

**ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
імені ІВАНА ПУЛЮЯ**

На правах рукопису

КЛЕНДІЙ ВОЛОДИМИР МИКОЛАЙОВИЧ

УДК 621.867.42

**ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ
КОНВЕЄРІВ З ШАРНІРНО-СЕКЦІЙНИМ РОБОЧИМ ОРГАНОМ**

05.05.05 – піднімально-транспортні машини

ДИСЕРТАЦІЯ

на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

**Науковий керівник:
доктор технічних наук, професор,
заслужений винахідник України
Гевко Богдан Матвійович**

Тернопіль – 2015

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. СТАН ПИТАННЯ.....	10
1.1. Види та способи транспортування сипких матеріалів конвеєрами по криволінійних трасах.....	10
1.2. Механіко-технологічні властивості сипких матеріалів.....	19
1.3. Огляд конструкцій робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів.....	27
1.4. Аналіз результатів теоретичних досліджень гвинтових конвеєрів.....	39
1.5. Аналіз результатів експериментальних досліджень гнучких гвинтових робочих органів.....	43
1.6. Висновки і задачі досліджень.....	47
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ З ШАРНІРНО-СЕКЦІЙНИМ РОБОЧИМ ОРГАНОМ.....	49
2.1. Обґрунтування параметрів шарнірних секцій гнучкого валу.....	49
2.2. Силовий розрахунок шарнірно-секційних елементів гнучкого валу.....	57
2.3. Визначення контактних напружень в шарнірних елементах гнучкого валу.....	65
2.4. Дослідження динамічних навантажень, які виникають у процесі роботи шнекового транспортера із шарнірно-секційним робочим органом.....	70
2.5. Дослідження процесу транспортування вантажу шнековим транспортером із шарнірно-секційним робочим органом.....	82
2.6. Висновки.....	86
РОЗДІЛ 3. ПРОГРАМА, МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	93
3.1 Програма експериментальних досліджень.....	93

3.2 Конструкції шарнірних гвинтових робочих органів.....	94
3.3 Стендове обладнання для проведення експериментальних досліджень.....	97
3.4. Методика та результати експериментальних досліджень шарнірно-секційного робочого органу з визначення їх енергосилових параметрів.	103
3.5. Методика та результати експериментальних досліджень з визначення продуктивності гнучкого гвинтового конвеєра.....	107
3.6. Методика проведення та результати експериментальних досліджень з визначення деформаційних характеристик шарнірно-секційного робочого органу.....	109
3.7. Висновки.....	113
РОЗДІЛ 4. ГРАФОАНАЛІТИЧНІ РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ГНУЧКОГО ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА З ШАРНІРНО-СЕКЦІЙНИМ РОБОЧИМ ОРГАНОМ.....	115
4.1. Програма і методика проведення експериментальних досліджень гнучкого гвинтового конвеєра з шарнірно-секційним робочим органом.....	115
4.1.1. Методика проведення експериментальних досліджень крутного моменту гнучкого гвинтового конвеєра з шарнірно-секційним робочим органом при транспортуванні сипких матеріалів.....	119
4.1.2. Методика проведення експериментальних досліджень продуктивності гнучкого гвинтового конвеєра з шарнірно-секційним робочим органом.....	123
4.2. Результати експериментальних досліджень гнучкого гвинтового конвеєра з шарнірно-секційним робочим органом.....	124
4.2.1. Графоаналітичні результати експериментальних досліджень крутного моменту гнучкого гвинтового конвеєра з шарнірно-секційним робочим органом.....	124
4.2.2. Графоаналітичні результати експериментальних досліджень	130

продуктивності гнучкого гвинтового конвеєра з шарнірно-секційним робочим органом.....	
4.3. Висновки.....	137
РОЗДІЛ 5. ІНЖЕНЕРНА МЕТОДИКА ПРОЕКТУВАННЯ ШАРНІРНО-СЕКЦІЙНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ....	138
5.1. Інженерна методика розрахунку параметрів шарнірно-секційних гвинтових секцій.....	138
5.2. Комп'ютерне моделювання для вибору раціональних конструктивних параметрів шарнірного гвинтового робочого органу.....	141
5.3. Виробнича та економічна ефективність шарнірно-секційного гвинтового робочого органу.....	146
5.4. Перспективні напрямки вдосконалення робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів.....	150
5.5. Висновки.....	151
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	152
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	155
ДОДАТКИ.....	168

ВСТУП

Актуальність теми. Транспортування сипких вантажів криволінійними і комбінованими трасами за допомогою гнучких шнекових робочих органів, замкнених в еластичні кожухи, забезпечує високу мобільність при виконанні завантажувально-розвантажувальних технологічних процесів і відповідно розширює їх технологічні можливості.

Однак, існуючі гнучкі гвинтові робочі органи в повній мірі не задовольняють експлуатаційним вимогам, які висуваються до таких типів конвеєрів. Секційні робочі органи характеризуються складністю конструкції і технологією їх виготовлення, високою матеріаломісткістю, що призводить до підвищених енерговитрат, пошкодження транспортованого матеріалу та внутрішньої поверхні гнучких рукавів.

Тому, **актуальним** є завдання розробки нових конструкцій гнучких шарнірно-секційних гвинтових робочих органів з розширеними технологічними можливостями, які забезпечують зменшення радіуса кривизни технологічної магістралі конвеєра за рахунок збільшення кута розхилу осей між секціями, підвищення їх продуктивності у порівнянні з відомими, зменшення енерговитрат і збільшення висоти підйому транспортування сипкого матеріалу.

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

Дослідження, що складають основи дисертаційної роботи, виконані відповідно до Державної науково-технічної програми Міністерства освіти і науки України за напрямком «Виробництво машин і технологічного обладнання для сільськогосподарської, харчової і переробної промисловості». Основні положення роботи увійшли до звіту по темі: «Енергоефективні гвинтові робочі органи сільськогосподарських машин з розширеними технологічними можливостями». (номер державної реєстрації 0112u002202), яка реалізується в рамках Постанови Кабінету Міністрів «Про розвиток сільськогосподарського машинобудування і забезпечення агропромислового комплексу конкурентоспроможною технікою».

Мета роботи і задачі досліджень. *Мета роботи* – підвищення продуктивності, зниження енергоємності та розширення технологічних можливостей гнучких гвинтових конвеєрів шляхом розробки і обґрунтування параметрів шарнірно-секційних гвинтових робочих органів для транспортування сипких матеріалів по криволінійних трасах.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні *задачі*:

- провести аналіз відомих процесів роботи та конструкцій секційних робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів і визначити напрямки їх вдосконалення;

- вивести аналітичні залежності для визначення раціональних конструктивних параметрів гвинтових шарнірних секцій в залежності від радіуса кривизни магістралі;

- провести силовий аналіз зачеплення шарнірно-секційних з'єднань та вивести аналітичні залежності взаємозв'язку між їх конструктивними та силовими параметрами;

- провести розрахунок напруженого стану елементів зачеплення шарнірних секцій;

- провести розрахунок динамічних навантажень при пуску і гальмуванні шарнірного робочого органу при різних параметрах і режимах роботи;

- розробити методику проведення досліджень, стендове обладнання та експериментальну установку гнучкого гвинтового конвеєра із шарнірно-секційним робочим органом;

- провести комплекс експериментальних досліджень для визначення основних конструктивних і силових параметрів та експлуатаційних показників розробленої конструкції шарнірно-секційного робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра;

- розробити комп'ютерну модель для визначення взаємозв'язку між конструктивними та деформаційними параметрами елементів шарнірного гвинтового робочого органу;

- розробити інженерну методику розрахунку та проектування шарнірних гвинтових шарнірно-секційних робочих органів.

Об'єкт дослідження – процеси транспортування сипких матеріалів криволінійними трасами гнучкими шарнірно-секційними гвинтовими конвеєрами.

Предмет дослідження – шарнірно-секційні гвинтові робочі органи та їх параметри.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження проведено із використанням фундаментальних засад теоретичної механіки, опору матеріалів, методів диференціального та інтегрального числення, теорії математичного та комп'ютерного моделювання. Експериментальні дослідження проведено із використанням методу математичного планування експерименту за галузевими та розробленими методиками на стандартизованому та спеціально сконструйованому і виготовленому обладнанні. Статистичну обробку експериментальних даних проведено з використанням прикладних програм.

Наукова новизна одержаних результатів:

- розкрито взаємозв'язок аналітичних залежностей силових характеристик на основі обґрунтування раціональних конструктивних параметрів шарнірно-секційного гвинтового робочого органу, виходячи з умов його функціонування;

- вперше встановлено закономірності зміни коефіцієнта корисної дії шарнірного механізму залежно від його основних конструктивних параметрів;

- вперше проведено розрахунок напруженого стану шарнірних елементів зачеплення і встановлено функціональні залежності для підбору раціональних параметрів поверхонь взаємодії тіл контакту;

- розроблена динамічна модель шнекового транспортера, що враховує максимальні навантаження, які виникають в елементах шарнірно зв'язаних гвинтових секцій транспортера у перехідних процесах пуску та гальмування;

- вперше встановлено закономірності впливу конструктивних, силових, динамічних і технологічних параметрів розробленого шарнірно-секційного робочого органу на функціональні та експлуатаційні показники процесу роботи гнучкого гвинтового конвеєра.

Практичне значення одержаних результатів.

Розроблено, виготовлено та експериментально досліджено конструкцію шарнірно-секційного гвинтового робочого органу гнучкого конвеєра і встановлено закономірності взаємозв'язку між конструктивними та силовими параметрами шарнірного зачеплення та елементів конструкції гвинтових секцій, а також визначено експлуатаційні показники робочого органу.

Запропоновано інженерну методику для вибору раціональних параметрів шарнірно-секційних гвинтових робочих органів з урахуванням допустимого рівня контактних напружень між елементами взаємодії.

Технічна новизна виконаних розробок захищена 4-ма деклараційними патентами України на корисні моделі. Результати досліджень впроваджено на підприємстві ПАТ «Рівнесільмаш» (м. Рівне), окремі результати роботи впроваджено в навчальний процес за напрямком підготовки 6.100102 «Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва» у відокремленому підрозділі національного університету біоресурсів і природокористування України «Бережанський агротехнічний інститут».

Особистий внесок здобувача. Основні теоретичні та експериментальні дослідження за темою дисертаційної роботи здобувачем отримані особисто. Особистий внесок дисертанта в роботах, які виконані у співавторстві [15, 16, 18, 19, 21, 23, 24, 25, 27, 38, 39, 40, 51, 62, 85, 86, 87, 88, 124] автору належать наступні ідеї, наукові та практичні результати: 1) розроблення та аналіз математичних моделей і залежностей [18, 21, 23, 40, 51, 62, 124]; 2) розроблення методик проектування конструкцій гвинтових робочих органів [15, 16,

19, 24, 25, 27, 38, 49]; 3) проектування стендового обладнання для дослідження гвинтових робочих органів [27, 39].

Апробація результатів дисертації. Основні положення та результати роботи доповідались й обговорювались на: науково-практичних конференціях Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя у 2012 - 2015рр.; XVII науковій конференції «Матеріалознавство та машинобудування» (м. Тернопіль), Міжнародній науково-технічній конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій», науково-практичній конференції у ХНТУ СГ ім. П. Василенка «Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва» (м. Харків, 2014); у Луцькому національному технічному університеті 2013-2014рр.(м. Луцьк). Робота доповідалась в повному обсязі і отримала позитивний відгук на розширеному засіданні науково-технічного семінару Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя (Тернопіль 2015р.).

Публікації. За результатами досліджень опубліковано 20 наукових праць, з них 11 – у фахових виданнях, одна з яких опублікована в журналі, що входить до міжнародної науко метричної бази Scopus, 4 – деклараційні патенти України на корисні моделі, 5 – у тезах наукових конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, п'яти розділів, загальних висновків, списку використаних джерел із 139 найменувань, з них 27 іноземною мовою та додатків. Загальний обсяг дисертації становить 204 сторінки, в тому числі 167 основного тексту, 71 рисунок і 13 таблиць.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПИТАННЯ

1.1. Види та способи транспортування сипких матеріалів конвеєрами по криволінійних трасах

Технічні засоби неперервного транспортування сільськогосподарських матеріалів є основою комплексної механізації завантажувально-розвантажувальних робіт, які підвищують продуктивність праці та ефективність виробництва.

У сільськогосподарському та промисловому виробництві застосовується комплекс машин для завантаження та розвантаження сипких матеріалів (зернові, комбікорми, мінеральні добрива, пісок, технічна сіль, подрібнена стружка металу та ін.), однак основна їх частина відноситься до стаціонарних або обмежено-рухомих транспортуючих засобів, в той час як мобільна техніка застосовується не достатньо [7; 9; 54; 57; 70; 89; 108; 109].

Машини для переміщення сипких матеріалів умовно можна поділити на два типи: пневматичні установки та конвеєри.

Пневматичні транспортери по принципу дії можна поділити на всмоктувальні, нагнітальні та змішані (рис. 1.1).

Всмоктуючі транспортери (рис. 1.1 а) – для переміщення вантажу на невеликі відстані і вони працюють при розрідженні повітря 10...50 кПа. Нагнітальні транспортери (рис. 1.1 б) – використовують для транспортування вантажів на великі відстані. Залежно від тиску створюваного вентилятором бувають низького тиску – до 1 кПа (сіно, солома, солома), середнього – до 3кПа і високого – до 15 кПа (зерно і т.п.). Транспортований вантаж можна завантажувати через боковий отвір вентилятора, якщо механічне пошкодження для вантажу безпечно, або через спеціальний завантажувальний пристрій.

У змішаній установці (рис. 1.1 в) матеріал засмоктується у вентилятор,

а далі робота відбувається за схемою нагнітального пневмотранспортера.



а

б

в

Рис.1.1. Технологічні схеми пневматичних транспортерів:

а- всмоктувальний; б – нагнітальний; в – змішаний;

Пневматичні установки складаються із повітродувного, завантажувального і розвантажувального пристрою, трубопроводу та очисника.

Пневматичні транспортні установки характеризуються високими маневреними можливостями які дозволяють вільно змінювати траєкторію переміщення матеріалів під час виконання технологічного процесу.

Швидкість повітря в трубопроводі залежить від швидкості витікання продукту і коефіцієнта концентрації суміші (за масою) μ , який визначається за залежністю [6]:

$$\mu = \frac{Q_m}{Q_v}, \quad (1.1)$$

де Q_m і Q_v - відповідно маса матеріалу і повітря, що проходять по трубопроводу за одиницю часу, кг.

Витрату повітря V_v (м³/год) визначають за формулою:

$$V_v = \frac{Q}{3,6 \cdot \mu \cdot \gamma_v}, \quad (1.2)$$

де Q - продуктивність установки, т/год;

$\gamma_{\text{в}}$ густина повітря, $\gamma_{\text{в}} \approx 1,24 \text{ кг/м}^3$.

Процес переміщення матеріалів в пневматичних транспортерах є герметичним, вони мають високу продуктивність у порівнянні з іншими засобами неперервного транспортування, однак характеризуються значними енерговитратами (питома витрата енергії у 8...14 разів більша, ніж в інших типів конвеєрів) [47].

Незважаючи на беззаперечні переваги, до яких відноситься висока мобільність, повна герметизація при переміщенні мінеральних добрив та можливість завантаження матеріалів з важкодоступних зон, у вітчизняному сільськогосподарському виробництві такі типи установок у найближчий час не зможуть знайти широкого застосування через значні енерговитрати та високу їх вартість (22...28 тис. Євро), інтенсивне зношення поверхні трубопроводів, особливо на згинах; необхідність ретельного очищення повітря від пилу та неможливості переміщення вологих і липких вантажів.

Класифікація конвеєрів здійснюється за конструктивною ознакою робочих органів. Вони поділяються на конвеєри з гнучким тяговим органом (стрічкові, ланцюгові, пластинчаті, скребкові, ковшові, норії та ін.) і без гнучкого тягового органу (гвинтові; роликові; інерційні; обертові труби; гравітаційні; штангові; крокові) [5; 46].

Конвеєри з гнучким тяговим органом знайшли широке застосування в сільськогосподарському виробництві (транспортування зернових на токах; подача та вивантаження матеріалу в зерносушарках; при внесенні мінеральних та органічних добрив; для роздавання кормів на фермах, при транспортуванні коренебульбоплодів, овочів; та ін.) [29; 42; 43; 44; 46; 52; 54; 60; 70].

До основних переваг даних транспортних засобів можна віднести неперервність переміщення матеріалів, простота конструкцій і надійність в експлуатації; можливість повної автоматизації із застосуванням регулювання і контролю, транспортування вантажів при кутах нахилу до 90° .

Однак, такі засоби механізації мають ряд недоліків: значна вартість, велика погонна маса, підвищені енерговитрати. Але, основним недоліком конвеєрів з гнучким тяговим органом є їх стаціонарність або обмежена рухомість, причому обмежено рухомі транспортери характеризуються незначною довжиною переміщення вантажів.

Стрічкові транспортери призначені для переміщення різних вантажів у горизонтальному або похилому напрямках і можуть бути стаціонарними або пересувними. Лінійна швидкість руху стрічки транспортера V обмежується фізико-механічними властивостями матеріалів. Так для овочів і коренебульбоплодів $V = 0,3...0,4$ м/с, для муки і висівок $V = 1,0...2,0$ м/с, для зерна $V = 1,5...3,0$ м/с.

Продуктивність Q (т/год.) стрічкових транспортерів визначається за залежністю [6]:

$$Q = 3600 \cdot F \cdot \gamma \cdot V, \quad (1.3)$$

де F - площа поперечного перерізу матеріалу на стрічці, м²;

γ - насипна маса матеріалу, т/м³.

Ланцюгово-пластинчасті транспортери застосовують для механізованого роздавання кормів на фермах [4; 6; 48; 56; 59; 66; 78]. Для вертикального і похилого переміщення матеріалів застосовують ковшові елеватори. Норії призначені для безперервного вертикального піднімання сипких матеріалів (дерті, комбікорму, зерна і т.д.).

Продуктивність Q (т/год) ковшових елеваторів розраховується так:

$$Q = 3,6 \cdot \gamma \cdot \frac{i}{a} \cdot V \cdot \phi, \quad (1.4)$$

де γ - насипна маса, кг/дм³;

i - місткість ковша, л;

V - швидкість руху стрічки або ланцюга, м/с;

ϕ - коефіцієнт заповнення ковша (для зерна і дерті дорівнює 0,75...0,85, для картоплі 0,5...0,6 і коренеплодів 0,3...0,4);

a - відстань між ковшами.

Скребкові транспортери використовують для горизонтального і похилого переміщення коренебульбоплодів, силосної маси, грубих кормів і ін.

Вищерозглянуті типи транспортерів мають один характерний недолік. Вони можуть переміщувати матеріал лише по прямолінійних трасах і переважно стаціонарно монтуються в технологічні лінії.

Трубчасті скребкові (шайбові) конвейери переміщують сипкі матеріали по складних трасах з вертикальними і горизонтальними ділянками. На рис.1.2 зображений робочий орган шайбового конвеєра італійської фірми «Limatex Agro», який призначений для роздавання кормів на тваринницьких фермах [94].



Рис.1.2. Робочий орган шайбового конвейера фірми «Limatex Agro»

Такий робочий орган містить трос із закріпленими шайбами, він розташовується в направляючому кожусі. Продуктивність трубчатого конвеєра Q (т/год) визначається за залежністю:

$$Q = 3600 \cdot \frac{D^2}{4} \cdot V \cdot \gamma \cdot \psi, \quad (1.5)$$

де D - внутрішній діаметр труби;

V - швидкість ланцюга, м/с (0,15...0,4);

ψ - коефіцієнт заповнення перерізу труби, що дорівнює 0,85...0,9.

Не зважаючи на те, що такі транспортери можуть переміщати матеріал криволінійними трасами, сама траса може бути тільки стаціонарною, що значно обмежує функціональні можливості конвеєрів такого типу.

До конвеєрів без гнучкого тягового органу відносяться гвинтові транспортні засоби, які знайшли широке застосування у сільськогосподарському виробництві за рахунок наступних переваг: простота конструкції та обслуговування; надійність в експлуатації; герметичність; незначні габаритні розміри; можливість розвантаження в будь-якому місці.

Недоліками таких транспортерів є підвищені енерговитрати внаслідок тертя транспортованого вантажу з жолобом і поверхнею спіралі, обмежена довжина магістралі транспортування, а також пошкодження (дроблення) зернових матеріалів внаслідок постійного зазору між гвинтом та жолобом.

Гвинтові конвейєри із жорстким робочим органом можна віднести до обмежено рухомих транспортних засобів. Їх незначні габаритні розміри та металомісткість дозволяють пересувати конвейєр з однієї зони завантаження в іншу. Однак обмеження їхньої рухомості полягає в тому, що маневрувати транспортною магістраллю під час виконання технологічного процесу неможливо, що знижує функціональні характеристики даних засобів механізації. Діаметр і крок шнека вибирають залежно від запланованої продуктивності і фізико-механічних властивостей матеріалу. Гвинтові поверхні шнека можуть бути суцільними, спіральними і лопатевими.

Продуктивність Q (т/год) гвинтового транспортера визначається:

$$Q = 47 \cdot D^2 \cdot S \cdot \psi \cdot n \cdot V \cdot k, \quad (1.6)$$

де D - діаметр шнека, м;

S - крок, м;

ψ - коефіцієнт заповнення жолоба;

n - частота обертання шнека, об/хв;

V - об'ємна маса матеріалу, т/м³;

k - коефіцієнт, який залежить від нахилу шнека до горизонту і має значення: 0°-1; 10°-0,8; 20°-0,65; 30°-0,6; 40°-0,5; 50°-0,48; 60°-0,44.

При розробці нових систем механізованого переміщення сипких вантажів, доцільно застосувати ефект мобільності пневмотранспортерів та незначні енерговитрати гвинтових конвейєрів. Так, в працях [1; 2] приведені компоновальні схеми універсальних транспортних агрегатів до самохідного шасі та їх експлуатаційні характеристики. Вони призначені для роботи з різними сипкими сільськогосподарськими матеріалами, наприклад, зерном, мінеральними добривами та комбікормами в режимах механізованого саморозвантаження, транспортування, вивантаження і перевантаження.

В польових умовах шнековий конвеєр розташовується позаду причепа, де попередньо відкривають шиберну заслінку і починають повільно піднімати платформу причепа. Матеріал самопливом надходить у завантажувальну горловину конвейєра, а далі в технологічні ємкості агрегатів, наприклад, в кузов розкидача мінеральних добрив або завантажувальні бункери сівалки (рис. 1.3).

За результатами виробничих випробувань встановлені наступні технологічні можливості та показники завантажувача [2]: вантажомісткість - 3,5 т; пропускна здатність на матеріалі з насипною густиною 1100 кг/м³ - 5т/год; пошкодження гранул мінеральних добрив - до 3%, насіння зернових культур - до 1%.



Рис. 1.3. Універсальний агрегат при завантаженні сівалки

До переваг даного універсального агрегату, в першу чергу, відносяться його мобільність в польових умовах і суттєве розширення функціональних можливостей. Однак, для завантаження в бункери сівалок зернового матеріалу необхідно маневрувати енергетичними засобами, що знижує як продуктивність механізованого завантаження сипкими матеріалами, так і ускладнює трудомісткість цих процесів.

Вищевказані недоліки можна було б досить легко усунути, якщо в гнучкому кожусі замість жорсткого шнека застосувати гнучкий гвинтовий шарнірно-секційний робочий орган.

В останній час ведуться активні пошуки у створенні оптимальних конструкцій гнучких гвинтових конвеєрів, функціональні та експлуатаційні показники яких відповідали б встановленим вимогам.

Принципова відмінність таких конвеєрів полягає у тому, що гнучкий гвинтовий робочий орган вільно (без опор) розташовується у гнучкому кожусі і по його внутрішній поверхні транспортує матеріал у зону вивантаження. Досить часто в центральній частині конвеєра встановлюють перевантажувальний патрубок і вузли приводу робочих органів завантажувальної і розвантажувальної магістралей, що зображено на рис. 1.4.

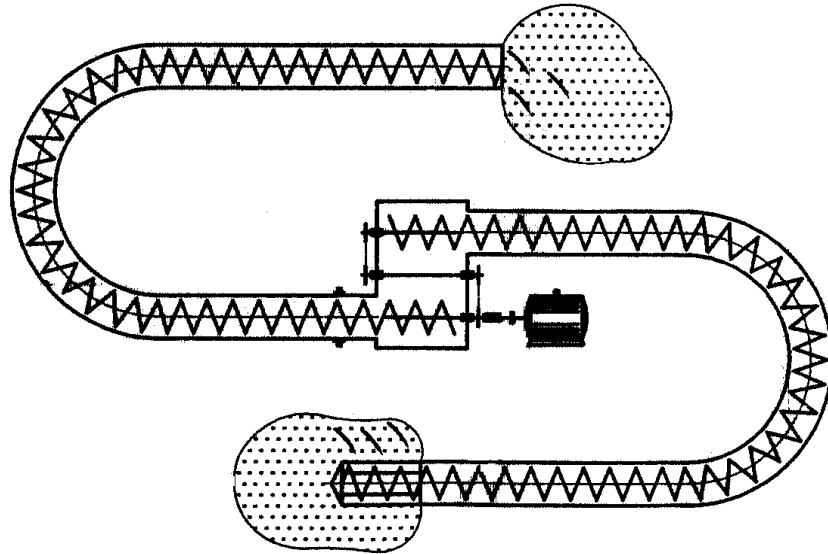


Рис. 1.4. Технологічна схема гнучкого гвинтового конвеєра з центральним приводом

Дослідженню функціональних, експлуатаційних і ресурсних характеристик таких транспортних засобів при їх взаємодії з матеріалами сільськогосподарського виробництва присвячено ряд робіт, основними з яких є захищені дисертації [7; 17; 26; 48; 82; 89; 92; 116]. На основі проведених досліджень обґрунтовано конструктивні, кінематичні і технологічні параметри робочих органів з точки зору їх функціонального призначення.

В той же час невирішеними залишаються ряд питань, які відносяться до експлуатаційних і ресурсних показників таких робочих органів. Застосування без вальних гнучких спіралей шнеків призводить до їх швидкого руйнування при роботі конвеєрів на криволінійних трасах, внаслідок виникнення знакозмінних циклічних навантажень. Виконання робочого органу у вигляді суцільного або секційного валу, на якому розташовані окремі елементи гвинтових ребер призводить до суттєвого ускладнення конструкції технологічного органу, зростання його матеріаломісткості, що відповідно спричиняє зростання енерговитрат, а також пошкодження матеріалів, які транспортуються.

Тому, при подальших напрямках вдосконалення гнучких гвинтових конвеєрів, необхідно використовувати позитивні сторони розглянутих засобів механізації та вирішувати питання, які пов'язані з покращенням їх експлуатаційних і ресурсних параметрів.

Таким чином, на основі проведеного аналізу, можна сформулювати основні вимоги, які висуваються до технологічних процесів переміщення сипких сільськогосподарських матеріалів гнучкими гвинтовими конвеєрами:

- висока мобільність технологічних магістралей при завантаженні та розвантаженні вантажів;
- застосування шарнірних з'єднань між секціями валу, який передає крутний момент, з використанням окремих елементів гвинтових ребер;
- мінімально допустима матеріаломісткість робочих органів, яка визначається необхідним крутним моментом між секціями, розташованими в зоні приводного валу з врахуванням максимального коефіцієнту заповнення матеріалом еластичного кожуха;
- забезпечення плавного переходу сипкого матеріалу з однієї секції робочого органу на іншу;
- зниження енерговитрат на процес транспортування;
- забезпечення мінімального пошкодження транспортованих сільськогосподарських матеріалів при різних умовах експлуатації.

1.2. Механіко-технологічні властивості сипких матеріалів

Сипкі матеріали беруть безпосередню участь у багатьох технологічних процесах різноманітних виробництв. Механіка сипких матеріалів відрізняється від механіки суцільних середовищ внаслідок відмінностей фізичних властивостей матеріалів.

Тому, під час проектування робочих органів відповідних машин, важливо знати механіко-технологічні властивості сипких матеріалів, тобто властивості, які мають суттєвий вплив на виконання технологічного процесу.

Дослідженням сипких матеріалів і їх властивостей займалися і займаються вчені багатьох країн. Ряд досліджень проведено з визначенням механіко-технологічних властивостей рослинних матеріалів. Важливий внесок в цьому напрямі внесли Р.Л. Зенков, В.П. Горячкін, П.М.Василенко, Л.М.Куцин, А.Ю. Горбовий, Г.А.Хайліс, О.М. Церенко, С.С. Яцун, З.О. Горошко, Д.Г. Войтюк, М.І.Кльопін, М.О.Демидко, О.М.Карпенко, В.А.Желігорський, М.Н. Летошнєв, М.А. Дементьєв, І.П. Безручкін, К.І.Васильєв, А.Н.Новіков та інші [11; 32; 43; 59; 71; 72].

Стан сипкого матеріалу, як складної системи, можна охарактеризувати наступними положеннями.

З фізичного погляду сипкий матеріал – це дисперсна двофазна система: тверде тіло – газ (рідина), яка існує за певного співвідношення фаз. Кількісно це співвідношення визначається коефіцієнтом щільності упакування часточок K , який дорівнює [71]:

$$K = V_T/V, \quad (1.7)$$

де V_T – об'єм твердої фази;

V – об'єм сипкого матеріалу.

Структура сипкого матеріалу є дискретною замкненою системою контактуючих між собою часток твердого тіла. Контакти цих часток характеризують з урахуванням припущення, що нормальна міцність на розрив і тангенціальна міцність у контактах значно менша за міцність самих часток. Сипкий матеріал слід розглянути як статичну сукупність твердих часток, випадкова орієнтація яких у просторі спричинена дією гравітаційних, фрикційних сил і сил розклинювання. Дисперсійне двофазне середовище, яке задовольняє цій умові, стає сипким матеріалом.

Як і будь-який статистичний комплекс, сипкий матеріал має певні властивості. Якщо властивості фаз сипкого матеріалу можна описати їхніми параметрами, то природа властивостей сипкого матеріалу значно складніша. Ці властивості є функціями як параметрів фаз, так і параметрів статистичного комплексу:

$$\Phi_i = L_i(\langle x_i \rangle, \langle y_i \rangle), \quad (1.8)$$

де Φ_i - властивості сипкого матеріалу;

L_i - оператор, що залежить від параметрів сипкого комплексу x_i і параметрів фази y_i .

Основні властивості сипких матеріалів, які використовують на практиці, поділяють на дві групи:

1. Параметри, які характеризують властивості сипкого матеріалу.
2. Властивості, які характеризують процеси, що відбуваються в сипкому матеріалі.

До властивостей першої групи, які є основними, належать структурно-механічні, силові і фрикційні. Друга група характеризує процеси, розкриває їхні основні залежності і слугує для розрахунків і створення методів контролю процесів, що відбуваються в сипкому матеріалі. До цієї групи належать теплофізичні, електрофізичні та аеродинамічні властивості.

Структурно-механічні властивості насамперед залежать від щільності укладання часток сипкого матеріалу, відносної їх рухливості.

Механічні властивості такої структури можна описати еквівалентним модулем пружності та еквівалентним коефіцієнтом Пуассона.

Характер передачі енергії в сипкому матеріалі значною мірою визначається силами тертя і зчеплення в місцях контактів його часток.

Ці самі сили визначають поведінку сипкого матеріалу в надкритичному стані, коли щільність укладання змінюється від деякого критичного значення $K_{кр}$ до мінімального K_{min} . Зазначені властивості сипкого матеріалу умовно можна назвати фрикційними. Вони характеризуються кутом природного відкосу (кут внутрішнього тертя на поверхні сипкого матеріалу), коефіцієнтом опору зсуву одного шару сипкого матеріалу по іншому, коефіцієнтом опору зсуву сипкого матеріалу по обмежувальних поверхнях. Останні два коефіцієнти – комплексні величини.

Тертя в сипкому матеріалі – явище комплексне і визначається, з одного боку, тертям по контактних поверхнях часток матеріалу, з іншого – пов'язане

з перебудовою структури сипкого матеріалу, що виникає в результаті пружної деформації часток твердої фази і залишкової деформації (зміна щільності укладання часток).

Найповніше процес тертя в сипкому матеріалі виявляється за наявності внутрішнього тертя, коли в процес втягується шар сипкого матеріалу і поверхня зсуву, як така, відсутня. У разі зовнішнього тертя, яке виникає внаслідок відносного зміщення сипкого матеріалу по стінках посудини, тертя зумовлене процесами в прикордонному шарі.

Вологість сипкого матеріалу по-різному впливає на величину коефіцієнта внутрішнього тертя. Це визначається формою утримання вологи в сипкому матеріалі. Для органічних сипких матеріалів (насіння злаків, продукція харчової промисловості) характерна сорбційна волога, для неорганічних (пісок, гравій, мінеральні добрива тощо) – вільна.

Стан поверхні має вплив на коефіцієнти зовнішнього тертя і сипучість, вона може бути гладка або шереховата. Опір сипких матеріалів переміщенню відносно поверхні твердих тіл, що викликано силою тертя, характеризується коефіцієнтом зовнішнього тертя f_l , який визначається з допомогою трибометра [71; 72].

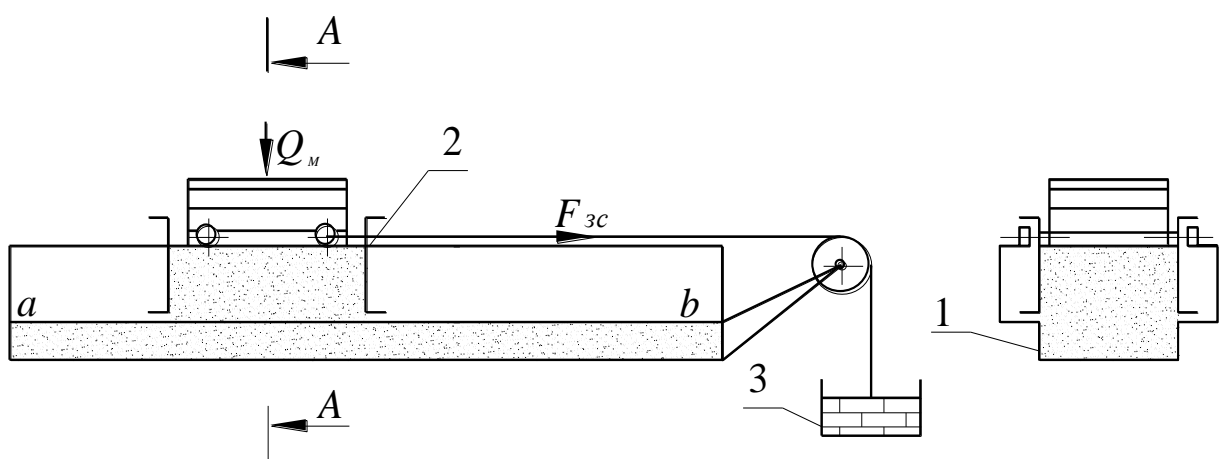


Рис. 1.5. Схема трибометра

Жолоб 1 і рамку 2 заповнюють матеріалом. Порцію матеріалу, яка знаходиться у рамці, притискають притискними пластинами. На вантажну чашку 3 встановлюють важелі. Під їх вагою рамка рухається і зрізає матеріал.

За результатами досліджень сипких матеріалів на трибометрі будують залежність граничних напружень τ' від нормальних напружень σ в товщі матеріалу (рис. 1.6).

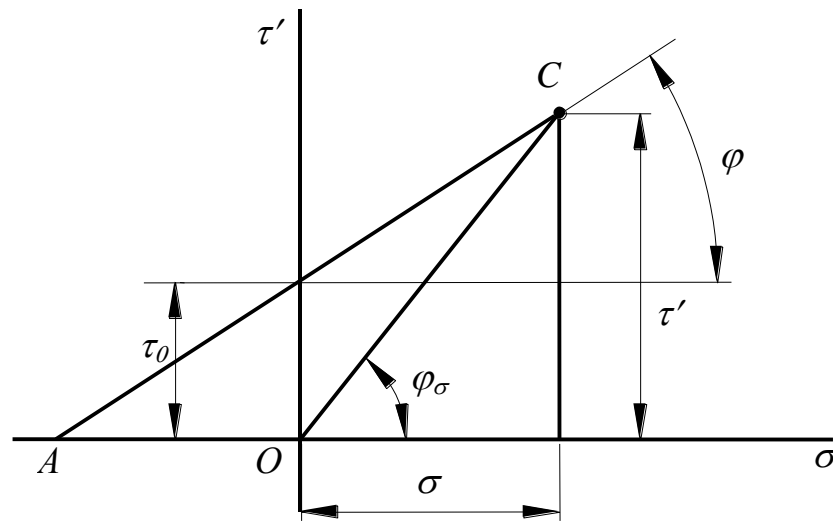


Рис. 1.6. Залежність граничних дотичних напружень τ' від нормальних напружень σ в товщі матеріалу

Напруження σ і τ' , потрібні для побудови графіка визначають за формулами [75]:

$$\sigma = Q_m / S_{zc}; \quad (1.9)$$

$$\tau = (F_{zc} - F_p) / S_{zc}, \quad (1.10)$$

де Q_m – сумарна маса притискних пластин і матеріалу в рухомій рамці;

S_{zc} – площа зсуву;

F_{zc} – сила зсуву;

F_p – сила опору рухомої рамки.

За отриманими дослідними даними σ і τ' проводять пряму АС граничних дотичних напружень, яка в загальному випадку перетинає вісь ординат вище точки О, що характеризує зв'язність сипкого матеріалу. Для ідеально сипких матеріалів $\tau_0 = 0$. Кут φ називають кутом внутрішнього тертя, а тангенс цього кута – коефіцієнтом внутрішнього тертя $f = \operatorname{tg}(\varphi)$ [43; 44; 59; 70; 71; 72].

Кут φ_σ , утворений лінією ОС з віссю абсцис, називають кутом внутрішнього зсуву, а його тангенс – коефіцієнтом внутрішнього зсуву (f_σ).

Початковий опір зсуву зростає з підвищенням плівкової вологості дрібнофракційних сипких матеріалів: початковий опір вологого матеріалу в багато разів більший, ніж початковий опір самого матеріалу в сухому стані. Для добре сипких матеріалів, що містять дрібні фракції, в сухому стані $\tau_0 = 0$, у зволоженому – $\tau_0 = 150 \dots 400$ Па і більше. Якщо матеріал не містить пило- і порошкоподібних фракцій, то зволоження не викликає підвищення зв'язності [43; 71; 72].

При орієнтовних розрахунках можна користуватися наступними приблизними співвідношеннями [43]:

$$f_{1c} : f_{1d} : f_{1p} : f \approx 15 : 16 : 17 : 20, \quad (1.11)$$

де f_{1c} , f_{1d} , f_{1p} – коефіцієнти тертя сипкого матеріалу відповідно по сталі, дереву, гумі;

f – коефіцієнт внутрішнього тертя, до якого приблизно прирівнюється коефіцієнт тертя матеріалу по бетону.

Коефіцієнт зовнішнього тертя f характеризує опір сипких матеріалів переміщенню відносно поверхні твердих тіл, викликаний силою тертя. Його визначають з допомогою трибометра (рис. 1.5). На поверхню аб кладуть пластину досліджуваного матеріалу (сталь, деревина, гума та ін.), над цією пластиною ставлять рамку 2 і заповнюють досліджуваним сипким

матеріалом. Далі дослідження проводять так само, як і в разі визначення сил внутрішнього тертя.

Коефіцієнти зовнішнього тертя різних матеріалів у відносному русі (динамічний) менші, ніж коефіцієнти тертя спокою, на 10 – 30% [47]. Коефіцієнти зовнішнього тертя приведені в таблиці 1.1 [55; 73].

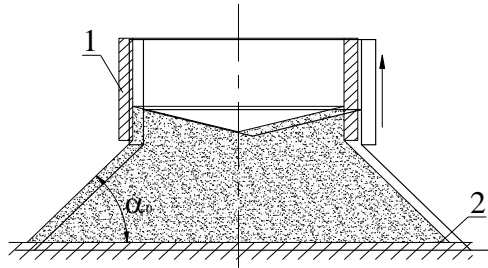


Рис. 1.7. Схема визначення кута природного відкосу

Тертя сипкого матеріалу в шарі, його сипучість оцінюється кутом природного відкосу, який для різних культур міняється від 25° до 40°. Порошкоподібні добрива мають кут природного відкосу до 35°, а гранульовані – до 40° [47].

Таблиця 1.1 - Коефіцієнти зовнішнього тертя

Назва матеріалу	Поверхня тертя	Значення коефіцієнтів тертя	
		статичний	Динамічний
Пшениця, овес, ячмінь, соняшник, кукурудза, жито	сталь	0,36 – 0,58	0,33 – 0,48
	дерево	0,33 – 0,62	0,28 – 0,52
	гума	0,47 – 0,66	0,47 – 0,62
Просо, сочевиця, горох, насіння льону і коноплі	сталь	0,31 – 0,38	0,30 – 0,36
	дерево	0,33 – 0,41	0,33 – 0,40
	гума	0,36 – 0,44	0,38 – 0,48

Для ідеально сипких матеріалів кут внутрішнього тертя рівний куту природного відкосу [43; 44; 47; 59; 70; 73].

Схема визначення кута природного відкосу показана на рис. 1.7 [70].

Порожнистий циліндр 1 ставлять на площину 2 і заповнюють сипким матеріалом. Потім циліндр повільно піднімають, при цьому матеріал висипається і розміщується під кутом природного відкосу α_0 . Для зв'язних матеріалів кут природного відкосу більший, ніж кут внутрішнього тертя, і

залежить від методу формування відкосу: у разі насипання зверху утворюється кут насипання α_n , у разі обвалення – кут обвалення $\alpha_{об}$ (рис. 1.8).

При цьому:

$$\operatorname{tg} \alpha_n = f + \frac{\tau_0}{hg\rho} = f/2 + \sqrt{f^2/4 + \frac{2\tau_0}{A_B g\rho}}; \quad (1.12)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{об} = \frac{hfg\rho}{hg\rho - 4,7\tau_0\sqrt{f}}, \quad (1.13)$$

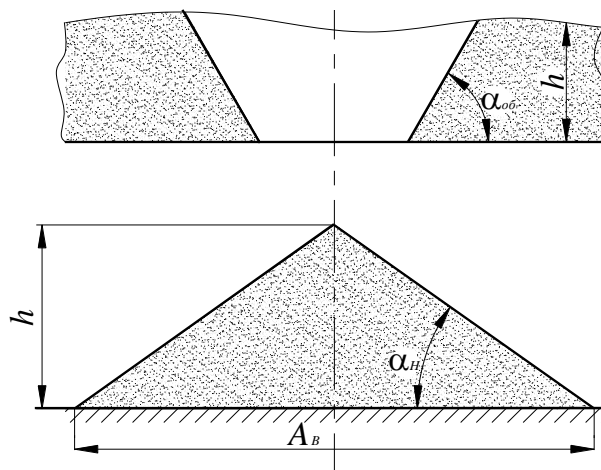
де h – висота відкосу;

ρ – щільність матеріалу;

g – прискорення вільного падіння;

A_B – основа трикутного штабеля.

Кут природного відкосу залежить від розмірів та форми, стану поверхні



та вологості. З підвищенням вологості сипучість зменшується (кут природного відкосу відповідно зростає). Значення кутів природного відкосу приведені в таблиці 1.2 [43; 44; 59; 73].

Рис. 1.8. Кути насипання і обвалення

Під ідеально сипкими матеріалами слід розуміти такі,

в яких між частинками твердого тіла існують тільки зв'язки тертя та однобічного стискання (зерно, цукор, пісок, гранульовані мінеральні добрива тощо).

Таблиця 1.2. - Кути природного відкосу

Матеріал	Кут природного відкосу, град	
	при насипанні	при руйнуванні
Зерно: пшениці	24 – 26	34 – 36
рису	27 – 34	30 – 38
кукурудзи	23 – 27	33 – 37
Горох	27 – 32	–
Квасоля	31	–
Вика	29	–
Насіння: буряків	34 – 38	42 – 50
трави	18 – 19	25 – 27
льону	17 – 18	23 – 25

Під зв'язними сипкими матеріалами слід розуміти такі, в яких зв'язки між частинками твердого тіла є силами тертя і силами щеплення, що діють в одних і тих самих площинах контактів (порошкоподібні добрива, борошно тощо).

Вологість сипкого матеріалу W визначають висушуванням взятої проби за температури 105°C до сталої маси і обчислюють за формулою [70]:

$$W = \frac{m_1 - m_2}{m_2}, \quad (1.14)$$

де m_1 і m_2 – маси зразка відповідно до і після висушування.

1.3. Огляд конструкцій робочих органів гнучких гвинтових конвесрів

Круглий поперечний переріз гвинтової спіралі забезпечує робочому органу кращу маневреність, у порівнянні зі смуговим. Один з варіантів компоновки такого робочого органу зображено на рис. 1.9. Ще однією перевагою є можливість виготовлення таких робочих органів із високовуглецевих сталей, які підлягають термічній обробці. Однак, термічна обробка може відбуватись лише у некаліброваному стані, оскільки робочий орган технологічної магістралі виконується суцільним із довжиною 3...6 м.

До недоліків слід віднести низьку продуктивність, оскільки круглий переріз не створює зосередженої направленої сили при транспортуванні.

