних скребкових конвеєрів | 32 |
| 1.4 | Огляд існуючих проблем в дослідженнях вібраційних сепараторів для сипких середовищ та їх основні характеристики | 38 |
| 1.5 | Висновки і постановка задач | 45 |
| РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ТРАНСПОРТУВАННЯ СИПКОГО МАТЕРІАЛУ КОМБІНОВАНИМИ СКРЕБКОВИМИ ЛАНЦЮГОВИМИ КОНВЕЄРАМИ | | |
| 2.1 | Первинне оброблення сипкого сипкого матеріалу для транспортування | 47 |
| 2.2 | Синтез конвеєрів з розширеними технологічними можливостями | 48 |
| 2.3 | Динаміка робочого органу трубчатого конвеєра із ланцюговим приводом | 59 |
| 2.3.1 | Математична модель динаміки системи трубчатий ланцюговий скребковий конвеєр – сипкий матеріал, що переміщається | 60 |
| 2.3.2 | Методика дослідження динамічного процесу ланцюгового конвеєра, який транспортує сипкий матеріал | 63 |
| 2.4 | Динамічні навантаження у привідному ланцюзі конвеєра під час резонансних коливань | 70 |
| 2.5 | Математична модель динаміки зернової суміші підчас її сепарації | 73 |
| 2.6 | Дослідження динаміки відносного руху сипкого матеріалу вздовж сита в сепаруючому бункері | 77 |
| 2.7 | Власні коливання сипкого матеріалу вздовж сита | 79 |
| 2.8 | Вплив збурень коливань робочого органа на динаміку сипкого матеріалу | 84 |
| 2.9 | Висновки до розділу 2 | 90 |
| РОЗДІЛ ІІІ ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ | | |
| 3.1 | Програма експериментальних досліджень | 92 |
| 3.2 | Конструкції трубчастих скребкових конвеєрів для транспортування сипких матеріалів | 93 |
| 3.2.1 | Гнучкий трубчастий сепаратор з вертикальною подачею сипких матеріалів | 93 |

| | |
|--|-----|
| | 11 |
| 3.2.2 Гнучкий трубчастий конвеєр з пересувним завантажувачем | 95 |
| 3.2.3 Спарений робочий орган конвеєра | 98 |
| 3.3 Стендове обладнання для проведення експериментальних досліджень | 100 |
| 3.4 Методика проведення експериментальних досліджень транспортування сипких матеріалів трубчастим скребковим ланцюговим конвеєром | 105 |
| 3.5 Висновки до розділу 3 | 111 |
| РОЗДІЛ IV РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТРУБЧАСТОГО ЛАНЦЮГОВОГО КОНВЕЄРА | |
| 4.1 Результати експериментальних досліджень трубчастого ланцюгового конвеєра та їх елементів | 113 |
| 4.2 Графоаналітичні результати експериментальних досліджень ефективного просівання сипкого матеріалу системою трубчастого скребкового конвеєра | 118 |
| 4.3 Графоаналітичні результати експериментальних досліджень транспортування сипкого матеріалу системою трубчастого скребкового конвеєра | 120 |
| 4.4 Графоаналітичні результати експериментальних досліджень травмування насінного матеріалу трубчастим скребковим конвеєром | 125 |
| 4.5 Висновки до розділу 4 | 127 |
| РОЗДІЛ V ПРОЕКТУВАННЯ СКРЕБКОВОГО ЛАНЦЮГОВОГО КОНВЕЄРА ТА ВИЗНАЧЕННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ | |
| 5.1 Особливості конструкцій трубчастих конвеєрів | 130 |
| 5.2 Дослідження скребкових робочих органів конвеєрів для транспортування сипких матеріалів | 133 |
| 5.3 Техніко-економічна ефективність трубчастого скребкового ланцюгового конвеєра | 139 |
| 5.4 Висновки до розділу 5 | 143 |
| ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ | 144 |
| СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ | 146 |
| ДОДАТКИ | 164 |

ВСТУП

Актуальність теми. Аналіз існуючих способів транспортування сипких матеріалів свідчить, що наявне обладнання за своїми технологічними характеристиками: продуктивністю, ефективністю та надійністю не повністю відповідає сучасним вимогам виробництва. Для транспортування зернових продуктів та кормових сумішей під час годівлі тварин і птиці широко застосовується конвеєрний транспорт. Трубчасті транспортери надійно (безпечно) та ефективно вирішують завдання переміщення заданої кількості кормосуміші на задану відстань у встановлений час.

Однак, існуючі скребкові конвеєри, які переміщують сипкі матеріали в направляючих трубах різної конфігурації характеризуються обмеженими функціональними можливостями, оскільки виконують лише транспортні функції. Надзвичайно важливим напрямком подальшого розвитку таких конвеєрів є розширення їх функціональних можливостей та експлуатаційних показників за рахунок поєднання в одному технологічному процесі одночасного переміщення та сепарації сипких матеріалів.

Тому створення нових конструкцій та обґрунтування конструктивно-кінематичних параметрів трубчастих скребкових конвеєрів, які забезпечують розширення технологічних можливостей, зменшення енергетичних і матеріальних ресурсів з покращеними умовами їх експлуатації та розроблення методики проектування їх робочих органів є **актуальним завданням**, що має важливе народногосподарське значення.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Розроблення конструктивної схеми удосконаленого трубчастого скребкового конвеєра та обґрунтування раціональних конструктивно-кінематичних параметрів проведено відповідно науковому напрямку досліджень Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя та виконані в рамках держбюджетних тем: ДІ 233-17 «Моделювання, синтез та розробка енергоефективних транспортуючих та перевантажувальних систем для технологічної обробки насипних вантажів» (№ державної реєстрації

0117U002246); ДІ 232-17 «Розробка нового методу технічного діагностування стану зварних швів магістральних газопроводів на основі статистичного аналізу їх структурної неоднорідності» (№ державної реєстрації 0117U002245) та ДІ 242-19 «Створення нового покоління методів фрактодіагностування матеріалів і конструкцій на основі використання нейронних мереж» (№ державної реєстрації 0119U001323).

Робота є складовою вирішення важливої науково-технічної проблеми з розвитку піднімально-транспортних машин, яку затверджено постановою Кабінету Міністрів України за № 452-Р від 03.08.2006 р.

Мета і завдання дослідження. *Метою роботи* є підвищення ефективності транспортування сипких матеріалів скребковим ланцюговим конвеєром шляхом розроблення перспективних конструкцій та вибору їх раціональних параметрів.

Для досягнення мети в роботі поставлені і вирішені такі завдання:

- провести аналіз конструкцій і теоретично обґрунтувати технологічний процес транспортування сипких матеріалів трубчастим скребковим ланцюговим конвеєром та встановити його кінематичні і технологічні параметри;

- розробити математичну модель транспортування сипких матеріалів трубчастим скребковим ланцюговим конвеєром у місцях спряження горизонтальної та вертикальних частин конвеєра та режимів його роботи із визначенням силових, конструктивних і технологічних параметрів;

- розробити методику дослідження динаміки трубчастого скребкового ланцюгового конвеєра та встановити умови існування резонансних коливань для різних швидкостей переміщення сипкого матеріалу;

- спроектувати і виготовити стендове обладнання для дослідження характеристик трубчастих скребкових ланцюгових конвеєрів при транспортуванні сипких матеріалів;

- спроектувати і виготовити функціонально здатний зразок трубчастого скребкового ланцюгового конвеєра та провести необхідний комплекс

експериментальних досліджень з виведенням рівнянь регресії залежності продуктивності, крутного моменту на приводі робочого органа під час транспортування та сепарації сипких матеріалів від режимів роботи конвеєра;

- розробити інженерну методику проектування трубчастого скребкового ланцюгового конвеєра з просторовою трасою транспортування сипких матеріалів.

Об'єкт дослідження – процес транспортування сипкого матеріалу вздовж криволінійних трас трубчастого конвеєра з різними робочими органами.

Предмет дослідження – взаємозв'язок конструктивно-технологічних параметрів трубчастих конвеєрів з їх характеристиками та функціональним призначенням.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження проведено з використанням методів механіко-математичного моделювання, інформатики, теорії пружності, теоретичної механіки, вибору раціональних технічних рішень. Апробацію розроблених алгоритмів, програм і методик здійснено методом комп'ютерного моделювання. Результати експериментальних досліджень отримано за допомогою спеціально розробленого оснащення з використанням сучасних засобів та методів вимірювань. Статистичне опрацювання експериментальних даних проведено з використанням прикладних програм для ПЕОМ.

Наукова новизна отриманих результатів. На основі системного підходу до дослідження транспортних процесів в роботі отримано такі наукові результати:

- вперше побудовано залежності, що визначають вплив амплітудно-частотних характеристик сипкого середовища на вибір параметрів приводу трубчастого ланцюгового конвеєра-сепаратора;

- вперше розкрито динаміку трубчастого скребкового ланцюгового конвеєра вздовж кутових точок горизонтальної та вертикальної частини та встановлено умови існування резонансних коливань для різних швидкостей

переміщення зернового матеріалу;

- отримали подальший розвиток математичні моделі нелінійних коливань зернового матеріалу вздовж робочого органа сепаруючого бункера під час процесу сепарації та динаміки системи ланцюговий робочий орган конвеєра - зерно, яке транспортується.

Практичне значення отриманих результатів. Розроблено нові конструкції робочих органів трубчастих скребкових ланцюгових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями при транспортуванні сипких матеріалів, встановлено їх раціональні конструктивно-технологічні параметри. Розроблено стендове обладнання для проведення досліджень і визначення енергосилових параметрів процесу транспортування та сепарації залежно від режимів роботи конвеєрів та, за результатами комплексу експериментальних досліджень, напрацьовано рекомендації щодо їх використання. Здобувачем розроблено теоретичні й практичні технологічні передумови роботи робочих органів трубчастих скребкових конвеєрів, інженерна методика їх проектування. Технічна новизна розробок захищена 5-ма патентами України на корисні моделі. Отримані наукові та практичні результати, методики й рекомендації впроваджено у СОК “УВИСЛА ПЛЮС” та ТОВ НВП «Агрант».

Особистий внесок здобувача. Основні результати роботи автор отримав самостійно. У працях, опублікованих у співавторстві [35, 47-48, 133, 147], автор вивів аналітичні залежності поздовжніх коливань робочого органу конвеєра, які можна описати функцією переміщення. У працях [29-31, 33-34] здобувач вивів аналітичні залежності резонансних коливань зернової суміші в процесі вібраційної обробки, дослідив: залежність частоти власних коливань робочого органу від швидкості пересування сипкого матеріалу; динамічні напруження у привідному робочому органі на прямолінійних вітках конвеєра. У працях [32, 49] внесок здобувача полягає в постановці та опрацюванні результатів експериментальних досліджень. Здобувач також запропонував елементи конструкцій машин та механізму привода [123, 148]. За матеріалами досліджень у співавторстві отримано 5 патентів на корисні моделі [100-104].

Апробація матеріалів дисертації. Основні положення виконаних досліджень доповідалися та обговорювалися на наукових конференціях та науково-технічних семінарах: IV Міжнародній науково-технічній конференції молодих учених та студентів (м. Тернопіль, 2015 р.); XVII Міжнародній науковій конференції «Сучасні проблеми землеробської механіки», присвяченій 116-річчю з дня народження академіка Петра Мефодійовича Василенка (17-18 жовтня, Суми, 2016 р.); XIX науковій конференції Тернопільського національного технічного університету ім. І. Пулюя (18-19 травня, Тернопіль, 2016), IV Всеукраїнській науково-практичній конференції «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин та знарядь» (28-29 березня, Житомир, 2018 р.).

Публікації. Результати досліджень опубліковано в 19 наукових працях, з них 1 монографія, 10 статей – у фахових виданнях, одна з яких опублікована в журналі, що входить до міжнародної наукометричної бази Scopus, 4 – у тезах наукових конференцій, 5 патентів України на корисні моделі.

Структура та обсяг роботи. Дисертаційна робота складається зі вступу, 5 розділів, загальних висновків і додатків. Роботу викладено на 152 сторінках, вона містить 64 рисунків, 11 таблиць, а також додатки. Список літератури включає 159 найменувань. Загальний обсяг дисертації становить 195 сторінок.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Сучасний стан досліджень скребкових механізмів машин

Сучасний розвиток народного господарства країни вимагає перехіду економіки на певні ринкові відносини, які потребують якісного розширення номенклатури машин, завдяки використанню прогресивних технологій виготовлення різних деталей машин, що супроводжує використання нових типів механізмів для підвищення їх продуктивності.

Вихідними даними для досліджень теорії переміщення частинок за допомогою сільськогосподарських машин, використанні роботи ряду українських та зарубіжних вчених, що пов'язані із проектуванням та оптимізацією параметрів машин неперервної дії.

Наукові та практичні дослідження рекомендацій із наукових основ теорії проектування машин внесли М.П. Василенко [19-20], Ю.А. Пертен [17]. Дослідження параметрів скребкових конвеєрів та режими їх роботи залежно від характеристик матеріалу, які транспортується висвітленні в роботах Р.Л. Зенкова [53-54], А.А. Вайсона [15], А.О. Спиваковського [128-129], Ф.К. Іванченко [61] та багато інших.

Значний вклад у розробку та автоматизований розрахунок машин неперервного транспорту присвячені роботи Р.Л. Зенкова [53], М.Л. Ізрайлевича [59-60], Р.М. Рогатинського [118], Ф. Краузе, С. Лорз (Німеччина), Г.В. Вишневецького та багато інших.

В наукових дослідженнях Ю.А. Пертена [17], В. К. Дьячков [129], приведено класифікацією скребкових конвеєрів з визначенням режимів та умов їх роботи, представлено розрахунки статичних, динамічних навантажень та основні питання з надійності та експлуатації конвеєрів.

В роботах Р.М.Рогатинського [118], О.В. Григорова, В.С. Ловейкіна [71-74], наведено проблеми математичного моделювання піднімально-транспортних машин .

Особливості використання скребкових конвеєрів на машинобудівних заводах, скребкових завантажувачів у сільськогосподарському виробництві наведені в працях

А.В.Євневича [45-46], О.І.Іванова [57].

У працях В.М. Булгакова, О.А. Бурлаки [11] висвітлені проблеми використання скребкових конвеєрів у зернозбиральних комбайнах, а в роботах Ф.К. Іванченка [61], В.В.Красникова [64], М.О.Клецькіна наведено розрахунок окремих деталей скребкового конвеєра.

Дослідженню та аналізу механізмів машин неперервного транспортування, створенню теоретичних основ їх проектування, проведенню експериментальних досліджень присвячено в працях П.М. Василенка [20], А.А. Омельченка, В.Д. Ткача [97], В.В. Красникова [64], А.М. Григор'єва, П.А. Преображенського [44], Р.Л. Зенкова [53], Ф.К. Іванченка [61], Б.М. Гевка [21-22], Р.М. Рогатинського [118], В.С. Ловейкіна [73], Ю.А. Пертена [17], В.К. Дьячкова [129] та багатьох інших.

Основою для пошуку шляхів наукових досліджень є розв'язок задач взаємодії сипких матеріалів з робочими органами та їх проектування для різних галузей народного господарства, а саме для машинобудування, сільськогосподарське виробництво, харчова та переробна промисловість, будівництво, комунальне господарство, транспорт тощо.

Питанням розробки і дослідження сепарації коренебульбоплодів, фруктів, овочів, видавлювання з них соків присвячені праці І.Є. Груздєва [40], В.І. Пономарьова та інших. В роботах П.М. Василенка [19], Б.М. Гевка, Р.М. Рогатинського [21], Дьячкова [129], В.Ф. Ярошенка, І.Б. Гевка [25] розроблені математичні моделі технологічних процесів різних процесів для транспортування, витискування, віджиму та змішування робочими органами різних продуктів.

Скребкові конвеєри є одним із найпоширених засобів безперервного транспортування сипких вантажів в різних галузях промисловості і відрізняються широким різноманіттям конструктивних схем [53, 129]. Тому перед нами поставлено завдання повної систематизації конструктивних рішень скребкових конвеєрів, яка може бути корисними для використання та вдосконалення трубчастих конвеєрів які характеризуються визначальною ознакою систематизації для переміщення вантажу [17]. Для таких конструкції яких поєднуються із способами переміщення вантажу волочінням і

перенесенням, але основним способом вважається - волочіння, що забезпечує порівняно не високі механічні зусилля та енерговитрати при транспортуванні. Другим питанням є взаємодія скребків конвеєра з матеріалом, що транспортується, оскільки це визначає закономірності переміщення сипкого матеріалу в конвеєрі. За даними способами скребкові конвеєри поділяють на три типи: 1) конструкції суцільного волочіння і порційного переміщення матеріалу; 2) з контурними зануреннями; 3) скребкові живильники. У перших двох типів скребкові конвеєри можуть мати відкритий та закритий профіль поперечного перерізу жолоба, третій тип – тільки відкритий. На основі цього було проведено класифікацію яка наведена на рис. 1.1. Для стійкого забезпечення високих показників продуктивності у скребкових конвеєрах відіграє важливе значення окремий натяжний пристрій, який підвищує попередній натяг ланцюга або троса.

В роботі [57, 129] наведено конвеєри із зануреними скребками, які дають змогу понизити енергоємність транспортування і виключити заклинювання вантажу в скребкових конвеєрах із закритим профілем поперечного перерізу жолоба. Функцію скребків в таких конвеєрах виконують рамки, що повторюють своєю конфігурацією профіль поперечного перерізу жолоба конвеєра, але, на відміну від цього профілю, розімкнені у верхній частині (рис. 1.2.).

Оскільки в конвеєрах із зануреними скребками переміщуваний вантаж має можливість обтікати елементи скребків, то до стабільності руху скребків висуваються підвищені вимоги. Тому скребки жорстко кріпляться до тягового органу, а останній має мінімальну рядність ланок. Таким чином, формується найпоширеніша схема робочого органу аналізованого типу конвеєрів.

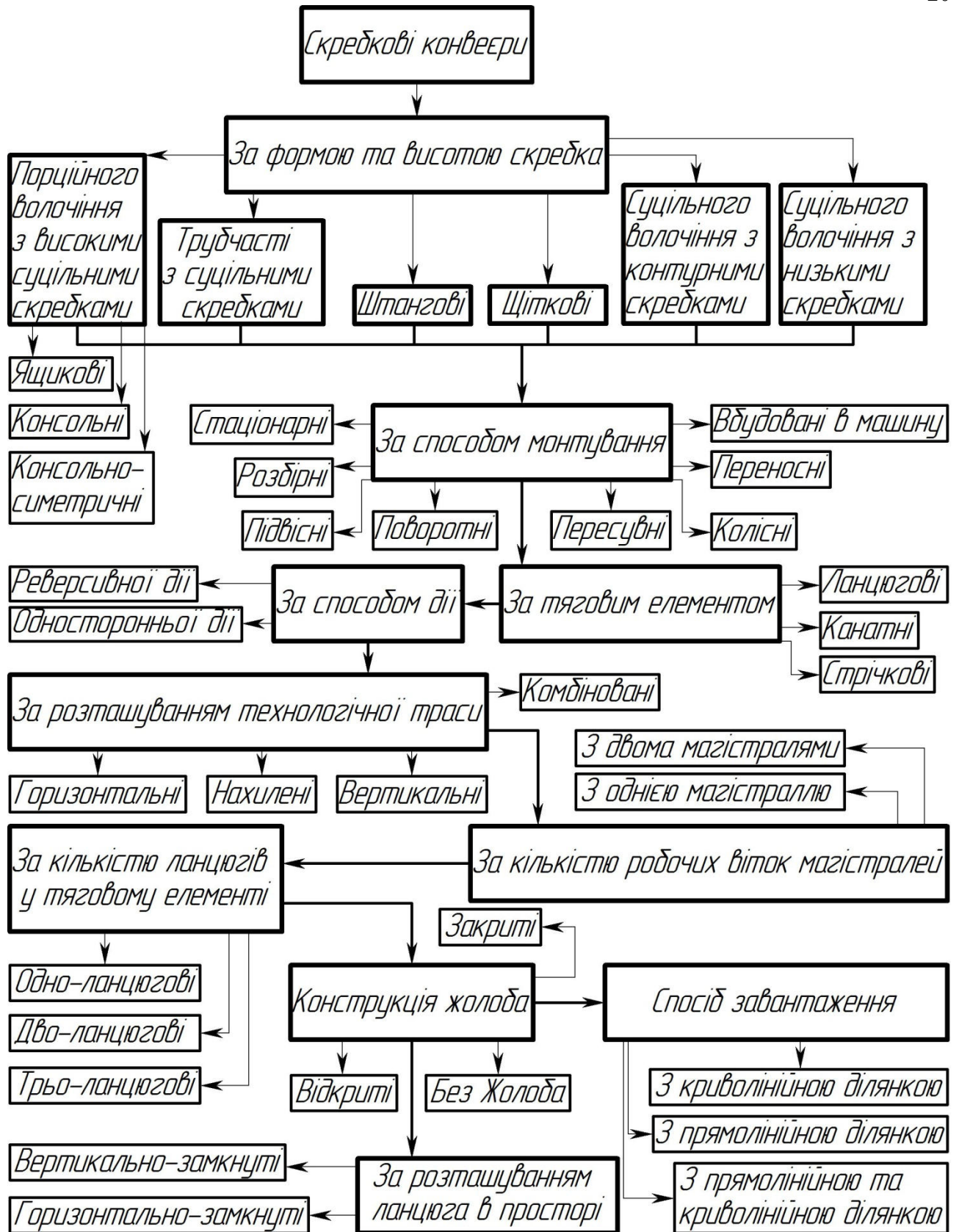


Рис. 1.1. Загальна класифікація скредкових конвеєрів

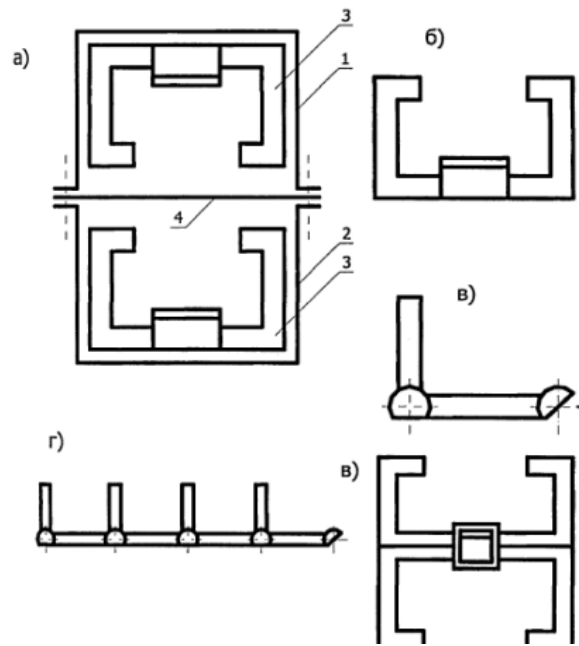


Рис.1.2. Конструктивні елементи скребкового конвеєра

а) – поперечний переріз конвеєра (1–жолоб верхньої гілки; 2 – жолоб нижньої гілки; 3 - V- подібний контурний скребок; 4 - днище); б), в) – вигляд спереду і збоку V – подібного скребка; г – ланцюг з V – подібних скребків; д – H- подібний скребок

Такі конвеєри мають високу металоємність робочого органу із зануреними скребками. До недоліків цього типу конвеєрів можна віднести ряд інших, що зперешкоджають їхньому широкому застосуванню, а саме:

- жорсткі обмеження до фізико-механічних властивостей вантажу, що транспортується;
- низькі швидкості переміщення вантажу, вузький діапазон швидкостей, що індивідуально визначається для кожного матеріалу, що транспортується;
- безперервність потоку вантажу, що забезпечує зчеплення з скребками.

На даній робочій ділянці такого конвеєра кожен скребок переміщає окрему порцію вантажу.

При цьому напружений стан кожної порції вантажу формується одним конкретним скребком. Проте з метою стабілізації вантажопотоку і зниження енергоємності транспортування запропонований ряд технічних рішень для

даного типу скребкових конвеєрів, що передбачають кріплення до тягових елементів в проміжку між скребками поперечних стабілізуючих елементів у вигляді канатів або ланцюгів [57, 59].

Необхідність переміщення вантажів під будь-якими кутами нахилу, по складних криволінійних трасах, а також переміщення дрібнодисперсних вантажів, зумовила розробку скребкових конвеєрів із закритим жолобом. Основні конструктивні елементи такого конвеєра приведені на рис. 1.3. Конструкція такого конвеєра запропонована в 1964 р. к.т.н. В.К. Дьячковим. Даний конвеєр складається з приводної, натяжної і поворотних станцій, вантажної і порожньої гілки тягового органу. Привідна станція включає двигун зі вбудованим редуктором, привідний вал і зірочки.

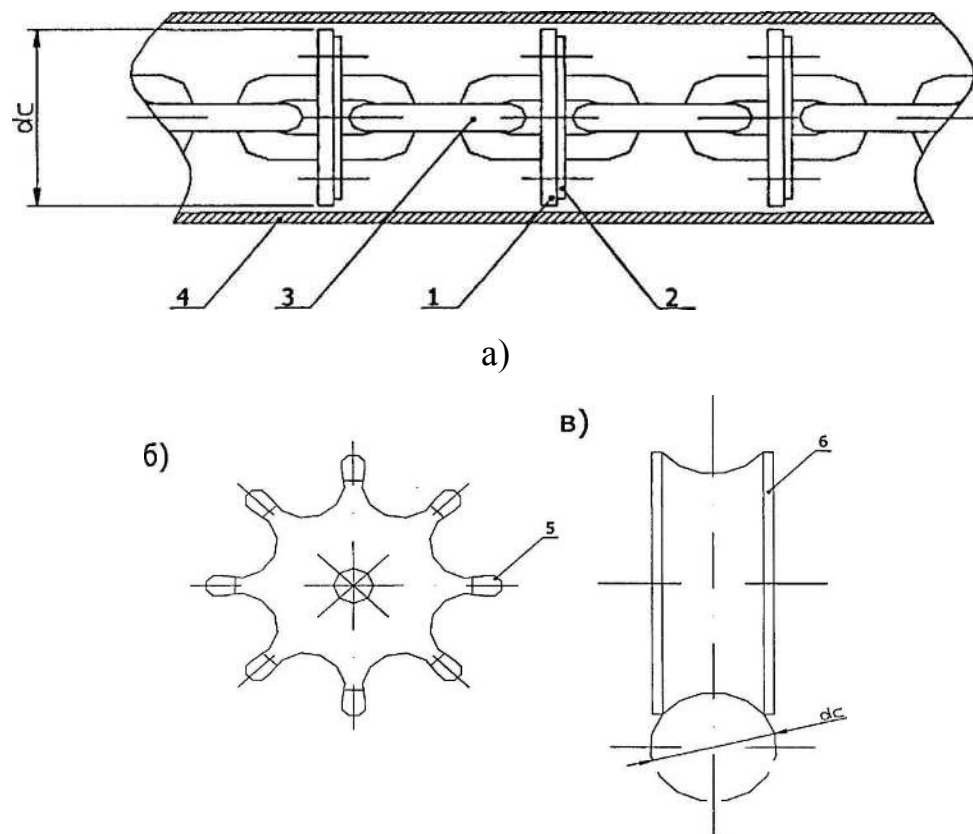


Рис.1.3. Конструктивні елементи трубчастого скребкового конвеєра:

- 1) пластиковий диск (скребок); 2) металева шайба; 3) ланцюг;
4) вантажонесучий орган; 5) приводна і натяжна зірочки; 6) обвідний блок.

Натяжна станція зазвичай розташовується в хвості конвеєра і складається з кінцевої зірочки з гвинтовими механізмами натягу для забезпечення

необхідного мінімального натягу тягового органу. Перевагою таких конвеєрів є можливість транспортувати сипкий матеріал по різних криволінійних траєкторіях, а саме в горизонтальній, вертикальній, а також під кутом 90°. У зв'язку з цим, у вузлах сполучення таких ділянок встановлюють поворотні станції, що складаються з напрямних блоків. Контур конвеєра є герметичною трубчастою конструкцією, в якій розташовується замкнений тяговий робочий орган, який є елементом навантаженої і пороміжної вітки конвеєра. При цьому форма поперечного перерізу жолоба є трубчастою у разі використання суцільних скребків.

Використання коробчастого жолоба підвищує небезпеку заклинювання вантажу, особливо на вертикальних ділянках траси. Зважаючи на економічні круглу форму поперечного перерізу жолоба і менші максимальні розміри скребків притій же площі поперечного перерізу вантажопотоку, трубчасті скребокві конвеєри мають меншу металоємність. Проте і вони мають ряд недоліків, пов'язаних з енергоємністю транспортування, надійністю приводу, міцністю і довговічністю конструктивних елементів. Питання енергоємності транспортування вантажів трубчастими скребоквими конвеєрами вивчене мало і вимагає окремого аналізу. А питання зношування, міцності і довговічності їх конструктивних елементів мають як загальні аспекти з аналогічними проблемами експлуатації звичайних скребоквих конвеєрів, так і специфічні риси, обумовлені особливостями конструкції трубчастих конвеєрів.

Для усіх скребоквих конвеєрів проблемою є інтенсивне зношення жолоба і тягових робочих елементів (канатів і ланцюгів). Вирішення проблеми вимагає підвищений знос жолоба в місцях стикування його секцій. Нерівномірність руху канатних і ланцюгових тягових робочих органів і привідних зірочок через періодичну зміну довжини, яка зростає у міру зносу ланок каната і ланцюга потребує обов'язкового використання цих органів.

На даних типах скребоквих конвеєрів виникає проблема забезпечення стійкості зачеплення ланок каната і ланцюга зубами приводної зірочки при зміні кроку через зношення ланок, а також стійкості руху тягового робочого

органа на обвідних барабанах, які відхиляються, мають місце. Проте стосовно трубчастих скребкових конвеєрів вказані вище проблеми носять специфічний характер.

Так із даних, приведених в роботах [59, 61], можна зробити висновок, що для збільшення амплітуди коливань швидкості робочого органа де використано збільшення кроку ланцюга до 81,5 мм приблизно в 2 рази, а для ланцюга з кроком до 82,5 мм – в 2,5 рази потрібне використання зірочки з 10 зубами і тягового робочого ланцюга з кроком 80 мм.

За даними експериментальних досліджень при транспортуванні вугілля зношення ланцюгів скребкових конвеєрів по кроку складає 0,43...2,05 мкм/годину, зубів тягової зірочки - 18,0...30,5 мкм/год. [57, 129]. При цьому відзначається, що при русі на зірочці інтенсивніше зношується задня частина горизонтальної ланки і зв'язана з нею передня частина вертикальної ланки. Згідно з дослідженнями [60-61], гранично допустимі прирости кроку для надійності зачеплення із зірочкою ланцюгів, зменшуються при збільшенні кількості зубів зірочки і для ланцюга 18x64 мм складають при кількості зубів зірочки 6, 7, 8, 9 і 10, відповідно: 8,6; 7,8; 7,0; 6,2; 5,5 мм. В той же час, вимірювання кроку нових ланцюгів цього ж типу-розміру показали, що відхилення кроку у деяких пар ланок досягало 4,7 мм. При цьому практично усі експериментальні дані показують, що термін служби тягових зірочок до граничного зносу зубів в 2. 2,5 рази менший, ніж для тягових ланцюгів [61].

Так, експериментальними дослідженнями [129] показано, що із збільшенням швидкості руху тягових ланцюгів від 0,73 м/с до 2,03 м/с приводить до зменшення опору руху приблизно в 2 рази, а при подальшому збільшенні швидкості падіння опору стає не значним, а потім опір навіть дещо зростає [61].

В роботах [26-27, 76] наведено основні елементи технологічних процесів які представлені математичними та динамічними моделями роботи механізмів неперервної дії сільськогосподарських машин. Використовуючи скребковий канатний робочий орган, який представлено пружним одновимірним тілом

запропоновано математичну модель горизонтальної та математичну модель вертикальної віток робочого органу конвеєра динамічного процесу переміщення сипкого матеріалу по криволінійних траєкторіях.

1.2. Аналіз теоретичних результатів досліджень скребкових механізмів машин

За теоретичну основу та вихідні дані для досліджень взято роботи відомих українських та закордонних вчених присвячених теорії переміщень частинок по поверхнях скребкових конвеєрів, механіки сипких матеріалів, проектування і оптимізації параметрів конвеєрів неперервної дії, опрацьовано наукові і патентні дані, які розробляють нові конструктивні і технологічні рішення у скребкових конвеєрах для розширення сфери їх застосування.

Для конвеєрів швидкість транспортування залежить від опору переміщенню вантажу в трубчастих скребкових конвеєрах, від діаметра труби, особливо для вантажу з великим внутрішнім зчепленням, але це питання також не вивчене. Коефіцієнт опору руху сипкого матеріалу приймають рівним 0,2 для вертикальної ділянки та визначаються за формулами для контурних скребків [53].

Вибір коефіцієнта заповнення жолоба вантажем стосовно звичайних скребкових конвеєрів багато в чому визначається кроком скребків [53-54, 57, 61]. Для трубчастих конвеєрів крок скребків також підлягає обґрунтуванню, виходячи з особливостей напруженого стану вантажу. Коефіцієнт заповнення трубчастих конвеєрів (зазвичай 0,8-0,9) визначається тільки способом завантаження. В той же час, розподілений опір переміщенню вантажу в скребкових конвеєрах зазвичай складає менше половини сумарного натягу (в окремих випадках трохи більше 20% [53]). Велику частку в енергетичному балансі скребкових конвеєрів складають зосереджені опори, а також сили тертя тягового органу по жолобу конвеєра. Коефіцієнти тертя сипких матеріалів по сталі, а також їх внутрішнього тертя, вивчалися авторами багатьох робіт [53,

61]. Максимальний натяг робочого органу скребкових конвеєрів прийнято визначати, як і конвеєрів будь-якого іншого виду, методом обходу по контуру. Це призвело до того, що на горизонтальних ділянках конвеєра розподілені опори, які підсумовуються пропорційно довжині, а на криволінійних - визначаються з використанням формули Ейлера для випадку тертя гнучкого нерозтяжного каната на штовхачі [54, 56, 129].

Для транспортування можуть застосовуватись також горизонтальні і вертикальні трубчасті конвеєри висотою до 10 м [114]. При транспортуванні на вертикальній ділянці виникає сили тертя між сипким матеріалом внутрішньою поверхнею кожуха.

В наукових працях [63, 114] проведено аналіз конвеєрів з контурними та суцільними круглими скребками, виведено аналітичні залежності визначення продуктивності, величин максимального тиску матеріалу на стінки кожуха, а також розрахунок опору переміщенню матеріалу на різних ділянках. На основі опрацьованих експериментальних досліджень визначено дані продуктивності та енерговитрат при здійсненні транспортування сипких матеріалів трубчастими конвеєрами. Продуктивність конвеєрів встановлено в межах від 4 до 53 м³/год для труб, діаметри яких 108...219 мм при швидкості транспортування 0,16...0,32 м/сек.

Для транспортування сипких матеріалів по прямолінійних трасах (горизонтальних, похилих і вертикальних) наведено ряд аналітичних залежностей для визначення продуктивності різних типів конвеєрів в залежності від реологічних властивостей матеріалу та конструктивних і кінематичних параметрів робочих органів та конфігурацій технологічних траєкторій [129]. Для визначення опору переміщення тягових скребкових ланцюгів, встановлено закономірності величин тиску в шарнірах ланок тягових робочих органів на різних ділянках транспортування, крутного момента на елементах приводу та потужності на виконання технологічного процесу.

Продуктивність [53] визначається за формулою:

$$Q = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot v \cdot \psi \cdot p \cdot c_\beta, \text{ (т/год.)}, \quad (1.1)$$

де D - діаметр трубопровода; v - швидкість переміщення матеріалу по жолобу; ψ - коефіцієнт наповнення жолобу; p - крок між скребками; c_β - коефіцієнт зниження продуктивності від кута нахилу конвеєра.

Також автором визначена залежність потужності N_y (кВт) електродвигуна на привід конвеєра

$$N_y = k_\zeta v (S_{i\acute{a}} - S_{\tilde{n}\acute{a}}) / 102 \eta, \quad (1.2)$$

де $k_\zeta = 1,1 \dots 1,2$ - коефіцієнт запасу на неврахований опір; $S_{\tilde{n}\acute{a}}$ - натяг ланки тягового скребкового ланцюга, яка сходить з приводної зірочки, (кг); $S_{i\acute{a}}$ - натяг ланки тягового скребкового ланцюга, яка набігає на приводну зірочку, (кг); η - коефіцієнта корисної дії привода конвеєра; v - швидкість робочого органа, (м/сек).

Величини натягу $S_{i\acute{a}}$ і $S_{\tilde{n}\acute{a}}$ визначаються послідовним сумуванням величин опору руху робочого органа на горизонтальній та криволінійній ділянці конвеєра.

Опір руху W_1 (кг) на криволінійній ділянці визначається за формулою:

$$W_1 = S_{i\acute{a}}^k (e^{f'\psi} - 1), \quad (1.3)$$

де $S_{i\acute{a}}^k$ - натяг робочого органа в точці переходу на криволінійну ділянку, (кг); ψ - центральний кут криволінійної ділянки, (рад); f' - коефіцієнт тертя робочого органа по криволінійній ділянці.

Опір руху W_2 (кг) на вертикальній ділянці

$$W_2 = q_u H + S_u^e, \quad (1.4)$$

де $S_{\delta}^{\hat{a}}$ - натяг робочого органа на вертикальній ділянці, (кг); q_{δ} - погонна маса метра робочого органа, (кг/м); H – довжина вертикальної ділянки, (м).

Опір руху W_3 (кг) на похилій ділянці визначається

$$W_3 = q_{\delta} L_H (f' \cos \beta + \sin \beta), \quad (1.5)$$

де L_H - довжина похилої ділянки, (м); β - кут нахилу кожуха до горизонту, (град).

Крок скребоків t_c вибирають залежно від кроку тягового ланцюга t_k або зовнішнього діаметра скребка d_c із співвідношення [53, 129]:

$$t_c = (2,0 \dots 6,0) \cdot t_k, \quad t_c = (2,0 \dots 5,0) \cdot d_c.$$

Внутрішній діаметр труби, в якій переміщуються скребки слід брати на 4...8 мм більшим за зовнішній діаметр скребка:

$$d = d_c + (4 \dots 8).$$

Використовують менший зазор для синтетичних скребоків, а більший - для сталевих. В якості жолоба для скребоків використовують сталеві та синтетичні труби.

Тому зовнішній діаметр труби складатиме: $d_t = d + 2\delta$, де d – внутрішній діаметр труби, мм; δ – товщина стінки труби, мм.

Для зменшення опору скребоків та робочого органа при переміщенні на кутових ділянках, які розміщені під прямим кутом, встановлюють поворотні блоки та згинають труби по заданому радіусі, який складає

$$R \geq 4d_t \quad \text{для труб (45...60 мм);}$$

$$R \geq 5d_t \quad \text{для труб (60...102 мм).}$$

Для визначення діаметра поворотного блоку:

$$D_k = (6 \dots 7) \cdot d_c, \quad (1.6)$$

де d_c – зовнішній діаметр скребка робочого органа, мм.

Діаметр приводної зірочки при просторовій трасі визначити з виразу:

$$D_\varphi = \frac{z \cdot t_c}{\pi}, \quad (1.7)$$

де $z = 6 \dots 9$ – кількість зубів зірочки;

t_c – крок скребоків на тяговому органі.

Прикладом для забезпечення транспортування сипких матеріалів у світовій практиці служить комплекс програмних систем Schrage Rohrkettenystem GmbH Conveying Systems (рис. 1.4), створений в ФРН.

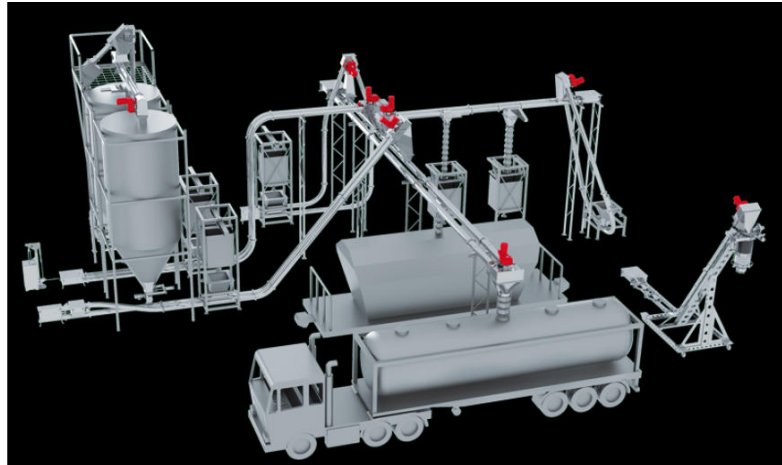


Рис. 1.4. Трубчатий ланцюговий конвеєр и коробчастий ланцюговий конвеєр

У 1985 році було вперше розроблено установку трубчастого конвеєра, що даний час використовується для найрізноманітніших матеріалів. Дані конструкції Данської фірми CABLEVEYU представленні на рис. 1.5. Дані конструкції конвеєрів дають можливість транспортувати сипкі матеріали (зернові), порошок, пластівці, гранули, гранули кави, деталі, стружки, пух через закритий простір без використання повітря довжиною до 1240 м, а продуктивність його складає 49420 кг/год.



а)



б)

Рис. 1.5. Конструкції данської фірми CABLEVEY

Транспортна система фірми DALTEK (Данія) [76, 139] утворює замкнуте коло руху корму від завантажувальних бункерів через все приміщення свинокомплексу зворотно до завантажувальних ємкостей (рис.1.6).

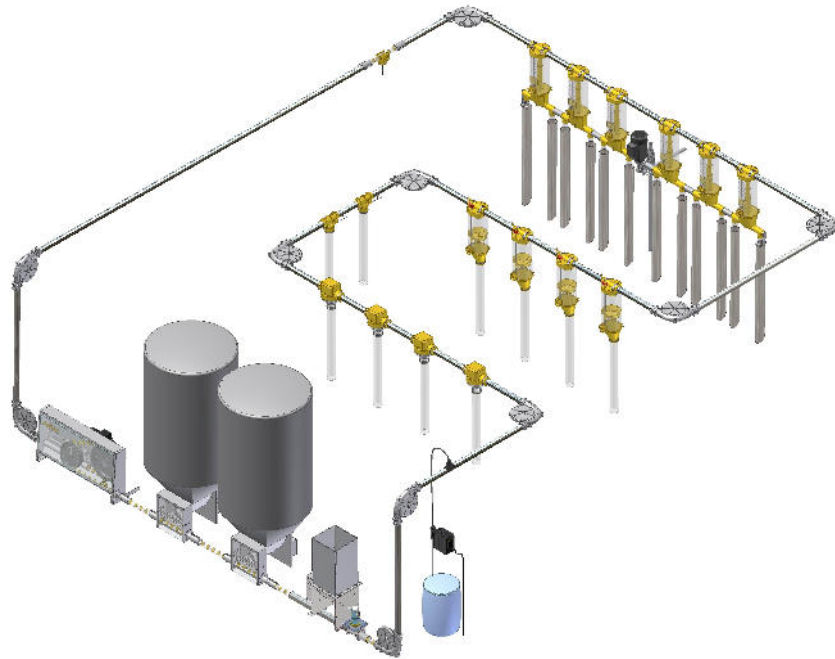


Рис.1.6. Система транспортування сухого корму фірми DALTEK (Данія)

Даний процес може ефективно виконуватись при незначних дозах добавок, однак для змішування і одночасного транспортування кормових сумішей необхідно розробити спеціальні робочі органи, які одночасно виконуватимуть даний технологічний процес.

На рис.1.7 наведено установка трубчастого канатного скребкового конвеєра, для якої встановлено, що величини резонансного значення амплітуди коливань робочого органа скребкового канатного конвеєра у 3–4 рази більша за амплітуду нерезонансних коливань. Встановлено, що максимальні динамічні напруження даного випадку більші за динамічні напруження усталеного процесу.

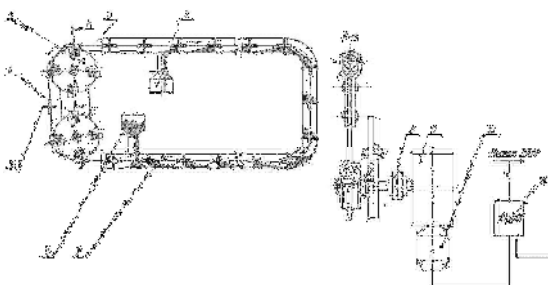


Рис. 1.7. Загальний вигляд експериментальної установка трубчастого скребкового канатного конвеєра

1.3. Огляд конструкцій робочих органів трубчатих скребкових конвеєрів

Конвеєри з круглими та кругоподібними скребковими робочими органами мають назву трубчаті. В переважній більшості конструктивне виконання трубчастих конвеєрів залежить від реологічних властивостей матеріалу, який транспортується та довжини конфігурації технологічних трас.

В більшості випадків скребкові конвеєри призначені для роздавання кормів на тваринницьких фермах. На рис.1.8 зображено транспортну магістраль шайбового конвеєра італійської фірми «Falcon».

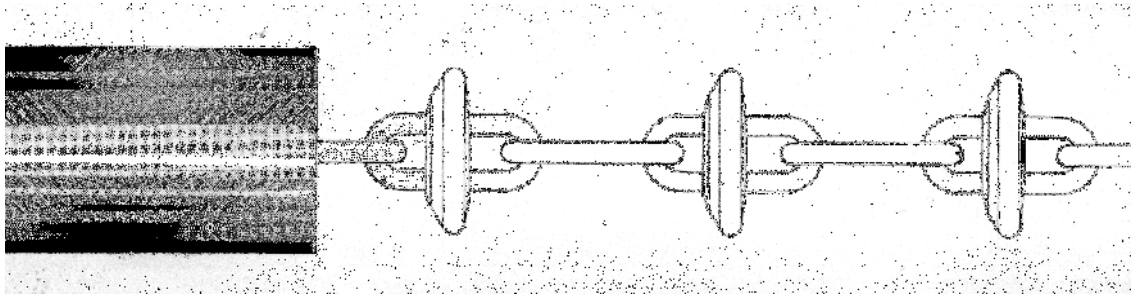


Рис.1.8. Транспортна магістраль шайбового конвеєра фірми «Falcon»

До недоліків таких типів транспортерів можна віднести значну масу робочого органу, а значить і підвищене зусилля тертя та енерговитрати на процес транспортування матеріалу. Проблемним питанням є ремонтпридатність робочого органу при виході з ладу однієї ланки.

Тягові ланцюги бувають зварними і кріпляться до скребків по центру (рис. 1.9 а) або по периферії (рис. 1.9 б).

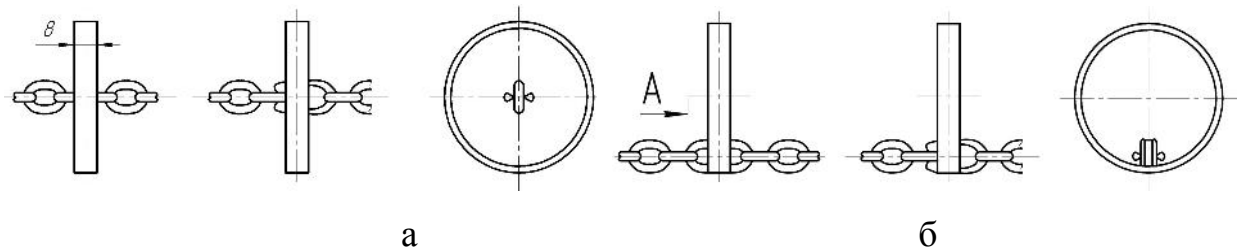


Рис. 1.9. Варіанти кріплення ланцюгів до скребків:

а – по центру; б – по периферії

Ланцюги забезпечують будь-яку просторовість траси навіть при малих радіусах кривизни технологічної магістралі, є простими у виготовленні та складанні. Однак внаслідок значної маси підвищується питомий тиск в їх шарнірних зонах контакту та зонах контакту скребків з направляючою трубою, що призводить як до підвищеного зношення даних пар, так і до зростання енерговитрат. Проблемним питанням є ремонтоздатність робочого органу при виході з ладу однієї із секцій.

Для складання робочого органу та можливості заміни скребків при їх поломці розроблений робочий орган трубчатого скребкового конвеєра, конструктивна схема якого зображена на рис. 1.10 [57, 133].

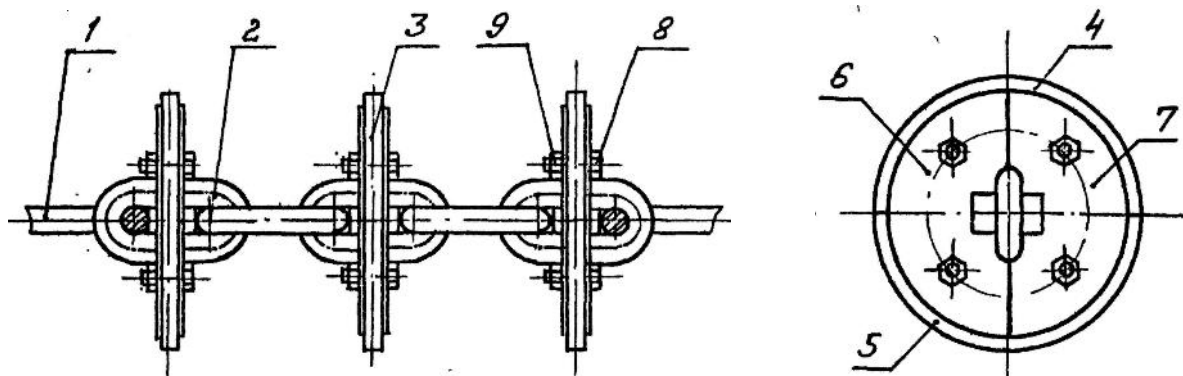


Рис. 1.10. Конструктивна схема трубчатого скребкового конвеєра

На рис. 1.11 наведено робочий орган, недоліком якого є велика масивність та металомісткість, що збільшує сили тертя при його пересування трубчатих направляючих трасах та збільшення енерговитрати для виконання технологічного процесу.

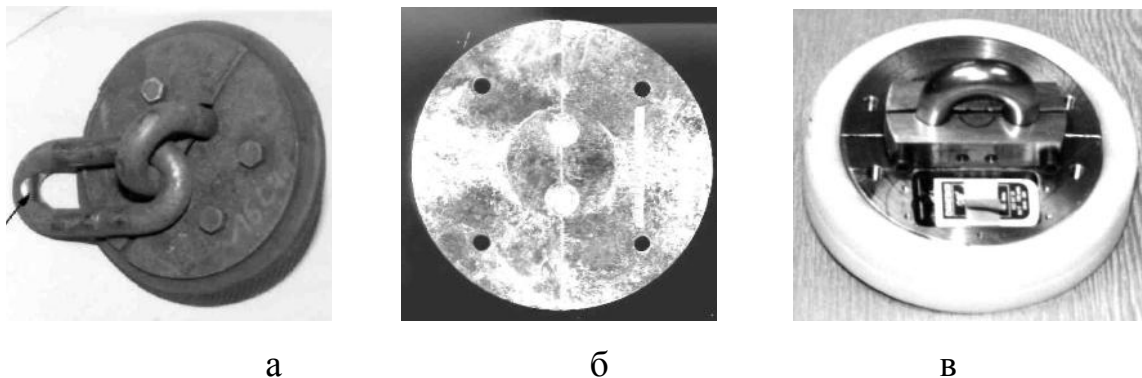
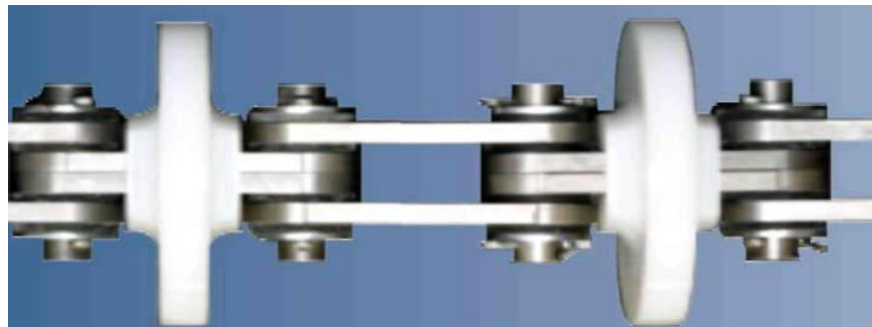


Рис. 1.11. Варіанти виконання розбірних шайбових скребків:

а – комбінований з гумовим ободом; б – металеві напівдиски; в – комбінований з пластмасовим ободом

На рис. 1.12 зображений робочий орган скребкового конвеєра фірми “Spiroflow Limited” (Великобританія), скребки якого з’єднані за допомогою паралельно розташованих зовнішніх пар пластин. Перевагою даного робочого органу є його значна навантажувальна здатність та в довжина технологічної траси. Досить оригінальним є виконання приводу робочого органу, де зуби привідної зірочки входять в простір між зовнішніми пластинами і взаємодіють із заокругленими поверхнями центральних пластин



а)



б)



в)

Рис. 1.12. Загальний вигляд робочого органу конвеєра фірми “Spiroflow Limited”
а– загальний вигляд; б – робочий орган з привідною зірочкою; в – з матеріалом в процесі його транспортування

Для більш ефективної роботи скребків у їх простому вигляді визначено такі матеріали для виготовлення як сталь, чавун, та різні видів пластмас високої міцності або гум (рис. 1.13а). Вони можуть виконуватись зі сталі або чавуну з використанням бандажу з гуми або пластмаси (рис. 1.13б).

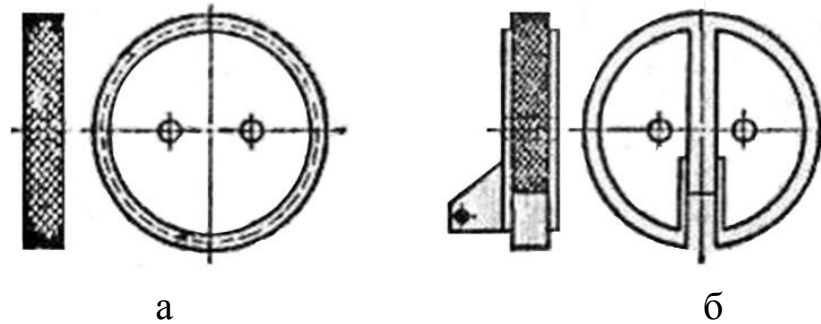


Рис. 1.13. Варіанти виконання скребоків: а – суцільний; б - комбінований

Для зменшення тертя між ланками на кінцях штанг та поєднання сферичних еластичних елементів наведено шарнірний трубчатий скребокний конвеєр (А.С.СРСР № 725964) (рис. 1.14). У робочому органі розбірних втулок, до яких зафіксовані скребки, які розташовуються в сферичних елементах сусідніх штанг. Сферичні елементи повертаються у гніздах втулок коли проходять криволінійні траси, внаслідок чого зменшується сила тертя та енерговитрати.

Недоліком робочого органу є значна матеріаломісткість скребоків та складність конструкції їх компоновки з розбірними втулками.

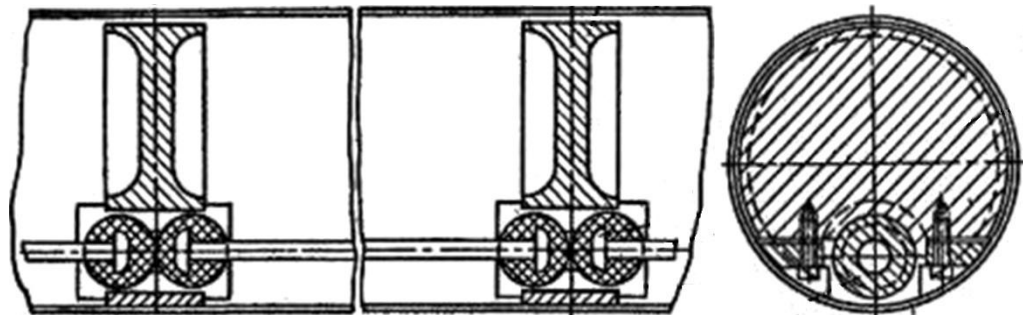


Рис. 1.14. трубчатий шарнірний скребокний конвеєр

У процесі транспортування сипких матеріалів, для унеможливлення подріблення під час переміщення (насінневі зернові матеріали), наведено схему скребоквого транспортера з ворсистою поверхнею скребоків (Патент України №21746А) на рис. 1.15. Направляючі труби які жорстко закріплені та покриті антифрикційним матеріалом. Робочі органи дискові скребки співпадають з профілем направляючих та мають пази, а кожного бокова поверхня скребка має ворсисту радіальну поверхню.

У процесі транспортування необхідне очищення скребків та тягового органу від налипання частинок вантажів, яке можна виконати вібраційним пристроєм. Основними елементами є ексцентрик із штоком, який кріпиться на валу та електродвигун. На штоку горизонтально прикріплено планку, яка забезпечує зв'язок із скребками. В залежності від налипання вантажу до скребків пристрій працює періодично і нараховує 750...1500 коливань за хвилину, і амплітуду 2...3 мм. В середині труби здійснюється очищення скребками, які виготовлені з гуми та встановлені в трубу з рекомендованим натягом. В процесі транспортування сипких матеріалів ворсиста поверхня скребка здійснює окремі функції: зменшує зазор між внутрішньою стінкою труби і забезпечує бокові зусилля від перекосу скребка. Тому даний робочий орган унеможливорює пошкодження насінневого матеріалу та підвищує продуктивність конвеєра.

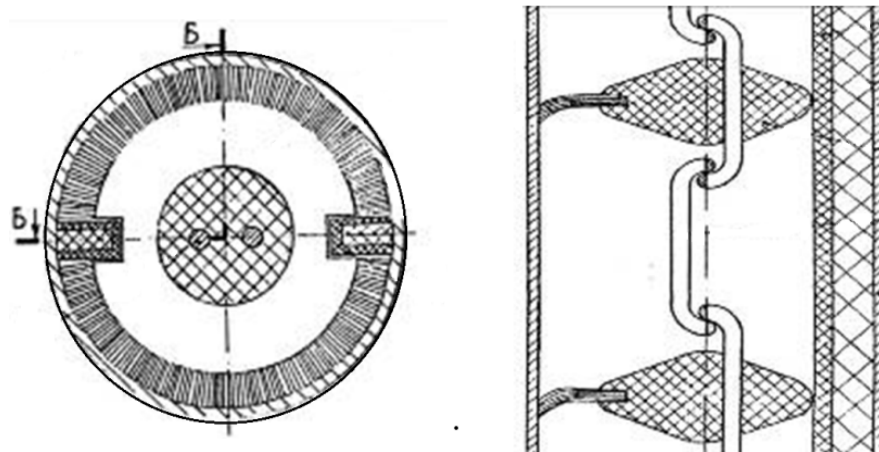


Рис. 1.15. Скребокний конвеєр з ворсистю поверхнею скребків

На сучасних підприємствах під час транспортування сипких матеріалів широко використовуються канатно-скребкові конвеєри, які відзначаються складними за транспортними системами кормопроводів для горизонтальних, похилих та вертикальних ділянок. Дані конвеєри складаються з тягового робочого органу (ланцюга або каната), на як закріплено шайби, які працюють як скребки, приводні і натяжні станції, поворотні пристрої та система

трубопроводів, а саме кормороздавачі з ланцюгово-скребкові (КРС-15, РВК-Ф-74), канатно-дискові (ОКС-1000, КВД-Ф-1, КВД-Ф-2, РКД-Ф-2) та їх елементів

Для обслуговування свиноферм використовують шайбові кормороздавачі КШ-0,5, який наведено на рис. 1.16 з об'ємними груповими дозаторами.

Для автоматизованого роздавання сухих кормів на свинофермах використовують роздавач РКА-1000 (РКА-2000), конструкції ВИЭСХ. Він має приводну станцію 1 (рис. 1.17), кормопроводи 2, дозатори 3 і бункер 5.

Роздавач РКА-1000 в комплексі з кормопроводом де розміщено шайбовий конвеєр 4 здійснює поступально-зворотній рух, який складається з окремих секцій штоків з шайбами (на горизонтальній ділянці), ланцюгів (в зоні поворотів) та зірочок. В дозаторах встановлені регульовальні заслінки для зміни норм видачі.