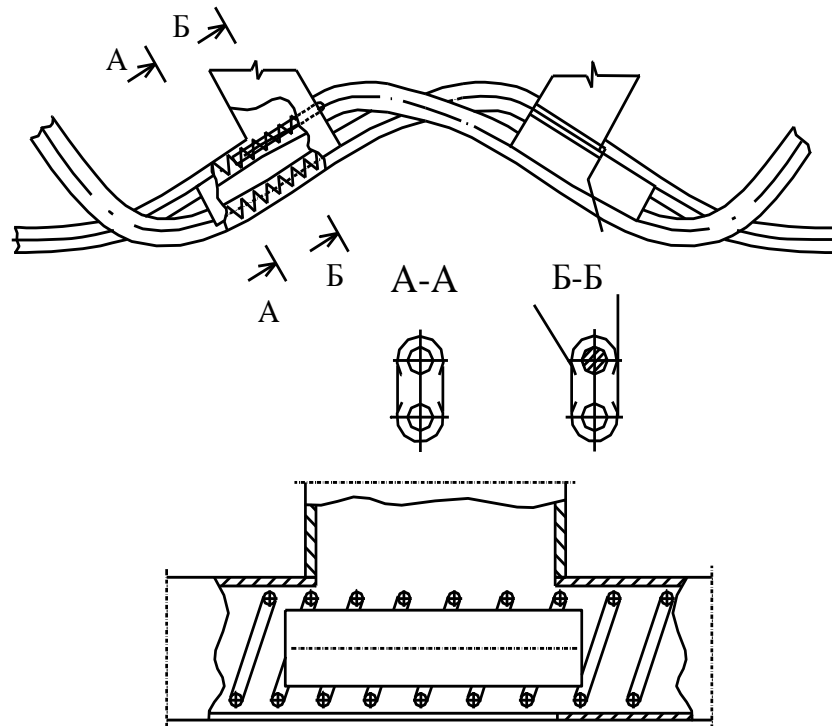


Рис. 1.9. Робочий орган гвинтового конвеєра з прутковою безвальною спіраллю

Суцільні смугові спіралі характеризуються значно вищою продуктивністю, однак їх маневреність є суттєво обмеженою, оскільки низьковуглецеві сталі, що застосовуються при їх виготовленні, швидко руйнуються при роботі спіралей на малих радіусах кривизни [70].

Використання різного роду хіміко-термічної обробки спіралей шнеків кардинально не вирішує даної проблеми [92].

На основі аналізу патентної та наукової літератури, відомих дослідних моделей гнучких гвинтових конвеєрів [7; 17; 22; 30; 48; 50; 61; 70; 80; 89; 91; 92; 99], можна констатувати, що найбільш перспективним напрямком їх розвитку є застосування робочих органів, виконаних у вигляді комбінації гвинтової спіралі для транспортування сипкого матеріалу і гнучкого валу для передачі крутного моменту.

Найпростіші схеми гвинтових робочих органів з гнучким валом зображені на рис.1.10 а, б [91]. В першому варіанті (рис.1.10, а) вал виконаний у вигляді пластмасового стержня з незначною крутильною жорсткістю, однак характеризується великою податливістю до згинання. В другому випадку (рис.1.10, б), вал представляє комбіновану конструкцію у вигляді еластичної труби, розташованої на тросі. На еластичній трубці закріплена спіраль круглого поперечного перетину.

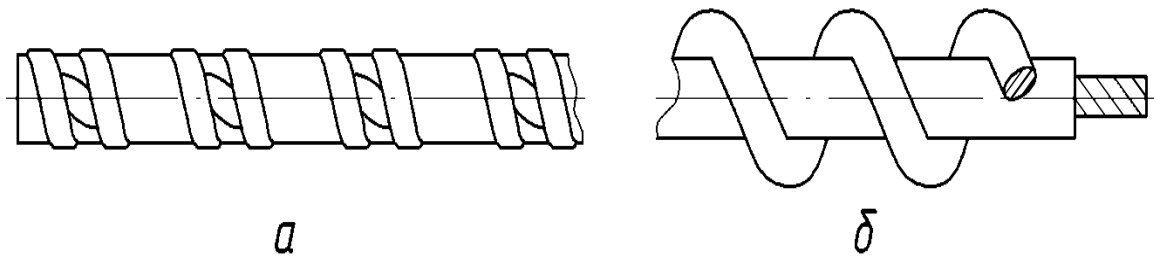


Рис. 1.10. Гвинтові робочі органи з гнучким валом

Основними недоліками таких робочих органів є їх низька маневреність і продуктивність. Несучі вали не можуть забезпечити передачу значних крутних моментів, оскільки вал виконаний з пластмаси, а трос, ефективно працює на розтяг, а не на кручення. Застосовуватись дані конструкції можуть в основному на птахофабриках для роздавання кормів, де непотрібно високої продуктивності та різких змін кривизни магістралі транспортування.

Підвищення продуктивності та несучої здатності при задовільній маневреності забезпечує комбінований робочий орган (А.С. СРСР № 1488232, рис. 1.11) з прутковою несучою та смуговою технологічною спіралями. Різноюнаправлене навивання і виконання з різними кроками даних спіралей приводить до взаємного їх стискання при крученні в точках контакту, що сприяє підвищенню навантажувальної здатності такого робочого органу.

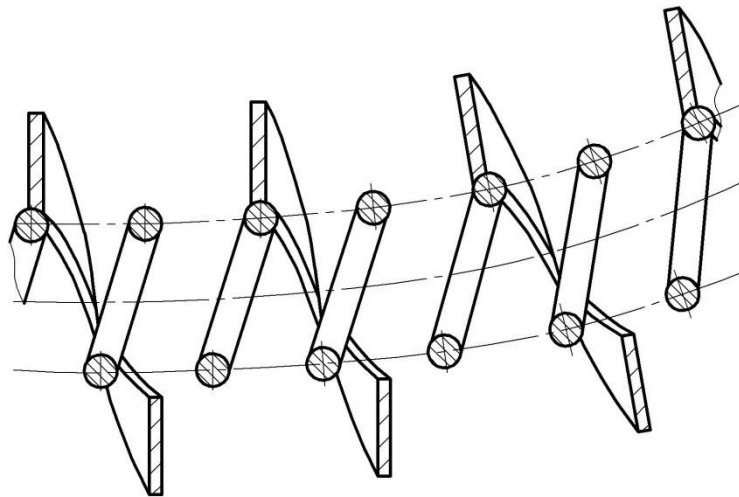


Рис. 1.11. Робочий орган з прутковою несучою та смуговою технологічними спіралями

Попри конструктивну простоту, даний тип гнучкого робочого органу має ряд недоліків: не вирішена на достатньому рівні проблема кріплення окремих спіралей між собою; при роботі на криволінійних трасах смугова спіраль з вертикальним ребром швидко руйнується від знакозмінних деформацій; внутрішня спіраль з протилежним напрямком навивання знижує продуктивність конвеєра; при виході з ладу необхідно повністю замінювати секцію спіралі.

Транспортування сипких матеріалів на значні відстані (10 м і більше) вимагає суттєвого підвищення крутильної здатності гвинтових робочих органів. Типовим прикладом таких робочих органів можна вважати гнучкі смугові шнеки з горизонтально-несучою і вертикально-технологічною спіралями [91, А.С. СРСР № 1801886], які зображені на рис. 1.12.

Гнучкий вал, який виконаний у вигляді двох різнонаправлених горизонтально-смугових пружинних спіралей (рис.1.12, а) забезпечує їх взаємне стискання між собою, оскільки в процесі кручення діаметр зовнішньої спіралі зменшується, а внутрішньої збільшується. Передача крутного моменту в такому робочому органі забезпечується виключно гнучким валом.

В іншому варіанті (рис. 1.12, б) функції внутрішньої спіралі виконує армований гумовий шланг, який встановлений в зоні приводу робочого органу, а по мірі віддалення від приводу застосовується лише горизонтальна спіраль.

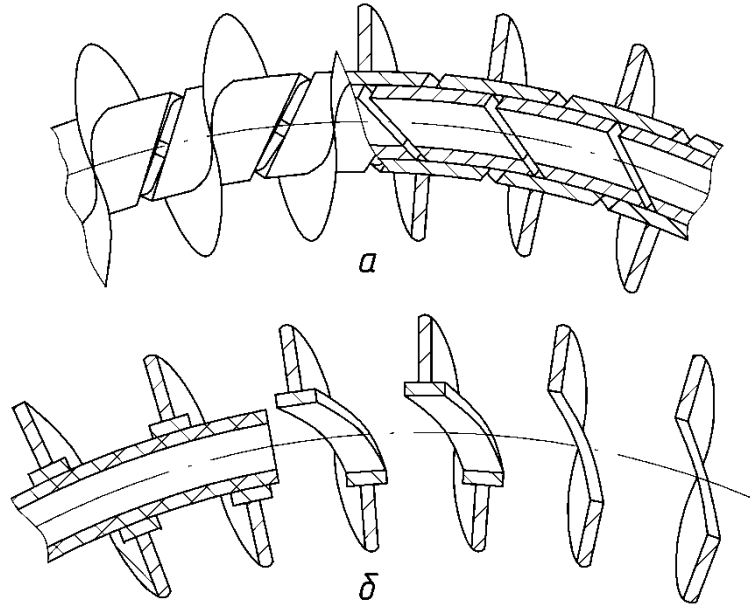


Рис. 1.12. Гнучкі смугові шнеки з горизонтально-несучою і вертикально-технологічними спіралями

При високій навантажувальній здатності та продуктивності такі типи гнучких гвинтових робочих органів мають обмежену маневреність, оскільки величина кутової пружної деформації в значній мірі залежить від ширини смуги горизонтальних спіралей. Ще одним недоліком є підвищене зношення поверхонь контакту горизонтальних спіралей внаслідок їх постійного тертя між собою на криволінійних магістралях [91]. Дані робочі органи можуть застосовуватись на відносно довгих (більше 10м) магістралях транспортування, при їх незначній кривизні.

Використання в якості гнучкого валу зв'язаних ланцюгів (рис.1.13, а) або криволінійних шарнірно з'єднаних пластин (рис.1.13, б) [96, ст. 25] частково вирішує проблему напружено-деформованого стану спіралей в кутовому напрямку. Однак такі секції мають схильність до швидкого зношування внаслідок постійного тертя в зонах з'єднання секцій.

Також питання стійкості суцільної спіралі на згинах і спосіб її кріплення до валу залишається не вирішеним.

Одним з напрямків вирішення проблеми стійкості гвинтових спіралей при роботі технологічних магістралей на невеликих радіусах кривизни є виконання гвинтової робочої поверхні у вигляді окремих секцій, які жорстко з'єднані із гнучким валом. Вал може виконуватись суцільним з еластичного матеріалу, або у вигляді окремих шарнірних секцій.

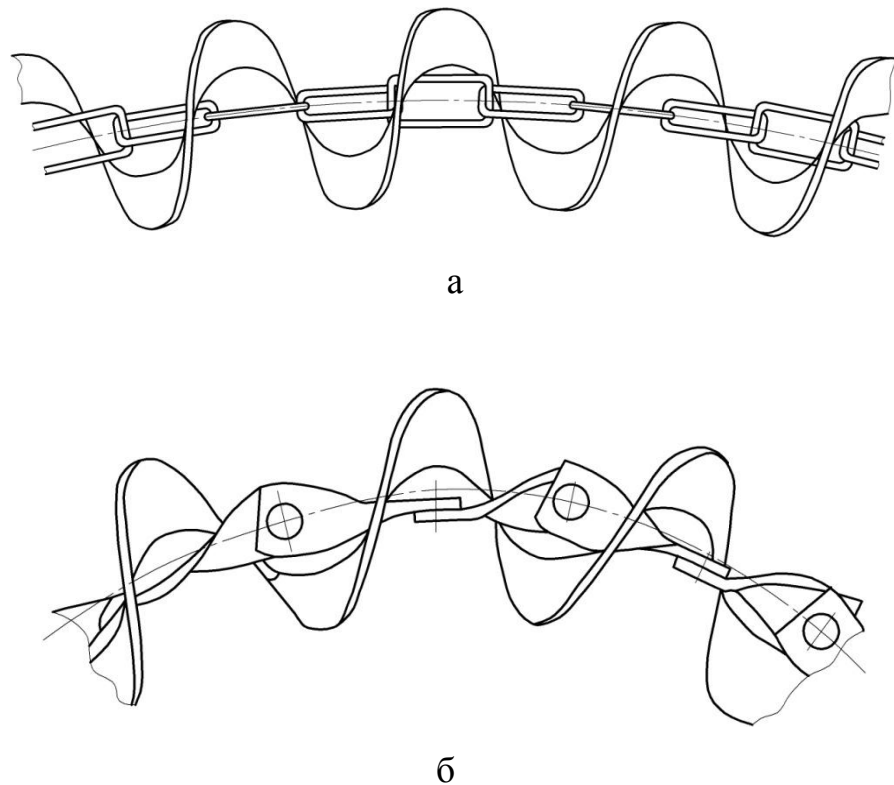


Рис. 1.13. Варіанти виконання шарнірних гнучких валів

На рис. 1.14 наведено схему робочого органу (А.С. СРСР №1801887), виконаного у вигляді набору гвинтових робочих пелюстків, які закріплені до несучого еластичного валу. Виготовлення таких гвинтових пластин можна здійснювати з високо вуглецевих сталей методом штампування і гнуття з подальшою їх термічною обробкою.

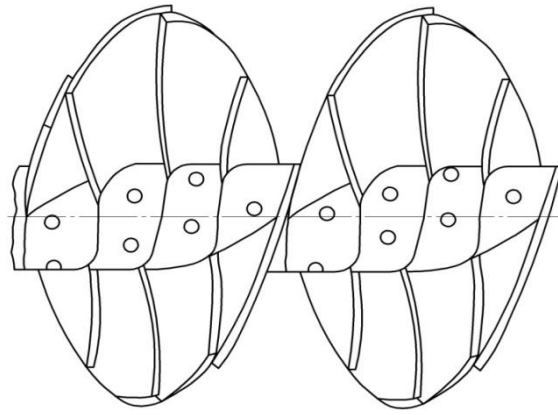


Рис. 1.14. Робочий орган, виконаний з набору гвинтових робочих пелюстків і несучого еластичного валу

До недоліків даного робочого органу слід віднести ненадійність закріплення гвинтових пелюстків до гнучкого валу і підвищену металомісткість, оскільки можливе його виконання лише з двозахідною спіраллю.

Ще один варіант секційного гнучкого робочого органу гвинтового конвеєра [7; 8; 12], зображений на рис. 1.15. Він складається з секцій у вигляді виконаної заодно пластмасової центральної втулки і двозахідного сектора спіралі. На торцевих поверхнях центральних втулок, на одному діаметрі, виконані пари протилежно розташованих сферичних виступів і впадин (рис. 1.15, а). Розташування сферичних виступів і впадин на різних торцевих поверхнях кожної з центральних втулок, зміщене на 90° в коловому напрямку. Центральні втулки розташовані на тросі та підтиснуті одна до одної за допомогою механізму натягу.

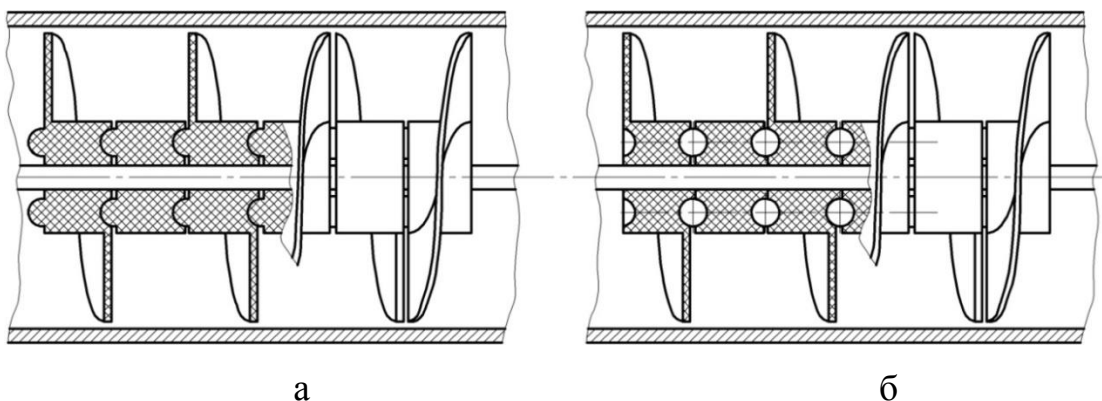


Рис. 1.15. Секційні робочі органи гвинтового конвеєра

Під час роботи на криволінійних трасах сферичні виступи повертаються відносно впадин у напрямку, перпендикулярному до лінії, що з'єднує їх центри. Оскільки виступи зміщені відносно впадин в коловому напрямку на 90° , то робочий орган вільно деформується і працює за принципом шарнірних муфт. Крутний момент від однієї секції до іншої передається виключно за рахунок сферичних виступів і впадин.

Оскільки для роботи в абразивних середовищах доцільно застосовувати пари тертя пластмаса-метал, то для покращення роботи гнучкого гвинтового конвеєра в таких середовищах можна замінити сферичні виступи на лунки із зачепленням металевими кульками (рис. 1.15, б).

Для підвищення крутильної жорсткості та міцності пластмасові сектори армують металевими витками.

З точки зору надійності та довговічності найбільш доцільно виконувати несучу основу у вигляді шарнірних з'єднань. Приклад одного з таких робочих органів представлено на рис. 1.16 (Патент України №25586А). Його секції виконані у вигляді двох циліндричних втулок 8, з'єднаних між собою прутками 1, до яких кріпиться гвинтове ребро 2. У втулках однієї секції виконані наскрізні отвори 5, центральні осі яких розташовані взаємно перпендикулярно. В отворах встановлені антифрикційні втулки 6, між торцевими поверхнями яких розташований квадратний валець 4. В отворах антифрикційних втулок і отворах вальця встановлені зафіксовані циліндричні пальці 7.

При обертанні робочого органу крутний момент з вальця через пальці та антифрикційну фігурну втулку передається на кільце. Далі від циліндричного кільця крутний момент через гвинтове ребро і прутки передається на іншу циліндричну втулку і т.д. Антифрикційні втулки виготовляють з поліамідів, армованих скловолокном, які ефективно працюють як підшипники ковзання в агресивних середовищах. Такі робочі органи характеризуються надійністю передачі крутного моменту. Основним

недоліком є їх висока погонна маса, що негативно впливає на ступінь пошкодження транспортованого матеріалу.

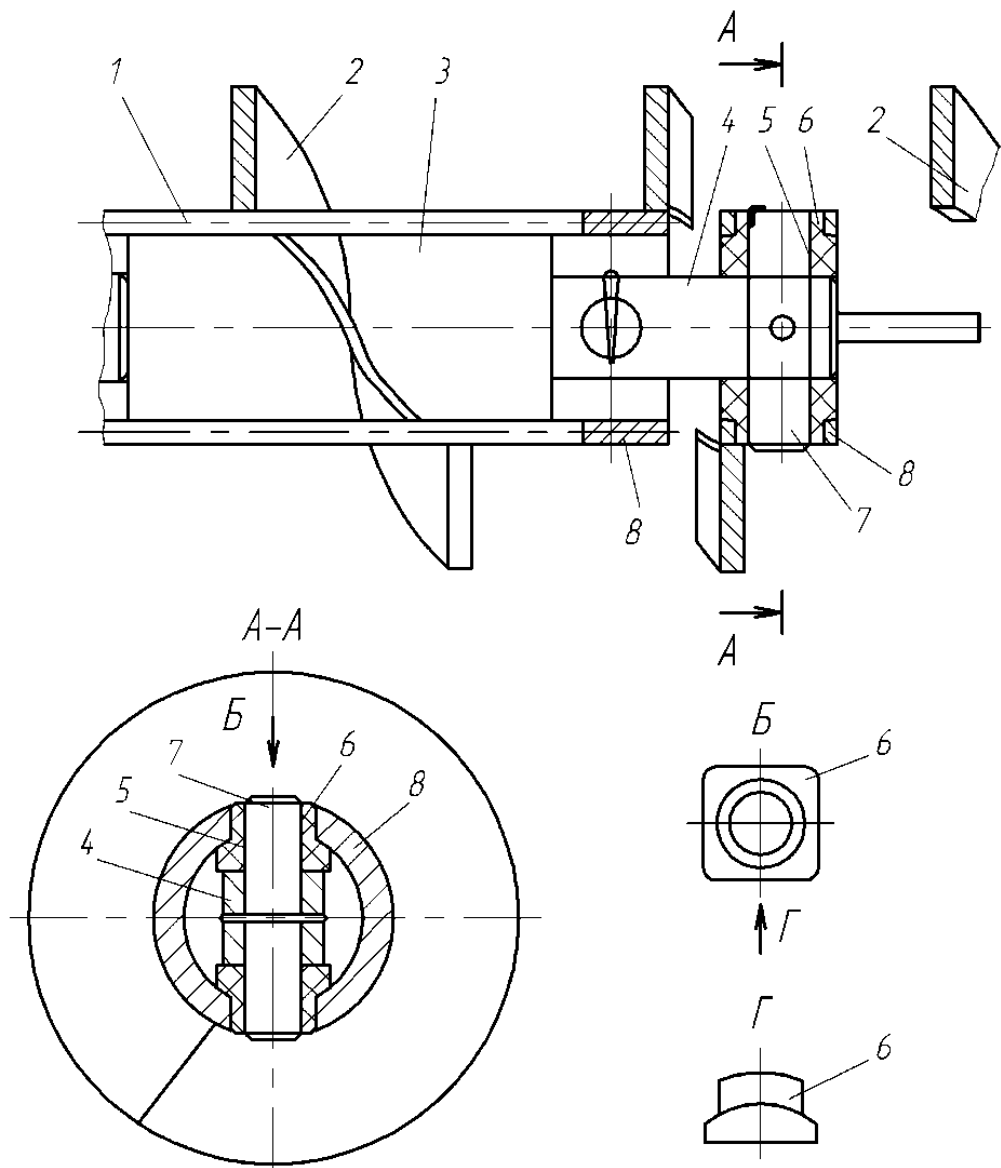


Рис. 1.16. Шарнірний робочий орган гвинтового конвеєра

В іншому варіанті, який зображено на рис. 1.17, замість радіальних пальців використовуються діаметрально розташовані пари кульок, що виконують аналогічні функції. Перевагою даного технічного рішення є застосування кульок замість радіальних пальців, однак технологічно забезпечити точне виготовлення даного робочого органу є досить складно.

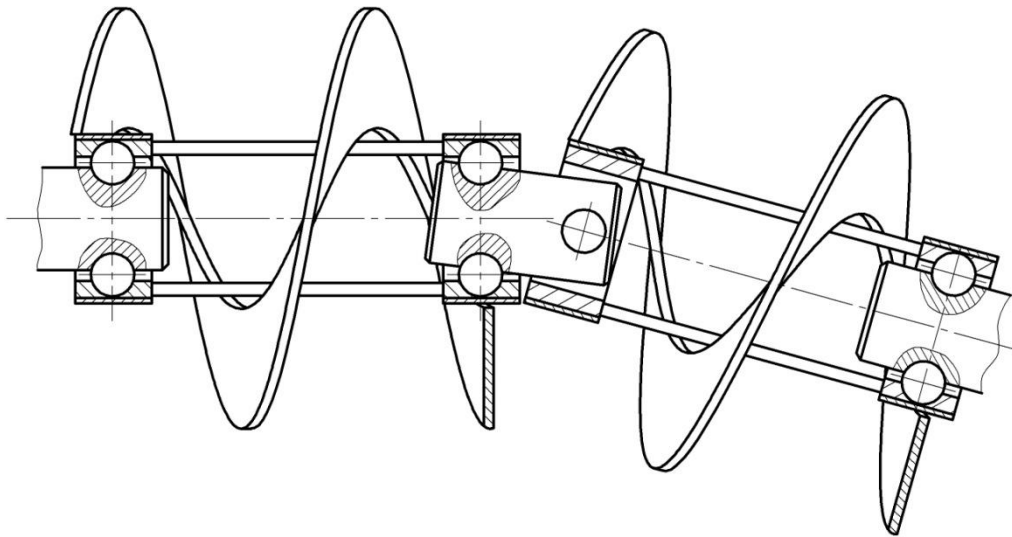


Рис.1.17. Шарнірний робочий орган з радіальними кульковими елементами зачеплення

Один з варіантів шарнірного з'єднання секцій [79; 80] з торцевими кульковими елементами зачеплення показано на рис. 1.18. Гнучкий вал гвинтового конвеєра містить окремі секції, шарнірно з'єднані між собою. Кожна секція виконана у вигляді торцевих шайб, які кріпляться до прутків. Між торцевими шайбами сусідніх секцій встановлені проміжні шайби з чотирма отворами, із зміщенням на 90° один відносно одного. Проміжна шайба зв'язана з торцевими за допомогою пар кульок, розташованих у взаємно перпендикулярних площинах. Секції робочого органу стискаються за допомогою пружин, розташованих на осях, які вільно встановлені у центральних отворах шайб.

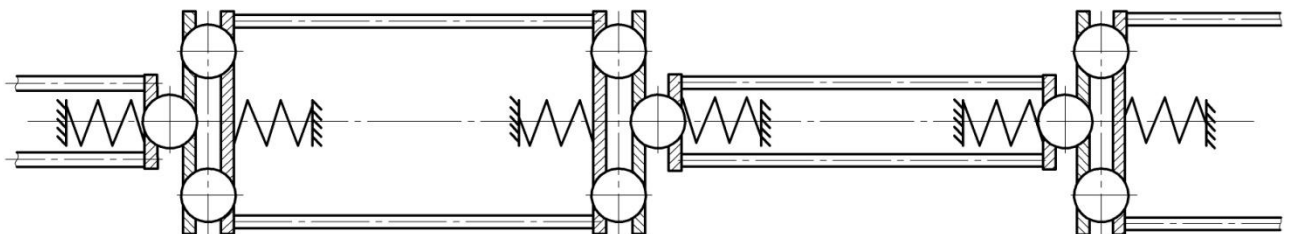


Рис.1.18. Принципова схема гнучкого валу гвинтового конвеєра з торцевими кульковими елементами зачеплення

В процесі обертання робочого органу відбувається провертання торцевих шайб сусідніх секцій відносно проміжної шайби, причому вісь провертання проходить по лінії, яка з'єднує центри пар кульок. Передача крутного моменту між секціями здійснюється виключно за рахунок діаметрально розташованих пар кульок.

Автономні пружні механізми стискання елементів зчеплення сусідніх секцій запобігають виникненню люфтів між кульками і отворами шайб, що забезпечує плавність передачі крутного моменту та зменшує інтенсивність зношення пар тертя.

На рис. 1.19 зображено робочий орган гнучкого гвинтового конвеєра [117], який виконано у вигляді секцій із циліндричних трубок з пазами, до яких кріпиться гвинтова спіраль. У пази вставлені пальці, які перпендикулярно закріплені у суцільних циліндрах, зовнішній діаметр яких є менший ніж внутрішній діаметр циліндричних трубок.

Передача крутного моменту та гнучкість забезпечуються за рахунок вільного розташування пальців у пазах. Однак можливість вертикального зміщення секцій може перешкоджати ефекту самоцентрування робочого органу у матеріалі, а при штовхаючому режимі буде спричиняти тертя торців спіралі до гнучкого кожуха.

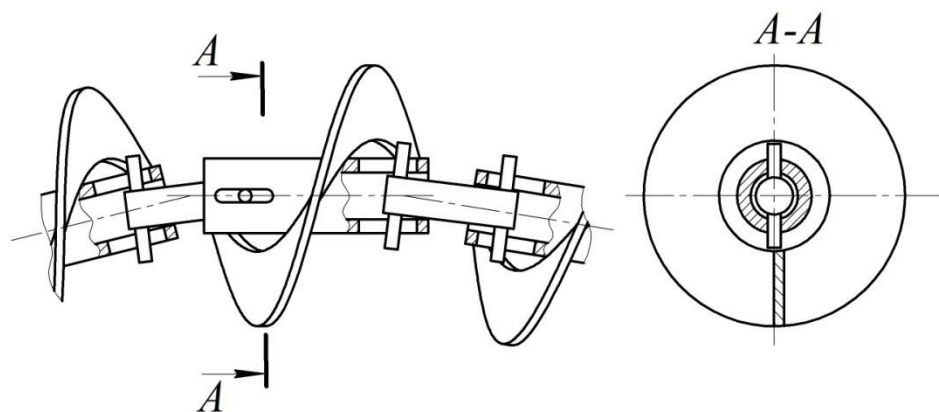


Рис.1.19. Шарнірний робочий орган з радіальними пальцевими елементами зачеплення

На рис. 1.20 зображено робочий орган гнучкого гвинтового конвеєра [28], він містить шарнірно з'єднані між собою секції гвинтових спіралей, які виконані у вигляді двох паралельно розташованих плоских пластин, до яких жорстко закріплене гвинтове ребро. Пластини з'єднані між собою за допомогою шарнірного елемента, виконаного у вигляді проміжної основи, яка в поперечному перерізі має форму квадрата, в отворах якого розташовані пальці. Палець виконано суцільним і розташовано в наскрізних отворах антифрикційних втулок. Пара радіальних пальців встановлена перпендикулярно до суцільного і конічною стороною контактує з його виточкою, а протилежні сторони розташовані в наскрізних отворах інших пар антифрикційних втулок. Через осьові отвори радіальні пальці закріплені до проміжної основи за допомогою шплінтів.

При обертанні робочого органу в еластичному кожусі крутний момент передається через пластини на антифрикційні втулки, пару радіальних пальців та проміжну основу. В подальшому крутний момент передається на радіальний палець і антифрикційні втулки, а далі на сусідні пластини та гвинтове ребро.

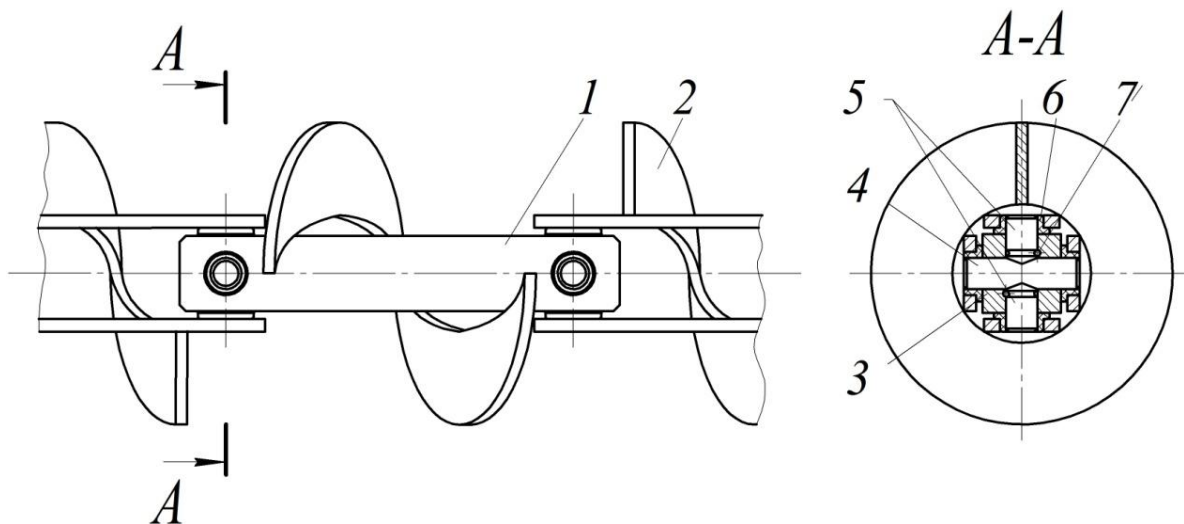


Рис.1.20. Конструктивна схема робочого органу шарнірного гвинтового конвеєра

При обертанні гвинтового робочого органу в еластичному кожусі на криволінійних трасах, радіальні пальці провертаються відносно

антифрикційних втулок, тим самим забезпечуючи передачу крутного моменту і транспортування сипкого матеріалу гвинтовими ребрами.

Така конструкція забезпечує надійну фіксацію шарнірного з'єднання, однак форма пальців є досить складною.

1.4. Аналіз результатів теоретичних досліджень гнучких гвинтових конвеєрів

У формування наукових основ теорії проектування гвинтових транспортуючих механізмів значний вклад внесли вчені П.М. Василенко, А.М. Григор'єв [33], А.А. Омельченко [77; 78], Х. Герман [30], Г.В. Корнеев [54], Б.Д. Ткач [78], М.К. Штуков, Б.М. Гутьян, І.Е. Груздєв, В.І. Янков [36], М.І. Акімов, Д. Мак-Келві, Г. Шенкель, Е. Бернхард, Б.М. Гевко [13; 20; 22], Р.М. Рогатинський [100; 101; 102], М.І. Пилипець [89; 90].

Найбільш глибокі теоретичні дослідження по визначенню впливу продуктивності та енерговитрат на процес транспортування гнучких гвинтових конвеєрів з пружною спіраллю круглого поперечного перетину викладені в працях С.М. Михайлова [73], К.Д. Вацагіна [74], О.О. Труфанова [74], П.А. Преображенського [75]. Авторами виведені досить громіздкі аналітичні залежності для визначення продуктивності та енерговитрат на виконання технологічного процесу односпірального шнеком. Однак, дані залежності не в повній мірі відображають реальні процеси, які протікають при функціонуванні гнучких гвинтових конвеєрів, оскільки не враховують реологічних властивостей матеріалів, а також конструктивних та кінематичних параметрів робочого органу.

З аналізу літературних джерел [9; 10; 11; 29; 30; 31; 33; 36; 54; 57 ;59; 76; 84; 97; 98; 103; 114] виявлено ряд аналітичних залежностей для визначення продуктивності та потужності на процес транспортування. Спільний розгляд руху ізольованої матеріальної точки в швидкісних шнеках і деякі закономірності руху маси матеріалу в конвеєрах дозволив

П.А.Преображенському запропонувати формулу для розрахунку продуктивності односпірального гнучкого шнека [93]:

$$Q = K_n \cdot F_p \cdot V_{zcm} \cdot \gamma_0, \quad (1.15)$$

де K_n - коефіцієнт пропорційності;

F_p - робоча площа поперечного січення кожуха в м²;

V_{zcm} - середня осьова швидкість матеріалу в м/сек;

γ_0 - об'ємна (насіпна) маса матеріалу в кг/м³.

Для визначення продуктивності гвинтових конвейєрів різні автори пропонують користуватись наступними залежностями. Так, згідно А.А.Вайсона [9] продуктивність шнека рівна:

$$Q = 47D^3 \rho \varphi v c k_m. \quad (1.16)$$

Згідно М.І. Іванкова [44]:

$$Q = 0.25 \pi \varphi v^2 (D^2 - d^2). \quad (1.17)$$

Згідно І.В. Кулаковського [58]:

$$Q = 0,9 \pi D^2 \rho \varphi v c. \quad (1.18)$$

Згідно В.В. Краснікова [57]:

$$Q = 48 T n h \rho \sqrt{D/h - 1}; \quad (1.19)$$

$$Q = 15 \pi k z c k n \rho \varphi n (D^2 - d^2) T. \quad (1.20)$$

Згідно А.М. Григор'єва [35]:

$$Q = 15 \pi D^2 \rho \varphi T n c. \quad (1.21)$$

Згідно М.І. Клецкіна [96]:

$$Q = 47,1 [(D + 2\lambda)^2 - d^2] T \rho \varphi n c. \quad (1.22)$$

Згідно Ф.Г. Зуєва [46]:

$$Q = 0,047 D^2 T \rho n \varphi \lambda. \quad (1.23)$$

Потужність на процес транспортування за А.А. Вайсоном [9] рівна:

$$N = 0,003 Q (H + \omega L) + 0,02 k_i g_m L v \omega_n + k_6 Q. \quad (1.24)$$

За В.В. Красніковим [57]:

$$N=Q(\omega_0+H)/3600+(DL\cos\gamma)/20. \quad (1.25)$$

В формулах (1.15 - 1.24) позначення означають: D – зовнішній діаметр шнека; d – внутрішній діаметр шнека; T – крок гвинта; n – частота обертання робочого органу; φ - коефіцієнт наповнення конвейера; ρ - насипна густина сипкого вантажу; c – коефіцієнт впливу на продуктивність кута нахилу гвинта; $k_m = T/D$ – коефіцієнт кроку спіралі; k_s – вплив конструкції завантажувального пристрою; k_n – коефіцієнт осьової швидкості (для швидкохідних: 0,6...0,7; тихохідних 0,8...0,9); v - осьова швидкість вантажу в тихохідному конвейері: $v = T \times n/60$; h – розрахункова висота рухомого шару сипкого вантажу: $h = D - l_{вн} \times tg(\gamma + \alpha_{зр})$, де $\alpha_{зр}$ – кут зрушення, пов'язаний із коефіцієнтом внутрішнього тертя f залежністю $tg \alpha_{зр} = f$; [10]; λ - радіальний зазор; ω - дослідний коефіцієнт опору при русі вантажу (коефіцієнт питомих енерговитрат); L і H – довжина і висота транспортування; g_m – погонна маса конвейера: $g_m \approx 80D$, кг/м; k_g – коефіцієнт, що враховує спосіб вивантаження; k_i – коефіцієнт, що враховує масу рухомого робочого органу конвейера; ω_n – коефіцієнт питомих енерговитрат на підшипниках: $\omega_n = 0,16$ для підшипників ковзання, $\omega_n = 0,08$ для підшипників кочення; γ - кут нахилу гвинта.

Як показують вищенаведені залежності, значення продуктивності для конкретних числових параметрів суттєво відрізняються між собою. Тому, можна зробити висновок, що на даний час не існує абсолютно чітких методик розрахунку продуктивності та потужності функціонування гвинтових конвеєрів, які б адекватно відображали параметри технологічного процесу.

В дисертаційній роботі Б.М. Гевка [22], розроблені наукові основи аналізу і синтезу гвинтових механізмів, виведені рівняння геометричних поверхонь робочих органів гнучкого шнекового конвейера з дослідженням нелінійної задачі динаміки руху матеріальної точки з нестационарними

зв'язками, а також встановлені кінетичні і динамічні параметри рухомого потоку сипкого вантажу.

Згідно досліджень Б.М. Гевка [22] об'ємна витрата вантажу, незалежно від положення траси в просторі, буде постійна по її довжині і теоретично визначається за залежністю:

$$Q = \psi \varphi_0 \left(1 + \sqrt{1 - \varphi_0}\right) \pi D_{ж}^3 \omega \frac{0.5 \pi D_{ж} T \left(1 + \sqrt{1 - \varphi_0}\right) - \mu_1 T^2}{16 \left[T^2 + 0.2 \pi^2 D_{ж} \left(1 - \sqrt{1 - \varphi_0}\right)\right]} \quad (1.26)$$

де ψ – коефіцієнт швидкості потоку, який враховує ступінь перекриття прохідного січення жолоба гнучкою спіраллю;

φ_0 – коефіцієнт завантаження на вході;

$D_{ж}$ – прохідний діаметр жолоба;

T – крок спіралі;

ω – частота обертання робочого органу;

μ_1 – коефіцієнт тертя матеріалу по гвинтовій поверхні спіралі.

В дисертаційній роботі Р.М. Рогатинського [101], присвяченій розробці механіко – технологічних основ взаємодії шнекових робочих органів з сировиною сільськогосподарського виробництва, сформульована і розв'язана задача руху зв'язаних і зернових матеріалів потоком по гвинтових поверхнях у гвинтовій системі координат, а також досліджено розподіл навантажень та напружено-деформований стан таких робочих органів. Розроблений уніфікований метод формалізованого опису поверхонь сільськогосподарської продукції та робочих органів на основі алгебраїчних функцій і математичні моделі їх зближення та ударної взаємодії.

В дисертаційній роботі М.І. Пилипця [89] запропоновані методи розрахунку і проектування конструктивних параметрів робочих органів; вирішена нелінійна задача руху матеріальної точки з нестационарними зв'язками; досліджено кінематичні та динамічні параметри рухомого потоку вантажу; розроблені методи оптимізації конструктивних параметрів гнучких

гвинтових конвеєрів з врахуванням продуктивності, конструктивних, технологічних, економічних і фізичних обмежень.

Оптимальні параметри роботи робочих органів доцільно вибирати з погонною висотою 12...17 мм і кроком спіралі $T = (0,5...0,7)D$ на вході системи і $T = (0,6...0,8)D$ на виході системи.

В дисертаційній роботі Ю.Б. Капаціли [48] розроблена математична модель напружено-деформівного стану гнучкої спіралі змінного робочого органу та методика його дослідження. Автором доведено, що напружено-деформівний стан шнекового робочого органу залежить не тільки від геометричних параметрів перерізу спіралі, але й від кута нахилу її твірної до горизонту. При зміні кута від 85° до 90° ланцюгові напруження в гвинтовій смузі змінюють свій знак на протилежний, жорсткість спіралі зростає на 15-30%, а рівень розрахункових напружень в критичній точці зменшується на 40-60%.

Аналіз відомих досліджень гвинтових конвеєрів показав, що в переважній більшості автори виводили аналітичні залежності для визначення експериментальних, функціональних та конструктивних параметрів гвинтового конвеєра.

В той же час, не вирішеними є питання, які пов'язані з дослідженням руху вантажу в перевантажувальному патрубку, розміщеному горизонтально. Це суттєво знизить як енерговитрати на процес транспортування, так і на ступінь пошкодження технологічного матеріалу.

1.5. Аналіз результатів експериментальних досліджень гнучких гвинтових робочих органів

Перші дослідження гнучких гвинтових конвейєрів, в якості робочого органу яких була застосована пружина круглого поперечного перетину, викладені в праці Х. Германа [30]. Однак, в даній роботі наведені лише загальні принципи функціонування таких робочих органів і значна увага

приділена конструктивним схемам завантажувальних патрубків з метою забезпечення максимального коефіцієнту завантаження технологічної магістралі.

Подібні дослідження з пружиною круглого поперечного перетину в СРСР здійснювались А.М. Григор'євим [33], П.А. Преображенським [34; 35], С.М.Михайловим [73; 75], К.Д. Вацагіним [74], О.О. Труфановим [74]. Експериментальні дослідження, проведені даними авторами, направлені на визначення впливу конструктивних (діаметр перетину пружини, діаметр її навивання, крок) та кінематичних параметрів (частота обертання спіралі) на продуктивність гнучкого конвейєра.

За результатами експериментальних досліджень, проведених С.М.Михайловим [73], при визначенні корисної потужності встановлено, що при кутових швидкостях спіралі 400-600 об/хв частка корисної потужності в загально затраченій складає від 5 до 20%. Як стверджує автор, це вказує на те, що значна частина потужності витрачається на перемішування і подрібнення матеріалу. Встановлено, що для частот обертання спіралі 350-400 об/хв при транспортуванні зернового матеріалу, максимальна продуктивність не перевищувала 1 м^3 за годину. Така низька продуктивність різко обмежила можливість застосування пружних спіралей з круглим поперечним перетином.

Суттєвого підвищення продуктивності гнучких гвинтових конвейєрів можна досягнути, якщо застосувати смугові спіралі шнеків. Вперше реалізація такого напрямку здійснена під керівництвом д.т.н., проф. Б.М.Гевка [13; 14; 22].

Автором вперше розроблені та експериментально досліджені моделі гнучких гвинтових конвейєрів. Встановлено, що продуктивність таких засобів механізації є постійною і не залежить від зміни висоти піднімання вантажу і радіуса згину, а швидкість, коефіцієнт зношення та інші параметри залежать від біжучого кута нахилу траси. Розрахункове значення коефіцієнта заповнення міжвиткового простору з врахуванням зміни швидкості

транспортування в діапазоні кутових частот обертання $\omega=25,0\dots50\text{с}^{-1}$ встановлюється в межах $0,5\dots0,7$ [22].

Встановлено, що досягнути продуктивності гнучкого гвинтового конвейєра до 20т/год при транспортуванні зернових матеріалів можливо за таких параметрів робочого органу: крок спіралі $T = (0,5\dots0,7)D$; $n = 600\dots700\text{об/хв.}$; висота спіралі $H = 30\text{мм}$; внутрішній діаметр кожуха $D_k = 100\text{мм}$.

В монографії Б.М. Гевка і Р.М. Рогатинського [22] наведені результати експериментальних досліджень гнучких гвинтових конвейєрів, які представлені у вигляді графічних залежностей зміни продуктивності конвейєра від висоти піднімання матеріалу, радіуса магістралі транспортування, кутової швидкості робочого органу, діаметра гнучкого кожуха. Також представлені залежності зміни енергосилових параметрів від режимів транспортування.

Аналізуючи результати досліджень, можна встановити, що домінуючими факторами, які впливають на продуктивність і крутний момент на приводному валу є частота обертання робочого органу, далі – діаметр гнучкого кожуха. Збільшення висоти транспортування впливає виключно на енергосилові параметри технологічного процесу.

В працях Р.М. Рогатинського [100, 101] вивчались проблемні питання переміщення зернових матеріалів мобільними шнековими робочими органами. Мінімізація енерговитрат та ступеня пошкодження сільськогосподарської продукції досягається при збереженні відповідності між кутовою швидкістю гвинта та продуктивністю технологічної операції у співвідношенні: $\omega = k / Q^{1/5}$, де $12 < k < 20$: для пшениці $k = 13\dots14$, для кукурудзи $k \approx 16$, для ячменю $k = 13\dots15$. Для зернових матеріалів із коефіцієнтом зовнішнього тертя μ до 0,5 раціональний крок спіралі становить $0,9\dots1,0$ діаметра гвинта, для матеріалів із коефіцієнтом тертя

0,5...0,8 відповідно 0,8...0,9 діаметра і $\mu > 0,8$ крок $T = (0,6...0,8)$ діаметра спіралі.

В процесі транспортування зернових матеріалів шнековими механізмами ступінь їх пошкодження та енерговитрати зменшуються при зменшенні кута нахилу стінок живильника та зміщення вертикального тиску матеріалу в сторону периферії робочого органу. Так, при безбункерному завантаженні раціональними є кути нахилу стінок живильника $40^\circ...50^\circ$, зміщення вектору узагальненого тиску матеріалу на величину $0,8...1,5$ діаметра спіралі від осі обертання. Зменшення стовпа завантаження з $0,5\text{м}$ до $0,3\text{м}$ зменшує енерговитрати на $12...18\%$.