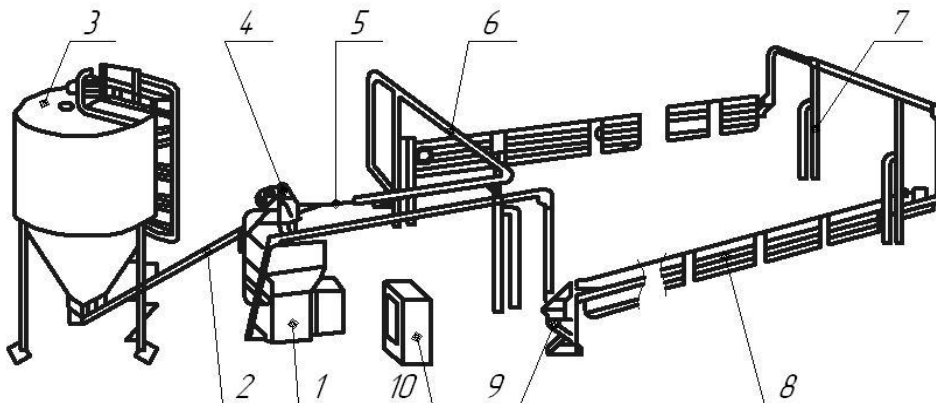


Рис. 1.16. Структурна схема шайбового кормороздавача КШ-0,5: 1 - привод; 2 - завантажувальний шнек; 3 - бункер-накопичувач; 4 - горловина; 5 - шайбовий канат; 6 - кормопровід; 7 - стояк; 8 - дозатор; 9 - привод дозатора; 10 - шафа керування

Біля приводу здійснюється завантаження корма, за допомогою скребків вздовж жолобу годівниці транспортується корм і рівномірно заповнюється по всій довжині.

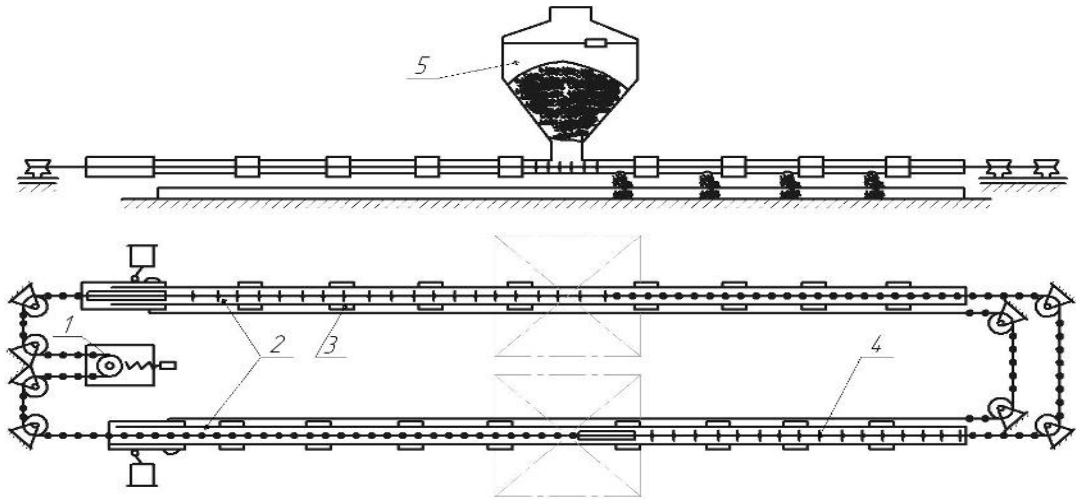


Рис. 1.17. Конструктивно-функціональна схема кормороздавач РКА-1000:
1-приводна станція; 2-3-кормопровод; 4-шайбовий конвеєр; 5-бункер

Загалом, існуючі дослідження в сфері транспортування сипких матеріалів, можна сказати, що на сьогодні дані скребкові трубчасті конвеєри розглянуті у вузьких межах. В основному всі дослідження стосувались безпосередньо певних складових частин машини для транспортування.

Слід зазначити, що дані конвеєри все більше застосовуються в сільському господарстві, харчовій промисловості та переробній промисловості. необхідно відмітити, що скребкові конвеєри можуть використовуватися для сортування проміжних продуктів виробництва, таких як, наприклад, склянна посуда, металеві кульки або пластинки. Тому, з вищевказаного випливає, що дослідження даного конвеєра дає можливість застосування цих досліджень в різних галузях промисловості і є актуальним.

1.4. Огляд існуючих проблем в дослідженнях вібраційних сепараторів для сипких середовищ та їх основні характеристики

Методи вібраційного оброблення, а також відповідні машини і обладнання отримали за останній час в різних галузях промисловості та сільського господарства широке застосування. Їх впровадження сприяє інтенсифікації різноманітних виробничих процесів та вдосконаленню або

розробці нових технологічних операцій, підвищує рівень механізації та автоматизації багатьох трудомістких робіт, збільшує економічну ефективність та продуктивність праці. Зі збільшенням інтенсивності виробництва розширюється область застосування вібромашин, створюються вібромашини для виконання нових технологічних операцій. Це обумовлено їх конструктивною простотою і в багатьох випадках вищою ніж в звичайних машинах технологічною продуктивністю.

Розрахунок та дослідження машин для вібраційного оброблення матеріалів проводили А. П. Бабичев [7-9], І.І. Биховський [15], Е.Е. Лавендел [67-68], В.Л. Левенгарц [69], Д.Д. Малкін [80-81], А.И. Новожилов [94], В.А. Повідайло [113], О.А. Співаковский [128], А.П. Субач [137-138]. Основні характеристики цих машин та опис їх динамічних параметрів описаний у працях [4-5, 51, 91, 96-98, 116].

В працях [15, 113] описані основні динамічні процеси у машинах вібраційної обробки. Встановлено, що вібраційні характеристики машини, їх робочі органи, амплітуда, швидкості та прискорення залежать від величини мас, що коливаються, їх жорсткостей.

В роботах В.Н. Потураєва, Е.И. Плохотнюка, А.Г. Червоненка наведено динамічні характеристики резонансних грохотів для сепарації матеріалів з великою об'ємною масою. Динамічний та кінематичний аналіз вібросепаратора проведено П. М. Заїкою, Д.І. Мазоренком, П.А. Мироновим. У працях [12, 116] показано, що амплітуда коливання сита набуває оптимального значення при встановленні площини коливання дебалансу в площині загального розташування машини.

В роботах П.С. Берника та І. Ф. Малєжика [77] наведено ряд сепараторів для очищення зернових культур та дослідження і вдосконалення сепараторів, зокрема вібросепараторів для сільського господарства. Розроблено сепаратори для розділення та очищення різного типу зернових продуктів. В. В. Гортинским [38] було розроблено відцентрові сепаратори для очищення зерна. Розробленням та дослідженням сепараторів для очищення соняшникового

насіння займався П. М. Василенко [20]. В. В. Гортинським [38] проведено визначення та опис сепараторів в залежності від характеристик зернових сумішей, що сепаруються. В працях [117, 128, 132] описано вібровідцентрові сепаратори для очищення зернових сумішей.

На сьогодні вібросепаратори застосовуються практично у всіх галузях промисловості. Проводяться дослідження для вдосконалення їх конструкції та оптимізації їх технічних та динамічних характеристик. На рис. 1.18 представлено сепаратори фірм SWECO [157], які застосовуються в харчовій та переробній промисловостях для сепарації різного типу порошків, абразивних матеріалів. Дана конструкція дозволяє легко змінювати як амплітудно – частотні характеристики корпусу, так і кут нахилу корпусу до горизонту. В цих сепараторах можна змінити швидкості руху та переміщення сипкого матеріалу вздовж робочого органа. Це дозволить досягти максимальної продуктивності та ефективного просіювання довільного типу матеріалу: дрібного, великого, важкого, легкого, гарячого чи холодного.

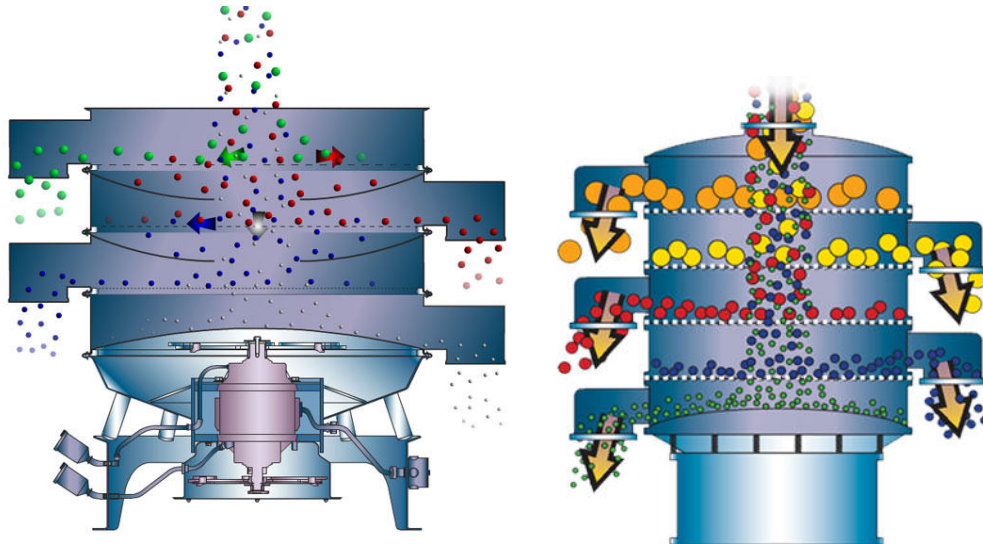


Рис. 1.18. Принципова схема роботи вібраційного сепаратора фірми SWECO

Компанії Шаньланд та ZENITH [159] виготовляють вібросепаратори для сепарації руди та вугілля, будівельних матеріалів, матеріалів легкої та хімічної промисловостей. Це установки використовують, як для сепарації та збагачення

матеріалів з продуктивністю декілька тон за годину, так і для сепарації дрібних та дрібнодисперсних матеріалів у проміжних та кінцевих етапах виробництва. Для високотемпературного оброблення сипких матеріалів вказані компанії також виготовляють сепаратори, принцип дії котрих вказаний на рис. 1.19.

Американські компанії Pilot Crushtec та WS Tyler [156] виготовляють віброгрохоти для сепарації та збагачення вугілля та корисних копалин. WS Tyler також виготовляє вібросепаратори для гарячих матеріалів, а також нестандартні конструкції різної ширини, глибини та кількості сит (до 15 шарів).

Такі сепаратори можуть використовуватись як в легкій, так і в харчовій та переробній промисловостях.

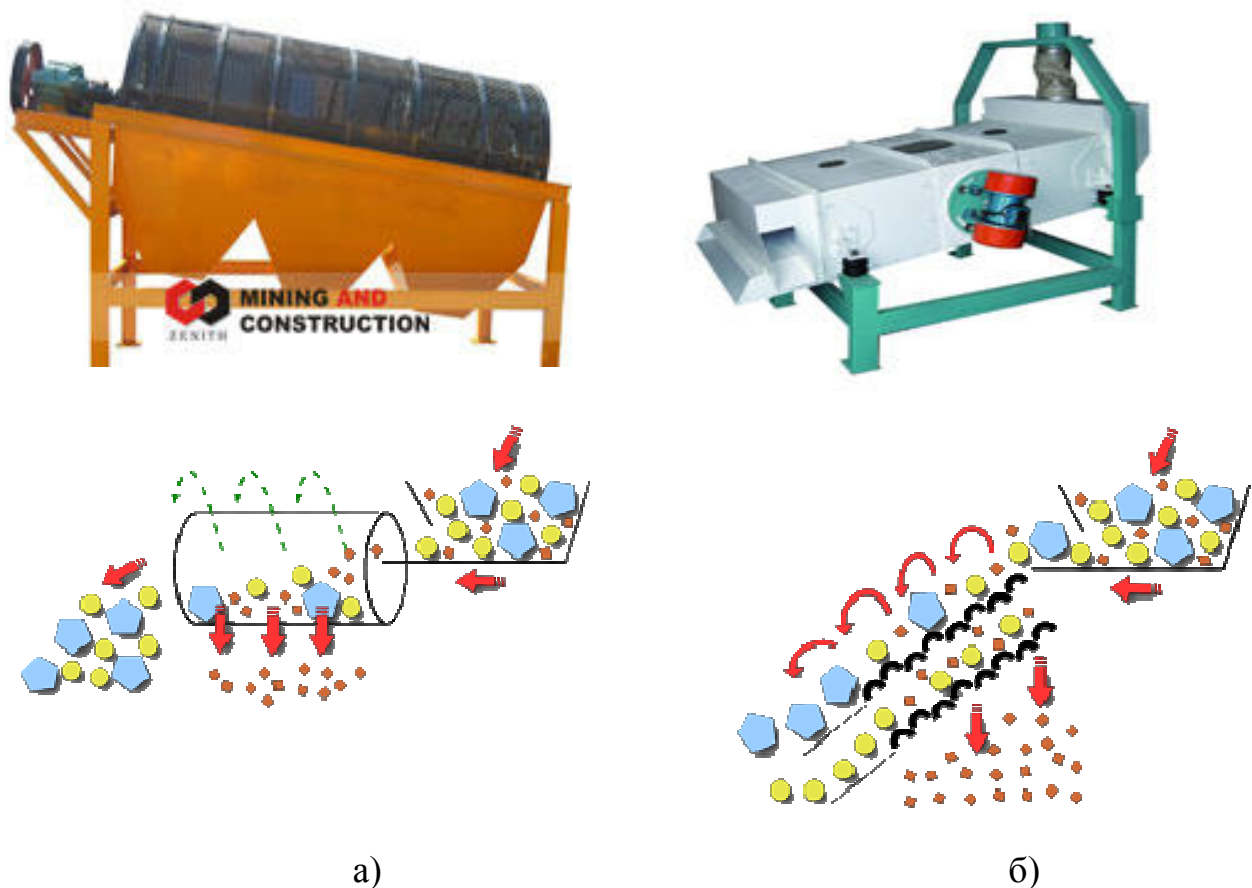


Рис.1.19. Принципові схеми руху сипкого середовища у вібраційних сепараторах а) – барабанного типу; б) – з зворотно-поступальним рухом сита.

Перевагою використання вібросепараторів для розділення багатокomпонентних сипких сумішей на фракції за величиною, масою та поверхневими властивостями їх частинок та ін. є інтенсифікація технологічного процесу.

У працях [141] описано існуючі типи машин для вібраційного розділення сипких сумішей, зокрема сортування, фракціонування, очищення від домішок. Проведено характеристику сепараторів за продуктивністю, типом та характером дії вібрації на оброблюваний матеріал.

Для розділення частинок різної форми, а також частинок, що характеризуються підвищеною пластичністю та здатністю до налипання використовують колові коливання в вертикальній площині з неперервним підкиданням.

На рис.1.20 та рис 1.21. подано класифікаційні схеми вібраційних сепараторів за типом руху та видами основного робочого органу.

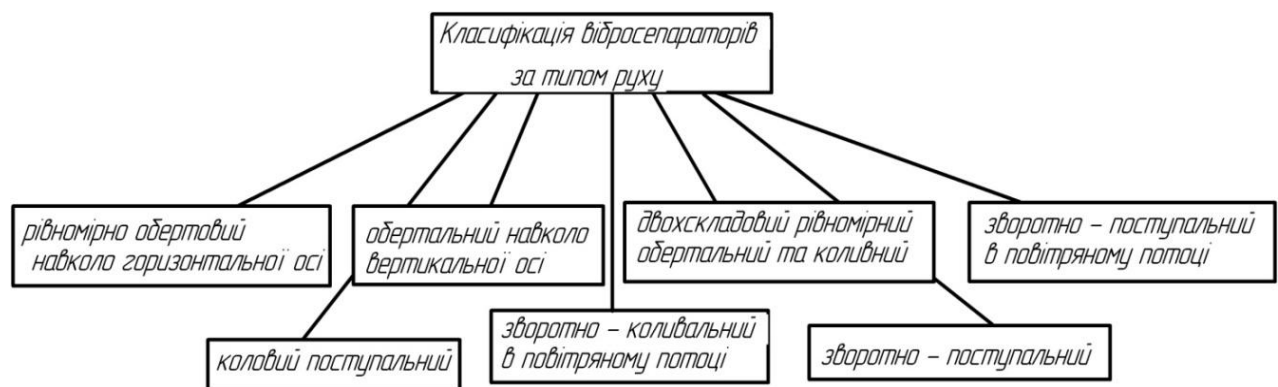


Рис.1.20. Класифікація вібросепараторів за типом руху робочого органу.

За видами основного робочого органу або середовища визначені перспективні типи існуючих, або таких, котрі перебувають в процесі розробки вібросепараційних машин.

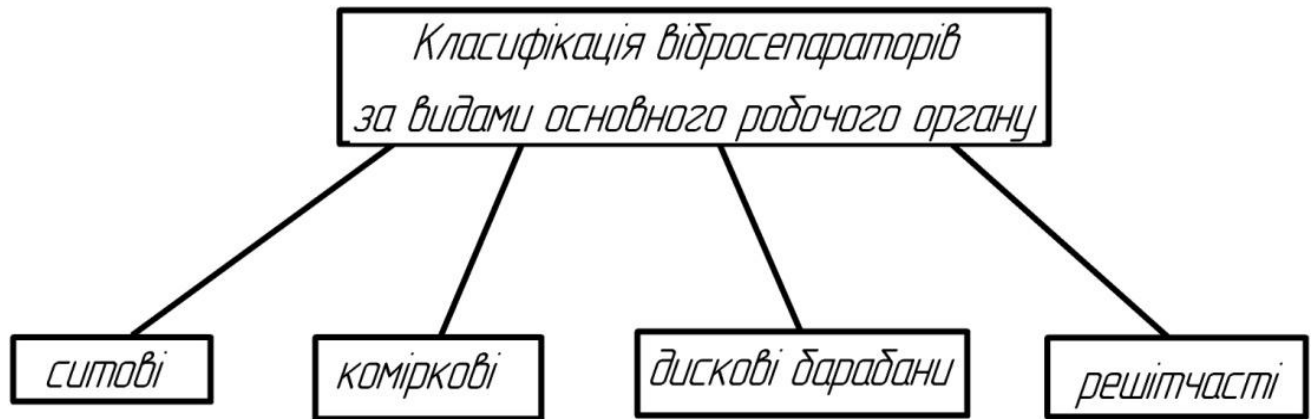


Рис. 1.21. Класифікація вібросепараторів за видами основного робочого органу.

За принципом та конструктивною схемою вібраційні сепаратори є подібні до вібраційних живильників та конвеєрів. Перевагою даних вібраційних сепараторів є конструкція робочого органу з застосуванням корпусу з ситом, колосниковими та струнними решітками, а встановлення робочого органу найчастіше - похило.

На даний час вібросепаратори промислового виробництва умовно можна поділити на дві групи: похилі і горизонтальні. В похилих сепараторах за привід використовуються звичайного типу дебаланси. У горизонтальних сепараторах (вібратори типу самобалансу або інші вібратори) направлену збурюючу силу створюють ексцентрики, а прямолінійний рух корпусу забезпечують направляючі сит.

Однією з найважливіших вимог, що стосуються сучасних машин взагалі одночасно з високими технічними показниками є мінімальна необхідність в обслуговуванні.

У вібросепараторах, що мають сита з великими отворами, мотор-вібратор встановлюється таким чином, щоб отримати великий вибір вібраційних частот. При цьому матеріал інтенсивно підкидається, виконуючи незначні переміщення. При середній величині отворів сита - кут нахилу останнього до горизонту приймається приблизно $5 - 7^\circ$, що створює необхідний рух середовища вздовж нього.

На рис.1.22 наведено принципові схеми вібраційних сепараторів з дебалансним приводом (рис.1.22.а), похилий сепаратор з коловими коливаннями (рис.1.22. б), горизонтального сепаратора з двома мотор-вібраторами, що самосинхронізуються (рис.1.22. в), який здійснює прямолінійні коливання, сепаратори з інерційним приводом (рис.1.22. г). Дані сепаратори встановлюють на реактивну масу, ізольовану від несучих конструкцій м'якими пружними елементами.

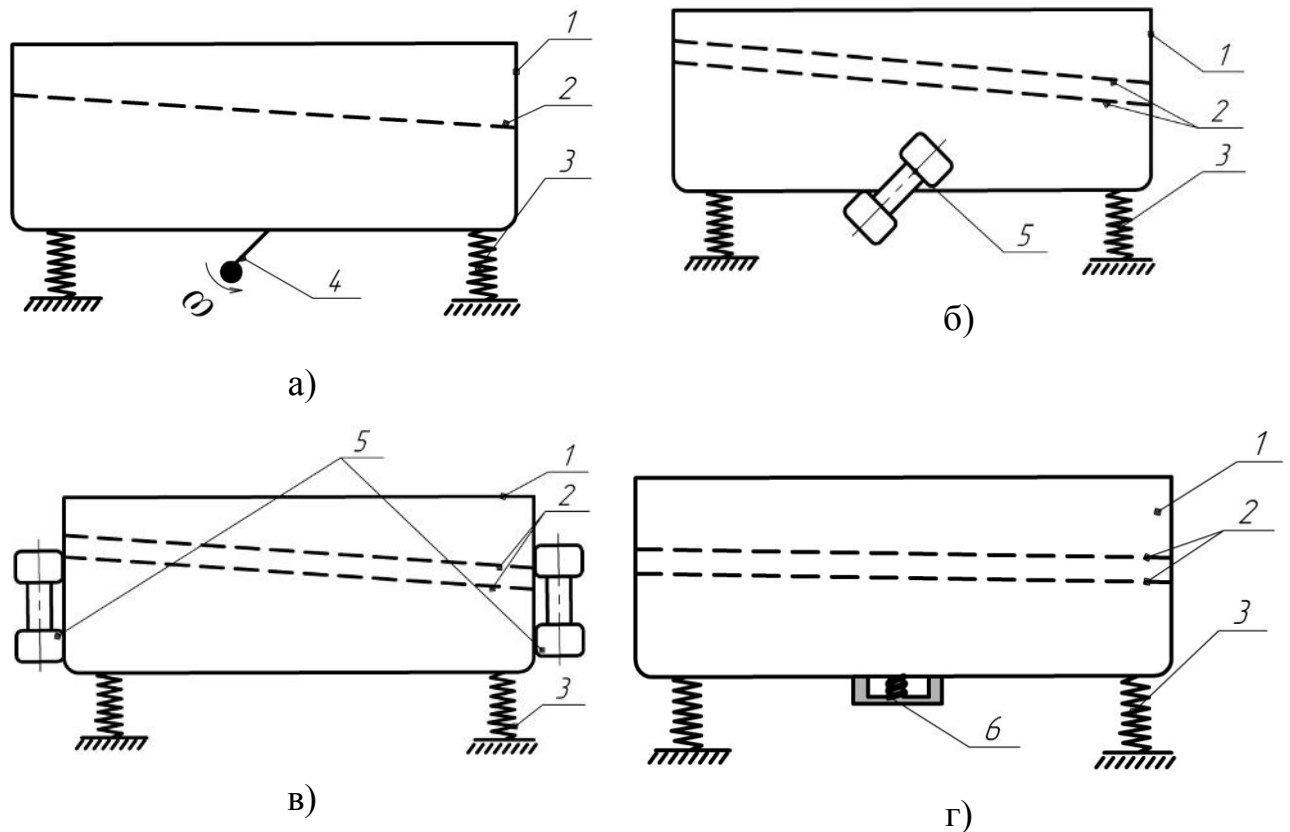


Рис.1.22. Принципові схеми вібраційних сепараторів (1–корпус вібросепаратора, 2 - сита, 3 пружини, 4 – дебаланс, 5 – мотор - вібратор, 6 –електромагнітний вібратор)

Для одночасного розділення середовища за розмірами фракцій використовують багатоситові сепаратори. Вони характеризуються виключною простотою, малою висотою і не вимагають великих площ для установки.

За конструкцією бувають прості та можливістю регулювання частоти та амплітуди коливань. Дана конструкція сепаратора забезпечується легким

доступом до робочого органа та дозволяє здійснити швидку заміну. Для забезпечення високої продуктивності та зменшення енерговитрат в порівнянні з іншими сортувальними пристроями. Внаслідок чого при вібруванні шар продукту на робочому органі інтенсивно розпушується, внаслідок чого зменшується тертя між частинками, вони рухаються, що спричиняє перерозподілу їх по величині.

Вплив широкого спектру на зовнішні та внутрішні чинники цього процесу є прямопропорційними продуктивності роботи вібросепаратора. Тому важливою задачею є необхідність розгляду динамічного процесу і експериментальних отримання дані для обґрунтування і вибору параметрів комбінованих скребкових машин.

1.5. Висновки і постановка задач

У результаті аналізу літературних джерел і патентного пошуку конструкцій комбінованих скребкових машин можна констатувати, що вони піддаються конструктивному і технологічному удосконаленню при дослідженнях потрібно:

1. Розробити методику проектування, розглянути особливості комбінованих трубчастих скребкових конвеєрів, які вимагають ретельного підходу до вибору параметрів, так як діючі в елементах цих конвеєрів навантаження, показники їх працездатності і довговічності чутливі до зміни зовнішніх параметрів. Для обґрунтування і вибору параметрів комбінованих скребкових конвеєрів необхідним є опис динамічних процесів експериментальних даних

2. Провести аналіз конструкцій і теоретично обґрунтувати технологічний процес транспортування сипких матеріалів трубчастим скребковим ланцюговим конвеєром та встановити його кінематичні і технологічні параметри;

3. Розробити математичну модель транспортування сипких матеріалів трубчастим скребковим ланцюговим конвеєром у місцях спряження горизонтальної та вертикальних частин конвеєра та режимів його роботи із визначенням силових, конструктивних і технологічних параметрів;

4. Розробити методику дослідження динаміки трубчастого скребкового ланцюгового конвеєра та встановити умови існування резонансних коливань для різних швидкостей переміщення сипкого матеріалу;

5. Спроекувати і виготовити функціонально здатний зразок трубчастого скребкового ланцюгового конвеєра та провести необхідний комплекс експериментальних досліджень з виведенням рівнянь регресії залежності продуктивності, крутного моменту на приводі робочого органа під час транспортування та сепарації сипких матеріалів від режимів роботи конвеєра;

6. Розробити інженерну методику проектування трубчастого скребкового ланцюгового конвеєра з просторовою трасою транспортування сипких матеріалів.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ТРАНСПОРТУВАННЯ СИПКОГО МАТЕРІАЛУ КОМБІНОВАНИМИ СКРЕБКОВИМИ ЛАНЦЮГОВИМИ КОНВЕЄРАМИ

2.1. Первинне оброблення сипкого сипкого матеріалу для транспортування

Проведені дослідження, які стосуються динамічних процесів, які мають місце у “технологічному ланцюжку ” переробки сипкого матеріалу (зернової маси) – при транспортуванні сипкого матеріалу на зберігання за допомогою трубчастих конвеєрних ліній. Для цього побудовані математичні моделі коливань сипкого матеріалу вздовж сепаруючого бункера під час сепарації та динаміки системи ланцюговий конвеєр – сипкий матеріал (зерно для процесу транспортування). Вони являють собою крайові задачі для нелінійних диференціальних рівнянь із частинними похідними, що представлені у змінних Ейлера [140] і містять мішані похідні лінійної та часової змінних. Для вказаних математичних моделей процесів, які вивчаються, аналітичні методи дослідження подібного класу систем [1, 124, 126]. Це дало змогу отримати відносно прості математичні співвідношення, що описують параметри динаміки сипкої маси під час транспортування ланцюговим конвеєром. Описані параметри відіграють домінуючу роль в оцінці продуктивності, ефективності роботи та надійності експлуатації ланцюгового конвеєра.

Технологічні процеси підготовки сипкого матеріалу різних сільськогосподарських культур для переробки, зберігання чи реалізації включають в себе низку послідовних операцій, автоматизація яких значною мірою знижує собівартість кінцевого продукту. До них в першу чергу треба віднести процес сушіння (доведення вологості до стандарту), сепарацію, калібрування, транспортування на склад чи підготовка до реалізації (із фасування). Методи передпосівного оброблення насінного матеріалу з метою

використання новітніх засобів біологічного збагачення ґрунту, а відтак відповідні машини вказаних технологічних процесів, в останні десятиліття отримали широке застосування у сільському господарстві. Їх впровадження сприяє інтенсифікації процесів якісної підготовки зерна чи посівного матеріалу, дозволяє позбутись багатьох трудомістких операцій. Це зумовлено з одного боку відносно конструктивною простотою вказаних машин, а з іншого - високою продуктивністю. Незважаючи на вище наведене, обсяг аналітичних досліджень динамічних процесів в даній сфері недостатній. Це в першу чергу стосується методів аналізу складних процесів та явищ, які мають місце у процесі транспортування, що зумовлені різноманітністю структур, геометричної форми, фізико-механічних властивостей сипкого матеріалу. Застосування під час виконання вказаних операцій машин керованого типу, які дозволяють у заданому діапазоні змінювати амплітуду та частоту зовнішнього збурення робочого органу сепаруючого бункера, не завжди приводять до бажаних результатів. Кінцевий продукт, його якість, а отже продуктивність машини значною мірою залежать від властивостей оброблюваного продукту. Саме останні, точніше кажучи адекватні процеси транспортування, їхні математичні моделі, кінематичні характеристики, що впливають із моделей, дозволяють запропонувати найбільш раціональні режими роботи машин.

2.2 Синтез конвеєрів з розширеними технологічними можливостями

Розрахунки транспортних механізмів та проектування здійснюється за типовими схемами невраховуючи особливості та специфіку виробництва, а саме сільськогосподарського призначення, що вимагають пошуку нових шляхів покращення технологічних та експлуатаційних параметрів робочих органів, що дасть змогу здійснити підвищення продуктивності та покращення якості транспортних процесів з метою зменшення травмування сипких матеріалів.

Було проведено порівняльний аналіз техніко-економічних показників транспортерів для транспортування сипких матеріалів по криволінійних

траєкторіях та здійснено обґрунтування їх вибору. Здійснено вибір на користь трубчасто скребкових, пневматичних, жорстких складних, які складаються з двох і більше перевантажувальних вузлів, гнучких гвинтових конвеєрів. Для розробки даної моделі, визначаємо цінову вартість даних конвеєрів.

Для здійснення структурного синтезу і проектування транспортних механізмів (ТМ), для досягнення їх оптимізації, була необхідність генерації множин компоновок механізмів. Дана компоновка механізмів максимально відповідає своєму функціональному призначенню за мінімальних витрат [25, 70, 76]. Було відзначено високу транспортуючу здатність робочого органу (РО), при виконанні багатьох функціональних операцій з використанням механізмів, що дають змогу досягнути високої продуктивності, визначення складності траєкторії транспортування [149, 150].

В процесі проведення аналізу було визначено вплив різних факторів на процес транспортування сипких матеріалів за допомогою ланцюгових робочих органів, проведено структурно-схематичний синтез, де застосовано морфологічний аналіз [76], визначено обмежену кількість складових елементів та зв'язків між ними. На основі складеної морфологічної матриці визначено основні конструктивні ознаки, які приведено у таблиці 2.1. У складі внесених альтернативних ознак вказано коефіцієнт важливості. Морфологічна матриця містить поділ на стовпці, на заголовки в яких вказані морфологічні ознаки елементів ланцюгового конвеєра і зв'язки між ними.

На основні результатів структурно-схематичного синтезу вибрано морфологічні ознаки: механізм транспортування вантажу; гнучкий елемент; подавальні диски; конструкції привідних елементів; бункер; конструкція вивантаження пошкодженого матеріалу; двигун-редуктор. Морфологічна таблиця за рахунок нових альтернатив кожної ознаки та додаткових ознак має можливість розширення. З метою спрощення морфологічної моделі, що дасть можливість мінімізувати кількість генерованих варіантів виділено її функціонально важливі елементи.

Морфологічна таблиця конструктивних елементів ТМ

| 1. Механізми транспортування вантажу | 2. Гнучкий елемент | 3. Подавальні диски | 4. Конструкції привідних елементів |
|--|---------------------------|---|---|
| 1.1. U-подібне розміщення 1.2. S-подібне розміщення 1.3. Прямолінійне горизонтальне розміщення | 2.1. Канат 2.2. Ланцюг | 3.1. Круглий диск 3.2. Круглий диск з отворами 3.3. Фасонний диск | 4.1. Привідна зірочка 4.2. Еласто – металічний шарнір (тип 1) 4.3. Еласто – металічний шарнір (тип 2) |
| 5. Механізм завантаження | | 6. Конструкції вивантаження пошкодженого матеріалу | 7. Привід |
| 5.1. Гравітаційний 5.2. Примусовий 5.3. Роздільний 5.4. З калібруванням | | 6.1 Жорсткий шнек 6.2. Гнучкий шнек 6.3. Безвальний шнек 6.4. Секційний шнек | 7.1. Електродвигун 7.2. Пневмопривід 7.3. Вібропривід 7.4. Гідропривід |

Шляхом числового позначення відповідних альтернатив, розміщених у стовпцях морфологічної таблиці (табл. 2.1) морфологічна модель представлена у вигляді морфологічної матриці,:

$$N = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot \dots \cdot K_j = \prod_{j=1}^n K_j, \quad (2.1)$$

$$N_{TC} = \begin{matrix} \left| \begin{matrix} 1.1 \\ 1.2 \\ 1.3 \end{matrix} \right| \cap \left| \begin{matrix} 2.1 \\ 2.2 \end{matrix} \right| \cap \left| \begin{matrix} 3.1 \\ 3.2 \\ 3.3 \end{matrix} \right| \cap \left| \begin{matrix} 4.1 \\ 4.2 \\ 4.3 \end{matrix} \right| \cap \left| \begin{matrix} 5.1 \\ 5.2 \\ 5.3 \\ 5.4 \end{matrix} \right| \cap \left| \begin{matrix} 6.1 \\ 6.2 \\ 6.3 \\ 6.4 \end{matrix} \right| \cap \left| \begin{matrix} 7.1 \\ 7.2 \\ 7.3 \\ 7.4 \end{matrix} \right| \end{matrix} \cdot \quad (2.2)$$

Важливе значення займає кількість варіантів конструктивних виконань транспортуючих механізмів, які є у складі морфологічної матриці (2.2), і займають значну кількість $N = 3456$, що неможливо легко повністю перебрати, що є часозатратним процесом вимагає для вибору найкращих рішень.

Метод синтезу ієрархічних груп був доречним, адже базується на

морфологічному аналізі [24]. Було здійснено процес поділу механічної системи на певну кількість ієрархічних рівнів, система яких включала окремі конструктивні елементи. В нашому випадку поділено механічну систему, а саме до першого ієрархічного рівня необхідні конструктивні елементи, які будуть забезпечувати продуктивність технологічного процесу та його якість. Для реалізації функції відповідної механічної системи другого ієрархічного рівня необхідні конструктивні елементи, які мають вибірковий вплив на виконання технологічного процесу. До третього ієрархічного рівня відносимо конструктивні елементи, що застосовуються при роботі механічної системи і не впливають на реалізацію технологічного процесу. Особлива увага приділена економічній доцільності, ціні та вартості експлуатації при створенні механічної системи.

Проводився добір можливих альтернативних варіантів конструктивних елементів при використанні морфологічного аналізу, що дало можливість одержання найбільш раціональних конструктивних рішень при значно менших витратах зусиль та часу. Запропонований метод синтезу ієрархічних груп було проведено за допомогою морфологічного аналізу:

$$N_{z,i} = (K_{11}k_{11} \cdot K_{12}k_{12} \cdot K_{13}k_{13} \cdot K_{1i}k_{1i}) + (K_{21}k_{21} \cdot K_{22}k_{22} \cdot K_{23}k_{23} \cdot K_{2i}k_{2i}) + \dots + (K_{z1}k_{z1} \cdot K_{z2}k_{z2} \cdot K_{z3}k_{z3} \cdot K_{zi}k_{zi}) = \sum_{z=1}^l \prod_{i=1}^m K_{zi}k_{zi}, \quad (2.3)$$

де z – ієрархічний рівень;

l – кількість ієрархічних рівнів;

K_{zi} – альтернатива конструктивного елемента певного ієрархічного рівня;

m – кількість альтернатив конструктивного елемента певного ієрархічного рівня.

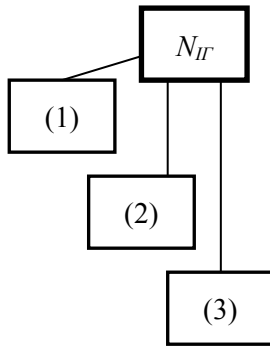
k_{zi} – коефіцієнт, що визначає економічну доцільність використання того чи іншого конструктивного елемента (табл. 2.2) .

Коефіцієнти конструктивних елементів

| 1. Механізми транспортування вантажу | 2. Гнучкий елемент | 3. Подавальні диски | 4. Конструкції привідних елементів | 5. Механізм завантаження | 6. Конструкції вивантаження пошкодженого матеріалу | 7. Привід |
|--------------------------------------|--------------------|------------------------|------------------------------------|--------------------------|--|--------------------|
| 1.1 $k_{11}=1,1...1,2$ | 2.1 | 3.1 | 4.1 $k_{41}=1,6...1,9$ | 5.1 | 6.1 | 7.1 |
| 1.2 $k_{12}=1,2...1,3$ | $k_{21}=1,0...1,1$ | $k_{31}=1,0...1,2$ | 4.2 $k_{42}=1,7...1,9$ | $k_{51}=1,0...1,1$ | $k_{61}=1,5...1,7$ | $k_{71}=1,1...1,2$ |
| 1.3 $k_{13}=1,0...1,1$ | 2.2 | 3.2 | 4.3 $k_{43}=1,8...2$ | 5.2 | 6.2 | 7.2 |
| | $k_{22}=1,3...1,6$ | $k_{32}=1,4...1,7$ | | $k_{52}=1,2...1,4$ | $k_{62}=1,6...1,9$ | $k_{72}=1,3...1,6$ |
| | | 3.3 $k_{33}=1,5...1,8$ | | 5.3 | 6.3 | 7.3 |
| | | | | $k_{53}=1,4...1,6$ | $k_{63}=1,9...2,3$ | $k_{73}=1,4...1,8$ |
| | | | | 5.4 | 6.4 | 7.4 |
| | | | | $k_{54}=1,3...1,5$ | $k_{64}=1,7...2,2$ | $k_{74}=1,6...1,9$ |

На рис. 2.1. запропонована модель транспортно-технологічної системи з ланцюговим робочим органом. На основі запропонованого групування до першої ієрархічної групи можна віднести конструктивні елементи: 1 – механізм транспортування сипкого матеріалу; 2 – робочий орган, 3 – подавальні диски; до другої ієрархічної групи: 4 – привідна зірочка; 5 – бункер; до третьої ієрархічної групи: 6 - конструкції вивантаження пошкодженого матеріалу; 7 – привід. При здійсненні кодування використано наступна схема кодів конструктивних елементів конвеєрів з використанням символу «і» (де «і» змінюється в межах від 1 до ∞): 1_i – механізм транспортування матеріалу; 2_i – канати; ланцюги; 3_i – подавальні диски; 4_i – приводні зірочки; 5_i – бункери; 6_i – конструкції вивантаження пошкодженого матеріалу, 7_i – приводи. У випадку, коли конструкція містить кілька ідентичних конструктивних елементів, то їх кількість визначаємо записом відповідного степеня, наприклад: дві приводні зірочки - $(4_{12})^2$, а якщо наявні конструктивні елементи одного виду, то їх записуємо: два бункери - $(5_7 \cup 5_{92})$.

При здійсненні генерування альтернатив конструкцій були одержані альтернативи, які належать до першого ієрархічного рівня (рис. 2.1):



$$N_{II} = \sum_{z=1}^l \prod_{i=1}^m K_i = 3 \cdot 2 \cdot 3 + 3 \cdot 4 + 4 \cdot 4 = 46$$

(1)1₁, (1)1₂, (1)1₃;

(1)2₁, (1)2₂;

(1)3₁, (1)3₂, (1)3₃;

(2)4₁, (2)4₂, (2)4₃;

(2)5₁, (2)5₂, (2)5₃, (2)5₄

(3)6₁, (3)6₂, (3)6₃, (3)6₄.

(3)7₁, (3)7₂, (3)7₃, (3)7₄.

(1) – перший ієрархічний рівень; (2) - другий ієрархічний рівень; (3) - третій ієрархічний рівень

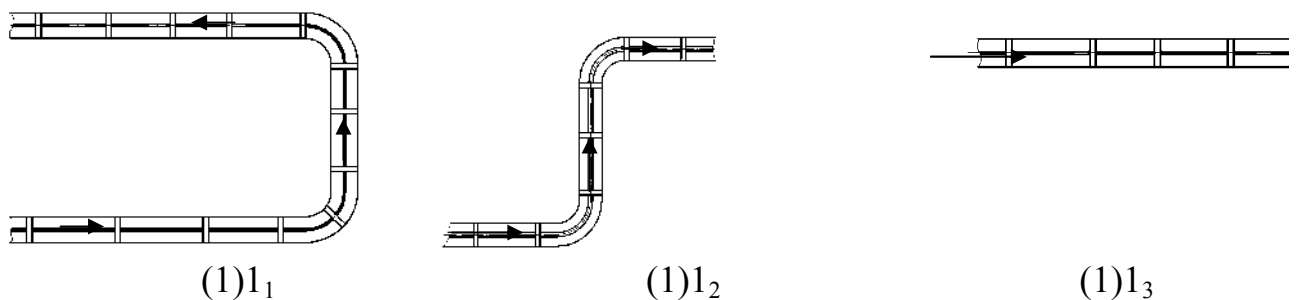
Рис.2.1. Модель механічної системи «гнучкий канатний і ланцюговий конвеєр»

- першою ієрархічний рівень: (1)1₁ - (1)1₃ (рис. 2.2); (1)2₁ - (1)2₂ (рис. 2.3.); (1)3₁ - (1)3₃ (рис. 2.4);

- другий ієрархічний рівень: (2)4₁ - (2)4₃; (рис. 2.5.) (2)5₁ - (2)5₃;

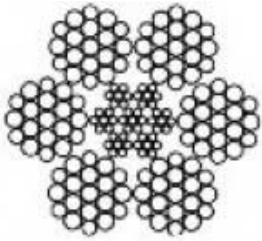
- третій ієрархічний рівень: (3)6₁ - (3)6₄. та (3)7₁ - (3)7₄

Відповідно до морфологічної таблиці 2.1 наведено приклад компоновки конструктивних елементів першого ієрархічного рівня на рис. 2.2.

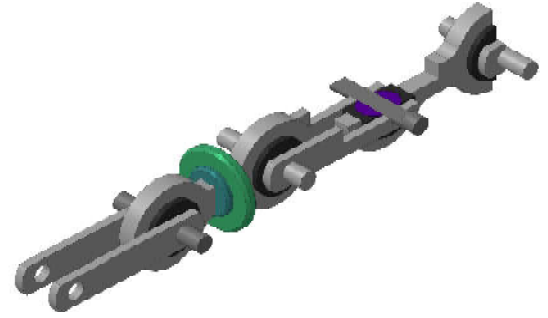
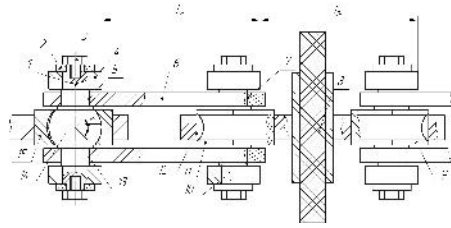


(1)1₁ – U-подібне розміщення ; (1)1₂ – S-подібне розміщення; (1)1₃ – прямолінійне горизонтальне розміщення

Рис. 2.2. Приклади компоновки механізмів транспортування матеріалу

(1)2₁

1-ступені для встановлення роликів; 2- шайби; 3- гвинти; 4- ролик; 5, 12- отвори; 6- зовнішня ланка; 7, 13- отворів пресових спряжень; 8-робочий скребковий орган з внутрішньою ланкою; 9,15- роз'ємні сухарик; 10-валик; 11 - сухарик; 14 - сферична поверхня [96-97б 110]



Контактний крок t_3 зовнішньої ланки

$$t_3 = A_3 - \frac{d_{p,n}}{2} + \frac{d_{p,e,n} - d_{e,n}}{2} + \frac{d_{p(n+1)}}{2} - \frac{d_{p(n-1)} - d_{e(n+1)}}{2};$$

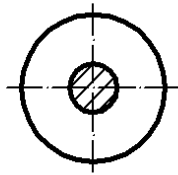
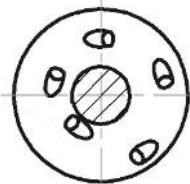
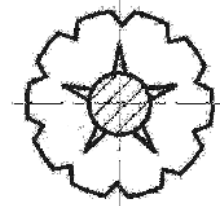
Контактний крок t_6 внутрішньої ланки

$$t_6 = A_6 + \frac{d_{сф,c(n+1)} - d_{сф,e(n+1)}}{2} + \frac{d_{сф,c(n+2)} - d_{сф,e(n+2)}}{2} + \frac{d_{p,e(n+1)} - d_{e(n+1)}}{2} - \frac{d_{p(n+1)} - d_{p,e(n+1)}}{2} - \frac{d_{p,e(n+2)} - d_{e(n+2)}}{2} + \frac{d_{p(n+2)} - d_{p,e(n+2)}}{2}$$

(1)2₂

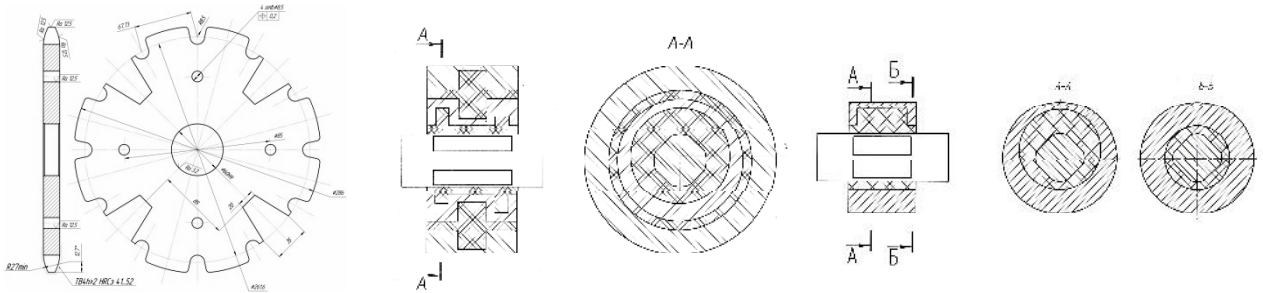
(1)2₁ - сталевий канат подвійної завивки типу ЛК-Р; (1)2₂ - пластинчастий тяговий безвтулковий ланцюг підвищеної шарнірної рухомості

Рис.2.3. Приклади компоновки конструкцій тягових елементів

(1)3₁(1)3₂(1)3₃

(1)3₁ – круглий диск; (1)3₂ – круглий диск з отворами; (1)3₃ – фасонний диск.

Рис. 2.4. Приклади компоновки конструкцій подавальних дисків

(2)4₁(2)4₂(2)4₃

(2)4₁ – привідна зірочка; (2)4₂ – еласто – металічний шарнір; (2)4₃ – еласто – металічний шарнір.

Рис.2.5. Приклади компоновки конструкції привідних елементів

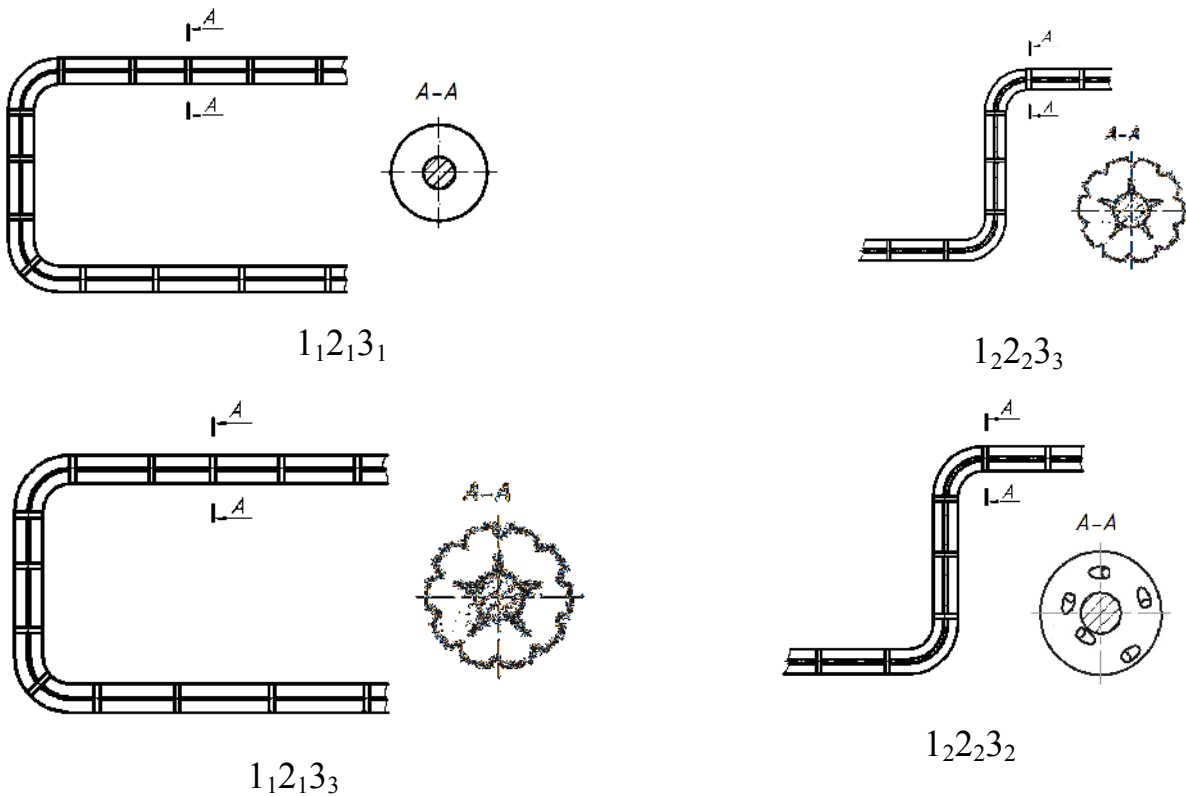


Рис.2.6. Приклади компоновок конструктивних елементів першого ієрархічного рівня

Застосування традиційного методу морфологічного аналізу було необхідним для здійснення синтезу альтернативних конструктивних варіантів канатних та ланцюгових конвеєрів з альтернативами: $N = \prod_{j=1}^n K_j = 3456$ варіантів.,

Попередній метод показ більшу ефективність майже у 75 рази більше, ніж запропонований метод синтезу ієрархічних груп з використанням морфологічного аналізу: $N_{II} = \sum_{z=1}^l \prod_{i=1}^m K_i = 46$. Даний метод значно мірою спрощує перебір альтернатив та здійснює пошук найкращих.

Кінцевий вибір може проводитись пошуком певної конструкції і забезпечувати максимальні очікувані позитиви, що складає загальну сукупність альтернативних варіантів з певної групи:

$$A_n = \frac{k_{cob} \cdot k_{ваз1} + k_{np} \cdot k_{ваз2} + k_{як} \cdot k_{ваз3} + k_{мц} \cdot k_{ваз4}}{k_{ваз1} + k_{ваз2} + k_{ваз3} + k_{ваз4}}, \quad (2.4)$$

де k_{cob} , k_{np} , $k_{як}$, $k_{мц}$ – коефіцієнти, що вказують зведену собівартість, продуктивність, якість виконання процесу та запас міцності, враховуючи динамічне навантаження на найслабшу ланку;

$k_{ваз1}$, $k_{ваз2}$, $k_{ваз3}$, $k_{ваз4}$ – коефіцієнти, що вказують вплив показників на сумарну собівартість, продуктивність, якість виконання процесу та запас міцності, враховуючи динамічне навантаження на найслабшої ланку, враховуючи їх важливість і пріоритетність, $k_{ваз} = 1 \dots 10$.

За допомогою морфологічного аналізу використовуючи синтез ієрархічних груп на основі коефіцієнта, що визначає економічну доцільність використання того чи іншого конструктивного елемента було відібрано ефективні конструкції альтернативних варіантів транспортно-технологічних систем з канатним та ланцюговим робочимиорганам (таб. 2.3.).

а) $1_1 2_1 3_1 (4_1)^2 5_1 7_1$

$$k_{констр.} = k_{11} k_{21} k_{31} (k_{41})^2 k_{51} k_{71} = (1, 1 \dots 1, 25) (1, 0 \dots 1, 1) (1, 0 \dots 1, 2) \\ (1, 6 \dots 1, 9)^2 (1, 0 \dots 1, 1) (1, 1 \dots 1, 2) = (3, 09 \dots 7, 86);$$

б) $1_2 2_1 3_2 (4_1)^3 5_1 7_1$

$$k_{констр.} = k_{12} k_{21} k_{32} (k_{41})^3 k_{51} k_{71} = (1, 2 \dots 1, 35) (1, 3 \dots 1, 6) (1, 4 \dots 1, 7) \\ (1, 6 \dots 1, 9)^3 (1, 0 \dots 1, 1) (1, 1 \dots 1, 2) = (10, 8 \dots 33, 24);$$

в) $1_1 2_2 3_3 (4_1)^2 5_2 7_1$

$$k_{\text{констр.}} = k_{11} k_{22} k_{33} (k_{41})^2 k_{52} k_{71} = (1, 1 \dots 1, 25) (1, 3 \dots 1, 6) (1, 5 \dots 1, 8) \\ (1, 6 \dots 1, 9)^2 (1, 2 \dots 1, 4) (1, 1 \dots 1, 2) = (7, 24 \dots 21, 83);$$

г) $1_3 2_2 3_2 (4_1)^3 5_4 7_1$

$$k_{\text{констр.}} = k_{13} k_{22} k_{32} (k_{41})^3 k_{54} k_{71} = (1, 0 \dots 1, 1) (1, 3 \dots 1, 6) (1, 4 \dots 1, 7) \\ (1, 6 \dots 1, 9)^3 (1, 3 \dots 1, 5) (1, 1 \dots 1, 2) = (10, 66 \dots 36, 93)$$

д) $1_2 2_1 3_3 (4_1)^2 5_1 7_1$

$$k_{\text{констр.}} = k_{12} k_{21} k_{33} (k_{41})^2 k_{51} k_{71} = (1, 2 \dots 1, 35) (1, 3 \dots 1, 6) (1, 5 \dots 1, 8) \\ (1, 6 \dots 1, 9)^3 (1, 0 \dots 1, 1) (1, 1 \dots 1, 2) = (10, 54 \dots 35, 20);$$

е) $1_2 2_2 3_3 (4_1)^3 5_1 6_4 7_1$

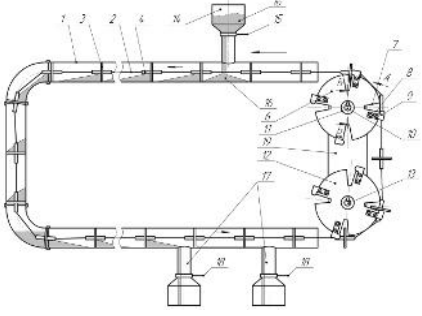

$$k_{\text{констр.}} = k_{12} k_{22} k_{33} (k_{41})^3 k_{51} k_{64} k_{71} = (1, 1 \dots 1, 25) (1, 3 \dots 1, 6) (1, 5 \dots 1, 8) \\ (1, 6 \dots 1, 9)^3 (1, 0 \dots 1, 1) (1, 6 \dots 1, 9) (1, 1 \dots 1, 2) = (15, 46 \dots 61, 92);$$

є) $1_2 2_2 3_3 (4_1)^2 5_4 6_2 7_3$

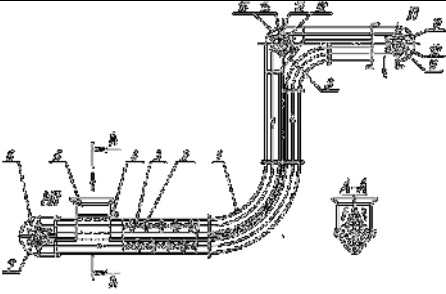

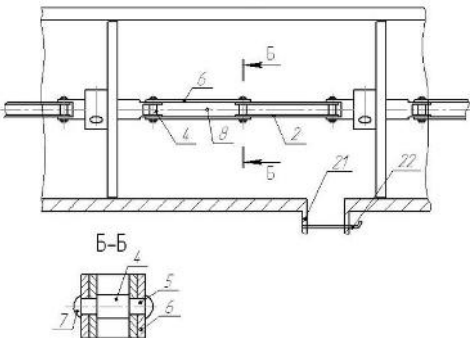

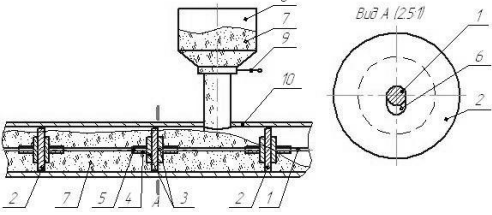

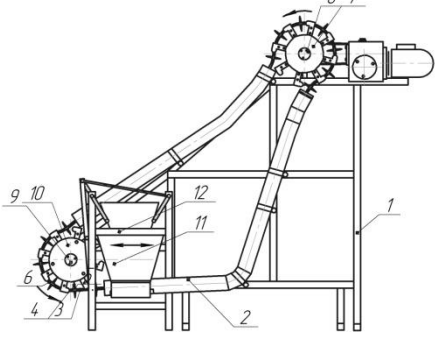

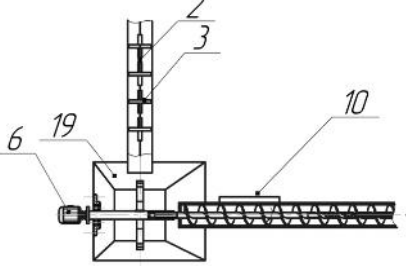


$$k_{\text{констр.}} = k_{12} k_{22} k_{33} (k_{41})^2 k_{54} k_{62} k_{73} = (1, 1 \dots 1, 25) (1, 3 \dots 1, 6) (1, 5 \dots 1, 8) \\ (1, 6 \dots 1, 9)^3 (1, 3 \dots 1, 5) (1, 6 \dots 1, 9) (1, 4 \dots 1, 8) = (25, 58 \dots 126, 67).$$

Таблиця 2.3.

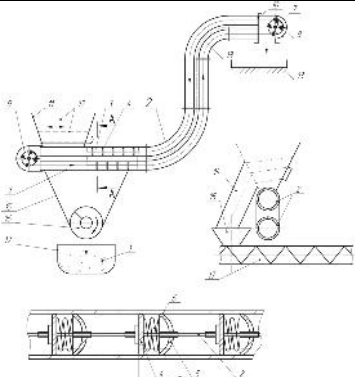


Синтезовані конструкції енергоощадних технологічних систем з канатними та ланцюговими робочими органами

| Код конструкції | Схема кодів конструктивних елементів | Робочий орган |
|-------------------------------|--|---|
| 1 | 2 | 3 |
| $1_1 2_1 3_1 (4_1)^2 5_1 7_1$ |  <p>Пат. №94206</p> | 2_1  |

Продовження таблиці 2.3

| 1 | 2 | 3 |
|--|--|--|
| $1_2 2_1 3_2 (4_1)^3 5_1 7_1$ |  <p>Пат. №94205</p> | 2_1  |
| $1_1 2_2 3_3 (4_1)^2 5_2 7_1$ |  <p>Б-Б</p> | 2_2  |
| $1_3 2_2 3_2 (4_1)^3 5_4 7_1$ |  <p>Пат. №65918</p> | 2_2  |
| $1_2 2_1 3_3 (4_1)^2 5_1 7_1$ |  <p>Пат. № 124844</p> | 2_1  |
| $1_2 2_2 3_3 (4_1)^3 5_1 6_4$ 7_1 |  <p>Пат. №85011</p> | 2_2  6_4  |

Продовження таблиці 2.3

| 1 | 2 | 3 |
|--|--|--|
| $1_2 2_2 3_3 (4_1)^2 5_4 6_2$ 7_3 |  <p>Пат. №85233</p> | 2_2  6_2  |

2.3. Динаміка робочого органу трубчатого конвеєра із ланцюговим приводом.