Згідно даних, які викладені в працях [13; 100], при швидкості обертання гвинтової спіралі більшій ніж $450\text{-}500$ об/хв, весь потік переходить в гвинтовий рух, що сприяє зниженню непродуктивних енерговитрат. Однак, при зростанні частоти обертання гвинтового робочого органу більш як 600 об/хв, починається падіння продуктивності МГА, внаслідок незадовільного завантаження міжвиткового простору в спіралі.

Авторами доведено, що збільшення зазору між спіраллю і кожухом з 3 до 5 мм, при частоті обертання спіралі шнека $\omega = 37,4\text{с}^{-1}$, призводить до зриву гвинтового руху матеріалу і транспортування вантажу здійснюється по руслу нижньої частини кожуха, тобто з підвищенням зазору зростає критичне значення кутової швидкості, при якій здійснюється процес транспортування.

В працях М.І.Пилипця [89, 90] викладені матеріали експериментальних досліджень гнучких гвинтових конвейерів з використанням швидкісної кінозйомки. Встановлено, що продуктивність гнучкого гвинтового конвейера практично не залежить від розташування технологічної магістралі і змінюється лише від коефіцієнта завантаження матеріалом гнучкого кожуха, який повинен знаходитись в межах $0,6...0,8$ при частоті обертання робочого органу $n = 400...600$ об/хв.

Встановлено залежності крутного моменту при транспортуванні муки, зерна, комбікормів від висоти підйому гнучкого кожуха із поперечним

перетином 0,1м при частоті обертання спіралі $n = 357\text{об/хв}$. Залежності мають нелінійний характер, причому, результати експериментальних досліджень показують, що зміна крутного моменту залежить не тільки від висоти піднімання вантажу, але й від форми траси. Так, при підніманні вантажу на висоту 1м значення крутного моменту для переміщення вищеназваних продуктів зростають в 1,1...1,3 рази, а їх абсолютні значення знаходяться в межах 14...20 Нм. Зміна радіусу транспортування від 0,3 до 0,6 призводить до падіння крутного моменту в 1,14...1,26 разів. Підвищення частоти обертання спіралі шнека від 270 до 550 об/хв при транспортуванні пшениці сприяє зниженню крутного моменту, величина якого змінюється від 13 до 9 Нм.

Вищевикладені результати експериментальних досліджень стосуються гвинтових конвейєрів, в яких технологічні магістралі розміщені в вертикальній площині, мають складну конструкцію і значну матеріаломісткість, а також гвинтові робочі органи, які є технологічно складними у виготовленні.

Таким чином, на основі аналізу експериментальних досліджень різних типів гвинтових конвеєрів не вирішується основна задача: зниження енерговитрат, матеріаломісткості і технологічності робочого органу при збереженні якісного виконання технологічного процесу.

1.6. Висновки і задачі досліджень

1. У першому розділі проведений аналіз способів для механізованого транспортування сільськогосподарських матеріалів та основних технологічних вимог до них. Приведено аналіз конструктивних схем робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів, а також результатів теоретичних і експериментальних досліджень.

2. З проведеного огляду можна зробити висновок, що найменш ресурсозатратною технологією переміщення сипких вантажів по

криволінійних трасах є застосування гнучких гвинтових конвеєрів, які виконані на основі окремих гвинтових секцій, шарнірно з'єднаних між собою.

3. В той же час невирішеною залишається проблема, яка полягає у створенні та обґрунтуванні конструктивних, технологічних та кінематичних параметрів таких гнучких гвинтових робочих органів, які б забезпечували високі експлуатаційні та ресурсні показники конвеєрів при низькій матеріаломісткості робочого органу, що забезпечує зниження енерговитрат на процес транспортування.

4. У дисертації наведено теоретичне узагальнення та вирішення нової науково-прикладної задачі, яка полягає у підвищенні функціональних та експлуатаційних показників процесу транспортування сипких матеріалів шляхом розробки нових конструкцій шарнірно-секційних гнучких гвинтових робочих органів та обґрунтування їх раціональних конструктивних, силових та кінематичних параметрів.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ З ШАРНІРНО-СЕКЦІЙНИМ РОБОЧИМ ОРГАНОМ

2.1. Обґрунтування параметрів шарнірних секцій гнучкого валу

Для реалізації поставлених задач, які викладені в першому розділі, запропонована нова конструкція секційного гвинтового робочого органу з шарнірним з'єднанням секцій, конструктивна схема якого представлена на рис. 2.1. Робочий орган виконано з окремих секцій, до яких з правого кінця жорстко закріплена циліндрична втулка 1. Остання виконана з системою осьових паралельних пазів 2, які розміщені рівномірно по колу, наприклад, чотири і є паралельними до осі циліндричної втулки і які є у взаємодії з тілами кочення 3. З другої сторони тіла кочення 3 є у взаємодії із внутрішньою сферичною поверхнею сферичної втулки 4 з можливістю осьового і кутового провертання сферичного пальця 5.

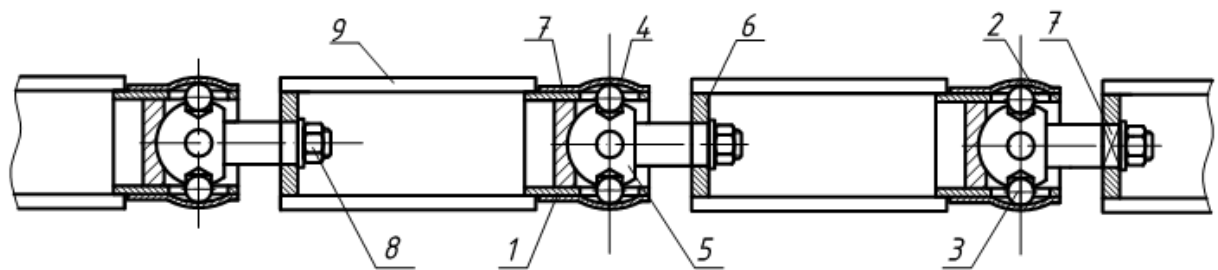


Рисунок 2.1. Конструктивна схема гвинтового секційного шарнірного робочого органу

З другого кінця зварної циліндричної секції у внутрішній отвір жорстко, перпендикулярно до осі встановлено з'єднувальна втулка 6 з внутрішнім квадратним чи фасонним отвором 7 і яка є у взаємодії з відповідним кінцем сферичного пальця сусідньої секції і жорсткою її фіксацією гайкою 8. До зовнішнього діаметра з'єднувальної втулки 6

рівномірно по колу з одного кінця приварено, перемички 9, а з другого кінця перемички приварені до зовнішнього діаметра циліндричної втулки 1.

На зовнішньому діаметрі циліндричної секції жорстко приварена гвинтова секція, яка є фактично продовженням гвинтових спіралей сусідніх секцій.

Робота гвинтового робочого органу здійснюється наступним чином. Під час обертання секції спіралі обертовий рух передається через тіла кочення 3 на сферичний палець 5 і сусідні секції гвинтового робочого органу.

Розрахункова схема для визначення взаємозв'язку між конструктивними параметрами гнучкого валу і радіусом його кривини, який визначається через кутове зміщення сусідніх секцій, зображено на рис. 2.2. На схемі наведено наступні позначення: 1 – сферичний палець; 2 – циліндрична втулка; 3 – кулька; 4 – втулка зі сферичною поверхнею; α – кут провертання сферичного пальця; γ – кут твірної конічної поверхні лунки; R – радіус обертання центрів кульок; R_1 – зовнішній радіус циліндричної втулки; R_2 – внутрішній радіус циліндричної втулки; R_3 – внутрішній радіус втулки із сферичною поверхнею; R_n – радіус сфери пальця; r – радіус кульки; h – товщина стінки циліндричної втулки; H – довжина половини паза циліндричної втулки; Δ – необхідне гарантоване перекриття кульки і паза циліндричної втулки; λ – відстань від сферичної поверхні пальця до центра кульки; τ – максимальна відстань від внутрішньої поверхні сферичної втулки до зовнішньої поверхні циліндричної втулки; δ – зазор між сферичним пальцем і циліндричною втулкою; s – задана глибина посадки кульки.

В процесі кутового зміщення секцій сферичний палець провертається відносно циліндричної втулки на максимально можливий кут φ , при якому відбувається його контакт з циліндричною втулкою через кульки.

З метою забезпечення правильного функціонування шарнірного вузла необхідно провести дослідження його конструктивних параметрів, які забезпечують взаємне обертання, необхідне кутове зміщення осей та відсутність заклинювання.

Нехай відомо наступні характеристики конструкції – радіус кульки r , радіус обертання центрів кульки R та максимально допустимий кут відхилення осей α . Необхідно визначити розміри циліндричної втулки – її зовнішній R_1 та внутрішній R_2 радіуси, радіус сферичного пальця R_n та розміри лунки – кут конічної поверхні γ і її діаметр на зовнішньому радіусі сферичного пальця d (R_4). Відповідні позначення наведені на рис. 2.2.

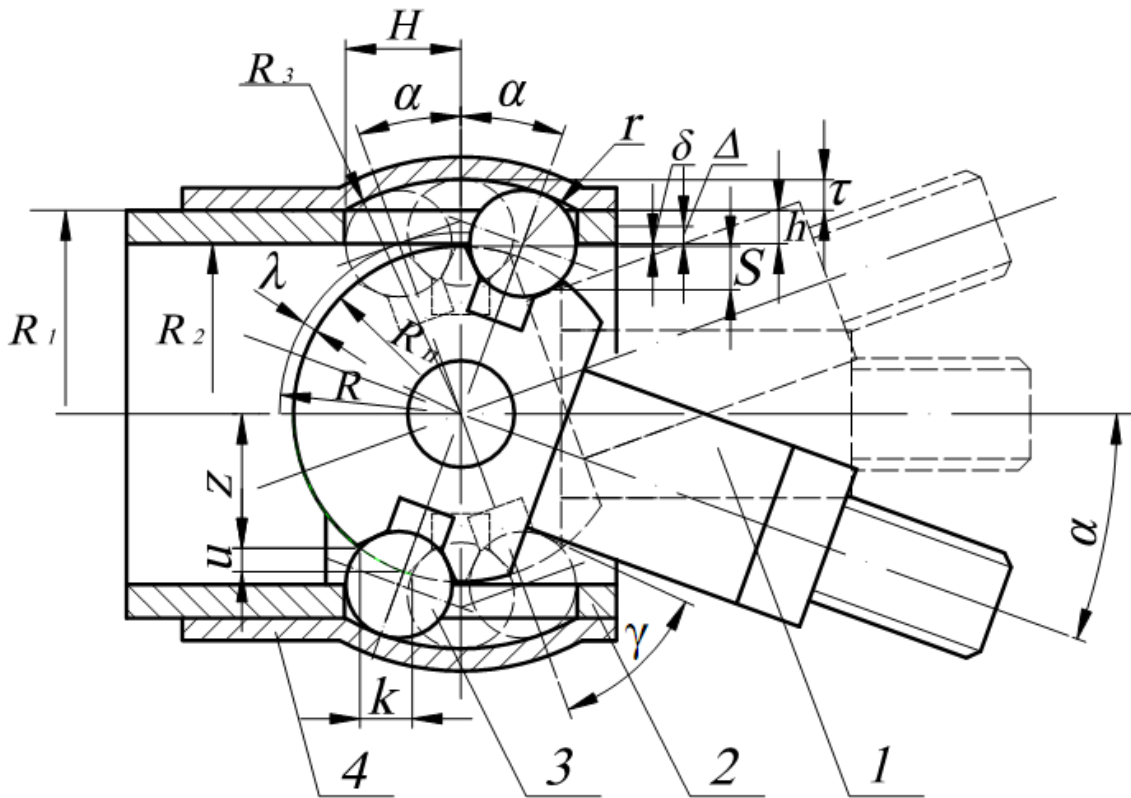


Рис. 2.2. Розрахункова схема конструкції шарнірного з'єднання гвинтового робочого органу

Під час обертання центр кульки описує еліптичну лінію в проекції на площину, перпендикулярну осі труби. Велика піввісь еліпса становить $a = R$, а мала – відповідно $b = R \cos \alpha$.

Отже, внутрішній та зовнішній радіуси трубчастої частини повинні бути у відповідних межах з врахуванням необхідного гарантованого перекриття Δ :

$$\begin{aligned} R_1 &= R + \Delta; \\ R_2 &= R \cdot \cos \alpha - \Delta. \end{aligned} \quad (2.1)$$

Відповідно, радіус сферичного пальця, який тримає кульки в лунках, повинен бути менший за внутрішній радіус циліндричної втулки на певний гарантований зазор δ :

$$R_n = R_2 - h = R \cos \alpha - \Delta - \delta. \quad (2.2)$$

Для обчислення кута твірної конічної поверхні лунки γ використаємо умову контакту кульки з конічною поверхнею нижче кромки на глибині s . (рис. 2.3). Із геометричних співвідношень витікає рівність:

$$R - R_n = r \cdot \sin \gamma - s. \quad (2.3)$$

Звідки визначаємо мінімально необхідний кут твірної конічної поверхні лунки γ :

$$\sin \gamma = \frac{(R \cdot (1 - \cos \alpha) + \Delta + \delta + s)}{r} \quad (2.4)$$

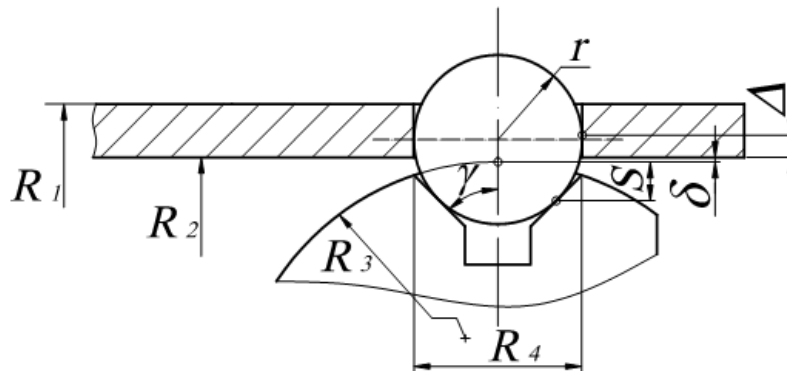


Рис. 2.3. Розрахункова схема для визначення кута твірної конічної поверхні лунки

При меншому значенні кута γ не буде забезпечений правильний контакт кульки із поверхнею паза трубчастої частини шарніра. Більше значення кута γ є можливим, проте це значно збільшуватиме навантаження на кульку та лунку за рахунок суттєвої радіальної складової реакції в конічній лунці. Проте, з конструктивних та технологічних міркувань наявності певного різального інструменту, кут γ може бути несуттєво збільшений.

При обраному куті твірної конічної поверхні лунки γ і заданій глибині посадки кульки s , визначимо діаметр отвору лунки d на поверхні сферичний палець для технологічного контролю виготовлення

$$d = 2 \cdot (r \cdot \cos \gamma + s \cdot \operatorname{tg} \gamma).$$

Величину R_3 (внутрішній радіус сферичної втулки) запишемо у вигляді нерівностей:

$$R_3 = R_2 + h + \tau = R \cos \alpha - \Delta + h + \tau. \quad (2.5)$$

$$R_3 = R + r. \quad (2.6)$$

Прирівнюємо залежності 2.5 і 2.6:

$$R \cos \alpha - \Delta + h + \tau = R + r,$$

звідки визначаємо величину максимальної відстані від внутрішньої поверхні сферичної втулки до зовнішньої поверхні циліндричної втулки τ :

$$\tau = R(1 - \cos \alpha) + r - \Delta + h. \quad (2.7)$$

Величину H половини довжини паза циліндричної втулки визначаємо із залежності:

$$H = R \sin \alpha + r = (R_n + \lambda) \sin \alpha + r. \quad (2.8)$$

Величину λ - зазор між сферичною поверхнею пальця і центром кульки визначаємо із залежності 2.2:

$$R_n = R \cos \alpha - \Delta - \delta.$$

звідки

$$R = \frac{R_n + \Delta + \delta}{\cos \alpha}. \quad (2.9)$$

Так як $R = R_n + \lambda$, то прирівнюємо ці залежності.

$$R_n + \lambda = \frac{R_n + \Delta + \delta}{\cos \alpha};$$

$$\lambda = \frac{R_n + \Delta + \delta}{\cos \alpha} - R_n. \quad (2.10)$$

Глибину посадки кульки S у сферичному пальці визначаємо із умови, що:

$$\lambda = R - R_n = r \sin \gamma - S,$$

і порівнюємо її до залежності 2.10:

$$\frac{R_n + \Delta + \delta}{\cos \alpha} - R_n = r \sin \gamma - S;$$

$$S = r \sin \gamma + R_n - \frac{R_n + \Delta + \delta}{\cos \alpha}. \quad (2.11)$$

За результатами аналізу виведених аналітичних залежностей побудовані графіки зміни довжини половини паза циліндричної втулки H , зазору між сферичною поверхнею пальця і центром кульки λ та глибини посадки кульки S у сферичному пальці від біжучого кута α . Графічні залежності побудовані при таких постійних величинах $R_n = 15$ мм, $r = 4,75$ мм, $\delta = 0,2$ мм, $\Delta = 1,5$ мм, $\gamma = 45^\circ$.

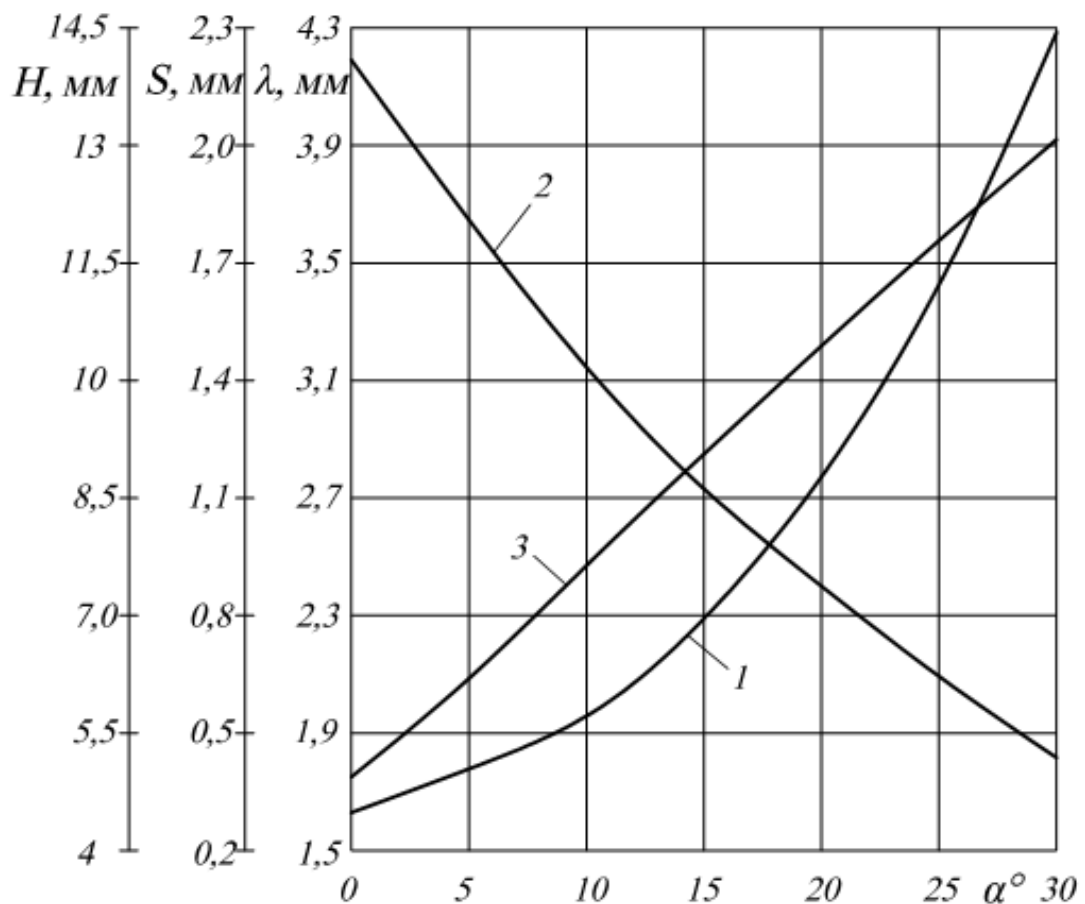


Рис 2.4. Залежності зміни довжини половини паза циліндричної втулки H , зазору між сферичною поверхнею пальця і центром кульки λ та глибини посадки кульки S у сферичному пальці від біжучого кута α

З аналізу графічних залежностей рис. 2.4 можна встановити, що при куті α більшу як 25° зазор між сферичною поверхнею пальця і центром кульки λ набуває великих значень, а глибина посадки кульки S у сферичному пальці малих значень. Тому доцільно використовувати шарнірно-секційні робочі органи з максимальним кутом повертання сферичного пальця $\alpha_{\max} = 25^\circ$, що обмежується довжиною паза циліндричної втулки $2H$.

При проведенні аналізу впливу конструктивних параметрів шарнірно-секційних гвинтових секцій гнучкого валу на зміну величини R_k задамо реальними межами значень $R_n, r, h, \delta, \Delta$ і L . Так для робочого органу гнучкого конвеєра, який розташовується в стандартному еластичному кожусі з внутрішнім діаметром 100 мм зовнішній діаметр гнучкого валу не повинен перевищувати 50 мм для забезпечення встановлення гвинтової спіралі. Тому змінні параметри приймаються в межах: $R_n = 10 \dots 20$ мм; $r = 4,55 \dots 4,95$ мм; $h = 2 \dots 4$ мм; $\delta = 0,1 \dots 0,3$ мм; $\Delta = 1,3 \dots 1,7$ мм; $L = 110 \dots 150$ мм.

Використовуючи отримані результати можна визначити мінімально допустимий радіус кривизни технологічної магістралі R_k . При заданій довжині секції робочого органу L , що визначається як відстань між шарнірними отворами, допустимий радіус кривизни технологічної магістралі R_k розраховується за залежністю

$$R_k = \frac{L(\cos \frac{\alpha}{2} + k)}{4 \sin \frac{\alpha}{2} (k + 1)}. \quad (2.12)$$

На рис. 2.5 представлені графічні залежності мінімально допустимого радіуса кривизни технологічної магістралі R_k від величини кутового повертання α сусідніх секцій при різних їх довжинах L .

Необхідно зазначити, що для ефективної роботи гнучкого гвинтового конвеєра, визначений мінімально допустимий радіус кривизни технологічної магістралі необхідно збільшувати на 20...30% для забезпечення гарантованого безконтактного обертання шарнірних секцій, що виключить

можливість виникнення аварійних ситуацій та підвищить довговічність експлуатації запропонованого робочого органу.

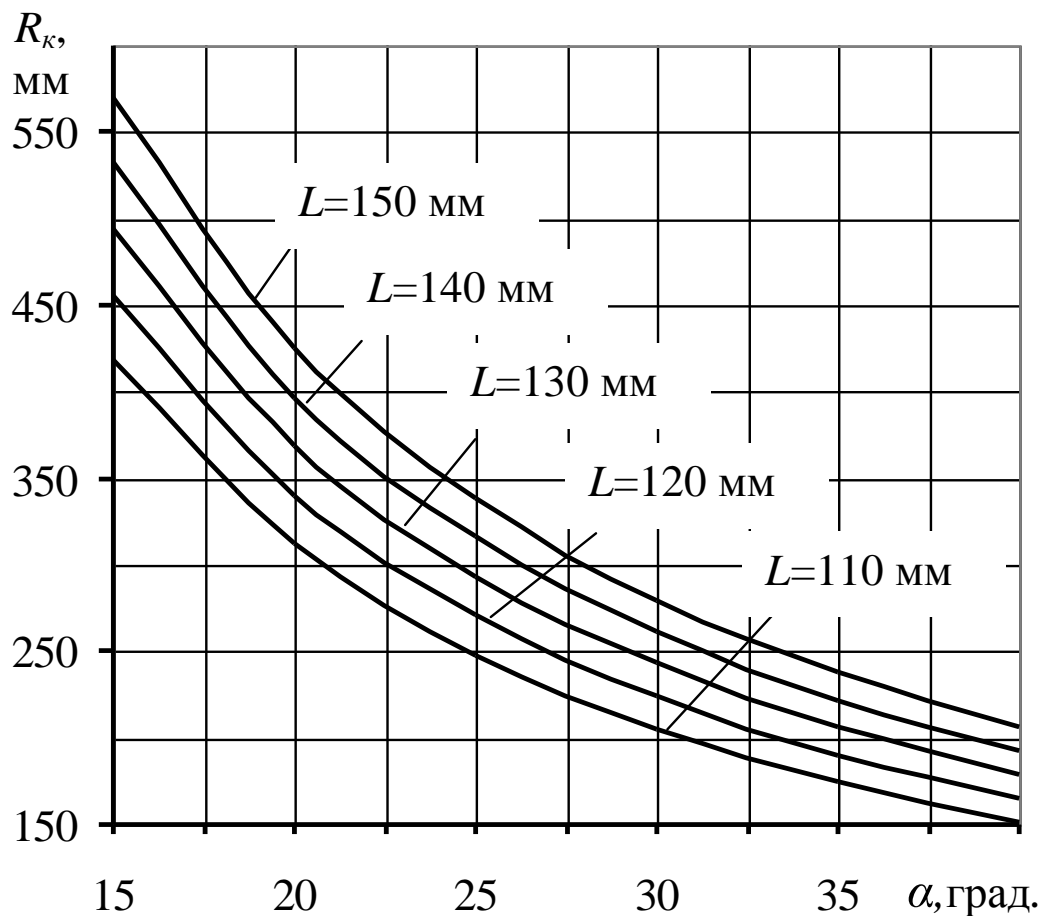


Рис. 2.5. Графічні залежності мінімально допустимого радіуса технологічної магістралі R_k від кута α

На основі аналізу графічних залежностей (рис. 2.4 і рис. 2.5) встановлені функціональні залежності радіуса кривизни робочого органу від його конструктивних параметрів. Так для забезпечення мінімального допустимого радіуса кривини робочого органу до 0,5м оптимальними є наступні межі конструктивних параметрів: $R_{II}=10...20$ мм;; $h=2...4$ мм; $r = 4,55...4,95$ мм; $L= 110...150$ мм.

2.2. Силовий розрахунок шарнірно-секційних елементів гнучкого валу

Для визначення силових параметрів розглянемо зусилля, що діють на кульку при передачі обертового моменту (рис. 2.6). Сила F_1 – це реакція на кульку з боку конічної поверхні лунки – направлена перпендикулярно до поверхні в напрямку центра кульки. Сила F_2 – спричиняє тиск на трубчасту частину шарніра для передачі обертового моменту. І, відповідно, сила F_3 – реакція з боку зовнішнього кожуха на кульку, яка утримує її від виходу із зачеплення. При обертанні шарніра із зміщеними на кут α осями відбувається переміщення кульки по поверхні кожуха та поверхні паза трубчастої частини. Відповідне переміщення відбувається із проковзуванням, що спричиняє наявність сил тертя, які залежать від багатьох факторів. Сила тертя направлена вздовж миттєвого напрямку руху кульки, перпендикулярно до дії вищезазначених сил тиску. Сили тертя, відповідно F_4 , F_5 і F_6 , зображені на рис. 3. Напрямок їх змінюється у процесі обертання шарніру. При надійному змащенні їх величина є достатньо малою, проте, в реальних умовах, транспортування сипкого матеріалу сприяє засмічуванню поверхонь і потребує додаткових захисних елементів.

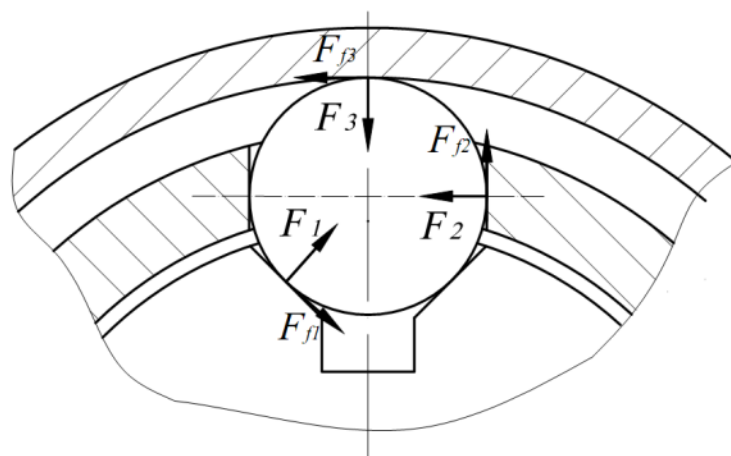


Рис. 2.6. Розрахункова схема для визначення силових параметрів що діють на кульку при передачі обертового моменту: 1 – стінка сферичної втулки; 2 – циліндрична втулка; 3 – сферичний палець

Рівняння рівноваги кожної із N кульок при передачі обертового моменту T можна записати у першому наближенні у вигляді системи рівнянь проєкцій сил без врахування сил тертя:

$$F_1 \cdot \cos \gamma = F_2. \quad (2.13)$$

$$F_1 \cdot \sin \gamma = F_3. \quad (2.14)$$

$$F_2 = \frac{T}{N \cdot R \cdot \cos \alpha}. \quad (2.15)$$

Звідки:

$$F_1 = \frac{F_2}{\cos \gamma} = \frac{T}{N \cdot R \cdot \cos \alpha \cdot \cos \gamma} \quad (2.16)$$

$$F_3 = F_2 \cdot \operatorname{tg} \gamma = \frac{T \cdot \operatorname{tg} \gamma}{N \cdot R \cdot \cos \alpha}. \quad (2.17)$$

Для врахування змінних сил тертя при проковзуванні кульки необхідно визначити швидкості та напрямки взаємного переміщення кульки вздовж відповідних поверхонь тертя. Для однозначності вибору поверхні тертя вважатимемо, що кулька в лунці нерухома, а проковзування відбувається по поверхнях кожуха та трубчастої частини шарніра (в зоні дії сил F_2 та F_3).

Відповідні сили тертя F_{f2} та F_{f3} , при відомих коефіцієнтах тертя по цих поверхнях μ_2 і μ_3 , визначаються залежностями:

$$F_{f2} = \mu_2 \cdot F_2. \quad (2.18)$$

$$F_{f3} = \mu_3 \cdot F_3. \quad (2.19)$$

Внаслідок складної залежності між напрямками дії сил тертя та сил корисної роботи, що забезпечують передачу необхідного обертового моменту T , проведемо оцінку втрат енергії, що відбувається внаслідок тертя та визначимо коефіцієнт корисної дії шарніру в кожен момент часу та в середньому за один оберт привідної осі шарніра.

За рахунок відхилення осей шарніра на кут α кулька при обертанні шарніра виконує коливальний рух і проковзує по поверхнях тертя на кут 2α . Дугове переміщення кульки по обох поверхнях тертя можна описати рівняннями:

$$x_2 = R \cdot \sin \alpha \cdot \cos \omega t. \quad (2.20)$$

$$x_3 = (R + r) \cdot \sin \alpha \cdot \cos \omega t. \quad (2.21)$$

Відповідно, швидкість переміщення вздовж дуги кожної кульки становитиме:

$$v_2 = -\omega R \cdot \sin \alpha \cdot \sin \omega t. \quad (2.22)$$

$$v_3 = -\omega(R + r) \cdot \sin \alpha \cdot \sin \omega t. \quad (2.23)$$

Потужність сил тертя в кожен момент часу обчислимо як добуток відповідної сили тертя на її швидкість по модулю (сила тертя завжди протидіє рухові і її робота від'ємна):

$$W_2 = |F_{f2} \cdot v_2|. \quad (2.24)$$

$$W_3 = |F_{f3} \cdot v_3|. \quad (2.25)$$

Сумарна потужність, яку повинен передати шарнір, дорівнює сумі корисної потужності ωT та потужності сил тертя, які мають бути переборені. Коефіцієнт корисної дії шарніру обчислимо за формулою:

$$\eta = \frac{\omega T}{\omega T + N(W_2 + W_3)}. \quad (2.26)$$

Звідси випливає, що обертовий момент на ведучому валу T_1 , більший від моменту у навантаженні T :

$$T_1 = \frac{T}{\eta}. \quad (2.27)$$

Після підстановки у формулу значень сил тертя та відповідних швидкостей і інтегрування по часу за весь період, отримаємо кінцеві вирази для коефіцієнта корисної дії та моменту на ведучому валу:

$$\eta = \frac{2\pi}{2\pi + 4 \left(\mu_2 + \mu_3 \cdot \left(1 + \frac{r}{R} \right) \cdot \operatorname{tg} \gamma \right) \cdot \operatorname{tg} \alpha}. \quad (2.28)$$

$$T_1 = \frac{T \left(2\pi + 4 \left(\mu_2 + \mu_3 \left(1 + \frac{r}{R} \right) \operatorname{tg} \gamma \right) \operatorname{tg} \alpha \right)}{2\pi}. \quad (2.29)$$

Аналіз формули показує, що при $\alpha = 0$ доданок, який відповідає силам тертя, зникає і обертовий момент залишається незмінним (коефіцієнт корисної дії рівний 1).

Обертовий момент на кожній із ділянок визначається завантаженням цієї ділянки транспортованим матеріалом T_s та моментом, який діє від попередньої частини шнекового транспортера. Тому, загальний обертовий момент у кожному шарнірному з'єднанні (з номером i , починаючи з вільного кінця транспортера) можна записати як:

$$T_i = \frac{(T_{i-1} + T_{si})}{\eta_i}. \quad (2.30)$$

З формули випливає, що момент на валу привідного механізму суттєво зростатиме внаслідок малого ККД при поганих умовах змащування та великих кутах повороту механізму, тому що при сумуванні коефіцієнти корисної дії практично перемножуються і обертовий момент суттєво зростає.

На основі отриманих теоретичних співвідношень створена програма на мові Паскаль у середовищі Delphi та проведені розрахунки і аналіз зміни коефіцієнта корисної дії шарнірного механізму в залежності від його основних конструктивних параметрів:

- співвідношення радіусів кульки і циліндричної втулки в точці дотику;
- кута відхилення осей шарніра;
- кута конічної поверхні лунки.

Розрахунки проведені для таких числових параметрів шарніра, які вважались незмінними при зміні одного з них:

- співвідношення радіусів - 0,25;
- коефіцієнти тертя - 0,2;
- кут розхилу осей - 20 градусів;
- кут конічної поверхні лунки визначався розрахунково.

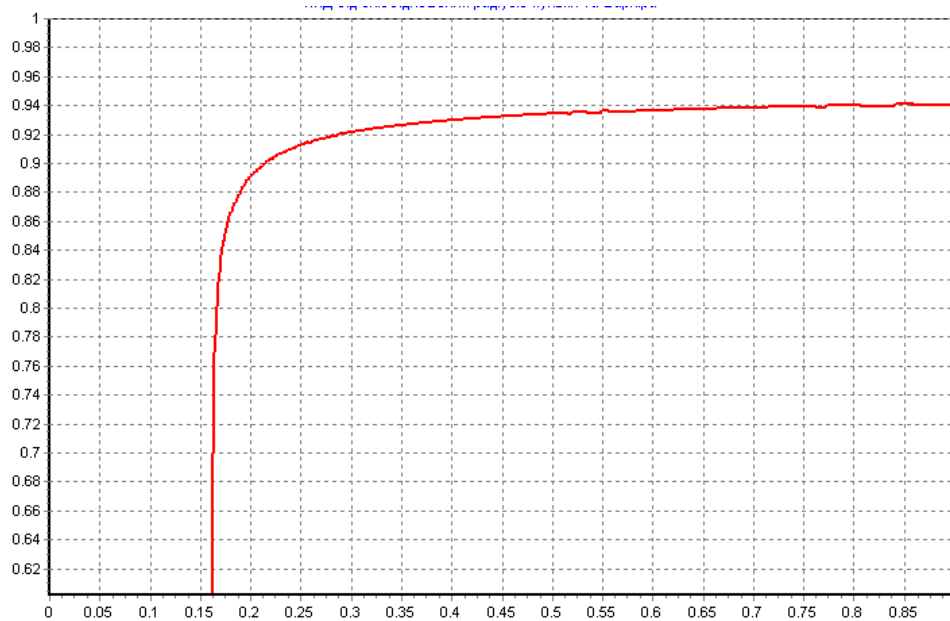


Рис. 2.7. Залежність ККД від співвідношення радіусів кульки та циліндричної втулки

Перша із залежностей зображена на рис. 2.7. Результат обчислень показує, що існує мінімальне відношення радіусів, коли коефіцієнт корисної дії шарніру різко спадає до нуля. Це пояснюється неможливістю існування механізму шарнірної передачі при значному зменшенні радіуса кульки, тобто кулька виходитиме із зачеплення з циліндричною втулкою, причому розрахунковий кут конічної поверхні лунки також значно зростатиме. Відбувається перерозподіл зусиль у шарнірі за рахунок зміни кута лунки і значно погіршується ККД. У реальних механізмах співвідношення радіусів може становити 0,2 ... 0,4. Тоді ККД лежатиме в межах 0,89 ... 0,93 при сталих значеннях вказаних вище параметрів.

Особливий інтерес становить визначення залежності коефіцієнта корисної дії від кута відхилення осей шарнірного механізму (рис. 2.8.). Очевидно, що при значенні кута, рівному нулю, ККД стає рівний одиниці, тобто втрати за рахунок конструкції шарніра відсутні - всі елементи шарніра обертаються як єдине ціле без взаємного проковзування. Проте, збільшення кута відхилення осей призводить до взаємного проковзування кульок

відносно поверхонь контакту і, відповідно, до зменшення ККД. Спочатку, при значеннях

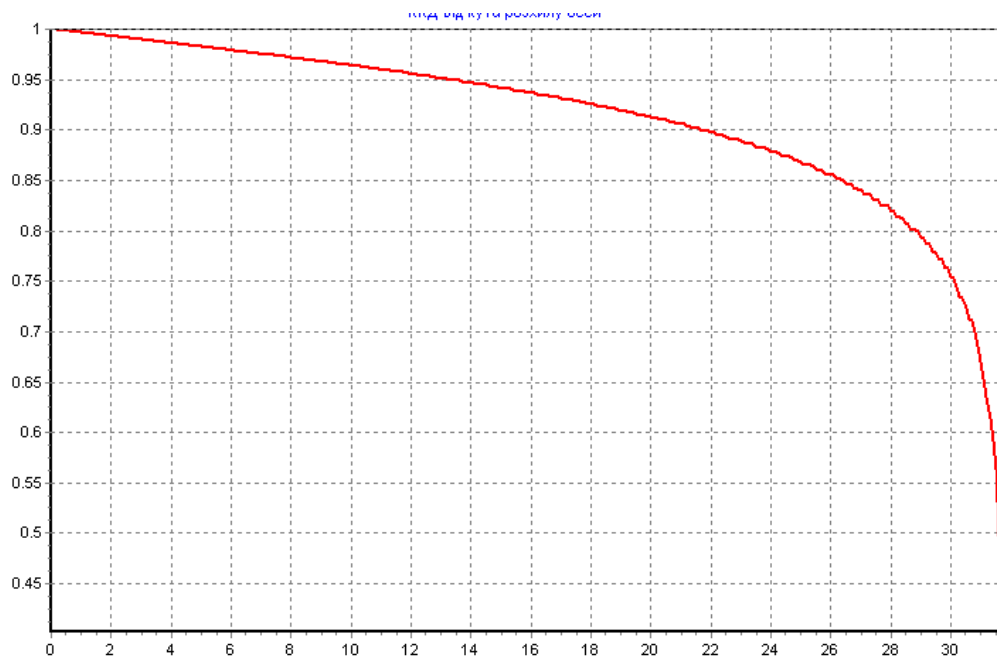


Рис. 2.8. Залежність ККД від кута відхилення осей шарніру

кута менше 15 градусів, ККД спадає незначно і відносно лінійно. Тобто, в цьому діапазоні кутів робота шарніру є можливою і не спричиняє значних навантажень. Подальше збільшення кута між осями призводить спочатку до значного зменшення ККД, а потім і до неможливості роботи механізму внаслідок заклинювання та роз'єднання елементів шарніра. Критичне значення кута суттєво залежить від інших конструктивних параметрів шарнірного з'єднання. Для визначення робочої зони конкретного шарніра необхідно використовувати конструктивні параметри, при яких значення ККД не менші за 0,9. Наприклад, для збільшення кута розхилу осей доцільно збільшувати радіус кульки при незмінному радіусі циліндричної втулки. Але, в будь - якому разі, збільшувати кут вище 30 градусів недоцільно.

На рис. 2.9 зображено залежність коефіцієнта корисної дії від зміни кута конічної лунки, що утримує кульку в сферичному пальці шарніра. Величина кута залежить, в першу чергу, від геометричних параметрів з'єднання. Мінімально можлива величина кута визначається за формулою (2.4). Менші значення кута, ніж отримані за цією формулою, не можуть бути

використані, тому що у цьому випадку кулька контактуватиме не по конічній поверхні, а по кромці лунки. Цим пояснюється початок кривої на рис. 2.11 в точці 40 градусів - це мінімальне розрахункове значення кута конуса лунки, при якому можливий контакт кульки з конічною поверхнею (при вказаних вище геометричних параметрах шарніра).

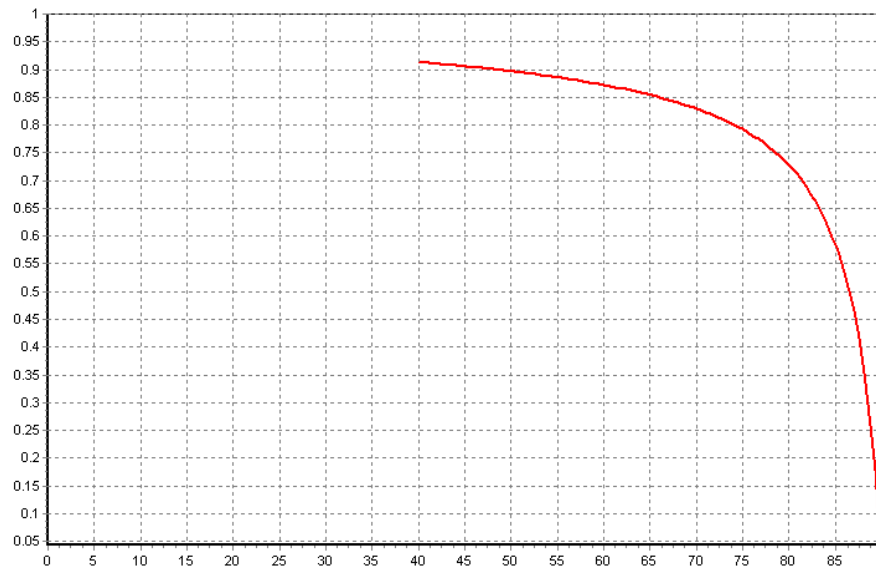


Рис. 2.9. Розрахункова залежність ККД від кута конічної лунки

Розрахунок показує, що збільшення кута конуса лунки зменшує коефіцієнт корисної дії механізму. Це пов'язане із перерозподілом зусиль у передачі, збільшенням радіальної складової зусилля, відповідного збільшення сил тертя та можливого, внаслідок цього, заклинювання. Для розрахункового випадку, при мінімальному значенні кута конуса лунки 40 градусів, можна вважати допустимим збільшенні кута до 60 градусів, що незначно зменшує ККД і збільшує радіальну складову зусилля. Кут конуса лунки залежить від певних технологічних можливостей та наявного інструменту, проте, доцільно обирати його значення мінімально допустимим, з метою отримання максимального ККД та мінімізації зусиль та контактних напружень у шарнірі.

На рис. 2.10 наведено залежність коефіцієнта корисної дії від зміни коефіцієнтів тертя кульки по поверхнях деталей шарніра. Розрахунок

показує, що збільшення коефіцієнтів тертя спричиняє значне зменшення ККД. Вказана залежність близька до лінійної, особливо в зоні малих значень коефіцієнтів тертя. Реальні значення коефіцієнтів тертя в шарнірі при доброму змащенні та герметизації не перевищуватимуть 0,1. Попадання стороннього матеріалу всередину шарніра та відсутність змащування можуть збільшити сили тертя у декілька разів, що негативно впливатиме на коефіцієнт корисної дії.

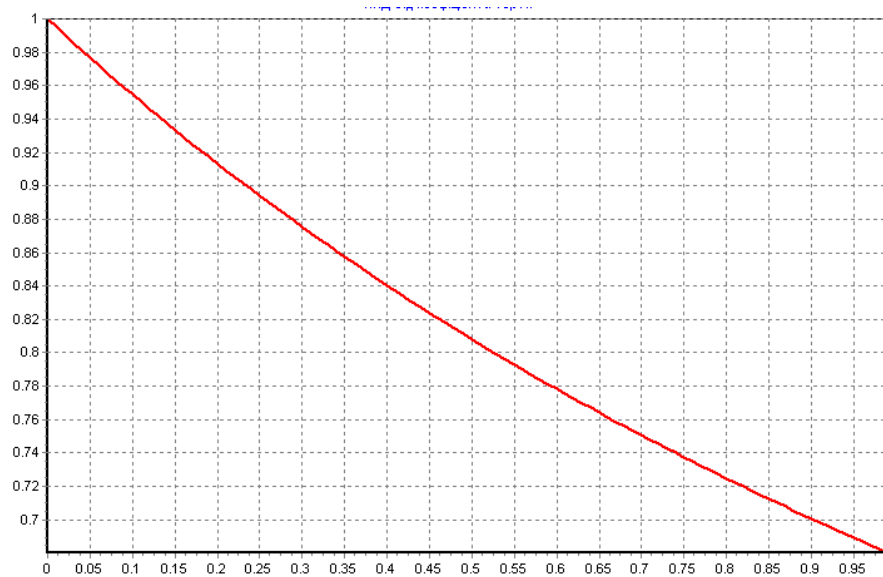


Рис. 2.10. Залежність коефіцієнта корисної дії від зміни коефіцієнтів тертя

В результаті проведених обчислень та їх аналізу можна зробити наступні висновки.