Для технологічного процесу переміщення сипкого матеріала (зерна) у складське приміщення, його фасування чи вивіз для реалізації використовують різного роду машини для транспортування. Найбільш ефективними у роботі із них є конвеєрні лінії. Вони відносно прості у виготовленні, можуть переміщати зерно на значну віддаль (у тому числі і на значну висоту). До того ж, на відміну від шнекових машин значно менше травмують зерно. У конвеєрних машинах за робочий привідний елемент використовують, як правило канати, спеціальні ланцюги, шнеки, рідше спеціально змонтовані гумові секції [94]. Використання того чи іншого привідного елемента у конвеєрних машинах має свої експлуатаційні особливості, а також існує низка особливостей динаміки системи привідний елемент - сипкий матеріал, який транспортується. Із динамікою вказаної системи пов'язана довговічність та надійність роботи конвеєра. Вказані питання для випадку канатного робочого органу ґрунтовно розглядалися в [22, 140]. Однак, динамічні пружні властивості канатів значною мірою відрізняються від ланцюгів: якщо основне співвідношення, яке описує пружні властивості канатів із достатнім ступенем точності можна описати лінійним або квазілінійним співвідношенням [78-79], то для ланцюгів – істотно нелінійним [55]

$$\sigma = E\varepsilon^{\nu+1}, \quad (2.5)$$

причому параметр нелінійності ν та модуль пружності E для різних типів ланцюгів змінюється відповідно в межах [46] $1,1 < \nu < 2,8$; $1,9 \cdot 10^{11} \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} < E < 7 \cdot 10^{11} \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$. Це означає, що для трубчатих конвеєрів, які транспортують сипкий матеріал, математична модель процесу буде мати якісно новий вигляд у порівнянні із розглянутим у [22, 75] канатним робочим органом. Це вимагає для ланцюгового конвеєра транспортування зерна розробити свій метод аналізу впливу широкого спектру зовнішніх та внутрішніх чинників на процес транспортування зерна.

2.3.1. Математична модель динаміки системи трубчатий ланцюговий скребковий конвеєр - сипкий матеріал, що переміщається

Для отримання диференціального рівняння, яке описує динаміку вказаної вище системи будемо вважати:

- ланцюг, до якого приєднані круглі скребки вважаємо одновимірним тілом пружні властивості котрого описуються нелінійною залежністю (2.5);
- бочкоподібні скребки з'єднані із круглими пружними елементами, що дозволяє їм переміщатись відносно останніх;
- на горизонтальній та вертикальній частинах скреbkового конвеєру переміщення бочкоподібних скреbkів відносно привідного ланцюга є малими і ними нехтуємо;
- величина швидкості V переміщення ланцюга є сталою;
- сипкий матеріал, який знаходиться між сусідніми парами скреbkів (круглим та бочкоподібними) розподілений за однаковими законами і їх переміщення відносно привідного ланцюга є малими (відносним переміщенням зерна відносно ланцюга нехтуємо)

- сила опору руху системи привідний ланцюг – сипкий матеріал пропорційна швидкості руху і вона є малою величиною у порівняння із максимальним значенням пружної сили ланцюга.

Примітка. Попарне розміщення бочкоподібних та круглих скребків використовуються для підвищення продуктивності конвеєра, мова йде про переміщення сипкого матеріалу у місцях спряження горизонтальної та вертикальних частин конвеєра рис.2.7.

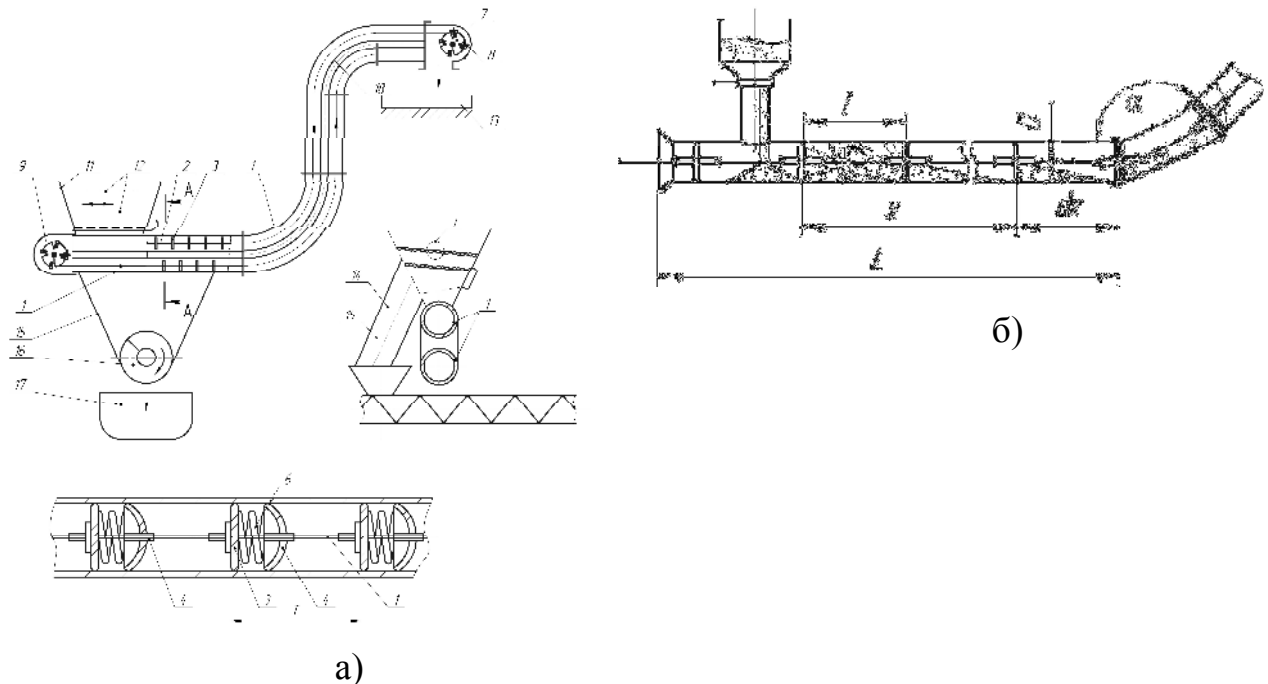


Рис. 2.7. Схема трубчатий ланцюговий скребковий конвеєр а) та розрахункова схема горизонтальної вітки конвеєра б)
 1 - сипкий матеріал; 2 - S-подібні труби; 3 - робочий орган (ланцюг); 4 - направляючі скребки; 5 - бочкоподібні скребки; 6, 13 - спеціальна привідна зірочка; 7 - завантажувальний бункер; 8 - робочий орган бункера; 9 - відвідна труба; 10 – бункер; 11 - гвинтовий робочий орган; 12, 14 – ємність;
 15 - з'єднувальна пружина скребків

Наведене вище дозволяє для умовно виділеного елемента горизонтально розміщеної частини конвеєра довжиною dx записати основне співвідношення динаміки [6] у вигляді

$$m(x)dx \frac{d^2 u(x,t)}{dt^2} = EA \left[\left(\frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \right)_{|x}^{v+1} - \left(\frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \right)_{|x+dx}^{v+1} \right] - R \left(\frac{\partial u(x,t)}{\partial t} \right) dx \quad (2.6)$$

де $m(x)$ - закон розподілу маси досліджуваної системи сипкий матеріал – привідний ланцюг вздовж горизонтальної частини конвеєра;

$u(x, t)$ - переміщення перерізу ланцюга із лагранжевою [6] координатою x в довільний момент часу t ;

$EA\left(\frac{\partial u(x, t)}{\partial x}\right)_{|x}^{\nu+1}$ - зусилля, яке діє на лівий кінець виділеного елемента зі

сторони “відсіченої” частини (A - площа перерізу ланцюга);

$EA\left(\frac{\partial u(x, t)}{\partial x}\right)_{|x+dx}^{\nu+1}$ - зусилля, яке діє на правий кінець виділеного елемента зі

сторони “відсіченої” частини;

$R\left(\frac{\partial u(x, t)}{\partial t}\right)dx$ - рівнодійна сил опору, яка діє на виділений елемент.

Вираз у квадратних дужках останнього співвідношення (приріст функції $\left(\frac{\partial u(x, t)}{\partial x}\right)^{\nu+1}$ за рахунок приросту лінійної змінної) приймає вигляд

$$\left[\left(\frac{\partial u(x, t)}{\partial x}\right)_{|x}^{\nu+1} - \left(\frac{\partial u(x, t)}{\partial x}\right)_{|x+dx}^{\nu+1}\right] = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial u(x, t)}{\partial x}\right)^{\nu+1} dx = (\nu+1) \left(\frac{\partial u(x, t)}{\partial x}\right)^{\nu} \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x^2} dx.$$

Таким чином, диференціальне рівняння нижньої частини системи сипкий матеріал – привідний ланцюг набуває вигляду

$$m(x) \frac{d^2 u(x, t)}{dt^2} = (\nu+1) EA \left(\frac{\partial u(x, t)}{\partial x}\right)^{\nu} \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x^2} - R \left(\frac{\partial u(x, t)}{\partial t}\right).$$

Якщо урахувати, що привідний ланцюг рухається зі сталою відносною швидкістю V вздовж горизонтальної осі, то перейшовши до змінних Ейлера, [140] для яких

$$\frac{d}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} + V \frac{\partial}{\partial x},$$

$$\frac{d^2}{dt^2} = \frac{\partial^2}{\partial t^2} + 2V \frac{\partial^2}{\partial x \partial t} + V^2 \frac{\partial^2}{\partial x^2},$$

диференціальне рівняння поздовжніх коливань горизонтальної вітки конвеєрної лінії набуває вигляду

$$m(x) \left(\frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} + 2V \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x \partial t} + V^2 \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x^2} \right) - (\nu+1) EA \left(\frac{\partial u(x, t)}{\partial x}\right)^{\nu} \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x^2} = -R \left(\frac{\partial u(x, t)}{\partial t}\right). \quad (2.7)$$

До рівняння (2.7) долучаємо крайові умови, які для ланцюгового робочого елемента аналогічні як і для канатного [75], а отже вони набувають вигляду

$$\begin{aligned} u(x, t)|_{x=0} &= 0 \\ u(x, t)|_{x=L} &= l(1 - \cos \alpha), \end{aligned} \quad (2.8)$$

де L - довжина горизонтальної вітки конвеєрної лінії, l - віддаль між сусідніми бочкоподібними та круглими скребками, α - кут нахилу частини ланцюга у кутовій точці, яка знаходиться між скребками.

Однієї із причин виникнення коливань у системі привідний ланцюг конвеєра – сипкий матеріал є збурення руху, які отримує вказана система під час переходу через кутові точки (Додаток А). Якщо врахувати, що віддаль між сусідніми скребками розглядуваного конвеєра є значно більшою величиною за діаметр труби конвеєрної лінії, перша визначна границя дозволяє $\sin \alpha$ замінити на α (кут вимірюється у радіанах). В такому разі крайову умову на правому кінці труби можна подати у вигляді $u(x, t)|_{x=L} = \left(\frac{D}{2l}\right)^2 \cos^2 \frac{V}{l} t$.

Примітка. Подібний вигляд має також і диференціальне рівняння поздовжніх коливань вертикальної вітки ланцюгового конвеєра із цією лише різницею, що до умовно виділеного елемента додатково прикладена сила ваги “відсіченої” частини [75].

2.3.2. Методика дослідження динамічного процесу ланцюгового конвеєра, який транспортує сипкий матеріал.

Нижче будемо вважати, що маса досліджуваної системи є неперервною функцією лінійної змінної, більше того її з достатнім ступенем точності можна описати залежністю $m(x) = m_0 + m_1 \cos\left(\frac{\pi}{2l}x + \varphi_0\right)$ (m_0, m_1, φ_0 - сталі), причому $m_0 \gg m_1$. Це дозволяє диференціальне рівняння (2.7) представити у змінних Ейлера у вигляді

$$\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} - \eta^2 \left(\frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \right)^{\nu} \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} = \mu f \left(x, \mathcal{G}, \frac{\partial u(x,t)}{\partial t}, \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2}, \dots, \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} \right), \quad (2.9)$$

де $\eta^2 = \frac{EA(\nu + 1)}{m_0}$, $\mathcal{G} = \frac{\pi V}{2l}t + \varphi_0$, $\mu f \left(x, \mathcal{G}, \frac{\partial u(x,t)}{\partial t}, \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2}, \dots, \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} \right)$ - відома

функція: $\mu f \left(x, \mathcal{G}, \frac{\partial u(x,t)}{\partial t}, \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2}, \dots, \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} \right) = -m_1 \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} \cos \left(\frac{\pi}{2l}(x - Vt) + \varphi_0 \right) -$

$$-m(x) \left(2V \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x \partial t} + V^2 \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} \right) - \frac{1}{m_0} R \left(\frac{\partial u}{\partial t} \right).$$

Отримане рівняння (2.9) за умови $V \ll \eta^2$ (у роботі розглядається саме такий випадок – випадок обмеженої швидкості) аналогічне (2.10). Різниця вказаних рівнянь полягає у наступному:

а) для рівняння (2.9) параметр ν змінюється в межах $-1 < \nu < 0$, а для рівняння (2.10) - $\nu > 0$;

б) для рівняння (2.9) крайові умови однорідні вигляду (2.8), для рівняння (2.10) неавтономного типу.

Однак наведені відмінності не можуть бути основою для обмеження застосування загальних положень викладених у п. 2.3.1 для дослідження динаміки системи привідний ланцюг – зернова маса. Перш за все покажемо, що викладена у п.2.3.1 методика може бути узагальнена на випадок неоднорідних крайових умов. Для цього у рівнянні (2.9) зробимо заміну змінних відповідно до співвідношення

$$u(x,t) = U(x,t) + \mu w(x,t). \quad (2.10)$$

Нехай двічі диференційована за обома змінними функція $w(x,t)$ є розв'язком диференційованого рівняння

$$\frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} = 0, \quad (2.11)$$

та задовольняє крайові умови $w(x,t)|_{x=0} = 0$, $w(x,t)|_{x=L} = \left(\frac{D}{2l}\right)^2 \cos^2 \frac{V}{l} t$. Тоді функція $U(x,t)$ повинна бути розв'язком рівняння та задовольняти однорідні крайові умови $U(x,t)|_{x=0,L} = 0$.

$$\frac{\partial^2 U(x,t)}{\partial t^2} - \eta^2 \left(\frac{\partial U(x,t)}{\partial x}\right)^v \frac{\partial^2 U(x,t)}{\partial x^2} = \mu \left[f\left(x, g, \frac{\partial U}{\partial t}, \frac{\partial^2 U}{\partial t^2}, \dots, \frac{\partial^2 U}{\partial x^2}\right) - \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \right], \quad (2.12)$$

Рівняння (2.9) за наведених вище неоднорідних крайових умов не становить значних труднощів: $w(x,t) = \left(\frac{D}{2l}\right)^2 x \cos^2 \frac{V}{L} t$, а значить, підставивши у праву частину рівняння (2.12) на місце $\frac{\partial^2 w}{\partial t^2}$ відповідний вираз отримаємо вже крайову задачу для неавтономного рівняння (2.12) за однорідних крайових умов, що і треба було показати.

Наведене у сукупності дозволяє основні результати п.2.3.1, які отримані для неавтономного рівняння (2.12) за однорідних крайових умов, використати для рівняння (2.9) за аналогічних крайових умов. Наведемо нижче тільки основні результати, які стосуються коливань системи привідний ланцюг – зернова маса:

- власна частота коливань системи - $\Omega_n(a)$

$$\Omega_n(a) = \sqrt{\frac{EA(\nu+1)}{m_0} \left(\frac{\Pi_x}{L}\right)^{\nu+2} a^\nu}, \quad (2.13)$$

- умова існування резонансних коливань - $\frac{\Pi}{\Omega_n(a)} = \frac{\pi l}{V}$.

Останнє співвідношення дозволяє визначити амплітуду коливань привідного ланцюга, за якої (при заданій швидкості транспортування сипкого матеріалу) мають місце резонансні коливання системи

$$a_p = \left(\frac{\Pi V}{\pi l} \sqrt{\frac{m_0}{EA(\nu+1)}}\right)^{\frac{2}{\nu}} \left(\frac{L}{\Pi_x}\right)^{\frac{\nu+2}{\nu}} \quad (2.14)$$

та обернена залежність - швидкість транспортування сипкого матеріалу (зерна), за котрої (при заданій амплітуді коливань ланцюга) представлено залежністю

$$V = \sqrt{\frac{EA(\nu + 1)}{m_0}} \left(\frac{\Pi_x}{L} \right)^{\frac{\nu+2}{2}} \frac{\pi l}{\Pi} a^{\frac{\nu}{2}}. \quad (2.15)$$

На рис. 2.8 представлено залежність власної частоти системи привідний ланцюг конвеєрної лінії – сипкий матеріал від параметрів системи та амплітуди; на рис. 2.9 – амплітуди резонансних коливань вказаної системи від швидкості переміщення сипкого матеріалу.

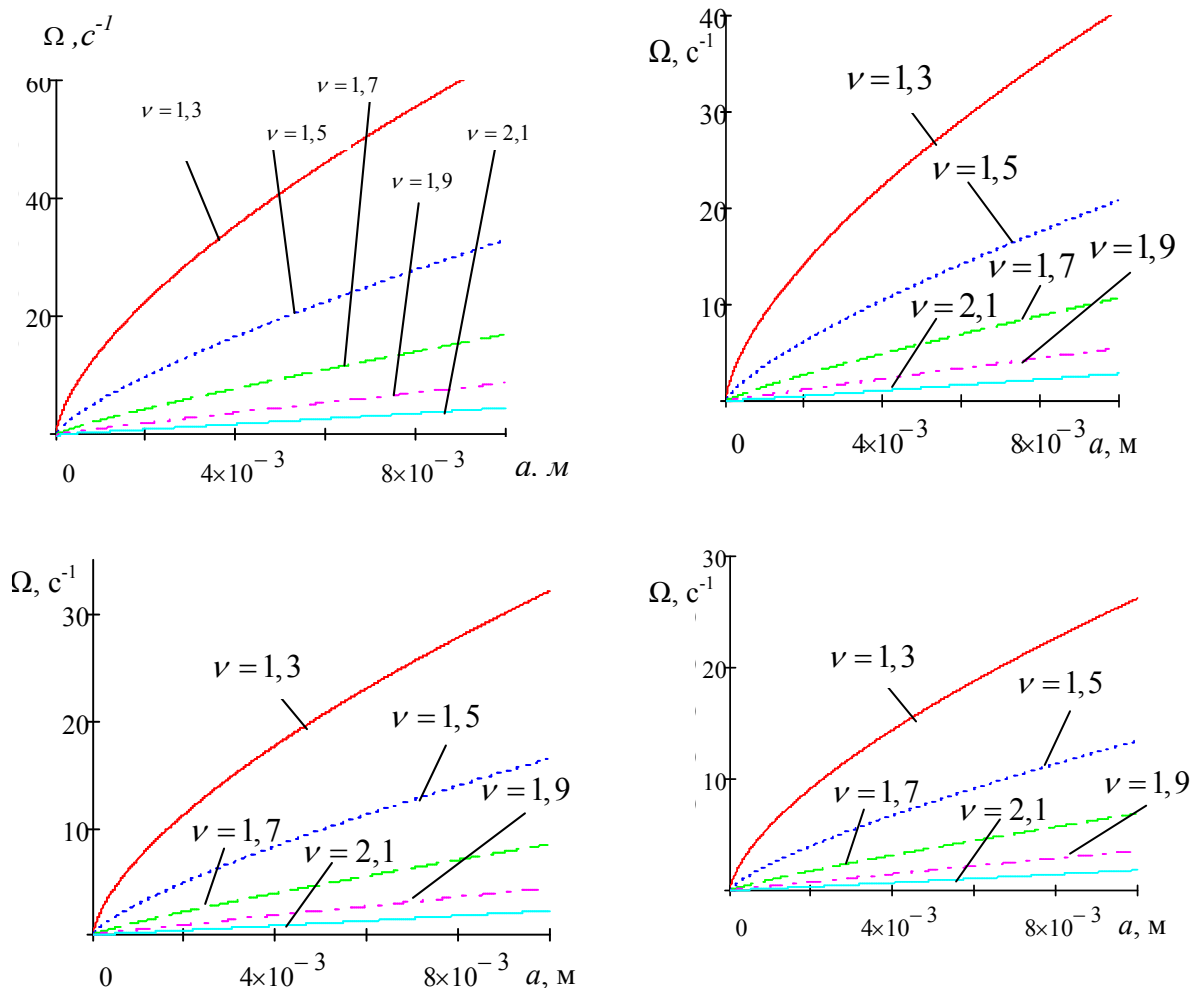


Рис. 2.8. Залежність власної частоти коливань системи ланцюговий привід конвеєра – сипкий матеріал за різних значень параметрів та погонних мас 10; 25; 40; 60кг/м ($E = 1,9 \cdot 10^{11} \text{ Н / м}^2$; $d = 0,1 \text{ м}$)

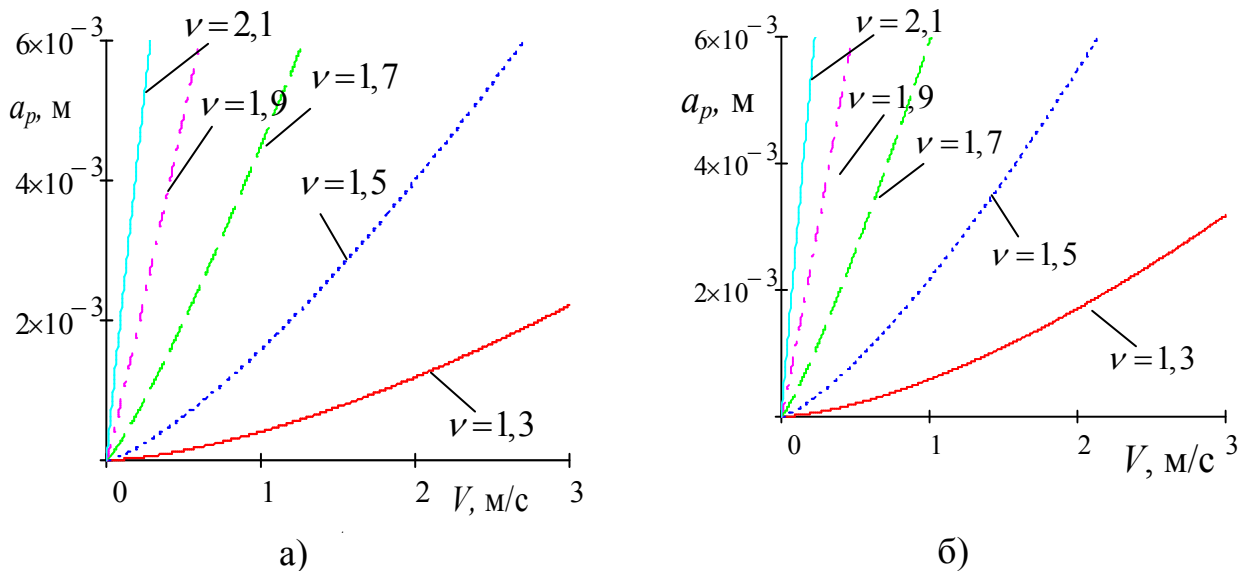


Рис. 2.9. Залежність амплітуди резонансу системи ланцюговий привід конвеєра – сипкий матеріал від швидкості руху привідного ланцюга за таких параметрів та погонних мас 25; 40кг/м ($E = 1,9 \cdot 10^{11} \text{ Н / м}^2$; $d = 0,1 \text{ м}$)

- Із отриманих результатів випливає, що для привідних ланцюгів конвеєра:
- із більшим значенням параметру нелінійності ν за фіксованої амплітуди власна частота коливань є меншою;
 - для одного і того ж ланцюга значення амплітуди резонансу для більших швидкостей транспортування сипкого матеріалу є більшим;
 - для ланцюгів із більшим показником параметру нелінійності ν амплітуда резонансу переміщення сипкого матеріалу є більшою.

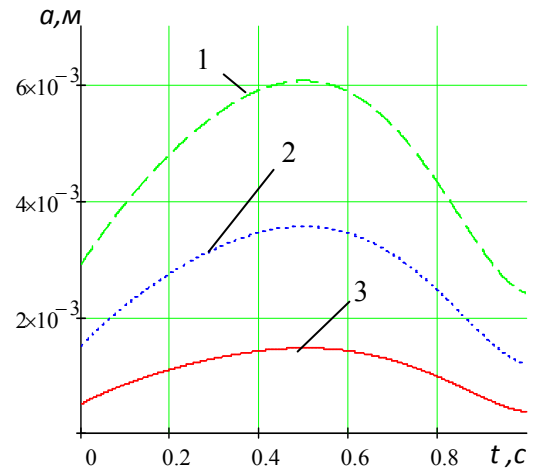
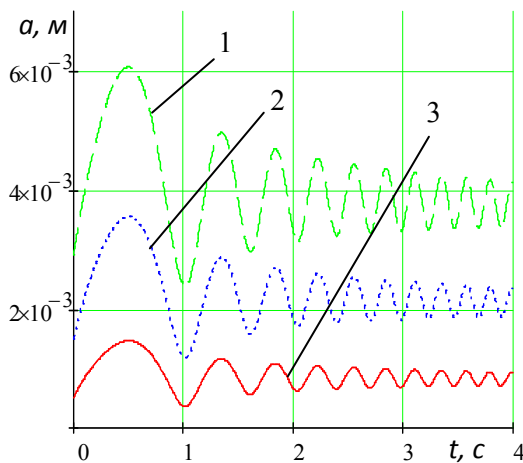
$$\frac{da}{dt} = -\frac{2\beta(\nu+2)^2 a}{(3\nu+4)\Pi\rho} \frac{\sqrt{\pi}\Gamma\left(\frac{3}{\nu+2}\right)}{\Gamma\left(\frac{1}{2} + \frac{3}{\nu+2}\right)} - \frac{\hat{H}\omega^2}{2Pa\rho\Omega(a)} \sin \vartheta, \quad (2.16)$$

$$\frac{d\vartheta}{dt} = \alpha a^{\frac{\nu}{2}} \frac{\Pi}{\pi} \left(\frac{\Pi_x}{l}\right)^{\frac{\nu+2}{2}} - \omega - \frac{(\nu+2)^2 a^{\frac{-\nu}{2}} V^2}{(3\nu+4)\Pi_r P \alpha \left(\frac{k\Pi_x}{l}\right)^{\frac{\nu-2}{2}} \Gamma\left(\frac{1}{2} + \frac{3}{\nu+2}\right)} + \frac{\check{H}\omega^2}{2Pa\rho\Omega(a)} \cos \vartheta.$$

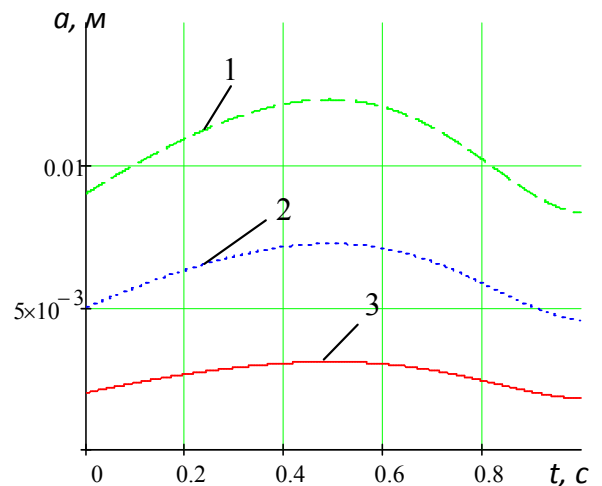
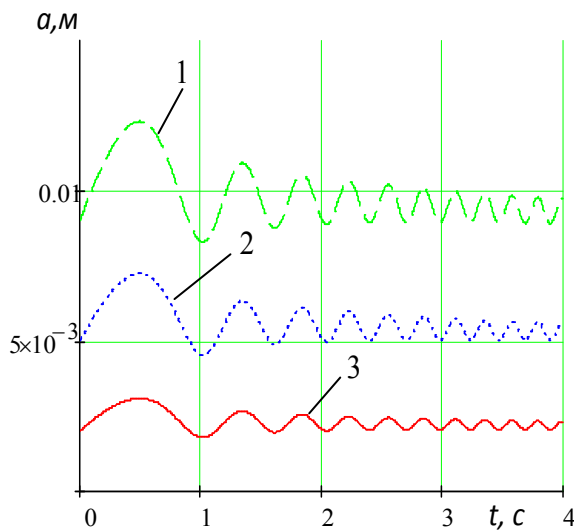
$$\text{де } \hat{H} = \frac{1}{2\Pi} \int_0^{2\Pi} sa(1, \nu+1, \psi) \sin\left(\frac{\pi}{\Pi}\psi\right) d\psi, \quad \check{H} = \frac{1}{2\Pi} \int_0^{2\Pi} ca(\nu+1, 1, \psi) \cos\left(\frac{\pi}{\Pi}\psi\right) d\psi.$$

Для визначення амплітуди переходу через резонанс, яка впливає із залежностей (2.16) описується для випадку головного резонансу

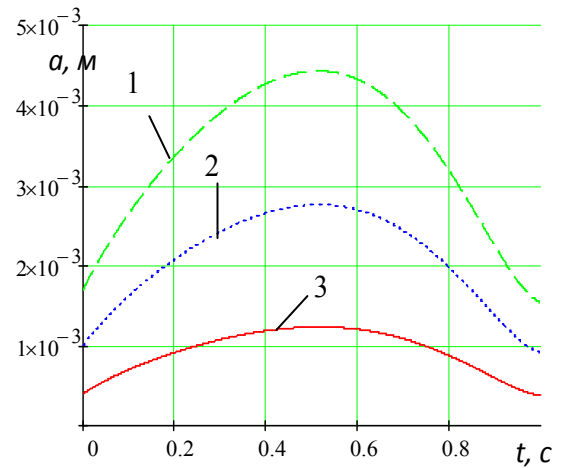
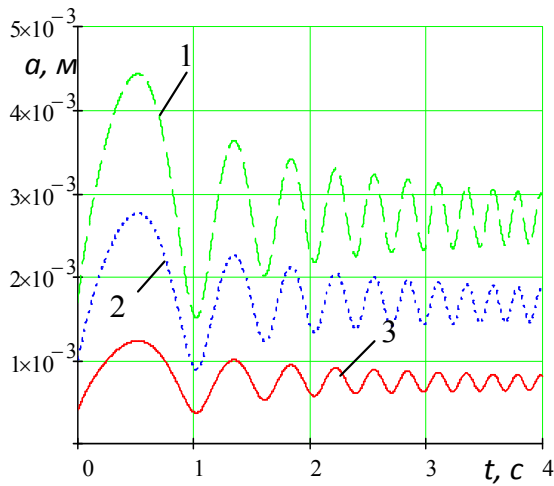
співвідношеннями. для деяких значень параметрів представлено якісну та кількісну картину (рис.2.10) переходу через головний резонанс.



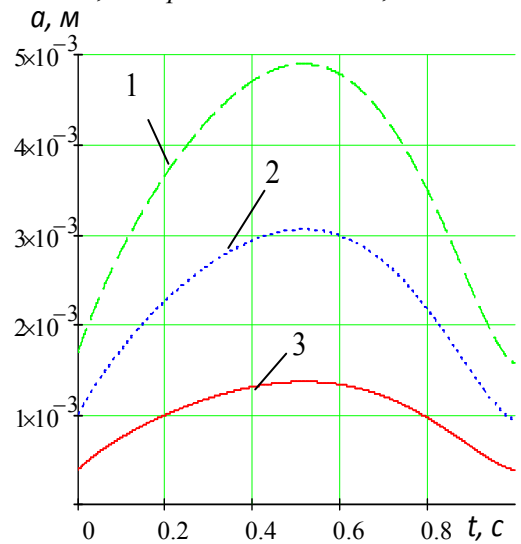
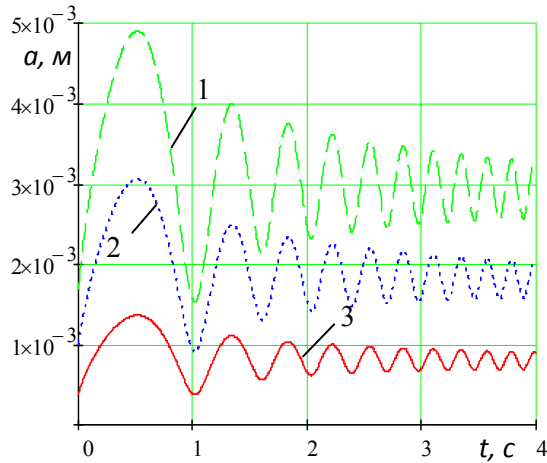
$E=2 \cdot 10^{11} \text{ H/m}^2$; $L=20 \text{ м}$, $m_0=40 \text{ кг/м}$; $D=0,1 \text{ М}$; $\nu=1,3$; 1) $V_1=1 \text{ м/с}$; 2) $V_2=2 \text{ м/с}$; 3) $V_3=3 \text{ м/с}$; 1- $a_{p1}=5,64 \cdot 10^{-4} \text{ м}$; 2- $a_{p2}=1,638 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; 3- $a_{p3}=3,057 \cdot 10^{-3} \text{ м}$,



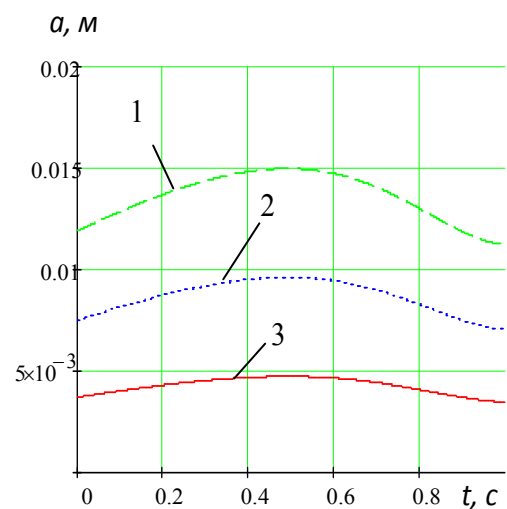
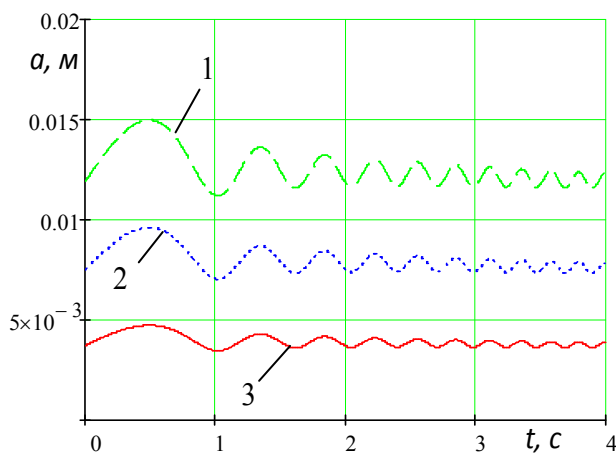
$E=2 \cdot 10^{11} \text{ H/m}^2$; $L=20 \text{ м}$, $m_0=40 \text{ кг/м}$; $l=0,2 \text{ м}$; $\nu=1,5$; 1- $a_{p1}=5,64 \cdot 10^{-4} \text{ м}$; 2- $a_{p2}=1,638 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; 3- $a_{p3}=3,057 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; 1) $V_1=1 \text{ м/с}$; 2) $V_2=2 \text{ м/с}$; 3) $V_3=3 \text{ м/с}$



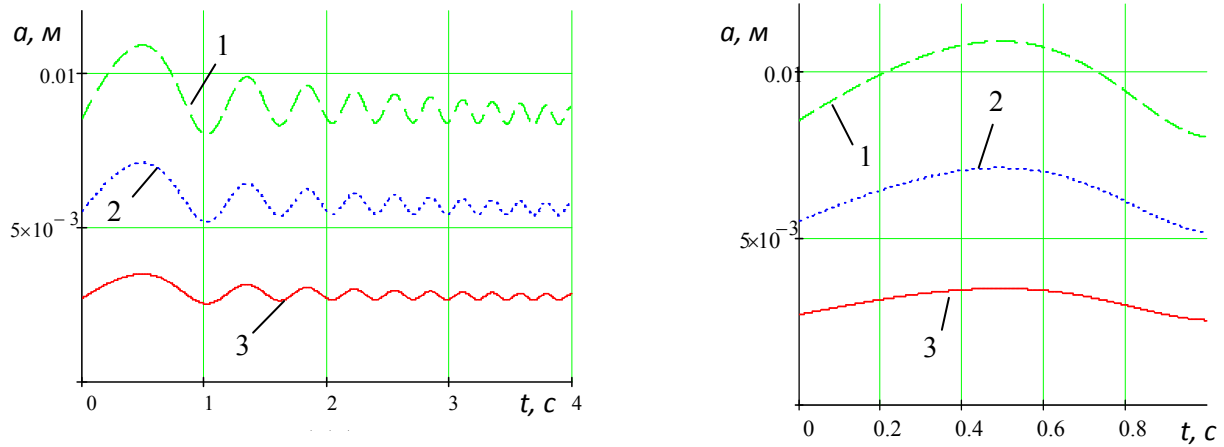
$E=2 \cdot 10^{11} \text{ H/m}^2$; $m_0=40 \text{ kg/m}$; 1) $V_1=1 \text{ m/c}$; 2) $V_2=2 \text{ m/c}$; 3) $V_3=3 \text{ m/c}$; $l=0,2 \text{ m}$;
 $\nu=1,5$; $1-a_{p1}=4,171 \cdot 10^{-4} \text{ m}$; $2-a_{p2}=1,0513810^{-3} \text{ m}$; $3-a_{p3}=1,805 \cdot 10^{-3} \text{ m}$; $L=10 \text{ m}$



$E=2 \cdot 10^{11} \text{ H/m}^2$; 1) $V_1=1 \text{ m/c}$; 2) $V_2=2 \text{ m/c}$; 3) $V_3=3 \text{ m/c}$; $l=0,2 \text{ m}$; $\nu=1,5$; $1-a_{p1}=4,171 \cdot 10^{-4} \text{ m}$;
 $2-a_{p2}=1,0513810^{-3} \text{ m}$; $3-a_{p3}=1,805 \cdot 10^{-3} \text{ m}$; $L=10$; $m_0=60 \text{ kg/m}$



$E=2 \cdot 10^{11} \text{ H/m}^2$; $V_1=1 \text{ m/c}$; $V_2=2 \text{ m/c}$; $V_3=3 \text{ m/c}$; $\nu=1,9$; $l=0,3 \text{ m}$; $1-a_{p1}=4,171 \cdot 10^{-4} \text{ m}$; $2-a_{p2}=1,0513810^{-3} \text{ m}$; $3-a_{p3}=1,805 \cdot 10^{-3} \text{ m}$; $L=10$; $m_0=60 \text{ kg/m}$



$$E = 2 \cdot 10^{11} \text{ H/m}^2; \quad 1) V_1 = 1 \text{ m/c}; \quad 2) V_2 = 2 \text{ m/c}; \quad 3) V_3 = 3 \text{ m/c};$$

$$\nu = 1,9; \quad l = 0,4 \text{ m}; \quad 1 - a_{p1} = 2,803 \cdot 10^{-3} \text{ m}; \quad 2 - a_{p2} = 5,823 \cdot 10^{-3} \text{ m}; \quad 3 - a_{p3} = 8,923 \cdot 10^{-3} \text{ m};$$

$$L = 10; \quad m_0 = 60 \text{ kg/m}$$

Рис. 2.10. Закон зміни амплітуди коливань привідного ланцюга під час переходу через резонанс за різних значень параметрів

Представлені залежності показують, що амплітуда переходу через резонанс є більшою для:

- більших швидкостей руху привідного ланцюга конвеєра, що транспортує зерно;
- ланцюгів із більшим параметром нелінійності ν ;
- зерна із більшою його погонною масою;
- більшою віддаллю між скребками.

Одночасно, амплітуда коливань ланцюга, який транспортує сипкий матеріал під час переходу через резонанс є меншою для менших довжин віток конвеєра

2.4. Динамічні навантаження у привідному ланцюзі конвеєра під час резонансних коливань

В роботах [40-43, 53, 57-58], що динамічні зусилля у елементах машин та споруд визначаються переміщеннями відповідних перерізів та співвідношеннями, які описують пружні властивості матеріалу розглядуваного об'єкту. Для привідного ланцюга конвеєра для транспортування сипкого

матеріалу це співвідношення (2.5) та наведені вище графічні залежності (2.10) для амплітуди його коливань при переході через резонанс. Нехай попередній його натяг T_0 . Це зумовлює видовження горизонтальної частини ланцюга конвеєра на величину ΔL

$$T_0 = \bar{A} \cdot E \cdot \left(\frac{\Delta L}{L}\right)^{\nu+1} \Rightarrow \Delta L = L \left(\frac{T_0}{\bar{A} \cdot E}\right)^{\frac{1}{\nu+1}} \quad (2.17)$$

де \bar{A} - площа поперечного перерізу ланцюга.

Під час переходу через резонанс, максимальне значення динамічної деформації ланцюга рівне значенню відповідної амплітуди. Отже, найбільше динамічне зусилля (\bar{T}) у ланцюгу рівне

$$\bar{T} = E \left(\frac{a + \Delta L}{L}\right)^{\nu+1}. \quad (2.18)$$

Приймаючи до уваги, що для випадку переходу через резонанс $a \gg \Delta L$ для оцінки максимального динамічного зусилля можна обмежитись залежністю

$$\bar{T} = \frac{E}{L^{\nu+1}} \left(a^{\nu+1} + (\nu+1)a^{\nu} \Delta L\right),$$

а відтак максимальне нормальне динамічне напруження у прямолінійній вітці ланцюга рівне

$$\bar{\sigma} = \frac{\bar{T}}{A} = \frac{E}{AL^{\nu+1}} \left(a^{\nu+1} + (\nu+1)a^{\nu} \Delta L\right). \quad (2.19)$$

У табл. 2.4 наведено значення вказаного напруження за різних величин параметрів руху та фізико-механічних характеристик матеріалу ланцюга

Значення динамічного напруження у прямолінійних ділянках ланцюга конвеєру для транспортування сипкого матеріалу

| m_0 , кг/м | L , м | ν | V , м/с | a , м | σ , Н/м ² |
|-----------------|------------|-------|--------------|------------------------|--------------------------------|
| 40 | 20 | 1,3 | 1 | $1,8150 \cdot 10^{-3}$ | $1,0091 \cdot 10^6$ |
| 40 | 20 | 1,3 | 2 | $3,7642 \cdot 10^{-3}$ | $5,3381 \cdot 10^6$ |
| 40 | 20 | 1,3 | 3 | $6,012 \cdot 10^{-3}$ | $1,585 \cdot 10^7$ |
| 40 | 20 | 1,5 | 1 | $2,612 \cdot 10^{-3}$ | $3,8910 \cdot 10^5$ |
| 40 | 20 | 1,5 | 2 | $7,123 \cdot 10^{-3}$ | $4,7881 \cdot 10^6$ |
| 40 | 20 | 1,5 | 3 | $11,311 \cdot 10^{-3}$ | $1,48812 \cdot 10^7$ |
| 40 | 10 | 1,5 | 1 | $1,2131 \cdot 10^{-3}$ | $3,2421 \cdot 10^6$ |
| 40 | 10 | 1,5 | 2 | $2,803 \cdot 10^{-3}$ | $2,6270 \cdot 10^6$ |
| 40 | 10 | 1,5 | 3 | $4,4317 \cdot 10^{-3}$ | $8,2690 \cdot 10^6$ |
| 60 | 10 | 1,3 | 1 | $5,1023 \cdot 10^{-3}$ | $5,1131 \cdot 10^7$ |
| 60 | 10 | 1,3 | 2 | $9,8102 \cdot 10^{-3}$ | $2,4041 \cdot 10^8$ |
| 60 | 10 | 1,3 | 3 | $15,106 \cdot 10^{-3}$ | $6,4962 \cdot 10^8$ |
| 60 | 10 | 1,5 | 1 | $1,3672 \cdot 10^{-3}$ | $4,3710 \cdot 10^5$ |
| 60 | 10 | 1,5 | 2 | $4,912 \cdot 10^{-3}$ | $1,069110^7$ |
| 60 | 10 | 1,9 | 1 | $3,142 \cdot 10^{-3}$ | $1,3901 \cdot 10^5$ |
| 60 | 10 | 1,9 | 2 | $6,931 \cdot 10^{-3}$ | $1,3780 \cdot 10^6$ |
| 60 | 10 | 1,9 | 3 | $13,12 \cdot 10^{-3}$ | $8,7710 \cdot 10^6$ |

Наведені результати засвідчують:

- динамічне напруження у привідному ланцюгу є більшим для більших швидкостей транспортування сипкого матеріалу;
- для привідних ланцюгів із більшим значенням параметру нелінійності ν амплітуда коливань переходу через резонанс є більшою однак максимальне динамічне напруження є меншим;

- для ланцюгів із меншими прямолінійними ділянками максимальне динамічне напруження є більшим.

2.5. Математична модель динаміки зернової суміші підчас її сепарації

Найбільш сприятливою моделлю динаміки сипких середовищ (зернової суміші у тому числі) для дослідження процесу робочого органа в сепаруючому бункері є підхід побудований на інтегральних його характеристиках за фізичної моделі у вигляді нашарування плоских пружних балок. Однак лінійний закон пружності не може охопити в повній мірі всю множину пружних властивостей зернової суміші закладену у вказану модель пошарового руху зернової суміші в сепаруючому бункері. У її основу покладено більш складні залежності для інтегральних пружних характеристик зернової суміші, а саме узагальнена гіпотеза Кельвіна

$$\sigma = E\varepsilon^{\nu+1} + \mu f(\varepsilon, \dot{\varepsilon}), \quad (2.20)$$

де σ - нормальне напруження у шарі зернової суміші, ε - відносна деформація розглядуваної моделі сипкого матеріалу в процесі сепарації чи адгезії, $\dot{\varepsilon} = \frac{d\varepsilon}{dt}$ - її швидкість, E - інтегральний “модуль пружності” сипкого матеріалу, ν та μ - параметри, які вказують на відхилення інтегральних пружних характеристик зернової суміші від лінійного та степеневого законів (μ - малий параметр).

В такому разі, для довільно розміщеного елемента шару dx зернової суміші, яка рухається вздовж сита нахиленого під кутом φ до горизонту і піддається сепарації в сепаруючому бункері, можна записати рівняння “динамічної рівноваги” [6, 99] (рис. 2.11)

$$\vec{S}(x) + \vec{S}(x + dx) + d\vec{P}_1 + d\vec{R}_1 + d\vec{N} + d\vec{O} = 0, \quad (2.21)$$

де $\vec{S}(x), \vec{S}(x+dx)$ - сили, які діють на верхній та нижній кінець виділеного елемента зі сторін “відсіченої” частини;

$d\vec{P}_1, d\vec{N}, d\vec{R}_1$ - відповідно вага виділеного елемента, нормальна реакція (нормальна складова сили, із якою сито діє на виділений елемент) та сила опору, величина якої вважається пропорційною швидкості руху зернової суміші вздовж сита;

$d\vec{\Phi}$ - сила інерції виділеного елемента.

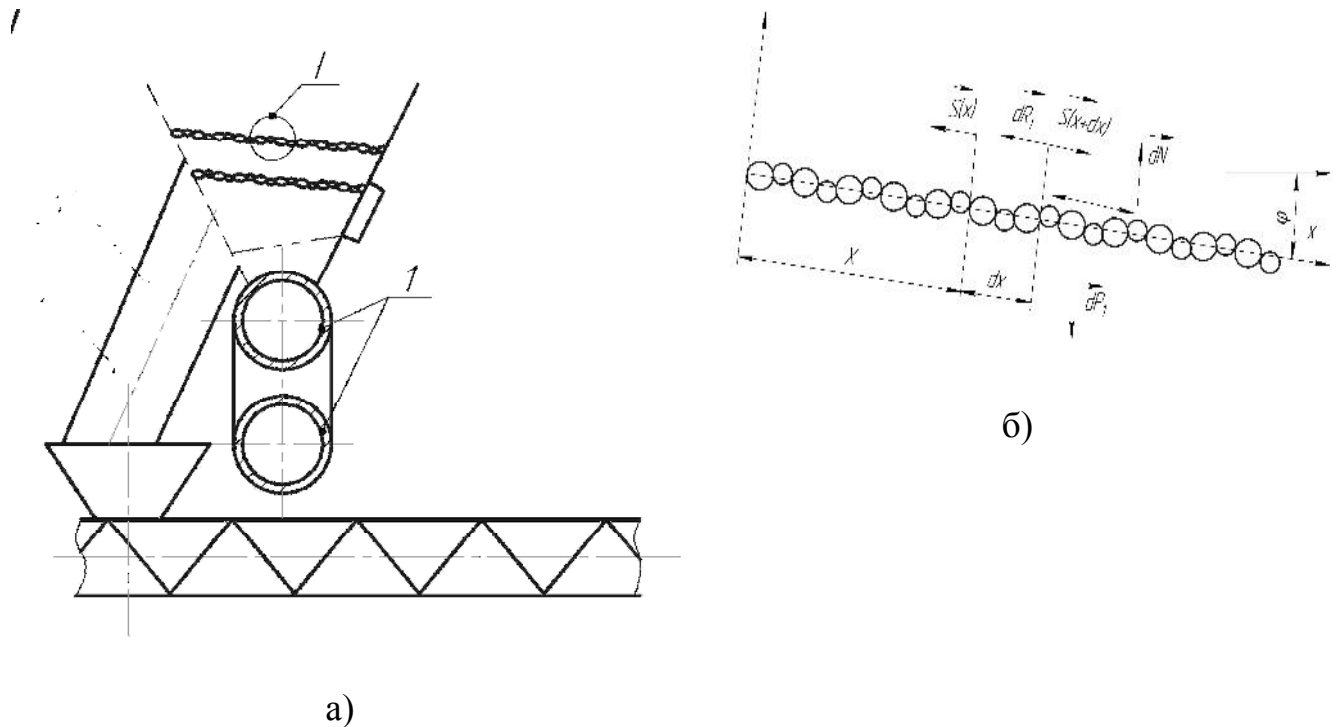


Рис.2.11. Розрахункова схема шару сипкого матеріалу під час процесу в сепаруючому бункері а) та розподіл сил, які діють на умовно виділений його елемент б)

Якщо позначити $w(x, t)$ - переміщення верхнього кінця умовного перерізу сипкого матеріалу в напрямку паралельному до сита (відповідно відносна його деформація рівна $\frac{\Delta w}{\Delta x} \underset{\text{при } \Delta x \rightarrow 0}{=} \frac{\partial w}{\partial x} = \varepsilon$) на базі залежності (2.21) маємо

деформація рівна $\frac{\Delta w}{\Delta x} \underset{\text{при } \Delta x \rightarrow 0}{=} \frac{\partial w}{\partial x} = \varepsilon$) на базі залежності (2.21) маємо

$$S(x) = EA \left(\frac{\partial w(x, t)}{\partial x} \right)^{v+1} + \mu E A f \left(\frac{\partial w(x, t)}{\partial x}, \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial x \partial t} \right), \quad (2.22)$$

$$S(x+dx) = EA \left(\frac{\partial w(x+dx)}{\partial x} \right)^{\nu+1} + \mu EA f \left(\frac{\partial w(x+dx, t)}{\partial x}, \frac{\partial^2 w(x+dx, t)}{\partial x \partial t} \right). \quad (2.23)$$

Це дозволяє з необхідною точністю обчислити величину $S(x+dx) - S(x)$

$$S(x+dx) - S(x) = \left[(\nu+1) EA \left(\frac{\partial w(x, t)}{\partial x} \right)^{\nu} \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial x^2} + \mu \frac{\partial}{\partial x} f \left(\frac{\partial w(x, t)}{\partial x}, \frac{\partial w(x, t)}{\partial t} \right) \right] dx. \quad (2.24)$$

Якщо прийняти до уваги, що сила інерції виділеного елемента рівна добутку його маси на абсолютне прискорення, маємо

$$d\Phi = dm \left(\frac{d^2 w(x, t)}{dt^2} - H \omega^2 \cos(\omega t + \psi) \right), \quad (2.25)$$

де $dm = \rho dx$ - маса виділеного елемента, $H \cos(\omega t + \psi)$ - закон переносного руху сепаруючого бункера (H, ω, ψ - відповідно амплітуда, частота, початкова фаза зовнішнього періодичного горизонтального збурення бункера); ρ - маса одиниці довжини сипкого матеріалу, A - площа перерізу "умовної балки зернової суміші"; β - коефіцієнт пропорційності у силі опору середовища.

Наведене у сукупності, дозволяє співвідношення (2.21), подати у вигляді

$$\begin{aligned} & \rho \left(\frac{d^2 w(x, t)}{dt^2} - H \omega^2 \cos(\omega t + \psi) \right) = \\ & = EA(\nu+1) \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial x^2} \left(\frac{\partial w(x, t)}{\partial x} \right)^{\nu} - \beta \frac{\partial w(x, t)}{\partial t} + \mu g \left(\frac{\partial w(x, t)}{\partial x}, \frac{\partial w(x, t)}{\partial t} \right), \end{aligned} \quad (2.26)$$

$$\text{де } g \left(\frac{\partial w(x, t)}{\partial x}, \frac{\partial w(x, t)}{\partial t} \right) = \frac{\partial}{\partial x} f \left(\frac{\partial w(x, t)}{\partial x}, \frac{\partial w(x, t)}{\partial t} \right).$$

Зернова суміш переміщається вздовж сита в сепаруючому бункері, тому має місце наступне [91, 125]

$$\frac{dw(x,t)}{dt} = \frac{\partial w(x,t)}{\partial x} V + \frac{\partial w(x,t)}{\partial t},$$

$$\frac{d^2 w(x,t)}{dt^2} = \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} V^2 + 2V \frac{\partial w(x,t)}{\partial t} + \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} + \frac{\partial w(x,t)}{\partial x} \frac{dV}{dt}. \quad (2.27)$$

Після нескладних перетворень диференціальне рівняння (2.26) можна подати у вигляді

$$\frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t^2} + 2V \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x \partial t} + V^2 \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} + \frac{\partial w(x,t)}{\partial x} \frac{dV}{dt} + \frac{\beta}{\rho} \frac{\partial w(x,t)}{\partial t} -$$

$$- \frac{EA(\nu + 1)}{\rho} \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} \left(\frac{\partial w(x,t)}{\partial x} \right)^\nu = \mu \bar{f} \left(x, \frac{\partial w(x,t)}{\partial x}, \frac{\partial w(x,t)}{\partial t} \right) + \frac{H\omega^2}{\rho} \cos(\omega t + \phi) \quad (2.28)$$

Таким чином, диференціальне рівняння, яке описує динаміку сипкого матеріалу в процесі сепарації чи адгезії зерна за уточненої внутрішньої фізичної моделі взаємодії, яка описується узагальненим законом пружності (узагальнена модель Кельвіна) має вигляд (2.28). Очевидно, під час процесу сепарації чи адгезії зернова маса здійснює відносні коливання вздовж сита. Тому, саме такий динамічний процес має описувати диференціальне рівняння (2.28). Наведене буде мати місце, якщо параметр ν у виразі для узагальненого закону пружності сипкого матеріалу можна подати у вигляд $\nu = (2n + 1)/(2m + 1) - 1$, ($n, m = 0, 1, 2, \dots$). До того, динамічний процес сепарації залежить від вигляду взаємодії сипкого матеріалу із стінками сепаруючого бункера. Їх будемо моделювати, відповідно до прийнятої фізичної моделі, крайовими умовами “балочного типу” (із шарнірним закріпленням кінців). Наведене дозволяє записати крайові умови для рівняння (2.28) у вигляді

$$w(x,t)|_{x=0} = w(x,t)|_{x=l} = 0. \quad (2.29)$$

Таким чином, задача дослідження процесу сепарації чи адгезії сипкого матеріалу (зерна на вплив зовнішніх та внутрішніх чинників на продуктивність процесу) полягає у знаходженні розв'язку рівняння (2.28) за крайових умов (2.29). Це і є предметом розгляду наступного підрозділу.

2.6. Дослідження динаміки відносного руху сипкого матеріалу вздовж сита в сепаруючому бункері.

Відомо, що головними чинниками, які визначають процес сепарації чи адгезії сипкого матеріалу є їх амплітуда та частота коливань відносного руху вздовж сита сепаруючого бункера. Отримати вказані визначальні параметри можна на базі розв'язку відповідної математичної моделі процесу, тобто рівняння (2.28) за крайових умов (2.29). Отримати його без додаткових обмежень щодо зовнішніх та внутрішніх чинників є задачею без розв'язку. В той же час, використання чисельних методів інтегрування для неї не дає відповіді на основні практичні питання – залежність частоти коливань сипкого матеріалу від амплітуди, параметрів зовнішнього збурення, основних характеристик та ін. Тому, нижче стосовно процесу сепарації сипкого матеріалу будуть прийняті не значні обмеження технологічного характеру, а саме:

1. Кут нахилу сит до горизонту вздовж яких переміщається сипкий матеріал (зернова суміш) є невеликим;
2. Амплітуда зовнішнього збурення машини є обмеженою величиною, а частоту може оператор змінювати у широкому діапазоні;
3. Із наведеного вище випливає, що відносна швидкість сипкого матеріалу вздовж сита є повільно змінною функцією часу, до того ж вона приймає обмежене максимальне значення;
4. Максимальне значення сили опору під час коливань сипкого матеріалу вздовж сита є малою величиною у порівнянні із максимальним значенням сили внутрішньої пружної сили взаємодії зерен.

Наведене дозволяє диференціальне рівняння (2.28) подати у вигляді

$$\frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t^2} - \alpha^2 \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} \left(\frac{\partial w(x,t)}{\partial x} \right)' = \mu g \left(\tau, \frac{\partial w(x,t)}{\partial x}, \frac{\partial w(x,t)}{\partial t} \right) + \frac{H\omega^2}{\rho} \cos(\omega t + \psi), \quad (2.30)$$

де $\alpha^2 = \frac{EA}{\rho}(\nu + 1)$, $\tau = \mu t$ - "повільний час",

$$\begin{aligned} \mu g \left(\tau, \frac{\partial w(x,t)}{\partial x}, \frac{\partial w(x,t)}{\partial t} \right) = & \mu g \left(\tau, \frac{\partial w(x,t)}{\partial x}, \frac{\partial w(x,t)}{\partial t} \right) - \\ & - \left(2V \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x \partial t} + V^2 \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} + \frac{\partial w(x,t)}{\partial x} \frac{dV}{dt} + \frac{\beta}{\rho} \frac{\partial w(x,t)}{\partial t} \right). \end{aligned}$$

Не дивлячись на це, що обмеження досліджуваного об'єкту в цілому є незначними і вони обґрунтовані для низки вібраційних машин із горизонтальним збудженням коливань, вони одночасно дозволяють побудувати наближений аналітичний розв'язок рівняння (2.30) за крайових умов (2.29), тобто описати аналітично динамічний процес відносних коливань сипкого матеріалу вздовж сита підчас процесу сепарації чи адгезії. В основу його побудови покладено:

- принцип одночастотності коливань у нелінійних системах із зосередженими масами та розподіленими параметрами [13-1492,125];
- основні положення теорії збурень [93];
- асимптотичні методи нелінійної механіки [18, 90];
- теорію спеціальних періодичних Атеб-функцій [16, 120-122], адаптовану до побудови розв'язку диференціальних рівнянь із степеневою нелінійністю та початковими умовами для рівнянь гіперболічного типу [124, 126].

Примітка. У зв'язу із тим, що для дослідження динаміки зернової суміші під час процесу її сепарації використовуються спеціальні періодичні Атеб-функції необхідну інформацію про них (визначення, основні властивості, співвідношення для диференціювання та інтегрування) наведені у (додаток А). Наведене у сукупності дозволить отримати відносно прості співвідношення, які описують визначальні параметри коливань сипкого матеріалу вздовж сита, а значить вони будуть служити базою для оцінки роботи вібраційної машини в цілому підчас досліджуваного процесу.