Доцільно обирати співвідношення радіусів кульки та циліндричної втулки максимально великим з конструктивних міркувань, не менше 0,3.

Кут нахилу конічної поверхні лунки обирати мінімально можливим, враховуючи обрану конструктивну схему шарніру.

У процесі проектування передачі забезпечити кут розхилу осей не більше 20 ... 25 градусів, перевіривши розрахункове значення ККД, яке не повинно бути гіршим за 0,9.

У випадку застосування довгих транспоруючих шнеків із значною кількістю елементів доцільно зменшувати кути розхилу осей (збільшувати радіус згину шнека) для покращення сумарного ККД всього транспортера. Різкий перегин труби шнека, навіть в одному місці, може призвести до заклинювання всього механізму.

2.3. Визначення контактних напружень в шарнірних елементах гнучкого валу

Найбільш навантаженим елементом шарнірного робочого органа є кулька, що дотикається трьома точками до різних поверхонь конструкції, яка приймає участь у передачі основного обертового моменту. На кульку діють три зусилля F_1 , F_2 і F_3 зі сторони конічної лунки, пазів циліндричної втулки та сферичної частини корпусу, відповідно. Кожна із сил викликає значні контактні напруження, розрахунок яких необхідно провести і визначити конструктивні параметри та обмеження для збереження цілісності та працездатності конструкції шарніру. Тип контактуючих поверхонь у всіх трьох випадках контакту є різний.

Зусилля F_1 діє в зоні контакту кульки із конічною поверхнею лунки і може бути розглянутий, як контакт сферичної та еквівалентної циліндричної поверхонь.

Контакт в зоні дії зусилля F_2 здійснюється між сферичною поверхнею кульки та площиною.

Остання точка, що передає зусилля F_3 , характерна наявністю внутрішнього сферичного контакту.

Як видно, контактуючі поверхні є різними, що викликає необхідність окремого їх розгляду та розрахунку.

За основу методики розрахунку візьмемо роботу [95, стор. 381-395], використовуючи рекомендовані в ній позначення.

У випадку контакту двох сфер (контакт кульки із сферичною втулкою) кривини у головних площинах двох тіл матимуть такі значення:

$$k_{11} = k_{12} = \frac{1}{r}; \quad (2.31)$$

$$k_{21} = k_{22} = \frac{1}{R+r}; \quad (2.32)$$

де r - радіус кульки,

$R+r$ - радіус сферичної втулки.

Внаслідок внутрішнього контакту радіус більшої сфери необхідно брати з від'ємним знаком, тому відповідні коефіцієнти набудуть вигляду:

$$A = B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{r} - \frac{1}{R+r} \right) = \frac{R}{2r(R+r)}. \quad (2.33)$$

А зведена кривина:

$$\sum k = 2(A+B) = \frac{2R}{r(R+r)}. \quad (2.34)$$

Пляма контакту при навантаженні P є колом із радіусом a :

$$a = \sqrt[3]{\frac{3\eta P}{2\sum k}} \quad (2.35)$$

де

$$\eta = 2 \frac{1-\nu^2}{E} \quad (2.36)$$

E і ν - модуль Юнга першого роду та коефіцієнт Пуассона для матеріалу кульки та шарніру (вважатимемо їх однаковими – виготовленими із сталі).

Максимальний тиск на поверхню плями контакту:

$$p_0 = \frac{1}{\pi} \sqrt[3]{\frac{3P(\sum k)^2}{2\eta^2}}. \quad (2.37)$$

Середній тиск по плямі контакту:

$$p = \frac{2}{3} p_0. \quad (2.38)$$

Підставивши вираз для всіх коефіцієнтів, отримаємо кінцеву формулу для розрахунку максимального тиску в контактї кульки із сферичною втулкою:

$$p_{03} = \frac{1}{\pi} \sqrt[3]{\frac{3F_3 R^2 E^2}{2r^2 (R+r)^2 (1-\nu^2)^2}}. \quad (2.39)$$

Розрахунок контактних напружень кульки з площиною має аналогічний характер, але для визначення коефіцієнтів і кривини необхідно покласти радіус площини рівний нескінченності (кривина рівна нулю).

У цьому випадку:

$$A = B = \frac{1}{2r}; \quad (2.40)$$

$$\sum k = 2(A + B) = \frac{2}{r}. \quad (2.41)$$

Після відповідних перетворень максимальний тиск у контактї кульки з площиною пазу циліндричної втулки визначатиметься залежністю:

$$p_{02} = \frac{1}{\pi} \sqrt[3]{\frac{3F_2 E^2}{2r^2 (1-\nu^2)^2}}. \quad (2.42)$$

Дещо складніше обчислюється тиск у контактї кульки з конічною лункою. Так як сила тиску F_l діє перпендикулярно до твірної конуса, то необхідно розглядати внутрішній контакт поверхонь взаємодії, як сферичну (кулька) та циліндричну (конус), зведеного радіуса у місці контакту. Зведений радіус еквівалентного циліндра повинен мати в точці контакту той же радіус, як і січення конуса перпендикулярною площиною.

Згідно [53, стор. 526]:

$$K' = \frac{K}{\cos \gamma}, \quad (2.43)$$

де K і K' - відповідно, кривина у січенні, перпендикулярному до осі циліндра та кривина у січенні, нахилому під кутом γ до цієї площини.

Кут γ - це кут при вершині конуса, а отже між перпендикуляром до твірної конуса та площиною основи конуса. Радіус основи конуса R_k в місці

контакту кульки з лункою визначає кривину K' та з геометричних міркувань визначається за формулою:

$$R_k = r \cos \gamma; \quad (2.44)$$

$$K' = \frac{1}{r \cos \gamma}. \quad (2.45)$$

Звідси кривина еквівалентного циліндра:

$$K = \frac{1}{r}, \quad (2.46)$$

а його радіус:

$$R_c = r. \quad (2.47)$$

Очевидно, що радіус еквівалентного циліндра співпадає з радіусам кульки і при внутрішньому контакті це суттєво зменшує контактні напруження.

Використавши формули із [95], отримаємо:

$$A = \frac{1}{2r}; \quad (2.48)$$

$$B = 0. \quad (2.49)$$

Відповідно, сума кривин:

$$\sum k = 2(A + B) = \frac{1}{r} \quad (2.50)$$

Підставивши у вираз для обчислення контактних напружень вказані коефіцієнти, та користуючись таблицею [95, стор. 394] отримаємо формулу для розрахунку контактних напружень у сідлі лунки:

$$p_{01} = \frac{0,4}{\pi} \sqrt[3]{\frac{3F_1 E^2}{8r^2(1-\nu^2)^2}}. \quad (2.51)$$

Підставивши значення зусиль в точках контакту, виражені через обертовий момент T :

$$F_1 \cos \gamma = F_2 \quad (2.52)$$

$$F_1 \sin \gamma = F_3. \quad (2.53)$$

$$F_2 = T / (N R \cos \alpha). \quad (2.54)$$

остаточно отримаємо:

$$P_{01} = \frac{0,4}{\pi} \sqrt[3]{\frac{3TE^2}{8NRr^2(1-\nu^2)^2 \cos \alpha \cos \gamma}} \quad (2.55)$$

$$P_{02} = \frac{1}{\pi} \sqrt[3]{\frac{3TE^2}{2NRr^2(1-\nu^2)^2 \cos \alpha}} \quad (2.56)$$

$$P_{03} = \frac{1}{\pi} \sqrt[3]{\frac{3TRE^2 \operatorname{tg} \gamma}{2Nr^2(R+r)^2(1-\nu^2)^2 \cos \alpha}} \quad (2.57)$$

На рис. 2.11 показано графічні залежності контактних напружень від зміни кута нахилу лунки.

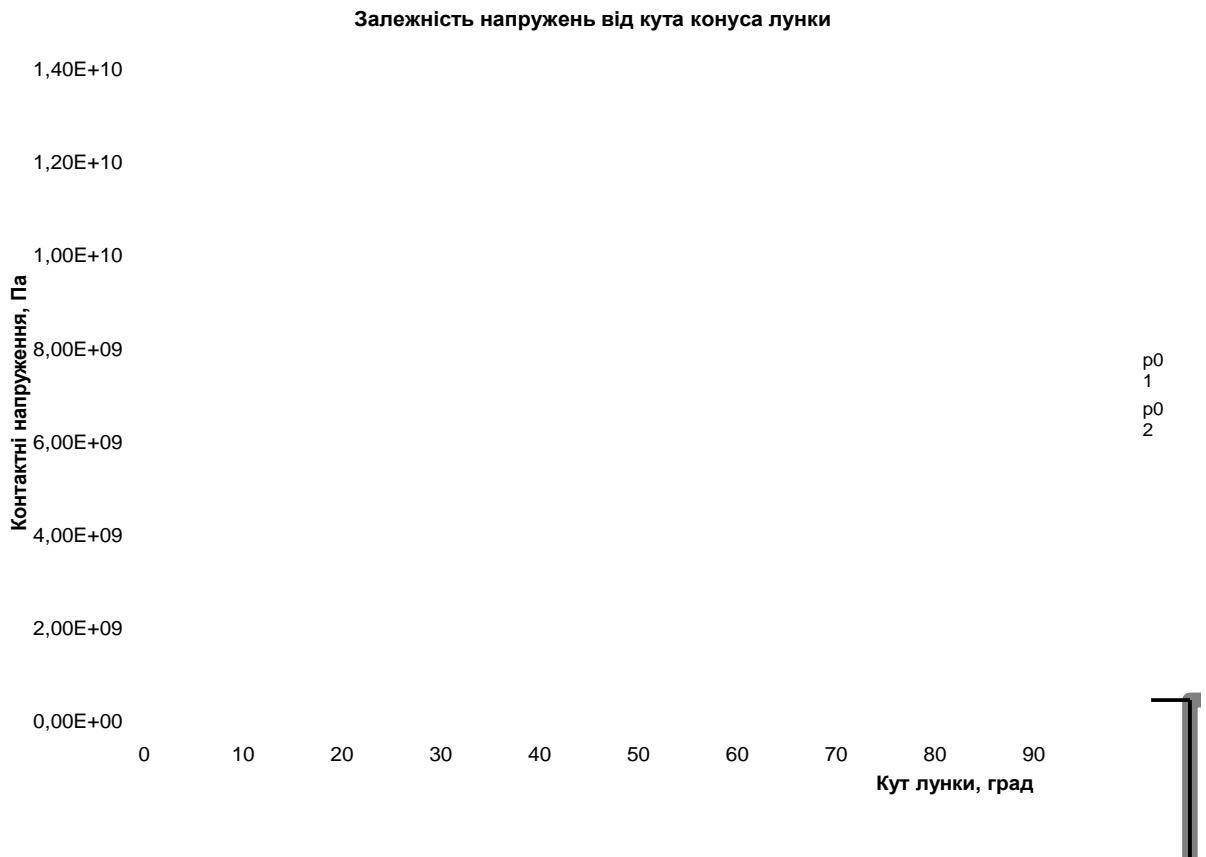


Рисунок 2.11. Графічні залежності контактних напружень від зміни кута нахилу лунки

Аналіз графіків та отриманих формул показує, що при правильному виборі параметрів шарніра максимальні контактні напруження виникатимуть у місці контакту кульки із плоскою частиною пазу циліндричної втулки, обчислені за формулою для p_{02} . Рекомендована зона конструктивних обмежень на кут лунки становить близько 30-50 градусів. При перевищенні різко зростають напруження у інших елементах шарнірного з'єднання. Хоча, очевидно, що основним елементом, який передає обертовий момент служить контакт по плоскій поверхні пазів циліндричної втулки. Достатньо малі значення контактних напружень, що виникають у лунці пояснюються широкою плямою контакту майже по всій лінії посадки кульки.

2.4. Дослідження динамічних навантажень, які виникають у процесі роботи шнекового транспортера із шарнірно-секційним робочим органом

З метою оцінки максимальних навантажень, що виникають у елементах шнекового транспортера у перехідних процесах пуску та гальмування, створимо його динамічну модель та проаналізуємо отриманий розв'язок.

Спрощену динамічну модель запишемо у вигляді пружної тримасової обертової системи, на яку діють зовнішні обертові моменти від двигуна та транспортованого матеріалу. Динамічна модель зображена на рис. 2.12.

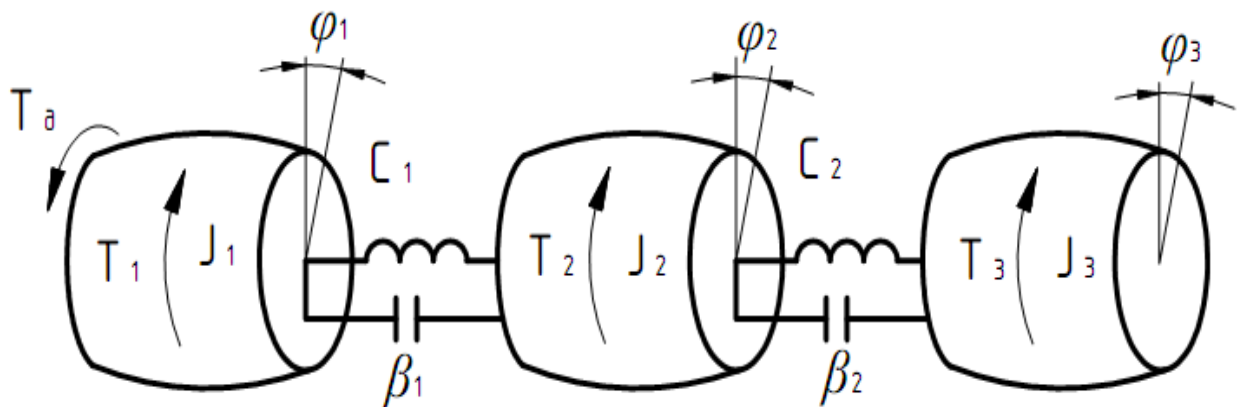


Рисунок 2.12. Схема динамічної моделі

Перша обертова маса J_1 зображує зведену масу привідного механізму (двигун, редуктор, муфта). На неї діє обертовий момент електромагнітних сил двигуна T_d , зведений до осі обертання шнека, та зусилля сил тертя T_1 в привідному механізмі.

Друга обертова маса J_2 - це зведена маса першої ланки шнекового транспортера разом із масою транспортованого матеріалу. На неї діє момент опору, який можна представити у вигляді суми двох складових - сталого моменту сухого тертя T_2 і моменту в'язкого тертя, що залежить від швидкості руху.

Аналогічно, J_3 відповідає зведеній масі наступної ланки шнекового транспортера.

Очевидно, що при наявності кількох ланок транспортера кількість обертових мас повинна відповідати їх кількості. Проте, в моделях, які досліджують перехідні процеси, внаслідок наявності значних сил тертя сипкого матеріалу, що спричиняє затухання коливань наступних ланок, можна замінити довгий ланцюг ланок зведеним обертовим моментом опору T_3 , що прикладений до ланки масою J_3 , а також певного моменту в'язкого тертя. Вказане припущення суттєво зменшує складність аналізу системи, практично не впливаючи на визначення максимальних динамічних навантажень, що виникають у привідному механізмі та першій ланці шнека. Тому, для дослідження обмежимося динамічною системою, що складається із трьох характерних обертових мас.

Кожна ланка з'єднана з наступною пружним елементом, зведена жорсткість якого визначається пружними властивостями ланки шнека та шарнірного механізму.

Зображена на рис. 2.12 динамічна модель описується системою трьох диференціальних рівнянь руху. Кожне рівняння описує рух відповідної обертової маси:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 = T_d - c_1(\varphi_1 - \varphi_2) - \beta_1 \dot{\varphi}_1 - T_1 \operatorname{sgn}(\dot{\varphi}_1); \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 = c_1(\varphi_1 - \varphi_2) - c_2(\varphi_2 - \varphi_3) - \beta_2 \dot{\varphi}_2 - T_2 \operatorname{sgn}(\dot{\varphi}_2); \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 = c_2(\varphi_2 - \varphi_3) - \beta_3 \dot{\varphi}_3 - T_3 \operatorname{sgn}(\dot{\varphi}_3); \end{cases} \quad (2.58)$$

де $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ - кути повороту обертових мас J_1, J_2, J_3 , відповідно;

c_1, c_2 - жорсткість з'єднуючих елементів;

$\beta_1, \beta_2, \beta_3$ - коефіцієнти сил в'язкого демпфування, що діють на відповідні маси.

Обертний момент двигуна описується за допомогою його механічної характеристики, яка пов'язує швидкість обертання і обертовий момент. Найпростішою є статична механічна характеристика електродвигуна, яка не враховує електромагнітних процесів у двигуні. У якості привідного двигуна найчастіше використовується асинхронний електричний двигун із короткозамкненим ротором без схеми регулювання пускового струму та частоти обертання, тобто двигун вмикається у мережу напряму. У цьому випадку його механічна характеристика може бути записана у вигляді:

$$T_d = \frac{2T_k}{\frac{s}{s_k} + \frac{s_k}{s}}. \quad (2.59)$$

Величини у виразі (2.59) визначаються за формулами:

$$s_k = \frac{\omega_0 - \omega_k}{\omega_0} - \text{критичне ковзання електродвигуна};$$

$$s = \frac{\omega_0 - \dot{\varphi}_1}{\omega_0} - \text{біжуче ковзання електродвигуна};$$

ω_0 - синхронна частота обертання ротора електродвигуна;

ω_k - критична частота обертання ротора електродвигуна;

T_k - критичний обертовий момент електродвигуна.

Останні три величини визначаються із табличних параметрів двигуна і повинні бути зведені до осі обертання шнека.

Система диференціальних рівнянь (2.58) є нелінійною, тому її аналітичний розв'язок є утрудненим, в зв'язку з чим застосуємо для її

розв'язання числовий метод, що базується на перетворенні системи диференціальних рівнянь другого порядку у систему диференціальних рівнянь першого порядку із удвічі більшою їх кількістю. Для цього проведемо відповідні заміни та підстановки. В результаті отримаємо таку систему рівнянь:

$$\begin{cases} \dot{\varphi}_1 = u; \\ \dot{u} = \frac{T_d - c_1(\varphi_1 - \varphi_2) - \beta_1 \dot{\varphi}_1 - T_1 \operatorname{sgn}(\dot{\varphi}_1)}{J_1}; \\ \dot{\varphi}_2 = v; \\ \dot{v} = \frac{c_1(\varphi_1 - \varphi_2) - c_2(\varphi_2 - \varphi_3) - \beta_2 \dot{\varphi}_2 - T_2 \operatorname{sgn}(\dot{\varphi}_2)}{J_2}; \\ \dot{\varphi}_3 = w; \\ \dot{w} = \frac{c_2(\varphi_2 - \varphi_3) - \beta_3 \dot{\varphi}_3 - T_3 \operatorname{sgn}(\dot{\varphi}_3)}{J_3}; \end{cases} \quad (2.60)$$

До розв'язку системи (2.60) доцільно застосувати числовий метод Рунге-Кутта, який зарекомендував себе зручним і надійним для розв'язку систем рівнянь, що описують динамічні моделі коливних механічних систем.

Під час пуску система має на початку руху знаходилась у стані спокою, тому початкові умови записуються у вигляді:

$$\begin{cases} \varphi_1(0) = 0; \\ \varphi_2(0) = 0; \\ \varphi_3(0) = 0; \\ u(0) = \dot{\varphi}_1(0) = 0; \\ v(0) = \dot{\varphi}_2(0) = 0; \\ w(0) = \dot{\varphi}_3(0) = 0. \end{cases} \quad (2.61)$$

З метою аналізу впливу певних параметрів системи на величину динамічних навантажень в період пуску, проведемо розрахунок, прийнявши наступні числові значення масових, силових та пружних коефіцієнтів, які наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 - Числові значення масових, силових та пружних коефіцієнтів

№ з/п	Назва величини	Позначення	Числове значення	Одиниця вимірювання
1	Обертова маса приводу	J_1	2	$кг м^2$
2	Обертова маса 1 ланки шнека	J_2	0,01	$кг м^2$
3	Обертова маса 2 ланки шнека	J_3	0,01	$кг м^2$
4	Жорсткість елементів приводу	c_1	2000	$Н м$
5	Жорсткість елементів 1 ланки	c_2	1000	$Н м$
6	Коефіцієнт в'язкого тертя маси приводу	β_1	0,5	$Н м с$
7	Коефіцієнт в'язкого тертя 1 ланки	β_2	5	$Н м с$
8	Коефіцієнт в'язкого тертя 2 ланки	β_3	5	$Н м с$
9	Момент опору елементів приводу	T_1	10	$Н м$
10	Момент опору 1 ланки	T_2	20	$Н м$
11	Момент опору 2 ланки	T_3	200	$Н м$
12	Номінальна частота обертання приводу	ω_0	10	$с^{-1}$
13	Критичне ковзання	s_k	0,25	
14	Критичний обертовий момент	T_k	500	$Н м$

Величини моментів тертя та критичного обертового моменту обрані для розрахункової номінальної потужності електричного двигуна 2,2 кВт. З метою збільшення пускового обертового моменту, що необхідно при пускові шнекового транспортера під навантаженням, обираємо асинхронний двигун з підвищеним ковзанням.

На основі створеної математичної моделі динамічної системи шнекового транспортера проведено розрахунок динамічних пускових

обертових моментів при номінальному навантаженні завантаженого шнека.
Результати розрахунків наведені на рис. 2.13 – 2.16.

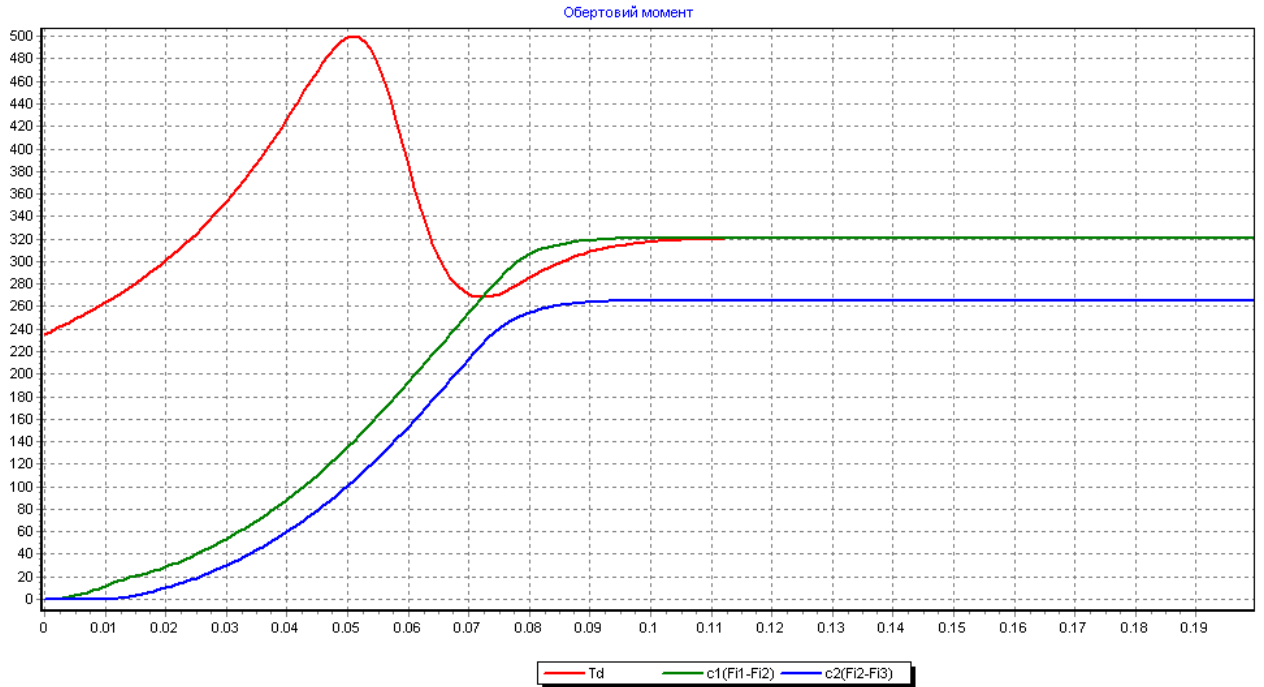


Рис. 2.13. Зміна динамічних обертових моментів приводу та у пружних ланках транспортера при значному зовнішньому демпфуванні $\beta_2 = \beta_3 = 5$

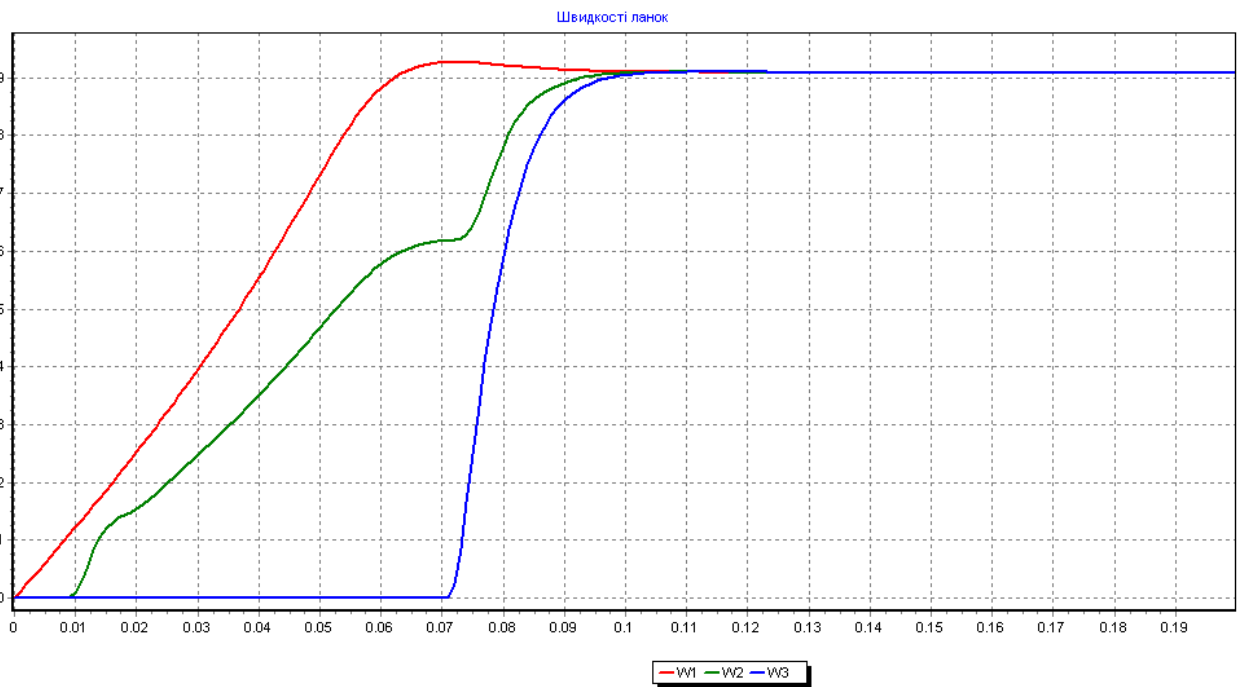


Рис. 2.14. Швидкості обертання мас при значному зовнішньому демпфуванні
 $\beta_2 = \beta_3 = 5$

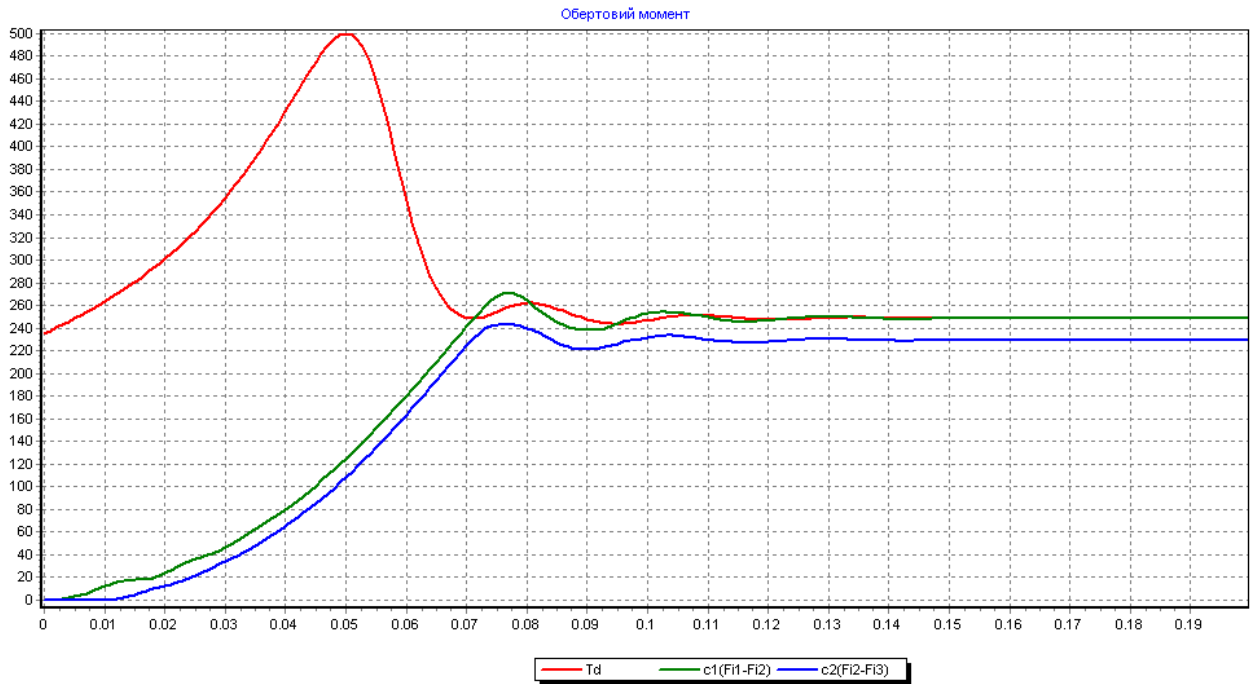


Рис. 2.15. Зміна динамічних обертових моментів приводу та у пружних ланках транспортера при малому зовнішньому демпфуванні $\beta_2 = \beta_3 = 1$

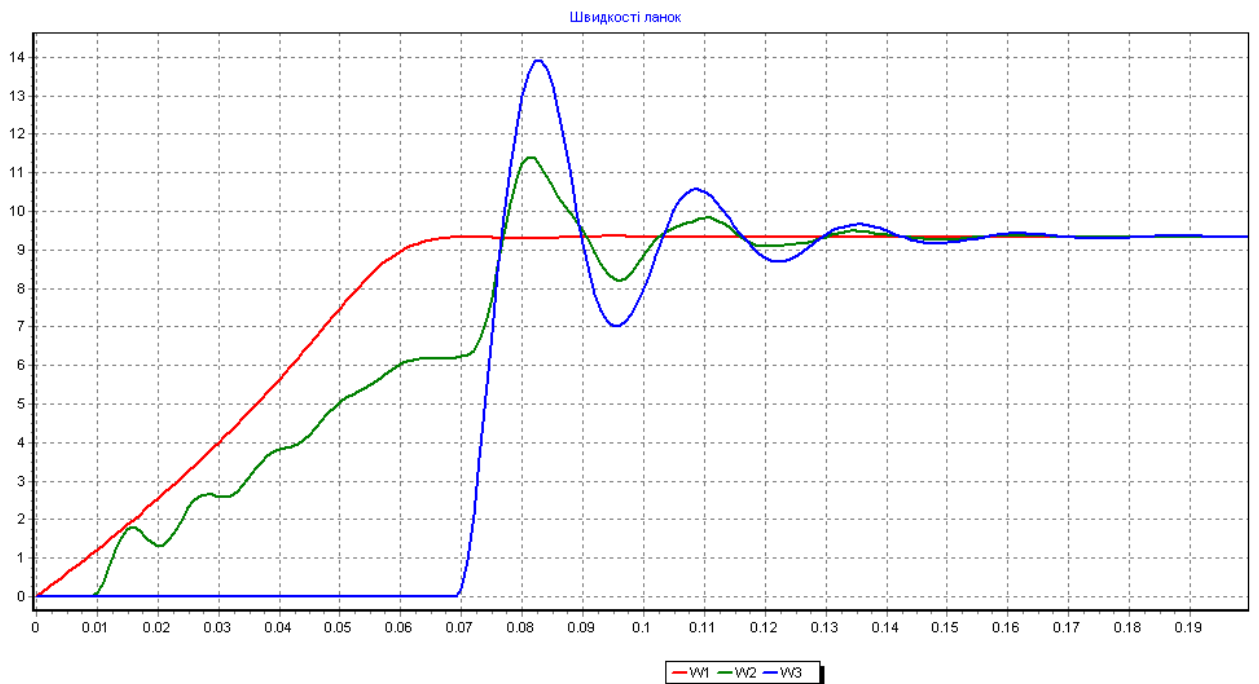


Рис. 2.16. Швидкості обертання мас при малому зовнішньому демпфуванні

$$\beta_2 = \beta_3 = 1$$

Аналіз отриманих результатів свідчить, що при значних коефіцієнтах демпфування перехідний процес пуску відбувається плавно і навантаження досягає свого номінального значення без коливань моменту та швидкості. При малому демпфуванні спостерігається певний перехідний коливальний процес, проте динамічні навантаження не перевищують 20% від номінального значення.

Другим, особливо навантаженим випадком руху шнекового транспортера, є його раптове гальмування внаслідок заклинювання матеріалу чи випадкового потрапляння певного предмету в зону транспортування. В цей момент система, що оберталась із сталою швидкістю, починає гальмувати, збільшуючи гальмівний момент аж до повної зупинки приводу. Математично, застосовуючи певні припущення, це можна записати у вигляді лінійного зростання обертового моменту T_3 у часі t від початкового значення T_{30} до максимального, коли рух обертової маси J_3 буде зупинений

$$T_3 = T_{30} + Mt; \quad (2.62)$$

де M - коефіцієнт зростання гальмівного моменту.

Величина M визначає швидкість гальмування приводу. В реальних системах час гальмування може тривати від 0,1 секунди до 5 секунд. Малі часи характерні для нестискуваних сипких матеріалів (пісок, сухі зернові матеріали), а великий час гальмування - при транспортуванні стискуваних середовищ (м'які зернові матеріали, комбікорм, насіння, солома).

Рух транспортера під час гальмування можна розділити на 2 стадії. Перша - це гальмування до зупинки обертової маси J_3 . На цій стадії руху система описується тими ж рівняннями (2.58 – 2.60), але з іншими початковими умовами, які відповідають кінцевим значенням кутів та їх швидкостей в усталеному русі перед початком гальмування в момент часу t_1 , а гальмівний момент визначається із виразу (2.62).

$$\begin{cases} \varphi_1(0) = \varphi_1(t_1); \\ \varphi_2(0) = \varphi_2(t_1); \\ \varphi_3(0) = \varphi_3(t_1); \\ u(0) = \dot{\varphi}_1(t_1) = \omega_1; \\ v(0) = \dot{\varphi}_2(t_1) = \omega_1; \\ w(0) = \dot{\varphi}_3(t_1) = \omega_1. \end{cases} \quad (2.63)$$

Друга стадія руху - коливання мас J_1 і J_2 , приєднаних через пружні елементи c_1 і c_2 до зупиненої маси J_3 . На другій стадії пружна система описується системою із двох диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 = T_d - c_1(\varphi_1 - \varphi_2) - \beta_1 \dot{\varphi}_1 - T_1 \operatorname{sgn}(\dot{\varphi}_1); \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 = c_1(\varphi_1 - \varphi_2) - c_2(\varphi_2 - \varphi_3) - \beta_2 \dot{\varphi}_2 - T_2 \operatorname{sgn}(\dot{\varphi}_2). \end{cases} \quad (2.64)$$

Відповідно, після заміни, отримаємо систему чотирьох диференціальних рівнянь першого порядку:

$$\begin{cases} \dot{\varphi}_1 = u; \\ \dot{u} = \frac{T_d - c_1(\varphi_1 - \varphi_2) - \beta_1 \dot{\varphi}_1 - T_1 \operatorname{sgn}(\dot{\varphi}_1)}{J_1}; \\ \dot{\varphi}_2 = v; \\ \dot{v} = \frac{c_1(\varphi_1 - \varphi_2) - c_2(\varphi_2 - \varphi_3) - \beta_2 \dot{\varphi}_2 - T_2 \operatorname{sgn}(\dot{\varphi}_2)}{J_2}. \end{cases} \quad (2.65)$$

з відповідними початковими умовами, що є кінцевими для моменту часу t_2 зупинки маси J_3 :

$$\begin{cases} \varphi_1(0) = \varphi_1(t_2); \\ \varphi_2(0) = \varphi_2(t_2); \\ u(0) = \dot{\varphi}_1(t_2) = \omega_2; \\ v(0) = \dot{\varphi}_2(t_2) = \omega_2; \end{cases} \quad (2.66)$$

Графічні результати розрахунку динамічних навантажень при гальмуванні системи, що описується рівняннями (2.62 – 2.66), наведено на рис. 2.17 – 2.22. Розглянуто випадки повільного, швидкого та миттєвого гальмування. Аналіз графіків показує, що швидке гальмування значно збільшує динамічні навантаження, які можуть значно перевищити максимальний критичний обертовий момент електродвигуна (в середньому на 50 - 70%) та номінальний момент навантаження (у 2,5 - 3 рази). Для забезпечення міцності ланок шнека при гальмуванні необхідно передбачити запобіжні елементи (муфти) з моментом спрацювання на рівні не більшому, ніж 1,5 рази від номінального.

Аналіз показав, що динамічні навантаження під час пуску системи не є критичними, а при заклинюванні - суттєво перевищують допустимі значення.

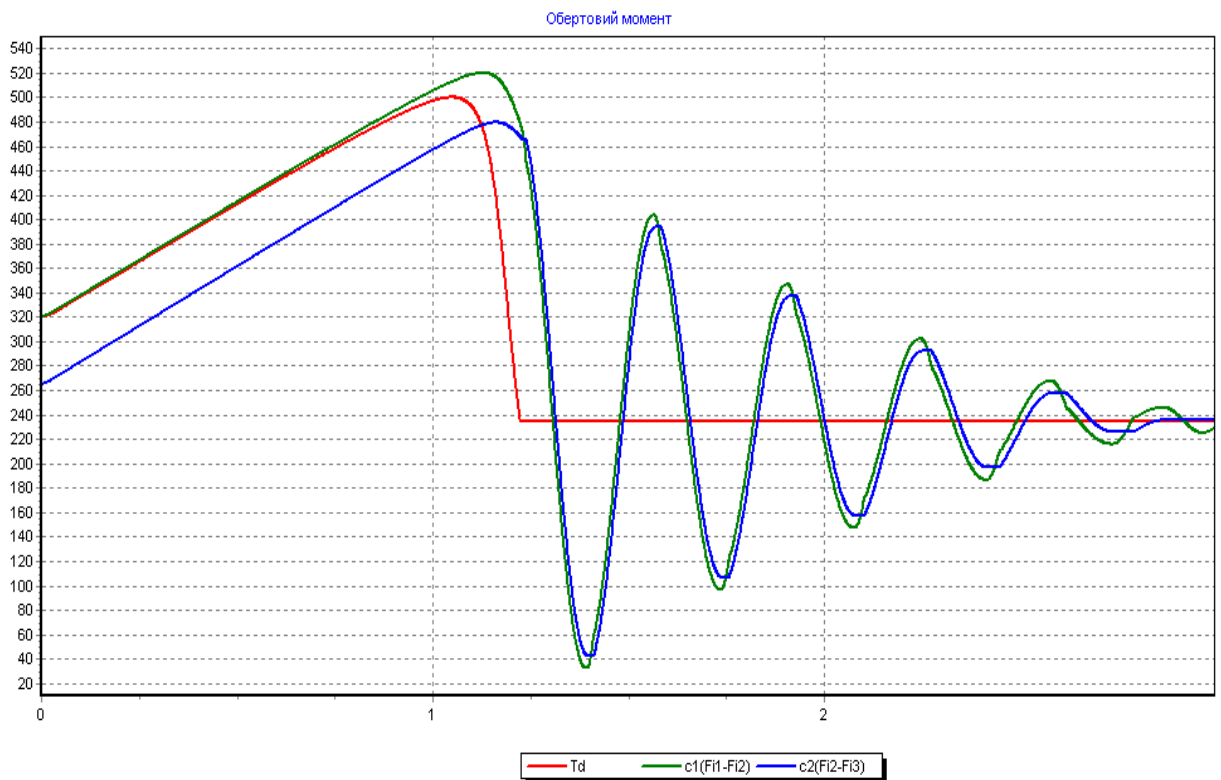


Рис. 2.17. Динамічні обертові моменти в ланках транспортеру при повільному гальмуванні (1 сек)

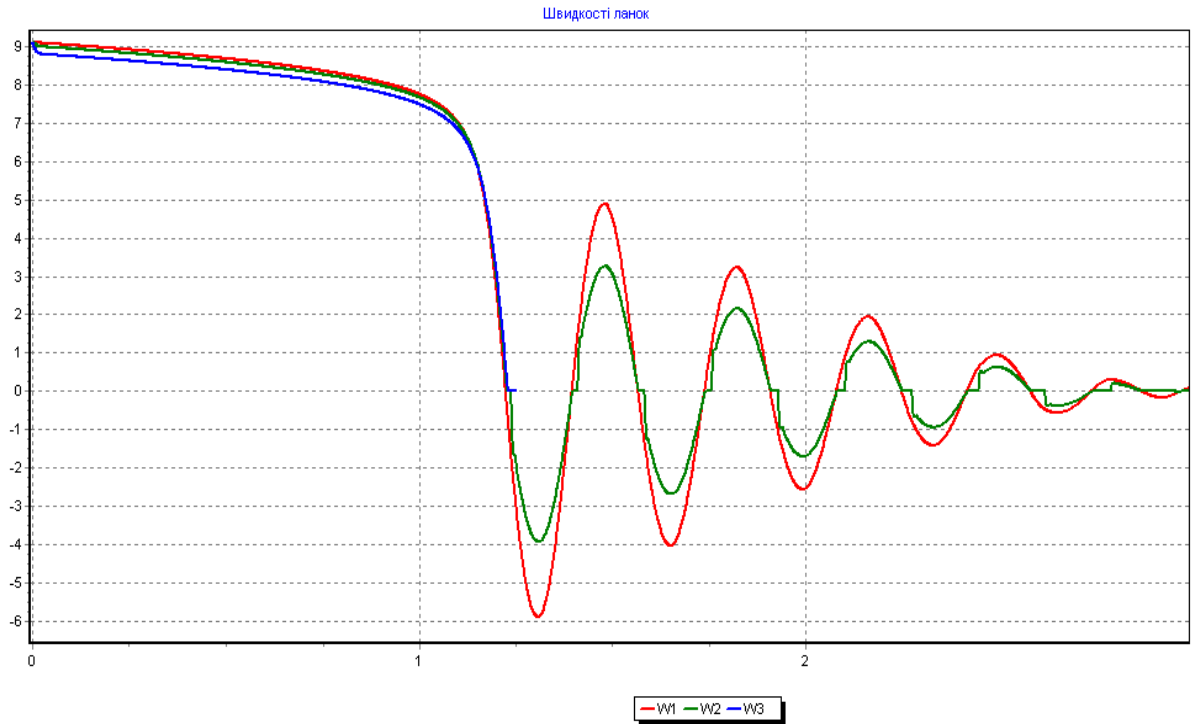


Рис. 2.18. Швидкості ланок транспортеру при повільному гальмуванні (1 сек)

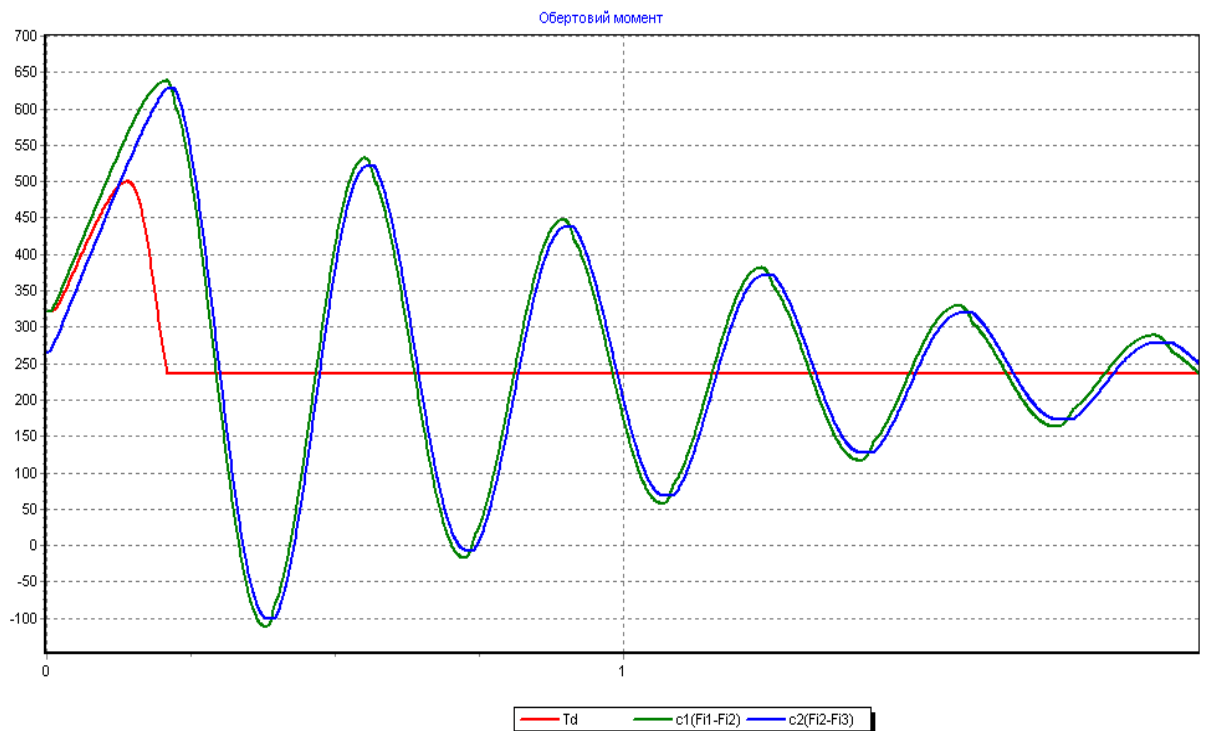


Рис. 2.19. Динамічні обертові моменти в ланках транспортеру при швидкому гальмуванні (0,2 сек)