2.7 Власні коливання сипкого матеріалу вздовж сита

Характеристики власних коливань сипкого матеріалу під час руху вздовж робочого органа сепаруючого бункера без урахування зовнішнього збурення. Їм відповідає диференціальне рівняння

$$\frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t^2} - \alpha^2 \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} \left(\frac{\partial w(x,t)}{\partial x} \right)^\nu = \mu g \left(\tau, \frac{\partial w(x,t)}{\partial x}, \frac{\partial w(x,t)}{\partial t} \right). \quad (2.31)$$

за крайових умов (2.29). Перше наближення одно частотного його розв'язку будемо шукати у вигляді

$$w(x,t) = a(t)X(x)ca(\nu+1,1,\Omega(a)t + \theta(t)), \quad \Omega(a) = \alpha a^{\frac{\nu}{2}} \left(\frac{\Pi_x}{l} \right)^{\frac{\nu+2}{2}}, \quad (2.32)$$

де $X(x)$ - відома функція [36] ($X(x) = sa\left(1, \frac{1}{\nu+1}, \Pi_x \frac{k}{l} x\right)$, $\Pi_x = \sqrt{\pi} \Gamma\left(\frac{\nu+1}{\nu+2}\right) \Gamma^{-1}\left(\frac{1}{2} + \frac{\nu+1}{\nu+2}\right)$),

$a(t)$, $\theta(t)$ - невідомі амплітуда та фаза коливань сипкого матеріалу, які знаходяться так, щоб в першому наближенні задовольняли рівнянню (2.31). Для знаходження їх закону зміни адаптуємо основну ідею методу Ван – дер - Поля [90, 145-146, 159]. Відповідно шляхом диференціювання по t залежності (2.32) маємо:

$$\begin{aligned} \frac{\partial w}{\partial t} &= X(x) \left\{ \frac{da}{dt} ca(\nu+1,1,\Omega(a)t + \theta(t)) - \frac{2a}{\nu+2} \left(\Omega(a) + \frac{d\theta}{dt} \right) sa(1,\nu+1,\Omega(a)t + \theta(t)) \right\}, \\ \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} &= -\frac{2X}{\nu+2} \frac{da}{dt} \left(\Omega(a) + a \frac{d\Omega(a)}{da} \right) sa(1,\nu+1,\Omega(a)t + \theta(t)) + \\ &+ \frac{2X}{\nu+2} a \Omega(a) \left(\Omega(a) + \frac{d\theta}{dt} \right) ca^{\nu+1}(\nu+1,1,\Omega(a)t + \theta(t)), \end{aligned} \quad (2.33)$$

Залежність (2.32), за умови змінних в часі параметрів a і θ , буде описувати динамічний процес сипкого матеріалу, якщо амплітуда і фаза коливань визначаються із системи звичайних диференціальних рівнянь:

$$\begin{aligned}
& X(x) \left\{ \frac{da}{dt} ca(\nu+1, 1, \Omega(a)t + \theta(t)) - \frac{2a}{\nu+2} \frac{d\theta}{dt} sa(1, \nu+1, \Omega(a)t + \theta(t)) \right\} = 0, \quad (2.34) \\
& - \frac{2X(x)}{\nu+2} \left\{ \frac{da}{dt} \left(\Omega(a) + a \frac{d\Omega(a)}{da} \right) sa(1, \nu+1, \Omega(a)t + \theta(t)) - a\Omega(a) \frac{d\theta}{dt} ca^{\nu+1}(\nu+1, 1, \Omega(a)t + \theta(t)) \right\} = \\
& = \left\{ \alpha^2 a^{\nu+1} (X')^\nu X''(x) - \frac{2\Omega(a)}{\nu+2} X(x) \right\} ca^{\nu+1}(\nu+1, 1, \Omega(a)t + \theta(t)) - \\
& - \frac{2a}{\nu+2} VX'(x) sa(1, \nu+1, \Omega(a)t + \theta(t)) - V^2 ca(\nu+1, 1, \Omega(a)t + \theta(t)) X''(x) + \frac{H\omega^2}{\rho} \cos(\omega t + \phi) + \\
& + aX'(x) \frac{dV}{dt} ca(\nu+1, 1, \Omega(a)t + \theta(t)) - \frac{2\beta\Omega(a)}{(\nu+2)\rho} a(1, \nu+1, \Omega(a)t + \theta(t)) X(x) + \mu f_1(a, x, \Omega(a)t + \theta(t)),
\end{aligned}$$

де $g_1(a, x, \Omega(a)t + \theta(t))$ відповідає значенню функції $g\left(\frac{\partial w(x, t)}{\partial x}, \frac{\partial w(x, t)}{\partial t}\right)$ за

умови що функція $w(x, t)$ та її похідні приймають тільки головні значення.

Легко переконатись, що вираз у фігурних дужках другого рівняння співвідношень (2.34) рівний нулеві, тобто

$$\left\{ \alpha^2 a^{\nu+1} (X'(x))^\nu X''(x) - \frac{2\Omega(a)}{\nu+2} X_k(x) \right\} ca^{\nu+1}(\nu+1, 1, \Omega(a)t + \theta(t)) = 0.$$

Таким чином, система диференціальних рівнянь (2.34), із урахуванням наведеного вище, приймає вигляд

$$\begin{aligned}
& X(x) \left\{ \frac{da}{dt} ca(\nu+1, 1, \psi) - \frac{2a}{\nu+2} \frac{d\theta}{dt} sa(1, \nu+1, \psi) \right\} = 0, \quad \psi = \Omega(a)t + \theta(t), \quad (2.35) \\
& \frac{2X(x)}{\nu+2} \left\{ \frac{da}{dt} \left(\Omega(a) + a \frac{d\Omega(a)}{da} \right) sa(1, \nu+1, \psi) + a\Omega(a) \frac{d\theta}{dt} ca^{\nu+1}(\nu+1, 1, \psi) \right\} = \\
& = \mu f_1(a, x, \psi) + \frac{H\omega^2}{\rho} \cos(\omega t + \phi) + 2Va(1, \nu+1, \psi) X'(x) - V^2 ca(\nu+1, 1, \psi) X_k''(x) - \\
& - \frac{2\beta a \Omega(a)}{(\nu+2)\rho} sa(1, \nu+1, \psi) X(x).
\end{aligned}$$

Якщо праві та ліві частини отриманих співвідношень помножити на функцію $X(x)$, з наступним їх інтегруванням за незалежною змінною x на всьому інтервалі її зміни (довжині сита сепаруючого бункера), отримаємо

$$\frac{da}{dt} = \frac{\mu s a (1, \nu + 1, \psi) \left[\widehat{f}_1(a, \psi) + \frac{H\omega^2}{\rho} \cos(\omega t + \phi) + \frac{2\beta a \Omega(a)}{(3\nu + 4)\rho} \right]}{P \left[\Omega(a) c a^{\nu+2} (\nu + 1, 1, \psi) + \frac{2}{\nu + 2} \left(\Omega(a) + a \frac{d\Omega}{da} \right) s a^2 (1, \nu + 1, \psi_k) \right]}, \quad (2.36)$$

$$\frac{d\theta}{dt} = \frac{(\nu + 2) c a (\nu + 1, 1, \psi) \left[\mu \widehat{f}_1(a, \psi) + \frac{\bar{H}\omega^2}{\rho} \cos(\omega t + \phi) - \frac{\nu + 2}{3\nu + 4} \left(\frac{k\Pi_x}{l} \right)^2 V^2 a \right]}{2Pa \left[\Omega(a) c a^{\nu+2} (\nu + 1, 1, \psi) + \frac{2}{\nu + 2} \left(\Omega(a) + a \frac{d\Omega}{da} \right) s a^2 (1, \nu + 1, \psi) \right]},$$

$$\text{де } \widehat{f}_1(a, \psi) = \int_0^l X(x) f_1(a, x, \psi) dx, \quad \int_0^l X^2(x) dx = P = \frac{\nu + 2}{3\nu + 4} l, \quad \int_0^l X(x) X'(x) dx = 0.$$

Якщо врахувати вигляд функції $\Omega(a)$, (2.36), то вираз у знаменнику $\Omega(a) + a \frac{d\Omega}{da}$ наведених вище залежностей можна замінити більш простим

$$\Omega(a) + a \frac{d\Omega(a)}{da} = \frac{\nu + 2}{2} \Omega(a).$$

До цього ж, праві їх частини вказаних співвідношень є періодичними за фазою ψ із періодом $2\Pi = 2\sqrt{\pi}\Gamma\left(\frac{1}{\nu + 2}\right)\Gamma^{-1}\left(\frac{1}{2} + \frac{1}{\nu + 2}\right)$. Якщо прийняти до уваги обмеження щодо величин швидкості руху сипкого матеріалу вздовж сита та внутрішньої сили тертя у її моделі динамічного процесу, то можна стверджувати, що основні параметри коливань в процесі сепарації за один період змінюються на незначну величину. Це дозволяє для диференціальних рівнянь (2.36) використати апарат усереднення [18, 84] за змінною ψ . Таким чином

$$\frac{da}{dt} = \frac{\mu}{2\Pi P \Omega(a)} \int_0^{2\Pi} \int_0^l s a (1, \nu + 1, \psi_k) X(x) \left[\widehat{f}_1(a, x, \psi) + \frac{2\beta a \Omega(a)}{(3\nu + 4)\rho} X(x) \right] dx d\psi_k, \quad (2.37)$$

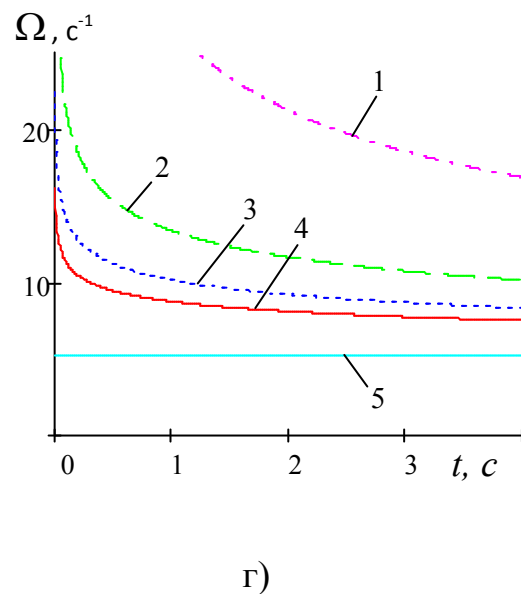
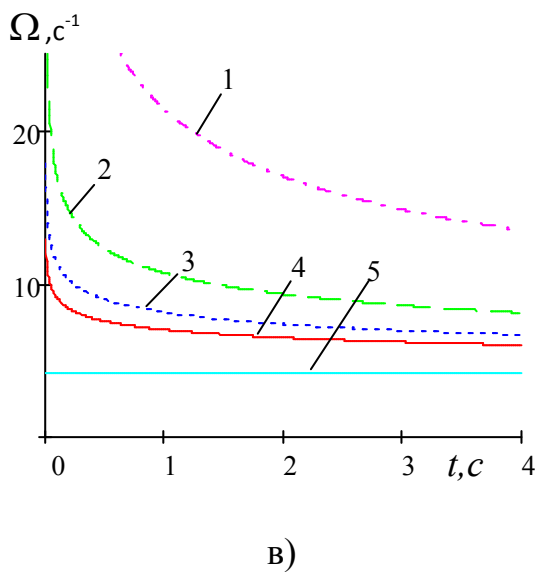
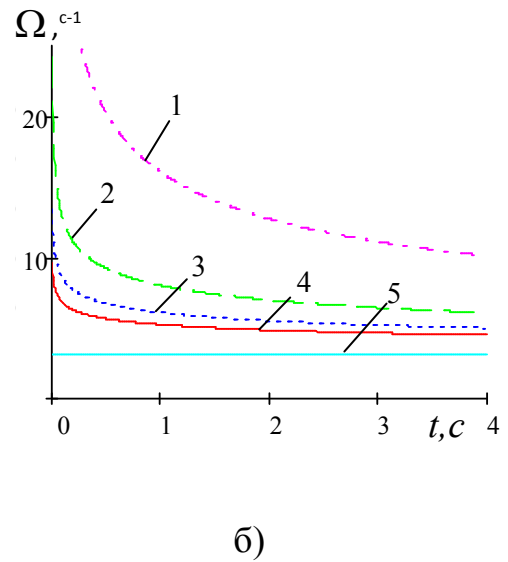
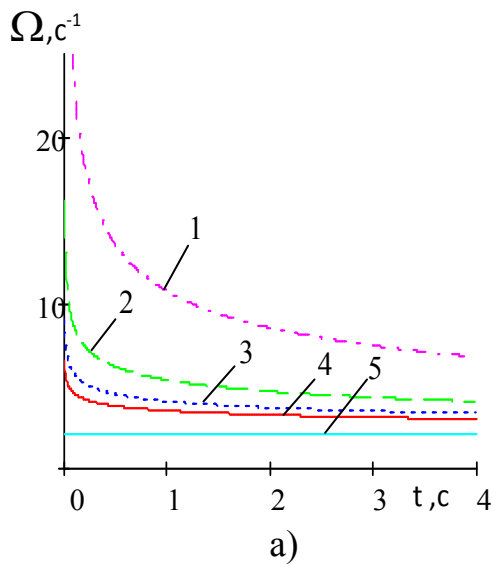
$$\frac{d\psi}{dt} = \Omega(a) + \frac{(\nu + 2)}{4a\Pi P \Omega(a)} \int_0^{2\Pi} \int_0^l c a (\nu + 1, 1, \psi) X(x) \left[\widehat{f}_1(a, x, \psi_k) - V^2 \left(\frac{\Pi_x}{l} \right)^2 a X(x) \right] dx d\psi.$$

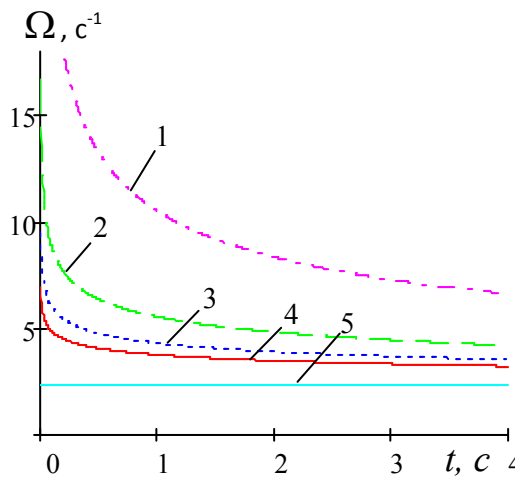
Окремим випадком залежностей (2.37) є результати, які стосуються сипкого матеріалу за умови $f(\varepsilon, \dot{\varepsilon}) = 0$

$$\frac{da}{dt} = -\frac{2\beta(\nu+2)^2 a}{(3\nu+4)\Pi\rho} \frac{\sqrt{\pi}\Gamma\left(\frac{3}{\nu+2}\right)}{\Gamma\left(\frac{1}{2} + \frac{3}{\nu+2}\right)},$$

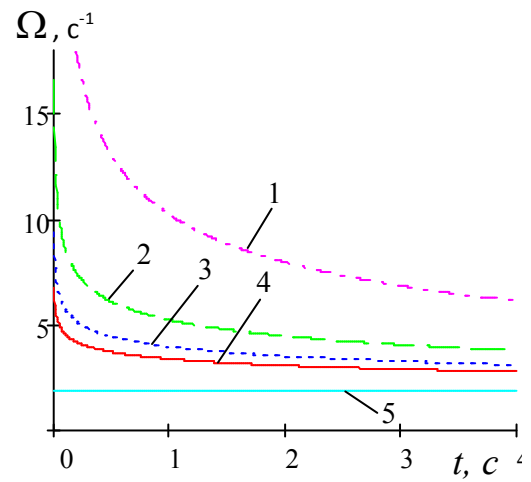
$$\frac{d\psi}{dt} = \alpha a^{\frac{\nu}{2}} \left(\frac{\Pi_x}{l}\right)^{\frac{\nu+2}{2}} - \frac{(\nu+2)^2 V^2}{4\Pi\alpha a^{\frac{\nu}{2}}} \frac{\sqrt{\pi}\Gamma\left(\frac{3}{\nu+2}\right)}{(3\nu+4)\Gamma\left(\frac{1}{2} + \frac{3}{\nu+2}\right)} \left(\frac{\Pi_x}{l}\right)^{1-\frac{\nu}{2}}. \quad (2.38)$$

На основі аналітичної залежності (2.38) побудовані графічні залежності частоти коливань від часу та частоти від швидкості сипкого матеріалу за різних значень ν рис. 2.12-2.13





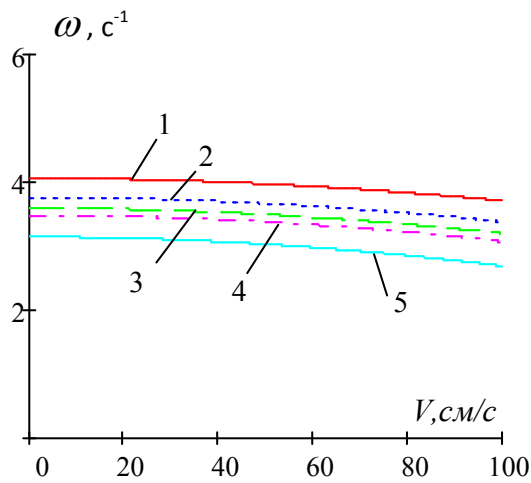
д)



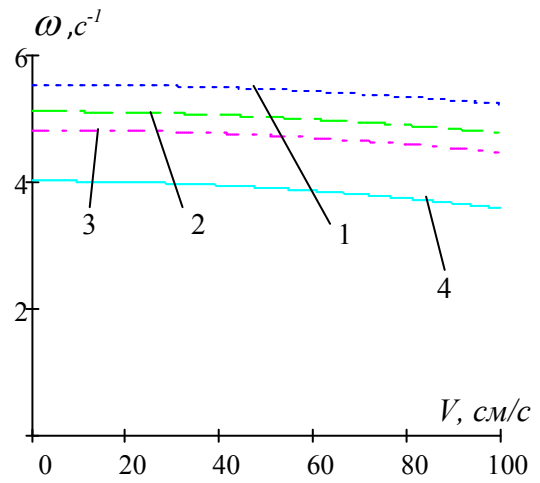
е)

Рис. 2.12 Графіки залежності частоти коливань від часу

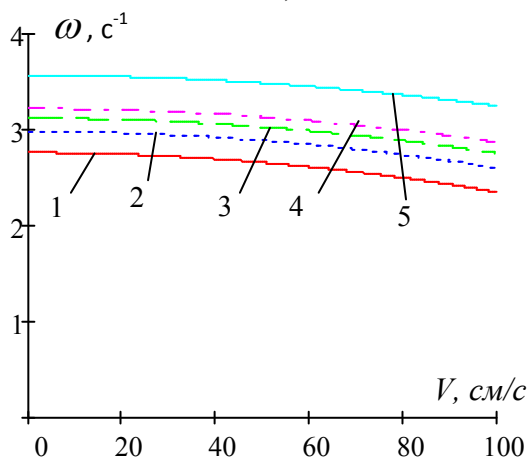
1) $\eta = \frac{4}{5}$, 2) $\eta = \frac{2}{3}$, 3) $\eta = \frac{4}{9}$, 4) $\eta = \frac{2}{9}$, 5) $\eta = 0$



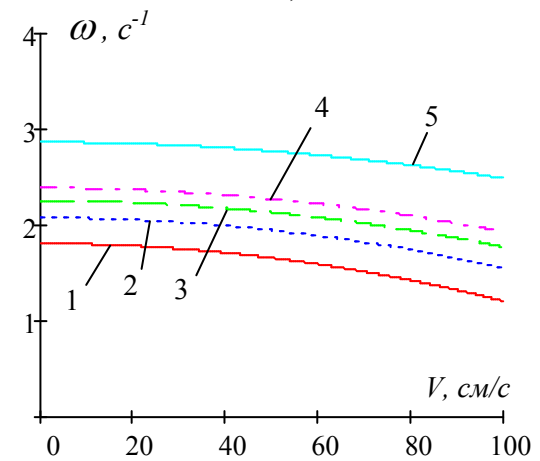
а)



б)



в)



г)

Рис.2.13. Графік залежності частоти від швидкості сипкого матеріалу за

різних значень 1) $\eta = \frac{4}{5}$, 2) $\eta = \frac{2}{3}$, 3) $\eta = \frac{4}{9}$; 4) $\eta = \frac{2}{9}$, 5) $\eta = 0$

Отримані аналітичні залежності та побудовані на їх базі графічні залежності показують, що:

- для значень параметру $-1 < \nu < 0$ - більшим значення параметру ν відповідає більше значення частоти власних коливань сипкого матеріалу (за всіх інших незмінних параметрів) та більшим значенням амплітуди власних коливань відповідає менше значення частоти власних коливань;
- більшим значення амплітуди власних коливань сипкого матеріалу відповідає менше значення частот власних коливань;
- частота власних відносних коливань сипкого матеріалу вздовж сита за більших значень швидкості відносного її руху є меншою

2.8. Вплив збурень коливань робочого органа на динаміку сипкого матеріалу

Як було показано вище, визначальні показники власних коливань сипкого матеріалу, а значить даний процес в певній мірі залежать від відносної швидкості вздовж сита (зменшується до 15% за швидкості відносного руху 1м/с.). У випадку дії збудника горизонтальних коливань на сепаруючий бункер впливає значною мірою частота власних коливань сипкого матеріалу та зовнішнє збурення. Саме ці питання є предметом дослідження даного підрозділу. У зв'язку із тим, що у вказаному випадку математична модель динаміки сипкого матеріалу є неавтономною (права частина рівняння (2.30) є періодичною за фазою зовнішнього періодичного збурення), для неї треба розглядати принципово два різні випадки: нерезонансний та резонансний. Що стосується першого випадку (нерезонансного), то як показано у [18], мале за величиною періодичне збурення не значною мірою впливає на визначальні показники коливань системи. Це дозволяє стверджувати, що амплітуда та частота сипкого матеріалу за умови відсутності резонансу описуються з точністю до величин порядку μ^2 диференціальними рівняннями (2.37).

Більш складним у дослідженні, одночасно важливішим із практичної

сторони, є резонансний випадок. У зв'язку із цим, що:

а) власна частота зернової суміші залежить від амплітуди коливань;

б) період за фазою власних коливань (ψ) рівний періоду за вказаним аргументом відповідних $A_{\text{теб}}$ – функцій, тобто 2π ;

в) період зовнішнього збурення за фазою зовнішнього збурення $\omega t + \phi$ рівний 2π за умову резонансу будемо приймати рівність періодів за часом власних та вимушених коливань, тобто $\frac{\pi}{\Omega(a)} = \frac{\pi}{\omega}$. Таким чином, резонансні

коливання зернової суміші будуть мати місце при виконанні умови $\omega \approx \frac{\pi}{\pi} \Omega(a)$.

Останнє показує, що для кожної амплітуди власних коливань зернової суміші

вздовж сита $\Omega(a) = \alpha a^{\frac{\nu}{2}} \left(\frac{\pi_x}{l} \right)^{\frac{\nu+2}{2}}$ існує своя резонансна частота збурення

коливань робочого органа сепаруючого бункера

$$\omega = \frac{\pi \alpha}{\pi} \left(\frac{\pi_x}{l} \right)^{\frac{\nu+2}{2}} a^{\frac{\nu}{2}} \quad (2.39)$$

і навпаки – для кожної частоти збурень вібраційної машини існує таке значення амплітуди коливань (амплітуди резонансу) сипкого матеріалу a_p вздовж сита сепаруючого бункера, при наближенні якої мають місце резонансні коливання

$$a_p = \left\{ \left(\frac{l}{\pi_x} \right)^{\frac{\nu+2}{2}} \frac{\pi \omega}{\pi \alpha} \right\}^{\frac{2}{\nu}} \quad (2.40)$$

На рис. 2.14 представлено залежність частоти зовнішнього збурення від амплітуди a коливань сипкого матеріалу та параметру нелінійності ν , (при $l=100\text{см}$, $\alpha = 75^\circ$), а на рис.2.15 - амплітуди резонансу від частоти зовнішнього збурення та параметру нелінійності ν .

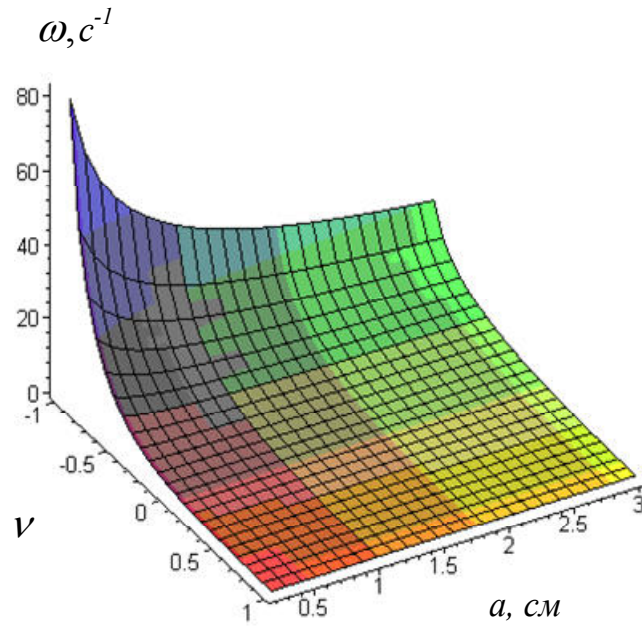


Рис. 2.14. Залежність частоти зовнішнього збурення від амплітуди a коливань сипкого матеріалу та параметру нелінійності ν ,

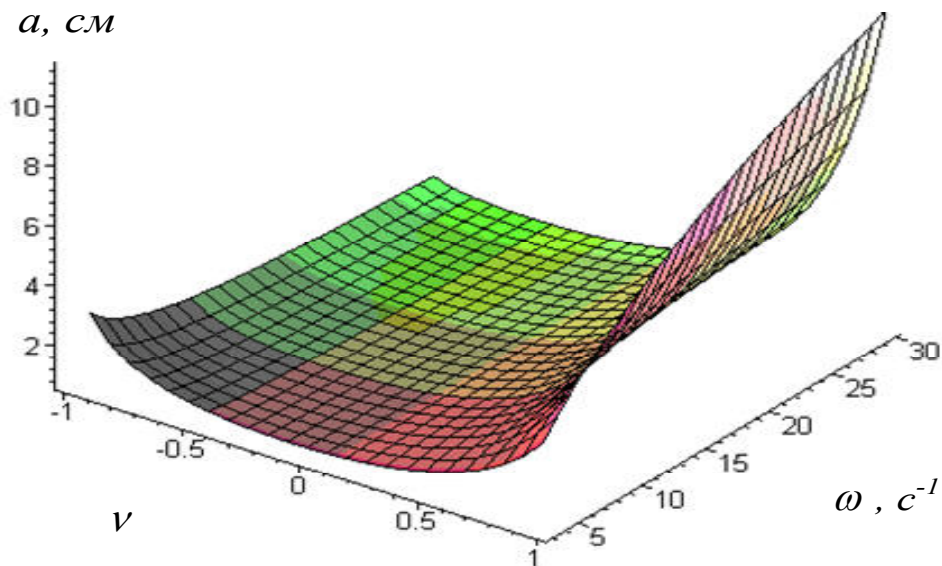


Рис. 2.15. Залежність амплітуди резонансу від частоти зовнішнього збурення та параметру нелінійності ν та частоти зовнішнього збурення

Таким чином, при наближенні частоти зовнішнього збурення до значення, яке визначається залежністю (2.40) мають місце резонансні коливання сипкого середовища. З іншого боку, явище резонансу у квазілінійних чи нелінійних системах суттєво залежить від різниці фаз власних та вимушених коливань то формально вводячи параметр

$\vartheta = \frac{\pi}{\Pi} \psi - \theta \Rightarrow \theta = \frac{\pi}{\Pi} \psi + \vartheta, \psi = \frac{\Pi}{\pi} (\theta - \vartheta)$ у систему диференціальних рівнянь (2.24), отримуємо

$$\frac{da}{dt} = \frac{sa(1, \nu+1, \psi) \left[\mu \hat{g}(a, \psi) + \frac{H\omega^2}{\rho} \cos\left(\frac{\pi}{\Pi} \psi + \vartheta\right) \right]}{Pa\Omega(a)}, \quad (2.41)$$

$$\frac{d\vartheta}{dt} = \frac{\pi}{\Pi} \Omega(a) - \omega - \frac{(\nu+2)ca(\nu+1, 1, \psi) \left[\mu \hat{g}(a, \psi) + \frac{\bar{H}\omega^2}{\rho} \cos\left(\frac{\pi}{\Pi} \psi + \vartheta\right) \right]}{2Pa\Omega(a)},$$

$$\text{де } \hat{g}(a, \psi) = \mu \hat{f}_1(a, \psi) - \frac{2\beta a \Omega(a)}{(3\nu+4)\rho} sa(1, \nu+1, \psi) - \frac{\nu+2}{3\nu+4} \left(\frac{k\Pi_x}{l} \right)^2 V^2 aca(\nu+1, 1, \psi).$$

Праві частини диференціальних рівнянь (2.41) є 2Π -періодичними за фазою власних коливань ψ , а отже їх можна усереднити за цією змінною. Наведене дозволяє систему диференціальних рівнянь (2.41), які описують коливання сипкого матеріалу у зоні резонансу, представити у вигляді

$$\frac{da}{dt} = -\frac{2\beta(\nu+2)^2 a}{(3\nu+4)\Pi\rho} \frac{\sqrt{\pi}\Gamma\left(\frac{3}{\nu+2}\right)}{\Gamma\left(\frac{1}{2} + \frac{3}{\nu+2}\right)} - \frac{\hat{H}\omega^2}{2Pa\rho\Omega(a)} \sin \vartheta, \quad (2.42)$$

$$\frac{d\vartheta}{dt} = \alpha a^{\frac{\nu}{2}} \frac{\Pi}{\pi} \left(\frac{\Pi_x}{l} \right)^{\frac{\nu+2}{2}} - \omega - \frac{(\nu+2)^2 a^{\frac{-\nu}{2}} V^2}{(3\nu+4)\Pi_r P \alpha \left(\frac{k\Pi_x}{l} \right)^{\frac{\nu-2}{2}} \Gamma\left(\frac{1}{2} + \frac{3}{\nu+2}\right)} \frac{\sqrt{\pi}\Gamma\left(\frac{3}{\nu+2}\right)}{\Gamma\left(\frac{1}{2} + \frac{3}{\nu+2}\right)} + \frac{\check{H}\omega^2}{2Pa\rho\Omega(a)} \cos \vartheta,$$

$$\text{де } \hat{H} = \frac{1}{2\Pi} \int_0^{2\Pi} sa(1, \nu+1, \psi) \sin\left(\frac{\pi}{\Pi} \psi\right) d\psi, \quad \check{H} = \frac{1}{2\Pi} \int_0^{2\Pi} ca(\nu+1, 1, \psi) \cos\left(\frac{\pi}{\Pi} \psi\right) d\psi.$$

Приймаючи до уваги, що остання система рівнянь описує коливання сипкого матеріалу у резонансній зоні, тото при наближенні параметру a до a_p ,

різницю $\alpha a^{\frac{\nu}{2}} \frac{\Pi}{\pi} \left(\frac{\Pi_x}{l} \right)^{\frac{\nu+2}{2}} - \omega$ у другому рівнянні можна замінити більш простим виразом, а саме $\alpha \frac{\Pi}{\pi} \left(\frac{\Pi_x}{l} \right)^{\frac{\nu+2}{2}} a_p^{\frac{\nu-2}{2}} (a - a_p)$.

У таблиці 2.5 для деяких частот зовнішнього збурення та фізико-механічних характеристик сипкого матеріалу наведено значення амплітуди резонансу та амплітуди під час переходу через резонанс.

Таблиця 2.5.

Залежність амплітуди коливань під час переходу через резонанс від різних значень зовнішніх та внутрішніх параметрів

| Параметри | | | | | |
|-----------|----------|-------|---------------------|------------|----------|
| l , см | α | ν | ω , c^{-1} | a_p , см | a , см |
| 150 | 100 | -2/3 | 10 | 2,754 | 12,513 |
| 150 | 100 | -2/3 | 12 | 1,594 | 16,213 |
| 150 | 100 | -2/3 | 15 | 0,861 | 25,187 |
| 150 | 150 | -2/3 | 10 | 9,295 | 16,982 |
| 150 | 150 | -2/3 | 12 | 5,379 | 15,198 |
| 150 | 150 | -2/3 | 15 | 2,754 | 18,214 |
| 100 | 150 | -2/3 | 10 | 20,915 | 26,137 |
| 100 | 150 | -2/3 | 12 | 12,104 | 21,187 |
| 100 | 150 | -2/3 | 15 | 6,197 | 20,143 |
| 100 | 100 | -2/3 | 10 | 6,108 | 14,924 |
| 100 | 100 | -2/3 | 12 | 3,586 | 15,132 |
| 100 | 100 | -2/3 | 15 | 1,836 | 20,513 |
| 100 | 150 | -2/5 | 10 | 3,580 | 11,732 |
| 100 | 150 | -2/5 | 12 | 1,439 | 12,517 |
| 100 | 150 | -2/5 | 15 | 0,471 | 17,784 |
| 100 | 150 | -2/7 | 10 | 0,743 | 8,342 |
| 100 | 150 | -2/7 | 12 | 0,207 | 11,156 |
| 100 | 150 | -2/7 | 15 | 0,043 | 9,897 |

Встановлено, що резонансні коливання зернової суміші в процесі обробки мають місце за певного співвідношення між частотою збурення та амплітуди коливань її вздовж сита та основних фізико-механічних параметрів зернової суміші. Крім цього для значень параметру $-1 < \nu < 0$:

- більшим значенням частоти збурення горизонтальних коливань сепаруючого бункера робочого органа відповідає менше значення амплітуди, за якої мають місце резонансні коливання та одночасно амплітуда коливань зернової суміші під час переходу через резонанс є більшою;

- більшим значенням параметру ν відповідає менше значення амплітуди, за якої має місце резонанс, а також менше значення амплітуди переходу через резонанс зернової маси.

Крім цього, амплітуда переходу через резонанс залежить більшою мірою як для квазілінійних систем [14] від початкового значення різниці фаз власних та вимушених коливань та швидкості переходу через резонанс.

Результати, які стосуються чисельного інтегрування рівнянь у стандартному вигляді (2.42) за різних значень початкових фаз власних та вимушених коливань подані у табл. 2.6, а для різних швидкостей переходу через резонанс у табл. 2.7, а також наведено в додатку В.

Встановлено, що зростання початкового значення різниці фаз власних та вимушених коливань спричиняє зменшення амплітуди переходу через резонанс, так зростання величини вказаної величини на 0,2 рад спричиняє зменшення амплітуди переходу через резонанс до 26%. Що стосується швидкості переходу через резонанс, то для більш швидкого зменшення різниці частот власних та вимушених коливань, амплітуда переходу через резонанс приймає менше значення.

2.9. Висновки до розділу 2

У розділі наведено динаміку системи ланцюговий робочий орган конвеєра – сипкий матеріал, який транспортується та узагальнені математичні моделі нелінійних коливань зернової маси вздовж сита підчас процесу в сепаруючому бункері. Вони являють собою крайові задачу для нелінійного диференціального рівняння із частинними похідними. З метою аналізу впливу на процес динамічних процесів у конвеєрі, що транспортує зернову суміш зовнішніх та внутрішніх чинників, побудовано наближені аналітичні розв'язки отриманих математичних моделей. Аналізом основних співвідношень, які впливають із них встановлено:

1. Для коливання привідного ланцюга конвеєра, який транспортує зерно, за рахунок збурень руху, зумовлених динамікою скребків вздовж кутових точок горизонтальної та верикальної частини конвеєра встановлено умови існування резонансних коливань для різних швидкостей переміщення зерна.

2. Амплітуда переходу через резонанс є більшою для більших швидкостей руху привідного ланцюга конвеєра, що транспортує сипкий матеріал; одночасно максимальне динамічне напруження у ланцюгу є більшим: зростання швидкості транспортування зерна від 1 м/с до 2 м/с спричиняє при $\nu = 1,3$ та $L = 20$ м збільшення динамічного напруження у 5,2 рази, а зростання швидкості від 2 м/с до 3 м/с за тих же параметрів – у 3 рази.

3. Динамічні напруження у прямолінійних вітках конвеєру більшої довжини під час проходження резонансної зони коливань є більшими, причому із зростанням швидкості переміщення ланцюга та зерна більшої погонної маси ця різниця збільшується.

4. Що стосується впливу швидкості (до 1 м/с) руху зернової маси вздовж сита, то вона незначним чином спричиняє зменшення власної частоти коливань (до 4%). До того ж, у випадку зернових сумішей із параметром нелінійності $-1 < \nu < 0$ більшим значенням амплітуди коливань зернової суміші вздовж сита

в сепаруючому бункері відповідає менше значення власної частоти коливань, що негативно впливає на процес.

5. Резонансні коливання зернової суміші в процесі транспортування за допомогою скребкового привідного ланцюга та сепарації, мають місце за певного співвідношення між амплітудою та частотою збурення коливань.

6. Амплітуда переходу зернової суміші через резонанс приймає більші значення для менших початкових значень різниці фаз власних та вимушених коливань та більш повільного переходу через резонанс (більш повільної зміни частоти зовнішнього збурення в околі резонансного його значення), що знижує процес робочого органа в сепаруючому бункері 7.

РОЗДІЛ ІІІ

ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Програма експериментальних досліджень

Згідно мети дисертаційної роботи та поставлених задач, а також проведених теоретичних досліджень програма й методика експериментальних досліджень включала:

1. На основі проведеного аналізу роботи, теоретичного обґрунтування параметрів процесу роботи робочих органів розробити конструктивно-технологічну схему трубчастого скребкового ланцюгового конвеєра з визначенням їх технічних і експлуатаційних характеристик.

2. Спроекувати та виготовити експериментальне спорядження для дослідження процесу транспортування внаслідок зміни параметрів цього процесу з визначенням їх технічних характеристик залежно від конструктивних параметрів і властивостей сипкого матеріалу;

3. Розробити методику та провести комплекс експериментальних досліджень з виведенням рівнянь регресії дослідження продуктивності трубчастого скребкового ланцюгового конвеєра та оцінити вплив діаметра труби, коефіцієнта завантаження, лінійної швидкості транспортування сипкого матеріалу на продуктивність та крутний момент при транспортуванні;

4. Провести дослідження травмування сипкого матеріала в залежності від конструктивних параметрів трубчастого ланцюгового скребкового конвеєра на експериментальній установці.

Експериментальні дослідження провести з використанням розробленого стендового устаткування з можливістю регулювання конструктивно-кінематичних параметрів з метою підтвердження теоретичних і отримання необхідних експериментальних залежностей для обґрунтування параметрів

трубчастого ланцюгового конвеєра в процесі його роботи та визначення раціональних режимів.

3.2. Конструкції трубчастих скребкових конвеєрів для транспортування сипких матеріалів

3.2.1. Гнучкий трубчастий сепаратор з вертикальною подачею сипких матеріалів

Гнучкий трубчастий сепаратор (рис. 3.1.) з вертикальною подачею сипких матеріалів 1 виконано у вигляді спарених S-подібних труб 2 круглого поперечного перерізу, які встановлені вертикально, в які встановлено канатний спарений дисковий робочий орган у вигляді канату 3, до якого рівномірно по довжині з заданим кроком встановлено круглі 4 і бочкоподібні 5 диски, з'єднані між собою пружиною 6, спеціальна привідна зірочка 7, яка жорстко встановлена на привідному валу 8.

У нижньому радіусному куті S-подібних труб 2 встановлено привідний валок 9 паралельний до валка 8 привідної зірочки 7 верхньої привідної натяжної станції 10. В нижній зоні S-подібних труб 2 встановлено завантажувальний бункер 11, сипкого матеріалу 1 в якому виконана система сит 12 для просіювання сипкого матеріалу і збору готової продукції (суміші) і її подачі нижньою S-подібною трубою в зону вивантаження (ємність 13), які встановлені під кутом до горизонту.

Не кондиційні фракції з нахилених сит 12 скочуються в напрямку відвідної труби 14 в бункер 15 і їх відвантаження гвинтовим робочим органом 16 в ємність 17.

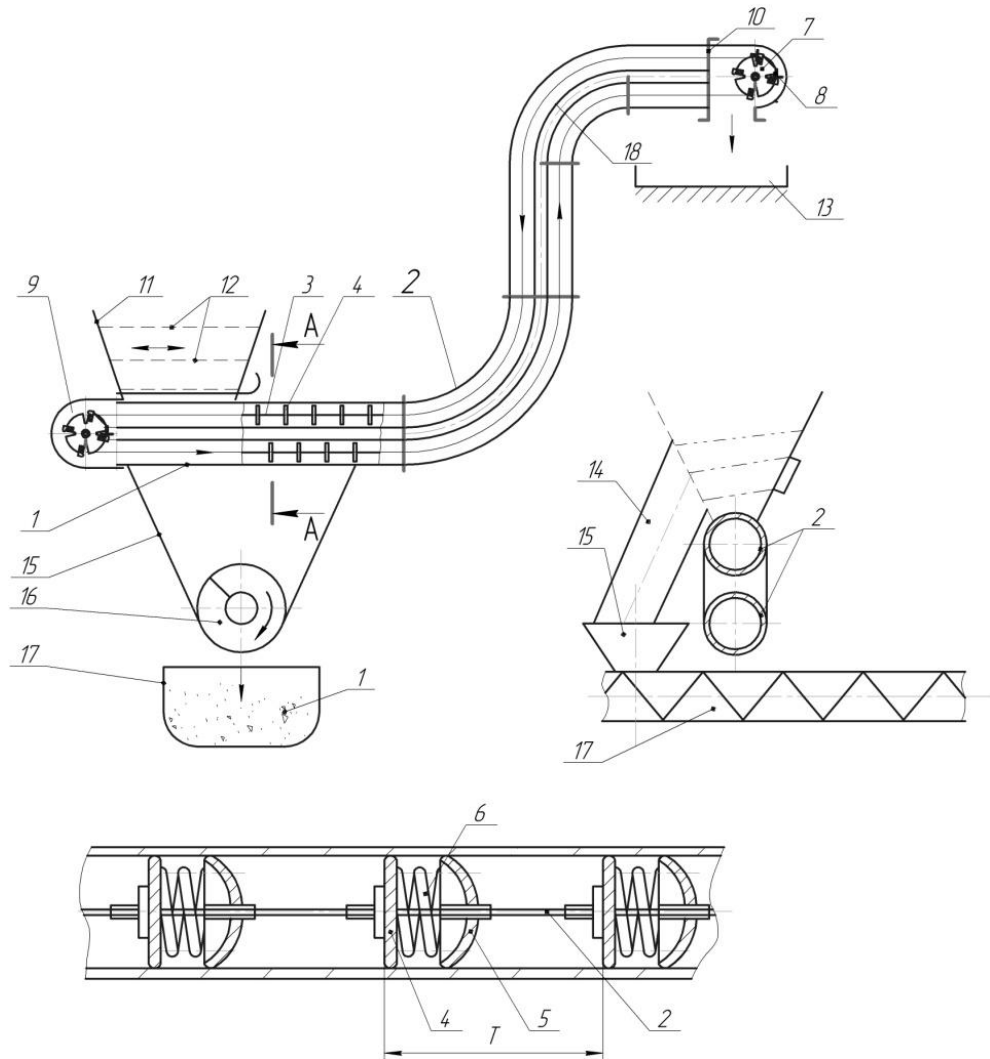


Рис. 3.1. Схема гнучкого трубчастого сепаратора з вертикальною подачею сипких матеріалів [Патент № 108423]

Робота гнучкого трубчастого сепаратора здійснюється наступним чином. Компоненти змішаних сумішей 1 засипають в бункер 11, включають привід, відкривають шибер і гнучкий канат 3 круглими 4 і бочкоподібними 5 дисками переміщують по трубах і переміщують сипкий матеріал в зону системи отворів 12 для просіювання сипкого матеріалу. Готові фракції і дрібні просіюються – в труби 2 – готової продукції, а дрібні і некондиційні в ємкість 17 зі вивантажувальним шнеком 16, а готова продукція по нижній трубі 2 поступає в ємкість 13.

До переваг гнучкого трубчастого сепаратора з вертикальною подачею сипких матеріалів відноситься розширення технологічних можливостей і підвищення продуктивності конвеєра.

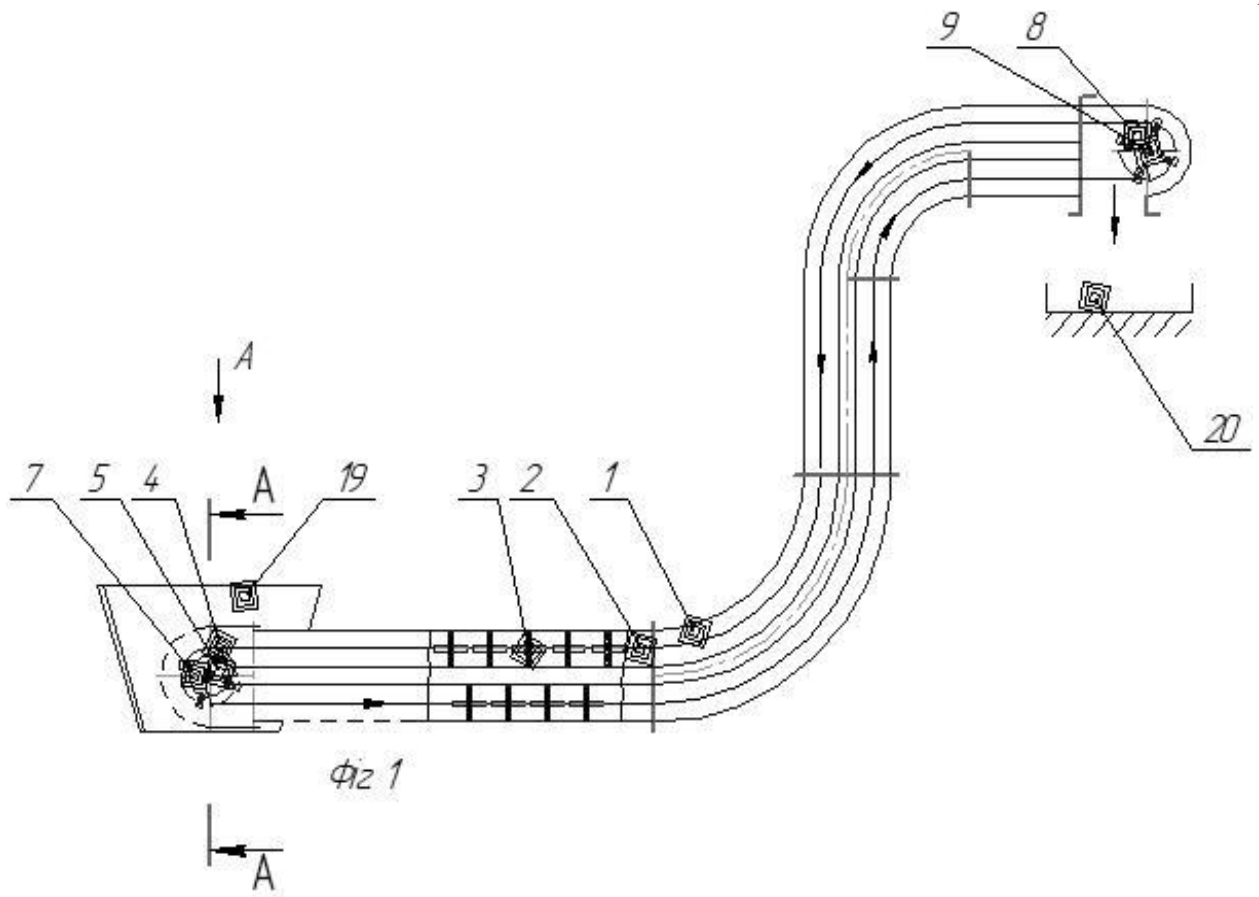
3.2.2. Гнучкий трубчастий конвеєр з пересувним завантажувачем

Гнучкий трубчастий конвеєр з пересувним завантажувачем (рис. 3.2.) виконано у вигляді спарених S- подібних труб 1 круглого поперечного січення, які встановлені вертикально, в які встановлено канатний дисковий робочий орган у вигляді каната 2, до якого рівномірно по довжині з заданим кроком встановлено круглі диски 3. У вільний простір між круглими дисками 3 періодично входять зуби 4 спеціальної привідної зірочки 5, яка жорстко встановлена на привідному валу 6 двигуна-редуктора і розміщена в площині руху подаючого робочого органу. Спеціальна привідна зірочка 5 виконана у вигляді зубів 4, які рівномірно виконані по колу, по середині виступів яких виконані виїмки 7 з виступаючими, для її зачеплення з круглими дисками 3.

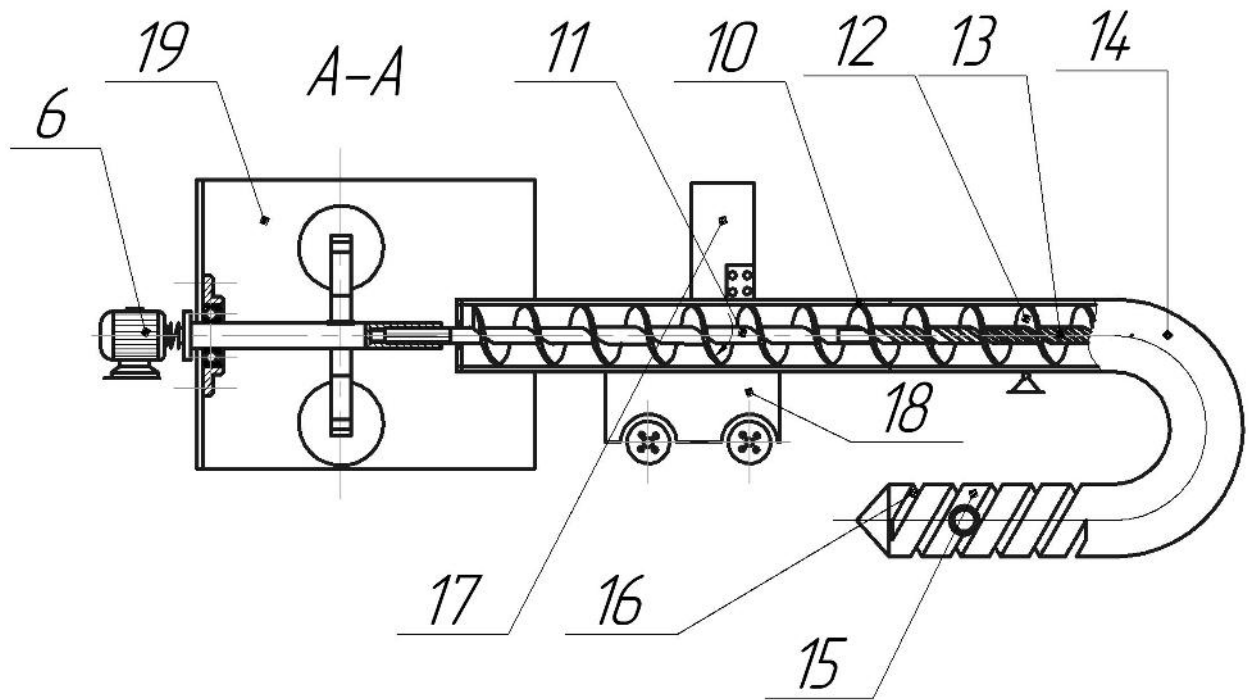
На виході S – подібної труби, аналогічно до спеціальної привідної зірочки 5, жорстко встановлена паразитна зірочка 8 аналогічна по конструкції з привідною зірочкою 5 на валу 9 паралельному до привідного з можливістю кругового повертання.

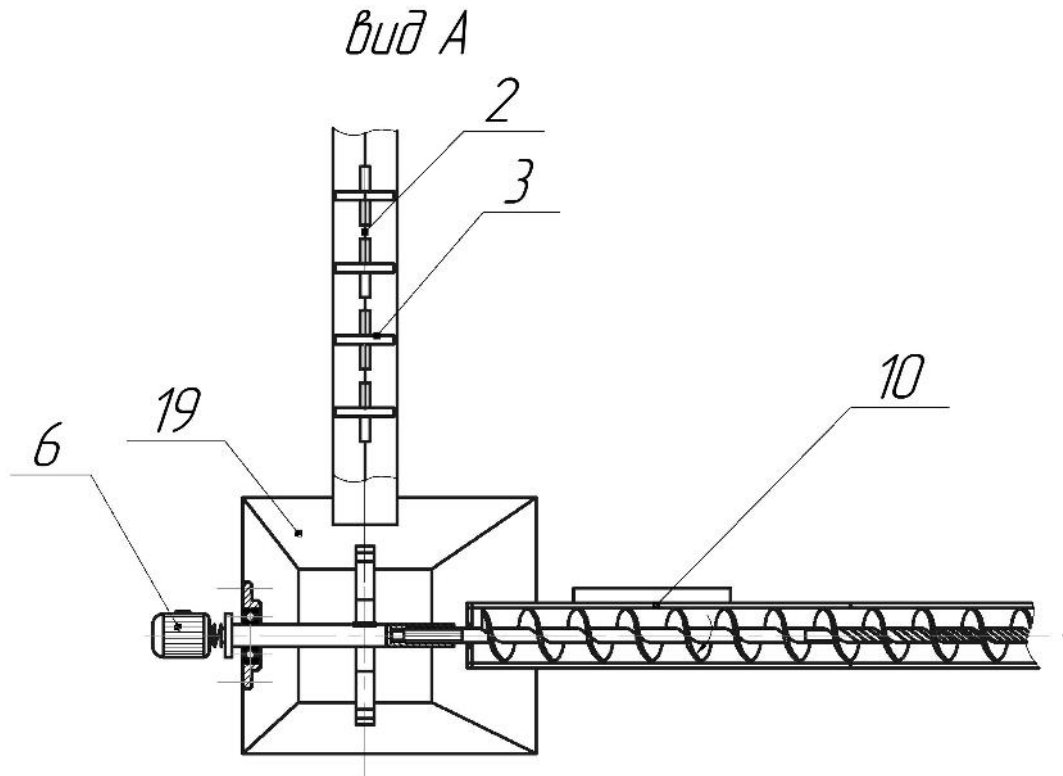
З лівого боку S – подібної завантажувальної труби встановлено гвинтову завантажувальну магістраль, яка виконана у вигляді циліндричного кожуха 10 в який встановлено гвинтовий робочий орган 11, правий кінець якого виконано у вигляді гнучкої гвинтової спіралі 12, яка закріплена на гнучкому валу 13.

До кінця циліндричного кожуха 10 жорстко приєднано гнучкий циліндричний кожух 14 для збільшення зони завантаження і покращення умов роботи завантажувача. На кінці гнучкого циліндричного кожуха 11 жорстко встановлено захисний наконечник 15 циліндричної форми з конічним кінцем для зручності його введення в купу сипкого матеріалу. Наконечник виконано циліндричної форми з осьовими пазами 16, які розміщені рівномірно по зовнішній циліндричній поверхні шириною більшою від максимальних розмірів зерен сипких матеріалів в 1,2...1,6 разів. Зверху до захисного наконечника жорстко закріплена рукоятка (на кресленні не показана) для зручності переустановки його з вибраної зони сипких матеріалів в інше місце.



a)





б))

Рис. 3.2. Схема гнучкого трубчастого конвеєра з пересувним завантажувачем [Пат. 109817]

До рами жорстко закріплено пульт керування 17, який може бути виконаний у вигляді підвісного пульта. Гвинтовий робочий орган 11 під'єднано до електродвигуна 6. Також циліндричний кожух встановлено на раму конструкцію 18 з колесами, яка дає змогу переміщатися в осьовому напрямку.

Гвинтова завантажувальна магістраль і S – подібна труба мають спільний бункер 19 в якому проходить процес розвантаження гвинтового робочого органу і завантаження канатного робочого органу.

Робота гнучкого трубчастого конвеєра з пересувним завантажувачем здійснюється наступним чином: гнучка гвинтова спіраль 12 через наконечник 15 втягує сипкий матеріал і транспортує його в бункер 19, з якого S – подібний конвеєр з канатними робочими органами 3 забирає сипкий матеріал і транспортує його в зону вивантаження 20.

3.2.3. Спарений робочий орган конвеєра

Спарений робочий орган канатного конвеєра (рис. 3.3) виконано у вигляді гнучкого робочого органа 1, до якого перпендикулярно до його осі жорстко закріплені спарені круглі подавальні диски 2 по дві штуки, між якими встановлені розтискні пружини 3 з 2...3 кроками, кінці є у взаємодії. А до канату з двох сторін круглих подавальних дисків жорстко закріплені упорні шайби 4 з видовженими ступицями 5, в центральних отворах яких жорстко закріплений гнучкий канат 1, до яких вони жорстко закріплені відомим способом. Спарені круглі диски встановлені на канаті 1 з заданим кроком. Сипкий матеріал 6 знаходиться в бункері 7 з шибером та поступає в транспортну трубу 8. Крім цього по зовнішньому діаметру круглих подавальних дисків 2 виконані V – подібні внутрішні виїмки 9, які є у жорсткій взаємодії з ущільнюючими пластичними поясками 10, які покращують зчеплення і які мають хороші функціональні можливості.

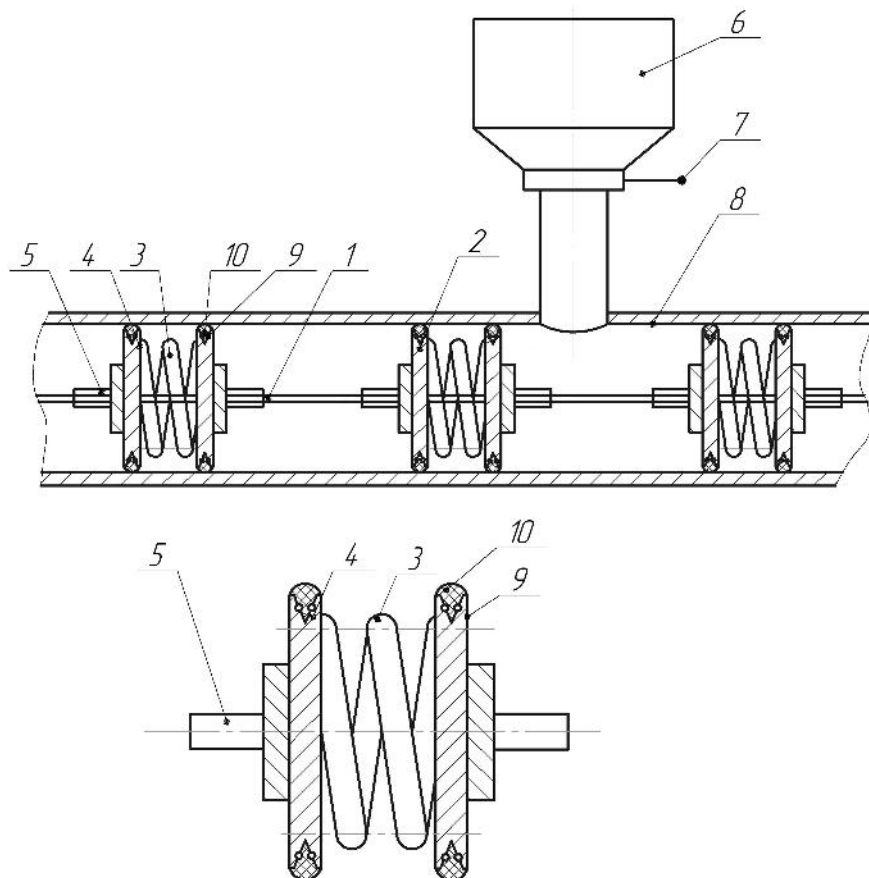


Рис. 3.3. Схема спареного робочого органа конвеєра [Пат. 112544]

Робота гнучкого трубчастого конвеєра з використанням спарених дисків здійснюється наступним чином. Сипкий матеріал 6 засипають в бункер 7 включають привід гнучкий канат 1 з круглими дисками 2 переміщується згідно стрілки.

Встановлення спарених круглих дисків 2 забезпечує покращення умов проходження на радіусних поворотах і відповідно підвищує експлуатаційну надійність і довговічність конвеєрів.

До переваг конвеєра належить покращення умов їх транспортування і зменшення зусилля транспортування сипких матеріалів.