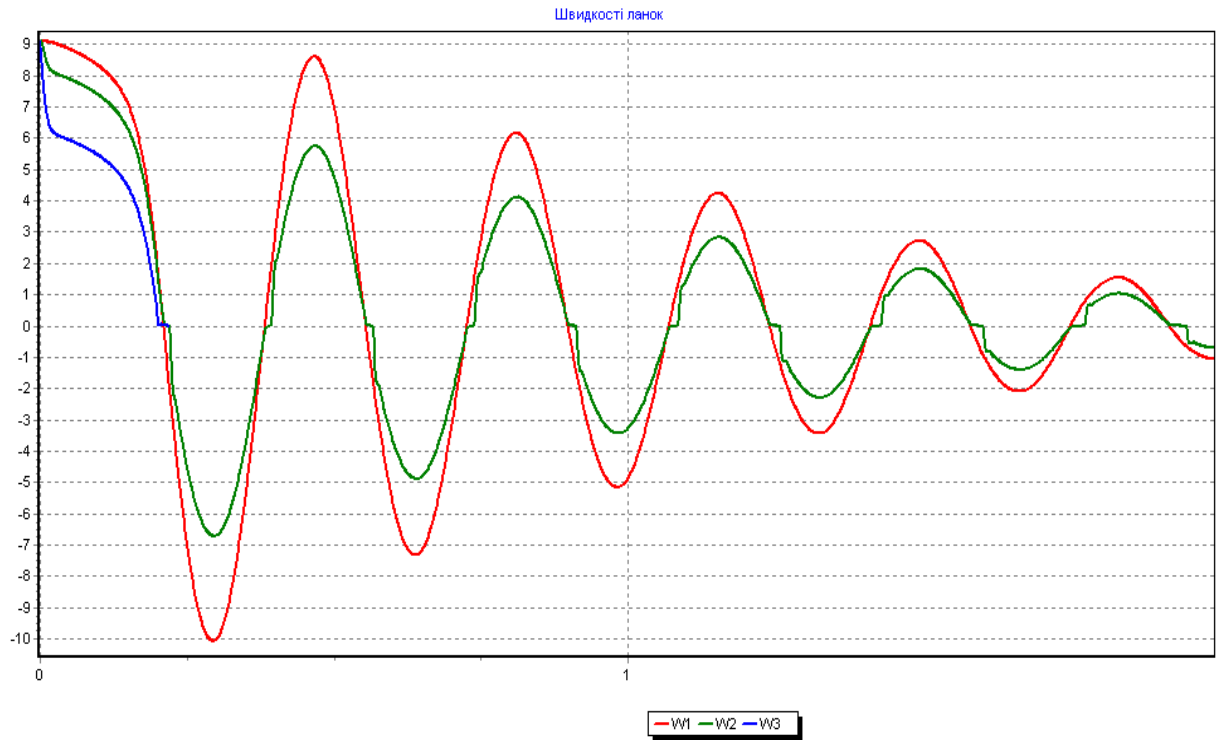


Рис. 2.20. Швидкості ланок транспортеру при швидкому гальмуванні (0,2 сек)

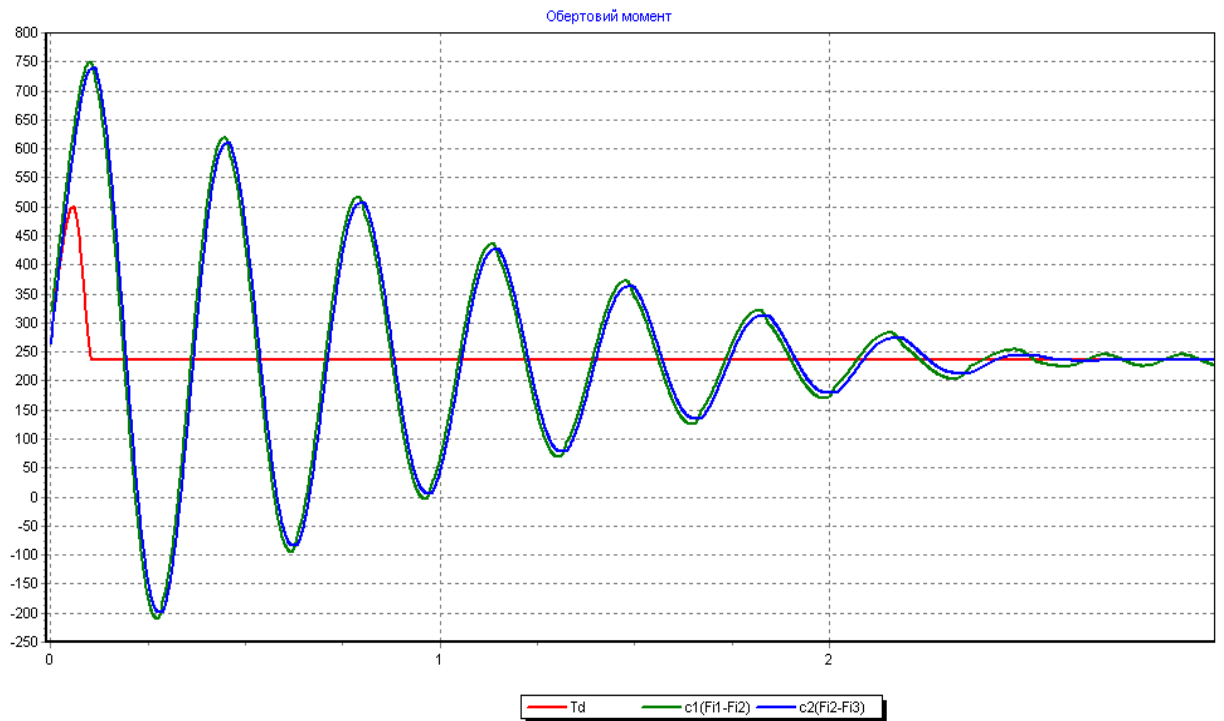


Рис. 2.21. Динамічні обертові моменти в ланках транспортеру при миттєвому гальмуванні

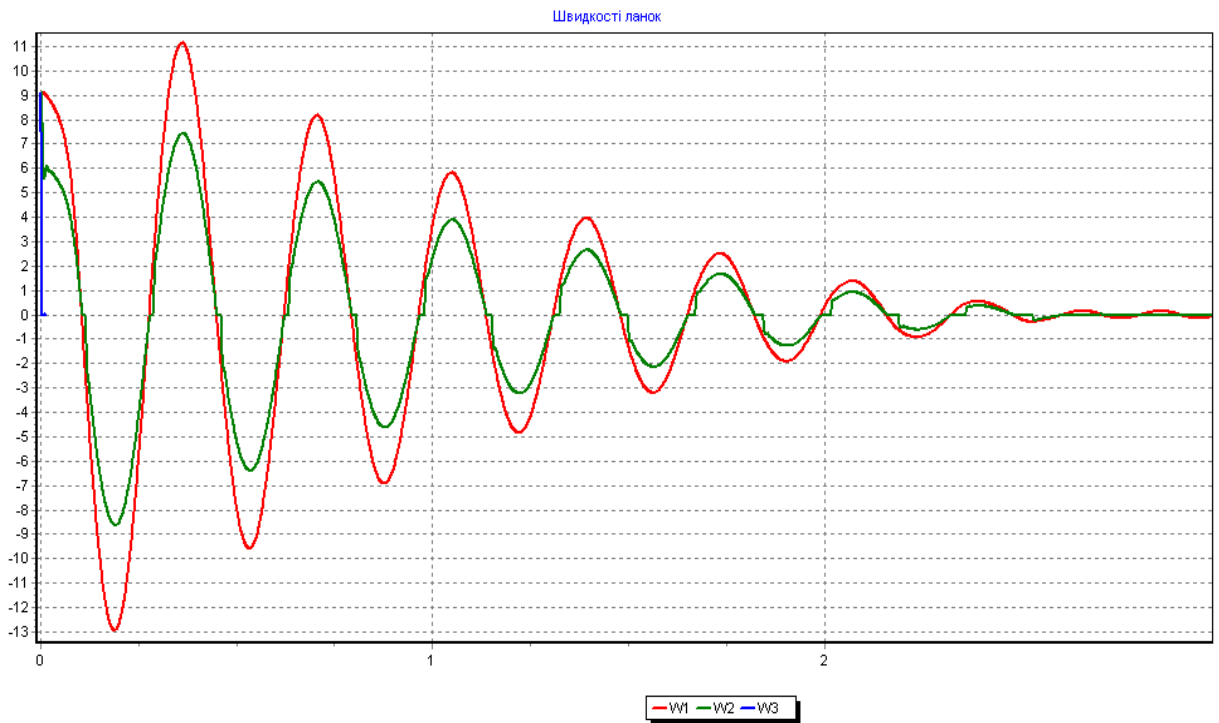


Рис. 2.22. Швидкості ланок транспортеру при миттєвому гальмуванні

2.5. Дослідження процесу транспортування вантажу шнековим транспортером із шарнірно-секційним робочим органом

Осьова швидкість сипкого вантажу в горизонтальному швидкохідному гвинтовому конвеєрі згідно [22], виражена залежністю:

$$V_{oc} = \frac{T_c(\omega - \omega_k)}{2\pi} \quad (2.67)$$

де T_c - крок гвинтової спіралі;

ω_k - кутова швидкість колової складової руху вантажу.

Залежність (2.67) можна представити у вигляді:

$$V_{oc} = \frac{T\omega}{2\pi} \cdot k_v,$$

де:

$$k_v = \frac{k_{секц}}{\operatorname{tg}\theta \operatorname{tg}(\theta + \varphi) + 1}; \quad (2.68)$$

де θ - кут підйому гвинтової спіралі секції;

φ - кут тертя вантажу до поверхні гвинтової спіралі $\varphi = \arctg \mu_1$;

$k_{секц}$ - коефіцієнт, що враховує вплив конструктивного виконання секційного гвинтового конвеєра, $k_{секц} = 0,98...0,99$.

У випадку транспортування вантажу під кутом ξ до горизонту, його осьова швидкість знижується, що враховується коефіцієнтом k_ξ :

$$V_{oc\xi} = V_{oc} \cdot k_\xi.$$

Для випадку вертикального розміщення гвинтового секційного конвеєра:

$$k_\xi = 1 - S_c = 1 - \frac{\omega_k}{\omega} = 1 - \sqrt{\frac{\operatorname{tg}(\theta + \varphi_T)}{\mu_2 \rho}}; \quad (2.69)$$

де S_c - коефіцієнт динамічної подібності [97]

ρ - коефіцієнт швидкохідності, $\rho = \frac{\omega^2 R_c}{g}$

R_c - зовнішній радіус спіралі.

Відповідно швидкість осьового транспортування вантажу вертикальною ділянкою гнучкого гвинтового конвеєра складає:

$$V_{ocB} = \frac{T\omega}{2\pi} \cdot \frac{k_{секц} \left[1 - \sqrt{\frac{g \operatorname{tg}(\theta + \varphi_T)}{\omega^2 \mu R_c}} \right]}{\operatorname{tg} \theta \operatorname{tg}(\theta + \varphi) + 1} \quad (2.70)$$

Для гнучкого конвеєра, траса якого змінюється в просторі і завантаження відбувається горизонтально (рис. 2.23), з умови забезпечення постійної продуктивності $Q = \text{const}$ по трасі коефіцієнт заповнення у вузлі завантаження повинен враховувати його зміну, внаслідок зміни осьової швидкості транспортування

$$\psi_o V_o = \psi_\xi V_\xi \quad (2.71)$$

Отже значення зміни V_ξ по трасі транспортування є надзвичайно важливим.

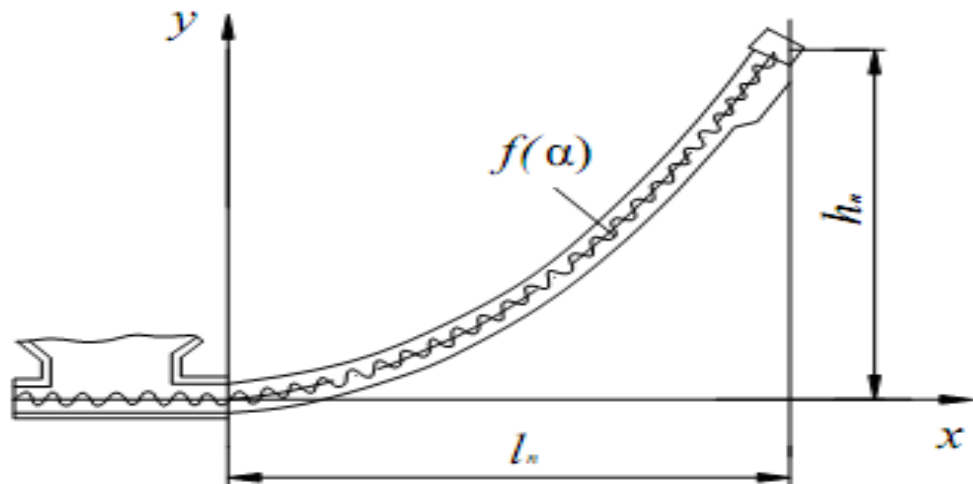


Рис. 2.23. Схема гнучкого конвеєра

Аналіз [14], [22], показав, що зміну осьової швидкості транспортування можна апроксимувати параболою виду:

$$V_{\xi} = V_{\text{гор}} - (V_{\text{гор}} - V_{\text{верт}}) \left(\frac{2\alpha}{\pi} \right)^{\lambda}.$$

Відповідно із врахуванням (3):

$$V_{\xi} = V_{\text{гор}} \left[1 - S_c \cdot \left(\frac{2\alpha}{\pi} \right)^{\lambda} \right];$$

$$V_{\xi} = V_{\text{гор}} \left[1 - \frac{1}{\omega} \sqrt{\frac{g \operatorname{tg}(\theta + \varphi_T)}{\mu_2 R_c}} \left(\frac{2\alpha}{\pi} \right)^{\lambda} \right]; \quad (2.72)$$

де параметр λ залежить від реологічних властивостей вантажу і в першому наближенні може бути прийнятим $\lambda = 2$.

У випадку вільно підвішеного гвинтового конвеєра вісь гнучкого шнека має вигляд ланцюгової лінії, що змінюється за залежністю [22]:

$$y = a \left(\operatorname{ch} \frac{x}{a} - 1 \right) \quad (2.73)$$

де параметр a залежить від висоти піднімання вивантажувального отвору і визначається із умови:

$$\frac{h}{a} + 1 = \operatorname{ch}\left(\frac{l_x}{a}\right) \quad (2.74)$$

де h - висота піднімання

l_x - горизонтальна проекція довжини конвеєра.

Біжучий кут нахилу траси визначається із залежності:

$$\operatorname{tg} \xi = \frac{dy}{dx} = \operatorname{sh} \frac{x}{a}.$$

Звідки:

$$\xi = \operatorname{arctg}\left(\operatorname{sh} \frac{x}{a}\right). \quad (2.75)$$

Отже для вільно підвішеного гнучкого (секційного) гвинтового конвеєра осьову швидкість транспортування вантажу

$$V_{oc\xi} = V_{zop} \cdot k_\xi = \left[1 - \frac{1}{\omega} \sqrt{\frac{g \operatorname{tg}(\theta + \varphi_T)}{\mu_2 R_c}} \left(\frac{2 \operatorname{arctg}\left(\operatorname{sh} \frac{x}{a}\right)}{\pi} \right)^\lambda \right] \quad (2.76)$$

Коефіцієнт заповнення в найнесприятливішому січенні не повинен перевищувати $\varphi_\xi \leq 0,7$. Відповідно в зоні завантаження раціональний коефіцієнт завантаження повинен бути згідно (2.71):

$$\psi_o = \frac{\psi_\xi V_\xi}{V_o} = 0,7 \cdot k_\xi.$$

Продуктивність гвинтового конвеєра визначається згідно [22] за залежністю:

$$Q = \pi \psi_o \cdot V_{oc.zop} \cdot (R_k^2 - R_u^2). \quad (2.77)$$

Потужність гвинтового конвеєра визначається із залежності [22] [97]:

$$N = Q \cdot L \cdot w \quad (2.78)$$

де w - питома енергоємність транспортування:

$$w = \frac{\mu_2 \cdot \rho_n \cdot D^2 \cdot \omega_n^2 \cdot \omega \cdot \cos \beta}{4V_n}. \quad (2.79)$$

Для гнучкого (секційного) гвинтового конвеєра із змінною трасою елементарна потужність, що затрачається на транспортування вантажу на ділянці dl визначається за залежністю:

$$dN = Q \cdot w(l)dl; \quad (2.80)$$

де:

$$w(l) = \frac{\mu_2 \rho_n D^2 \omega \omega_n^2(l) \cos[\beta(l)]}{4V_n(l)}$$

Кутова швидкість потоку виражається у відповідності (2.61) із залежності:

$$\omega_{n\xi} = \omega - \frac{2\pi V_{oc\xi}}{T}. \quad (2.81)$$

Кут нахилу траєкторії транспортування вантажу β визначається із залежності:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{V_{oc\xi}}{\omega_{n\xi} R_c} = \frac{V_{oc\xi}}{\left[\omega - \frac{2\pi V_{oc\xi}}{T} \right] R_c} \quad (2.82)$$

Отже для гнучкого (секційного) гвинтового конвеєра із змінною трасою потужність транспортування вантажу визначається за залежністю:

$$N = Q \int_0^l w(l)dl = \mu_2 \rho_n (D^2 - d^2) \omega \int_0^l \frac{\left(\omega - \frac{2\pi V_{oc\xi}}{T} \right)^2 \cos \beta}{4V_n} dl \quad (2.83)$$

У шарнірній передачі, як і у випадку карданної передачі, шарнірний зв'язок передає обертовий рух з певною нерівномірністю спричиненою кульковим зміщенням однієї секції відносно другої.

Виберемо базову нерухому систему координат $Oxyz$, розмістивши її цент O в центр шарніра, вісь Ox направимо по осі першої секції, а вісь Oz сумістимо з віссю повороту відносно першої (рис 2.24). Відповідно повернуту систему координат (на кут α) направимо віссю $O'x'$ по осі другої секції а вісь $O'z'$ сумістимо з віссю Oz

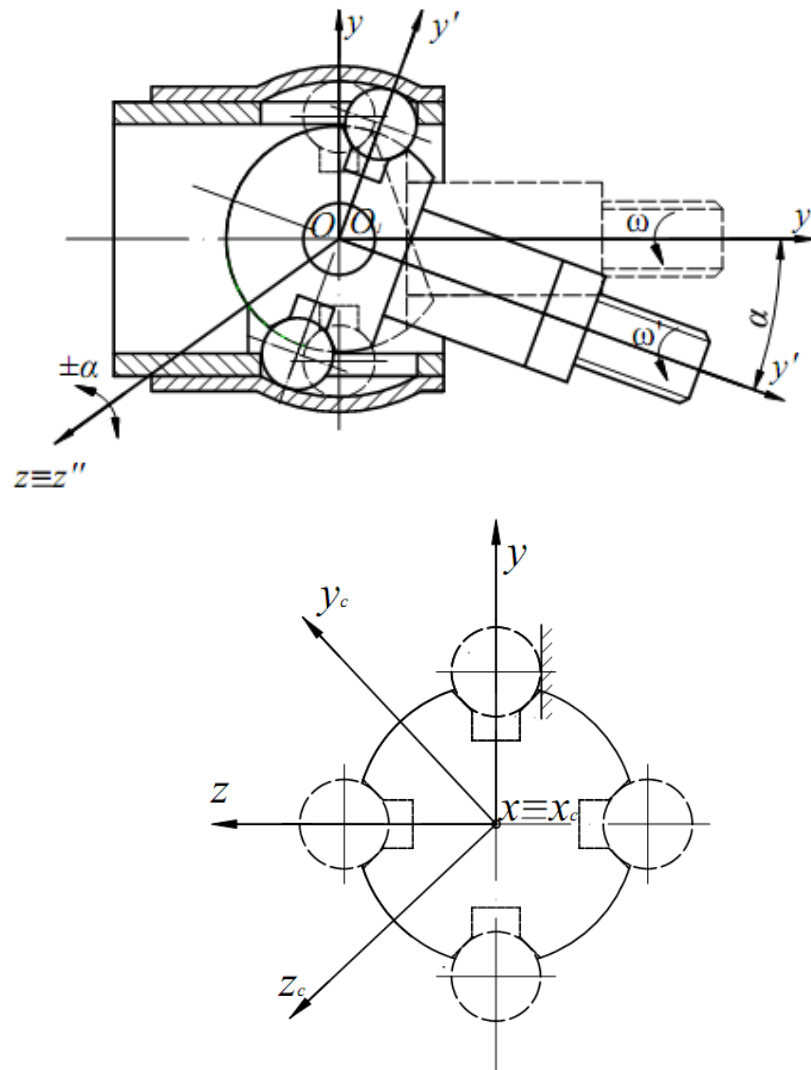


Рис. 2.24. Схема шарнірної передачі

Крім цього для кожної секції виберемо власні системи координат $O_c x_c y_c z_c$ та $O'_c x'_c y'_c z'_c$, які нерухомо зв'язані з кожною секцією і в початковий час $t = 0$ співпадають із базовою та повернутою системою координат.

Для переходу від однієї до іншої системи координат використовуємо однорідні системи координат $Oxyz1$; $O'_x y'_z 1$; $O_c x_c y_c z_c 1$; $O'_c x'_c y'_c z'_c 1$.

Відповідно провертання однієї секції ($O'_c x'_c y'_c z'_c$) в базовій системі координат $Oxyz$ відносно осі Ox у матричному виді прийме вигляд:

$$\begin{pmatrix} x \\ y \\ z \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos(\omega t) & -\sin(\omega t) & 0 & 0 \\ \sin(\omega t) & \cos(\omega t) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_c \\ y_c \\ z_c \\ 1 \end{pmatrix} \quad (2.84)$$

В системі координат $O_c x_c y_c z_c$ рівняння робочої поверхні верхнього паза має вигляд:

$$-z_c - r = 0, \quad (2.85)$$

де r - радіус кульки (половина ширини паза).

В базовій системі координат рівняння обертової поверхні паза має вигляд:

$$y \sin(\omega t + \varphi_i) - z \cos(\omega t + \varphi_i) - r = 0, \quad (2.86)$$

де для верхнього паза $\varphi_1 = 0$, паза наступної i -ої кульки $\varphi_i = \frac{\pi}{2}(i-1)$.

Обертання системи координат $O'_c x'_c y'_c z'_c$ відносно повернутої системи координат $O_c x_c y_c z_c$ опишеться залежністю аналогічною (1).

Відповідно i -та кулька матиме в системі координат $O'x'y'z'$ біжучі координати їх центрів:

$$C'_i \{x'_{ci} = 0; y'_{ci} = R \cos(\omega't + \varphi'); z'_{ci} = R \sin(\omega't + \varphi')\}.$$

Зв'язок системи $Oxyz$ та повернутої системи $O'x'y'z'$ в матричному вигляді визначається проворотом другої секції на кут $(-\alpha)$ (згідно рис 2.24)

Відповідно:

$$\begin{pmatrix} x \\ y \\ z \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \alpha & \sin \alpha & 0 & 0 \\ -\sin \alpha & \cos \alpha & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 0 \\ R \cos(\omega't + \varphi') \\ R \sin(\omega't + \varphi') \\ 1 \end{pmatrix} \quad (2.87)$$

В нерухомій системі координат $O'x'y'z'$ біжучі координати кульок, що обертаються разом з другою секцією будуть:

$$\begin{aligned} x_{ci} &= R \sin \alpha \cos(\omega't + \varphi'_i); \\ y_{ci} &= R \cos \alpha \cos(\omega't + \varphi'_i); \end{aligned} \quad (2.88)$$

$$z_{ci} = R \sin \alpha \cos(\omega' t + \varphi'_i).$$

Умовно розірвемо кінематичний зв'язок між секціями і надамо кожній із них незалежно однакову кутову швидкість: $\omega' = \omega$.

Тоді координати центрів кульок опишуться залежностями (2.88) при $\omega' = \omega$, $\varphi' = \varphi$, а віддаль до кожної із плоских поверхонь пазів визначаємо підстановкою їх координат в рівняння (2.86):

$$l = |R \cos \alpha \cos(\omega t + \varphi_i) \sin(\omega t + \varphi_i) - R \sin \alpha \cos(\omega t + \varphi_i) - r|. \quad (2.89)$$

Очевидно, що при $t = 0$, $l = r$, тобто кулька 1 дотикається до поверхні паза.

Перетворимо вираз (2.89):

$$\begin{aligned} l &= |R(\cos \alpha - 1 + 1) \cos(\omega t + \varphi_i) \sin(\omega t + \varphi_i) - R \sin(\omega t + \varphi_i) \cos(\omega t + \varphi_i) - r| = \\ &= |R(\cos \alpha - 1) \cos(\omega t + \varphi_i) \sin(\omega t + \varphi_i) - r| = \left| \frac{R \sin[2(\omega t + \varphi_i)](1 - \cos \alpha)}{2} + r \right| \end{aligned} \quad (2.90)$$

Отже в біжучий момент часу t кулька в розірваному кінематичному ланцюгу відстає від поверхні паза на величину:

$$\Delta l = l - r = \frac{R \sin[2(\omega t + \varphi_i)](1 - \cos \alpha)}{2} \quad (2.91)$$

Аналіз залежності (2.91) показує, що в час при $\varphi_1 = 0$, $\varphi_2 = \frac{\pi}{2}$, $\varphi_3 = \pi$, $\varphi_4 = \frac{3\pi}{2}$ зазору між кулькою та поверхнею паза не буде. Проте в проміжних станах зазор спричиняє кутове відхилення $\Delta \varphi$ кульки:

$$\Delta \varphi = \arcsin \left\{ (1 - \cos \alpha) \sin[2(\omega t + \varphi_i)] \right\}$$

Відповідно, при замиканні кінематичного ланцюга кут повороту другої секції буде зміщений відносно першої на цю величину:

$$\omega' t + \varphi'_i = \omega t + \varphi_i - \Delta \varphi$$

Отже кутову швидкість наступної секції визначаємо із залежності (2.92):

$$\omega' = \omega - \frac{\Delta \varphi}{t} = \omega - \frac{\arcsin \left\{ (1 - \cos \alpha) \sin[2(\omega t + \varphi_i)] \right\}}{t} \quad (2.92)$$

Аналіз аналітичної залежності показує, що кутові швидкості сусідніх секцій майже однакові.

2.6. Висновки

1. Обґрунтовано конструктивні параметри шарнірно – секційного з'єднання гнучкого гвинтового конвеєра, особливістю якого є забезпечення транспортування сипких матеріалів по криволінійних траєкторіях. Виведена аналітична залежність взаємозв'язку між конструктивними параметрами гнучкого вала і радіусом його кривини, який визнається через кутове зміщення сусідніх секцій, а також представлена графічна залежність впливу конструктивних параметрів з'єднання на величину кута кривини технологічної магістралі. Побудовані графічні залежності мінімально допустимого радіуса технологічної магістралі від величини кутового повертання.

2. З метою забезпечення правильного функціонування шарнірного вузла проведено дослідження його конструктивних параметрів, які забезпечують взаємне обертання, необхідне кутове зміщення осей та відсутність заклинювання. Виведена аналітична залежність для визначення дугового переміщення кульки по обох поверхнях тертя, швидкість переміщення кожної кульки вздовж дуги сферичної втулки, а також коефіцієнт корисної дії шарніра і величину крутного моменту на ведучому валу.

3. На основі отриманих теоретичних аналітичних залежностей створена програма на мові Паскаль в середовищі Delphi та проведені розрахунки і аналіз зміни ККД шарнірного механізму в залежності від основних конструктивних параметрів: співвідношення радіусів кульки і циліндричної втулки в точці дотику, кута відхилення осей шарніра, кута конічної поверхні лунки. Встановлено, що ККД передачі має максимальне значення в межах 0,89...0,93 при співвідношенні радіусів 0,2...0,4.

4. Для визначення робочої зони конкретного шарніра необхідно використовувати конструктивні параметри, при яких значення ККД не менші за 0,9. Наприклад, для збільшення кута розхилу осей доцільно збільшувати радіус кульки при незмінному радіусі циліндричної втулки. Але, в будь - якому разі, збільшувати кут вище 30 градусів недоцільно.

Розрахунок показує, що збільшення кута конуса лунки зменшує коефіцієнт корисної дії механізму. Це пов'язане із перерозподілом зусиль у передачі, збільшенням радіальної складової зусилля, відповідного збільшення сил тертя та можливого, внаслідок цього, заклинювання. Для розрахункового випадку, при мінімальному значенні кута конуса лунки 40 градусів, можна вважати допустимим збільшенні кута до 60 градусів, що незначно зменшує ККД і збільшує радіальну складову зусилля. Кут конуса лунки залежить від певних технологічних можливостей та наявного інструменту, проте, доцільно обирати його значення мінімально допустимим, з метою отримання максимального ККД та мінімізації зусиль та контактних напружень у шарнірі.

5. Доцільно обирати співвідношення радіусів кульки та циліндричної втулки максимально великим з конструктивних міркувань, не менше 0,3.

Кут нахилу конічної поверхні лунки обирати мінімально можливим, враховуючи обрану конструктивну схему шарніру.

У процесі проектування передачі забезпечити кут розхилу осей не більше 20 .. 25 градусів, перевіривши розрахункове значення ККД, яке не повинно бути гіршим за 0,9.

У випадку застосування довгих транспортуючих шнеків із значною кількістю елементів доцільно зменшувати кути розхилу осей (збільшувати радіус згину шнека) для покращення сумарного ККД всього транспортера. Різкий перегин труби шнека, навіть в одному місці, може призвести до заклинювання всього механізму.

6. Досліджено контактні напруження в шарнірних елементах гнучкого валу, виведено аналітичну залежність для розрахунку контактних напружень

у сідлі лунки. На основі аналітичних залежностей побудовані графічні залежності контактних напружень від зміни кута нахилу лунки.

Встановлено, що максимальні контактні напруження виникають місцях контакту кульки з плоскою частиною пазу циліндричної втулки. Рекомендована зона конструктивних обмежень на кут лунки становить близько 30...50 градусів.

7. На основі створеної математичної моделі динамічної системи шнекового транспортера проведено розрахунок динамічних пускових обертових моментів при номінальному навантаженні завантаженого шнека. Аналіз отриманих результатів свідчить, що при значних коефіцієнтах демпфування перехідний процес пуску відбувається плавно і навантаження досягає свого номінального значення без коливань моменту та швидкості. При малому демпфуванні спостерігається певний перехідний коливальний процес, проте динамічні навантаження не перевищують 20% від номінального значення.

8. Аналіз результатів розрахунку динамічних навантажень при гальмуванні системи показує, що швидке гальмування значно збільшує динамічні навантаження, які можуть значно перевищити максимальний критичний обертовий момент електродвигуна (в середньому на 50 - 70%) та номінальний момент навантаження (у 2,5 - 3 рази). Для забезпечення міцності ланок шнека при гальмуванні необхідно передбачити запобіжні елементи (муфти) з моментом спрацювання на рівні не більшому, ніж 1,5 рази від номінального.

9. Визначено осьову швидкість та потужність транспортування вантажу шарнірно-секційним робочим органом гвинтового конвеєра криволінійною трасою. Розрахунок показав, що кутові швидкості сусідніх секцій майже однакові.

РОЗДІЛ 3

ПРОГРАМА, МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Програма експериментальних досліджень

На основі викладеної мети та задач дисертаційної роботи розроблена програма проведення експериментальних досліджень, згідно якої передбачається:

- розроблення нових конструкцій секційних гвинтових робочих органів, виконаних на основі кулькових шарнірних з'єднань;

- розроблення та виготовлення експериментального стенду секційного шарнірного гнучкого гвинтового конвеєра із можливістю зміни конструктивних, кінематичних і технологічних параметрів, а також вимірювання їх впливу на функціональні та експлуатаційні показники при роботі конвеєра;

- проведення експериментальних досліджень для визначення взаємозв'язку між конструктивними і силовими параметрами окремих гвинтових секцій, їх елементів і шарнірних з'єднань, а також перевірка адекватності теоретичних і експериментальних досліджень;

- розроблення методик проведення лабораторних експериментальних досліджень з визначення продуктивності конвеєра, енерговитрат при транспортуванні різних матеріалів з різними режимами їх роботи при різних криволінійних трасах транспортування;

- планування і реалізація багатофакторного експерименту для встановлення функціональних залежностей впливу конструктивних, кінематичних і технологічних параметрів розроблених шарнірних гнучких гвинтових робочих органів на енергосилові показники переміщення сипких матеріалів;

- проведення експериментальних досліджень з визначення впливу конструктивних параметрів секцій робочого органу на їх деформації.

3.2. Конструкції шарнірних гвинтових робочих органів

На основі принципової схеми секційного гнучкого валу (рис. 2.2) розроблені конструкції робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів із кульковим шарнірним з'єднанням секцій.

Секційний робочий орган (рис. 3.1) гвинтового конвеєра [86] виконано у вигляді однакових спіралей 1 і 2, кінці яких внутрішніми діаметрами жорстко з'єднані з окремими секціями оправки 3 лівої і правої, які виконані внутрішніми діаметрами, які жорстко з'єднані через пружину 5 кручення відомим способом. Всередині пружини встановлено шарнірне болтова з'єднання у вигляді шліцевої поверхні на тілі болта 6, яке правим вільним кінцем є у взаємодії з правим внутрішнім кільцевим з'єднанням оправки.

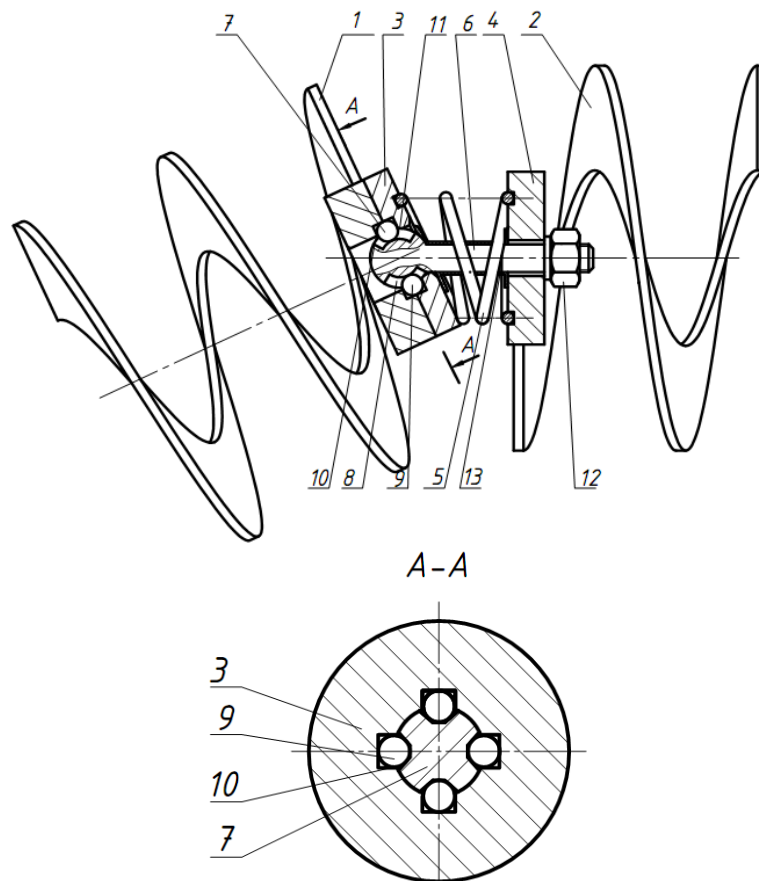


Рис. 3.1. Конструктивна схема робочого органу гвинтового конвеєра [86]

Лівий кінець болта 6 виконано у вигляді сферичної поверхні 7, в якій рівномірно по колу великого діаметра виконано чотири радіусні півкруглі виїмки 8, які є у взаємодії з кулькою 9, які вільно встановлені у внутрішній сферичній поверхні 10 лівої оправки 3. Крім цього на проти кульок 9 на сферичній поверхні виконано півкруглі канавки 8 для вільного провертання болта 6, а сферична поверхня 7 болта 6 є у взаємодії зі напівсферичним отвором 11 оправки 3. Остання виконана з двох половинок, які жорстко з'єднані між собою відомим способом з можливістю вільного провертання сферичної головки 7 як карданної передачі. Гвинтові секції 1 і 2 з'єднані болтовим з'єднанням з гайкою 12.

Для герметизації болтового з'єднання тіло болта 6 покрито пружним кожухом 13 для запобігання попадання сипких матеріалів у зону тертя. Робота секційного робочого органу здійснюється наступним чином. Під час обертання гвинтової секційної спіралі обертовий рух передається з спіралі 1 на ліву секцію 3 кульки 9, сферичну головку 7, тіло болта 6 з шліцами, на шліцеву втулку 4 і спіраль 2, також сприяє і передачі обертового руху пружина 5, яка обома кінцями жорстко закріплена до лівої 3 і правої 4 втулок.

До переваг секційного робочого органу відноситься розширення технологічних можливостей, навантажувальної здатності і зменшення радіуса згину секцій.

Однак такий робочий орган характеризується підвищеною конструктивною складністю, а також матеріаломісткістю.

З метою вирішення цієї проблеми розроблена конструкція гнучкого гвинтового робочого органу (рис. 3.2) [87], який виконано у вигляді двох однакових сусідніх спіралей, лівої 1 і правої 2, кінці яких внутрішніми діаметрами жорстко з'єднані з окремими шліцьовими втулками 3, у внутрішніх діаметрах яких виконані півкруглі осьові шліци 4, які розміщені рівномірно по колу, і є у взаємодії з циліндричними шарнірами 5 через кульки 6, які завальцовані у гніздах 7 на кінцях циліндричних шарнірів з

можливістю вільного перекручування, як карданна передача. А торці циліндричних шарнірів 5 меншого діаметра 8 є у взаємодії з внутрішніми діаметрами розтискних пружин 9.

Крім цього кульки 6 на кінцях циліндричних шарнірів 4 є у взаємодії з обмежувальними кільцями 10, які на краях секцій є у взаємодії зі стопорними кільцями 11. Для захисту внутрішніх отворів шліцьових втулок 3 в разі потреби з двох торців закривають манжетами 12 відомим способом.

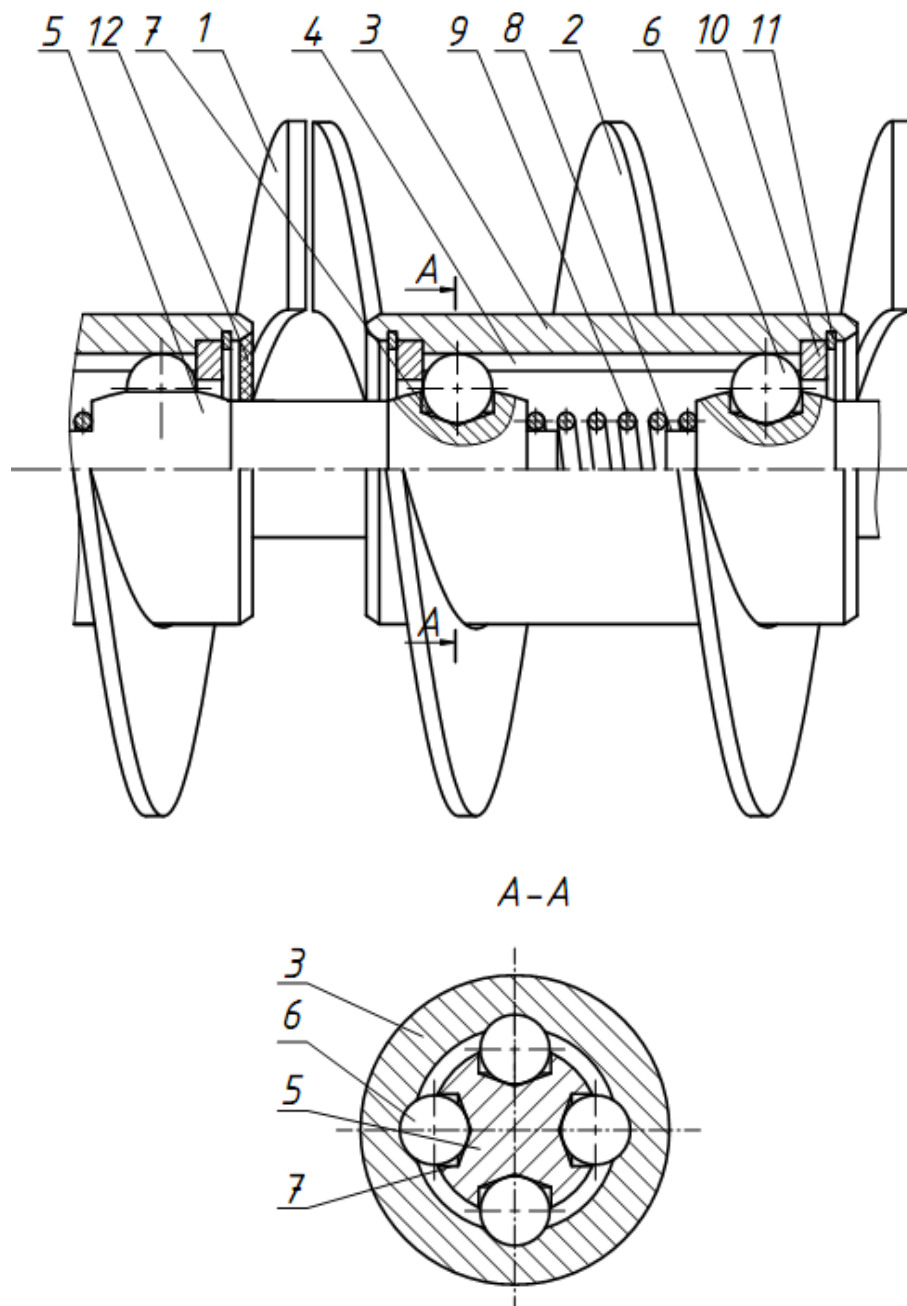


Рис. 3.2. Конструктивна схема робочого органу гвинтового конвеєра [87]

Гвинтовий секційно-шарнірний робочий орган (рис. 3.3, 3.4) виконано з окремих секцій 1 однакових діаметрів і довжин, які виконані у вигляді зварних конструкцій трубчастих заготовок 2, до одного умовного внутрішнього кінця до якої жорстко закріплена циліндрична втулка 3. Остання виконана з системою осьових паралельних пазів 4, які розміщені рівномірно по колу, наприклад, чотири і є паралельними до осі трубчастої заготовки і які є у взаємодії з тілами кочення 5 з другої сторони тіла кочення 5 є у взаємодії зі сферичною виїмкою 6 сферичного корпуса 7 з можливістю осьового і кутового повертання сферичної тяги 8.

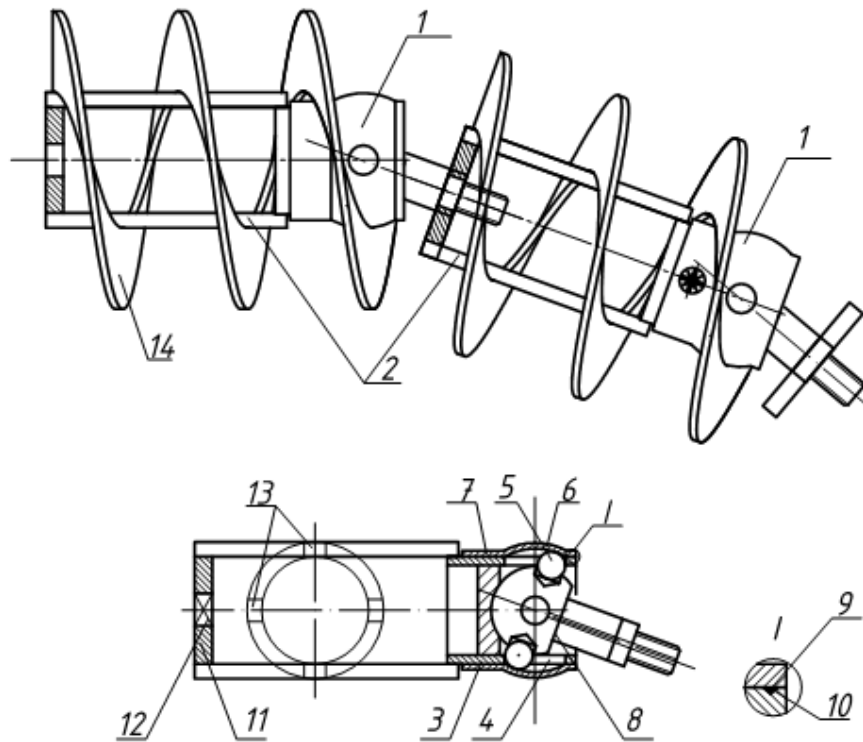


Рис. 3.3. Гвинтовий секційно-шарнірний робочий орган

Крім цього зверху циліндрична втулка 3 є у жорсткій взаємодії зі сферичним корпусом 7, в якому внутрішня сфера 6 є у взаємодії з зовнішніми поверхнями тіл кочення 5, а на вільному внутрішньому кінці сферичного корпуса 7 виконано циліндричне кільце з зовнішнім трикутним профілем 9, яка є у жорсткій взаємодії з аналогічною виточкою 10 циліндричної втулки 3, яке виконано на вільному її кінці зовні. З другого кінця зварної циліндричної секції у внутрішній отвір жорстко, перпендикулярно до осі встановлено

з'єднувальна втулка 11 з внутрішнім квадратним чи фасонним отвором 12 і яка є у взаємодії з відповідним кінцем сферичної тяги сусідньої секції і жорсткою її фіксацією відомим способом. До зовнішнього діаметра з'єднувальної втулки 11 рівномірно по колу з одного кінця приварено, наприклад, чотири перемички 13, а з другого кінця перемички приварені до зовнішнього діаметра циліндричної втулки 3.



Рис. 3.4. Загальний вигляд експериментального секційно-шарнірного робочого органу гвинтового конвеєра

На зовнішньому діаметрі циліндричної секції 2 жорстко приварена гвинтова секція 13, яка є фактично продовженням гвинтових спіралей сусідніх секцій, в центрі сферичної тяги 8 виконано виїмку 14, яка є у взаємодії з мастилом, яке в свою чергу системою отворів з'єднано з тілами кочення 8, а на вільному кінці тяги виконано центральний отвір, який з'єднано з виїмкою 15 і на його кінці загвинчена маслянка.

Робота гвинтового робочого органу здійснюється наступним чином. Під час обертання секції спіралі 14 обертовий рух передається через тіла кочення 5 на сферичну тягу 7 і сусідні секції гвинтового робочого органу. До переваг запропонованого гвинтового шарнірного секційного робочого органу відноситься підвищення навантажувальної здатності і розширення технологічних можливостей.

До переваг запропонованої гвинтової секційної спіралі відноситься розширення технологічних можливостей і підвищення експлуатаційної її надійності і довговічності.

3.3. Стендове обладнання для проведення експериментальних досліджень

Для проведення експериментальних досліджень було розроблено та виготовлено дослідну установку, конструктивна схема якої представлена на рис. 3.5.

Перевантажувальний патрубок експериментальної установки гвинтового конвеєра (рис.3.1) [83] містить завантажувальну і розвантажувальну магістралі, виконані у вигляді кожухів 7 і 4 та паралельно

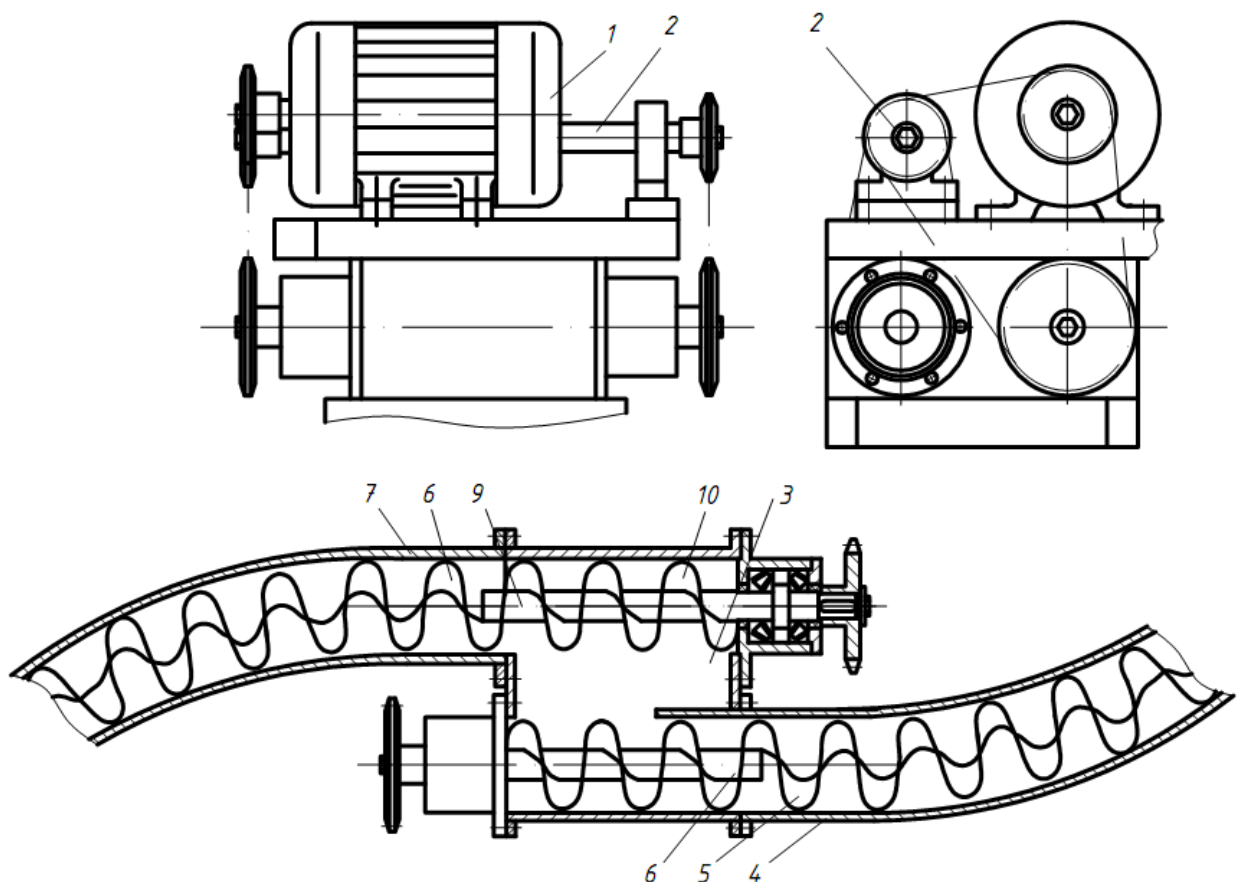


Рис.3.5. Конструктивна схема експериментальної установки

встановлених у них завантажувальної 8 і вивантажувальної 5 робочих спіралей шнеків. Останні відповідно закріплені на приводних валах 9 і 6, які розташовані у перевантажувальному патрубку 3. Проміжний вал 2 встановлений паралельно до приводних валів та закріплений на перевантажувальному патрубку. Приводні та проміжний вали за межами перевантажувального патрубку кінематично з'єднані з валом електродвигуна 1. Загальний вигляд експериментальної установки зображено на рис.3.6.



Рис.3.6. Загальний вигляд експериментальної установки

В процесі роботи кінематично з'єднані приводні вали, проміжний вал та вал електродвигуна забезпечують обертання робочих спіралей шнеків. При подачі сипкого матеріалу спіраль 8 переміщує його у кожуху в сторону перевантажувального патрубку. Оскільки, приводні вали розташовані у горизонтальній площині, то передача матеріалу на вивантажувальну магістраль здійснюється радіальними плоскими пластинами.

Параметри робочого органу були наступними: внутрішній діаметр кожуха – 100 мм; зовнішній діаметр спіралі шнека – 96 мм; внутрішній

діаметр спіралі шнека – 46 мм; крок спіралі – 65 мм.

Методика проведення експерименту була наступною. При проведенні досліджень сипкий матеріал подається з бункера у завантажувальну магістраль і при обертанні робочого органу транспортується до перевантажувального патрубку експериментальної установки та за допомогою вивантажувальної магістралі, яка складається із шарнірно-секційного робочого органу, до зони вивантаження.

Загальний вигляд експериментальної установки та обладнання для регулювання кінематичних параметрів технологічного процесу і отримання результатів зображено на рис.3.7.



Рис.3.7. Загальний вигляд експериментальної установки та обладнання для регулювання частоти обертання ротора електродвигуна і отримання результатів

Для пуску двигуна і регулювання частоти його обертання використовували перетворювач частоти Altivar 71 та програмне забезпечення PowerSuite v.2.5.0.

Після завершення процесу транспортування матеріалу у вікні програми Power Suite на дисплеї комп'ютера отримували дані про зміну крутного моменту, потужності двигуна в часі.

Результати отримували у форматі графічних залежностей у вікні програми дисплея комп'ютера рис.3.8.

Для аналізу отриманих результатів було побудовано графічні залежності крутного моменту T та потужності двигуна N від частоти обертання робочого органу n , при різних величинах висоти піднімання сипкого матеріалу h та радіусу кривини технологічної магістралі R_k . Для побудови графічних залежностей використовувались пікові (максимальні) значення отриманих в результаті досліджень даних.

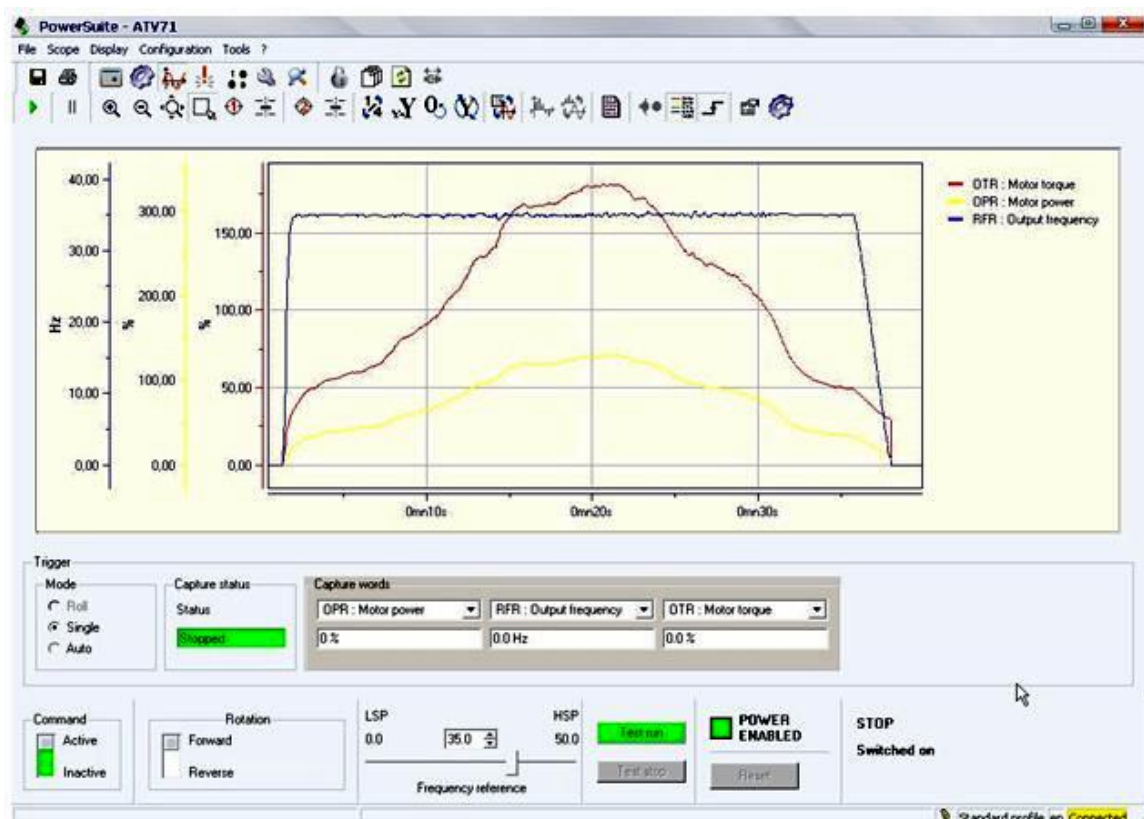


Рис.3.8. Вікно програми з отриманими результатами

Величина крутного моменту і потужності двигуна фіксувались у відсотках від номінальних. Потужність двигуна визначалась із добутку номінальної потужності двигуна (2,2 кВт) на максимальне відсоткове значення для вибраного режиму. Аналогічно для крутного моменту. Для визначення номінального крутного моменту використовувалась відома формула:

$$M_n = \frac{9554 \cdot P_n}{n} (\hat{H}),$$

де P_n – номінальна потужність двигуна (кВт);

n – частота обертання (об/хв).

Для нашого випадку: $M_n=14,39\text{Нм}$.

Перевищення номінальної потужності та крутного моменту пояснюється тим, що перетворювач частоти може короткочасно перевищувати свій номінальний струм до 170%. Якщо перетворювач вибрано із запасом, то 170% перетворювача можуть становити 210% перевантаження двигуна.

Потрібно також відмітити, що крутний момент перетворювачем розраховується за математичною моделлю і похибка може сягати 20% (або 5% в режимі зі зворотнім зв'язком з енкодера).

3.4. Методика та результати експериментальних досліджень шарнірно-секційного робочого органу з визначення їх енергосилових параметрів

Процес проведення експериментальних досліджень на дослідному стенді з обладнанням для фіксування енергосилових параметрів наведено в підрозділі 3.3. Результати досліджень висвітлювались у вікні дисплея комп'ютера.

Далі за піковими значеннями отримані результати фіксувались в таблицях. Досліди проводились для семи швидкостей обертання робочого органу, а саме: $n = 300; 350; 400; 450; 500; 550$ і 600 об/хв. Для зміни

швидкості обертання робочого органу через перетворювач частоти змінювали частоту напруги, яка подавалась на двигун.

Експериментальні дослідження проводились при довжині магістралі транспортування матеріалу 3,5 м, а в якості сипкого матеріалу використовували зерно ячменю і технічну сіль.

За результатами отриманих досліджень побудовані графічні залежності зміни величини крутного моменту T та потужності N від частоти обертання привідного валу робочого органу n при повному заповненні технологічної магістралі сипким матеріалом (рис. 3.9).

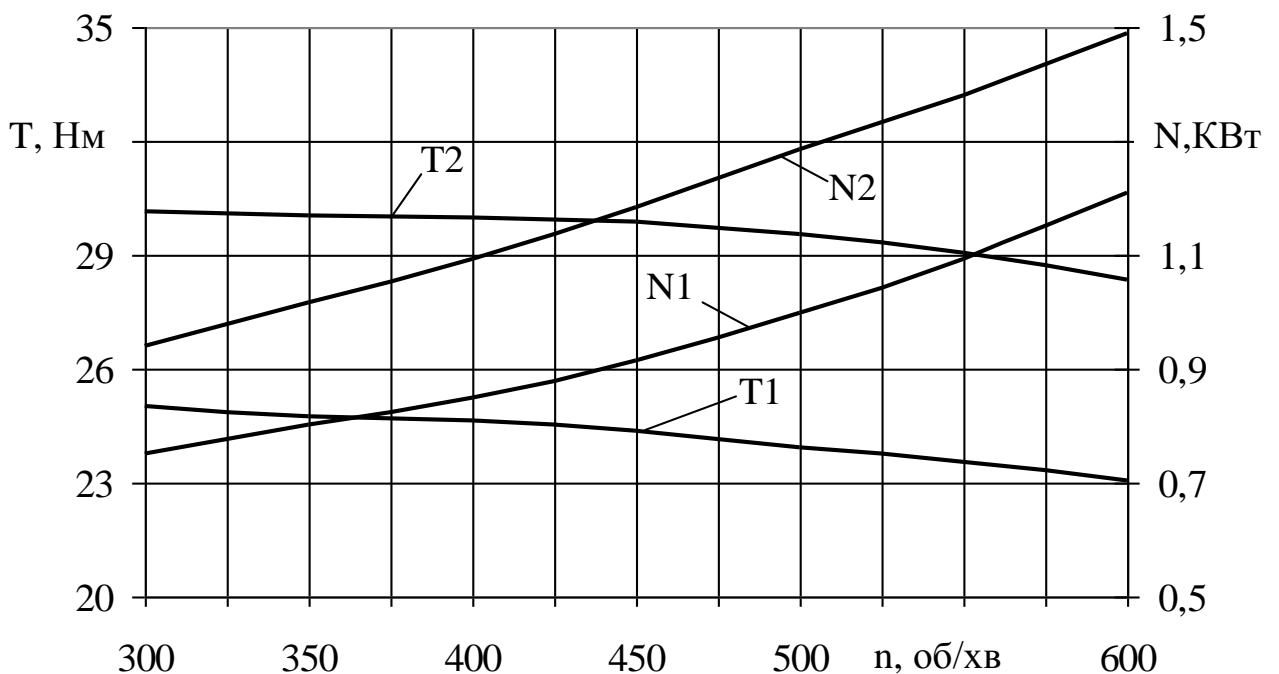


Рис.3.9. Графічні залежності зміни крутного моменту T та потужності N від частоти обертання робочого органу n

1 – ячмінь; 2- технічна сіль;

Аналіз графічних залежностей показує, що при збільшенні частоти обертання n робочого органу від 300 до 600 об/хв крутий момент T спадає, причому для зерна ячменю ΔT становить 7,4%, а для технічної солі – $\Delta T = 5\%$.

Щодо потужності N , то залежності мають досить чітко виражений лінійний характер зростання N при збільшенні частоти обертання робочого органу. Так для зерна ячменю – $\Delta N = 54\%$, для технічної солі – $\Delta N = 59\%$.

Також проводились експериментальні дослідження з визначення впливу висоти піднімання матеріалу h та радіусу кривини технологічної магістралі R_k на величину крутного моменту T та потужність N на привод конвеєра при транспортуванні технічної солі, пшениці та гороху.

Оскільки в попередніх дослідженнях детально вивчено вплив частоти обертання робочого органу на величину крутного моменту, то при постановці експерименту частота обертання робочого органу не змінювалась, а її значення становило 450 об/хв.

За результатами експериментальних досліджень побудовано графічні залежності величини крутних моментів на приводі шарнірно-секційних гвинтових робочих органів від висоти h переміщення матеріалу (рис.3.10) та від радіуса кривини R_k технологічної магістралі (рис.3.11).

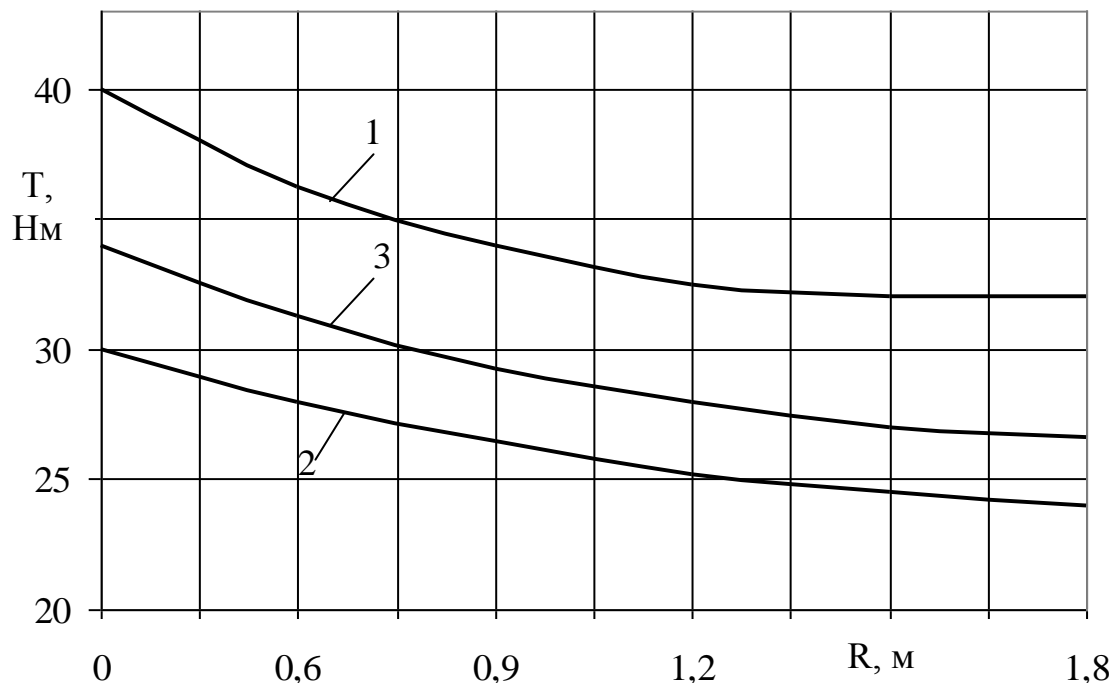


Рис. 3.10. Залежність зміни крутного моменту T на робочому органі від радіуса кривизни технологічної магістралі R_k при $n=450$ б/хв.

1 – технічна сіль; 2- пшениця; 3 – горох

Аналіз графічних залежностей (рис. 3.10) показує, що при збільшенні радіуса кривизни технологічної магістралі R_k від 0,6 до 1,8 м крутний момент T спадає, причому для зерна пшениці ΔT становить 14%, для гороху 13%, а для технічної солі – $\Delta T = 10\%$.

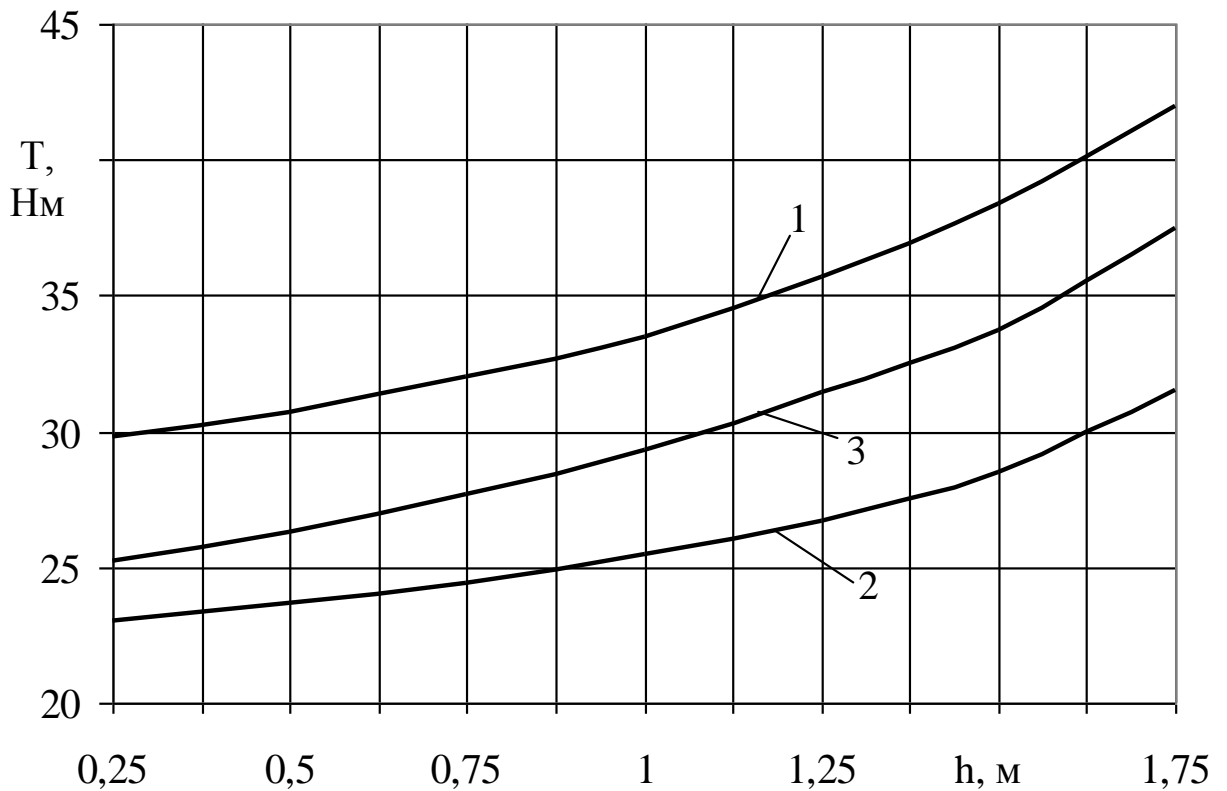


Рис. 3.11. Залежність зміни крутного моменту T на робочому органі від висоти переміщення матеріалу h при $n=450$ б/хв.

1 – технічна сіль; 2- пшениця; 3 - горох

При аналізі графічних залежностей (рис. 3.10) встановлено, що при збільшенні висоти переміщення матеріалу h від 0,25 до 1,75 м крутний момент T зростає, причому для зерна пшениці ΔT становить 25%, для гороху 30%, а для технічної солі – $\Delta T = 29\%$.

3.5. Методика та результати експериментальних досліджень з визначення продуктивності гнучкого гвинтового конвеєра

Експериментальні дослідження проводились на установці, яка описана в розділі 3.3.

Параметри робочого органу були наступними: внутрішній діаметр кожуха – 100 мм; зовнішній діаметр спіралі шнека – 96 мм; внутрішній діаметр спіралі шнека – 46 мм; крок спіралі – 65 мм.

Для дослідження продуктивності розробленого робочого органу застосовувались наступні матеріали сільськогосподарського виробництва з відповідною об'ємною масою: пшениця - ячменю – 710 кг/м^3 ; пшениця - 720 кг/м^3 ; технічна сіль - 2150 кг/м^3 .

Методика проведення експериментальних досліджень при визначенні продуктивності робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра була наступною. Попередньо у бункер установки засипали відповідний матеріал і при встановленому стабільному процесі транспортування (заповнення

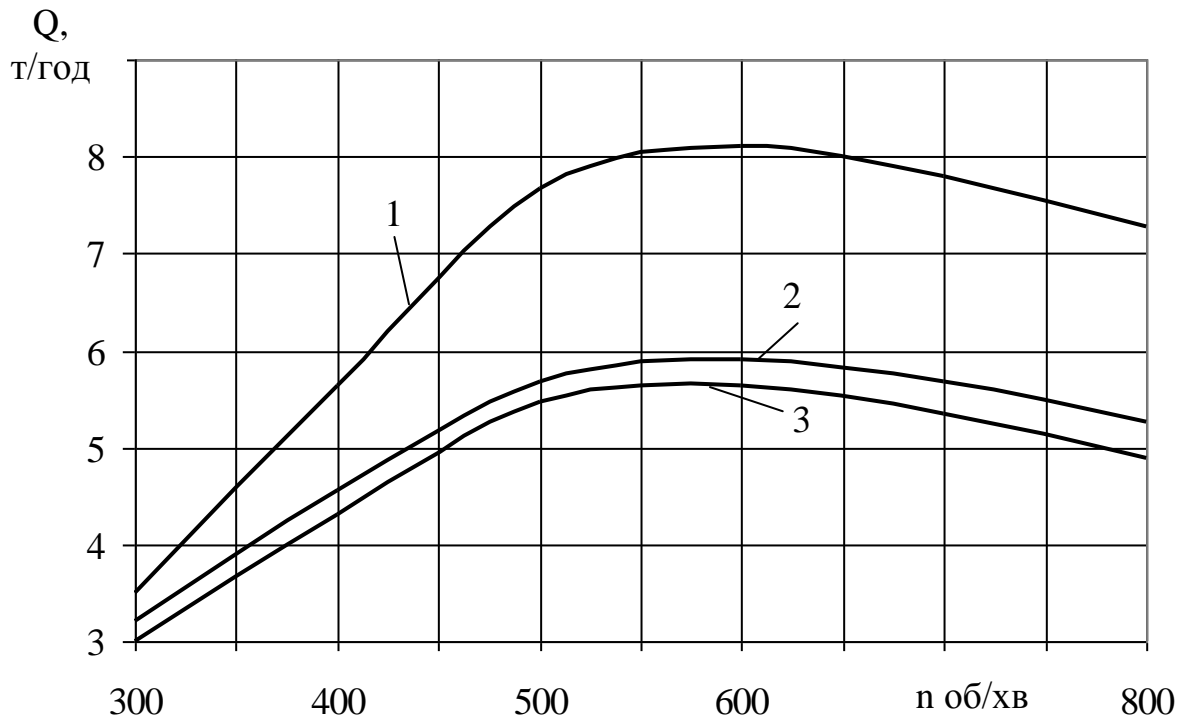


Рис.3.12. Графічні залежності зміни маси транспортованого матеріалу на одиницю часу від частоти обертання робочого органу

1- технічна сіль; 2 – пшениця; 3 - ячмінь

перевантажувального патрубку та магістралей матеріалом по всій довжині) проводився забір матеріалу в мірну тару з фіксуванням часу її заповнення.

Далі відібраний матеріал зважували на електронній вазі та вимірювали об'єм за допомогою мірної ємності. Дослідження проводились з п'ятикратною повторюваністю. За результатами досліджень побудовано графічні залежності зміни продуктивності (за об'ємом та масою) робочого органу від частоти його обертання які, представлені на рис. 3.12 і 3.13.

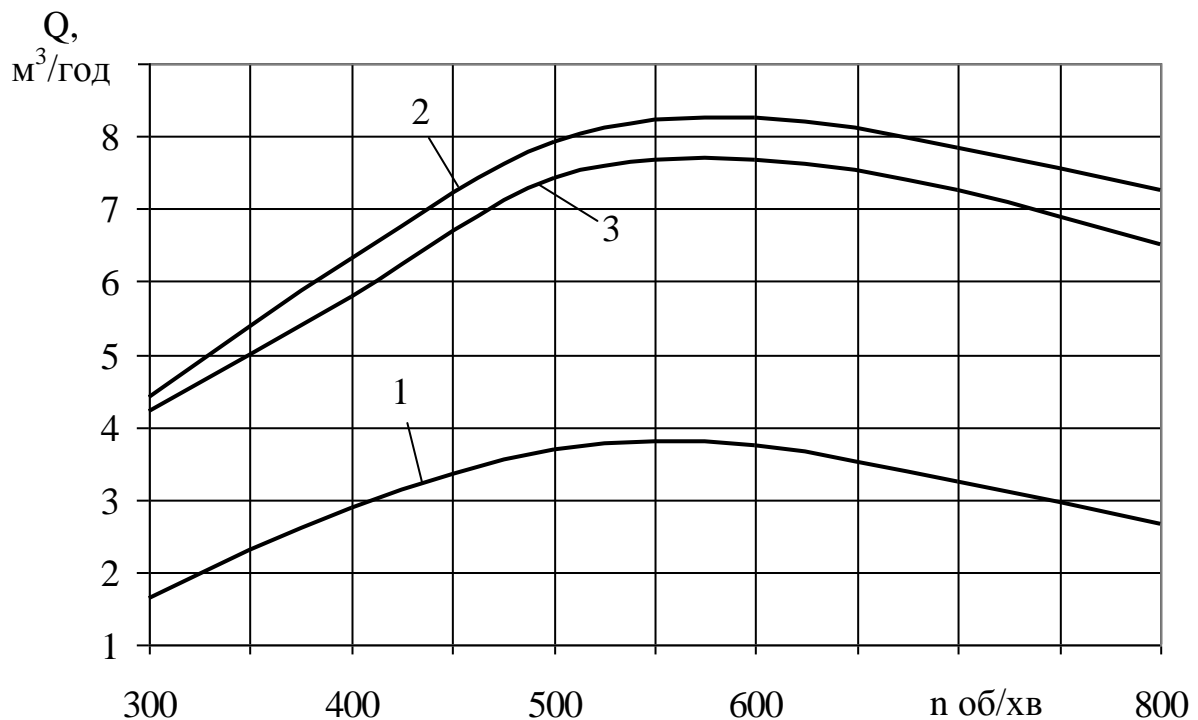


Рис.3.13. Графічні залежності зміни об'єму транспортованого матеріалу на одиницю часу від частоти обертання робочого органу
1- технічна сіль; 2 – пшениця; 3 - ячмінь

Аналізуючи дані залежності можна констатувати, що максимальна продуктивність конвеєра при транспортуванні матеріалів з більшою об'ємною масою (технічна сіль) знаходиться в межах $n = 570...620$ об/хв, $Q = 8100...8200$ кг/год. Подальше підвищення частоти обертання робочого органу призводить до падіння продуктивності конвеєра, що пояснюється меншим об'ємом забору матеріалу, який при більшій об'ємній масі має більшу

інерційність і частково спрямовується зворотно. Для більш легких матеріалів (ячмінь, пшениця) в даному діапазоні зміни n спостерігається зменшення продуктивності до $Q = 5600...5800$ кг/год, а їх характер наближений до лінійних залежностей.

3.6. Методика проведення та результати експериментальних досліджень з визначення деформаційних характеристик шарнірно-секційного робочого органу

Статичні експериментальні дослідження шарнірно-секційного робочого органу проводились з метою визначення крутного моменту і відносними кутовими переміщеннями торцевих поверхонь, спричинені ним, а також встановлення адекватності теоретичних і експериментальних досліджень.

Дослідження проводились за наступною методикою. Для проведення експериментів секцію шарнірно-секційного робочого органу встановлювали в захватах дослідної машини КМ–50–1. Навантаження на секцію здійснювали за допомогою обертання нижнього захвату електродвигуном через систему передач. Значення крутного моменту визначали за коловою шкалою, при цьому, фіксували відносне зміщення торцевих поверхонь робочого органу за допомогою кутової шкали. Також машина оснащена записуючим пристроєм, за допомогою якого викреслюється крива залежності моменту від кута повороту нижнього захвату.

Було виготовлено три варіанти експериментальних зразків: дві одинарних гвинтових секції відповідно з двома та чотирма повздовжніми прутками, а також частина робочого органу, виконаного із двох секцій. Фотографії вищенаведених експериментальних зразків відповідно зображено на рис. 3.14 а,б,в.

Виготовлені секції гвинтового робочого органу мали наступні конструктивні параметри: зовнішній діаметр спіралі $D = 96$ мм; ширина

спіралі $B = 25$ мм; товщина спіралі $t = 4$ мм; довжина секції $L = 130$ мм; діаметр поздовжнього прутка $d = 5$ мм.



а)



б)



в)

Рис. 3.14. Загальний вигляд зразків секцій гвинтових робочих органів:

- а) гвинтова секція з двома поздовжніми прутками;
- б) гвинтова секція з чотирма поздовжніми прутками;
- в) дві секції, сполучені між собою шарнірним пружним елементом

Загальний вигляд машини на кручення КМ-50-1 з дослідними зразками секцій робочих органів зображено на рис. 3.15.

В процесі дослідження відбувалось дискретне навантаження гвинтової секції де одночасно фіксувалась величина крутного моменту та відповідний кут закручування торцевих поверхонь секцій. Експериментальні дослідження

проводились до тих пір доки на елементах секцій не виникали залишкові деформації.

Дослідження для різних варіантів виконання секцій та їх з'єднань проводились у трикратній повторюваності.



Рис. 3.15. Загальний вигляд машини на кручення КМ–50–1 з дослідними зразками секцій робочих органів

За результатами експериментальних досліджень побудовані графічні залежності крутного моменту на секції та сполучених секцій від кута закручування торцевих елементів, які зображені на рис. 3.16.

З їх аналізу можна встановити, що для окремих секцій без шарнірного зв'язку (графіки 1,2) функціональна залежність $T = f(\varphi)$ має чітко виражений лінійний характер. Причому для вищенаведених конструктивних параметрів

гвинтових секцій подальше зростання величини крутного моменту призводило до появи залишкових деформацій, що недопустимо.

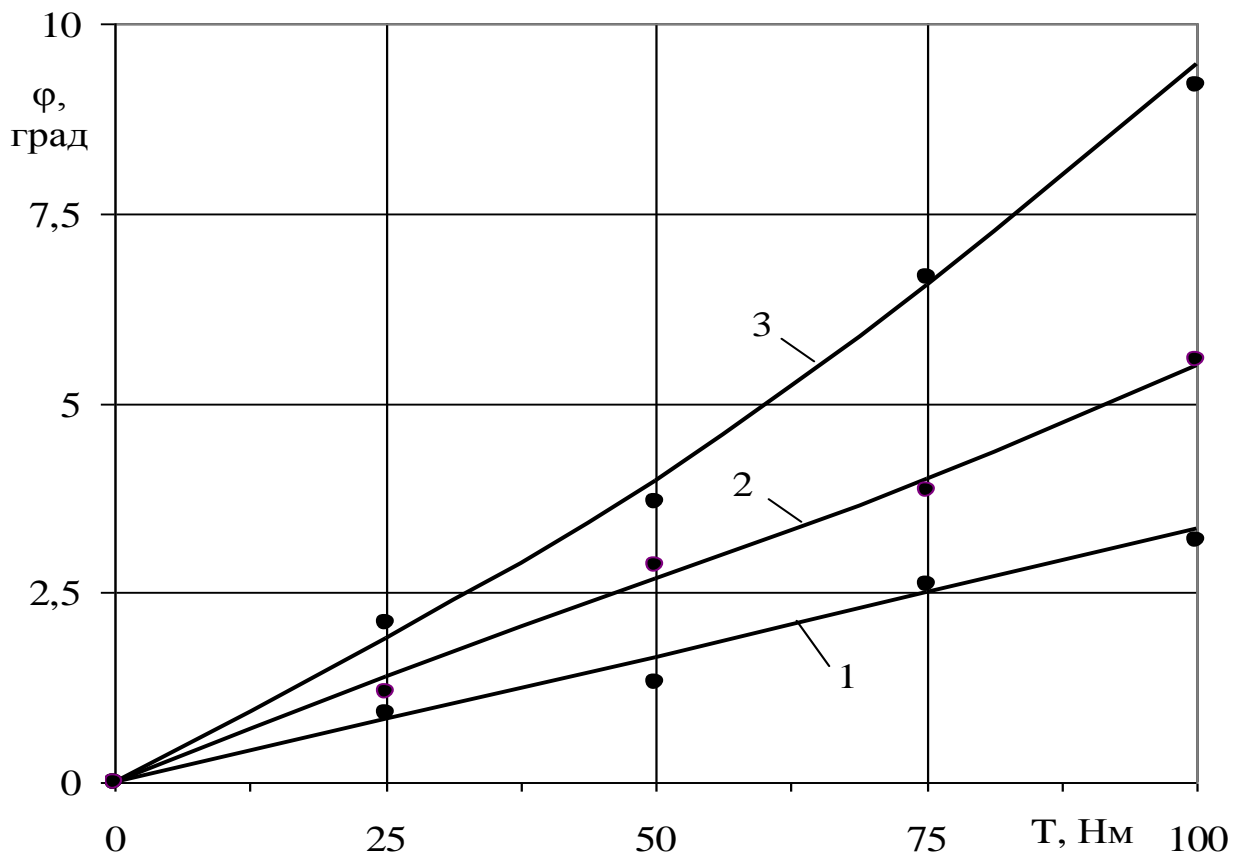


Рис. 3.16. Графічні залежності зміни крутного моменту T на секції від кута закручування φ торцевих поверхонь:

- 1 – гвинтова секція з чотирма поздовжніми прутками;
- 2 – гвинтова секція з двома поздовжніми прутками;
- 3 – дві секції з двома поздовжніми прутками, сполучені між собою пружним елементом.

Криволінійний характер $T = f(\varphi)$ в межах до 40...60 Нм для двох секцій, сполучених між собою, пояснюється тим, що поява додаткових шарнірних ланок спричиняє більш інтенсивне зростання кута φ при збільшенні T внаслідок неточності виготовлення та виникнення локальних зазорів. При подальшому зростанні величини $T > 60$ Нм крива $T = f(\varphi)$ переходить в чітко виражену лінійну залежність.

Також встановлено, що для складених секцій зростання крутного моменту понад 100 Нм призводить до появи залишкових деформацій на секційних елементах.

3.7. Висновки

1. Розроблена конструкція шарнірно-секційного робочого органу і стендового обладнання з використанням перетворювача частоти Altivar 71 та програмного забезпечення Power Suite v.2.5.0 дозволили провести комплекс експериментальних досліджень із визначення продуктивності конвеєра, енерговитрат при транспортуванні різних матеріалів з різними режимами його роботи та деформаційних характеристик секцій робочого органу.

2. За результатами проведених експериментальних досліджень шарнірно-секційного робочого органу з визначення їх енергосилових параметрів встановлено, що при збільшенні частоти обертання n робочого органу від 300 до 600 об/хв крутний момент T спадає, причому для зерна ячменю ΔT становить 7,4%, а для технічної солі – $\Delta T = 5\%$.

3. Щодо потужності, то з урахуванням частоти обертання робочого органу графічні залежності мають досить чітко виражений лінійний характер зростання величини потужності при збільшенні частоти обертання робочого органу. Так для зерна ячменю – $\Delta N = 54\%$, для технічної солі – $\Delta N = 59\%$.

4. За результатами проведених експериментальних досліджень шарнірно-секційного робочого органу з визначення впливу радіуса кривизни технологічної магістралі на крутний момент показує, що при збільшенні радіуса кривизни технологічної магістралі R_k від 0,6 до 1,8 м крутний момент T спадає, причому для зерна пшениці ΔT становить 14%, для гороху 13%, а для технічної солі – $\Delta T = 10\%$.

Також встановлено, що при збільшенні висоти переміщення матеріалу h від 0,25 до 1,75 м крутний момент T зростає, причому для зерна пшениці ΔT становить 25%, для гороху 30%, а для технічної солі – $\Delta T = 29\%$.

5. При визначенні продуктивності розробленого шарнірно-секційного робочого органу встановлено, що максимальна продуктивність конвеєра при транспортуванні матеріалів з більшою об'ємною масою (технічна сіль) знаходиться в межах $n = 570 \dots 620$ об/хв, $Q = 8100 \dots 8200$ кг/год. Для більш легких матеріалів (ячмінь, пшениця) в даному діапазоні зміни n спостерігається зменшення продуктивності до $Q = 5600 \dots 5800$ кг/год, а їх характер наближений до лінійних залежностей.

6. Залежність крутного моменту від кута закручування ($T=f(\varphi)$) окремих секцій має чітко виражений лінійний характер. Криволінійний характер $T=f(\varphi)$ в межах до $40 \dots 60$ Нм для двох складених секцій пояснюється виникненням локальних зазорів. При подальшому зростанні величини $T > 60$ Нм крива має лінійну залежність. Встановлено, що зростання крутного моменту понад 100 Нм призводить до появи залишкових деформацій на секційних елементах. При визначенні максимального крутного моменту для кулькових шарнірних з'єднань похибка між результатами експериментальних і теоретичних значень склала $12,75\%$.

РОЗДІЛ IV

**ГРАФОАНАЛІТИЧНІ РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ
ДОСЛІДЖЕНЬ ГНУЧКОГО ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА З
ШАРНІРНО-СЕКЦІЙНИМ РОБОЧИМ ОРГАНОМ**

4.1. Програма і методика проведення експериментальних досліджень гнучкого гвинтового конвеєра з шарнірно-секційним робочим органом

Для визначення впливу конструктивних параметрів шарнірно-секційного робочого органу (незалежних факторів x_i) на продуктивність гвинтового конвеєра та визначення величини максимального обертального моменту експериментальні дослідження проводились на виготовленій дослідній установці, загальний вигляд якої зображено на рис.3.6.

Програма експериментальних досліджень передбачала наступні етапи:

- проведення досліджень зміни крутного моменту шарнірно-секційного робочого органу при транспортуванні сипких матеріалів та оцінка впливу частоти обертання шнека, висоти піднімання сипкого матеріалу і радіуса згину гнучкого гвинтового шарнірно-секційного робочого органа на величину крутного моменту транспортування;

- проведення досліджень продуктивності гнучкого гвинтового конвеєра з шарнірно-секційним робочим органом та оцінка впливу частоти обертання шнека, коефіцієнта заповнення магістралі і діаметра кожуха на продуктивність шнекового транспортера.

Методика експериментальних досліджень передбачала проведення різноманітних досліджень за використання відповідного експериментального устаткування [25; 129]. Наприклад для визначення продуктивності гвинтового конвеєра в залежності від зміни конструктивних параметрів проводились заміри маси транспортованого матеріалу за певний час за допомогою електронних ваг з точністю вимірювання ± 10 мг, де в якості

транспортованого матеріалу використовувались технічна сіль і ячмінь.

Загальноживані методики та відомі методи статистичного оброблення з використанням загальновідомих методик кореляційного та регресійного аналізу експериментальних даних проводилося оброблення отриманих даних експериментальних масивів для отримання у кінцевому результаті емпіричних рівнянь регресії [3; 37; 41]. Для отримання регресійних моделей параметрів оптимізації, вибирали відповідний план повнофакторного експерименту, реалізацію якого проводили у певній послідовності (додаток Г).

Оскільки, під час проведення експериментів змінні незалежні фактори неоднорідні та мають різні одиниці вимірювання, а числа, що виражають значення цих факторів – різні порядки, то їх приводили до єдиної системи обрахунків шляхом переходу від дійсних значень до кодованих. Після кодування вхідних факторів складались план-матриці повнофакторного експерименту (ПФЕЗ³) (таблиця 4.1.). Отримані результати розрахунків зводили у таблиці результатів експериментальних досліджень. Оброблення отриманих результатів експериментів проводили за допомогою загальновідомі методики та аналізу проведених експериментальних досліджень [3].

При цьому функцію відгуку (параметр оптимізації) приймали у вигляді апроксимуючої математичної моделі повного квадратного полінома [37], який описує реальний експериментальний процес:

$$Y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2, \quad (4.1)$$

де Y - 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.

Коефіцієнти апроксимуючого полінома, представленого у вигляді повного квадратичного рівняння, за умови ортогональності та симетрії,

визначали за відповідними загальними формулами [37]:

Таблиця 4.1 - Умовна план-матриця експерименту типу ПФЕ 3^3

№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів				Параметр оптимізації, Y			Середні значен- ня, Y
									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	$Y_{\text{ср.}}$
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	Y_{21}	Y_{22}	Y_{23}	Y_{2c}
3	+1	0	-1	-1	0	0	+1	0	Y_{31}	Y_{32}	Y_{33}	Y_{3c}
...
25	+1	-1	0	0	0	0	0	0	Y_{251}	Y_{252}	Y_{253}	Y_{25c}
26	+1	+1	0	0	0	0	0	0	Y_{261}	Y_{262}	Y_{263}	Y_{26c}
27	+1	0	0	0	0	0	0	0	Y_{271}	Y_{272}	Y_{273}	Y_{27c}

Перевірку відтворюваності одержаних значень експериментального масиву при ідентичному числі повторюваності для кожного дослідів проводили за критерієм Кохрена [126]

$$G = \frac{D_{Y \max}}{\sum_{U=1}^N D_{YU}}, \quad (4.2)$$

де G – розрахункове значення критерію Кохрена;

$D_{Y \max}$ – числове значення максимальної дисперсії в u -й точці;

N – число дослідів у плані;

D_{YU} – дисперсія, що характеризує розсіювання результатів проведених досліджень u -го експерименту.