3.3 Стендове обладнання для проведення експериментальних досліджень

Для дослідження визначення продуктивності запроновано ланцюговий транспортер з вертикальною подачею сипких матеріалів 1 (рис. 3.4.), який виконано у вигляді S-подібної труби 2 круглого поперечного перерізу, які встановлені вертикально, і в які встановлено ланцюговий дисковий робочий орган у вигляді ланцюга 3, до якого рівномірно по довжині з заданим кроком встановлено круглі 4 і бочкоподібні 5 диски, з'єднані між собою ланцюгом 6, спеціальна допоміжна привідна зірочка 7, яка жорстко встановлена на привідному валу 8 коливальної системи.

У нижньому радіусному куті S-подібної труби 2 встановлено привідний валок 9 паралельний до валка 8 привідної зірочки 7 привідної натяжної станції 10. В нижній зоні S-подібної труби 2 встановлено завантажувальний бункер 11 сипкого матеріалу 1, в якому виконана коливальна система сит 12 для просіювання сипкого матеріалу і збору готової продукції (суміші) і її подачі до нижньої S-подібної труби в зону вивантаження (ємність 13), які встановлені під кутом до горизонту.

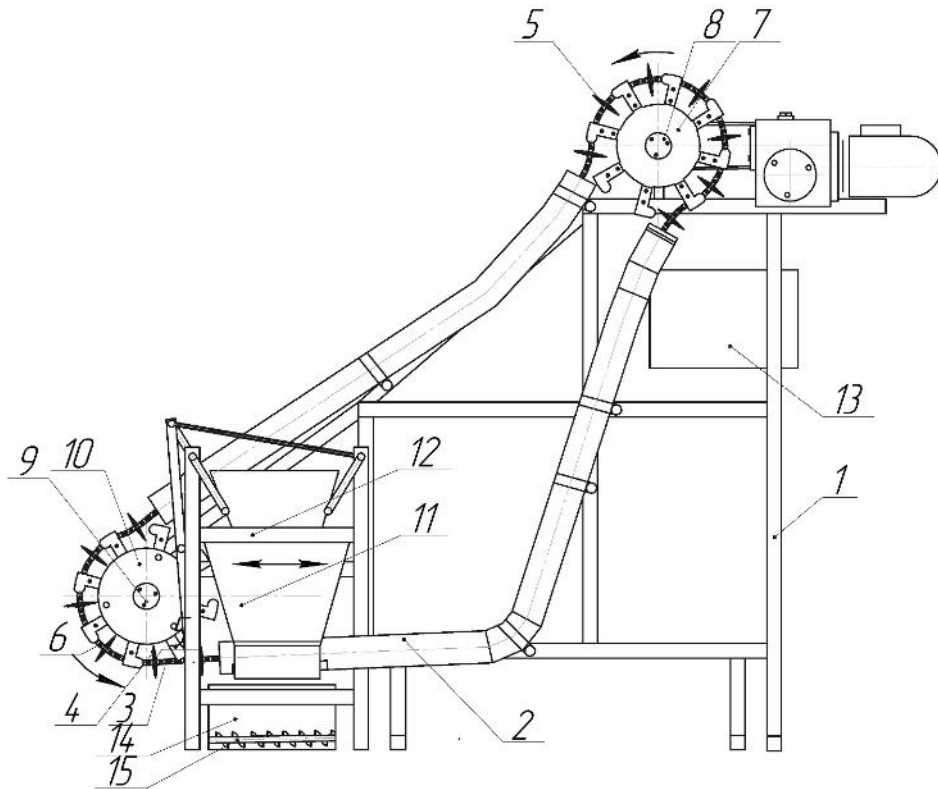


Рис. 3.4. Трубчастий ланцюговий транспортер [Пат. 124844]

Робота гнучкого трубчатого сепаратора здійснюється наступним чином. Компоненти змішаних сумішей 1 засипають в бункер 11, включають привід, відкривають шибер і гнучкий канат 3 круглими 4 і бочкоподібними 5 дисками переміщують по трубах і переміщують сипкий матеріал в зону системи отворів 12 для просіювання сипкого матеріалу. Готові фракції і дрібні просіюються - в труби 2 - готової продукції, а дрібні і некондиційні в ємність 14 з вивантажувальним шнеком 15, а готова продукція по нижній трубці 2 надходить в ємність 13. До спеціальної привідної зірочки 7 вмонтовано коливальну систему за рахунок приводу робочого органу (рис. 3.5) .

До переваг трубчастого ланцюгового конвеєра належить розширення технологічних можливостей і підвищення продуктивності праці.

За допомогою кабелю зв'язку VW3-A8106, який з'єднує роз'єм на лицьовій панелі пристрою (доступний при знятому робочому терміналі) і СОМ-порт ПК підключали пристрій до ПК. Для управління перетворювачем частоти в режимі Connected, а також для імітації управління в режимі Simulated застосували спосіб керування (рис. 3.6)



Рис. 3.5. Привідний обертовий диск процесу сепарації та транспортування сипких матеріалів

Використовувалася програма Power Suite версії 2.5.0 в автоматизованому режимі, що дало змогу здійснити вибір необхідної частоти обертання вала двигуна і його запуск. Під час проведення дослідження таким способом дозволило нам керувати роботою двигуна, що дозволило плавне нарощування та зменшення його частоти обертання в межах від 0 до 1460 об/хв, і було виконано дослідження статичних і динамічних процесів.

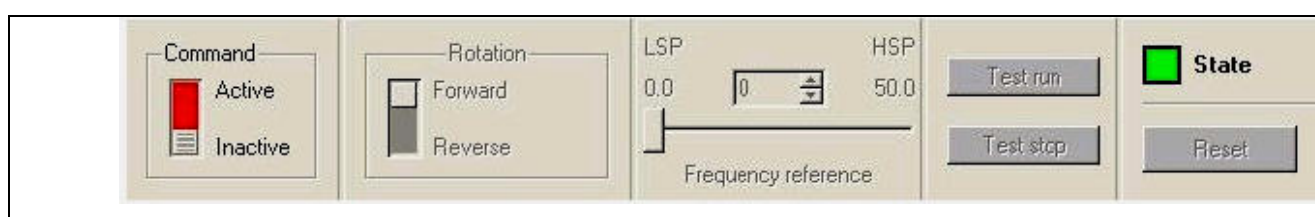


Рис. 3.6. Панель керування двигуном

Для проведення досліджень змонтовано експериментальну установку (рис. 3.7). Було проведено практичні дослідження, які підтвердили результати теоретичних даних та було уточнено та проведення досліди, шляхом вмонтовування автоматизованого електроприводу у кінематичні ланцюги стендів. У стенді представлено трьохфазний асинхронний електродвигун, який

керується перетворювачем частоти (ALTINAR-71) (ПЧ) з ПК за допомогою програмного забезпечення Power Suite версії 2.5.0 (рис. 3.6) [65].



Рис. 3.7. Загальний вигляд експериментальної установки:

1 – привід конвеєра; 2 – засипний бункер; 3 – робочий орган трубчастого скребкового ланцюгового конвеєра; 4 – привідна зірочка; 5 – скребок; 6 – транспортна магістраль; 7 – перетворювач частоти;
8 – персональний комп'ютер

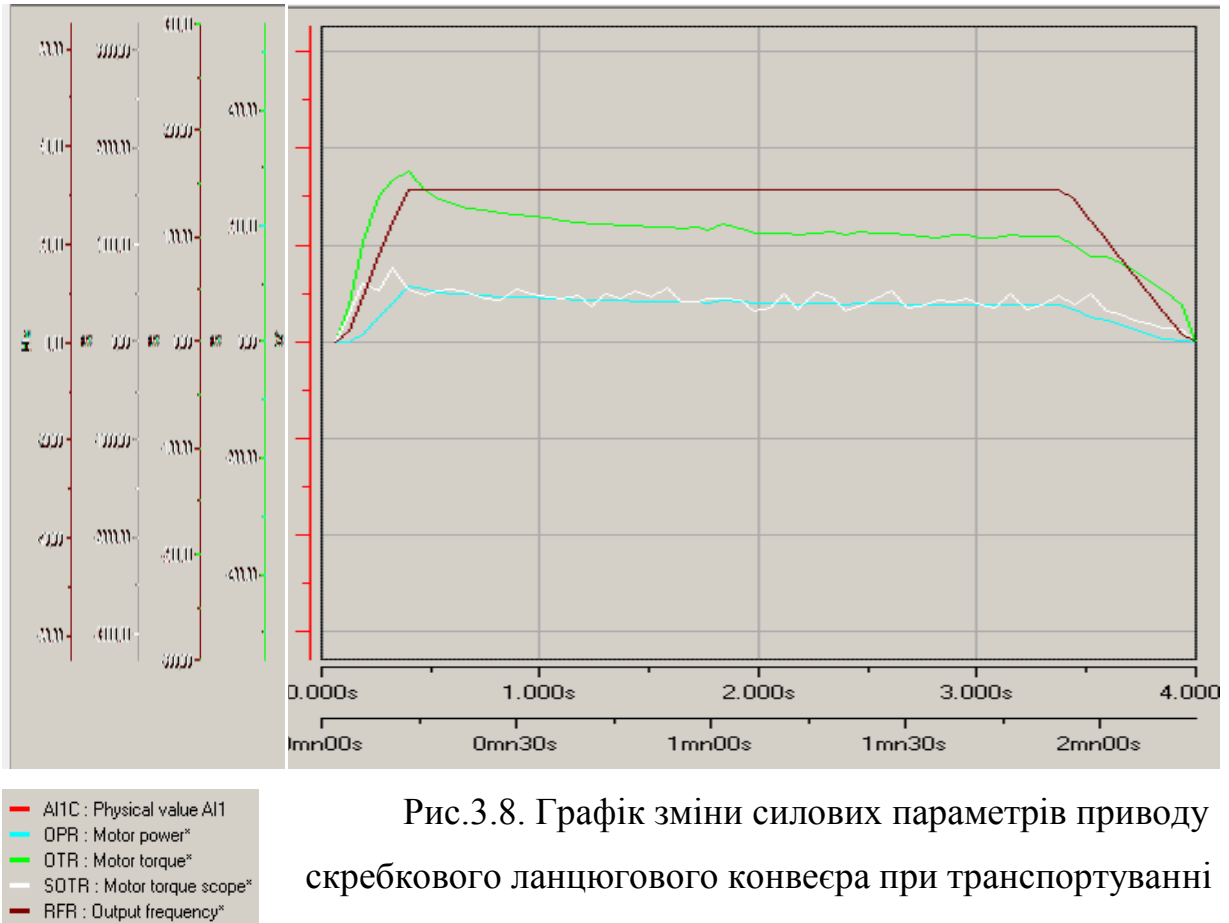
Панель керування активна, якщо вона має високий пріоритет для запуску перетворювача частот ніж сигнал управління, який подаються на клемник. Команди гальмування володіють найвищим пріоритетом.

Для зручності відображення певних станів перетворювача частоти і його внутрішніх змінних у функції часу і в частотній області доцільним є використання віртуального осцилографа. З вікна панелі керування кнопкою Score відкриваємо вікно осцилографа [65].

З меню Score викликається властивості осцилографа Properties, а командою Properties. Дані закладки Display, Signals, Frequency analysis, Trigger.

призначені для налаштування часових параметрів осцилографа по осі X або розгортки осцилографа.

На рис. 3.8 зображено зміну силових характеристик приводу скребкового ланцюгового конвеєра в часі при транспортуванні пшениці фракцією 3,5 мм.



Анологічними у використанні є установки для вимірювання швидких процесів та пуско-гальмівні режими. У графіку вибрано межі часу де крок часу знаходиться в межах 0,001–1 с, максимальною кількістю вимірювань (точок), яке може бути записано в пам'ять перетворювача, є 4000. При знятті більше 1 сигналу кількість точок для одного сигналу пропорційно зменшується: 2-2000, 4-1000, адже максимальною кількістю вимірюваних сигналів у Scope може бути не більше 4.

У вікні програми Power Suite показано змінні дані крутного моменту, потужності двигуна в часі під час проведення експериментів.

У вікні програми дисплея комп'ютера отримано результати у форматі графічних залежностей, що представлено на рис.3.8. Для одержання результатів були побудовані графічні залежності ефективності сепарації E , від зміни трьох основних факторів: кута нахилу сита, α , град, ексцентриситету привідного обертального диска, ε , мм, швидкості сита v , м/с, тобто $E = f(\alpha, \varepsilon, v)$. Змінивши три основні фактори: коефіцієнт заповнення ψ , внутрішній діаметр труби D , м, лінійну швидкість транспортування v м/с, тобто $Q = f(D, \psi, v)$ і $T = f(D, \psi, v)$ для визначення залежності щодо продуктивності Q , крутного моменту T , потужності двигуна N . Графічні залежності представлені піковими максимальними значеннями отриманих результатами дослідження.

У ході проведення досліджень зафіксовано величину крутного моменту і потужності двигуна у відсотках від номінальних. Використовуючи виконання дії добутку номінальної потужності двигуна (2,2 кВт) на максимальне відсоткове значення для вибраного режиму визначено потужність двигуна. Ці самі дії доцільно використати для знаходження крутного моменту. Для цього використано відому формулу визначення номінального крутного моменту

$$M_n = \frac{9554 \cdot P_n}{n} (\text{Н} \cdot \text{м})$$

де P_n – номінальна потужність двигуна (кВт); n – частота обертання (об/хв).

Для проведення експериментальних досліджень було встановлено крутний момент: $M_n = 14,39 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

У процесі практичного застосування перетворювач частоти короткочасно перевищував свій номінальний струм до 170%, що призводило перевищення номінальної потужності та крутного моменту. Спостерігалось перевантаження двигуна у 210% при обранні запасу до 170% для перетворювача частоти.

Використовуючи математичну модель для крутного моменту було замічено похибку яка може сягати 2%, якщо у зворотньому режимі 5% з енкодера.

3.4 Методика проведення експериментальних досліджень транспортування сипких матеріалів трубчастим скребковим ланцюговим конвеєром

Для проведення методики експериментальних досліджень впливу конструктивних параметрів (незалежних факторів x_i) на продуктивність трубчастого скребкового ланцюгового конвеєра, визначення величини ефективності сепарації, максимального крутного моменту, травмування сипкого матеріалу, а саме:

- визначення залежності ефективності сепарації в сепаруючому бункері для продуктивності від зміни трьох таких основних факторів: кут нахилу сита, α , град, ексцентриситет привідного обертового диска, ε , мм, швидкість сита v , м/с,
- для встановлення графічних залежностей продуктивності від зміни трьох факторів: коефіцієнта заповнення ψ , внутрішнього діаметра труби D , м та швидкості транспортування v м/с, тобто $Q = f(D, \psi, v)$.
- для встановлення графічних залежностей крутного моменту від зміни трьох факторів: коефіцієнта заповнення ψ , внутрішнього діаметра труби D , м та швидкості транспортування v м/с, тобто $T = f(D, \psi, v)$.
- для встановлення графічних залежностей травмування сипкого матеріалу від зміни трьох факторів: діаметра труби D , м, коефіцієнта завантаження конвеєра ψ та швидкості руху ланцюга v м/с, тобто $\dot{I}_s = f(D, \psi, v)$.

Використано загальновідомі методики кореляційного та регресійного аналізу експериментальних даних для отримання у кінцевому результаті емпіричних рівнянь регресії та використання експериментального масиву для проведення статистичного оброблення [2, 50, 52]. Вибрано відповідний план повнофакторного експерименту для отримання регресійної моделі параметра оптимізації, які проводилися у наступній послідовності.

Приведено єдину систему обрахунків даних шляхом переходу від дійсних значень до кодованих під час проведення експериментів знаходження змінних

незалежних факторів неоднорідних різних одиниць вимірювання.

Під час розрахунків визначено зв'язок між кодованими x_i та натуральними X_i змінними факторами [2, 50]

$$x_i = \frac{X_i - X_{i0}}{\Delta X_i}, \quad (3.1)$$

де X_{i0} - натуральне значення i -го фактору на нульовому рівні;

ΔX_i - інтервал варіювання i -го фактору.

На трьох рівнях варіювання факторами проведено повнофакторний експеримент. Кожен вхідний фактор мав нульовий рівень, або середнє значення, визначали за формулою [2, 50]

$$X_0 = \frac{X_{max} + X_{min}}{2}, \quad (3.2)$$

де X_0 - числове значення нульового рівня вхідного фактору;

X_{max} - числове значення верхнього рівня вхідного фактору;

X_{min} - числове значення нижнього рівня вхідного фактору.

Визначали інтервали варіювання факторами [2, 52]

$$\Delta X_i = \frac{X_{max} - X_{min}}{2}. \quad (3.3)$$

План-матриця планування експериментів побудована на введені умовних значень верхнього, нижнього та нульового рівнів варіювання факторів, відповідно +1, -1, 0 [50]. Це дало змогу визначити величини кодування факторів та рівні їх варіювання, що показано у табл. 3.1.

План-матриця експерименту типу ПФЕ 3^3 для загального числа дослідів $N = P^k$, де P – кількість рівнів варіювання, k – кількість діючих вхідних

факторів у експерименті була складена після виконання кодування вхідних факторів, яка наведена у табл. 3.1. Під час проведення експериментальних лабораторних досліджень для достовірності результатів, необхідну кількість вимірів показників, що контролюються (повторність дослідів), визначалися за методикою, яка викладена у [50], а дані досліди проводили тричі в однаковій послідовності.

Викорстовуючи загальновідому методику та аналіз проведення експериментальних досліджень [2, 50] було отримано результати експериментів. Це стало основою для створення таблиці результатів експериментальних досліджень.

Апроксимуюча математична модель повного квадратного полінома [50], який показує реальний експериментальний процес стала основною функцією відгуку (параметр оптимізації)

$$Y = \eta = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2, \quad (3.4)$$

де η - експериментальне значення;

$b_0, b_1, b_2, b_3, b_{12}, b_{13}, b_{23}, b_{11}, b_{22}, b_{33}$ - коефіцієнти регресії відповідних значень вхідних факторів x_i ;

x_1, x_2, x_3 - вхідні кодовані фактори.

Загальна формула дала можливість визначити коефіцієнти апроксимуючого полінома, які представлені у вигляді повного квадратичного рівняння, за умови ортогональності та симетрії[50]

- - вільний член b_0 і коефіцієнти b_i i -го фактору

$$b_i = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} \bar{y}_u}{\sum_{u=1}^N x_{iu}^2} = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} \bar{y}_u}{N}, \quad (3.5)$$

- коефіцієнти взаємодії b_{ij}

$$b_{ij} = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} x_{ju} \bar{y}_u}{N}, \quad (3.6)$$

де x_{iu} - значення кодованої змінної у відповідному стовпці плану експерименту; \bar{y}_u - середній результат u -го досліду;

u - порядковий номер досліду;

i - номер фактору;

j, k - номер фактору, відмінного від i -го;

N - кількість проведених експериментів.

Статистичну значимість коефіцієнтів рівняння регресії b_i проводили за t -критерієм Ст'юдента та визначали у такій послідовності [50]

- визначали дисперсію похибок дослідів у рядках плану ПФЕ

$$S_u^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n (y_{uj} - \bar{y}_u)^2, \quad (3.7)$$

де n - кількість паралельних дослідів (повторюваностей одного експерименту);

$j = 1, 2, \dots, n$;

- визначали дисперсію відтворення дослідів

$$S_y^2 = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N S_u^2, \quad (3.8)$$

- визначали похибку відтворення

$$S_y = \sqrt{S_y^2}, \quad (3.9)$$

- визначали умову значимості коефіцієнтів b_i рівняння регресії

$$b_{i(jk)} > \frac{t_T S_y}{\sqrt{Nn}}, \quad (3.10)$$

де t_T - табличне значення коефіцієнта Ст'юдента, яке вибирається з таблиці залежно від ступеня відповідності f та рівня значимості α [50].

Таблиця 3.1

Умовна план-матриця експерименту типу ПФЕ 3³

| №п/п досл.в | Рівні факторів | | | | Взаємодія факторів | | | | Параметр- оптимізації, У | | | Середнє- значення, У |
|----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|--------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|-----------------------------|-------------------|-------------------|-------------------------|
| | | | | | | | | | повторюваність | | | |
| | X ₁₀ | X ₁₁ | X ₂₀ | X ₂₁ | X ₁ X ₂₀ | X ₁ X ₂₁ | X ₂ X ₂₀ | X ₂ X ₂₁ | 1в | 2в | 3в | У _{ср.0} |
| 1в | +1в | -1в | -1в | -1в | +1в | +1в | +1в | -1в | У _{11в} | У _{12в} | У _{13в} | У _{1ср.0} |
| 2в | +1в | +1в | -1в | -1в | -1в | -1в | +1в | +1в | У _{21в} | У _{22в} | У _{23в} | У _{2ср.0} |
| 3в | +1в | 0в | -1в | -1в | 0в | 0в | +1в | 0в | У _{31в} | У _{32в} | У _{33в} | У _{3ср.0} |
| 4в | +1в | -1в | +1в | -1в | -1в | +1в | -1в | +1в | У _{41в} | У _{42в} | У _{43в} | У _{4ср.0} |
| 5в | +1в | +1в | +1в | -1в | +1в | -1в | -1в | -1в | У _{51в} | У _{52в} | У _{53в} | У _{5ср.0} |
| 6в | +1в | 0в | +1в | -1в | 0в | 0в | -1в | 0в | У _{61в} | У _{62в} | У _{63в} | У _{6ср.0} |
| 7в | +1в | -1в | 0в | -1в | 0в | +1в | 0в | 0в | У _{71в} | У _{72в} | У _{73в} | У _{7ср.0} |
| 8в | +1в | +1в | 0в | -1в | 0в | -1в | 0в | 0в | У _{81в} | У _{82в} | У _{83в} | У _{8ср.0} |
| 9в | +1в | 0в | 0в | -1в | 0в | 0в | 0в | 0в | У _{91в} | У _{92в} | У _{93в} | У _{9ср.0} |
| 10в | +1в | -1в | -1в | +1в | +1в | -1в | -1в | +1в | У _{101в} | У _{102в} | У _{103в} | У _{10ср.0} |
| 11в | +1в | +1в | -1в | +1в | -1в | +1в | -1в | -1в | У _{111в} | У _{112в} | У _{113в} | У _{11ср.0} |
| 12в | +1в | 0в | -1в | +1в | 0в | 0в | -1в | 0в | У _{121в} | У _{122в} | У _{123в} | У _{12ср.0} |
| 13в | +1в | -1в | +1в | +1в | -1в | -1в | +1в | -1в | У _{131в} | У _{132в} | У _{133в} | У _{13ср.0} |
| 14в | +1в | +1в | +1в | +1в | +1в | +1в | +1в | +1в | У _{141в} | У _{142в} | У _{143в} | У _{14ср.0} |
| 15в | +1в | 0в | +1в | +1в | 0в | 0в | +1в | 0в | У _{151в} | У _{152в} | У _{153в} | У _{15ср.0} |
| 16в | +1в | -1в | 0в | +1в | 0в | -1в | 0в | 0в | У _{161в} | У _{162в} | У _{163в} | У _{16ср.0} |
| 17в | +1в | +1в | 0в | +1в | 0в | +1в | 0в | 0в | У _{171в} | У _{172в} | У _{173в} | У _{17ср.0} |
| 18в | +1в | 0в | 0в | +1в | 0в | 0в | 0в | 0в | У _{181в} | У _{182в} | У _{183в} | У _{18ср.0} |
| 19в | +1в | -1в | -1в | 0в | +1в | 0в | 0в | 0в | У _{191в} | У _{192в} | У _{193в} | У _{19ср.0} |
| 20в | +1в | +1в | -1в | 0в | -1в | 0в | 0в | 0в | У _{201в} | У _{202в} | У _{203в} | У _{20ср.0} |
| 21в | +1в | 0в | -1в | 0в | 0в | 0в | 0в | 0в | У _{211в} | У _{212в} | У _{213в} | У _{21ср.0} |
| 22в | +1в | -1в | +1в | 0в | -1в | 0в | 0в | 0в | У _{221в} | У _{222в} | У _{223в} | У _{22ср.0} |
| 23в | +1в | +1в | +1в | 0в | +1в | 0в | 0в | 0в | У _{231в} | У _{232в} | У _{233в} | У _{23ср.0} |
| 24в | +1в | 0в | +1в | 0в | 0в | 0в | 0в | 0в | У _{241в} | У _{242в} | У _{243в} | У _{24ср.0} |
| 25в | +1в | -1в | 0в | 0в | 0в | 0в | 0в | 0в | У _{251в} | У _{252в} | У _{253в} | У _{25ср.0} |
| 26в | +1в | +1в | 0в | 0в | 0в | 0в | 0в | 0в | У _{261в} | У _{262в} | У _{263в} | У _{26ср.0} |
| 27в | +1в | 0в | 0в | 0в | 0в | 0в | 0в | 0в | У _{271в} | У _{272в} | У _{273в} | У _{27ср.0} |

Ступінь відповідності дорівнює

$$f = (n - 1)N. \quad (3.11)$$

При невиконні умови значимості (3.8), нами приймалося значення коефіцієнт b_i рівняння регресії рівний нулю, тоді виключали з рівняння регресії відповідний член x_i .

Наступним етапом було здійснення перевірки адекватності математичної моделі експериментальним даним, при технологічному процесу, здійснювалися за F - критерієм Фішера [50]

- визначали дисперсію адекватності

$$S_{ag}^2 = \frac{n}{N - g'} \sum_{u=1}^N (\bar{y}_u - \tilde{y}_u)^2, \quad (3.12)$$

де $N - g'$ - число степеней вільності дисперсії адекватності;

g' - число значимих коефіцієнтів в рівнянні регресії;

\bar{y}_u - середнє значення відгуку в u -му досліді;

\tilde{y}_u - значення відгуку в u -й точці плану, обчислене за рівнянням регресії;

- визначали розрахунковий критерій відповідності Фішера F_p

$$0 F_p = \frac{S_{ag}^2}{S_y^2}, \quad (3.13)$$

де S_y^2 - дисперсія відтворення досліді;

- визначали табличне значення критерію Фішера F_T за заданим рівнем значимості α і двома степенями відповідності [50]: $f_{ag} = N - g$ та $f_y = N(n - 1)$.

Умова адекватності математичної моделі перевіряли відповідно за нерівності

$$F_p < F_T. \quad (3.14)$$

Отримане значення F_p порівнювали з табличним F_T . Якщо умова $F_p < F_T(0,05, f_{ag}, f_y)$ виконується, а розрахункове значення F_p - критерію

Фішера менше табличного F_T при 5 % - му рівні значущості, числі степені вільності дисперсії адекватності $f_{ag} = N - g$ та числі степені вільності дисперсії відтворюваності $f_y = N(n - 1)$, то регресійна залежність ПФЕ адекватна експериментальним даним.

Дані розрахунки дали можливість одержати результати, які за допомогою пакету прикладних програм оброблення дали можливість побудувати графічні залежності поверхонь відгуку параметра оптимізації та двомірний переріз поверхонь відгуку для наочного зображення експериментальних досліджень.

Пакет статистичної програми для ПК „Statistica 6.0” у практичному застосуванні потрібен для побудови та аналізу залежностей. За допомогою стандартних методик проведено аналіз випадковості процесу, визначили математичне сподівання M , дисперсію випадкової величини D та коефіцієнт варіації V [2, 50].

За результатами проведених досліджень побудовано апроксимацію отриманої експериментальної ломаної лінії. Використовуючи відомі стандартні методики визначено величини відхилення (“неузгодженості”) за способом найменших квадратів, яка представлена залежністю

$$\Theta = \sum_{i=1}^N \varepsilon^2 = \sum_{i=1}^N (m_{i_e} - m_{i_m})^2, \quad (3.15)$$

де $\Theta = \varepsilon^2$ - величина «неузгодженості»;

m_{i_e} , m_{i_m} - відповідно теоретичне, визначене за емпіричною формулою та експериментальне значення i -го дослідження.

3.5. Висновки до розділу 3

1. Розроблено та виготовлено стендове обладнання, на якому досліджено продуктивність процесу транспортування сипких матеріалів за допомогою трубчастих ланцюгових конвеєрів, використовуючи різні конструктивні робочі

органи, змінюючи траєкторії руху магістралі. Для цього використано автоматизований частотний перетворювач серії ALTIVAR 71 та отримано відповідні дані у ПК.

2. Подана методика проведення повнофакторних експериментальних досліджень, яка дозволила визначити продуктивність та крутний момент трубчастого скребкового конвеєра, в залежності зміни трьох факторів: коефіцієнта заповнення K_z , внутрішнього діаметра труби D , м, лінійної швидкості транспортування v м/с, та кроку скребкового робочого органа t_1 , м тобто $Q = f(D, K_z, v)$, $T = f(D, K_z, t_1)$.

3. Подана методика проведення повнофакторних експериментальних досліджень ПФЕ - 3^3 , яка дала можливість визначити продуктивність (сепарації) для трубчастого ланцюгового конвеєра від зміни трьох основних факторів: ексцентриситета приводного обертального диска ε , мм, швидкості робочого органа v м/с та кута нахилу сита φ град, тобто $E = f(\varphi, \varepsilon, v)$.

РОЗДІЛ IV

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТРУБЧАСТОГО ЛАНЦЮГОВОГО КОНВЕЄРА

4.1. Результати експериментальних досліджень трубчастого ланцюгового конвеєра та їх елементів

Програма експериментальних досліджень передбачала проведення вказаних дослідів за допомогою відповідних експериментальних установок [133]:

- для отримання результатів продуктивності скребкового ланцюгового конвеєра в залежності змін конструктивних параметрів здійснювали заміри маси сипкого матеріалу за певний час електронними вагами (ГОСТ24104-80 з точністю яко становила ± 10 мг), якості транспортуючого сипкого матеріалу застосовували пшеницю, горох;

- для визначення якості процесу сепарації в сепаруючому бункері проводились заміри в залежності змін конструктивних параметрів. При цьому використовували різні набори штампованих сит з діаметром отворів 5, 7 і 9 мм і ваги лабораторні (ГОСТ24104-80 з точністю вимірювання ± 10 мг). Коефіцієнт завантаження регулювався зміною швидкості подачі матеріалу, а вимірювали конструктивні параметри за допомогою спеціальних інструментів [65].

Експериментальний масив оброблених даних було отримано за допомогою загальновідомих методик статистичного оброблення даних кореляційного та регресійного аналізу експериментальних даних та отримання кінцевих результатів емпіричних рівнянь регресії [52, 133].

В процесі проведення експериментів змінні фактори мають різні одиниці вимірювання, які виражають значення факторів. Значення змінних факторів приводили до єдиної системи обрахунків шляхом переходу від дійсних значень до кодованих. Закодованні входні фактори заводилися в план-матрицю повного факторного експерименту (ПФЕ-3³) (таб 3.1.). Одержанні результати експериментів зводили у таблиці результатів експериментальних досліджень та оброблення здійснювали за допомогою загальновідомих методик

експериментальних досліджень [2].

Завантажувально–транспортуючий модуль складається з основних елементів: сепаруючого бункера з робочим органом, трубчастого скребкового ланцюгового конвеєру. Розроблена програма експериментальних досліджень, методика їх проведення та виготовлення експериментальної установки дали можливість в ході практичних робіт визначити вплив основних конструктивних та технологічних параметрів трубчастого скребкового конвеєра на якісні показники його роботи.

Оскільки основна задача експериментів - виявити вплив кінематичних параметрів (при різному навантаженні) на ефективність процесу, величина «засміченості» і вологість матеріалу в дослідах не змінювалась ($C=20\%$, $W=10-18\%$) та кут нахилу решета становить $10-20^\circ$. Вологість заміряли вологоміром марки Grain Moisture Meter MD7822 для сипких матеріалів, що представлено на рис. 4.1.

Для вивчення впливу вмісту крупних домішок вихідного сипкого матеріалу було проведено досліди по визначенню просівання зерна за наступними параметрами транспортера–сепаратора: кут нахилу – $10-20^\circ$; швидкість руху трубчастого скребкового конвеєра знаходилася в межах $0,34-0,86$ м/с.



Рис. 4.1. Процес виміру вологості вологоміром марки Grain Moisture Meter MD7822 для сипких матеріалів: а)- пшениця; б)- горох

Досліджено поступове зниження швидкості руху попередніх часток під дією сил тертя. В процесі переміщення наступні частинки рухаються за ними, наздоганяючи їх, і потрапляють в шари над ними. Наступним утворюється

пустота, куди надходять частки, перед якими не було сипкого матеріалу. Внаслідок цього відбувається тиск верхніх часток на нижні, які проходять крізь сито, якщо їхні розміри та положення відносно перетинок і каналів дозволяють їм просіятися. На основі даного процесу зрозуміло, що одношаровий рух оброблюваного матеріалу, через відсутність верхніх шарів та значного зростання швидкості, частинки нижніх шарів починають підстрибувати, і мають змогу потрапити крізь поверхню сепарації набагато далше ніж основна маса. Це дає змогу збільшувати значення робочої довжини сита. Встановлено взаємозв'язок збільшення ділянки руху зернин від збільшення кута нахилу сита.

При дослідженні залежності ефективності просівання сипких матеріалів для транспортування від режимних параметрів процесу, як відгук обрана величина повноти виділення дрібної фракції (критерій ефективності). В якості змінних режимних факторів, які суттєво впливають на процес ефективності просівання, обрані характеристики кінематичного режиму (таблиця 4.1), а саме:

- кут нахилу сита, φ , град, який кодували індексом x_1 ;
- ексцентриситет привідного оберտального диска, ε , м, який кодували індексом x_2 ;
- швидкість робочого органа v , м/с, який кодували індексом x_3 .

Таблиця 4.1.

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання

| Фактори | Позначення | | Інтерв. варіюв | Рівні варіювання, натур./кодовані | | |
|--|------------|-------|----------------|-----------------------------------|--------|---------|
| | натур | код. | | | | |
| кут нахилу сита, φ , град | X_1 | x_1 | 5 | 10/-1 | 15/0 | 20/+1 |
| ексцентриситет привідного оберտального диска, ε , м, | X_2 | x_2 | 0,05 | 0,07/-1 | 0,12/0 | 0,17/+1 |
| швидкість сита v , м/с | X_3 | x_3 | 0,26 | 0,34/-1 | 0,6/0 | 0,86/+1 |

Проведений повнофакторний експеримент ПФЕ-3³, визначив вплив геометричних та конструктивних параметрів транспортування сипкого матеріалу для його транспортування (незалежних факторів x_i) на продуктивність конвеєра (параметр Q). Визначено відповідну залежність продуктивності від зміни трьох факторів: коефіцієнта заповнення K_c ,

внутрішнього діаметра труби D , м та швидкості робочого органа v м/с, тобто $Q=f(D, K_c, v)$.

Під час експериментів було зазначено змінні незалежні фактори, які мали різні одиниці вимірювання, тоді шляхом переходу від дійсних значень до кодованих було приведено єдину систему обрахунків, яка наведена в таблиці 4.2.

Для визначення продуктивності транспортування сипкого матеріалу трубчастим скребковим ланцюговим конвеєром використано незалежні чиники процесу, а саме:

- лінійна швидкість транспортування v , м/с, який кодували індексом x_3 ;
- коефіцієнт заповнення K_c , який кодували індексом x_2 ;
- внутрішній діаметр труби D , м, який кодували індексом x_1 ;

Таблиця 4.2.

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання

| Фактори | Позначення | | Інтерв. варіюв | Рівні варіювання, натур./кодовані | | |
|---|------------|-------|----------------|-----------------------------------|-------|---------|
| | натур | код. | | | | |
| Внутрішній діаметр труби D , м | X_1 | x_1 | 0,02 | 0,08/-1 | 0,1/0 | 0,12/+1 |
| Коефіцієнт заповнення K_c | X_2 | x_2 | 0,2 | 0,4/-1 | 0,6/0 | 0,8/+1 |
| Лінійна швидкість транспортування v , м/с | X_3 | x_3 | 0,26 | 0,34/-1 | 0,6/0 | 0,86/+1 |

Проведений повнофакторний експеримент ПФЕ - 3^3 визначив значення крутного моменту (параметр оптимізації T), а саме залежність крутного моменту від зміни трьох незалежних факторів: коефіцієнта заповнення K_c , внутрішнього діаметра труби D , м та кроку скребків робочого органа t_1 м, тобто $T=f(D, K_c, t_1)$, що представлено в таблиці 4.3.

Під час транспортування розроблено методику проведення повнофакторного експерименту ПФЕ- 3^3 де визначено величину травмування сипкого матеріалу трубчастим скребковим конвеєром. Для визначення травмування сипкого матеріалу запропоновано незалежні три фактори: діаметра труби D , коефіцієнта завантаження конвеєра K_c та швидкості руху

робочого органа v , тобто $\dot{I}_3 = f(D, K_\zeta, v)$.

Таблиця 4.3.

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання

| Фактори | Позначення | | Інтерв. варіюв | Рівні варіювання, натур./кодовані | | |
|----------------------------------|------------|-------|----------------|-----------------------------------|--------|---------|
| | натур | код. | | | | |
| Внутрішній діаметр труби D , м | X_1 | x_1 | 0,02 | 0,08/-1 | 0,1/0 | 0,12/+1 |
| Коефіцієнти заповнення K_ζ | X_2 | x_2 | 0,2 | 0,4/-1 | 0,6/0 | 0,8/+1 |
| Крок скребків, t_1 , м | X_3 | x_3 | 0,05 | 0,1/-1 | 0,15/0 | 0,2/+1 |

Незалежні кодувані фактори та рівні їх варіювання заведено у табл. 4.4. Для побудови таблиці вхідних змінних факторів ПФЕ 3^3 взято: - діаметр труби D , м, який кодували індексом x_1 ; - коефіцієнт завантаження конвеєра K_ζ , який кодували індексом x_2 ; - швидкість руху робочого органа v , м/с, яку кодували індексом x_3 .

Таблиця 4.4.

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання для проведення експериментальних досліджень травмування насінного матеріалу при транспортуванні на трубчастому скребковому конвеєрі

| Фактори | Позначення | | Інтерв. варіюв | Рівні варіювання, натур./кодовані | | |
|---|------------|-------|----------------|-----------------------------------|-------|---------|
| | натур | код. | | | | |
| Внутрішній діаметр труби D , м | X_1 | x_1 | 0,02 | 0,08/-1 | 0,1/0 | 0,12/+1 |
| Коефіцієнти заповнення K_ζ | X_2 | x_2 | 0,2 | 0,4/-1 | 0,6/0 | 0,8/+1 |
| Лінійна швидкість транспортування v , м/с | X_3 | x_3 | 0,11 | 0,34/-1 | 0,6/0 | 0,86/+1 |

4.2. Графоаналітичні результати експериментальних досліджень сепарації сипкого матеріалу системи трубчастого скребкового конвеєра

За методикою п. 3.4 та на стендовому обладнанні п. 3.3 проведено лабораторні дослідження, які складаються з окремих повно факторних

експериментів: в серії дослідів, які суттєво впливають на процес сепарації, обрані характеристики кінематичного режиму: кут нахилу сита, φ , град, ексцентриситет привідного обертального диска, ε , мм, та швидкість сита ν , м/с згідно таблиці 4.1.

Функцію відгуку (параметр оптимізації), тобто ефективність сепарації $E=f(\varphi, \varepsilon, \nu)$ визначено експериментальним шляхом. Коефіцієнти рівняння регресії та перевірка адекватності (відповідності) отриманих теоретичних випадкових величин рівняння регресії реальному експериментальному процесу проводили згідно методики, яка наведена у розділі 3.4.

Відповідно у натуральних величинах (координатах) рівняння регресії після перетворення та спрощення виразів прийнято в кінцевому вигляді:

$$E_{\text{пшениця}} = 85,87 + 64,25\varepsilon + 18,85\nu + 0,0067\varphi^2 - 244,54\varepsilon^2 - 16,42\nu^2. \quad (4.1)$$

На основі аналітичної залежності визначено ефективність просівання сипкого матеріалу (пшениця) і представлено на рис. 4.2-4.4. За допомогою регресійних моделей побудовано графічне відтворення з використанням програмного забезпечення “Statistica-6.0” for Windows, у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів.

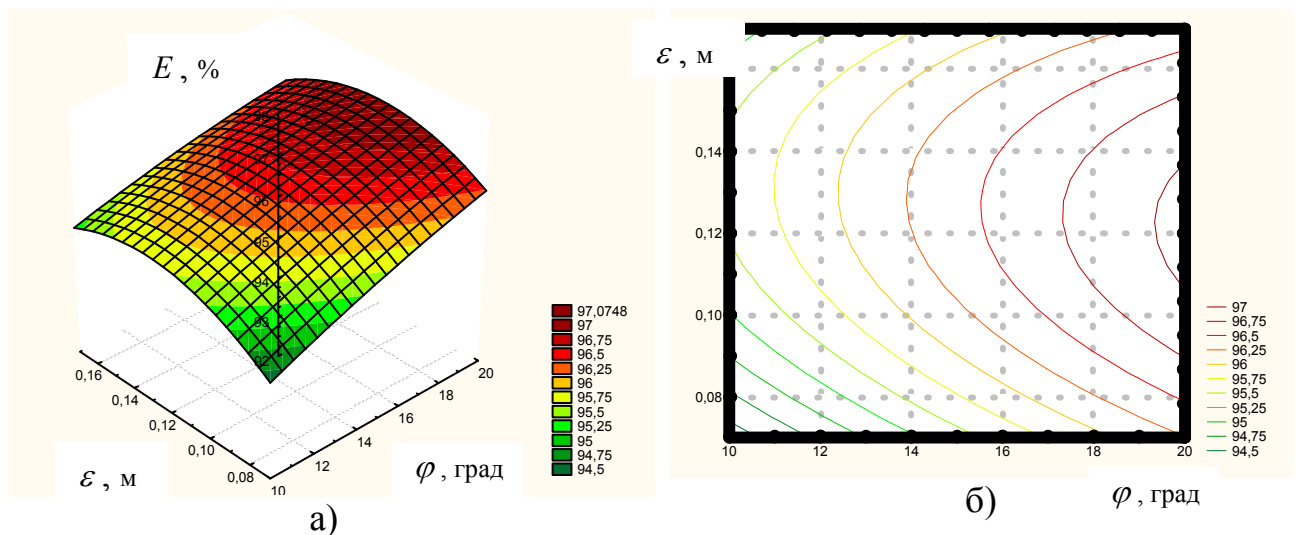


Рис. 4.2. Поверхня відгуку а) та двомірний переріз поверхні відгуку б) залежності ефективності просівання $E_{\text{пшениці}(\varphi, \varepsilon)}$ від кута нахилу сита та ексцентриситету привідного обертального диска при швидкості $\nu = 0,6$ м/с

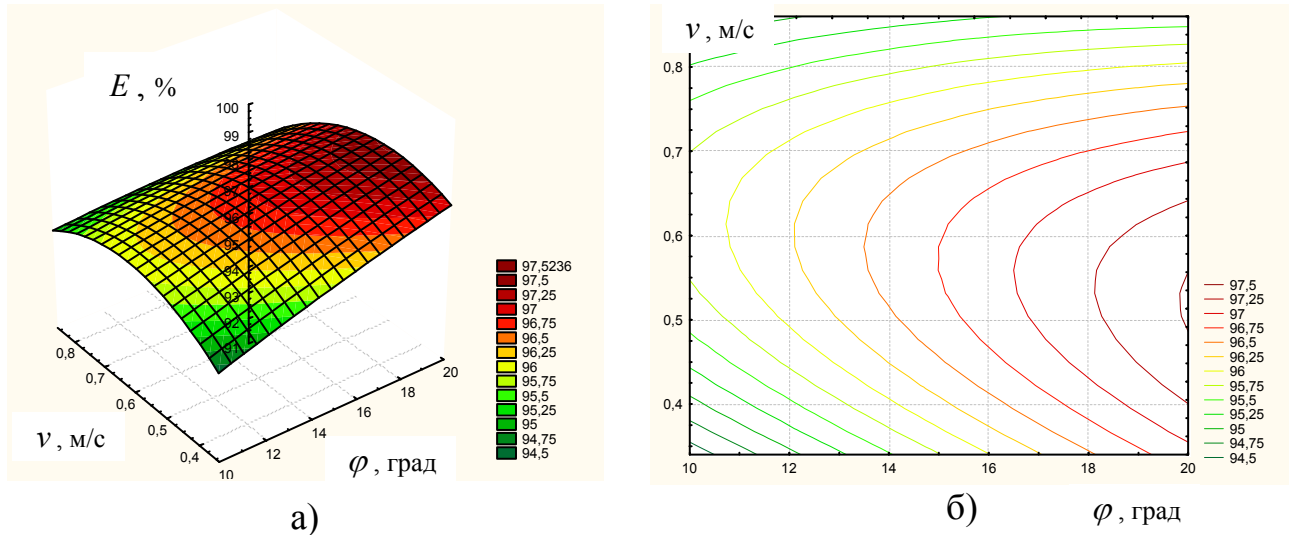


Рис. 4.3. Поверхня відгуку а) та двомірний переріз поверхні відгуку б) залежності ефективності просівання $E_{\text{тиєнці}}(\varphi, v)$ від кута нахилу сита та швидкості робочого органа при ексцентриситеті привідного обертового диска $\varepsilon = 0,12$ м

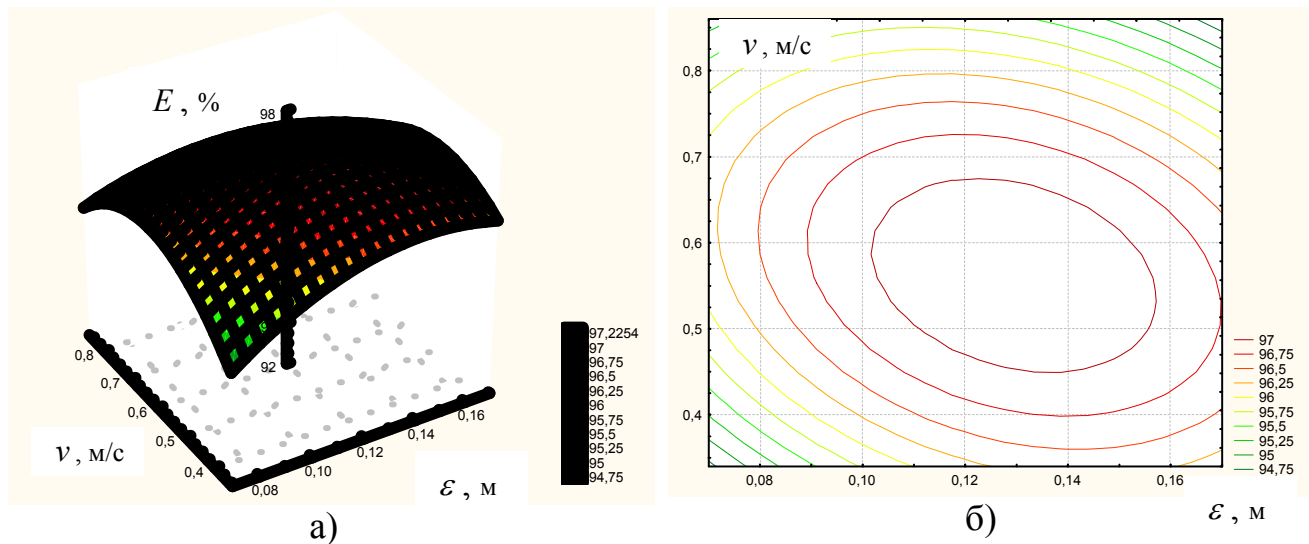


Рис. 4.4. Поверхня відгуку а) та двомірний переріз поверхні відгуку б) залежності ефективності просівання $E_{\text{тиєнці}}(\varepsilon, v)$ від ексцентриситету привідного обертового диска та швидкості робочого органа при куті нахилу сита $\varphi = 15$ град

Для ефективного просівання обрані раціональні значення параметрів лежать в межах: швидкість подачі – 0,34...0,86 м/с; кут нахилу сита – 10...20°. Із збільшенням кута нахилу робочого органа сепаруючого бункера продуктивність сита зменшується, а із збільшенням питомого навантаження при незмінному куті нахилу робочого органа сепаруючого бункера збільшується. Енергоємність ефективного просіювання сипкого матеріалу

залежить від кута нахилу транспортеру, швидкості транспортування матеріалу та питомого навантаження і за раціональних їх значень $v=0,6$ м/с; $q_{\text{нм}}=0,9-4,7$ кг/год \times см², $\varphi=10-20^\circ$, становить 0,42–1,7 кВт.

4.3. Графоаналітичні результати експериментальних досліджень транспортування сипкого матеріалу системою трубчастого скребкового конвеєра

Трубчасті скребкові ланцюгові конвеєри є економічно доцільні, екологічно чисті, оскільки дають ефективно використати виробничі площі та здійснювати технологічний процес транспортування сипких матеріалів по трубі, яку можна прокласти по складній траєкторії з мінімальним травмуванням сипкого матеріалу

Для забезпечення якісного транспортування сипкого матеріалу запропонована швидкість робочого органу трубчастого скребкового ланцюгового конвеєра яка становить 0,1...2,03 м/с, з'єднання кінців робочого органа металевою шайбою і пружинним кільцем [53].

Проведення експериментальних досліджень продуктивності конвеєра при транспортуванні сипких матеріалів з об'ємною масою: горох – 700 кг/м³; пшениця – 760 кг/м³ з вологістю, яка забезпечує технологічний процес та становить $W=10...18\%$, що дозволило побудувати аналітичні регресійні рівняння.

Вибраний відповідний план повнофакторного експерименту та його реалізація у наступній послідовності дали можливість визначити регресійну модель параметрів оптимізації. Експериментальним шляхом встановлено функцію відгуку (параметр оптимізації), уточнено продуктивність $Q^i = f(D, K_3, v)$ і крутний момент $T^i = f(D, K_3, v)$, та отримано кінцевий результат емпіричних рівнянь регресії [2, 50].

У процесі були використані скребки із поліаміду ПА-6 та ПА-12 з шорсткістю поверхні $R_a \approx 2$ мкм що дало змогу транспортувати сипучий

матеріал по металевій трубі. Ці скребки безпечно контактують із сипким матеріалом і не здійснюють травмування, а коефіцієнт тертя по трубі $f = 0,20$, що забезпечує менший крутний момент. При застосуванні металевих скребоків коефіцієнт тертя $f = 0,60$. Так, при транспортуванні для зменшення крутного моменту вологість транспортного сипкого матеріалу становить: для пшениці 7-12%, гороху 4-9%, а коефіцієнт заповнення магістралі 0,4...0,8.

Для визначення залежності продуктивності та крутного моменту від важливих чинників, що характеризують процес, а саме: лінійної швидкості транспортування v , м/с, внутрішнього діаметру труби D , м, коефіцієнту заповнення K_ζ було проведено транспортування сипкого матеріалу з використанням процесу на привідній зірочці [133]. Використання математичного методу планування експериментальних досліджень при одночасному варіюванні всіх факторів було проведено експеримент, де нормалізовано послідовність дій та досягнуто необхідної точності.

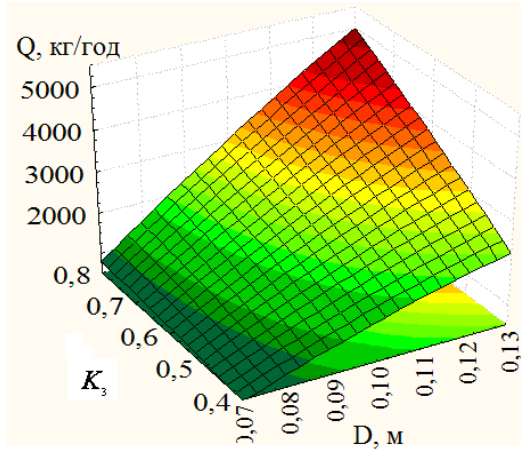
За результатами проведених ПФЕ 3^3 у кодіваних величинах представлено рівняння регресії продуктивності гороху:

$$Q_{\text{горох}} = 3,326 \cdot 10^3 - 8,913 \cdot 10^3 K_\zeta - 9,708 \cdot 10^3 V - 282,369 \cdot 10^3 D^2 + 98,595 \cdot 10^3 DK_\zeta + 79,653 \cdot 10^3 DV + 8,090 \cdot 10^3 K_\zeta V. \quad (4.2)$$

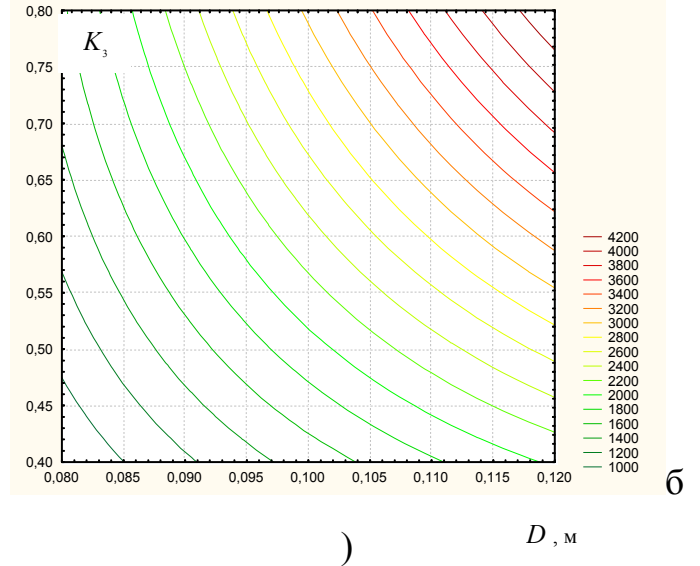
За результатами проведених ПФЕ 3^3 у кодіваних величинах представлено рівняння регресії крутного моменту для різних сипучих матеріалів, а саме пшениці:

$$T_{\text{пшениця}} = 33,39 - 0,679 \cdot 10^3 D - 0,034 \cdot 10^3 K_\zeta + 3,174 \cdot 10^3 D^2 + 0,654 \cdot 10^3 DK_\zeta - 0,027 \cdot 10^3 K_\zeta t_1. \quad (4.3)$$

На рис. 4.5-4.7. представлено графічні залежності продуктивності конвеєра і крутного моменту при транспортуванні сипкого матеріалу (пшениці, гороху). За допомогою програмного забезпечення “Statistica-6.0” for Windows, було побудовано графічні залежності регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів.

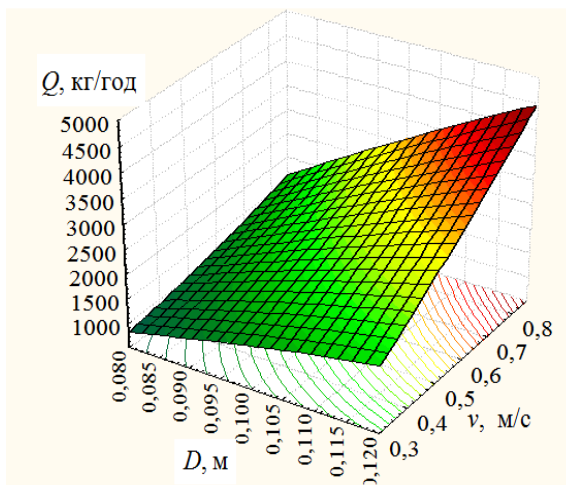


а)

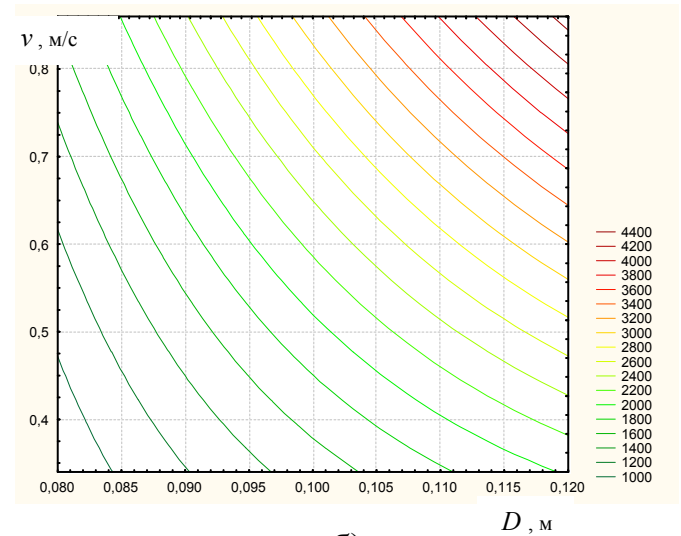


б)

Рис. 4.5. Поверхня відгуку а) та двомірний переріз поверхні відгуку б) залежності продуктивності транспортування гороху $Q_{горох(D, K_3)}$ від діаметра труби та коефіцієнта заповнення при швидкості $v = 0,6 \text{ м/с}$



а)



б)

Рис. 4.6. Поверхня відгуку а) та двомірний переріз поверхні відгуку б) залежності продуктивності транспортування гороху $Q_{горох(D, v)}$ від лінійної швидкості та коефіцієнта заповнення при коефіцієнта заповнення $K_3 = 0,6$

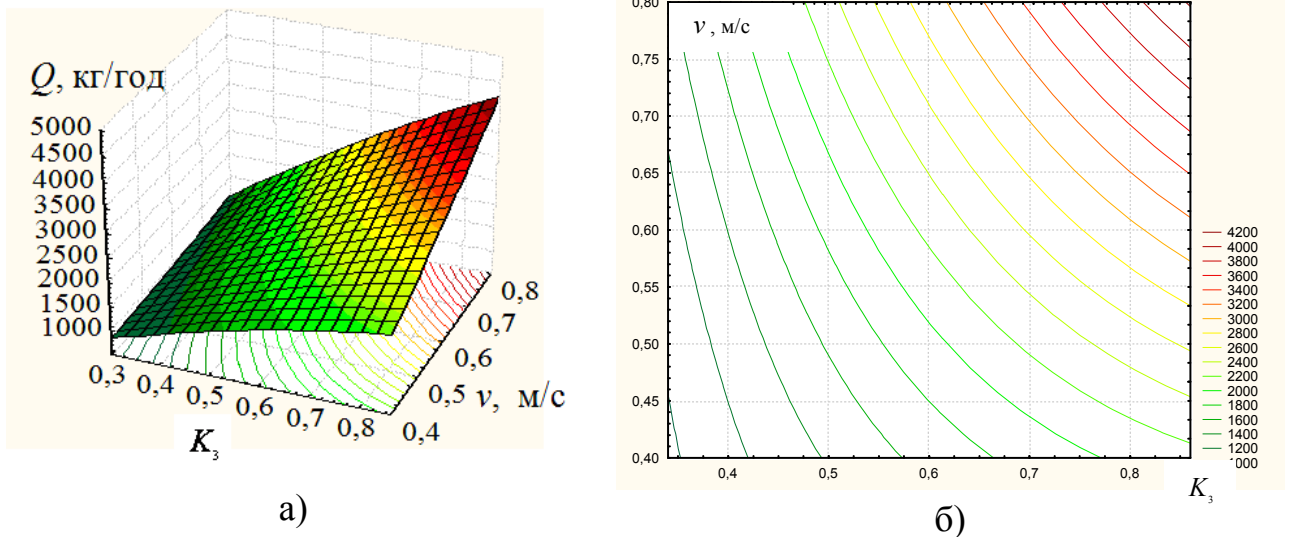


Рис. 4.7 Поверхня відгуку а) та двомірний переріз поверхні відгуку б) залежності продуктивності транспортування гороху $Q_{горох}(K_3, v)$ від лінійної швидкості та діаметра труби при діаметрі труби $D = 0,1$ м

Крутий момент трубчастого скребкового конвеєра прямопропорційно залежить від внутрішнього діаметра $D=0,08...0,12$ м, коефіцієнту заповнення $K_3=0,4...0,8$ при різних кроках скребоків робочого органа які наведено на рис. 4.8 - 4.10.

В наслідок проведення експериментальних досліджень спостерігалось збільшення енерговитрат при транспортуванні пшениці, оскільки пшениця має еліпсоподібну форму, а сипкий матеріал (горох) через значні розміри в меншій мірі попадають між поверхнею скребка та труби.