Дисперсію відтворюваності експериментів визначали за формулою [126]

$$D_{YU} = \frac{1}{m-1} \sum_{U=1}^N (y_{Uj} - \bar{Y}_U)^2, \quad (4.3)$$

$$\bar{Y}_U = \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m Y_{Uj}, \quad (4.4)$$

де $m-1$ – число ступеня вільності;

Y_{Uj} – числове значення j -го відгуку u -го експерименту;

\bar{Y}_U – середньоарифметичне значення відгуку u -го експерименту;

m – число повторності кожного u -го експерименту.

Знайдені розрахункові значення критерію Кохрена порівнювали з табличним G_T [126]. Якщо умова $G \leq G_T(0,05; N; m-1)$ виконувалася, то дисперсії вважались однорідними, а це означає, що процес відтворюється.

Якщо гіпотеза про однорідність дисперсії приймалася, визначали дисперсію відтворюваності (середня дисперсія математичних очікувань) усього експерименту за формулою

$$D_{\bar{Y}_U} = \frac{1}{n} \sum_{U=1}^N D_{YU}, \quad (4.5)$$

де $n = mN$ – загальне число вимірів в плані.

Коефіцієнти апроксимуючого полінома при умові ортогональності й симетрії визначали за формулою

- вільний член b_0 і коефіцієнти b_i i -го фактора емпіричного рівняння регресії

$$b_0 = \frac{\sum_{u=1}^n x_{iu} \bar{y}_u}{n}; \quad b_i = \frac{\sum_{u=1}^n x_{iu} \bar{y}_u}{\sum_{u=1}^n x_{iu}^2}; \quad (4.6)$$

- коефіцієнти взаємодії b_{ij} і b_{ijk}

$$b_{ij} = \frac{\sum_{u=1}^n x_{iu} x_{ju} \bar{y}_u}{n}; \quad b_{ijk} = \frac{\sum_{u=1}^n x_{iu} x_{ju} x_{ku} \bar{y}_u}{n}, \quad (4.7)$$

де x_{iu} – значення кодової змінної u у відповідному стовпці плану

експерименту;

\bar{y}_u – середній результат u -го експерименту;

u – порядковий номер експерименту;

i – номер змінного фактора;

j, k – номер змінного фактора, відмінного від i -го.

Статистичну значимість коефіцієнтів рівняння регресії b_i проводили за t -критерієм Ст'юдента та визначали у такій послідовності [37]:

- визначали дисперсію похибок дослідів у рядках плану ПФЕ:

$$S_u^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n (y_{ui} - \bar{y}_u)^2, \quad (4.8)$$

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

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

- визначали дисперсію відтворення дослідів:

$$S_y^2 = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N S_u^2, \quad (4.9)$$

- визначали похибку відтворення:

$$S_y = \sqrt{S_y^2}, \quad (4.10)$$

- визначали умову значимості коефіцієнтів b_i рівняння регресії:

$$b_{i(jk)} > \frac{t_T S_y}{\sqrt{Nn}}, \quad (4.11)$$

де t_T - табличне значення коефіцієнта Ст'юдента, яке вибирається з таблиці залежно від ступеня відповідності f та рівня значимості α [3].

Ступінь відповідності дорівнює:

$$f = (n-1)N. \quad (4.12)$$

Якщо умова значимості (6.6) не виконується, то такий коефіцієнт b_i рівняння регресії приймали рівним нулю, а відповідний член x_i рівняння регресії виключали.

Перевірку адекватності вибраної математичної моделі експериментальним даним, тобто відповідність математичної моделі реальному процесу, здійснювали за F -критерієм Фішера наступним чином [37]:

- визначали дисперсію адекватності:

$$S_{ag}^2 = \frac{n}{N - g'} \sum_{u=1}^N (\bar{y}_u - \tilde{y}_u)^2, \quad (4.13)$$

де $N - g'$ - число ступені 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 :

$$F_p = \frac{S_{ag}^2}{S_y^2}, \quad (4.14)$$

де S_y^2 - дисперсія відтворення дослідів;

- визначали табличне значення критерію Фішера F_T за заданим рівнем значимості α і двома степенями відповідності [37]: $f_{ag} = N - g$ та $f_y = N(n - 1)$.

Умову адекватності вибраної математичної моделі перевіряли згідно нерівності:

$$F_p < F_T. \quad (4.15)$$

Отримане значення F_p порівнювали з табличним F_T . Якщо умова $F_p < F_T(0,05, f_{ag}, f_y)$ виконувалась, тобто розрахункове значення F_p -критерію Фішера менше табличного F_T при 5% - му рівні значущості, числі ступені вільності дисперсії адекватності $f_{ag} = N - g$ та числі ступені вільності дисперсії відтворюваності $f_y = N(n - 1)$, то рівняння регресії ПФЕ адекватне експериментальним даним.

За результатами розрахунків, які проводили за допомогою пакету прикладних статистичних програм оброблення та аналізу результатів експериментальних досліджень для ПК, будували залежності поверхонь відгуку параметра оптимізації та двомірний переріз поверхонь відгуку для наочного зображення результатів проведених експериментальних досліджень.

Для побудови та аналізу одержаних залежностей використовували пакет статистичної програми для ПК «Statistica 6.0». Аналіз випадковості процесу оцінювали за стандартними методиками, при цьому визначали математичну дисперсію випадкової величини D [3, 110].

Залежність параметру оптимізації від зміни одного вхідного фактору, за постійного значення інших факторів, будували за допомогою пакета прикладної програми «Math Cad 6.0».

Апроксимацію отриманої експериментальної ломаної лінії, яка побудована за результатами проведених досліджень, проводили за відомими стандартними методиками, при цьому величину відхилення («неузгодженості») визначали за способом найменших квадратів, яка описується залежністю [3]:

$$\Theta = \sum_{i=1}^N \varepsilon^2 = \sum_{i=1}^N (m_{i_e} - m_{i_m})^2, \quad (4.16)$$

де $\Theta = \varepsilon^2$ - величина «неузгодженості»; m_{i_e} , m_{i_m} - відповідно теоретичне, визначене за емпіричною формулою та експериментальне значення i -го досліджу.

4.1.1. Методика проведення експериментальних досліджень крутного моменту гнучкого гвинтового конвєєра з шарнірно-секційним робочим органом при транспортуванні сипких матеріалів

Для визначення впливу параметрів транспортування сипучого

середовища та конструктивних параметрів конвеєра на крутний момент (параметр оптимізації T) проведено повнофакторний експеримент ПФЕ - 3^3 , тобто визначення залежності крутний момент від зміни трьох основних факторів: частоти обертання шнека n , об/хв, висоти піднімання сипкого матеріалу h , м та радіуса згину гнучкого гвинтового шарнірно-секційного робочого органа R_k , м, тобто $T=f(n, h, R_k)$.

Оскільки, під час проведення експериментів змінні незалежні фактори неоднорідні та мають різні одиниці вимірювання, а числа, що виражають значення цих факторів – різні порядки, то їх приводили до єдиної системи обрахунків шляхом переходу від дійсних значень до кодованих, що представлено в таблиці 4.2.

Дослідження крутного моменту на привідній зірочці дали змогу визначити залежність потужності від багатьох чинників, що характеризують процес, а саме:

- частота обертання шнека, n , об/хв, який кодували індексом x_1 ;
- висота піднімання сипкого матеріалу h , м, який кодували індексом x_2 ;
- радіус згину гнучкого гвинтового шарнірно-секційного робочого органа R_k , м, який кодували індексом x_3 ;

Таблиця 4.2 - Результати кодування факторів та рівні їх варіювання при дослідженні крутного моменту

Фактори	Позначення		Інтерв. варіюв.	Рівні варіювання, натур./кодовані		
	Код.	Натур.				
Частота обертання шнека, n , об/хв	X_1	x_1	250	300/-1	550/0	800/+1
Висота піднімання сипкого матеріалу h , м	X_2	x_2	1,0	1/-1	2/0	3/+1
Радіус згину гнучкого гвинтового шарнірно-секційного робочого органа R_k , м	X_3	x_3	0,6	0,3/-1	0,9/0	1,5/+1

4.1.2. Методика проведення експериментальних досліджень продуктивності гнучкого гвинтового конвеєра з шарнірно-секційним робочим органом

Для визначення впливу параметрів транспортування сипучого середовища та конструктивних параметрів конвеєра на продуктивність (параметр оптимізації Q) проведено повнофакторний експеримент ПФЕ - 3^3 , тобто визначення залежності продуктивності від зміни трьох основних факторів: частоти обертання шнека, n , об/хв, коефіцієнта заповнення магістралі, ψ та діаметр кожуха D_k , м, тобто $Q=f(n, \psi, D_k)$.

Оскільки, під час проведення експериментів змінні незалежні фактори неоднорідні та мають різні одиниці вимірювання, а числа, що виражають значення цих факторів – різні порядки, то їх приводили до єдиної системи обрахунків шляхом переходу від дійсних значень до кодованих, що представлено в таблиці 4.3.

Дослідження продуктивності транспортування дали змогу визначити залежність потужності від багатьох чинників, що характеризують процес, а саме: частота обертання шнека, n , об/хв, коефіцієнт заповнення магістралі ψ , внутрішній діаметр кожуха магістралі D_k , м.

Таблиця 4.3 - Результати кодування факторів та рівні їх варіювання при дослідженні продуктивності транспортування

Фактори	Позначення		Інтерв. варіюв.	Рівні варіювання, натур./кодовані		
	Код.	Натур.				
Частота обертання шнека, n , об/хв	X_1	x_1	250	300/-1	550/0	800/+1
коефіцієнт заповнення магістралі, ψ	X_2	x_2	0,1	0,3/-1	0,4/0	0,5/+1
діаметр кожуха магістралі, D_k , м	X_3	x_3	0,02	0,06/-1	0,08/0	0,1/+1

4.2. Результати експериментальних досліджень гнучкого гвинтового конвеєра з шарнірно-секційним робочим органом

4.2.1. Графоаналітичні результати експериментальних досліджень крутного моменту гнучкого гвинтового конвеєра з шарнірно-секційним робочим органом

Дослідження із визначення крутного моменту робочого органу конвеєра проводились при транспортуванні матеріалів з відповідною об'ємною масою: ячмінь – 710 кг/м³; технічна сіль – 2150 кг/м³, що дозволило побудувати аналітичні регресійні рівняння.

Для визначення впливу параметрів транспортування сипкого середовища та конструктивних параметрів конвеєра для його переміщення (незалежних факторів x_i) на крутний момент (параметр оптимізації T) проведено повнофакторні експерименти, тобто визначення залежності крутного моменту від зміни трьох основних факторів: частоти обертання шнека n , об/хв, висоти піднімання сипкого матеріалу h , м та радіуса згину гнучкого гвинтового шарнірно-секційного робочого органа R_k , м, тобто $T=f(n, h, R_k)$.

Після кодування факторів склали план-матрицю відповідного багатofакторного експерименту типу ПФЕ 3³ для загального числа дослідів $N = 3^3$, які відповідно наведено у табл. 4.4 і табл. 4.5.

З метою достовірної оцінки якості роботи гнучкого гвинтового конвеєра під час проведення лабораторних досліджень, необхідну кількість вимірів показників, що контролюються (повторність дослідів) визначали за методикою, яка викладена в [106], при цьому досліди провели в трикратній повторності.

При реалізації складених план-матриць, для усунення впливу на отримані результати величини продуктивності неконтрольованих і нерегульованих факторів, провели рандомізацію план-матриці методом

випадкового балансу, який було реалізовано способом витягання порядкових номерів дослідів з урни [105].

Рандомізовані план-матриці багатофакторного експерименту типу ПФЕ 3^3 наведені у табл. 4.4 при транспортуванні ячменю і у табл. 4.5 при транспортуванні технічної солі.

Частоту обертання робочого органу змінювали за допомогою перетворювача частоти Altivar 71, висоти піднімання сипкого матеріалу - шляхом зміни кута нахилу магістралі, радіуса згину гнучкого гвинтового шарнірно-секційного робочого органу - шляхом зміни кривизни технологічної магістралі.

Таблиця 4.4 - Рандомізована план-матриця експерименту типу ПФЕ 3^3 при транспортуванні ячменю

№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів				Параметр оптимізації, <i>T, Нм</i>			Середні знач-ня <i>T_c, Нм</i>
									Повторюваність			
	<i>x₀</i>	<i>x₁</i>	<i>x₂</i>	<i>x₃</i>	<i>x₁ x₂</i>	<i>x₁ x₃</i>	<i>x₂ x₃</i>	<i>x₁x₂ x₃</i>	1	2	3	<i>T_c, Нм</i>
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	22,81	22,86	22,88	22,88
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	25,91	25,85	25,86	25,87
3	+1	0	-1	-1	0	0	+1	0	24,46	24,35	24,42	23,41
4	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	30,09	30,12	30,18	30,13
5	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	33,11	33,15	33,22	33,16
6	+1	0	+1	-1	0	0	-1	0	31,71	31,7	31,68	31,69
7	+1	-1	0	-1	0	+1	0	0	26,51	26,46	26,47	26,48
8	+1	+1	0	-1	0	-1	0	0	29,44	29,57	29,52	29,51
9	+1	0	0	-1	0	0	0	0	28,02	28,14	28,11	28,08
10	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	33,29	33,26	33,2	33,25
11	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	36,22	36,31	36,28	36,27
12	+1	0	-1	+1	0	0	-1	0	34,88	34,82	34,73	34,81
13	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	40,61	40,56	40,42	40,53
14	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	43,73	43,66	43,53	43,64
15	+1	0	+1	+1	0	0	+1	0	42,19	42,15	42,29	42,21

Продовження таблиці 4.4

16	+1	-1	0	+1	0	-1	0	0	34,62	34,82	34,79	34,71
17	+1	+1	0	+1	0	+1	0	0	38,48	38,46	38,41	38,45
18	+1	0	0	+1	0	0	0	0	36,93	36,86	36,88	36,89
19	+1	-1	-1	0	+1	0	0	0	28,06	28,01	28,08	28,05
20	+1	+1	-1	0	-1	0	0	0	29,57	29,62	29,64	29,61
21	+1	0	-1	0	0	0	0	0	31,05	31,06	31,01	31,04
22	+1	-1	+1	0	-1	0	0	0	29,67	29,72	29,61	29,66
23	+1	+1	+1	0	+1	0	0	0	36,78	36,91	36,98	36,89
24	+1	0	+1	0	0	0	0	0	33,19	33,21	33,14	33,18
25	+1	-1	0	0	0	0	0	0	34,61	31,75	31,78	31,71
26	+1	+1	0	0	0	0	0	0	34,68	34,72	34,79	34,73
27	+1	0	0	0	0	0	0	0	33,28	33,32	33,14	33,25

Таблиця 4.5 - Рандомізована план-матриця експерименту типу ПФЕ 3^3
при транспортуванні технічної солі

№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів				Параметр оптимізації, $T, \text{Нм}$			Середні знач-ня $T_c, \text{Нм}$
									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	$T_c, \text{Нм}$
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	18,25	18,29	18,30	18,30
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	20,73	20,68	20,69	20,70
3	+1	0	-1	-1	0	0	+1	0	19,57	19,48	19,54	18,73
4	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	24,07	24,10	24,14	24,10
5	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	26,49	26,52	26,58	26,53
6	+1	0	+1	-1	0	0	-1	0	25,37	25,36	25,34	25,35
7	+1	-1	0	-1	0	+1	0	0	21,21	21,17	21,18	21,18
8	+1	+1	0	-1	0	-1	0	0	23,55	23,66	23,62	23,61
9	+1	0	0	-1	0	0	0	0	22,42	22,51	22,49	22,46
10	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	26,63	26,61	26,56	26,60
11	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	28,98	29,05	29,02	29,02
12	+1	0	-1	+1	0	0	-1	0	27,90	27,86	27,78	27,85
13	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	32,49	32,45	32,34	32,42
14	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	34,98	34,93	34,82	34,91
15	+1	0	+1	+1	0	0	+1	0	33,75	33,72	33,83	33,77

16	+1	-1	0	+1	0	-1	0	0	27,70	27,86	27,83	27,77
17	+1	+1	0	+1	0	+1	0	0	30,78	30,77	30,73	30,76
18	+1	0	0	+1	0	0	0	0	29,54	29,49	29,50	29,51
19	+1	-1	-1	0	+1	0	0	0	22,45	22,41	22,46	22,44
20	+1	+1	-1	0	-1	0	0	0	23,66	23,70	23,71	23,69
21	+1	0	-1	0	0	0	0	0	24,84	24,85	24,81	24,83
22	+1	-1	+1	0	-1	0	0	0	23,74	23,78	23,69	23,73
23	+1	+1	+1	0	+1	0	0	0	29,42	29,53	29,58	29,51
24	+1	0	+1	0	0	0	0	0	26,55	26,57	26,51	26,54
25	+1	-1	0	0	0	0	0	0	27,69	25,40	25,42	25,37
26	+1	+1	0	0	0	0	0	0	27,74	27,78	27,83	27,78
27	+1	0	0	0	0	0	0	0	26,62	26,66	26,51	26,60

Оброблення отриманих даних експериментального масиву проведено за загальновідомими методиками та методами статистичного оброблення з використанням загальновідомих методик кореляційного та регресійного аналізу для отримання у кінцевому результаті емпіричних рівнянь регресії [3, 37].

Функцію відгуку (параметр оптимізації), крутний момент $T^i = f(n, h, R_k)$, визначені експериментальним шляхом, представлено у вигляді математичної моделі повного квадратичного полінома [3, 37]:

$$T^i = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2, \quad (4.17)$$

де $b_0, b_1, b_2, b_3, b_{12}, b_{13}, b_{23}, b_{11}, b_{22}, b_{33}$ - коефіцієнти відповідних значень

x_i ; x_1, x_2, x_3 - відповідні кодовані фактори.

Дослідження визначення крутного моменту на привідній зірочці дали змогу визначити залежність потужності від багатьох чинників, що характеризують процес, а саме: частота обертання шнека n , об/хв, висота піднімання сипкого матеріалу h , м та радіус згину гнучкого гвинтового

шарнірно-секційного робочого органа R_{κ} м [25]. Для нормалізування послідовності дій при проведенні експерименту і досягнення необхідної точності при одночасному варіюванні всіх факторів було використано математичний метод планування експериментальних досліджень.

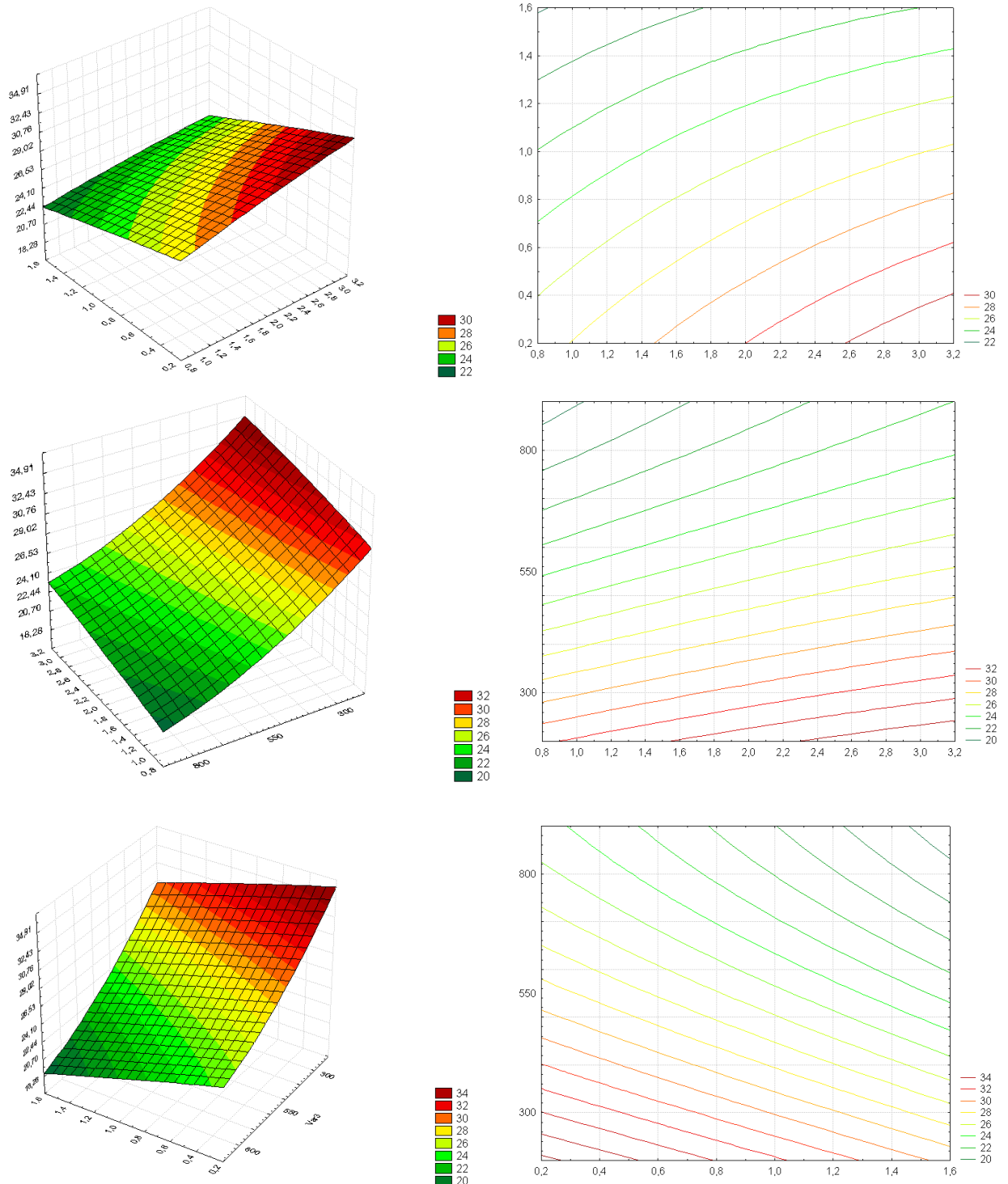


Рис.4.1. Поверхні відгуку та їх двомірний переріз зміни крутного моменту на привідному валу від змінних факторів при транспортуванні ячменю

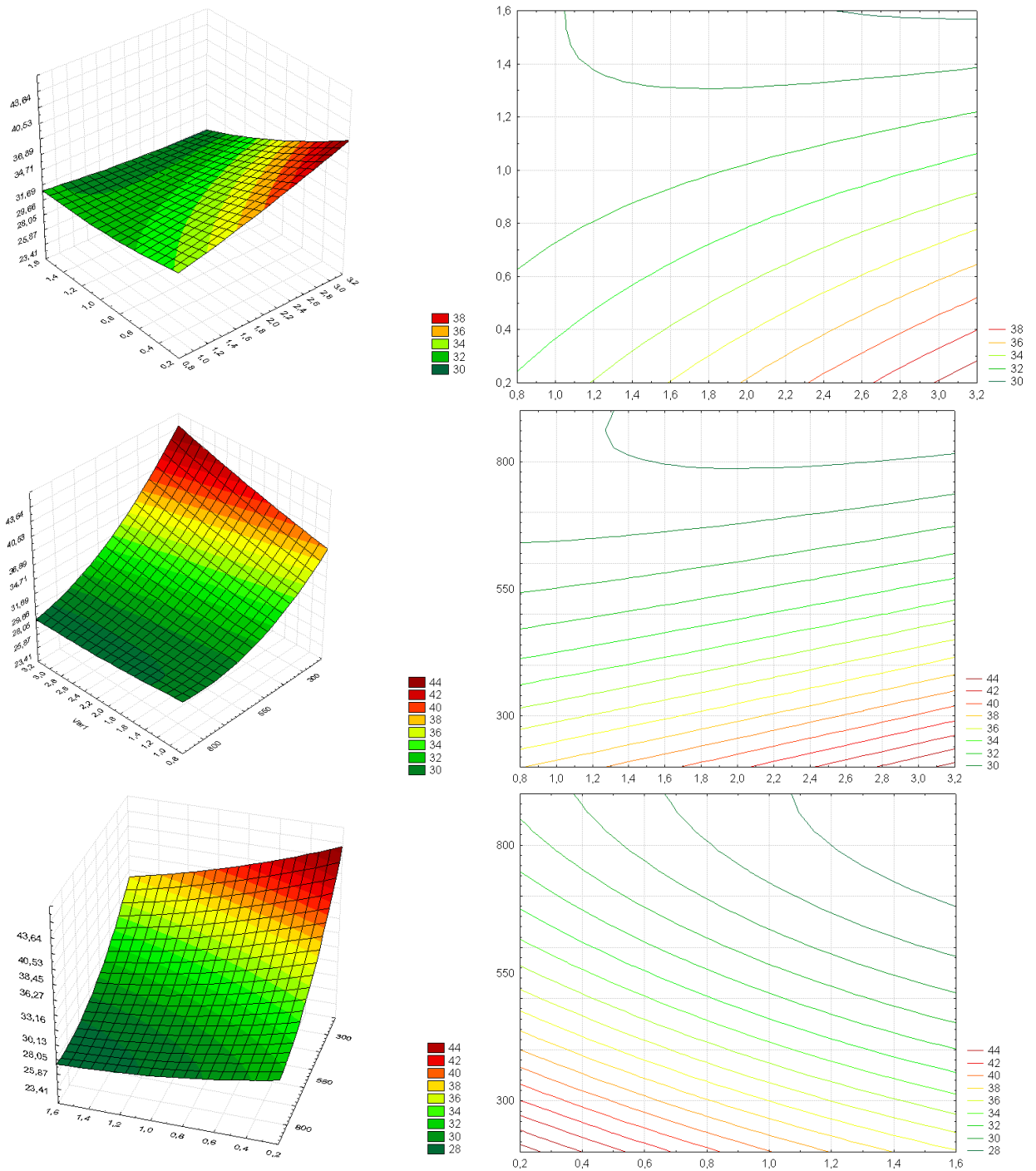


Рис.4.2. Поверхні відгуку та їх двомірний переріз зміни крутного моменту на привідному валу від змінних факторів при транспортуванні технічної солі

Загальний вигляд рівняння регресії максимального крутного моменту за результатами проведених ПФЕ 3^3 у кодovаних величинах дорівнюють:

$$T_{\text{яч.мін}} = 28,234 + 1,4305n + 4,125h - 0,015R \quad (4.18)$$

$$T_{\text{сіль}} = 39,298 + 1,845n + 4,796h - 0,0175R \quad (4.19)$$

Графічні значення залежностей для визначення крутного моменту транспортування при використанні матеріалу (ячмінь, технічна сіль) представлено на рис. 4.1-4.2. Для цього використовували програмне забезпечення “Statistica-6.0” for Windows, за допомогою якого побудували графічне відтворення регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів.

На рис. 4.1 - 4.2 зображено графічні залежності крутного моменту гнучкого гвинтового конвеєра з шарнірно-секційним робочим органом від частоти обертання шнека $n=300\dots800$ об/хв, висоти піднімання сипкого матеріалу $h=1,0\dots3,0$ м та радіуса згину гнучкого гвинтового шарнірно-секційного робочого органа $R_k=0,3\dots1,5$ м.

З їх аналізу можна встановити, що домінуючим фактором, який впливає на величину крутного моменту є частота обертання робочого органу n , а найменш впливовим є радіус згину гнучкого гвинтового шарнірно-секційного робочого органа R_k , однак і висота піднімання матеріалу h також суттєво впливає на силові параметри процесу транспортування.

4.2.2. Графоаналітичні результати експериментальних досліджень продуктивності гнучкого гвинтового конвеєра з шарнірно-секційним робочим органом

Дослідження із визначення продуктивності конвеєра проводились при транспортуванні таких матеріалів з відповідною об'ємною масою: ячмінь – 710 кг/м^3 ; технічна сіль – 2150 кг/м^3 , що дозволило побудувати аналітичні регресійні рівняння.

Для визначення впливу параметрів транспортування сипкого середовища та конструктивних параметрів конвеєра для його переміщення (незалежних факторів x_i) на продуктивність (параметр оптимізації Q)

проведено повнофакторні експерименти, тобто визначення залежності продуктивності від зміни трьох основних факторів: частоти обертання шнека, n , об/хв, коефіцієнта заповнення магістралі, ψ та діаметр кожуха D_k , м, тобто $Q=f(n, \psi, D_k)$.

Після кодування факторів склали план-матрицю відповідного багатофакторного експерименту типу ПФЕ 3^3 для загального числа дослідів $N = 3^3$, які відповідно наведено у табл.4.6 і табл.4.7.

З метою достовірної оцінки якості роботи гнучкого гвинтового конвеєра під час проведення лабораторних досліджень, необхідну кількість вимірів показників, що контролюються (повторність дослідів) визначали за методикою, яка викладена в [106], при цьому досліди провели в трикратній повторності.

При реалізації складених план-матриць, для усунення впливу на отримані результати величини продуктивності неконтрольованих і нерегульованих факторів, провели рандомізацію план-матриці методом випадкового балансу, який було реалізовано способом витягання порядкових номерів дослідів з урни [105].

Частоту обертання робочого органу змінювали за допомогою перетворювача частоти Altivar 71, коефіцієнт заповнення - шляхом зміни кількості сипкого матеріалу, діаметр кожуха – шляхом зміни кожуха.

Таблиця 4.6 - Рандомізована план-матриця експерименту типу ПФЕ 3^3 при транспортуванні ячменю

№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів				Параметр оптимізації, $Q, T/год$			Середні знач-ня $Q,$ $T/год$
									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	$Q,$ $T/год$
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	3,57	3,53	3,58	3,56
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	7,95	7,97	7,99	7,97
3	+1	0	-1	-1	0	0	+1	0	5,69	5,71	5,64	5,68
4	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	6,68	6,73	6,72	6,71

Продовження таблиці 4.6

5	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	10,88	10,85	10,91	10,88
6	+1	0	+1	-1	0	0	-1	0	8,64	8,62	8,57	8,61
7	+1	-1	0	-1	0	+1	0	0	4,95	4,98	5,01	4,98
8	+1	+1	0	-1	0	-1	0	0	9,43	9,38	9,36	9,39
9	+1	0	0	-1	0	0	0	0	5,69	5,74	5,76	5,73
10	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	10,67	10,69	10,68	10,68
11	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	15,04	15,11	15,12	15,09
12	+1	0	-1	+1	0	0	-1	0	12,78	12,83	12,85	12,82
13	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	13,61	13,59	13,57	13,59
14	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	17,98	17,95	18,01	17,98
15	+1	0	+1	+1	0	0	+1	0	15,65	15,69	15,78	15,71
16	+1	-1	0	+1	0	-1	0	0	12,09	12,15	12,16	12,13
17	+1	+1	0	+1	0	+1	0	0	16,52	16,53	16,49	16,51
18	+1	0	0	+1	0	0	0	0	14,25	14,21	14,22	14,22
19	+1	-1	-1	0	+1	0	0	0	7,15	7,19	7,17	7,17
20	+1	+1	-1	0	-1	0	0	0	11,61	11,59	11,54	11,58
21	+1	0	-1	0	0	0	0	0	10,71	10,75	10,76	10,74
22	+1	-1	+1	0	-1	0	0	0	10,09	10,11	10,07	10,09
23	+1	+1	+1	0	+1	0	0	0	14,48	14,53	14,46	14,49
24	+1	0	+1	0	0	0	0	0	12,22	12,23	12,24	12,23
25	+1	-1	0	0	0	0	0	0	8,55	8,58	8,64	8,59
26	+1	+1	0	0	0	0	0	0	13,07	13,05	12,97	13,03
27	+1	0	0	0	0	0	0	0	10,73	10,72	10,74	10,73

Таблиця 4.7 - Рандомізована план-матриця експерименту типу ПФЕ 3^3
при транспортуванні технічної солі

№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів				Параметр оптимізації, $Q, T/год$			Середні знач-ня $Q,$ $T/год$
									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	$Q,$ $T/год$
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	4,11	4,15	4,16	4,14
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	9,16	9,21	9,17	9,18

3	+1	0	-1	-1	0	0	+1	0	6,68	6,66	6,61	6,65
4	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	7,46	7,52	7,51	7,49
5	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	12,56	12,55	12,51	12,54
6	+1	0	+1	-1	0	0	-1	0	10,01	10,06	9,97	10,02
7	+1	-1	0	-1	0	+1	0	0	5,82	5,81	5,83	5,82
8	+1	+1	0	-1	0	-1	0	0	10,88	10,85	10,86	10,86
9	+1	0	0	-1	0	0	0	0	8,39	8,31	8,32	8,34
10	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	12,58	12,55	12,55	12,56
11	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	17,58	17,56	17,57	17,57
12	+1	0	-1	+1	0	0	-1	0	15,05	15,08	15,11	15,08
13	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	15,99	15,88	15,89	15,92
14	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	20,94	20,96	20,98	20,96
15	+1	0	+1	+1	0	0	+1	0	18,51	18,42	18,39	18,44
16	+1	-1	0	+1	0	-1	0	0	14,23	14,26	14,22	14,24
17	+1	+1	0	+1	0	+1	0	0	19,26	19,34	19,24	19,28
18	+1	0	0	+1	0	0	0	0	16,74	16,79	16,75	16,76
19	+1	-1	-1	0	+1	0	0	0	8,36	8,38	8,31	8,35
20	+1	+1	-1	0	-1	0	0	0	13,39	13,37	13,41	13,39
21	+1	0	-1	0	0	0	0	0	10,86	10,86	10,89	10,87
22	+1	-1	+1	0	-1	0	0	0	11,68	11,72	11,73	11,71
23	+1	+1	+1	0	+1	0	0	0	16,79	16,72	16,74	16,75
24	+1	0	+1	0	0	0	0	0	14,26	14,24	14,27	14,23
25	+1	-1	0	0	0	0	0	0	10,01	10,03	10,05	10,03
26	+1	+1	0	0	0	0	0	0	15,01	15,09	15,11	15,07
27	+1	0	0	0	0	0	0	0	12,58	12,56	12,51	12,55

Обробку одержаних експериментальних даних, які отримали після реалізації планових експериментів, проводили в такому порядку.

Функцію відгуку (параметр оптимізації), тобто продуктивність $Q^i=f(n, \psi, D_k)$ визначені експериментальним шляхом, представлено у вигляді математичної моделі повного квадратичного полінома [3, 37]:

$$Q = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2, \quad (4.20)$$

де $b_0, b_1, b_2, b_3, b_{12}, b_{13}, b_{23}, b_{11}, b_{22}, b_{33}$ - коефіцієнти відповідних значень

x_i ; x_1, x_2, x_3 - відповідні кодовані фактори.

Дослідження продуктивності транспортування і визначення крутного моменту на привідній зірочці дали змогу визначити залежність потужності від багатьох чинників, що характеризують процес, а саме: частоти обертання шнека, n , об/хв, коефіцієнта заповнення магістралі, ψ та діаметр кожуха D_k , м. Для нормалізування послідовності дій при проведенні експерименту і досягнення необхідної точності при одночасному варіюванні всіх факторів було використано математичний метод планування експериментальних досліджень.

Загальний вигляд рівняння регресії продуктивності за результатами проведених ПФЕ 3^3 у кодованих величинах дорівнюють:

для транспортування ячменю

$$Q_{\text{ячмінь}} = 3,6425 - 214,52n + 0,0145\psi + 2005,96n^2 + 17,81D^2. \quad (4.21)$$

для транспортування технічної солі

$$Q_{\text{сіль}} = 4,4074 - 255,279n + 0,0178\psi + 2387,09n^2 + 21,73D^2. \quad (4.22)$$

Графічні значення залежностей для визначення продуктивності конвеєра при використанні матеріалу (ячмінь, технічна сіль) представлено на рис. 4.3-4.4. Для цього використовували програмне забезпечення “Statistica-6.0” for Windows, за допомогою якого побудували графічне відтворення регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів.

На рис. 4.3 і рис. 4.4 зображено поверхні відгуку та їх двомірний переріз зміни продуктивності від частоти обертання робочого органу n , коефіцієнта заповнення магістралі ψ , та діаметра кожуха D_k .

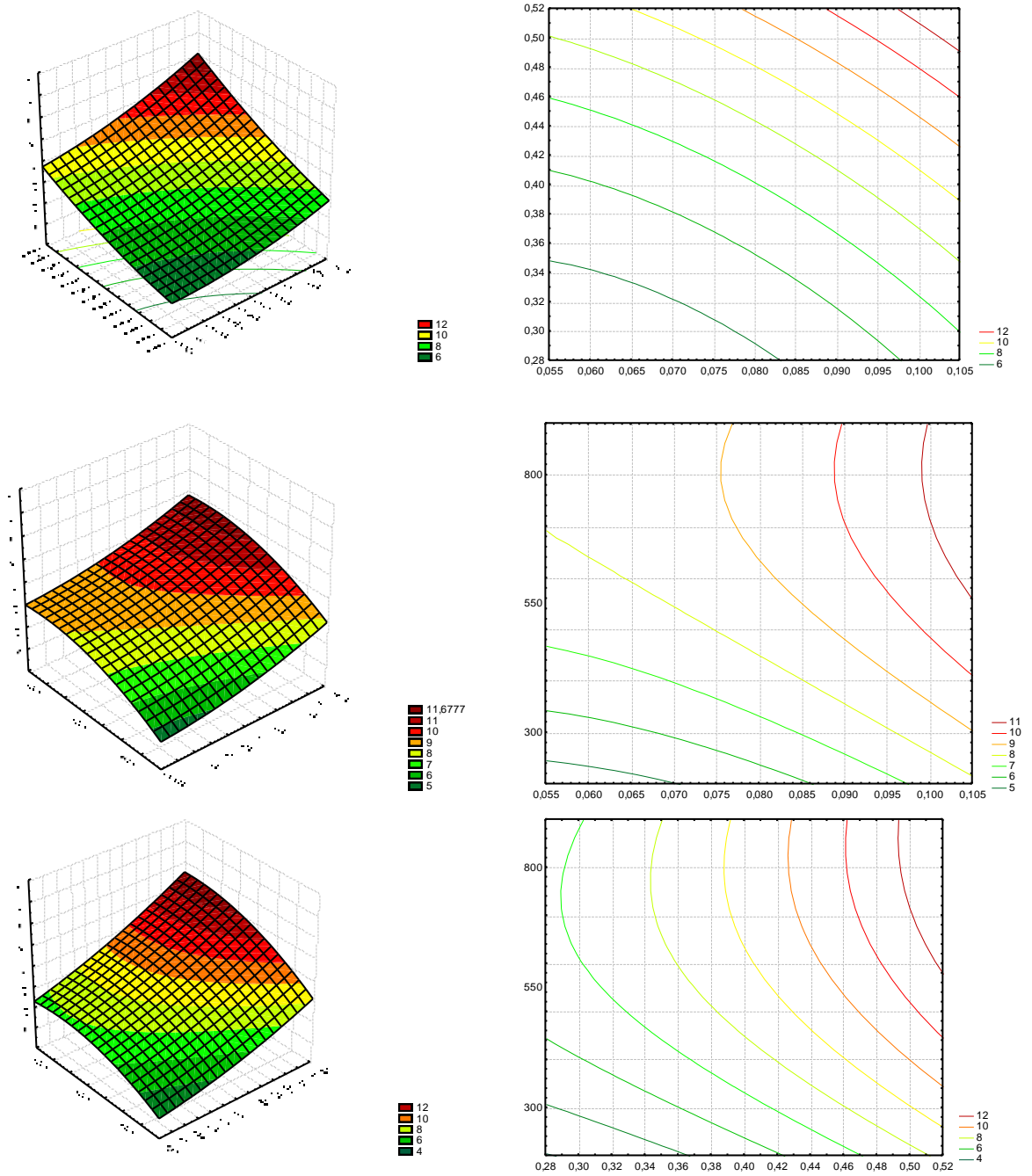


Рис.4.3. Поверхні відгуку та їх двомірний переріз зміни продуктивності від змінних факторів при транспортуванні ячменю

З їх аналізу можна встановити, що домінуючим фактором, який впливає на величину продуктивності є частота обертання робочого органу n ,

а найменш впливовим є діаметра кожуха $D_{к}$, однак і величина коефіцієнта заповнення магістралі ψ також суттєво впливає на продуктивність процесу транспортування.

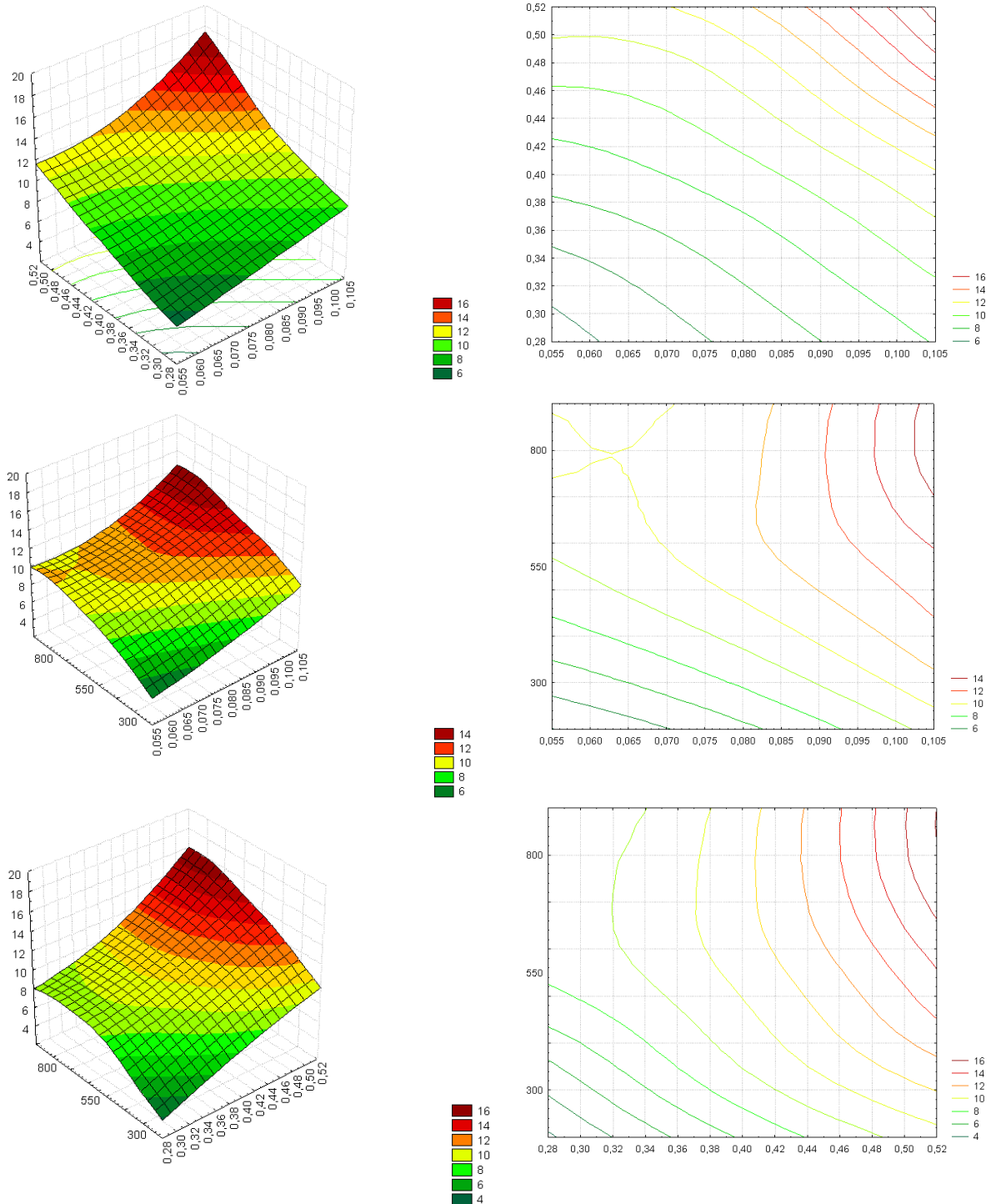


Рис.4.4. Поверхні відгуку та їх двовірний переріз зміни продуктивності від змінних факторів при транспортуванні технічної солі

4.3. Висновки

1. На основі проведеного багатофакторного експерименту отримано регресійну залежність із визначення впливу кількості обертів n , висоти піднімання матеріалу h і радіуса кривизни гнучкого гвинтового шарнірно-секційного робочого органа R_k на величину крутного моменту T при транспортуванні сипких матеріалів, з аналізу якої встановлено, що домінуючим фактором, який впливає на величину крутного моменту є частота обертання робочого органу n , а найменш впливовим є радіус згину гнучкого гвинтового шарнірно-секційного робочого органа R_k , однак і висота піднімання матеріалу h також суттєво впливає на силові параметри процесу транспортування. Факторне поле визначалось таким діапазоном зміни параметрів: $300 < n < 800$ (об/хв); $1 < h < 3$ (м); $0,3 < R_k < 1,5$ (м).

2. Проведені дослідження з визначення впливу кількості обертів n , коефіцієнту заповнення магістралі ψ і діаметра магістралі D на продуктивність при транспортуванні зерна. Встановлено, що домінуючим фактором, який впливає на величину продуктивності є частота обертання робочого органу n , а найменш впливовим є діаметра кожуха D_k , однак і величина коефіцієнта заповнення магістралі ψ також суттєво впливає на продуктивність процесу транспортування. Факторне поле визначалось наступним діапазоном зміни параметрів: $300 < n < 800$ (об/хв); $0,3 < \psi < 0,5$; $0,06 < D < 0,1$ (м).