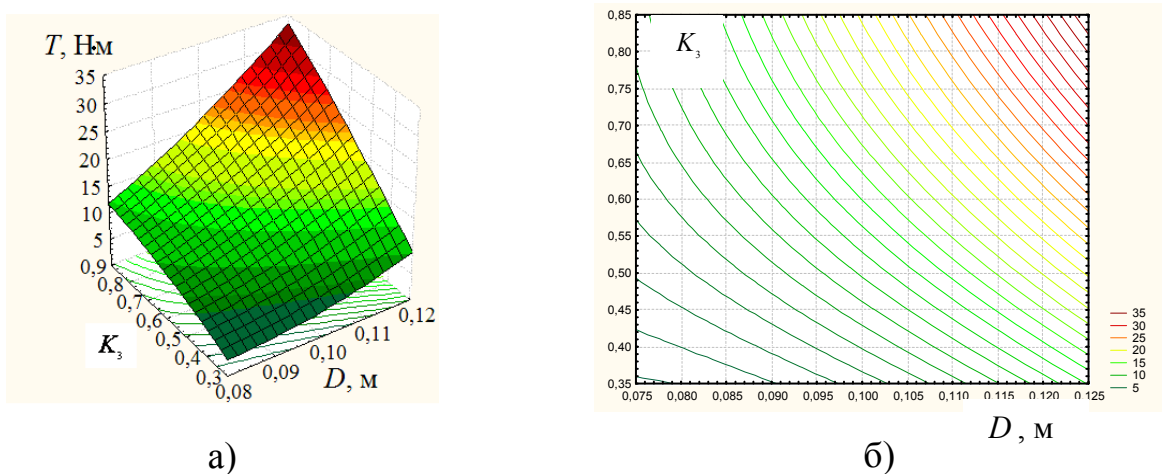
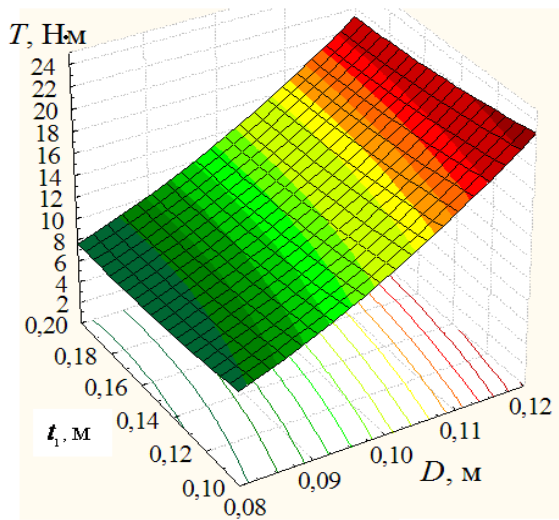
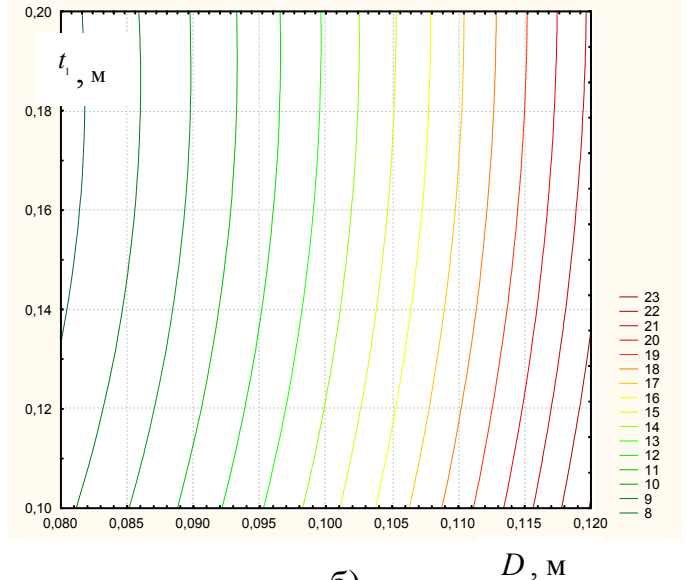


Рис. 4.8. Поверхня відгуку а) та двомірний переріз поверхні відгуку б) залежності крутного моменту $T_{пшеници}(D, K_3)$ від коефіцієнту заповнення та діаметра труби при кроку скребка робочого органа $t_1 = 0,15$ м

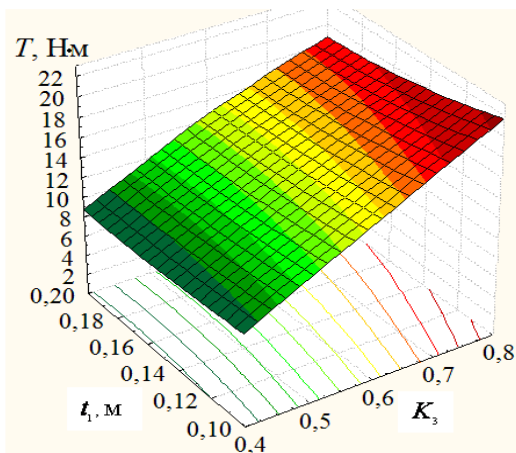


а)

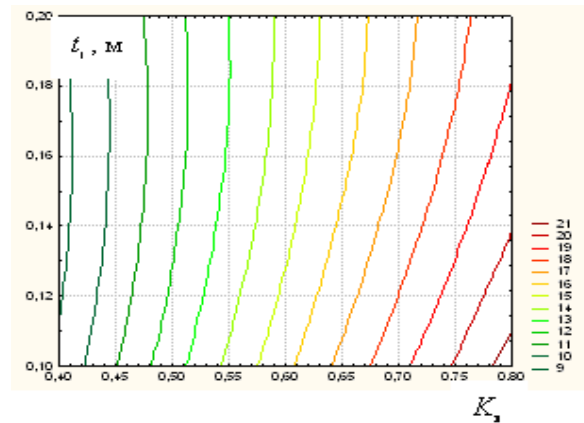


б)

Рис. 4.9. Поверхня відгуку а) та двомірний переріз поверхні відгуку б) залежності крутного моменту $T_{пшениці(t_1, D)}$ від кроку скребка робочого органа та діаметра труби при коефіцієнті заповнення $K_\varphi = 0,6$



а)



б)

Рис. 4.10. Поверхня відгуку а) та двомірний переріз поверхні відгуку б) залежності крутного моменту $T_{пшениці(t_1, K_z)}$ від кроку скребка робочого органа та коефіцієнті заповнення при діаметрі труби $D = 0,1$ м

З графічних залежностей видно, що крутний момент прямопропорційний від збільшення внутрішнього діаметру труби $D = 0,1$ м при крокові робочого органа $t_1 = 0,15$ м та коефіцієнта заповнення $K_z = 0,5$, при транспортуванні сипучих матеріалів (горох, пшениця) наведено на рис. 4.8-4.10.

4.4 Графоаналітичні результати експериментальних досліджень травмування насінного матеріалу трубчастим скребковим конвеєром

Для проведення експериментальних досліджень для визначення ступеня пошкодження сипкого матеріалу (пшениця, горох) при транспортуванні даним робочим органом трубчастого скребкового ланцюгового конвеєра, визначено геометричні параметри сипкого матеріалу, для цього близько 100 зернин поміщали в посудину з відбором трьох проб зерна. В подальшому процесі було встановлено кількість пошкоджених зернин та відсоткове співвідношення пошкодженого зернового матеріалу при транспортуванні. При відборі сипкого матеріалу бралися тільки неушкодженні зерна, а з вибитим зародком не враховували.

Загальновідома методика ГОСТ Р52758-2007 з “Погрузчики и транспортеры сельскохозяйственного назначения. Методы испытаний” була використана при оцінці травмування зерна .

Згідно методики [50] виконано перевірка адекватності (відповідності) отриманого теоретичного розподілу випадкових величин рівнянь регресії та Оцінка статистичної значущості коефіцієнтів рівняння регресії (4.4-4.5) в реальному експериментальному процесі .

Після перетворення та спрощення виразів виконано у натуральних величинах (координатах) рівняння регресії:

- при транспортування гороху

$$P_{z(D,K_3,v)} = 0,638 + 0,475D - 0,25K_3 + 1,02v - 1,136Dv - 12D^2 + 0,135K_3^2 - 0,297v^2; \quad (4.4)$$

- при транспортування пшениці

$$P_{z(D,K_3,v)} = 0,252 + 0,511D - 0,275K_3 + 1,125v - 1,136Dv - 10D^2 + 0,15K_3^2 - 0,33v^2. \quad (4.5)$$

Для визначення величин травмування зерна P_z під час транспортування трубчастим скребковим ланцюговим конвеєром відповідно заданих незалежних параметрів: діаметр труби D , коефіцієнт завантаження конвеєра K_3 та

швидкості руху робочого органа v при транспортуванні гороху, пшениці використано попередні рівняння регресії (4.4-4.5):

$$0,08 \leq D \leq 0,12 \text{ (м)}; 0,4 \leq K_3 \leq 0,8 ; 0,34 \leq v \leq 0,86 \text{ (м/с)}.$$

На основі загальних регресійних моделей побудовано графічні залежності квадратичних поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів травмування зерна Π_3 з використанням прикладних програм. У графічному відтворенні представлено функцію змінних факторів $x_{i(1,2)}$, де за постійного незмінного третій фактор є незмінний $x_{i(3)} = const$ (рис. 4.11- 4.12).

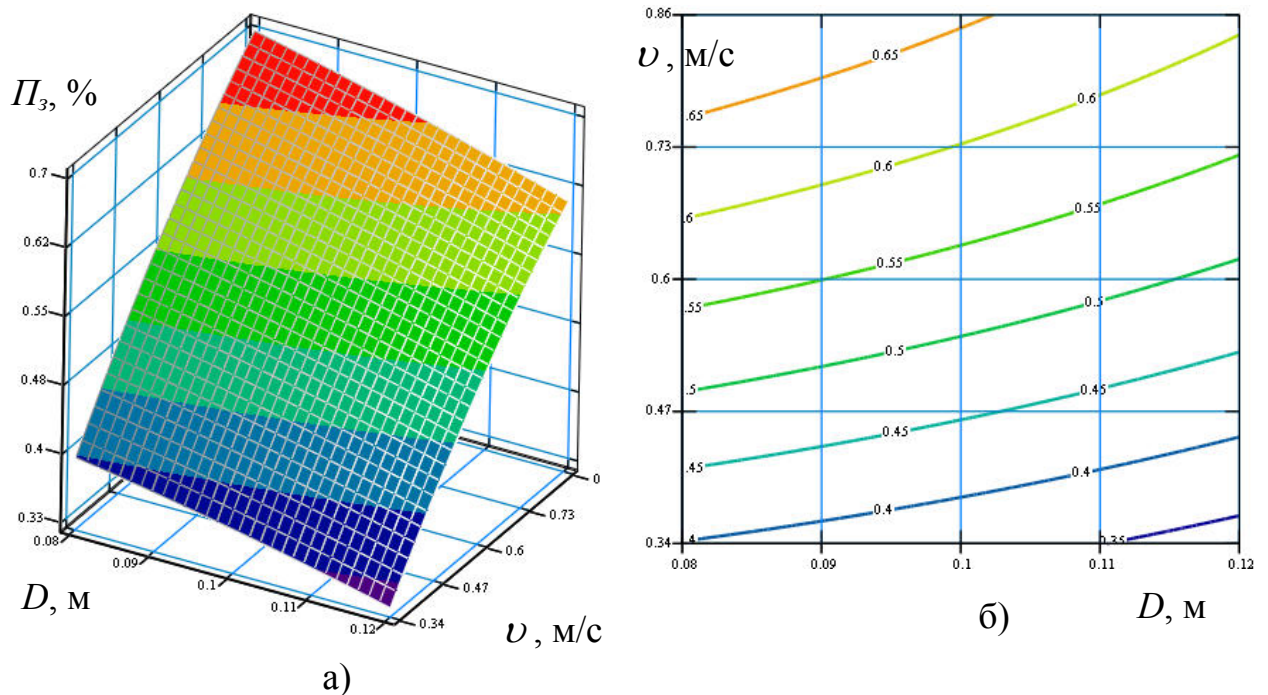


Рис 4.11. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності величини травмування зерна гороху $\Pi_{3(D,v)}$ від діаметра труби та швидкості руху робочого органа ($K_3 = 0,5$)

Із регресійних рівнянь (4.4-4.5) випливає, що із збільшенням швидкості величина травмування є більша. На графічних залежностях рис. 4.11-4.12 наведено величини травмування на яких показано вплив діаметра і коефіцієнта завантаження. Із даних залежностей випливає, що для зменшення травмування необхідно вибати раціональні параметри, а саме швидкість в

межах $0,34 \leq v \leq 0,86$ (м/с).

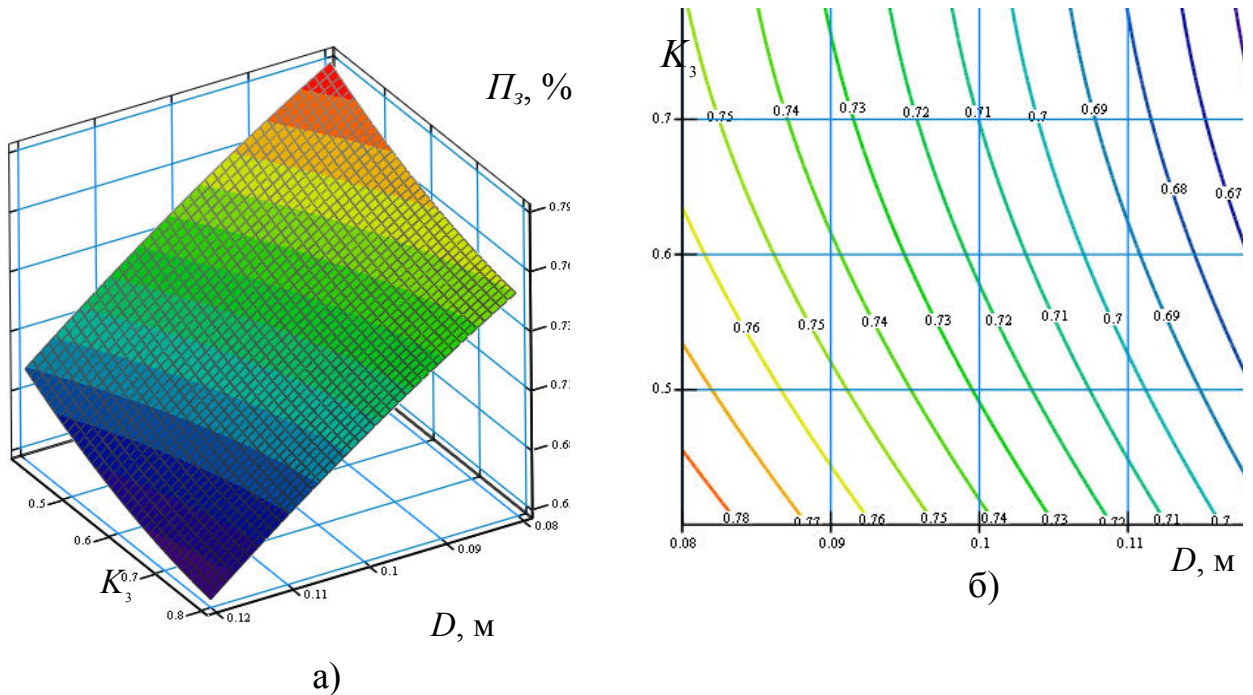


Рис. 4.12 Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності величини травмування зерна гороху $\Pi_{3(D,K_3)}$ від діаметра труби та коефіцієнта завантаження конвеєра ($v = 0,6$ м/с)

4.5 Висновки

1. Наведені результати та методика проведення повнофакторних експериментальних досліджень ПФЕ-3³, яка дозволила визначити ефективність сепарації кормової суміші для транспортування трубчастим скребковим конвеєром від зміни кута нахилу сита, φ , град, ексцентриситета привідного обертального диска, ε , м, та швидкості сита v , м/с тобто, $E = f(\varphi, \varepsilon, v)$

2. Для визначення продуктивності трубчастого скребкового конвеєра, крутного моменту та травмування сипкого матеріалу нами запропонована методика експериментальних досліджень ПФЕ-3³, яка визначалася від зміни трьох незалежних факторів: коефіцієнта заповнення K_3 , внутрішнього діаметра магістралі D , м, швидкості транспортування v , м/с та кроку робочого органа t_1 , м тобто $Q = f(D, K_3, v)$; $T = f(D, K_3, t_1)$ та $\Pi_3 = f(D, K_3, v)$.

3. Встановлено, що для ефективного просівання обрані раціональні значення параметрів лежать в межах: швидкість руху робочого органа сепаруючого бункера $v = 0,34 \dots 0,86$ м/с; кут нахилу робочого органа $\alpha = 10 \dots 20^\circ$. Встановлено, що із збільшення кута нахилу робочого органа сепаруючого бункера при незначному питомому навантаженні продуктивність робочого органа зменшується. В процесі ефективного просіювання енергоємність сипкого матеріалу залежить від кута нахилу робочого органа та швидкості з раціональними параметрами $v = 0,6$ м/с; $q_{\text{мин}} = 0,9 - 4,7$ кг / год · см², $\alpha = 10 \dots 20^\circ$, з потужністю 0,22–1,4 кВт.

4. Були проведені експериментальні дослідження та отримано регресійні залежності для визначення крутного моменту та продуктивності транспортування трубчастим скребковим ланцюговим конвеєром по криволінійних траєкторіях сипких матеріалів таких, як горох, пшениця. Виведені в натуральних величинах регресійні залежності з коефіцієнтами рівнянь регресії для продуктивності і крутного моменту транспортування. Для зменшення крутного при транспортуванні сипких матеріалів встановлено, раціональні параметри, а саме збільшенням внутрішнього діаметра труби $D = 0,1$ м та коефіцієнта заповнення $K_z = 0,5$, при цьому крок робочого органа становить $t_1 = 0,15$ м.

5. На основі проведеного багатофакторного експерименту побудовані поверхні відгуку з використанням програмного пакету “Statistica-6.0” for Windows та встановлена максимальна продуктивність при транспортуванні сипких матеріалів трубчастим скребковим конвеєром (пшениця, горох) при вологості матеріалу, яка складала $W = 10 \dots 18\%$. Встановлено, що максимальна продуктивність транспортування гороху становила $Q = 2100 \dots 5600$ кг/год, продуктивність транспортування пшениці на 20-25% менше.

6. Для забезпечення мінімальної величини травмування насінневого матеріалу використано трубчасті скребкові конвеєри, які в порівнянні з іншими конвеєрами зменшують коефіцієнт травмування сипкого матеріалу у 2...3 рази.. Для визначення величини травмування зерна Π_3 під час процесу

транспортування трубчастим скребковим конвеєром гороху, пшениці встановлені межі змінних вхідних факторів: $0,08 \leq D \leq 0,12$ (м); $0,4 \leq K_3 \leq 0,8$; $0,34 \leq v \leq 0,86$ (м/с).

7. На основі перевірки адекватності експерименту збіжність результатів, отриманих аналітичним шляхом та експериментально, є задовільною та характеризується відхиленням експериментальних значень від теоретичних в межах до 12 %.

РОЗДІЛ V

ПРОЕКТУВАННЯ СКРЕБКОВОГО ЛАНЦЮГОВОГО КОНВЕЄРА ТА ВИЗНАЧЕННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ

5.1 Особливості конструкцій трубчастих конвеєрів

Для розширення технологічних можливостей. проектування транспортно-технологічних механізмів сільськогосподарських машин з гнучкими ланцюговим робочими органами потрібне удосконалення конструкцій, що спричинить високі показники продуктивності та якості транспортних операцій.

Одним із різновидів скребкових конвеєрів є трубчасті, перевагами яких є: можливість переміщення різноманітних та різнофактурних матеріалів по різних криволінійних траєкторіях з великими кутами нахилу, а також у вертикальній площині.

На основі проведених експериментальних досліджень з визначення продуктивності скребкового конвеєра фірм «Cablevey» та «Spiroflow Limited» на рис. 5.1 [139] та від його поступальної швидкості при різних діаметрах внутрішнього отвору. Встановлені результати, показують порівняльну характеристику величини травмування насінного матеріалу і в порівнянні із іншими конвеєрами які забезпечують зменшення коефіцієнту травмування у 2...3 рази [53].

Кріплення скребків до робочого органу ланцюгових конвеєрів є центральне або бічне. В якості корпуса для скребків використовують сталі та синтетичні трубопроводи, товщина сталей складає: 1,8; 2,0; 2,2; 2,5 3 мм.

Тому зовнішній діаметр труби складатиме: [53]

$$d_i = d + 2\delta, \quad (5.1)$$

де d – діаметр трубопроводу, мм; δ – товщина стінки трубопроводу, мм.



Рис. 5.1 Конструкції трубчастих скребкових конвеєрів закордонних фірм
Траси конвеєрів можуть бути розміщені в одній площині або у просторі.

Для зменшення опору при переміщенні скребків та тягового органу на ділянках, які розміщені під прямим кутом, монтують поворотні блоки або згинають трубу по відповідному радіусу, який складає

$$R \geq 4d_c \text{ для трубопроводу (45...60 мм);}$$

$$R \geq 5d_c \text{ для трубопроводу (60...102 мм).}$$

Діаметр поворотного блоку визначається $D_k = (6...7) \cdot d_c$, d_c – зовнішній діаметр скребка, мм.

Діаметр приводної зірочки при просторовій трасі можна визначити з виразу:

$$D_3 = \frac{z \cdot t_c}{\pi}, \quad (5.2)$$

де $z = 6...9$ кількість зубів зірочки; t_c – крок скребків робочого органу.

Для трубчастих конвеєрів скребки приєднують на ланцюг, які виготовляють із матеріалу сталь, чавун, пластмаси або гуми. Ланцюг виготовляють з вуглецевої або нержавіючої сталі в залежності від виду призначення. Крок скребків залежить від кроку зубів зірочки та діаметру трубопроводу [61]:

$$t_c = K_4 p_t = K_5 D_T, \quad (5.3)$$

де K_4 і K_5 – коефіцієнти (для конвеєрів з прямолінійною траєкторією $K_4 = 2...6$, а $K_5 = 2...3$, для конвеєрів з криволінійною траєкторією $K_4 = 2...4$, $K_5 = 1,0$).

Під час проектування трубчастих конвеєрів діаметр скребка має бути на 2...3 мм меншим, ніж внутрішній діаметр трубопровода.

Продуктивність визначають за залежністю [53, 61] :

$$Q = 3600 A \gamma_B \vartheta K_{\Sigma}, \quad (5.4)$$

де A – площа поперечного перерізу трубопровода, м^2 ;

K_{Σ} – сумарний коефіцієнт при транспортуванні сипкого матеріалу;

$$K_{\Sigma} = K_1 K_2 K_3 K_4, \quad (5.5)$$

де K_1 – коефіцієнт, що враховує втрати об'єму трубопровода через крок скребків, $K_1 = 0,8 \dots 0,9$; K_2 – коефіцієнт ущільнення сипкого матеріалу, $K_2 = 1,1 \dots 1,2$; K_3 – коефіцієнт, що враховує відставання сипкого матеріалу від робочого органа:

для пухких..... 0,75...0,8;

для сипких..... 0,8...0,9;

для дрібношматкових..... 0,6...0,8;

K_4 – корегуючий коефіцієнт для нахилених конвеєрів, $K_4 = 0,8 \dots 0,9$.

Швидкість транспортування сипкого матеріалу приймають 0,3...1 м/с. При цьому коефіцієнт $K_3 = 1$, коефіцієнт заповнення трубопровода $K_1 = 0,8 \dots 0,9$.

Продуктивність визначає діаметр трубопровода конвеєра [53]

$$D_T = K_{\Pi} \sqrt{\frac{Q}{282 \gamma_B \vartheta \psi}}, \quad (5.6)$$

де K_{Π} – поправочний коефіцієнт різних сипких матеріалів; ψ – коефіцієнт заповнення трубопровода, $\psi = 0,8 \dots 0,9$; γ_B – густина сипкого матеріалу, $\text{Н}/\text{м}^3$;

v – швидкість робочого органа. $v = 0,34 \dots 0,86$ м/с.

Розрахунок коефіцієнт опору робочого органу дорівнює коефіцієнту сили тертя скребків по трубопроводі, $f = 0,3 \dots 0,6$ (сталь по сталі), а $f = 0,5 \dots 0,6 = 0,5 \dots 0,6$ (гума по сталі). Коефіцієнт опору транспортування сипучого матеріалу по трубопроводі з врахуванням тиску сипкого матеріалу який діє на стінки для горизонтальних $f' = 0,6 \dots 0,7$ на вертикальних ділянках конвеєра- $f' = 2,5 \dots 3$ [53].

В процесі роботи конвеєра для конкретних умов експлуатації обґрунтовано параметри з гнучким тяговим елементом та наведені залежності характеру змінних переміщень робочого органа.

5.2 Дослідження скребкових робочих органів конвеєрів для транспортування сипких матеріалів

Для приводних елементів (ланцюгів) скребкових конвеєрів необхідно при проектуванні підібрати параметри та режими експлуатації, щоб уникнути резонансних явищ та забезпечити довготривалу їх експлуатацію та поєднати в одному технологічному процесі дві операції, а саме транспортування та сепарацію.

В якості робочих органів використовували ланцюг, які охоплює направляючі блоки, що зменшать динамічні навантаження порівняно з іншими конвеєрами [53, 61, 82]. В якості дослідження транспортування сипких матеріалів використовували скребковий трубчастий ланцюговий конвеєр з вертикальною подачею сипких матеріалів (рис.5.2) [133].

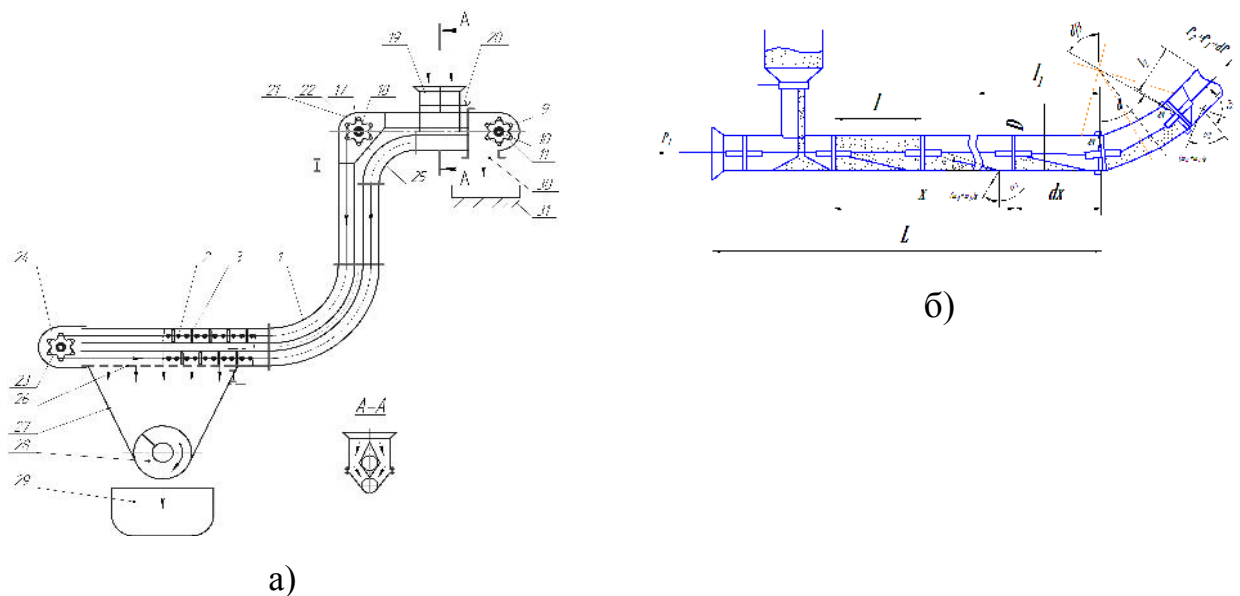


Рис. 5.2. Конструктивна схема трубчастого ланцюгового конвеєра

а) з вертикальною подачею сипких матеріалів; б) схема визначення сили опору

В процесі роботи тяговий робочий орган сприймає розтягуючі навантаження і тому здійснює поздовжні коливання. Для дослідження коливань таких робочих органів представимо розрахункову схему рис.5.3. та 5.4, виділивши ділянку завантаженого робочого органа. Представлений конвеєр має горизонтальні та вертикальні ділянки.

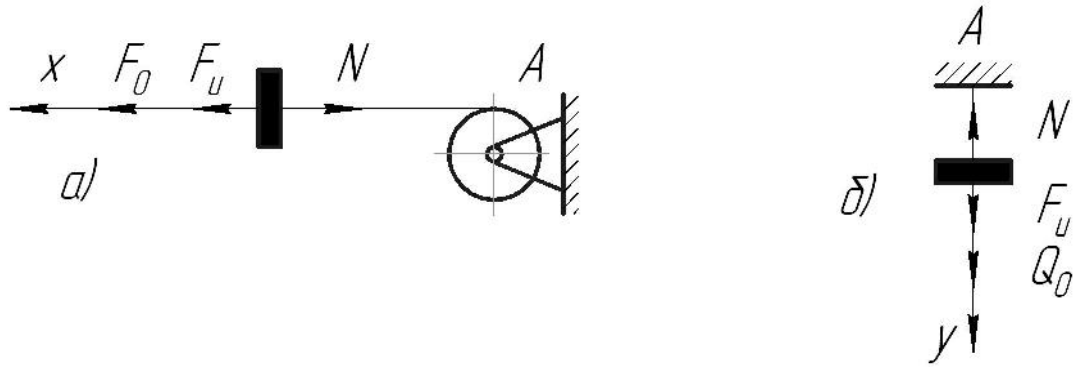


Рис. 5.3. Розрахункові схеми завантажених ділянок робочого органу:

а) – горизонтальної; б) – вертикальної.

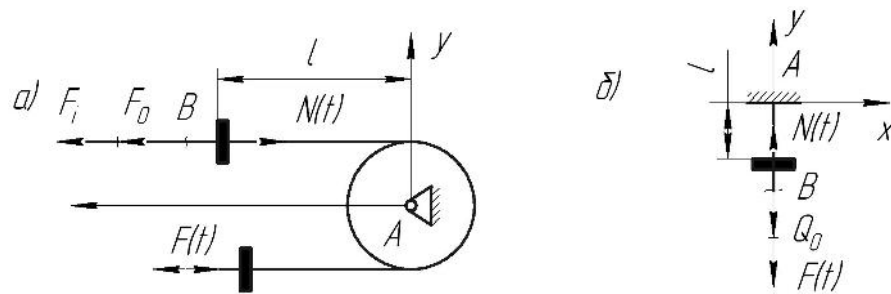


Рис. 5.4. Розрахункові схеми завантажених ділянок робочого органу:

а) – горизонтальної; б) – вертикальної

Поздовжні коливання робочого органу можна описати функцією переміщення, що показує переміщення перерізів ланцюга вздовж осей Ax та Ay . Ланцюг здійснює рух вздовж осі то відповідно натяг в будь-якому поперечному перерізі можна визначити з залежності:

$$N = E \cdot A \frac{\partial U}{\partial \xi}, \quad (5.7)$$

де N – натяг робочого органу; E , A – модуль пружності і площа поперечного перерізу ланцюга; U – функція переміщення; $U = U(\xi, t)$. Для горизонтальної осі $\xi = x$, для вертикальної – $\xi = g$.

Залежність для переміщення в нормальних координатах:

$$U = \sum_{n=0}^{\infty} \varphi_n \cdot \sin\left(\frac{2n+1}{2} \cdot \frac{\pi}{l} \cdot \xi\right). \quad (5.10)$$

Із залежності (5.10) знаходимо:

$$\frac{\partial U}{\partial \xi} = \sum_{n=0}^{\infty} \varphi_n \cdot \frac{2n+1}{2} \cdot \frac{\pi}{l} \cdot \cos\left(\frac{2n+1}{2} \cdot \frac{\pi}{l}\right). \quad (5.11)$$

Підставивши значення $\frac{\partial U}{\partial \xi}$ в залежність (5.11) отримаємо вираз для визначення натягу робочого органу (ланцюга із скребками) у виді:

$$N = E \cdot A \cdot \sum_{n=0}^{\infty} \varphi_n \cdot \frac{2n+1}{2} \cdot \frac{\pi}{l} \cdot \cos\left(\frac{2n+1}{2} \cdot \frac{\pi}{l}\right), \quad (5.12)$$

де l – довжина ділянки робочого органу.

Для визначення динамічних зусиль, що виникають в тяговому робочому органі розглянемо залежність.

$$M = Q \cdot f_{on} + I_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2}, \quad (5.13)$$

де f_{on} – коефіцієнт опору системи; I_1 – момент інерції обертових мас; φ_1 – кут закручування шківів конвеєра; \dot{I} – момент на валі привода.

Натяг робочого органу визначається з умов:

а) щоб стрілка прогину робочого органу між скребками не перевищувала 0,3% від відстані між зірочками, тобто :

$$f = \frac{q \cdot a_n^2 \cdot g}{8t_0} \leq 0,3a_n, \quad (5.14)$$

де f – прогин робочого органу; q – погонна маса робочого органу; t_0 – натяг робочого органу; a_n – віддаль між зірочками; g – прискорення вільного падіння (9,81 м/с²).

$$t_0 \geq \frac{q \cdot g \cdot a_n}{16}. \quad (5.15)$$

б) щоб виконувалася умова:

$$1,25 \frac{t_{\max}}{t} \leq e^{\mu \alpha}, \quad (5.16)$$

де α_1 – кут охоплення ланцюгом ведучої зірочки, рад; μ – коефіцієнт тертя ланцюга по ведучій зірочці;

$$в) \quad (t_{\max} - t) \cdot r_n = M. \quad (5.17)$$

Потужність двигуна [53] для транспортування сипкого матеріалу

$$P = \frac{k_1 \sum_{i=1}^n P_{oi} v_k}{1000\eta},$$

де k_1 - коефіцієнт який враховує запас потужності, P_{oi} - сила опору на i -тій ділянці конвеєра, H, n - кількість ділянок трубчастого скребкового конвеєра; v_k - швидкість транспортування за допомогою робочого органу, м/с; η - ККД.

На розрахунковій схемі рис. 5.2 б) запропоновано три ділянки: дві з яких нахилені під кутами α_1 і α_2 та одна радіусна ділянка з кутом α .

Наведено аналітична залежність для визначення силу опору на першій ділянці:

$$P_{01} = \left[\left(m_0 + \rho\psi \frac{\pi D^2}{4} \right) \sin \alpha_1 + \left(m_0 f_1 + \rho\psi f_2 \frac{\pi D^2}{4} \right) \cos \alpha_1 \right] g L_1, \quad (5.18)$$

де m_0 – погонна маса метра ланцюга із скребками, кг/м; f_1 - коефіцієнт який враховує тертя між скребком та внутрішньою поверхнею трубопровода конвеєра; f_2 - коефіцієнт який враховує тертя між матеріалом та внутрішньою поверхнею трубопровода конвеєра; α_1 - кут нахилу на першої ділянки конвеєра, град; g - прискорення вільного падіння м/с²; L_1 - довжина першої ділянки, м; ρ - густина сипкого матеріалу т/м³; ψ - коефіцієнт заповнення; D – діаметр трубопроводу, м.

З рис.5.2.б розраховано залежність сили опору на третій ділянці:

$$P_{03} = \left[\left(m_0 + \rho\psi \frac{\pi D^2}{4} \right) \sin \alpha_2 + \left(m_0 f_1 + \rho\psi f_2 \frac{\pi D^2}{4} \right) \cos \alpha_2 \right] g L_2, \quad (5.19)$$

α_2 - кут нахилу конвеєра на третій ділянці, град; L_2 - довжина третьої ділянки, м.

Скориставшись визначенням сил опору на першій та треті ділянка знаходимо силу опору на кутовій ділянці конвеєра:

$$P_{o2} = \left(P_1 + \left[\left(m_0 + \rho\psi \frac{\pi D^2}{4} \right) \sin \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2} + \rho\psi \frac{\pi D^2}{4} f_2 \cos \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2} \right] \frac{gR}{f_3} \right) (e^{f_3 \beta} - 1). \quad (5.20)$$

Скориставшись наведеною методикою (5.18 -5.20), побудовані графічні залежності необхідної потужності для транспортування зерна пшениці від внутрішнього діаметра труби (рис. 5.5), від кута нахилу конвеєра (рис. 5.6) та радіуса згину поверхні конвеєра (рис. 5.7).

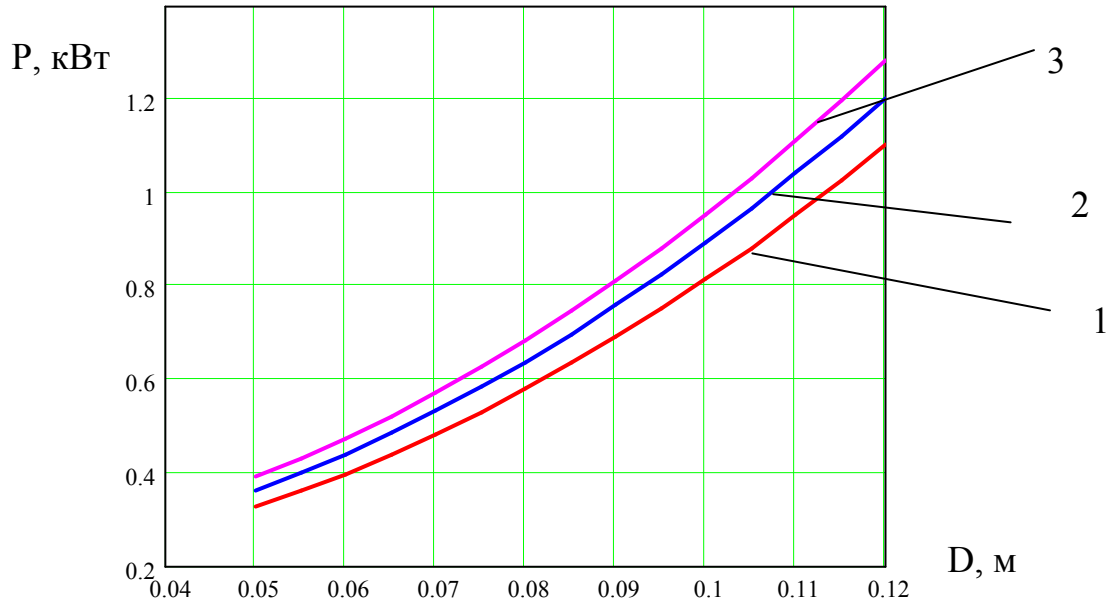


Рис. 5.5. Залежність потужності трубчастого ланцюгового конвеєра від внутрішнього діаметра труби при транспортуванні зерна пшениці: 1. $\alpha_1=15^\circ$, $\alpha_2=75^\circ$; 2. $\alpha_1=25^\circ$, $\alpha_2=85^\circ$; 3. $\alpha_1=35^\circ$, $\alpha_2=90^\circ$

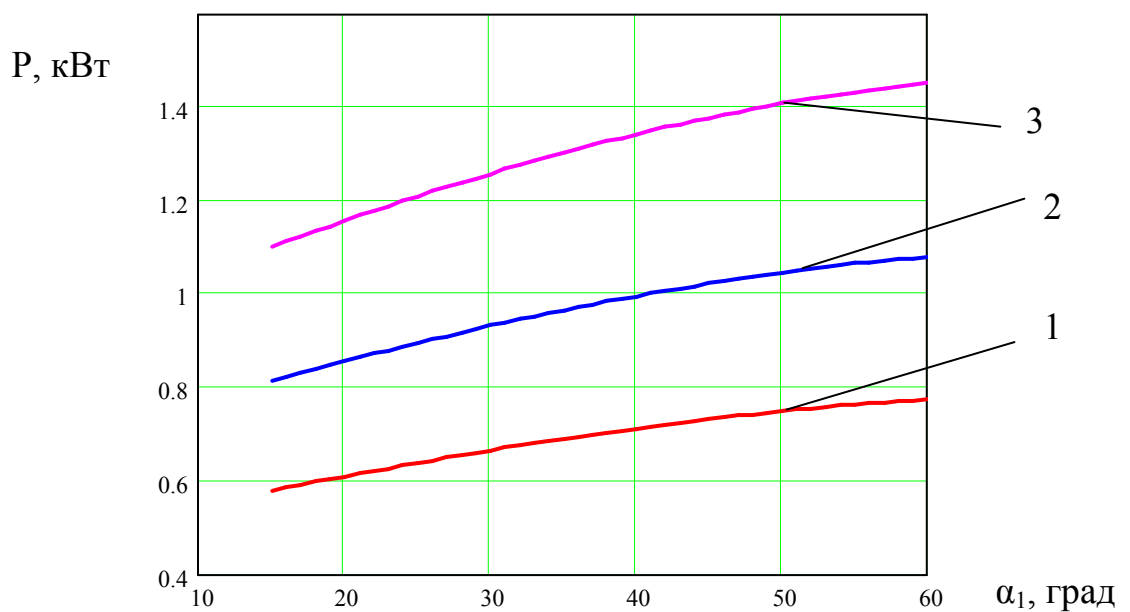


Рис. 5.6. Залежність потужності трубчастого ланцюгового конвеєра від кута нахилу конвеєра при транспортуванні зерна пшениці $\alpha_2=75^\circ$:

1. $D=0,08$ м 2. $D=0,1$ м; 3. $D=0,12$ м

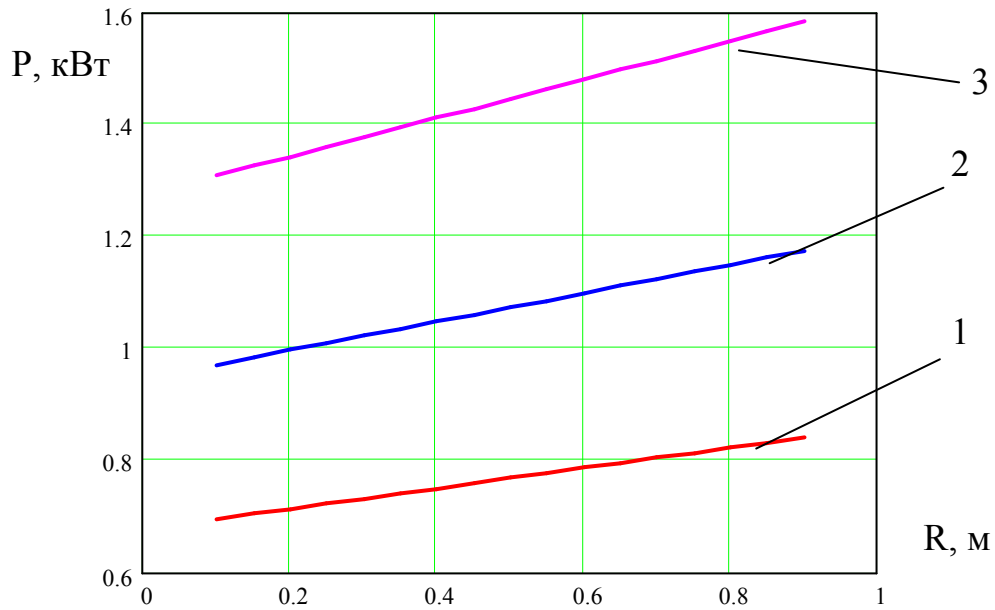


Рис. 5.7. Залежність потужності трубчастого ланцюгового конвеєра від радіуса згину поверхні конвеєра при транспортуванні зерна пшениці $\alpha_1=45^\circ$, $\alpha_2=75^\circ$: 1. $D=0,08$ м; 2. $D=0,1$ м; 3. $D=0,12$ м

На основі аналізу графіків на рис. 5.5 - 5.7 робимо висновок, що збільшення діаметра труби, кута нахилу конвеєра та радіуса згину поверхні конвеєра призводить до зростання необхідної потужності конвеєра, при цьому також забезпечується зростання його продуктивності. В залежності від умов роботи, вибираємо тип приводу та потужність. Отримано: $L=20$ м; $V=0,86$ м/с; $m=15$ кг/м; $m_1=60$ кг; $a_n=2$ м, електродвигун 4A132M2Y3, потужність якого $P=2,2$ кВт; $r_n=0,25$ м.

5.3 Техніко-економічна ефективність трубчастого скребкового ланцюгового конвеєра

Під час проектування та розрахунки скребкових конвеєрів проводяться на даний час за специфікою та типовими схемами зокрема сільськогосподарського виробництва.

При розрахунку конструкції конвеєра необхідно враховувати їх собівартість, яка залежить від виробництва, виготовлення елементів, а саме приводів, редукторів, робочого органа, жолоба, елемента керування,

завантаження та розвантаження, з'єднувальні та опорні-поворотні блоки, а також кошторису складання конвеєра.

Визначення кошторису будь-якого конвеєра можна вирахувати за формулою:

$$C_B = k_{mp-3} \cdot \sum_{n=1}^m B_n + \sum_{r=1}^t C_r + \sum_{y=1}^o C_y + k_{допл} \cdot k_{доод} \cdot k_{нар} \cdot c_3 \cdot T_h, \quad (5.25)$$

де k_{mp-3} – коефіцієнт, який враховує витрати закупівлі матеріалів, $k_{mp-3} = 1,05 \dots 1,13$; B_n – коефіцієнт, що враховує вартість стандартних конструктивних елементів, грн.; C_y – собівартість конструктивних елементів (КЕ), для сортового металопрокату, грн.; C_y – собівартість оригінальних конструктивних елементів, грн.; m, t, o – кількість стандартних та оригінальних конструктивних елементів, шт.; $k_{допл}$ – коефіцієнт витрат на доплати, $k_{допл} = 1,25 \dots 1,3$; $k_{доод}$ – коефіцієнт на додаткову заробітню платню робітникам, $k_{доод} = 1,03 \dots 1,1$; $k_{нар}$ – коефіцієнт, на відрахування соціального страхування, $k_{нар} = 1,38 \dots 1,39$; c_3 – середня погодинна ставка основних робітників, грн.; T_h – коефіцієнт з врахуванням трудомісткості складання конвеєра, нормогод.

Закупівля стандартних конструктивних елементів здійснюється на заводах, які виготовляють елементи керування, електродвигуни та силові кабелі чи на ринку. Виробнича собівартість конструктивних елементів зв'язана напряму із матеріальними витратами їх виготовлення та визначається за формулою [23-24, 76]:

$$C_r = k_{сер} \cdot k_{вв} \cdot k_{mp-3} \cdot m_m \cdot \Pi_m - m_v \cdot \Pi_v, \quad (5.26)$$

де $k_{сер}$ – коефіцієнт, який враховує виготовлення конструктивних елементів одиничним виробництвом: $k_{сер,од} = 1,25 \dots 1,5$, серійним виробництвом: $k_{сер,c} = 1,01 \dots 1,25$, масовим виробництвом: $k_{сер,m} = 1$; $k_{вв}$ – коефіцієнт, який закладає витрати на виготовлення елементів, $k_{вв} = 1,35 \dots 2$; m_m – вага матеріалу

для виготовлення, кг; C_m – середня ціна матеріалу для виготовлення, грн.;
 m_e – вага відходів матеріалу для виготовлення, кг; C_e – ціна відходів матеріалу для виготовлення, грн.

Виробнича собівартість оригінальних конструктивних елементів при розрахунку необхідно врахувати затрати на матеріали, а також заробітну плату. Розрахунок для технологічних цілей на енергію та загальновиробничі витрати наведено в додатку Ж. Для виготовлення конструктивних елементів виробнича собівартість пов'язана з видами виробництва, технологія виготовлення та витрати на матеріали та визначається за формулою [24]:

$$C_y = k_{сер} \cdot k_{скл} \cdot ((k_{мп-з} \cdot k_{дм} \cdot (\sum_{z=1}^l n_z \cdot C_z + \sum_{j=1}^q m_j \cdot C_j - \sum_{j=1}^q m_{ej} \cdot C_{ej})) + (k_{донл} \cdot k_{дод} \cdot k_{нар} + k_{зв}) \cdot (c_1 \cdot \sum_{e=1}^w T_e + c_2 \cdot T_r) + k_{вен} \cdot \sum_{j=1}^q m_j \cdot C_j) \quad (5.27)$$

де $k_{скл}$ – коефіцієнт, який визначає складність конструкції для виготовлення, $k_{скл} = 1..1,5$; $k_{дм}$ – коефіцієнт, який враховує затрати на допоміжні матеріали, $k_{дм} = 1,01..1,05$; l – вид складових для виготовлення конструктивних елементів; n_z – кількість складових іншого виду, для виготовлення конструктивних елементів; C_z – ціна складової іншого виду, грн.; q – кількість матеріалу для виготовлення елементів; m_j – вага матеріалу для виготовлення конструктивних елементів, кг; C_j – ціна матеріалу j -го виду, для виготовлення конструктивних елементів, грн.; m_{ej} – вага залишку j -го виду, кг; C_{ej} – ціна залишку матеріалу, грн.; $k_{зв}$ – коефіцієнт, який враховує виробничі затрати при виготовленні конструктивних елементів, $k_{зв} = 1,4..1,8$; c_1, c_2 – середня погодинна ставка робітників, при виготовленні конструктивних елементів, грн.; w – кількість деталей конструктивних елементів; T_e – трудомісткість механічної обробки конструктивних елементів, норм/год.; T_r – затрата праці для складання та налагодження конструктивних елементів, норм/год.; $k_{вен}$ – коефіцієнт, для

розрахунку затрат енергії для технологічного процесу виготовлення конструктивних елементів, $k_{вен} = 1,05 \dots 1,2$.

При визначенні собівартості конвеєрів в даних залежностях приведено ціна муфт які вибиралися стандартні, а також можна їх враховувати типовими конструктивними елементами:

собівартості трубчастого скребкового ланцюгового конвеєра визначили за залежністю:

$$C_{ТСК} = k_{мп-3} \cdot (C_{нТСК1} + C_{нТСК2} + C_{нТСК3} + C_{нТСК4}) + C_{рТСК5} + C_{рТСК6} + C_{рТСК7} + i_{ТСК} \cdot C_{уТСК8} + C_{уТСК9} + k_{дон} \cdot k_{оод} \cdot k_{мп} \cdot c_3 \cdot T_h, \quad (5.28)$$

де $B_{нТСК1}$ – ціна привода, грн.; $B_{нТСК2}$ – ціна редуктору, грн.; $B_{нТСК3}$ – ціна муфти, грн.; $B_{нТСК4}$ – ціна елементів керування, грн.; $C_{уТСК5}$ – ціна жолоба, грн.; $C_{уТСК6}$ – ціна елементів розвантаження, грн.; $C_{уТСК7}$ – ціна з'єднувальних та поворотних елементів, грн.; $i_{ТСК}$ – кількість передач (спеціальних зірочок з кріпленням), шт.; $C_{уТСК8}$ – ціна передач, грн.; $C_{уТСК9}$ – ціна робочого органу ТСЛК, грн.;

Для прикладу розглянемо насінневий зерновий матеріал. При використанні пневматичних та гнучких гвинтових конвеєрів для перевантаження насіння його пошкодження відбувається в межах 1,4...5% (табл. 5.1). Найменше травмування насінневого матеріалу відбувається при його перевантаженні по криволінійних траєкторіях трубчастими скребковими конвеєрами - 0,57...0,7%. При розрахунках ми нехтуємо подальшими втратами, які будуть викликані недоотриманням врожаю, що пов'язано з внесенням в ґрунт пошкодженого насіння. Результати розрахунків при транспортуванні сипких матеріалів, які травмуються, та врахування середньої ціни на сипкий матеріал (01.01.2019 р.: пшениця – 5260 грн./т; соя – 9150 грн./т; горох – 4540 грн./т) наведено в табл. 5.1.

Порівняльна таблиця пошкодження сипкого матеріалу при транспортуванні по криволінійних трасах різних видів конвеєрів

| Тип конвеєра | Продуктивність конвеєра, т/год. | | | Пошкодження насіння при транспортуванні, % | | | Втрати насіння пов'язані з його пошкодженням, грн. | | | | | |
|-----------------------|---------------------------------|-------|------|--|-------|------|--|--------|---------|--------------------|----------|-----------|
| | пшениця | горох | соя | пшениця | горох | соя | годинні | | | річні (одна зміна) | | |
| | | | | | | | пшениця | горох | соя | пшениця | горох | соя |
| Трубчастий скребковий | 4,97 | 5,2 | 5,7 | 0,67 | 0,81 | 0,96 | 31,21 | 25,82 | 79,33 | 65229 | 56783 | 215374 |
| Гнучкий гвинтовий | 7,1 | 8,05 | 12,9 | 1,86 | 1,41 | 2,18 | 242,5 | 179,21 | 1044,71 | 477716 | 333351 | 2255074 |
| Гнучкий пневматичний | 5,7 | 6,69 | 7,2 | 2,02 | 1,4 | 5,03 | 225,5 | 99,1 | 922,71 | 439613,3 | 214924,3 | 2014735,3 |

Собівартість виготовлення при використанні конвеєрів для транспортування по криволінійних трасах складає 15170 грн.

5.4 Висновки до розділу 5

1. Запропоновано новий тип трубчастих скребкових ланцюгових конвеєрів для транспортування сипких матеріалів по криволінійних траєкторіях. Наведена конструкція привідного диска ланцюгового конвеєра з обґрунтованими конструктивними параметрами, які можуть використовуватися під час проектування механізмів.

2. Встановлено, що використання сепаруючого бункера дозволяє до відсіювати 70-90% домішок, що запобігає засмічуванню трубопровода дрібнодисперсними відходами на криволінійних траєкторіях та знижує на 10-20% енергоємність процесу транспортування.

2. Здійснено розрахунок трубчастого ланцюгового скребкового конвеєра з криволінійною трасою транспортування. Приведено графічні залежності для визначення потужності двигуна при транспортуванні зерна пшениці від внутрішнього діаметра трубопровода, від радіуса згину поверхні, від кута нахилу.

4. Проведене економічне обґрунтування конструкції скребкового конвеєра та здійснено порівняльні значення конвеєрів, та представлено інженерну методику проектування. Розроблені конструкції захищені патентами України на корисні моделі і частково дані результати дослідження були впроваджені в СОК “УВИСЛА ПЛЮС” (використання трубчастого ланцюгового конвеєра) та ТОВ НВП «Агрант», м. Житомир (трубчастий ланцюговий транспортер). Економічний ефект від використання трубчастого ланцюгового конвеєра становить 15170 грн.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. У дисертації вирішена науково-прикладна задача, яка полягає у підвищенні функціональних та експлуатаційних показників процесу сепарації та транспортування сипких матеріалів шляхом розроблення нових конструкцій трубчастих ланцюгових конвеєрів та робочих органів з обґрунтуванням їх раціональних конструктивних, силових та кінематичних параметрів.

2. Проведені теоретичні розрахунки коливань привідного ланцюга конвеєра, який транспортує сипкий матеріал, зумовлених внутрішніх періодичних збурень. Встановлено умови існування резонансних коливань для різних швидкостей переміщення сипкого матеріалу. Показано, що максимальне динамічне напруження у ланцюгу є більшим для більших величин швидкості транспортування сипкого матеріалу: зростання швидкості транспортування від 1 м/с до 2 м/с, що спричиняє при $v = 1,3$ та $L = 20$ м збільшення динамічного напруження у 5,2 рази, а зростання швидкості від 2 м/с до 3 м/с за тих же параметрів – у 3 рази.

3. Для дослідження динаміки зернової суміші та процесу сепарації розроблено методику визначення її основних фізико-механічних характеристик. Встановлено:

- власна частота коливань сипкого матеріалу, а відтак, процес сепарації залежить від амплітуди його коливань, до того ж, для сипких матеріалів із параметром нелінійності пружних характеристик $-1 < \nu_1 < 0$ більшим значенням амплітуди коливань зернового матеріалу вздовж сита відповідає менше значення власної частоти коливань;

- збільшення відносної швидкості (до 1 м/с) сипких матеріалів вздовж сита спричиняє зменшення власної частоти коливань (до 4%);

- амплітуда переходу через резонанс сипких матеріалів приймає більші значення для повільнішого переходу через резонанс.

4. Розроблені конструкції трубчастих ланцюгових конвеєрів та стендове обладнання з використанням перетворювача частоти Altivar 71 і програмного забезпечення PowerSuite v.2.5.0 дозволили провести комплекс експериментальних досліджень із визначенням продуктивності Q та крутного моменту T від основних факторів: коефіцієнта заповнення K_3 , внутрішнього

діаметра труби D , лінійної швидкості транспортування v та кроку робочого органа t_1 , тобто, $Q=f(D, K_3, V)$, $T=fI(D, K_3, t_1)$.

5. На основі комплексу експериментальних досліджень отримано регресійні залежності для визначення ефективного просівання, продуктивності та крутного моменту при транспортуванні трубчастим скребковим конвеєром по криволінійних трасах для матеріалів горох та пшениця. Встановлено, що:

- для ефективного просівання раціональні значення параметрів лежать в межах: швидкість подачі матеріалу – 0,34...0,86 м/с; кут нахилу сита – 10...20°; - енергоємність в процесі сепарації зернової маси залежить від вказаних вище параметрів та питомого навантаження q_{num} і за раціональних їх значень $V=0,6$ м/с; $\alpha=10-20^\circ$, $q_{num}=0,9-4,7$ кг/год \times см² становить 0,42–1,7 кВт.

6. На основі проведеного багатofакторного експерименту побудовано поверхні відгуку та визначено максимальну продуктивність при транспортуванні сумішей сипких матеріалів трубчастим скребковим конвеєром (пшениця, горох) при вологості матеріалу, яка складала $W=10\text{.....}18\%$. Для гороху продуктивність становила в межах $Q=2100\text{.....}5600$ кг/год, що на 20-25% більше, ніж для пшениці.

7. На основі проведених досліджень встановлено, що трубчасті скребкові конвеєри, в порівнянні з іншими конвеєрами забезпечують зменшення коефіцієнту травмування зерна у 1,5...2 рази, при цьому на процес травмування найбільше впливає перевищення швидкості руху конвеєра.

8. Встановлено, що використання сепаруючого бункера дозволяє до відсіювати 70-90% домішок, що запобігає засмічуванню трубопровода дрібнодисперсними відходами на криволінійних траєкторіях та понижує на 10-20% енергоємність процесу транспортування.

9. Проведене техніко-економічне обґрунтування нових конструкцій скребкових конвеєрів на основі їх порівняльної оцінки з типовими представниками машин, які здійснюють однотипні операції та розроблено методику їх інженерного проектування. Технічна новизна розроблених конструкцій захищена патентами України на корисні моделі і частково результати досліджень були впроваджені в СОК “УВИСЛА ПЛЮС” (використання трубчастого ланцюгового конвеєра) та ТОВ НВП «Агрант», м. Житомир (трубчастий ланцюговий транспортер). Економічний ефект від використання трубчастого ланцюгового конвеєра становить 15170 грн.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТАРАТУРИ

1. Абрамовиц М. Справочник по специальным функциям с формулами, графиками и математическими таблицами / М. Абрамовиц, И. Стиган; пер. с англ. под ред. В. А. Диткина и Л. Н. Кармазиной. – М.: Наука, 1979. – 830 с.
2. Адлер Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский. – М.: Наука, 1976. – 279 с.
3. Айзерман М.А. Классическая механика / М.А. Айзерман. – М.: Наука, 1980 с.
4. Анпилогов В. А. Исследование динамики частиц при объемной вибрационной обработке / В. А. Анпилогов // Вопросы совершенствования технологических процессов машиностроения. – Ижевск. – 1971. – с. 24 – 31.
5. Анпилогов В. А. Некоторые исследования кинематики и динамики рабочей массы при объемной вибрационной обработке / В. А. Анпилогов // Вопросы совершенствования технологических процессов машиностроения. – Ижевск. – 1971. – с. 15 – 23.
6. Бабаков И.М. Теория колебаний / И.М. Бабаков // –М.: Наука.–1965. – 560 с.
7. Бабичев А. П. Исследование технологических основ процессов обработки деталей в колеблющейся среде (вибрационной обработки) с использованием низкочастотных вибраций / А. П. Бабичев // Автореф. дис. д – ра. техн. наук. Тула. – 1975. – 62 с.
8. Бабичев А. П. Нестационарные задачи распространения волн и взаимодействия твердых тел с деформируемыми средами / А. П. Бабичев // Ташкент, Фан. – 1986. – 204 с.
9. Бабичев А. П. Проблемы вибрационной технологии / А. П. Бабичев // Винница Всеукраинский научн. техн. журнал. Вибрации в технике и технологиях. – 1994. – №1. – с. 1 – 3.
10. Берг Б. А. Движение материальной точки по колеблющейся наклонной плоскости с трением / Б. А. Берг/ М. – Л. Сб. Теория, конструкция и

производство с – х. машин. Т. 1. – 1935. – 255с.

11. Бурлака О.А. Результати експериментальних досліджень якості відцентрового розвантаження скребкового елеватора зернозбирального комбайна/ О.А. Бурлака // Збірник наукових праць національного аграрного університету “Механізація сільськогосподарського виробництва”. - Т.IX.- К.: НАУ. - 2000. - С.339-343.

12. Беркман М.Б. Подвесные канатные дороги. [Текст] / М.Б. Беркман, Г.Н. Бовский, Г.Г. Куйбида// –М.: Машиностроение, 1984.–264с.

13. Боголюбов Н. Н. Одночастотные свободные колебания в нелинейных системах со многими степенями свободы / Н. Н. Боголюбов // Сб. трудов ин-та строительной механики АН УССР–1949.–№10.–с. 9–21.

14. Боголюбов Н. Н., Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний. / Боголюбов Н. Н., Митропольский Ю. А.//М.: Наука.–1974.– 504 с.

15. Вайсон А. А. Подъемно-транспортные машины / А. А. Вайсон. – М. : Машиностроение, 1989. – 536 с.

16. Возний А. М. Застосування Атеб – функцій для побудови розв’язку одного класу істотно нелінійних диференціальних рівнянь/ А. М. Возний // Доп. АН УРСР. Сер. А. – 1970 . – №9. – с. 971–974.

17. Волков Р. А., и др. Конвейеры: Справочник./ Под общ. ред. Ю.А. Пертена. Л.: Машиностроение, Ленинградское отд-ние, 1984. 367 с.

18. Волосов В. М. Метод осреднения в теории нелинейных колебательных систем / Волосов Владимир Маркович, Моргунов Борис Иванович. – М.: МГУ, 1971. – 507 с.

19. Василенко П. М. Механизация и автоматизация процессов приготовления и дозирования кормов / П. М. Василенко, И. И. Василенко. – М. : Агропромиздат, 1985. – 224 с.

20. Василенко П. М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин / П. М. Василенко. – К. : Изд. УСХА, 1960. – 216 с.

21. Гевко Б. М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных

машин / Б. М. Гевко, Р. М. Рогатынский. – Львов : Вища школа, 1989. – 176 с.

22.Гевко Б.М. Математичні моделі динамічного процесу горизонтальних та вертикальної віток каната трубчастого скребкового конвеєра [Текст] / Б.М. Гевко, О.Л. Ляшук // Міжвідомчий тематичний науковий збірник «Механізація і електрифікація сільського господарства». – 2013. – Вип.98. – С.501–509.

23.Гевко І. Б. Організація виробництва: теорія і практика: підручник / І. Б. Гевко, А. О. Оксентюк, М. П. Галушак. – К. : Кондор, 2008. – 178 с.

24.Гевко І. Б. Управління процесом розробки і освоєння виробництва нових виробів: підручник / І. Б. Гевко, Б. М. Гевко. – Тернопіль : ТДТУ імені Івана Пулюя, 2010. – 199 с.

25.Гевко І. Б. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук : спец. 05. 02.02 «Машинознавство» / І. Б. Гевко. – Львів, 2013. – 42 с.

26.Гевко І. Б. Динамічна модель процесу транспортування сипких матеріалів гвинтовим конвеєром / І. Б. Гевко, А. О. Вітровий, О. Я. Гурик // Сільськогосподарські машини: зб. наук. статей. – Луцьк, 2001. – Вип. 8. – С. 72–82.

27.Гевко Р. Теоретические исследования движения сыпучего материала с возможностью частичного перемешивания на вертикальном участке трубчатого конвейера / Р. Гевко, А. Токарчук // Polish Academy of Sciences University of Engineering and Economics in Rzeszow, – MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture – 2013. Vol.15. № 4. 270-277.

28.Гениев Г. А. Динамика пластической и сыпучей сред / Гениев Г. А., Эстрин М. И // М.: Литература по строительству.–1972.–216 с.

29.Герук С.М. Вплив геометричних, кінематичних та фізико-механічних параметрів на власні коливання робочого органу скребкового конвеєра / С.М. Герук, А.П. Довбиш О.Л. Ляшук // IV Міжнародна науково-технічна конференція молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних

технологій», 25-26 листопада 2015 р.: тези допов. – Тернопіль : ТНТУ, 2015.

– С. 169-171.

30. Герук С.М. Вплив збурень коливань вібросепаратора на динаміку зернової суміші / С.М. Герук, А.П. Довбиш // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник «Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин». - Кіровоград, 2016. - Вип. 46. — С. 124-132.

31. Герук С.М. Динамічні навантаження у привідному ланцюзі конвеєра під час резонансних коливань / С.М. Герук, А.П. Довбиш // IV Всеукраїнська науково-практична конференція «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь», 28-29 березня 2018р.: тези допов. – Житомир : ЖАТК, 2018. – С. 284-285.

32. Герук С.М. До питання про визначення основних фізико-механічних характеристик зернової суміші / С.М. Герук, А.П. Довбиш // IV Всеукраїнська науково-практична конференція «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь», 28-29 березня 2018р. : тези допов. – Житомир: ЖАТК, 2018. – С. 282-284.

33. Герук С.М. Дослідження динамічних навантажень у привідному ланцюзі конвеєра / С.М. Герук, А.П. Довбиш // Матеріали ХІХ наукової конференції ТНТУ ім. І. Пулюя, 18-19 травня 2016 р.: тези допов. – Тернопіль: ТНТУ, 2015. – С. 40.

34. Герук С.М. Математична модель динаміки зернової суміші під час її сепарації в трубчастому скребковому ланцюговому конвеєрі / С.М. Герук, А.П. Довбиш / Вісник Сумського національного аграрного університету «Серія механізація та автоматизація виробничих процесів». – Суми, 2016. – Випуск 10/2 (30). – С. 78-85.

35. Герук С.М. Особливості конструкцій трубчастих конвеєрів / С.М. Герук, А.П. Довбиш // Збірник наукових статей. «Сільськогосподарські машини». - Луцьк, 2014. - Вип. 29-30 — С. 15-20.

36. Горошко О. А. Введение в механику деформируемых одномерных тел переменной длины. [Текст]. / О. А. Горошко, Г.Н. Савин – Киев: Наукова думка. 1971.– 224с.

37. Горошко О. О. Вимушені коливання гнучкого трубопроводу з потоком рідини та нульовим початковим натягом при силовому збудженні/ Горошко О. О., Кикоть С.В.// Вісник Київського ун.-ту. Серія: фіз.- мат. науки.- 2012.- № 3.- С.67-70

38. Гортинский В. В. Процессы сепарирования на зерноперерабатывающих предприятиях. / В. В. Гортинський // Москва. Колос – 1973. – 295 с.

39. Готовцев А.А. Проектирование цепных передач. Справочник / А. А. Готовцев А.А., И. П. Котенок // – М.: Машиностроение, 1982. – 326 с.

40. Груздев И. Э. Теория шнековых устройств / И. Э. Груздев, В. Г. Мирзоев, В. И. Янков. – Л. : Машиностроение, 1987. – 164 с.

41. Глущенко И. П. Основы проектирование цепных передач с втулочно-роликовыми цепями / И. П. Глущенко. – Львов: Львовский государственный университет, 1964 – 226с.

42. Глущенко И.П. Цепные передачи / И.П Глущенко., А.А Петрик. – Киев: Техника, 1973. – 104с.

43. Глущенко І.П. Про розмірність кроків ланок роликових ланцюгів з прямими пластинами // Глущенко І.П. Роликові ланцюгові передачі. – Львів: ЛДУ, 1966. – №12. – с.4-9.

44. Григор'єв А. М. Комплексна механізація і автоматизація вантажорозвантажувальних і транспортних робіт в машинобудуванні і приладобудуванні / А. М. Григор'єв, П. А. Преображенський. – К. : Наукова думка, 1967. – 116 с.

45. Евневич А.В. Грузоподъемные и транспортирующие машины на заводах строительных материалов. - М.: Машиностроение, 1968. - 350 с.

46. Евневич А.В. Грузоподъемные и транспортирующие машины. – М.: Транспорт, 1975.–312с.

47. Дослідження коливань скребкових канатних робочих органів конвеєрів для транспортування насипних вантажів / С.М. Герук, О.Л. Ляшук, О.П. Скиба, А.П. Довбиш // «Перспективні технології та прилади»: збірник наукових праць. – Луцьк, 2015. – Вип. №7. – С. 17-22.

48. Дослідження резонансних коливань трубчастих скребкових конвеєрів двовимірних елементів / С.М. Герук, А.П. Довбиш, О.Л. Ляшук, В.З. Гудь // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. “Технічні системи і технології тваринництва” – Харків, 2017. - Випуск 181. — С. 294-305.

49. Дослідження трубчастого скребкового конвеєра з просторовою трасою трасою / І.Т. Ярема, Т.Б. Пиндус, А.П. Довбиш, М.Д. Радик // Міжвузівський збірник “Наукові нотатки”. - Луцьк, 2018. - Випуск 61. - С. 243-249.

50. Душинський В. В. Основи наукових досліджень. Теорія і практикум з програмним забезпеченням / Душинський В. В. – К. : НТУУ “КПІ”, 1998. – 408 с.

51. Заика П. М. Вибрационное перемещение твердых и сыпучих тел / П. М. Заика // К.: УСХА. – 1998. – 625 с.

52. Зажигает Л. С. Методы планирования и обработки результатов физического эксперимента / Л. С. Зажигает, А. А. Кишьян, Ю. И. Романиков. – М. : Атомиздат, 1978. – 258 с.

53. Зенков Р. Л. и др. Машины непрерывного транспорта: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности “Подъемно-транспортные машины и оборудование” / Р. Л. Зенков, И. И. Ивашков, Л. Н. Колобов, - 2 – е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1987. – 432 с.

54. Зенков Р. Л. Бункерные устройства / Р. Л. Зенков. – М. : Машиностроение, 1972. – 182 с.

55. Зубченко І.І. Кінематика і динаміка ланцюгових передач. // Зубченко І.І., Дубиняк С.Г., Рибак В.Е. – Львів: Вид-во Львівського університету, 1972 – 122с.

56.Зуев Ф.Г. Подъемно-транспортные машины зерноперерабатывающих предприятий./ Ф.Г.Зуев, Н.А.Лотков, А.И.Полухин// - М.: Колос, 1978. - 264 с.

57.Иванов А.И. Машины для комплексной механизации погрузочно-разгрузочных работ с зерном./ А.И.Иванов., А.Я.Лейкин, Э.С. Хувес и др.// - М.: Колос, 1964. - 244 с.

58.Ивашков И. И. Геометрический расчет и построение открытошарнирной цепи с прямыми пластинами / И. И. Ивашков. Цепные передачи и приводы: Краснодар: Кубанский государственный университет, 1979. – с.68-72.

59.Израйлевич М Л. Зарубежные конструкции конвейеров с погружёнными скребками и вибрационных. / М Л. Израйлевич - М.: НИИинформтяжмаш, 1974. - 30 с.

60.Израйлевич М.Л. Конвейеры с погружёнными скребками./ М Л. Израйлевич, Б.Я. Гиндин// - М.: Машиностроение, 1970. - 144 с.

61.Иванченко Ф. К. Піднімально-транспортні машини [Текст] / Ф.К. Иванченко - К.: Вища школа, 1993, – 414 с.

62.Коул Дж. Методы возмущений в прикладной математике / Коул Дж. - М.: Мир,- 1972.- 272 с.

63. Конвейеры: Справочник / [Волков Р. А., Гнутов А. Н., Дьячков В. К. и др.]; под общ. ред. Ю. А. Пертена. – Л. : Машиностроение, 1984. – 367 с.

64. Красников В. В. Подъёмно-транспортные машины / В. В. Красников. – М. : Агропромиздат, 1987. – 272 с.

65. Казачковський Н. Н. Програма PowerSuite для настройки преобразователей частоты и устройств плавного пуска (версия 2.3.0): методичні вказівки [для слухачів курсів підвищення кваліфікації та студентів спеціальності 7.092203 «Електромеханічні системи автоматизації та електропривід»] / Н. Н. Казачковський, Д. В. Якупов. – Дніпропетровськ : НГУ, 2006. – 45 с.

66.Лавендел Э. Э. Метод определения скорости перемещения материальной точки по наклонной плоскости совершающей трехкомпонентное движение / Э. Э. Лавендел, О. К. Биргелис, А. П. Субач // Тез. докл. (Всесоюзн. научн. конф. Львов. 10 – 12 окт. 1973 г). – Львов. – 1973. – с. 151 – 152.

67.Лавендел Э. Э. Система гипотез в технических расчетах по вибрационному перемещению / Э. Э. Лавендел // Рига. Зинатне. – 1971. – вып. 21. – с. 5 – 10.

68.Лавендел Э.Э. Синтез оптимальных вибромашин. / Э. Э. Лавендел // Рига Зинатне – 1970. – 250 с.

69.Левенгарц В. Л. Исследование динамики и совершенствование устройств для вибрационной обработки деталей / В. Л. Левенгарц // Автореф. дис... канд. техн. наук. Каунас. – 1981. – 28 с.

70. Луців І. В. Теорія технічних систем / [Ю. М. Кузнецов, І. В. Луців, С. А. Дубиняк]; під заг. ред. Ю. М. Кузнецова. – Тернопіль : ТНТУ, 1997 – 310 с.

71.Ловейкин В. С. Динамическая оптимизация подъемных машин / В. С. Ловейкин, А. П. Нестеров – Луганськ : Вид-во СНУ, 2002. – 387 с.

72. Ловейкін В. С. Оптимізація усталеного руху механізмів з нелінійною функцією положення ланок / В. С. Ловейкін // Праці І Міжнародної науково-технічної конференції «DSR AM – I». – Тернопіль, 2004. – С. 158–162.

73. Ловейкін В. С. Оптимальний динамічний синтез перехідних режимів руху механізмів і машин / В. С. Ловейкін // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – 2004. – Вип. 21. – С. 9–19.222

74. Ловейкін В. С. Оптимізація режимів роботи гвинтових конвеєрів / В. С. Ловейкін, О. Р. Рогатинська // Підйомно-транспортна техніка. – К., 2004. – № 2. – С. 8–15.

75.Ляшук О.Л. Основні ідеї методу Ван-Дер-Поля для коливань поздовжньо-рухомих привідних канатів транспортерів [Текст] / О.Л. Ляшук, Р.З. Золотий // Науковий вісник Херсонського державного морського інституту. – 2013. – №2(9). – С.197–205.

76. Ляшук О.Л. Науково-прикладні основи створення транспортно-

технологічних механізмів неперервної дії сільськогосподарських машин :.
дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук: спец. 05.05.11 « машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва» / О.Л. Ляшук. – Тернопіль, 2015. – 451 с.

77.Малежик І. Ф. Процеси і апарати харчової і переробної промисловості / І. Ф. Малежик // Київ. НУХТ. – 2006. – 280 с.

78.Малиновский В. А. Стальные канаты. ч.1;2.– Одесса: 2001.–188с.; 2002.–180с.

79.Малиновский В. Стальные канаты, Одесса, Астропринт, 2001.-183с.

80.Малкин Д. Д. Теория и конструирование объемных вибро – обрабатывающих устройств. / Д. Д. Малкин // Вибрационная техника в машиностроении. – Л. –1969. – ст. 158-161.

81.Малкин И. Г. Некоторые задачи теории нелинейных колебаний / И. Г. Малкин // М. Машиностроение. – 1956. – 458 с.

82.Мартинців М. П. Аналіз роботи рекреаційних канатних установок, як підвісних конвеєрів. [Текст] / М.П. Мартинців, О.М. Удовицький, Б.В. Сологуб // Науковий вісник. Збірник науково-технічних праць. Вип.19.7.– Львів НЛТУ України, 2009.– С.90-97.

83.Митропольский Ю. А. Асимптотические решения уравнений в частных производных / Митропольский Ю. А., Моисеенков Б. И// К. – Вища школа. – 1976 г. – 216 с.

84.Митропольский Ю. А. Асимптотические решения уравнений в частных производных / Митропольский Ю. А., Мосеенков Б. И. - К: Вища школа.- 1976.- 592 с.

85.Митропольский Ю. А. К вопросу об асимптотических приближениях для медленных волновых процессов в нелинейных диспергирующих средах/ Митропольский Ю. А., Лимарченко О.С. // Укр. мат. журн.- 1998.- 59, №3.- С. 357 – 371.

86. Митропольский Ю. А. О построении асимптотического решения возмущенного уравнения Брезертонна // Укр. мат. журн.- 1998.- 59, №1.- С. 58 - 71.

87. Митропольский Ю.А. Метод усреднения в нелинейной механике/ Митропольский Ю. А. -К.:Наукова думка,1972.440 с.

88. Митропольский Ю.А. О построении асимптотического решения возмущенного уравнения Клейна-Гордона //Укр. мат. журн.-1995.-47, №9.- С.1209-1216.

89. Митропольський Ю. О. Про застосування Атеб-функцій для побудови асимптотичного розв'язку збуреного нелінійного рівняння Клейна –Гордона/ Митропольський Ю. О., Сокіл Б.І. // Укр. мат. журн.- 1998.- 50, №5.- С.665-670.

90. Моисеев Н. Н. Асимптотические методы нелинейной механики: [учебн. пособие для ун-тов и физ.-техн. вузов] / Моисеев Никита Николаевич – М.: Наука, 1969. – 379 с.

91. Моут М. Теоретические и экспериментальные исследования вибраций ленточных пил / Моут М., Нэгюльсуорен Л. // Труды Американского общества инженеров-механиков. Конструирование и технология машиностроения. – М.: Мир, 1966. – 88, № 2. – С. 27–32.

92. Мышкис А. Д. Периодические колебания в нелинейных одномерных сплошных средах / Мышкис А. Д., Филимонов А. М. // В кн.: IX Междунар. конф. по нелинейным колебаниям. Ч. 1. – К.: Наукова думка, 1984. – С. 274–276.

93. Найфэ А. Х. Методы возмущений / Найфэ А. Х. //: [пер. с англ. А. А. Мелияна и А. А. Миронова. Под ред. Ф. Л. Черноуського].–М.: Мир – 1986 –301с.

94. Новожилов А. И. Динамика вибрационных машин / А. И. Новожилов // Москва. Космос – 1968. – 70 с.

95. Новые конструкции тяговых пластинчатых цепей [Текст] / П.Д. Кривый, О.Л. Ляшук, А.Л. Бондаренко, П.П. Кривинский //

Международный инженерный журнал «Приводы и компоненты машин». – 2013. – Вып.4. – С.2–5.

96. Несуча здатність тягового пластинчастого безвтулкового ланцюга в ймовірнісному аспекті [Текст] / П.Д. Кривий, О.Л. Ляшук, Н.М. Тимошенко, П.П. Кривінський // Матеріали 5-тої міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування». – Херсон: ХМДА, 2014. – С.213–216.

97. Омельченко А. А. Довідник по механізації тваринницьких і пташиних ферм і комплексів / А. А. Омельченко, Б. Д. Ткач. – К. : Урожай, 1982. – 271 с.

98. Огурцов, В.А. Моделирование движения частицы по продольно колеблющейся поверхности грохота / В.А. Огурцов, С.В. Федосов, В.Е. Мизонов // Москва, Промышленное и гражданское строительство. – 2009. - №2. – С.23-24.

99. Пановко Я. Г. Основы прикладной теории упругих колебаний /Я. Г. Пановко // М.: Машиностроение. – 1967. – 336 с.

100. Пат. 108423 Україна, МПК В65G 25/00(2016.01). Гнучкий трубчастий сепаратор / Герук С.М., Ляшук О.Л., Довбиш А.П., Клендій В.М., Данилюк О.А.; заявники і патентотримувачі Герук С.М., Ляшук О.Л., Довбиш А.П., Клендій В.М., Данилюк О.А. – № u201601512; заявл. 18.02.16; опубл. 11.07.16, Бюл. №13. (Частка всіх авторів однакова).

101. Пат. 109817 Україна, МПК В65G 19/00, В65G 33/00 (2016.01). Гнучкий трубчастий конвеєр з пересувним завантажувачем / Герук С.М., Довбиш А.П., Ляшук О.Л.; заявники і патентотримувачі Герук С.М., Довбиш А.П., Ляшук О.Л.–№ u201602117; заявл. 04.03.16; опубл. 12.09.16, Бюл. №17. (Частка всіх авторів однакова).

102. Пат. 112544 Україна, МПК В65G 19/00, В65G 35/00, В65G 35/02 Спарений робочий орган канатного конвеєра / Герук С.М., Довбиш А.П., Ляшук О.Л.; заявники і патентотримувачі Герук С.М., Довбиш А.П., Ляшук

О.Л.; – № u201602119; заявл. 04.03.16; опубл. 12.09.16, Бюл. №17. (Частка всіх авторів однакова).

103. Пат. 112544 Україна, МПК В65G 25/00(2006.01). Канатна установка для видобування сапропелів / Гевко Б.М., Дячун А.Є., Мельничук С.Л., Клендій В.М., Довбиш А.П.; заявники і патентотримувачі Гевко Б.М., Дячун А.Є., Мельничук С.Л., Клендій В.М., Довбиш А.П. – № u201605417; заявл. 19.05.16; опубл. 26.12.16, Бюл. №24. (Частка всіх авторів однакова).

104. Пат. 124844 Україна, МПК В65G 33/08, (2006.01). Трубчастий ланцюговий транспортер / Герук С.М., Ляшук О.Л., Клендій В.М., Левкович М.Г., Довбиш А.П. Пиндус Т.Б.; заявники і патентотримувачі Герук С.М., Ляшук О.Л., Клендій В.М., Левкович М.Г., Довбиш А.П. Пиндус Т.Б. – № u201710828; заявл. 06.11.17; опубл. 25.04.18, Бюл. №8.

105. Пат. №52568 Україна, МПК (2006) В65G 33/00. Гнучкий ланцюговий конвеєр / Гевко Б.М., Ляшук О.Л., Стефанів В.М., Диня В.І., Олексишин О.В., Дячун А.Є., Гевко І.Б. – u201004000; Заявл. 06.04.2010; Опубл. 25.08.2010. Бюл. № 16. - 4 с.

106. Пат. №54102 Україна, МПК В65G 33/00. Гнучкий канатний конвеєр [Текст] / заявники: Ляшук О.Л., Гевко Б.М., Стефанів В.М., Олексишин О.В., Комар Р.В., Гевко І.Б., Дячун А.Є.; патентовласник Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя. – № u201005330; заявл 30.04.2010; опубл. 25.10.2010, Бюл. №20.

107. Пат. №85233 Україна, МПК (2013.01): В65G 35/00. Бочкоподібний робочий орган трубчастого канатного конвеєра [Текст] / Ляшук О.Л.; Комар Р.В., Олексишин О.В., Лотоцький Р.І.; заявники і власники патенту Ляшук О.Л., Комар Р.В., Олексишин О.В., Лотоцький Р.І. – № u201306971; заявл. 03.06.2013; опубл. 11.11.2013, Бюл. №21.

108. Пат. №77644 Україна, МПК (2013.01): В65G 33/00. Тяговий пластинчастий безвтулковий ланцюг підвищеної несучої здатності [Текст] / Кривий П.Д., Ляшук О.Л.; заявники і власники патенту Кривий П.Д., Ляшук О.Л. – № u201208645; заявл. 12.07.2012; опубл. 25.02.2013, Бюл. №4.

109. Пат. №81033 Україна, МПК (2013.01): B65G 33/00. Пластинчастий тяговий безвтулковий ланцюг [Текст] / Кривий П.Д., Кривінський П.П., Бондаренко О.Л., Ляшук О.Л., Диня В.І., Олексишин О.В.; заявники і власники патенту Тернопільський національний університет імені Івана Пулюя. – № u201208264; заявл. 06.07.2012; опубл. 25.06.2013, Бюл. №12.

110. Пат. №86469 Україна, МПК (2013.01): B65G 33/00. Пластинчастий відкритошарнірний ланцюг [Текст] / Бондаренко О.Л., Кривий П.Д., Кривінський П.П., Ляшук О.Л., Кашуба Н.П.; заявники і власники патенту Бондаренко О.Л., Кривий П.Д., Кривінський П.П., Ляшук О.Л., Кашуба Н.П. – № u201310115; заявл. 15.08.2013; опубл. 25.012.2013, Бюл. №24.

111. Пат. №94205 Україна, МПК (2014.01): B65G 33/00. Гнучкий трубчастий змішувач з вертикальною подачею сипких матеріалів [Текст] / Ляшук О.Л.; заявник і власник патенту Ляшук О.Л. – № u201402119; заявл. 03.03.2014; опубл. 10.11.2014, Бюл. №21.

112. Пат. №94206 Україна, МПК (2014.01): B65G 33/00. A01F 12/44 (2006.01) Гнучкий канатний сепаратор [Текст] / Ляшук О.Л.; заявник і власник патенту Ляшук О.Л. – № u201402121; заявл. 03.03.2014; опубл. 10.11.2014, Бюл. №21.

113. Повідайло В. А. Вібраційні процеси та обладнання / В. А. Повідайло // Львів. – 2004. – 248 с.

114. Пертен Ю.А. Теоретические основы конвейеров с тяговыми элементами./ Ю.А.Пертен, В.К.Мисаилов, Л.И.Янтовский – Л: Изд-во ЛГУ, 1981,- 276с

115. Раскин Х. И. Применение методов физической кинетики к задачам . вибрационного воздействия на сыпучие среды / Раскин Х. И. // Докл. АН СССР. – 1975. – т. 220 №1. – с. 54 – 57.

116. Ребот Д. П. Динаміка сипкого середовища при вібросепарації / Д. П. Ребот // ПНТУ Збірник наукових праць. Серія: Галузеве машинобудування, будівництво. – 2009. – вип. 3(25). – с. 188 – 192.

117. Ревенко І.І. Машина та обладнання для тваринництва / І.І. Ревенко,

М.В.Брагінець, О.О.Заболотько та інш.; - К.:Кондор, 2011. - 396с.

118. Рогатинський Р. Модель конструювання і вибору гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями / Р. Рогатинський, І. Гевко // Вісник ТНТУ. – 2012. – № 3 (67). – С.197–210.

119. Ромакин Н.Е. Машины непрерывного транспорта : учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / Н.Е. Ромакин. – М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 432 с.

120. Сенік П. М. О табулировании периодической $A\text{teb} - \text{функции}$ / П.М. Сенік, А.М. Возний // Докл. АН УССР. Сер. А. –1969. –№12. –с. 1089–1092.

121. Сенік П. М. Обернення неповної $B\text{eta} - \text{функції}$ / П. М. Сенік // Український математичний журнал. –1969. –№3. –с.325–333.

122. Сенік П. М. Про $A\text{teb} - \text{функції}$ / П. М. Сенік // Доп АН УРСР, сер. А. – 1968. –№1. – с. 23–27.

123. Синтез конвеєрів з розширеними технологічними можливостями / О.Л. Ляшук, О.С. Голотенко, В.М. Клендій, А.П. Довбиш // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник «Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин». – Кіровоград, 2017. - Вип. 47. – С. 167-177.

124. Сокил Б.И. Построение одночастотных решений некоторых краевых задач для неавтономного волнового уравнения / Б. И. Сокил // Укр. мат. журн. – 1994 . – 46, № 9. – С. 1275–1279.

125. Сокіл Б. І. Застосування асимптотичного методу для неоднорідних крайових задач, які описують нелінійні коливання систем, що характеризуються поздовжнім рухом / Сокіл Б. І., Ліщинська Х. І. // Вісник НУ «Львівська політехніка» «Динаміка, міцність та проектування машин і приладів». – Львів, 2008. № 614. – С. 120-124.

126. Сокіл Б. І. Про один спосіб побудови одночастотних розв'язків для нелінійного хвильового рівняння / Б. І. Сокіл // Укр. мат. журнал. – 1994. – №6. – с.782 – 785.

127. Сокіл М.Б. Згинні коливання гнучких елементів систем приводів і структура розв'язку їх математичних моделей / Сокіл М.Б. // Вісник НЛТУ України". – 2012. – Вип. 22.1. – С. 144-147.

128. Спиваковський А. О. Вибрационные конвейеры, питатели и вспомогательные устройства./ А.О. Спиваковський, И.Ф. Гончаревич – М. Машиностроение. – 962. – 304 с.

129. Спиваковський А.О., Транспортирующие машины: / А.О.Спиваковський, В.К. Дьячков / Учеб. пособие для машиностроительных вузов. – 3-е изд. , перераб. – М.: Машиностроение, 1983. – 487 с.

130. Стоцько З. А. Вплив конструкційних і кінематичних параметрів вібротранспорту на підвищення інтенсивності об'ємної обробки / Стоцько З. А., Сокіл Б. І., Топільницький В. Г. // Всеукраїнський науково – технічний журнал Вібрації в техніці та технологіях. – №4(25). – 2002. – с. 46 – 52.

131. Статистична оцінка відхилень від круглості циліндричних поверхонь втулок приводних роликів ланцюгів крматорського виробництва [Текст] / П. Кривий, Н. Тимошенко, А. Сенік, О. Ляшук // Матеріали міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій». – Тернопіль: ТНТУ, 2012. – С.134–136.

132. Стоцько З. А. Вплив оброблених деталей на динаміку завантаження контейнера вібротранспорту / Стоцько З. А., Сокіл Б. І., Топільницький В. Г., Пилипишин М. В. // Укр. зб. Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2003.–Вип 37.–ст.39– 43.

133. Створення та модернізація транспортно-технологічних механізмів машин і обладнання/ О.Л. Ляшук, Р.Б. Гевко, В.О. Дзюра, О.М. Кирик, А.П. Довбиш – Тернопіль: ТНТУ, 2019. – 167 с.

134. Стоцько З. А. Динаміка робочого середовища вібраційних машин об'ємного оброблення / Стоцько З. А., Сокіл Б. І., Топільницький В. Г // Укр. міжвідомчий науково – технічний збірник Автоматизація технологічних процесів і виробництв в машинобудуванні і приладобудуванні. – 2000. - №35. – с. 26 – 32.

135. Стоцько З. А. Динаміка сипкого середовища у вібраційному сепараторі / З. А. Стоцько, Б. І. Сокіл, Д. П. Котлярова, В. Г. Топільницький // Вісник НУ "Львівська політехніка" Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – 2008. – №614. – с. 125 – 130.

136. Стоцько З. А. Дослідження впливу технологічних і фізико – механічних параметрів сипкого середовища при його сепарації / З. А. Стоцько, Б. І. Сокіл, В. Г. Топільницький, Д. П. Котлярова // НЛТУ. Науковий вісник 17.7 – 2007. – с. 158 – 163.

137. Субач А. П. Вынужденные колебания виброударной системы при неупругом соударении масс / А. П. Субач // Вопр. динам. и прочности. Рига: Зинатне. – 1969. – вип. 18. – с. 67 – 78.

138. Субач А. П. Динамика процессов и машин объемной вибрационной и центробежной обработки насыпных деталей – Рига Знание. – 1991. – 400 с.

139. Токарчук О.А. Обґрунтування параметрів скребкових робочих органів транспортерів-змішувачів концентрованих кормів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.11 «машини і засоби сільськогосподарського виробництва» / О.А. Токарчук– Вінниця, 2014. – 21 с.

140. Тихонов А.Н. Уравнения математической физики / Тихонов А. Н., Самарский А. А. – М.: Наука, 1972. – 735 с.

141. Тресков. Г. Д. Движение материала на транспортере с гармоническими продольными колебаниями /Г. Д. Тресков // Свердловск., Весник инженеров и техников. – 1940. – с. 13 – 21.

142. Харченко Є.В. Вимушені коливання рухомих середовищ і асимптотичний метод у їх дослідженні / Є.В. Харченко, М.Б. Сокіл // Збірник науково-технічних праць "Науковий вісник НЛТУ України". – Львів: УкрДЛТУ – 2006. – Вип. 16.1. – С. 134-139.

143. Энтин Г. Я. Распределение усилий в гибких растяжимых нитях, охватывающих абсолютно жесткие шкивы. Функциональный привод гибкого тягового органа. [Текст] / Г.Я. Энтин –М.: Машгиз, 1963.– 86с.

144. Chen L. Q. Analysis and control of transverse vibrations of axially moving strings / L. Q. Chen // *Appl. Mech. Rev.* – 2005.– Volume 58.2. – P. 91–116.
145. Chen, L. Q. Transverse vibrations of an axially accelerating viscoelastic string with geometric nonlinearity? / Chen, L. Q., Zu, J. W., Wu, J. // *Journal of Engineering Mathematics* 48,2004.-p. 171–182.
146. Dolipski, M., Remiorz, E., Sobota, P Determination of dynamic loads of sprocket drum teeth and seats by means of a mathematical model of the longwall conveyor *Archives of Mining Sciences* Volume 57, Issue 4, December 2012, Pages 1101-1119
147. Dynamics of flexible elements of drive systems with variable contact point to the pulleys / M.B. Sokil, O.L. Lyashuk, A.P Dodbush // *INMATEH «Agricultural Engineering»*. – Bucharest, 2016. – Vol. 48, no. 1 / 2016. - P. 119-124.
148. Interpretation of the choice of conveyers with improved technological characteristics / I. Gevko, O. Lyashuk, A. Djachun, A. Dodbush // *MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. - Lublin–Rzeszow, 2015. – Vol. 17, no. 4 / 2015. - P. 107-116.
149. Oleg Lyashuk, Andriy Dyachun, Roman Zolotuy, Olexandr Oleksyshyn, Yroslav Zamora, Zdenko Tkáč. – Results of experimental research of granular materials transportation by tubular scraper conveyors. In *acta technologica agriculturae*. – 2013. – no. 4. – PP.101-105. Nitra. Slovak Republic. ISBN 1335-2555.
150. Petro Kryvyi, Oleg Lyashuk, Petro Kryvins'kyi and Maroš Korenko. – Influence of dimensional parameters stochastics of hauling laminated bushless chain elements of improved construction on its bearing capacity. In *acta technologica agriculturae*. – 2014. – no. 3. – PP.61–65.
151. Kleinfeld H. Maschinen und Einrichtungen zum Vibrationsgleichschleifen / H. Klienfield, R. Schuster // *Fertigungstechn u Betrieb*. – 1966. - №9. – s. 552 – 555.

152. Krzysztof Cenacewicz, Andrzej Katunin Modeling and simulation of longwall scraper conveyor considering operational faults *Studia Geotechnica et Mechanica*, Vol. 38, No. 2, 2016.

153. Lalanne C. Mechanical Vibration and shock sinusoidal vibration / Christian Lalanne // John Wiley & Sons. eBook : Document. – 2010. – 464 p.

154. L'application des methodes de la mecanique non-lineaire a la theorie des perturbations des systemes canoniques / N. N. Bogolyubov, N. M. Krylov. // Kiev: Acad. Sci. d'Ukraine, 1934. – 57 p.

155. Pliss Anakhin A. D. Procedures for the desing of vibratory separating equipment / V. D. and A. D. Pliss Anakhin // *The Shock & Vibration Digest*, 33. – no. 3. – 2001. – p. 43 – 56.

156. Richard E. R. The application of a vibratory motion to concentrating tables and strakes / Rudolf Eric Richard// Thesis (M.Sc.)--University of the Witwatersrand, Typescript (carbon copy). – 1945. – 28 p.

157. S. Ponomareva. W.T. On applying the Laplace transform method to an equation describing an axially moving string/ S. Ponomareva. W.T., van Horsen // *Proc. Appl. Math. Mech.*-2004 № 4.- p.107–108.

158. Scherer L. Linear response theory and dynamics of non – linear fluctuations / Leopoldo Garcia – Colin Scherer // Mexico : TS. – 1974. – 86 p.

159. Wan der Pol. A Teory of the Amplitude of Free and Forced Triode Vibrations // *Radio Review*. –1920. – № 1.

ДОДАТКИ

ДОДАТОК А

А. Періодичні та гіперболічні Атеб-функції

Теорія спеціальних періодичних Атеб-функцій [123] будується, виходячи із властивостей неповної Beta-функції [122]

$$B_y(p, q) = \int_0^y t^{p-1} (1-t)^{q-1} dt, \quad 0 \leq y \leq 1, \quad (\text{A.1})$$

де p і q - дійсні числа.

При $y = 1$ (A.1) перетворюється в інтеграл Ейлера першого роду

$$B(p, q) = \int_0^1 t^{p-1} (1-t)^{q-1} dt. \quad (\text{A.2})$$

Вираз вигляду

$$w = \frac{1}{2} \int_0^y t^{-\frac{v_2}{v_2+1}} (1-t)^{\frac{v_1}{v_1+1}} dt, \quad (\text{A.3})$$

де v_1, v_2 визначаються співвідношеннями

$$v_i = (2\mu_i^* + 1)(2\mu_i^{**} + 1)^{-1}, \quad \mu_i^*, \mu_i^{**} = 0, 1, 2, \dots, i = 1, 2 \quad (\text{A.4})$$

заміною змінних згідно формули

$$t = v^{v_2+1}, \quad (y = v^{v_2+1}) \quad (\text{A.5})$$

перетворюється до вигляду

$$\frac{v_2 + 1}{2} \int_0^y (1 - \bar{v}^{v_2+1})^{-\frac{v_1}{v_1+1}} d\bar{v} = w. \quad (\text{A.6})$$

Із (А.6) випливає, що величина w змінюється на інтервалі

$$0 \leq w \leq \frac{1}{2} \Pi(\nu_1, \nu_2), \quad (\text{A.7})$$

$$\Pi(\nu_1, \nu_2) = \Gamma((\nu_1 + 1)^{-1}) \Gamma((\nu_2 + 1)^{-1}) \Gamma^{-1}((\nu_1 + 1)^{-1} + (\nu_2 + 1)^{-1}). \quad (\text{A.8})$$

Залежність ν від w для інтегралу (А.6) є одночасно функцією ν_1 і ν_2 носить назву синус Атеб-функції [123] і позначається

$$\nu = sa(\nu_2, \nu_1, w). \quad (\text{A.9})$$

Аналогічно, заміною змінних згідно формули

$$t = 1 - u^{\nu_1 + 1}, \quad (y = 1 - u^{\nu_1 + 1}) \quad (\text{A.10})$$

із (А.3) маємо співвідношення

$$\frac{\nu_1 + 1}{2} \int_1^u (1 - \bar{u}^{\nu_1 + 1})^{-\frac{\nu_2}{\nu_2 + 1}} d\bar{u} = w, \quad (\text{A.11})$$

в якому $-1 \leq u \leq 1$, а w змінюється в межах, визначених формулою (А.7). Залежність u від w для інтегралу (А.11) є також функцією ν_1 і ν_2 носить назву косинус Атеб-функції і позначається $ca(\nu_1, \nu_2, w)$, тобто

$$u = ca(\nu_1, \nu_2, w). \quad (\text{A.12})$$

Зупинимось тільки на деяких властивостях, введених П.М. Сенником, періодичних Атеб-функцій:

а) із визначення синус і косинус Атеб-функцій випливає

$$ca^{\nu_1 + 1}(\nu_1, \nu_2, w) + sa^{\nu_2 + 1}(\nu_2, \nu_1, w) = 1; \quad (\text{A.13})$$

б) функції $sa(\nu_2, \nu_1, w)$ і $ca(\nu_1, \nu_2, w)$ задовольняють умови

$$ca\left(v_1, v_2, \frac{\Pi}{2}\right) = sa(v_2, v_1, 0) = 0,$$

$$ca(v_2, v_1, 0) = sa\left(v_1, v_2, \frac{\Pi}{2}\right) = 1, \quad (\text{A.14})$$

$$ca(v_1, v_2, \Pi \pm w) = -ca(v_1, v_2, w),$$

$$sa(v_2, v_1, \Pi \pm w) = \mp sa(v_2, v_1, w) \quad (\text{A.15})$$

$$ca(v_1, v_2, 2\Pi \pm w) = ca(v_1, v_2, w),$$

$$sa(v_2, v_1, 2\Pi \pm w) = \pm sa(v_2, v_1, w), \quad (\text{A.16})$$

а це означає, що вони 2Π періодичні по w .

Залежність функції Π (півперіоду Атеб-функцій) від параметрів v_1 і v_2 зображено рис.А.1.

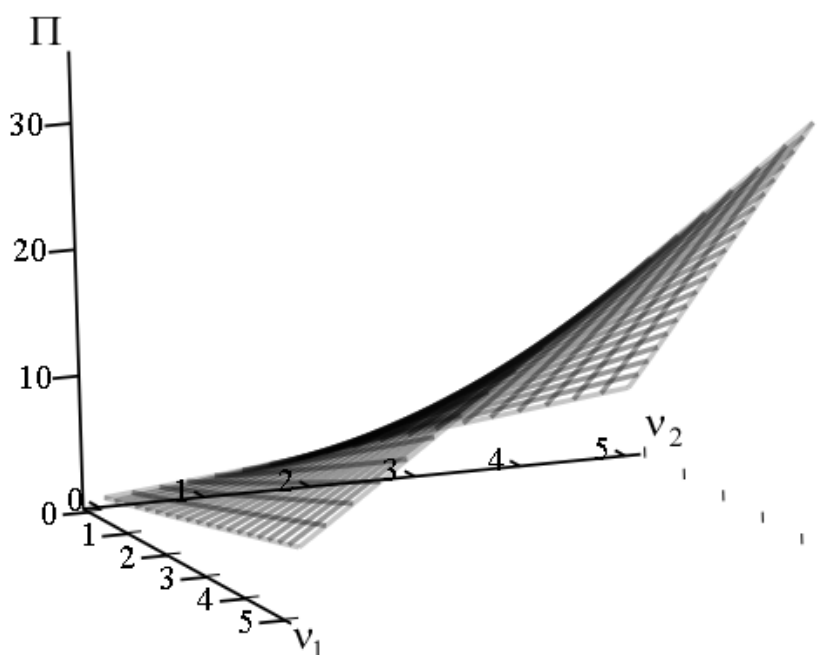


Рис. А .1. Графік залежності півперіоду Атеб-функцій від параметрів v_1, v_2 .

Із отриманих залежностей випливає, що із зростанням параметрів v_1 і v_2 період Атеб-функцій зростає.

Диференціюванням по w виразів (A.11) і (A.16) відповідно отримаємо

$$\begin{aligned}\frac{d}{dw} sa(v_2, v_1, w) &= \frac{2}{v_2 + 1} ca^{v_1}(v_1, v_2, w), \\ \frac{d}{dw} ca(v_1, v_2, w) &= -\frac{2}{v_1 + 1} sa^{v_2}(v_1, v_2, w),\end{aligned}\tag{A.17}$$

а заміною v на $-v$ у формулі (A.16), а u на $-u$ у формулі (A.11) переконуємось, що функція $ca(v_1, v_2, w)$ є парною по аргументу w і функція $sa(v_2, v_1, w)$ є непарною по аргументу w , тобто

$$ca(v_2, v_1, w) = ca(v_2, v_1, -w),\tag{A.18}$$

$$sa(v_1, v_2, w) = -sa(v_1, v_2, -w).\tag{A.19}$$

Із співвідношень (A.11), (A.16) випливає, що при $v_1 = v_2 = 1$ періодичні Атеб-функції перетворюються у звичайні тригонометричні функції, тобто

$$sa(1, 1, w) = \sin w,$$

$$ca(1, 1, w) = \cos w.\tag{A.20}$$

Таким чином, область визначення вказаних вище періодичних Атеб-функцій вся числова пряма, а область їх зміни - відрізок числової прямої від -1

до $+1$, тобто $-\infty < w < +\infty$, а $-1 \leq \begin{cases} sa(v_1, v_2, w) \\ ca(v_2, v_1, w) \end{cases} \leq +1$.

ДОДАТОК Б

Інтегрування періодичних Атеб-функцій.

Для обчислень конкретних виразів, які містять добуток Атеб-функцій із однаковими аргументами слід використовувати “табличні інтеграли”, які випливають із визначення вказаних функцій. Для їх отримання розглянемо співвідношення

$$I_1 = \int_0^{2^{-1}\Pi} sa^p(v_2, v_1, w) ca^q(v_1, v_2, w) dw, \quad (\text{Б.1})$$

в якому p, q довільні числа. Заміною змінних відповідно до

$$u = sa(v_2, v_1, w), \quad ca(v_1, v_2, w) = (1 - u^{v_2+1})^{(v_1+1)^{-1}},$$

$$dw = 2^{-1}(v_2 + 1)(1 - u^{v_2+1})^{-v_1(v_1+1)^{-1}}$$

знаходимо

$$I_1 = 2^{-1}(v_2 + 1) \int_0^1 u^p (1 - u^{v_2+1})^{(q-v_1)(v_1+1)^{-1}} du. \quad (\text{Б.2})$$

Ввівши у останню залежність нову змінну ψ відповідно до

$$\sin \psi = u^{2^{-1}(v_2+1)}$$

маємо

$$\begin{aligned} I_1 &= \int_0^{2^{-1}\pi} \sin^{(2p-v_2-1)(v_2+1)^{-1}} \psi \cos^{(2q-m-1)(v_1+1)^{-1}} \psi d\psi = \\ &= 2^{-1} \Gamma\left(\frac{p+1}{v_2+1}\right) \Gamma\left(\frac{q+1}{v_1+1}\right) \Gamma^{-1}\left(\frac{p+1}{v_2+1} + \frac{q+1}{v_1+1}\right). \end{aligned} \quad (\text{Б.3})$$

При $p = q = 0$ із останнього виразу, як частковий випадок, можна отримати період $2\Pi(v_1, v_2)$ Атеб-функцій.

Аналогічно обчислюються й інші “табличні інтеграли”

$$\begin{aligned}
I_2 &= \int_0^{\Pi} sa^p(\nu_2, \nu_1, w) ca^q(\nu_1, \nu_2, w) dw = \int_0^{2^{-1}\Pi} sa^p(\nu_2, \nu_1, w) ca^q(\nu_1, \nu_2, w) dw + \\
&+ \int_{2^{-1}\Pi}^{\Pi} sa^p(\nu_2, \nu_1, w) ca^q(\nu_1, \nu_2, w) dw = I_1 + \int_0^{2^{-1}\Pi} sa^p(\nu_2, \nu_1, \Pi - w) ca^q(\nu_1, \nu_2, \Pi - w) dw.
\end{aligned} \tag{Б.3}$$

$$I_2 = I_1 + (-1)^q \int_0^{2^{-1}\Pi} sa^p(\nu_2, \nu_1, w) ca^q(\nu_1, \nu_2, w) dw = \begin{cases} 0, & \text{якщо } q \text{ не парне} \\ 2I_1, & \text{якщо } q \text{ парне} \end{cases}$$

$$\begin{aligned}
I_3 &= \int_0^{2\Pi} sa^p(\nu_2, \nu_1, w) ca^q(\nu_1, \nu_2, w) dw = I_2 + \\
&+ \int_{\Pi}^{2\Pi} sa^p(\nu_2, \nu_1, w) ca^q(\nu_1, \nu_2, w) dw = I_2 +
\end{aligned}$$

$$+ \int_0^{\Pi} sa^p(\nu_2, \nu_1, \Pi + w) ca^q(\nu_1, \nu_2, \Pi + w) dw = (-1)^{p+q} I_1 + (-1)^p I_1.$$

$$I_3 = \begin{cases} 2\Gamma\left(\frac{p+1}{\nu_2+1}\right)\Gamma\left(\frac{q+1}{\nu_1+1}\right)\Gamma^{-1}\left(\frac{p+1}{\nu_2+1} + \frac{q+1}{\nu_1+1}\right) & \text{якщо } p, q \text{ парні,} \\ 0 & \text{у всіх інших випадках.} \end{cases}$$

ДОДАТОК В

ДИНАМІКА ГУЧКИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПРИВІДНИХ СИСТЕМ ІЗ ЗМІННОЮ ТОЧКОЮ ДОТИКУ ДО ШКІВІВ

Хвильова теорія руху в останні десятиліття набула нового розвитку для описання різних процесів та явищ [128]. Що стосується застосування її у теорії коливань, то тут в першу чергу треба відзначити дослідження, які стосуються динаміки нелінійних суцільних середовищ [141]. Для останніх, які мають широке застосування у техніці, належать, зокрема, гнучкі елементи (ГЕ) систем приводу та транспортування. Особливістю їх експлуатації є те, що вони характеризуються поздовжньою складовою швидкості руху. На базі хвильової теорії руху, адаптованої до динаміки таких систем, вдається пояснити низку цікавих явищ, які не властиві спрощеним їх аналогам, тобто ГЕ, котрі не враховують поздовжньої складової швидкості руху та реально існуючі нелінійні силові фактори [131]. Зокрема, навіть стала швидкості руху ГЕ спричиняє зміну основних параметрів його коливань. Одночасно у багатьох із цитованих досліджень робилось припущення: довжина ГЕ [46] або віддаль між точками контакту (для одновимірних моделей) чи відповідно лінія дотику ГЕ до ведучого і веденого шківів чи барабанів є незмінними [141]. Останнє, з достатнім ступенем точності, справджується у випадку, коли осі ведучого і веденого шківів чи барабанів є нерухомими. Це дозволяє у відповідних математичних моделях динаміки процесу використовувати класичні крайові умови. В той же час, під час експлуатації різного роду механізмів і систем, у яких передача руху здійснюється за допомогою ГЕ, вказане припущення потребує уточнення. Це в першу чергу стосується механізмів у яких осі ведучого та веденого барабанів (або одна із них) є рухомими, наприклад, підпружиненими (див. рис.В1а та рис В 1.б)).

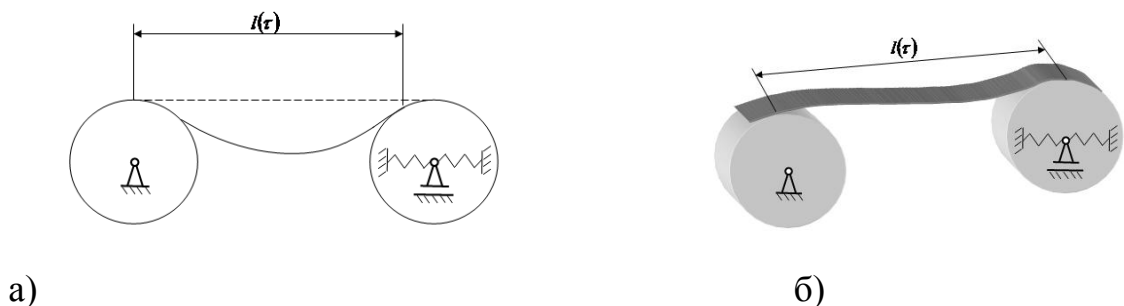


Рис. В 1. Передавальні механізми із рухомими точками дотику ГЕ до шківів - а чи барабана - б

В такому разі координати точок контакту ГЕ і шківів чи барабанів та віддаль між ними є змінними. Останнє, при побудові математичних моделей динаміки ГЕ та їх розв'язків, вимагає уточненої постановки задачі, точніше кажучи більш коректного подання крайових умов та урахування змінної

величини сили натягу зумовленої останнім. Саме у такому розрізі проводяться дослідження даної роботи.

Диференціальне рівняння коливань ГЕ малої згинної жорсткості, який характеризується сталою складовою швидкості руху V , можна подати у вигляді

$$u_{tt} + 2Vu_{xt} - ((\alpha(\tau))^2 - V^2)u_{xx} = \mathcal{E}(u, u_x, u_t, u_{xx}), \quad (B 1)$$

В (B1) $u(t, \tau, x)$ функція, яка визначає відхилення від рівноважного положення ГЕ з Ейлеровою координатою [46] x в довільний момент часу t, ε - малий параметр, $\alpha(\tau)$ - повільно змінна функція, яка визначається через змінну величину сили натягу $T(\tau)$ та прогонну масу ρ ГЕ: $(\alpha(\tau))^2 = T(\tau)/\rho$,), $\mathcal{E}(u, u_x, u_t, u_{xx})$ - відома аналітична функція, яка описує нелінійні сили, а малий параметр вказує на малу величину останніх у порівнянні із лінійною складовою відновлюючої сили. Нижче, для простоти, будемо розглядати випадок, для якого точка контакту ГЕ та правого шківів є повільно змінною функцією часу $l = l(\tau)$, $\tau = \varepsilon t$ - “повільний” час. В такому разі крайові умови для рівняння (B 1) набувають вигляду

$$u(t, \tau, x)|_{x=0} = u(t, \tau, x)|_{x=l(\tau)} = 0. \quad (B 2)$$

Задача полягає у визначенні впливу параметрів $V, \alpha(\tau), l(\tau)$ та функції $\mathcal{E}(u, u_x, u_t, u_{xx})$ на динаміку ГЕ.

Вирішення поставленої задачі зв'язано із побудовою розв'язку крайової задачі (B 1), (B 2). Із урахуванням того, що максимальне значення нелінійних сил є малою величиною у порівнянні із максимальним значенням доданку $(\alpha(\tau))^2 u_{xx}$ (див. обмеження щодо нелінійних сил), для його знаходження можна використати загальні ідеї методів збурень [90]. Останні найбільш ефективні у використанні для випадку, коли вдається аналітично описати незбурений рух, тобто знайти розв'язок рівняння

$$u_{tt}^0 + 2Vu_{xt}^0 - ((\alpha(\tau))^2 - V^2)u_{xx}^0 = 0 \quad (B 3)$$

за крайових умов аналогічних до (B2). Навіть така відносно спрощена математична модель динамічного процесу досліджуваного об'єкту для побудови розв'язку не дозволяє прямого застосування основних положень класичних методів Фур'є та Д'Аламбера для рівнянь із частинними похідними[90]. Не дивлячись на “не класичність” крайових умови (B 2), одночастотний динамічний процес незбуреної задачі з достатнім ступенем точності можна інтерпретувати як накладання хвиль різних довжин, проте однакових частот. Таким чином, приймається, що розв'язок крайової задачі (B 3), (B 2) має вигляд

$$u^0(t, \tau, x) = a(\cos(\kappa(\tau)x + \omega(\tau)t + \varphi_0) - \cos(\chi(\tau)x - \omega(\tau)t - \varphi_0)). \quad (B 4)$$

У залежності (A4) $\omega(\tau)$ - частота, a - амплітуда прямої і відбитої хвиль, $\kappa(\tau), \chi(\tau)$ - їхні хвильові числа, а φ_0 - початкова фаза хвиль. Формальна різниця вказаного описання динамічного процесу у ГЕ із “не класичними” крайовими умовами у порівнянні із класичним полягає у залежності хвильових чисел $\kappa(\tau), \chi(\tau)$ та частоти $\omega(\tau)$ від повільного часу τ . Проводячи формальні викладки, які аналогічні до випадку класичних крайових умов (див. наприклад, [88-89]), отримуємо значення вказаних параметрів

$$\kappa(\tau) = \frac{k\pi}{\alpha(\tau)l(\tau)}(\alpha(\tau) + V), \quad \chi(\tau) = \frac{k\pi}{\alpha(\tau)l(\tau)}(\alpha(\tau) - V), \quad \omega(\tau) = \frac{k\pi}{\alpha(\tau)l(\tau)}((\alpha(\tau))^2 - V^2), \quad (\text{В } 5)$$

де стала $k = 1, 2, \dots$ вказує на моду хвилі.

Примітка 1. Виходячи із лінійності крайової задачі, яка описує незбурений рух, без особливих труднощів можна записати і багаточастотний її розв'язок.

Що стосується одночасного впливу нелінійних сил та крайових умов, то для першого наближення асимптотичного розв'язку поставленої задачі функцію $u(t, \tau, x)$ можна шукати у вигляді

$$u(t, x) = a[\cos(\kappa(\tau)x + \psi) - \cos(\chi(\tau)x - \psi)] + \varepsilon U_1(\tau, a, \psi, x), \quad (\text{В } 6)$$

де $\psi = \omega(\tau)t + \varphi$, $U_1(\tau, \psi, x)$ - невідома аналітична періодична за ψ функція, яка задовольняє крайові умови, що випливають із (В 2), тобто

$$U_1(\tau, a, \psi, x)|_{x=0} = U_1(\tau, a, \psi, x)|_{x=l(\tau)} = 0. \quad (\text{В } 7)$$

До того ж, нелінійні сили спричиняють зміну амплітуди та частоти динамічного процесу. Закони зміни вказаних параметрів, як і в [138], будемо задавати диференціальними рівняннями

$$a_t = \varepsilon A_1(\tau, a) \dots \varphi_t = \varepsilon B_1(\tau, a). \quad (\text{В } 8)$$

Праві частини останніх співвідношень, тобто функції $A_1(\tau, a)$, $B_1(\tau, a)$ та $U_1(\tau, a, \psi, x)$ знаходяться так, щоб представлення розв'язку у формі (В 6) з розглядом ступенем точності задовольняло вихідну крайову задачу (В 1), (В 2). Наведене у сукупності дозволяє отримати залежність, яка зв'язує шукані функції, тобто $A_1(\tau, a)$, $B_1(\tau, a)$ та $U_1(\tau, a, \psi, x)$

$$\begin{aligned} \omega^2(\tau) \frac{\partial^2 U_1}{\partial \psi^2} + 2V\omega(\tau) \frac{\partial^2 U_1}{\partial \psi \partial x} - ((\alpha(\tau))^2 - V^2) \frac{\partial^2 U_1}{\partial x^2} = F_1(\tau, a, x, \psi) - a \frac{d\omega(\tau)}{d\tau} (\sin(\kappa(\tau)x + \psi) + \sin(\chi(\tau)x - \psi)) + \\ + 2\{A_1(\tau, a)(\omega(\tau) + \kappa(\tau)V)(\sin(\kappa(\tau)x + \psi) + (\omega(\tau) - \chi(\tau)V)\sin(\chi(\tau)x - \psi)) + \\ + aB_1(\tau, a)((\omega(\tau) + \kappa(\tau)V)\cos(\kappa(\tau)x + \psi) - (\omega(\tau) - \chi(\tau)V)\cos(\chi(\tau)x - \psi))\} \end{aligned} \quad (\text{В } 9)$$

де $F_1(\tau, a, x, \psi)$ відповідає значенню функції $f(\tau, u, u_t, u_x, u_{xx})$ за умови, що $u(t, \tau, x)$ та її похідні приймають лише головні значення у поданнях, що випливають із (В6). Після не складних перетворень, праві частини диференціального співвідношення (6) подамо у вигляді

$$\begin{aligned} A_1(\tau, a)(\omega(\tau) + \kappa(\tau)V)(\sin(\kappa(\tau)x + \psi) + (\omega(\tau) - \chi(\tau)V)\sin(\chi(\tau)x - \psi)) + \\ + aB_1(\tau, a)((\omega(\tau) + \kappa(\tau)V)\cos(\kappa(\tau)x + \psi) - (\omega(\tau) - \chi(\tau)V)\cos(\chi(\tau)x - \psi)) = \\ = (A_1(\tau, a)\cos\psi - aB_1(\tau, a)\sin\psi)[(\omega(\tau) + \kappa(\tau)V)\sin\kappa(\tau)x + (\omega(\tau) - \chi(\tau)V)\sin\chi(\tau)x] + \\ + (A_1(\tau, a)\sin\psi + aB_1(\tau, a)\cos\psi)[(\omega(\tau) + \kappa(\tau)V)\cos(\kappa(\tau)x) - (\omega(\tau) - \chi(\tau)V)\cos(\chi(\tau)x)] \\ + a \frac{d\omega(\tau)}{d\tau} (\sin(\kappa(\tau)x + \psi) + \sin(\chi(\tau)x - \psi)) = a \frac{d\omega(\tau)}{d\tau} ((\sin\kappa(\tau)x + \sin\chi(\tau)x)\cos\psi + \\ + (\cos\kappa(\tau)x - \cos\chi(\tau)x)\sin\psi). \end{aligned} \quad (\text{В } 10)$$

Для однозначного визначення із диференціального рівняння (В 9) невідомі функції $A_1(\tau, a)$ і $B_1(\tau, a)$ накладемо на функцію $U_1(\tau, a, \psi, x)$ додаткову умову: вона не повинна містити у розкладі доданків пропорційних $\sin \psi$ і $\cos \psi$. Фізичний зміст вказаного наступний: амплітуда хвильового процесу співпадає із амплітудою її першої моди. Наведене буде справджуватись у випадку

$$\int_0^{2\pi} U_1(\tau, a, \psi, x) \begin{Bmatrix} \sin \psi \\ \cos \psi \end{Bmatrix} d\psi = 0. \quad (\text{В } 11)$$

Треба відзначити, що аналогічні властивості мають і частинні похідні вказаної функції. Це дозволяє, із диференціального рівняння (В 9) отримати систему лінійних алгебраїчних рівнянь відносно функцій $A_1(\tau, a)$ і $B_1(\tau, a)$

$$\begin{aligned} \rho(\tau, x)A_1(\tau, a) + aq(\tau, x)B_1(a) &= \frac{a}{2} \frac{d\omega}{d\tau} r(\tau, x) - \frac{\varepsilon}{2\pi} \int_0^{2\pi} F_1(\tau, a, \psi, x) \cos \psi d\psi, \\ q(\tau, x)A_1(a) - a\rho(\tau, x)B_1(a) &= \frac{a}{2} \frac{d\omega}{d\tau} p(\tau, x) - \frac{\varepsilon}{2\pi} \int_0^{2\pi} F_1(\tau, a, \psi, x) \sin \psi d\psi, \end{aligned} \quad (\text{В } 12)$$

де

$$\begin{aligned} \rho(\tau, x) &= (\omega(\tau) + \kappa(\tau)V) \sin \kappa(\tau)x + (\omega(\tau) - \chi(\tau)V) \sin \chi(\tau)x, & p(\tau, x) &= (\cos \kappa(\tau)x - \cos \chi(\tau)x), \\ q(\tau, x) &= (\omega(\tau) + \kappa(\tau)V) \cos \kappa(\tau)x - (\omega(\tau) - \chi(\tau)V) \cos \chi(\tau)x, & r(\tau, x) &= (\sin \kappa(\tau)x + \sin \chi(\tau)x). \end{aligned}$$

Примітка 2. У роботі розглядається випадок, для якого нелінійні сили системи спричиняють зміну тільки в часі основних параметрів хвильового процесу (“короткі системи”). Більш загальний випадок, для якого визначальні параметри хвиль залежать ще й від лінійної змінної (випадок “довгих” систем) може бути предметом окремих досліджень.

Наведене є підставою для використання апарату усереднення [126] за змінною x стосовно системи диференціальних рівнянь (В 12), а у сукупності - дозволяє визначити функції, які описують основні параметри хвильового процесу у вигляді

$$\begin{aligned} A_1(\tau, a) &= \frac{1}{2\pi l(\tau) [(\omega(\tau) + \kappa(\tau)V)^2 + (\omega(\tau) - \chi(\tau)V)^2]} \int_0^{l(\tau)} \left\{ \rho(\tau, x) \left[a \frac{\pi l \omega(\tau)}{d\tau} r(\tau, x) - \varepsilon \int_0^{2\pi} F_1(\tau, a, \psi, x) \cos \psi d\psi \right] \cos \psi d\psi - \right. \\ &\quad \left. - q(\tau, x) \left[a \frac{\pi l \omega(\tau)}{d\tau} p(\tau, x) - \varepsilon \int_0^{2\pi} F_1(\tau, a, \psi, x) \sin \psi d\psi \right] \right\} dx \\ B_1(\tau, a) &= \frac{1}{2\pi a l(\tau) [(\omega(\tau) + \kappa(\tau)V)^2 + (\omega(\tau) - \chi(\tau)V)^2]} \int_0^{l(\tau)} \left\{ \rho(\tau, x) \left[a \frac{\pi l \omega(\tau)}{d\tau} p(\tau, x) - \varepsilon \int_0^{2\pi} F_1(\tau, a, \psi, x) \sin \psi d\psi \right] \cos \psi d\psi - \right. \\ &\quad \left. - q(\tau, x) \left[a \frac{\pi l \omega(\tau)}{d\tau} r(\tau, x) - \varepsilon \int_0^{2\pi} F_1(\tau, a, \psi, x) \sin \psi d\psi \right] \right\} dx. \end{aligned} \quad (\text{В } 13)$$

Як і треба було чекати, окремим випадком отриманих залежностей при $V = 0, l(\tau) \equiv l_0, \alpha(\tau) \equiv \alpha_0$ (α_0, l_0 - сталі) є відомі у літературі результати [126], які стосуються нелінійних коливань гнучких одновимірних середовищ із закріпленими кінцями. Таким чином, у першому наближенні динамічний процес ГЕ із повільно змінною його точкою контакту правого кінця та шківів описується залежністю (В 6) у якій параметри a та ψ визначаються відповідно до співвідношень (В 8) та (В 13).

Що стосується першого покращеного наближення (воно описує вплив нелінійних сил на форму хвиль), то додатково треба визначити функцію $U_1(\tau, a, \psi, x)$. Її, із урахуванням накладених умов, можна подати у вигляді

$$U_1(\tau, a, \psi, x) = \sum_m \sum_{n, n \neq 1} U_{1mn}(\tau, a) X_m(\tau, x) \exp(in\psi), \quad (\text{В } 14)$$

де система функцій $\{X_m(\tau, x)\}$ повинна бути повною і такою, щоб справджувались крайові умови (В 2). Такій умові задовольняє система функцій $\{X_m(\tau, x)\} = \left\{ \sin \frac{m\pi}{l(\tau)} x \right\}$. В такому разі невідомі коефіцієнти $U_{1mn}(\tau, a)$ зв'язані системою лінійних алгебраїчних рівнянь

$$\left\{ n^2 \omega^2 - (\alpha(\tau))^2 - V^2 \left(\frac{s\pi}{l(\tau)} \right)^2 \right\} U_{1sn}(\tau, a) - 2V\omega(\tau) \sum_{m=1}^j \frac{2s}{s^2 - m^2} ni \frac{m\pi}{l} U_{1mn}(\tau, a) = -F_{1sn}(\tau, a), \quad m + s - \text{непарне}, \quad (\text{В } 15)$$

$$\text{де } F_{1sn}(\tau, a) = \frac{1}{2\pi l(\tau)} \int_0^{2\pi l(\tau)} \int_0^1 F_1(\tau, a, x, \psi) \exp(-in\psi) X_s(x) dx d\psi, \quad 1 \leq s \leq j.$$

Як правило, основний вплив на динамічний процес відіграють перші моди коливань. Тому, для системи алгебраїчних рівнянь (В 15) достатньо обмежитись декількома першими члена розкладу. В такому разі знайти її розв'язок не становить труднощів. Зокрема, якщо обмежитись першими двома членами розкладу функції $U_1(\tau, a, \psi, x)$ у ряд по системі функцій $\{X_m(\tau, x)\}$, отримуємо

$$U_{11n}(\tau, a) = -\frac{1}{\Delta} \left\{ \left[n^2 \omega^2 - (\alpha^2 - V^2) \left(\frac{2\pi}{l} \right)^2 \right] F_{11n}(\tau, a) - \frac{8\pi ni}{3l} V\omega F_{12n}(\tau, a) \right\},$$

$$U_{12n}(\tau, a) = -\frac{1}{\Delta} \left\{ \left[n^2 \omega^2 - (\alpha^2 - V^2) \left(\frac{\pi}{l} \right)^2 \right] F_{12n}(\tau, a) + \frac{8\pi ni}{3l} V\omega F_{11n}(\tau, a) \right\},$$

$$\text{де } \Delta = \left[n^2 \omega^2 - (\alpha^2 - V^2) \left(\frac{\pi}{l} \right)^2 \right] \left[n^2 \omega^2 - (\alpha^2 - V^2) \left(\frac{2\pi}{l} \right)^2 \right] - \frac{64}{9} n^2 \omega^2 V^2$$

ДОДАТОК Д

Таблиця Д.1.

Значення амплітуди коливань зернової маси під час переходу через резонанс за різних значень різниці початкових фаз власних та вимушених коливань при $\nu = -2/7$

| параметри | | | | | |
|----------------|----------|-------------------------|------------------|---------------------------------|----------------|
| $l, \text{см}$ | α | $\omega, \text{с}^{-1}$ | $a_p, \text{см}$ | $\vartheta_{ t=0}, \text{рад.}$ | $a, \text{см}$ |
| 100 | 150 | 10 | 0,743 | 0 | 8,342 |
| 100 | 150 | 12 | 0,207 | 0 | 7,156 |
| 100 | 150 | 15 | 0,043 | 0 | 9,897 |
| 100 | 150 | 10 | 0,743 | 0,2 | 6,154 |
| 100 | 150 | 12 | 0,207 | 0,2 | 10,042 |
| 100 | 150 | 15 | 0,043 | 0,2 | 16,943 |
| 100 | 150 | 10 | 0,743 | 0,4 | 5,214 |
| 100 | 150 | 12 | 0,207 | 0,4 | 8,256 |
| 100 | 150 | 15 | 0,043 | 0,4 | 14,013 |
| 100 | 150 | 10 | 0,743 | 0,6 | 5,011 |
| 100 | 150 | 12 | 0,207 | 0,6 | 6,123 |
| 100 | 150 | 15 | 0,043 | 0,6 | 11,087 |
| 100 | 150 | 10 | 0,743 | 1,0 | 2,413 |
| 100 | 150 | 12 | 0,207 | 1,0 | 2,621 |
| 100 | 150 | 15 | 0,043 | 1,0 | 5,312 |

Таблиця Д.2.

Значення амплітуди коливань зернової маси під час переходу через резонанс за різних швидкостей походу через резонанс коливань при $\nu = -2/7$

| параметри | | | | | | |
|-----------|----------|---------------------|---------------------------|-------|--------------|----------|
| l , см | α | ω , c^{-1} | $\vartheta_{ t=0}$, рад. | ν | Шв. переходу | a , см |
| 150 | 100 | 10 | 0 | -2/7 | 3t | 12,347 |
| 150 | 100 | 12 | 0 | -2/7 | 3t | 18,142 |
| 150 | 100 | 15 | 0 | -2/7 | 3t | 20,017 |
| 150 | 100 | 10 | 0 | -2/7 | 12t | 6,142 |
| 150 | 100 | 12 | 0 | -2/7 | 12t | 8,173 |
| 150 | 100 | 15 | 0 | -2/7 | 12t | 13,125 |
| 150 | 100 | 10 | 0,6 | -2/7 | 12t | 3,845 |
| 150 | 100 | 12 | 0,6 | -2/7 | 12t | 4,464 |
| 150 | 100 | 15 | 0,6 | -2/7 | 12t | 7,422 |
| 150 | 100 | 10 | 0,6 | -2/5 | 12t | 6,213 |
| 150 | 100 | 12 | 0,6 | -2/5 | 12t | 4,827 |
| 150 | 100 | 15 | 0,6 | -2/5 | 12t | 6,224 |
| 150 | 100 | 10 | 0,3 | -2/5 | 12t | 7,531 |
| 150 | 100 | 12 | 0,3 | -2/5 | 12t | 6,423 |
| 150 | 100 | 15 | 0,3 | -2/5 | 12t | 8,731 |
| 100 | 150 | 10 | 0,3 | -2/3 | 12t | 7,413 |
| 100 | 150 | 12 | 0,3 | -2/3 | 12t | 8,326 |
| 100 | 150 | 15 | 0,3 | -2/3 | 12t | 13,147 |
| 100 | 150 | 10 | 0,3 | -2/3 | 6t | 10,213 |
| 100 | 150 | 12 | 0,3 | -2/3 | 6t | 12,641 |
| 100 | 150 | 15 | 0,3 | -2/3 | 6t | 19,016 |
| 100 | 150 | 10 | 1 | -2/3 | 6t | 4,831 |
| 100 | 150 | 12 | 1 | -2/3 | 6t | 4,762 |
| 100 | 150 | 15 | 1 | -2/3 | 6t | 5,681 |

ДОДАТОК Е

Результати досліджень

Рандомізована план-матриця експерименту типу ПФЕ 3^3 при визначенні продуктивності скребкового ланцюгового конвеєра

| № досл. | Рівні факторів | | | | Взаємодія факторів | | | | Параметр оптимізації, Q , <i>кг/год</i> | | | Середні знач-ня продуктивно сті Q , <i>кг/год</i> |
|------------|----------------|-------|-------|-------|--------------------|-----------|-----------|--------------------|--|------|------|---|
| | | | | | | | | | Повторюваність | | | |
| | x_0 | x_1 | x_2 | x_3 | $x_1 x_2$ | $x_1 x_3$ | $x_2 x_3$ | $x_1 x_2$ x_3 | 1 | 2 | 3 | |
| 1 | +1 | -1 | -1 | -1 | +1 | +1 | +1 | -1 | 627 | 633 | 630 | 630 |
| 2 | +1 | +1 | -1 | -1 | -1 | -1 | +1 | +1 | 1470 | 1467 | 1473 | 1470 |
| 3 | +1 | 0 | -1 | -1 | 0 | 0 | +1 | 0 | 1220 | 1223 | 1226 | 1223 |
| 4 | +1 | -1 | +1 | -1 | -1 | +1 | -1 | +1 | 1013 | 1018 | 1015 | 1015 |
| 5 | +1 | +1 | +1 | -1 | +1 | -1 | -1 | -1 | 2587 | 2590 | 2593 | 2590 |
| 6 | +1 | 0 | +1 | -1 | 0 | 0 | -1 | 0 | 1871 | 1870 | 1872 | 1871 |
| 7 | +1 | -1 | 0 | -1 | 0 | +1 | 0 | 0 | 896 | 897 | 898 | 897 |
| 8 | +1 | +1 | 0 | -1 | 0 | -1 | 0 | 0 | 1927 | 1933 | 1930 | 1930 |
| 9 | +1 | 0 | 0 | -1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1482 | 1480 | 1478 | 1480 |
| 10 | +1 | -1 | -1 | +1 | +1 | -1 | -1 | +1 | 1123 | 1120 | 1126 | 1123 |
| 11 | +1 | +1 | -1 | +1 | -1 | +1 | -1 | -1 | 2646 | 2649 | 2652 | 2649 |
| 12 | +1 | 0 | -1 | +1 | 0 | 0 | -1 | 0 | 1746 | 1750 | 1748 | 1748 |
| 13 | +1 | -1 | +1 | +1 | -1 | -1 | +1 | -1 | 2190 | 2190 | 2190 | 2190 |
| 14 | +1 | +1 | +1 | +1 | +1 | +1 | +1 | +1 | 6260 | 6257 | 6263 | 6260 |
| 15 | +1 | 0 | +1 | +1 | 0 | 0 | +1 | 0 | 4273 | 4270 | 4267 | 4270 |
| 16 | +1 | -1 | 0 | +1 | 0 | -1 | 0 | 0 | 1545 | 1549 | 1547 | 1547 |
| 17 | +1 | +1 | 0 | +1 | 0 | +1 | 0 | 0 | 4454 | 4457 | 4460 | 4457 |
| 18 | +1 | 0 | 0 | +1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 3404 | 3400 | 3410 | 3404 |
| 19 | +1 | -1 | -1 | 0 | +1 | 0 | 0 | 0 | 767 | 769 | 771 | 769 |
| 20 | +1 | +1 | -1 | 0 | -1 | 0 | 0 | 0 | 1990 | 1982 | 1986 | 1986 |
| 21 | +1 | 0 | -1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1412 | 1412 | 1412 | 1412 |
| 22 | +1 | -1 | +1 | 0 | -1 | 0 | 0 | 0 | 1531 | 1529 | 1527 | 1529 |
| 23 | +1 | +1 | +1 | 0 | +1 | 0 | 0 | 0 | 4292 | 4288 | 4290 | 4290 |
| 24 | +1 | 0 | +1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 2960 | 2964 | 2956 | 2960 |
| 25 | +1 | -1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1242 | 1247 | 1252 | 1247 |
| 26 | +1 | +1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 3444 | 3430 | 3437 | 3437 |
| 27 | +1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 3010 | 2190 | 2170 | 2190 |

Рандомізована план-матриця експерименту типу ПФЕ 3^3 при визначенні
крутного моменту переміщення вантажу

| № досл. | Рівні факторів | | | | Взаємодія факторів | | | | Параметр оптимізації, T , H_m | | | Середні знач-ня T , H_m |
|------------|----------------|-------|-------|-------|--------------------|-----------|-----------|---------------|--------------------------------------|-------|-------|-----------------------------------|
| | | | | | | | | | Повторюваність | | | |
| | x_0 | x_1 | x_2 | x_3 | $x_1 x_2$ | $x_1 x_3$ | $x_2 x_3$ | $x_1 x_2 x_3$ | 1 | 2 | 3 | T , H_m |
| 1 | +1 | -1 | -1 | -1 | +1 | +1 | +1 | -1 | 5,05 | 5,07 | 5,09 | 5,07 |
| 2 | +1 | +1 | -1 | -1 | -1 | -1 | +1 | +1 | 13,9 | 13,94 | 13,86 | 13,9 |
| 3 | +1 | 0 | -1 | -1 | 0 | 0 | +1 | 0 | 8,9 | 8,93 | 8,96 | 8,93 |
| 4 | +1 | -1 | +1 | -1 | -1 | +1 | -1 | +1 | 11,74 | 11,7 | 11,72 | 11,72 |
| 5 | +1 | +1 | +1 | -1 | +1 | -1 | -1 | -1 | 33,59 | 32,57 | 32,55 | 32,57 |
| 6 | +1 | 0 | +1 | -1 | 0 | 0 | -1 | 0 | 20,66 | 20,68 | 20,64 | 20,66 |
| 7 | +1 | -1 | 0 | -1 | 0 | +1 | 0 | 0 | 8,35 | 8,38 | 8,41 | 8,38 |
| 8 | +1 | +1 | 0 | -1 | 0 | -1 | 0 | 0 | 23,12 | 23 | 23,06 | 23,06 |
| 9 | +1 | 0 | 0 | -1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 14,9 | 14,93 | 14,96 | 14,93 |
| 10 | +1 | -1 | -1 | +1 | +1 | -1 | -1 | +1 | 4,7 | 4,8 | 4,9 | 4,7 |
| 11 | +1 | +1 | -1 | +1 | -1 | +1 | -1 | -1 | 13 | 13,05 | 13,1 | 13,05 |
| 12 | +1 | 0 | -1 | +1 | 0 | 0 | -1 | 0 | 8,3 | 8,4 | 8,35 | 8,35 |
| 13 | +1 | -1 | +1 | +1 | -1 | -1 | +1 | -1 | 11,02 | 10,99 | 10,97 | 10,99 |
| 14 | +1 | +1 | +1 | +1 | +1 | +1 | +1 | +1 | 30,53 | 30,5 | 30,56 | 30,53 |
| 15 | +1 | 0 | +1 | +1 | 0 | 0 | +1 | 0 | 14,6 | 14,59 | 14,58 | 14,59 |
| 16 | +1 | -1 | 0 | +1 | 0 | -1 | 0 | 0 | 8 | 7,8 | 7,85 | 7,85 |
| 17 | +1 | +1 | 0 | +1 | 0 | +1 | 0 | 0 | 21,86 | 21,83 | 21,8 | 21,83 |
| 18 | +1 | 0 | 0 | +1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 13,95 | 14 | 13,9 | 13,95 |
| 19 | +1 | -1 | -1 | 0 | +1 | 0 | 0 | 0 | 4,7 | 4,75 | 4,8 | 4,75 |
| 20 | +1 | +1 | -1 | 0 | -1 | 0 | 0 | 0 | 13,5 | 12,7 | 13,2 | 13,2 |
| 21 | +1 | 0 | -1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 8,41 | 8,43 | 8,46 | 8,43 |
| 22 | +1 | -1 | +1 | 0 | -1 | 0 | 0 | 0 | 11,14 | 11,16 | 11,12 | 11,14 |
| 23 | +1 | +1 | +1 | 0 | +1 | 0 | 0 | 0 | 27,7 | 27,73 | 27,76 | 27,73 |
| 24 | +1 | 0 | +1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 19,64 | 19,7 | 19,67 | 19,67 |
| 25 | +1 | -1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 7,84 | 7,87 | 7,9 | 7,87 |
| 26 | +1 | +1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 21,9 | 21,94 | 21,86 | 21,9 |
| 27 | +1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 14,05 | 14,07 | 14,09 | 14,07 |

Рандомізована план-матриця експерименту типу ПФЕ 3^3 при визначенні пошкодження матеріалу

| № досл. | Рівні факторів | | | | Взаємодія факторів | | | | Параметр оптимізації, P_3 % | | | Середні значення P_3 % |
|------------|----------------|-------|-------|-------|--------------------|-----------|-----------|---------------|----------------------------------|------|------|--------------------------------|
| | | | | | | | | | Повторюваність | | | |
| | x_0 | x_1 | x_2 | x_3 | $x_1 x_2$ | $x_1 x_3$ | $x_2 x_3$ | $x_1 x_2 x_3$ | 1 | 2 | 3 | P_3 % |
| 1 | +1 | -1 | -1 | -1 | +1 | +1 | +1 | -1 | 0,46 | 0,45 | 0,44 | 0,45 |
| 2 | +1 | +1 | -1 | -1 | -1 | -1 | +1 | +1 | 0,49 | 0,48 | 0,47 | 0,48 |
| 3 | +1 | 0 | -1 | -1 | 0 | 0 | +1 | 0 | 0,40 | 0,39 | 0,38 | 0,39 |
| 4 | +1 | -1 | +1 | -1 | -1 | +1 | -1 | +1 | 0,64 | 0,63 | 0,65 | 0,64 |
| 5 | +1 | +1 | +1 | -1 | +1 | -1 | -1 | -1 | 0,54 | 0,5 | 0,58 | 0,54 |
| 6 | +1 | 0 | +1 | -1 | 0 | 0 | -1 | 0 | 0,62 | 0,58 | 0,6 | 0,60 |
| 7 | +1 | -1 | 0 | -1 | 0 | +1 | 0 | 0 | 0,43 | 0,48 | 0,53 | 0,48 |
| 8 | +1 | +1 | 0 | -1 | 0 | -1 | 0 | 0 | 0,49 | 0,48 | 0,51 | 0,49 |
| 9 | +1 | 0 | 0 | -1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0,43 | 0,43 | 0,43 | 0,43 |
| 10 | +1 | -1 | -1 | +1 | +1 | -1 | -1 | +1 | 0,58 | 0,56 | 0,57 | 0,57 |
| 11 | +1 | +1 | -1 | +1 | -1 | +1 | -1 | -1 | 0,46 | 0,46 | 0,46 | 0,46 |
| 12 | +1 | 0 | -1 | +1 | 0 | 0 | -1 | 0 | 0,59 | 0,58 | 0,6 | 0,59 |
| 13 | +1 | -1 | +1 | +1 | -1 | -1 | +1 | -1 | 0,52 | 0,56 | 0,46 | 0,52 |
| 14 | +1 | +1 | +1 | +1 | +1 | +1 | +1 | +1 | 0,55 | 0,59 | 0,58 | 0,57 |
| 15 | +1 | 0 | +1 | +1 | 0 | 0 | +1 | 0 | 0,46 | 0,48 | 0,41 | 0,45 |
| 16 | +1 | -1 | 0 | +1 | 0 | -1 | 0 | 0 | 433 | 419 | 424 | 0,53 |
| 17 | +1 | +1 | 0 | +1 | 0 | +1 | 0 | 0 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,50 |
| 18 | +1 | 0 | 0 | +1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0,48 | 0,47 | 0,49 | 0,47 |
| 19 | +1 | -1 | -1 | 0 | +1 | 0 | 0 | 0 | 0,48 | 0,5 | 0,46 | 0,48 |
| 20 | +1 | +1 | -1 | 0 | -1 | 0 | 0 | 0 | 0,41 | 0,41 | 0,41 | 0,41 |
| 21 | +1 | 0 | -1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0,55 | 0,58 | 0,53 | 0,55 |
| 22 | +1 | -1 | +1 | 0 | -1 | 0 | 0 | 0 | 0,56 | 0,6 | 0,59 | 0,58 |
| 23 | +1 | +1 | +1 | 0 | +1 | 0 | 0 | 0 | 0,42 | 0,47 | 0,45 | 0,45 |
| 24 | +1 | 0 | +1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0,61 | 0,69 | 0,68 | 0,66 |
| 25 | +1 | -1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0,45 | 0,56 | 0,55 | 0,52 |
| 26 | +1 | +1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0,49 | 0,52 | 0,51 | 0,51 |
| 27 | +1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0,59 | 0,65 | 0,62 | 0,62 |

Рандомізована план-матриця експерименту типу ПФЕ 3^3 при визначенні ефективності просіювання

| № досл. | Рівні факторів | | | | Взаємодія факторів | | | | Параметр оптимізації, $E\%$ | | | Середні значення $E\%$ |
|------------|----------------|-------|-------|-------|--------------------|-----------|-----------|---------------|-----------------------------|-----|-----|------------------------------|
| | | | | | | | | | Повторюваність | | | |
| | x_0 | x_1 | x_2 | x_3 | $x_1 x_2$ | $x_1 x_3$ | $x_2 x_3$ | $x_1 x_2 x_3$ | 1 | 2 | 3 | $E\%$ |
| 1 | +1 | -1 | -1 | -1 | +1 | +1 | +1 | -1 | 95 | 96 | 94 | 95 |
| 2 | +1 | +1 | -1 | -1 | -1 | -1 | +1 | +1 | 98 | 94 | 96 | 96 |
| 3 | +1 | 0 | -1 | -1 | 0 | 0 | +1 | 0 | 94 | 96 | 95 | 95 |
| 4 | +1 | -1 | +1 | -1 | -1 | +1 | -1 | +1 | 92 | 94 | 96 | 94 |
| 5 | +1 | +1 | +1 | -1 | +1 | -1 | -1 | -1 | 97 | 96 | 98 | 97 |
| 6 | +1 | 0 | +1 | -1 | 0 | 0 | -1 | 0 | 95 | 93 | 97 | 95 |
| 7 | +1 | -1 | 0 | -1 | 0 | +1 | 0 | 0 | 97 | 95 | 96 | 96 |
| 8 | +1 | +1 | 0 | -1 | 0 | -1 | 0 | 0 | 98 | 96 | 100 | 98 |
| 9 | +1 | 0 | 0 | -1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 95 | 97 | 99 | 97 |
| 10 | +1 | -1 | -1 | +1 | +1 | -1 | -1 | +1 | 94 | 96 | 95 | 95 |
| 11 | +1 | +1 | -1 | +1 | -1 | +1 | -1 | -1 | 96 | 95 | 97 | 96 |
| 12 | +1 | 0 | -1 | +1 | 0 | 0 | -1 | 0 | 96 | 94 | 95 | 95 |
| 13 | +1 | -1 | +1 | +1 | -1 | -1 | +1 | -1 | 94 | 96 | 92 | 94 |
| 14 | +1 | +1 | +1 | +1 | +1 | +1 | +1 | +1 | 93 | 91 | 95 | 93 |
| 15 | +1 | 0 | +1 | +1 | 0 | 0 | +1 | 0 | 96 | 95 | 97 | 96 |
| 16 | +1 | -1 | 0 | +1 | 0 | -1 | 0 | 0 | 94 | 94 | 97 | 95 |
| 17 | +1 | +1 | 0 | +1 | 0 | +1 | 0 | 0 | 95 | 97 | 99 | 97 |
| 18 | +1 | 0 | 0 | +1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 94 | 96 | 98 | 96 |
| 19 | +1 | -1 | -1 | 0 | +1 | 0 | 0 | 0 | 95 | 95 | 95 | 95 |
| 20 | +1 | +1 | -1 | 0 | -1 | 0 | 0 | 0 | 97 | 99 | 95 | 97 |
| 21 | +1 | 0 | -1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 96 | 96 | 96 | 96 |
| 22 | +1 | -1 | +1 | 0 | -1 | 0 | 0 | 0 | 95 | 99 | 97 | 97 |
| 23 | +1 | +1 | +1 | 0 | +1 | 0 | 0 | 0 | 99 | 100 | 98 | 99 |
| 24 | +1 | 0 | +1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 99 | 98 | 97 | 98 |
| 25 | +1 | -1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 97 | 93 | 95 | 95 |
| 26 | +1 | +1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 95 | 97 | 99 | 97 |
| 27 | +1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 96 | 94 | 98 | 96 |

Додаток Ж

Програмне забезпечення для визначення собівартості виготовлення робочих органів

Програма включає такі вікна: характеристика варіантів технологічного процесу, склад технологічного обладнання, зведена відомість складу працюючих, капітальні витрати по основних фондах, зведена відомість річного фонду зарплати, відомість витрат на матеріали, кошторис цехових витрат, кошторис витрат на виробництво продукції, калькуляція собівартості одиниці продукції, основні техніко-економічні показники.

Вибір типу виробництва (ТЦ):
 Підприємство
 Дрібносерійне
 Серійне
 Крупносерійне
 Маса

Вибір виду заготовки:
 Квадрат
 Круг
 Точка
 Сошник і зади
 Сошник
 Осьовий

Технічні параметри заготовки, шт: 3900
Нормальний річний фонд часу роботи обладнання: 0.15
Маса деталі, кг: 0.23
Вага запис про матеріал та витрати на енергію і воду:

Прогнозне відношення кількості робітників:
 окладів: 13% в кваліфікаційну і лисовому виробничій, 3.5% в однієї і двох серійному;
 доплаток робітників: 35-50% в кваліфікаційну і лисовому виробничій, 10-25% в однієї і двох серійному;

| № опр. | Тит. зв. | Потужність обладн. кВт | Вартість обладн. грн | Потужн. виробн. кВт | Коефіцієнт експлуат. | Розряд робіт. | Коеф. б/в виробнич. об'єкт. | Розрядність роб. маш. | Прод. жит. календар. місяц. |
|--------|----------|------------------------|----------------------|---------------------|----------------------|---------------|-----------------------------|-----------------------|-----------------------------|
| 01 | 34.48 | 11 | 30000 | 6 | 1 | 4 | 1 | 0 | 1 |
| 04 | 15.54 | 11 | 30000 | 6 | 1 | 3 | 1 | 0 | 1 |
| 02 | 5 | 5.5 | 20000 | 3 | 1 | 4 | 1 | 0 | 1 |
| 03 | 11.1 | 5.5 | 20000 | 3 | 1 | 3 | 1 | 0 | 1 |
| 05 | 15.48 | 5.5 | 20000 | 3 | 1 | 4 | 1 | 0 | 1 |
| 06 | 5 | 5.5 | 20000 | 3 | 1 | 4 | 1 | 0 | 1 |
| 04 | 15.54 | 11 | 30000 | 6 | 1 | 3 | 1 | 0 | 1 |

Визначення економічної ефективності технології виготовлення продукції заготовки.

| № опр. | Програма запуску, шт. | Тит. зв. | Тривалість на деталі, год. | Тривалість на програму, год. | Розряд робітника |
|--------|-----------------------|----------|----------------------------|------------------------------|------------------|
| 01 | 3210 | 34.48 | 0.575 | 4720.75 | 4 |
| 04 | 3210 | 15.54 | 0.256 | 2126.80 | 3 |
| 05 | 3210 | 5 | 0.083 | 681.43 | 4 |
| 08 | 3210 | 11.1 | 0.185 | 1518.65 | 3 |
| 09 | 3210 | 16.16 | 0.271 | 2249.54 | 4 |
| 05 | 3210 | 5 | 0.083 | 681.43 | 4 |
| 04 | 3210 | 15.54 | 0.256 | 2126.38 | 3 |
| Сума | | 103.12 | 1.718 | 14104.78 | |

Визначення економічної ефективності технології виготовлення продукції заготовки.

| № опр. | Нормативна ціна за одиницю | Середня ціна за одиницю | Відношення | |
|-----------------------------------|--|-------------------------|------------|--|
| 1 | Планові витрати на виробництво | | | |
| а) в натуральній вираженні | шт. | 7500 | | |
| б) у валютному вираженні | грн. | 1512433 | | |
| 2 | Калібрувальні витрати | | | |
| а) деталі | тис. грн. | 373.09 | | |
| б) витрати | тис. грн. | 11.83 | | |
| в) матеріали та інші витрати | к.п. грн. | 140 | | |
| г) кількість виробів | шт. | 8 | | |
| д) вартість обладнання | кід. | 66 | | |
| 3 | Оборотні витрати на виробництво | млн. грн. | 88.61 | |
| 4 | Вартість чисельності працюючих на заводі, зарплата | тис. грн. | 442.2949 | |
| 5 | Середньомісячна зарплата | | | |
| а) виробничих робітників | грн. | 7501.49 | | |
| б) П.П. | грн. | 0 | | |
| 7 | Витрати на енергію та інші ресурси | грн. без П.П. | 372858.80 | |
| а) на один грн. основних фондів | грн. | 4268.86 | | |
| б) на один кваліфікаційний місяць | грн. | 102.18.25 | | |

Визначення економічної ефективності технології виготовлення продукції заготовки.

| № опр. | Категорія працівників | Кількість | Прогнозний коефіцієнт, % |
|--------|--------------------------------------|-----------|--------------------------|
| 1 | Виробничі робітники | 4 | - |
| 2 | Доплатки робітникам | | 42 |
| 3 | Міжцеховий обслуговувальний персонал | | 2.3 |
| 4 | Бюджетні технічні працівники | | 10.13 |
| 5 | Підприємстві матеріали | | 4.6 |
| Всього | | 4 | |

| Робіт. маш. зайнят. виробнич. об'єкт. | Робіт. маш. зайнят. виробнич. об'єкт. на основі основних і унікальних обладнань | Робіт. маш. зайнят. на ліцензійних роботах | Коефіцієнт, зайнят. в шт. робітк. виробничого підприємства | Розряд |
|---------------------------------------|---|--|--|--------|
| 6.955 | 7.142 | 9.287 | 6.758 | I |
| 7.803 | 7.816 | 9.781 | 7.007 | II |
| 7.693 | 8.157 | 10.194 | 7.435 | III |
| 8.694 | 8.301 | 10.657 | 7.773 | IV |
| 10.055 | 10.782 | 13.438 | 9.801 | V |
| | 11.068 | | | VI |
| | 13.025 | | | VII |

Визначення економічної ефективності технології виготовлення продукції заготовки.

| № опр. | Програма запуску, шт. | Тит. зв. | Тривалість на деталі, год. | Тривалість на програму, год. | Розряд робітника |
|--------|-----------------------|----------|----------------------------|------------------------------|------------------|
| 01 | 3210 | 34.48 | 0.575 | 4720.75 | 4 |
| 04 | 3210 | 15.54 | 0.256 | 2126.80 | 3 |
| 05 | 3210 | 5 | 0.083 | 681.43 | 4 |
| 08 | 3210 | 11.1 | 0.185 | 1518.65 | 3 |
| 09 | 3210 | 16.16 | 0.271 | 2249.54 | 4 |
| 05 | 3210 | 5 | 0.083 | 681.43 | 4 |
| 04 | 3210 | 15.54 | 0.256 | 2126.38 | 3 |
| Сума | | 103.12 | 1.718 | 14104.78 | |

Розрахунок економічної доцільності

Вартість виробу
 Файл з даними: d:\data\resultat_451.csv
 Використовувати два проходи
 Розрахувати

Результат: **15170.12**

Економічна доцільність
 Вартість базового виробу: **17862.00**
 Вартість 1 Кв/кол: **219.356**
 Робочих днів (2019 рік): **247**
 Розрахувати
 Правий економічний ефект: **15158.53**

ДОДАТОК 3

ОБРОБКА БАЗИ ДАНИХ.

```

unit Conveyors;

interface

uses
  Winapi.Windows, Winapi.Messages, System.SysUtils, System.Variants, System.Classes, Vcl.Graphics,
  Vcl.Controls, Vcl.Forms, Vcl.Dialogs, Vcl.Grids, Vcl.DBGrids, Data.DB,
  Data.Win.ADODB, Vcl.StdCtrls, Vcl.ExtCtrls;

type
  TfrmConveyors = class(TForm)
    DBGrid1: TDBGrid;
    Panel1: TPanel;
    btNew: TButton;
    btEdit: TButton;
    btDelete: TButton;
    procedure btNewClick(Sender: TObject);
    procedure btEditClick(Sender: TObject);
    procedure btDeleteClick(Sender: TObject);
  private
    { Private declarations }
  public
    { Public declarations }
  end;

var
  frmConveyors: TfrmConveyors;

implementation

{$R *.dfm}

uses dmDB, ConveyorEdit, Lib;

procedure TfrmConveyors.btDeleteClick(Sender: TObject);
begin
  DeleteGrid(DB.taConveyors);
end;

procedure TfrmConveyors.btEditClick(Sender: TObject);
begin
  EditGrid(DB.taConveyors, frmConveyorEdit);
end;

procedure TfrmConveyors.btNewClick(Sender: TObject);
begin
  InsertGrid(DB.taConveyors, frmConveyorEdit);
end;
end.
unit dmDB;

interface

uses
  System.SysUtils, System.Classes, Data.DB, Data.Win.ADODB;

type

```

```

TDataSetHelper = class
public
  KeyField:string;
  ForeignKeyField:string;
  TableName:string;
  ParentDataSet:TDataSet;
end;

TDB = class(TDataModule)
  ADOConnection1: TADOConnection;
  dsConveyors: TDataSource;
  quGenerator: TADOQuery;
  taConveyors: TADOQuery;
  taConveyorsGk3_u: TFloatField;
  taConveyorsGk3_Kpr: TFloatField;
  taConveyorsGk3_Kpdv: TFloatField;
  taConveyorsGk3_Kps: TFloatField;
  taConveyorsGk3_x: TIntegerField;
  taConveyorsid_conveyor: TIntegerField;
  taConveyorsGk2_Kvyk: TFloatField;
  taConveyorsGk2_Kzm: TFloatField;
  taConveyorsGk2_Kpot: TFloatField;
  taConveyorsGk2_Pvst: TFloatField;
  taConveyorsGk2_Cel: TFloatField;
  taConveyorsGk2_Fefo: TFloatField;
  taConveyorsGk2_c4: TFloatField;
  taConveyorsGk2_Nop: TIntegerField;
  taConveyorsGk2_Kdopl: TFloatField;
  taConveyorsGk2_Kdod: TFloatField;
  taConveyorsGk2_Knar: TFloatField;
  taConveyorsGk2_Fefr: TFloatField;
  taConveyorsGk2_Pposhk: TFloatField;
  taConveyorsGk2_Mvant: TFloatField;
  taConveyorsGk2_Cen: TFloatField;
  taConveyorsGk2_Nskl: TIntegerField;
  taConveyorsGk2_c5: TFloatField;
  taConveyorsGk2_Nm: TIntegerField;
  taConveyorsGk2_Tb: TFloatField;
  taConveyorsGk2_Nq: TIntegerField;
  taConveyorsGk2_Td: TFloatField;
  taConveyorsGk2_u: TFloatField;
  taConveyorsGk2_x: TIntegerField;
  taElements: TADOQuery;
  dsElements: TDataSource;
  taElementType: TADOQuery;
  dsElementType: TDataSource;
  taMaterial: TADOQuery;
  dsMaterial: TDataSource;
  taComplexity: TADOQuery;
  dsComplexity: TDataSource;
  taAccessory: TADOQuery;
  dsAccessory: TDataSource;
  taMaterialid_element: TIntegerField;
  taMaterialid_Material: TIntegerField;
  taMaterialM: TFloatField;
  taMaterialC: TFloatField;
  taMaterialMv: TFloatField;
  taMaterialCv: TFloatField;
  taMaterialshortname: TStringField;
  taComplexityid_element: TIntegerField;
  taComplexityid_Complexity: TIntegerField;
  taComplexityT: TFloatField;
  taComplexityshortname: TStringField;
  taAccessoryid_element: TIntegerField;

```



```

taAccessoryid_Accessory: TIntegerField;
taAccessoryN: TIntegerField;
taAccessoryC: TFloatField;
taAccessoryshortname: TStringField;
taConveyorsGk1_Ktrz: TFloatField;
taConveyorsGk1_Kdopl: TFloatField;
taConveyorsGk1_Kdod: TFloatField;
taConveyorsGk1_Knar: TFloatField;
taConveyorsGk1_c3: TFloatField;
taConveyorsGk1_Th: TFloatField;
taElementsid_type: TIntegerField;
taElementsid_element: TIntegerField;
taElementsid_conveyor: TIntegerField;
taElementsPrice: TFloatField;
taElementsisParams: TIntegerField;
taElementsC34_Kser: TFloatField;
taElementsC34_Kskl: TFloatField;
taElementsC34_Ktrz: TFloatField;
taElementsC34_Kdm: TFloatField;
taElementsC34_Kdopl: TFloatField;
taElementsC34_Kdod: TFloatField;
taElementsC34_Knar: TFloatField;
taElementsC34_Kzv: TFloatField;
taElementsC34_c1: TFloatField;
taElementsC34_c2: TFloatField;
taElementsC34_Tr: TFloatField;
taElementsC34_Kven: TFloatField;
taElementsC34_Pser: TFloatField;
taElementsC34_Cel: TFloatField;
taElementsC567_Kser: TFloatField;
taElementsC567_Kvv: TFloatField;
taElementsC567_Ktrz: TFloatField;
taElementsC567_mm: TFloatField;
taElementsC567_Cm: TFloatField;
taElementsC567_mv: TFloatField;
taElementsC567_Cv: TFloatField;
taElementsshortname: TStringField;
taConveyorsGk1_summ: TFloatField;
taConveyorsGk2_summ: TFloatField;
taConveyorsGk3_summ: TFloatField;
taConveyorsSumm: TFloatField;
taElementsSumm: TFloatField;
taConveyorsname: TWideStringField;
taElementsname: TWideStringField;
taMaterialname: TWideStringField;
taComplexityname: TWideStringField;
taAccessoryname: TWideStringField;

procedure DataModuleCreate(Sender: TObject);
procedure BeforePost(DataSet: TDataSet);
procedure AfterPost(DataSet: TDataSet);
procedure AfterInsert(DataSet: TDataSet);
procedure taConveyorsAfterScroll(DataSet: TDataSet);
procedure taElementsAfterScroll(DataSet: TDataSet);
private
  procedure ReadParams;

public
  { Public declarations }
  procedure WriteParams;
end;

var
  DB: TDB;

```

implementation

```
{%CLASSGROUP 'Vcl.Controls.TControl'}

{$R *.dfm}

uses Vcl.Dialogs, Lib, inifiles, Vcl.Forms;

procedure TDB.ReadParams;
Var IniFile:TIniFile;
    ConnectionString:string;
begin
    try
        IniFile:=TIniFile.Create(ExtractFilePath(Application.ExeName) + 'Kandidat.ini');
        ADOConnection1.ConnectionString:=IniFile.ReadString('DB','ConnectionString','');
    finally
        IniFile.Free;
    end;
end;

procedure TDB.WriteParams;
Var IniFile:TIniFile;
    ConnectionString:string;
begin
    try
        IniFile:=TIniFile.Create(ExtractFilePath(Application.ExeName) + 'KandidatOld.ini');
        IniFile.WriteString('DB','ConnectionString',ADOConnection1.ConnectionString);
    finally
        IniFile.Free;
    end;
end;

function H(DataSet:TDataSet):TDataSetHelper;
begin
    Result:=TDataSetHelper((DataSet.Tag));
end;

function AddHelper(KeyField,ForeignKeyField,TableName:string;ParentDataSet:TDataSet):integer;
var hlp:TDataSetHelper;
begin
    hlp:=TDataSetHelper.Create;
    hlp.KeyField:=KeyField;
    hlp.ForeignKeyField:=ForeignKeyField;
    hlp.TableName:=TableName;
    hlp.ParentDataSet:=ParentDataSet;
    Result:=integer(hlp);
end;

procedure TDB.DataModuleCreate(Sender: TObject);
begin
    //taConveyors.FieldByName('ShortName').ReadOnly:=False;
    taConveyors.Tag:=AddHelper('id_conveyor','Conveyors',nil);

    taElements.FieldByName('ShortName').ReadOnly:=False;
    taElements.Tag:=AddHelper('id_element','id_conveyor','Elements',taConveyors);

    taMaterial.FieldByName('ShortName').ReadOnly:=False;
    taMaterial.Tag:=AddHelper('id_Material','id_element','Material',taElements);

    taComplexity.FieldByName('ShortName').ReadOnly:=False;
    taComplexity.Tag:=AddHelper('id_Complexity','id_element','Complexity',taElements);

    taAccessory.FieldByName('ShortName').ReadOnly:=False;
```

```

taAccessory.Tag:=AddHelper('id_Accessory','id_element','Accessory',taElements);

try
  WriteParams;
  ReadParams;
  ADOConnection1.Connected:=True;
  taElementType.Active:=True;
  SmartRefresh(H(taConveyors).KeyField,taConveyors);
  taConveyorsAfterScroll(nil);
except
  on e:exception do begin
    Raise Exception.Create('Помилка читання даних з БД' + chr(10) + chr(13)+ e.Message);
  end;
end;
end;

procedure TDB.AfterPost(DataSet: TDataSet);
begin
  SmartRefresh(H(DataSet).KeyField,DataSet);
end;

procedure TDB.taConveyorsAfterScroll(DataSet: TDataSet);
var KeyField:integer;
begin
  KeyField:=-1;
  if CanGetData(taConveyors) then
    KeyField:=taConveyors.FieldByName('id_conveyor').AsInteger;
    taElements.Parameters.ParamByName('id_conveyor').Value:=KeyField;
    SmartRefresh(H(taElements).KeyField,taElements);
    taElementsAfterScroll(nil);
end;

procedure TDB.taElementsAfterScroll(DataSet: TDataSet);
var KeyField:integer;
begin
  KeyField:=-1;
  if CanGetData(taElements) then
    KeyField:=taElements.FieldByName('id_element').AsInteger;
    taMaterial.Parameters.ParamByName('id_element').Value:=KeyField;
    SmartRefresh(H(taMaterial).KeyField,taMaterial);
    taComplexity.Parameters.ParamByName('id_element').Value:=KeyField;
    SmartRefresh(H(taComplexity).KeyField,taComplexity);
    taAccessory.Parameters.ParamByName('id_element').Value:=KeyField;
    SmartRefresh(H(taAccessory).KeyField,taAccessory);
end;

procedure TDB.BeforePost(DataSet: TDataSet);
begin
  //Обхід того що ADODB прокидає тільки (Мемо) замість String полів
  //DataSet.FieldByName('name').AsString:=DataSet.FieldByName('shortname').AsString;
end;

procedure TDB.AfterInsert(DataSet: TDataSet);
var
  dh:TDataSetHelper;
begin
  dh:=H(DataSet);
  DataSet.FieldByName(dh.KeyField).AsInteger:=GetNextId(dh.TableName,dh.KeyField,quGenerator);
  if assigned(dh.ParentDataSet) then begin
    if dh.ParentDataSet.State=dsInsert then begin
      try
        dh.ParentDataSet.Post;
      except
        on E:Exception do begin

```

```

        ShowMessage('Помилка збереження '+ chr(10)+chr(13)+E.Message);
    end;
end;
end;

DataSet.FieldByName(dh.ForeignKeyField).AsInteger:=dh.ParentDataSet.FieldByName(dh.ForeignKeyField).AsInteger;

    end;
end;
Function CalcYearEffect:Real;
Var
    efect: Real;
Begin
    CalcYearEffect := (basovvirib-newvirib/kilovat/yearday);
End;
Procedure CalcEffectArray;
Label 100;
Var i,n1:INTEGER;
    xnr:DOUBLE;
Begin
    v1:=0.0;
    v2:=0.0;
    v3:=0.0;
    v4:=0.0;
    v5:=0.0;
    n1:=n-1;
    xnr:=SQRT(n);
    if nt=2 then goto nextStep;
    for i:=1 to n do
    begin
        v1:=v1+X[i];
        v3:=v3+SQR(X[i]);
    end;
    v6:=v3-v1*v1/n;
    v1:=v1/n;
    a3:=SQRT(v6/n1);
    a5:=SQRT(v6/n);
    v5:=a5/xnr;
    v3:=a3/xnr;
    exit;
nextStep:
    for i:=1 to n do
    begin
        v3:=v3+SQR(X[i]);
        v4:=v4+SQR(Y[i]);
        v5:=v5+X[i]*Y[i];
        v1:=v1+X[i];
        v2:=v2+Y[i];
    end;
    v2:=v2/n;
    v1:=v1/n;
    v7:=v4-v2*v2/n;
    v6:=v3-v1*v1/n;
    v8:=v5-v1*v2/n;
    a3:=SQRT(v6/n1);
    a4:=SQRT(v7/n1);
    a5:=SQRT(v6/n);
    a6:=SQRT(v7/n);

    v3:=a3/xnr;
    v4:=a4/xnr;
    v5:=a5/xnr;
    v6:=a6/xnr;
    v7:=v8/n1;

```

```

a7:=v8/n;

if (a3=0) or (a4=0) then exit;
v8:=v8/(n*a5*a6)
End;

Function CalcFact(x:real):Real;
Var
  prod1: Real;
  i1,ix: Integer;
Begin
  prod1 := 1.0;
  ix:=Round(x);
  For i1:=2 to ix do prod1 := prod1 * i1;
  CalcFact := prod1
End;

Function CacICombination(n,k:integer): Integer;
Var temp, denom: real;
Begin
  denom := CalcFact(1.0*k)*CalcFact(1.0*(n-k));
  temp := CalcFact(n) / denom;
  CacICombination:=Round(temp)
End;

Function PowerEffect(x:real; n:integer): Real;
var result : real;
  j: integer;
begin
  result := 1.0;
  if n=0 then
  begin
    PowerEffect:=result;
    exit
  end
  else
    for j:=1 to n do
      result := x * result;
    PowerEffect :=result
  end;

Procedure Calucate_EconomiEffect
Begin
  len := Length(arrayData);
  probability := 0.0;
  if arrayData[1]='1' then probability := 1.0;
  sign:=1;
  For i:=1 to len do
  begin
    if arrayData[i]='+' then sign:=1;
    if arrayData[i]='-' then sign:=-1;
    if arrayData[i]='(' then left:=i;
    if arrayData[i]=')' then
      begin
        s:="";
        For j:=left+1 to i do s:=s+arrayData[j];
        s1:=""; j:=1;
        while (s[j]<>',' ) and (s[j]<>')') do
          begin
            s1:=s1+s[j];
            Inc(j);
          end;
        Val(s1,n,ierror);
        error:=error+ierror;
      end;
  end;

```

```

s1:="";
Inc(j);
while (s[j]<>'') and (s[j]<>'') do
begin
s1:=s1+s[j];
Inc(j);
end;
Val(s1,k,ierror);
error:=error+ierror;
s1:=""; Inc(j);
while (s[j]<>'') and (s[j]<>'') do
begin
s1:=s1+s[j];
Inc(j);
end;
Val(s1,prob_a,ierror);
error:=error+ierror;
    probability:= probability+sign*C(n,k)*PowerEffect(prob_a,k)*PowerEffect(1.0-prob_a,n-k);
end
end;
End;

procedure ReadCSVFile(const ACSVFilePath: string);
var
  csvReaderFile: TnvvCSVFileReader;
  i: Integer;
begin
  csvReaderFile := TnvvCSVFileReader.Create;
  try
    csvReaderFile.SetFile(ACSVFilePath, TEncoding.ASCII);
    csvReaderFile.HeaderPresent := False;

    csvReaderFile.Open;

    while (not csvReaderFile.Eof) do
      begin
        for i:=0 to csvReaderFile.FieldCount-1 do
          AddToArrayForAnaliz(csvReaderFile.Fields[i].Value);

        csvReaderFile.Next;
      end;

    csvReaderFile.Close;
  finally
    csvReaderFile.Free;
  end;
end;

end.

```

Додаток И



ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **108423** (13) **U**
(51) МПК (2016.01)
B65G 25/00

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

| | |
|--|---|
| <p>(21) Номер заявки: u 2016 01512</p> <p>(22) Дата подання заявки: 18.02.2016</p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 11.07.2016</p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 11.07.2016, Бюл.№ 13</p> | <p>(72) Винахідник(и): Герух Станіслав Миколайович (UA), Ляшук Олег Леонтійович (UA), Довбиш Андрій Петрович (UA), Клендій Володимир Миколайович (UA), Данилюк Ольга Андріївна (UA)</p> <p>(73) Власник(и): Герух Станіслав Миколайович, вул. Замонастирська, 15, м. Тернопіль, 46000 (UA), Ляшук Олег Леонтійович, вул. Б. Лепкого, 6/127, м. Тернопіль, 46020 (UA), Довбиш Андрій Петрович, вул. Галицька, 8, м. Тернопіль, 46020 (UA), Клендій Володимир Миколайович, вул. Тарнавського, 7-а, м. Тернопіль, 46020 (UA), Данилюк Ольга Андріївна, вул. Київська, 10, м. Тернопіль, 46000 (UA)</p> |
|--|---|

(54) ГНУЧКИЙ ТРУБЧАСТИЙ СЕПАРАТОР**(57) Реферат:**

Гнучкий трубчастий сепаратор з вертикальною подачею сипких матеріалів, який виконано у вигляді спарених S-подібних труб з круглим поперечним перерізом, в які встановлено гнучкий канатний дисковий робочий орган з круглими дисками, з можливістю осьового переміщення, приводу, бункера з завантажувальними і вивантажувальними елементами, механізму натягу робочого органу. В зоні нижньої привідної натяжної станції встановлено завантажувальний бункер сипучого матеріалу, під яким виконана система отворів для просіювання під кутом до горизонту, збору готової суміші і її подачі нижньою S- подібною трубою в зону вивантаження, крім цього в спарені S- подібні труби встановлені бочкоподібні і круглі подавальні диски з певним кроком площинами перпендикулярними до осі канату, причому бочкоподібні диски виконані збільшеного діаметра в сторону їх руху, а крок між ними вибрано в залежності від конструкції приводу.

UA 108423 U



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **109817** (13) **U**
 (51) МПК (2016.01)
B65G 19/00
B65G 33/00

ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
 ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
 ВЛАСНОСТІ
 УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

| | |
|--|--|
| <p>(21) Номер заявки: u 2016 02117</p> <p>(22) Дата подання заявки: 04.03.2016</p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 12.09.2016</p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 12.09.2016, Бюл.№ 17</p> | <p>(72) Винахідник(и): Герук Станіслав Михайлович (UA), Довбиш Андрій Петрович (UA), Ляшук Олег Леонтійович (UA)</p> <p>(73) Власник(и): Герук Станіслав Михайлович, вул. Щорса, 96, м. Житомир, 10005 (UA), Довбиш Андрій Петрович, вул. Щорса, 96, м. Житомир, 10005 (UA), Ляшук Олег Леонтійович, вул. Б. Лепкого, 6/127, м. Тернопіль, 46000 (UA)</p> |
|--|--|

(54) ГНУЧКИЙ ТРУБЧАСТИЙ КОНВЕЄР З ПЕРЕСУВНИМ ЗАВАНТАЖУВАЧЕМ**(57) Реферат:**

Гнучкий трубчастий конвеєр з пересувним завантажувачем, який виконано у вигляді рами, спарених S-подібних труб з круглим поперечним перерізом, в які встановлений дисковий робочий орган з круглими дисками, опорних дисків з еластичними опорними роликками з можливістю осевого переміщення, приводу, механізму натягу робочого органу, бункера з завантажувальними і розвантажувальними елементами. Як тяговий робочий орган встановлено канат, по довжині якого рівномірно встановлені круглі подаючі диски, які з двох сторін жорстко підтиснуті і закріплені до канату відомим способом, з лівого торця S-подібних труб встановлено завантажувальний бункер, з'єднаний з завантажувальною круглою трубою, крім цього в районі лівого торця S-подібної завантажувальної труби на рамі жорстко встановлено на колесах механізм переміщення їх гвинтовим гнучким завантажувачем і механізм регулювання кількості подачі сипких матеріалів, а гвинтовий завантажувач виконано у вигляді циліндричного кожуха, до правого кінця якого жорстко приєднано гнучкий циліндричний кожух з внутрішнім гнучким гвинтовим елементом, на кінці якого встановлено захисний наконечник відомої конструкції, а до рами жорстко закріплено пульт керування, а привід S-подібних секцій гвинтового гнучкого завантажувача і рухомої підставки здійснюється від спеціального приводу, а зверху до кожуха жорстко закріплена рукоятка для зручності переустановки його з вибраної зони сипких матеріалів в інше місце.

UA 109817 U



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **109819** (13) **U**
 (51) МПК (2016.01)
B65G 19/00
B65G 35/00
B65G 35/02 (2006.01)

ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
 ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
 ВЛАСНОСТІ
 УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

| | |
|--|--|
| <p>(21) Номер заявки: u 2016 02119</p> <p>(22) Дата подання заявки: 04.03.2016</p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 12.09.2016</p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 12.09.2016, Бюл.№ 17</p> | <p>(72) Винахідник(и): Герук Станіслав Михайлович (UA), Довбиш Андрій Петрович (UA), Ляшук Олег Леонтійович (UA)</p> <p>(73) Власник(и): Герук Станіслав Михайлович, вул. Щорса, 96, м. Житомир, 10005 (UA), Довбиш Андрій Петрович, вул. Щорса, 96, м. Житомир, 10005 (UA), Ляшук Олег Леонтійович, вул. Б. Лепкого, 6/127, м. Тернопіль, 46000 (UA)</p> |
|--|--|

(54) СПАРЕНИЙ РОБОЧИЙ ОРГАН КАНАТНОГО КОНВЕЄРА**(57) Реферат:**

Спарений робочий орган канатного конвеєра, який виконано у вигляді гнучкого канату, до якого жорстко закріплені круглі подавальні диски з певним кроком, площинами перпендикулярними до осі канату і упорних шайб, причому на робочій позиції встановлено два подавальних диска, між якими встановлені розтискні пружини з 2...3 кроками, кінці яких жорстко закріплені до круглих подавальних дисків, крім цього з двох сторін спарених дисків жорстко закріплені упорні шайби з видовженими ступицями, до яких вони жорстко закріплені відомим способом, крім цього по зовнішньому діаметру круглих подавальних дисків виконані V-подібні внутрішні виїмки, які є у жорсткій взаємодії з ущільнюючими поясками, які заповнені пластичною масою, яка має хороші фрикційні можливості, а по зовнішньому діаметру вони є у взаємодії з внутрішнім діаметром транспортної труби.

UA 109819 U

ДОДАТОК К

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

Для проведення виробничих випробувань на ТОВ НВП «Агрант» м. Житомир було виготовлено експериментальне обладнання для завантаження та вивантаження технологічних магістралей з внутрішнім діаметром 100 мм.

В конструкцію експериментальної установки був закладений патент на корисну модель України № 124844 «Трубчастий ланцюговий транспортер».

Виготовлення експериментального обладнання моптувалося з гнучкою магістраллю із загальною довжиною 20 м.

В якості транспортного матеріалу при проведенні виробничих випробувань застосовували зерно пшениці та гороху.

Максимальна висота підйому транспортного зернового матеріалу становила 2 м.

Технологічний процес якісно виконувався у всьому діапазоні проведення експериментів, однак при переході робочого органа кутових зон спостерігалось збільшення енерговитрат.

Розроблений експериментальний зразок, після усунення виявлених незначних технічних недоопрацювань, може бути рекомендований у виробництво.

Директор ТОВ НВП «Агрант»



В.В. Семенець



**СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИЙ ОБСЛУГОВУЮЧИЙ КООПЕРАТИВ
„УВИСЛА ПЛЮС”**

код ЄДРПОУ 41768969, Тернопільська область, Гусятинський район,
с. Увисла, вул. Миру 51,
тел.: (067) 857-45-36 ел.адреса : vit.o@ukr.net

№4-18

Від 17/04/2018 р.

**АКТ
впровадження наукової розробки на СОК «УВИСЛА ПЛЮС»**

Даний акт складено про те, що за результатами наукової розробки, проведеної авторами Геруком С.М., Довбишом А.П., Ляшуком О.Л. з виготовлення експериментального зразка гнучкого трубчастого конвеєра з пересувним завантажувачем згідно деклараційного патенту України № 109817 «Гнучкий трубчастий конвеєр з пересувним завантажувачем».

Дана розробка забезпечує зменшення енерго- і матеріальних ресурсів з покращеними умовами їх експлуатації, а також підвищення ефективності та якості транспортування сипких матеріалів скребковим конвеєром по криволінійній траєкторії та вибору їх раціональних параметрів, яке має важливе народногосподарське значення.

Розроблений експериментальний зразок, після усунення виявлених незначних технічних недоліків, може бути рекомендований у виробництво.

Голова

В. В. Остафійчук