РОЗДІЛ 5

ІНЖЕНЕРНА МЕТОДИКА ПРОЕКТУВАННЯ ШАРНІРНО-СЕКЦІЙНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ

5.1. Інженерна методика розрахунку параметрів шарнірно-секційних гвинтових секцій

Методика вибору раціональних параметрів елементів шарнірно-секційних гвинтових секцій складається з трьох етапів.

1. В залежності від мінімального радіуса кривини робочого органу, згідно розрахунків, які викладені в підрозділі 2.1, визначають конструктивні параметри шарнірно-секційних гвинтових секцій.

2. Проводять перевірочний розрахунок коефіцієнта корисної дії шарніру та моменту на ведучому валу робочого органу в залежності від кута відхилення сферичного пальця α , згідно підрозділу 2.2.

3. Проводять перевірочний розрахунок максимальних контактних напружень на поверхнях елементів шарніру, виходячи з умови міцності, на основі матеріалів, що викладені в підрозділі 2.3.

Необхідно відзначити, якщо умова міцності не буде виконуватись то потрібно зробити повторний розрахунок, змінюючи при цьому параметри, які забезпечують зниження контактних напружень для забезпечення виконання умови міцності.

Для прикладу проведемо розрахунок параметрів шарнірно-секційних гвинтових секцій робочого органу, який транспортуватиме матеріал у найбільш розповсюджених гумово-армованих кожухах із внутрішнім діаметром 100 мм. При визначенні тенденції та інтенсивності впливу конструктивних і технологічних параметрів відповідно на мінімальний радіус кривини розташування шарнірного гвинтового робочого органу, величину коефіцієнта корисної дії шарніру та моменту на ведучому валу, а також рівня контактних напружень в парах контакту в другому розділі

вибирались реальні межі зміни параметрів, виходячи з такого типорозміру робочого органу.

Методика розрахунку згідно першого етапу.

Оскільки у визначених діапазонах зміни конструктивних параметрів, які викладені у підрозділі 2.1, такі параметри елементів шарнірного зачеплення, як R (радіус обертання центрів кульки), r (радіус кульки), L (довжина гвинтової секції), Δ (гарантоване перекриття циліндричної втулки кулькою), δ (гарантований зазор між циліндричною втулкою і сферою пальця), s (глибина конічної поверхні), γ (кут твірної конічної поверхні лунки) не мають суттєвого впливу на величину радіуса кривини робочого органу то задамо їх конкретними значеннями: $R = 17$ мм; $r = 4,75$ мм; $L = 130$ мм; $\Delta = 1,5$ мм; $\delta = 0,5$ мм; $s = 2,25$ мм; Тоді застосовуючи аналітичні залежності для визначення радіуса кривини R_k (2.12) і кута γ (2.4), а також підставляючи вище зазначені числові значення для R , r , L , Δ , δ і s отримуємо спрощену систему рівнянь для визначення величини кута γ в залежності від радіуса кривини R_k і кута відхилення сферичного пальця α

$$\begin{cases} R_k = \frac{130(\cos \frac{\alpha}{2} + 0,9)}{7,6 \sin \frac{\alpha}{2}} \\ \sin \gamma = \frac{(17 \cdot (1 - \cos \alpha) + 4,25)}{4,75} \end{cases} \quad (5.1)$$

Попередньо, числовими методами, визначаємо значення кута α при відповідній величині R_k , а далі розраховуємо значення γ при аналогічній величині α . Результати розрахунків зведені в таблицю 5.1.

Таблиця 5.1 - Табличні значення залежностей величини кута γ від величин радіуса кривини магістралі R_k і кута відхилення сферичного пальця α

R_k , мм	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300
α	13,85	12,36	10,61	9,29	8,26	7,44	6,76	6,20	5,72
γ	52,02	50,10	48,19	46,98	46,16	45,58	45,16	44,84	44,59

Таким чином, задаючись мінімальним радіусом криви розташування технологічні магістралі, в залежності від умов транспортування визначають величину γ .

Методика розрахунку згідно другого етапу.

При розрахунку коефіцієнта корисної дії та моменту на ведучому валу застосовуємо аналітичні залежності 2.28 і 2.29 розділу 2.2, а також попередньо прийнявши $\gamma = 45^\circ$, $R = 17$ мм; $r = 4,75$ мм, $T = 25$ Нм, і $\mu_2 = \mu_2 = 0,2$ отримаємо наступну систему рівнянь (5.2) для визначення коефіцієнта корисної дії та моменту на ведучому валу в залежності від величини кута відхилення сферичного пальця α

$$\eta = \frac{2\pi}{2\pi + 1,82 \operatorname{tg} \alpha} \quad (5.2)$$

$$T_1 = \frac{T(2\pi + 1,82 \operatorname{tg} \alpha)}{2\pi}$$

Результати розрахунків зведені в таблицю 5.2. Таким чином, задаючись величиною кута відхилення сферичного пальця α , в залежності від умов транспортування визначають коефіцієнта корисної дії та моменту на ведучому валу

Таблиця 5.2 - Табличні значення залежностей величини коефіцієнта корисної дії та моменту на ведучому валу від кута відхилення сферичного пальця α

α	3	6	9	12	15	18	21	24	27	30
η	0,99	0,97	0,96	0,94	0,93	0,91	0,90	0,89	0,87	0,86
T_1	25,38	25,76	26,15	26,54	26,94	27,35	27,78	28,23	28,69	29,18

Методика розрахунку згідно третього етапу.

З аналізу підрозділу 2.3 встановлено, що максимальний вплив на величину контактних напружень σ , які виникають в елементах шарнірно-

секційного робочого органу мають крутний момент T . В той же час на величину величину контактних напружень має вплив кут твірної конічної поверхні лунки γ і кут відхилення сферичного пальця α . Оскільки інтенсивність впливу параметрів γ і α на величини контактних напружень не є вагомими, то проведемо розрахунки контактних напружень $p_{01} - p_{03}$ від змінного параметра T .

На основі розрахунків згідно системи рівнянь (2.55 – 2.57), а також прийнявши $\gamma = 45^\circ$, $\alpha = 5^\circ$, $R = 17$ мм; $r = 4,75$ мм і $N = 4$ отримаємо наступну систему рівнянь (5.3) для визначення контактних напружень

$$\begin{cases} p_{01} = 3,27 \cdot 10^8 \sqrt[3]{T} \\ p_{02} = 11,9 \cdot 10^8 \sqrt[3]{T} \\ p_{03} = 3,93 \cdot 10^9 \sqrt[3]{T} \end{cases} \quad (5.3)$$

Результати розрахунків зведені в таблицю 5.3. Таким чином, задаючись величиною крутного моменту T , в залежності від умов транспортування визначають величини контактних напружень.

Таблиця 5.3 - Табличні значення залежностей контактних напружень від величини T

$T, \text{Нм}$	10	15	20	25	30
$p_{01}, \cdot 10^8 \text{Па}$	6,99	7,99	8,78	9,46	10,04
$p_{02}, \cdot 10^8 \text{Па}$	25,44	29,08	31,98	34,42	36,56
$p_{03}, \cdot 10^9 \text{Па}$	8,4	9,6	10,56	11,36	12,07

5.2. Комп'ютерне моделювання для вибору раціональних конструктивних параметрів шарнірного гвинтового робочого органу

За допомогою пакету прикладних програм було створено комп'ютерну модель секції робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра із закріпленими

в ній шарнірними передавальними механізмами. Загальний вигляд моделі та позначення для подальших розрахунків представлено на рис. 5.1.

Для розрахунку кута закручування секції φ та отримання відповідних графічних залежностей від крутного моменту було проведено моделювання відповідних умов досліду. Один проміжний елемент жорстко закріплювали (на рис.5.2 показано з лівої сторони), а до іншого прикладали крутний момент (показано з правої сторони). Змінними були наступні параметри: кількість стержнів основи секції n ; товщина гвинтової спіралі секції δ ; прикладений крутний моменту T .

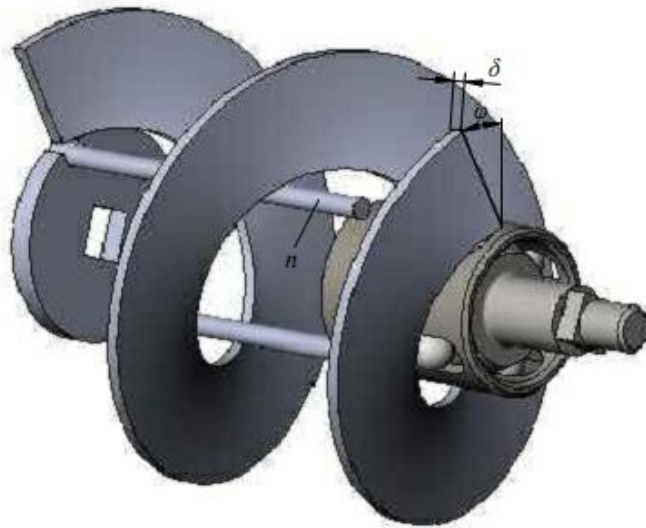


Рис.5.1. Модель секції та схема розрахунку кута закручування секції φ

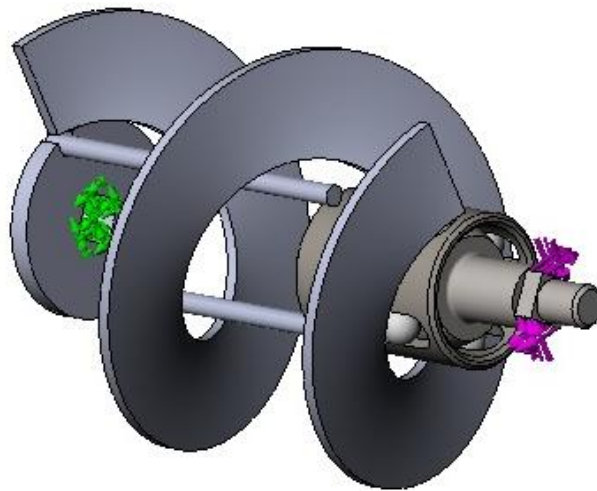


Рис.5.2. Модель зібраної секції з прикладеним до неї навантаженням

Далі у вікні програми отримували графічне відображення переміщення компонентів робочого органу (рис. 5.3), напруження компонентів робочого органу (рис. 5.4) та деформації компонентів робочого органу (рис.5.5) під дією прикладеного крутного моменту.

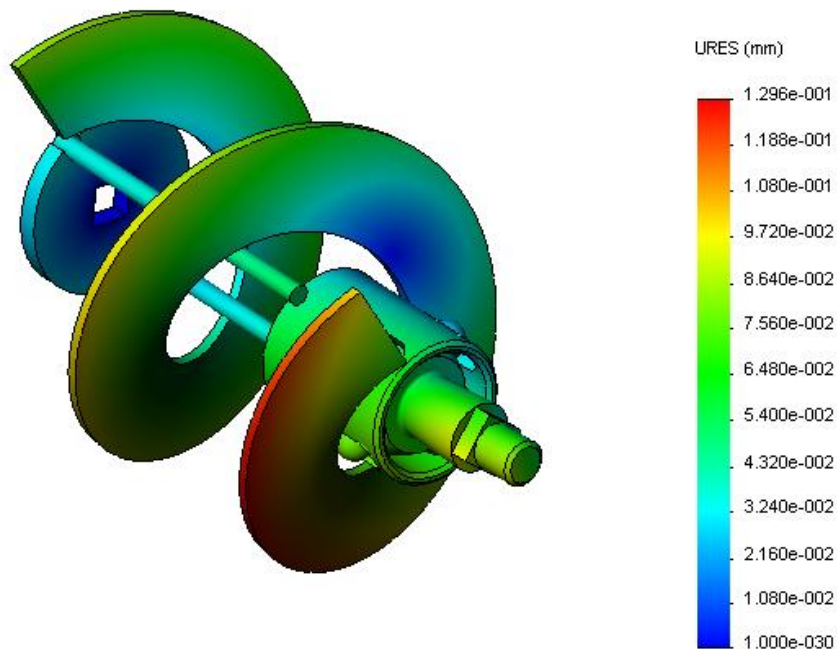


Рис.5.3. Переміщення компонентів робочого органу під дією крутного моменту

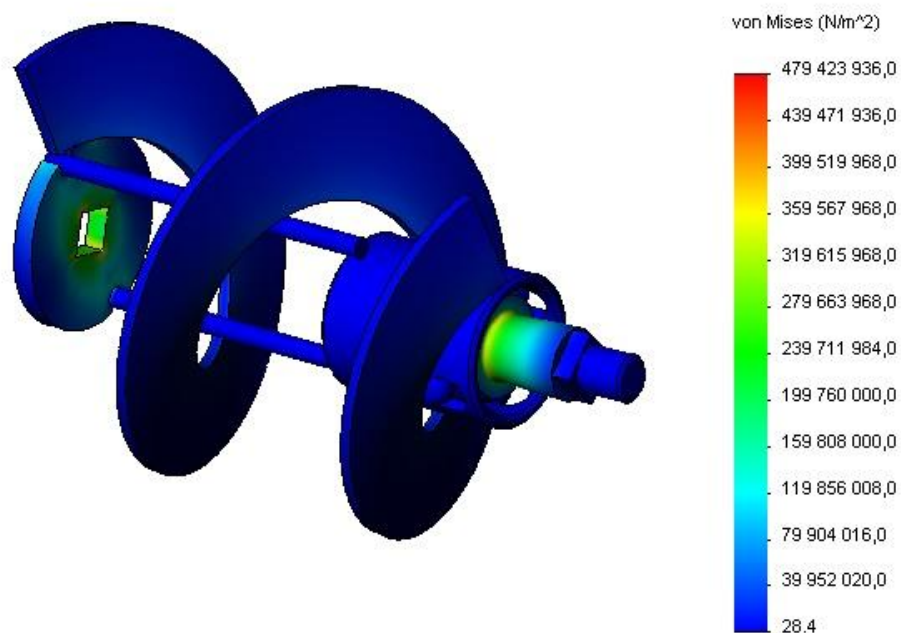


Рис.5.4. Напруження компонентів робочого органу під дією крутного моменту

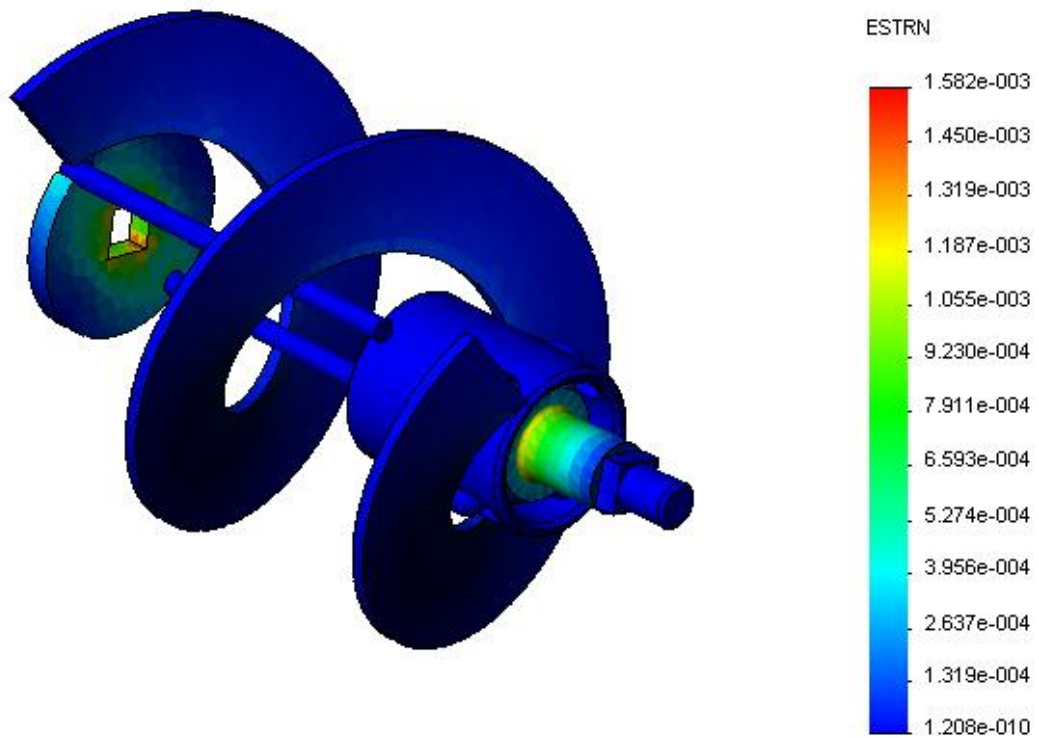


Рис.5.5. Деформації компонентів робочого органу під дією крутного моменту

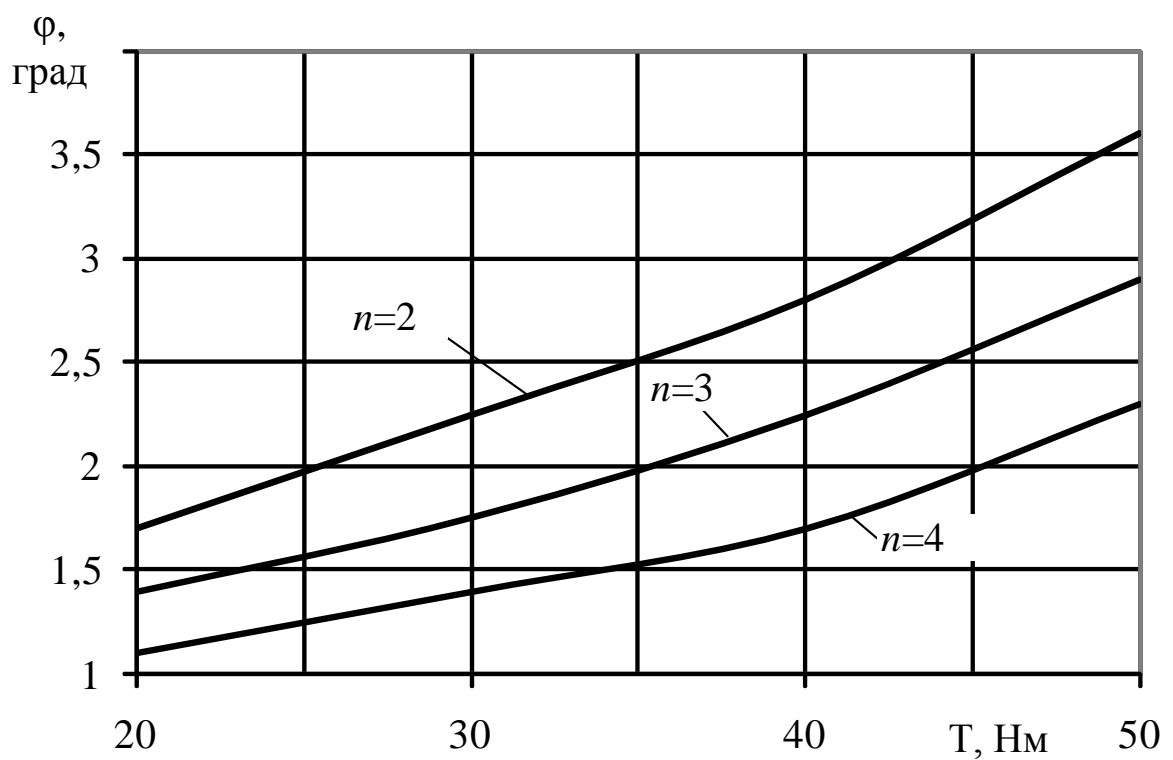


Рис.5.6. Графічні залежності кута закручування секції φ від зміни кількості стержнів n .

За отриманими значеннями розраховували кут закручування секції φ при зміні кількості стержнів n , товщини гвинтової спіралі секції δ та значень прикладеного крутного моменту T . Відповідні графічні залежності показані на рис. 5.6 і 5.7.

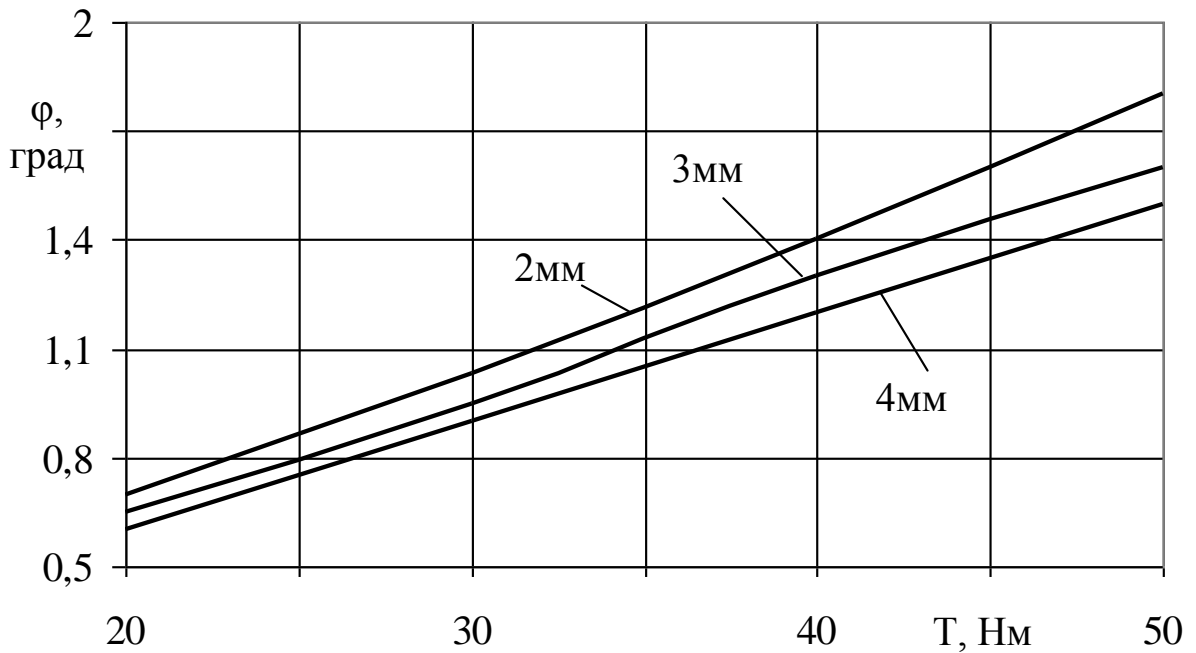


Рис.5.7. Графічні залежності кута закручування секції φ від зміни товщини гвинтової спіралі δ .

Як видно із залежностей, при збільшенні крутного моменту зростає кут закручування секцій. Найбільше його зростання спостерігається для кількості осьових стержнів основи секції $n = 2$, а найменше – для $\delta = 4$ мм (рис.5.6.).

Як видно з графічної залежності, представленої на рис.5.7. кількість осьових стержнів основи секції n має набагато менший вплив на кут закручування секції φ порівняно із параметром δ . Самі ж графічні залежності є близьким до лінійних.

Умови комп'ютерного моделювання є близькими до експериментального дослідження, описаного у підрозділі 3.6.

Порівняння отриманих результатів дозволяє зробити висновок про подібність отриманих значень та побудованих на їх основі відповідних графічних залежностей. Різниця між розрахунковими та експериментальними значеннями коливається в межах 11..26%.

5.3. Виробнича та економічна ефективність шарнірно-секційного гвинтового робочого органу

Розроблений експериментальний зразок гнучкого гвинтового конвеєра проходив виробничі випробовування на базовому підприємстві ПАТ «Рівнесільмаш» м. Рівне, яке займається підготовкою до серійного виробництва таких типів конвеєрів. У завантажувальній та вивантажувальній технологічних магістралях встановлювали шарнірні секційні гвинтові робочі органи із зовнішнім діаметром 96 мм [83], які розташовувались у еластичних кожухах, з внутрішнім діаметром 100 мм, що закріплювались на направляючих трубах патрубку.

Частоту обертання гвинтових робочих органів встановлювали в діапазоні 400 – 600 об/хв.

Загальна довжина транспортування матеріалу з урахуванням його переміщення в перевантажувальному патрубку, а також в завантажувальній і вивантажувальній магістралі становила 12 м.

В якості перевантажувального матеріалу при проведенні виробничих випробувань застосовували зерно ячменю.

Виробничі випробовування здійснювались при переміщенні матеріалу по замкнутій траєкторії, тобто кінець вивантажувальної магістралі розташовувався над забірною частиною завантажувальної магістралі, що також дозволило змінювати коефіцієнт завантаження конвеєра.

При проведенні виробничих випробувань встановлено наступні результати.

Технологічний процес транспортування зернового матеріалу якісно виконувався при всіх частотах обертання робочих органів і кутах підйому

технологічних магістралей до 1,5 м при коефіцієнтах завантаження технологічних магістралей 0,3...0,7.

Ресурсні дослідження для розробленого гвинтового секційного робочого органу конвеєра не проводились.

Економічний ефект від застосування розробленого робочого органу у порівнянні з базовим [64] полягає у зменшенні радіуса кривизни технологічної магістралі, пошкодження транспортованого матеріалу, енерговитрат на процес транспортування, а також у зменшенні матеріаломісткості робочого органу.

Перші чинники залежать від багатьох факторів: технологічних можливостей, типу рукава, типу матеріалу, його реологічних властивостей, режимів транспортування та ін. Тому його складно враховувати при оцінці економічної ефективності гвинтового конвеєра, він буде мати надто відносний характер.

Розрахунок економічної ефективності від зменшення енерговитрат на процес транспортування.

Як було встановлено, значення крутного моменту при перевантаженні зернового матеріалу в розробленому робочому органі гвинтового конвеєра менші порівняно з базовим приблизно на 7 %, що становить $M_{кр} = 1,6$ Н·м при кількості обертів робочого органу $n = 600$ об/хв.

Тоді різниця потужності становитиме

$$N = M_{кр} \cdot \omega = M_{кр} \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} = 1,6 \cdot \frac{3,14 \cdot 600}{30} = 100,5 \text{ Вт}. \quad (5.4)$$

При тривалості роботи гвинтового конвеєра за добу - 8 год і кількості робочих днів за рік 250, економія електроенергії становитиме

$$W = N \cdot 8 \cdot 250 = 100,5 \cdot 8 \cdot 250 = 201 \text{ кВт год}. \quad (5.5)$$

При ціні електроенергії за 1 кВт·год – 1,8024 грн, економічний ефект

$$E_I = 201 \cdot 1,8024 = 362,28 \text{ грн}.$$

Розрахунок економічної ефективності від зменшення матеріаломісткості розробленого робочого органу.

Собівартість виготовлення робочого органу становить

$$C_0 = C_M + C_{II} + C_p, \quad (5.6)$$

де C_M – вартість матеріалів в собівартості робочого органу, грн;

C_{II} – вартість покупних виробів, що використовуються у робочому органі;

для нового $C_{II} = 1190$ грн;

для базового $C_{II} = 1360$ грн.

C_p – вартість технологічних операцій на виготовлення робочого органу

$$C_M = m \cdot l \cdot g, \quad (5.7)$$

де m – маса погонного метра робочого органу;

для нового $m_1 = 3,6$ кг;

для базового $m_2 = 4,4$ кг;

l – загальна довжина робочих органів: $l = 12$ м.

g – середня вартість 1 кг чистої маси матеріалів; $g = 28$ грн/кг.

Для нового: $C_{M1} = 3,6 \cdot 12 \cdot 28 = 1209,6$ грн.

Для базового: $C_{M2} = 4,4 \cdot 12 \cdot 28 = 1478,4$ грн.

$$C_p = m \cdot k, \quad (5.8)$$

де k – коефіцієнт переробки матеріалу, тобто вартість технологічних операцій у відношенні до вартості матеріалу; $k = 5$.

Даний коефіцієнт встановлений на основі аналізу вартості всіх технологічних операцій для виготовлення та складання робочого органу.

Для нового $C_{p1} = 3,6 \cdot 12 \cdot 5 = 216$ грн;

Для базового $C_{p2} = 4,4 \cdot 12 \cdot 5 = 264$ грн.

Тоді:

$$C_{o1} = 1209,6 + 1190 + 216 = 2615,6 \text{ грн};$$

$$C_{o2} = 1478,4 + 1360 + 264 = 3102,4 \text{ грн}.$$

Нормативний прибуток:

$$П = \frac{C_o \cdot P_o}{100}, \text{ грн.} \quad (5.9)$$

де C_o – собівартість робочого органу, грн.

$P_o = 14...16\%$ - нормативна рентабельність, приймаємо $P_o = 15\%$.

$$\text{Для нового } П_1 = \frac{2615,6 \cdot 15}{100} = 392,34 \text{ грн.};$$

$$\text{для базового } П_2 = \frac{3102,4 \cdot 15}{100} = 465,36 \text{ грн.}$$

Ціна робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра:

$$Ц_n = C_o + П, \text{ грн.}, \quad (5.10)$$

для нового $Ц_{n1} = 2615,6 + 392,34 = 3007,94$ грн;

для базового $Ц_{n2} = 3102,4 + 465,36 = 3567,76$ грн.

Балансова ціна робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра становить:

$$Ц_{\bar{o}} = 1,2 \cdot Ц_n; \quad (5.11)$$

для нового $Ц_{\bar{o}1} = 1,2 \cdot Ц_{n1} = 1,2 \cdot 3007,94 = 3609,53$ грн;

для базового $Ц_{\bar{o}2} = 1,2 \cdot Ц_{n2} = 1,2 \cdot 3567,76 = 4281,31$ грн.

Економічна ефективність від зниження матеріаломісткості становить

$$E_2 = Ц_{\bar{o}2} - Ц_{\bar{o}1} = 4281,31 - 3609,53 = 671,78 \text{ грн.}$$

Загальна економічна ефективність для одного перевантажувального патрубку від зменшення енерговитрат і матеріаломісткості становить

$$E = E_1 + E_2 = 362,28 + 671,78 = 1034,06 \text{ грн.}$$

Розрахунковий економічний ефект не враховує покращення процесу транспортування зернового матеріалу, а саме зменшенні радіуса кривизни

технологічної магістралі, пошкодження транспортованого матеріалу в порівнянні з базовим варіантом.

5.4. Перспективні напрямки вдосконалення робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів

За результатами проведених теоретичних і експериментальних досліджень шарнірно-секційного гвинтового робочого органу, запропоновано напрямки для подальшого вдосконалення відповідного робочого органу.

1. Необхідно встановити характер руху матеріалу в магістралях перевантажувальної установки в залежності від конструктивних, кінематичних і динамічних параметрів направляючих і обертових робочих органів з урахуванням реологічних властивостей матеріалів, які транспортуються.

2. Також необхідно провести комплекс досліджень з виявлення «мертвих зон» в залежності від режимів роботи гвинтового конвеєра і матеріалу, який перевантажують.

Величина «мертвої зони» є актуальною при конструюванні секційних робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів, в яких пропонується замість окремих секцій спіралі використовувати похилі пластини, затрати на виготовлення яких набагато менші.

3. Напрямки подальших досліджень шарнірно-секційного гвинтового органу:

- гвинтове ребро встановлювати не на повній довжині секції;
- зменшити контактні напруження в зоні в шарнірних елементах секцій гнучкого валу;
- застосування антифрикційних матеріалів в шарнірних елементах секцій гнучкого валу;
- підбір різних режимів роботи для різних матеріалів;
- встановити характер руху матеріалу в перевантажувальному патрубку.

5.5. Висновки

1. На підставі результатів досліджень наведено спрощені аналітичні залежності та табличні дані для вибору конструктивних параметрів шарнірно-секційних гвинтових секцій, визначення коефіцієнта корисної дії шарніру та моменту на ведучому валу робочого органу в залежності від кута відхилення сферичного пальця α , та максимальних контактних напружень на поверхнях елементів шарніру.

2. Для вибору раціональних конструктивних параметрів секцій гвинтового робочого органу проведено комп'ютерне моделювання впливу силових навантажень на відповідні деформації в залежності від умов їх експлуатації.

Порівняння результатів комп'ютерного моделювання з отриманими експериментальними даними показало, що різниця між відповідними значеннями коливається в межах 11..26%.

3. Визначено перспективні напрямки подальших досліджень з метою підвищення експлуатаційних показників роботи гнучких гвинтових конвеєрів, а також вирішення проблемних питань, які виявлені в процесі проведених досліджень.

4. Проведені виробничі випробування свідчать про доцільність застосування таких типів робочих органів у гвинтових конвеєрах при їх роботі із сипкими матеріалами.

Розрахунковий економічний ефект при впровадженні одного конвеєра складає близько 1034 грн.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Аналіз результатів досліджень гнучких гвинтових робочих органів показав, що існуючі конструкції не в повній мірі задовольняють вимогам, які висуваються до їх експлуатаційних показників, а саме характеризуються підвищеними енерговитратами на виконання технологічного процесу, невисокими показниками надійності і довговічності.

У дисертаційній роботі наведено теоретичне узагальнення та вирішення нової науково-прикладної задачі, яка полягає у підвищенні функціональних та експлуатаційних показників процесу транспортування сипких матеріалів шляхом розробки конструкцій шарнірно-секційних гвинтових робочих органів та обґрунтування їх раціональних конструктивних, силових та технологічних параметрів. Обґрунтовано конструктивні параметри шарнірно – секційного з'єднання гнучкого гвинтового конвеєра.

Розширення технологічних можливостей шарнірно-секційного робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра забезпечує: зменшення радіуса кривизни технологічної магістралі конвеєра на 15% за рахунок збільшення кута розхилу осей між секціями в межах до 25°; підвищення продуктивності конвеєра з шарнірно-секційними робочим органом на 3 – 7%; зменшення енерговитрат на 3-5% за рахунок підвищення ККД механізму і збільшення висоти підйому транспортування сипкого матеріалу на 30%.

2. На основі проведеного теоретичного аналізу просторового розташування шарнірно з'єднаних гвинтових секцій встановлено функціональні залежності мінімально допустимого радіуса кривизни технологічної магістралі R_K від кутового повертання сусідніх секцій та їх конструктивних параметрів. Так для забезпечення R_{Kmin} еластичного кожуха з внутрішнім діаметром 100 мм раціональними будуть наступні межі конструктивних параметрів: радіус сфери пальця $R_{II} = 10...20$ мм; необхідне гарантоване перекриття кульки і паза циліндричної втулки $\Delta = 1,3...1,7$ мм; радіус кульки $r = 4,55...4,95$ мм; довжина секції $L = 110...150$ мм.

3. Проведений силовий розрахунок шарнірно-секційних елементів гнучкого валу дозволив встановити залежність зміни ККД шарнірного механізму від основних конструктивних параметрів: співвідношення радіусів кульки і циліндричної втулки в точці дотику, кута відхилення осей шарніра, кута конічної поверхні лунки. Встановлено, що ККД передачі має значення в межах 0,89...0,93 при куті відхилення осей шарніра $\alpha = 20^\circ - 25^\circ$ та співвідношенні радіусів кульки і циліндричної втулки 0,2...0,4.

4. Виведено аналітичні залежності для визначення контактних напружень в місцях контакту кульки із різними поверхнями в шарнірних елементах гнучкого валу та побудовані графічні залежності контактних напружень від зміни кута нахилу лунки. Встановлено, що максимальні контактні напруження виникають в місцях контакту кульки з плоскою частиною паза циліндричної втулки. Рекомендована зона конструктивних обмежень на кут лунки становить близько 30...50 градусів.

5. На основі створеної математичної моделі динамічної системи шнекового транспортера проведено розрахунок динамічних пускових обертових моментів при номінальному навантаженні завантаженого шнека. Аналіз отриманих результатів свідчить, що при значних коефіцієнтах демпфування перехідний процес пуску відбувається плавно і навантаження досягає свого номінального значення без коливань моменту та швидкості. При малому демпфуванні спостерігається певний перехідний коливальний процес, проте динамічні навантаження не перевищують 20% від номінального значення.

6. Розроблені конструкції шарнірних секційних робочих органів і стендового обладнання з використанням перетворювача частоти Altivar 71 та програмного забезпечення Power Suite v.2.5.0 дозволили провести комплекс експериментальних досліджень. Дослідження з визначення крутного моменту T та потужності N при транспортуванні сипкого матеріалу показали, що при збільшенні частоти обертання n робочого органу від 300 до 600 об/хв

крутний момент T спадає, причому для зерна ячменю ΔT становить 7,4%, для технічної солі – $\Delta T = 5\%$ а енерговитрати зростають в 1,54...1,59 рази.

7. На основі проведеного багатофакторного експерименту отримано регресійну залежність із визначення впливу кількості обертів n , висоти піднімання матеріалу h і радіуса кривизни гнучкого гвинтового шарнірно-секційного робочого органа R_k на величину крутного моменту T при транспортуванні сипких матеріалів, з аналізу якої встановлено, що домінуючим фактором, який впливає на величину крутного моменту є частота обертання робочого органа n , а найменш впливовим є радіус згину гнучкого гвинтового шарнірно-секційного робочого органа R_k , однак і висота піднімання матеріалу h також суттєво впливає на силові параметри процесу транспортування. Факторне поле визначалось таким діапазоном зміни параметрів: $300 < n < 800$ (об/хв); $1 < h < 3$ (м); $0,3 < R_k < 1,5$ (м).

8. Проведені дослідження з визначення впливу кількості обертів n , коефіцієнту заповнення магістралі ψ і діаметра магістралі D на продуктивність при транспортуванні зерна. Встановлено, що домінуючим фактором, який впливає на величину продуктивності є частота обертання робочого органа n , а найменш впливовим є діаметра кожуха D_k , однак і величина коефіцієнта заповнення магістралі ψ також суттєво впливає на продуктивність процесу транспортування. Факторне поле визначалось наступним діапазоном зміни параметрів: $300 < n < 800$ (об/хв); $0,3 < \psi < 0,5$; $0,06 < D < 0,1$ (м).

9. На основі проведеного комплексу теоретичних і експериментальних досліджень створено конкурентоздатний секційно-шарнірний гвинтовий робочий орган, проведено його техніко-економічне обґрунтування та розроблено методику інженерного проектування. Технічна новизна конструкції захищена чотирма деклараційними патентами корисну модель. Економічний ефект від впровадження одного гнучкого гвинтового конвеєра з розробленим робочим органом від зменшення енерговитрат і матеріаломісткості становить 1034,06 грн/рік .

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Адамчук В., Ратушний В., Онищенко В. Завантажувальний пристрій до причепів //Техніка АПК. -1997. -N2. -С. 19-20.
2. Адамчук В., Ратушний В., Онищенко В. Універсальний агрегат до самохідного шасі //Техніка АПК. -1998. -N2. -С.22.
3. Адлер Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский. – М. : Наука, 1976. – 279 с.
4. Алешкин В.Р., Роцин П.М. Механизация животноводства.-М.: Агропромиздат, 1985. -218с.
5. Анакин И.А. Анализ работы шнеков комбайна // Тракторы и сельхозмашины. – 1959, №1. –С. 24-26.
6. Белянчиков М.М., Смирнов А.І. Механізація тваринництва. -К.: "Вища школа". -1980, -375с.
7. Вітровий А.О. Обґрунтування параметрів технологічного процесу роботи модульного гвинтового агрегату. Дис. канд. техн. наук: 05.20.01.- Луцьк, 1999.- 138с.
8. Вітровий А.О., Гевко Р.Б. Силовий аналіз робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра //Збірник наукових статей Луцького державного технічного університету "Сільськогосподарські машини". -Вип. 4. -Луцьк: Видавництво ЛДТУ. -1998. -С. 34-36.
9. Вайсон А.А. Подъёмно-транспортные машины. -М.: Машиностроение, 1989. -536с.
10. Василенко П.М. О методике механико-математических изысканий при разработке проблем сельскохозяйственной техники. -М.: БТИ ГОСНИТИ, 1962.- 230с.
11. Василенко П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин. -К.: Изд. УСХА, 1960. -216с.

12. Вітровий А.О. Результати досліджень пошкодження зерна гнучким гвинтовим конвеєром //Механізація сільськогосподарського виробництва: Зб. наук. пр. Нац. агр. ун-ту. -К.: В-во НАУ, -1999. -Т.6. -С. 34-36.
13. Гевко Б. , Лещук Р., Мельник С. Визначення конструктивних параметрів шарнірного робочого органа гвинтового конвеєра. – Львів: Машинознавство, 1999.- №7. – с. 48-50.
14. Гевко Б. М. та інш. Механізми з гвинтовими пристроями. – Львів: Світ, 1993.-208с.
15. Гевко Б.М. Відпрацювання конструкції гвинтових секційних робочих органів на технологічність / Б.М. Гевко, В.М. Клендій, Т.Д. Навроцька // Вісник ХНТУ СГ ім. П. Василенка. – Харків, 2015. – Вип. 156. – С. 498-505.
16. Гевко Б.М. Гвинтовий шарнірно-секційний робочий орган / Б.М. Гевко, В.М. Клендій, Т.Д. Навроцька // Матеріали III наукової конференції механіко-технологічного факультету ТНТУ ім.. І. Пулюя, 21 травня 2015 р. : тези допов. – Тернопіль : ТНТУ, 2015. – С. 15-16.
17. Гевко Б.М. Научные основы разработки винтовых транспортирующих механизмов сельскохозяйственных машин: Дис...д-ра техн. наук: 05.05.11 -Ростов-на-Дону, 1987. -450с.
18. Гевко Б.М. Розрахунок гнучких валів гвинтових механізмів / Б.М. Гевко, В.З. Гудь, Р.В. Комар, В.М. Клендій, Т.Д. Навроцька, О.П. Катрич // збірник наукових праць «Перспективні технології та прилади» – Луцьк, 2014. – Вип. №5 (2). – С. 22-28.
19. Гевко Б.М. Структурний синтез гнучких гвинтових робочих органів конвеєрів/ Б.М. Гевко, А.Є. Дячун, Р.О. Любачівський, В.М. Клендій // зб. наук. статей «Сільськогосподарські машини» – Луцьк, 2013. – Вип. 24. – С. 40-52.
20. Гевко Б.М. Технология изготовления спиралей шнеков. -Львов: Вища школа, 1986. -128с.
21. Гевко Б.М. Технологічність конструкцій механізмів з гвинтовими робочими органами / Б.М. Гевко, А.Є. Дячун, І.М. Кучвара, В.М. Клендій // зб. наук. статей «Сільськогосподарські машини» – Луцьк, 2013. – Вип. 26. – С. 13-19.

22. Гевко Б.М., Рогатынський Р.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. -Львов: Выща школа. Изд-во при Львов. ун-те, 1989. -176с.

23. Гевко І.Б. Обґрунтування параметрів гвинтових завантажувачів / І.Б. Гевко, Ю.М. Тарасюк, В.М. Клендій // Наукові нотатки: міжвуз. зб.наук. праць. – Луцьк, 2014. – Вип. 44. – С. 55-62.

24. Гевко І.Б. Принципи конструювання робочих органів гвинтових конвеєрів / І.Б. Гевко, В.М. Клендій // Матеріали VII наукової конференції , 20-21 листопада 2013 р. : тези допов. – Тернопіль : ТНТУ, 2013. – С. 15

25. Гевко І.Б. Результати експериментальних досліджень гвинтових транспортних механізмів / І.Б. Гевко, А.Є. Дячун, Р.О. Любачівський, В.М. Клендій, // зб. наук. статей «Сільськогосподарські машини» – Луцьк, 2013. – Вип. 26. – С. 42-50.

26. Гевко І.Б. Розробка і дослідження низькочастотних пристроїв для виконання технологічних процесів гнучкими гвинтовими конвеєрами. Дис. канд. техн. наук: 05.20.01.- Луцьк, 1997.- 162с.

27. Гевко І.Б. Структурний синтез гвинтових сепараторів методом морфологічного аналізу з ієрархічним групуванням / І.Б. Гевко, А.Є. Дячун, Л.Р. Рогатинська, В.М. Клендій, Р.І. Лотоцький // Вісник ТНТУ ім. І. Пулюя. – Тернопіль 2013. – Вип. №1 (69). – С. 131-140.

28. Гевко М.Р. Обґрунтування параметрів секційних гвинтових конвеєрів для транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів. Дис...канд. техн. наук: 05.05.11. -Тернопіль, 2013. -152 с.

29. Гевко Р.Б. Викопувально-очисні пристрої бурякозбиральних машин. Конструювання і розрахунок. - Тернопіль: Поліграфіст.- 1997.- 120с.

30. Герман Х. Шнековые машины в технологии ФРГ. Л.: Машиностроение, 1975. -280с.

31. Гибкий винтовой конвейер: А.С. 1798273 СССР, МПК В 65 G 33/16, 33/24. / Р.Б. Гевко, Б.М. Гевко, М.Г.Данильченко, А.С. Калайджан, В.А.

Мартыненко и И.Б. Гевко. - №4790388/03; Заявлено 12.02.90; Опубл. 28.02.93. Бюл.№8 -2.

32. Горошко З.О. Механіко-технологічні властивості насіння зернових та зернобобових культур // Сільськогосподарські культури. Зб.наук.ст., вип..12. – Луцьк: Ред-вид. Відділ ЛДТУ. –2004. –С. 35-40.

33. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры. -М.: Машиностроение, 1972. - 184с.

34. Григорьев А.М., Преображенский П.А. Гибкие шнеки. -К.: Знание. - 1967. -98с.

35. Григорьев А.М., Преображенский П.А. Теория, расчёт и эксплуатация односпирального гибкого конвейера. -К.: Знание, 1969. -128с.

36. Груздев И.Э., Мирзоев В.Г., Янков В.И. Теория шнековых устройств. - Л.: Машиностроение, 1987. -164с.

37. Душинський В. В. Основи наукових досліджень. Теорія і практикум з програмним забезпеченням / Душинський В. В. – К. : НТУУ “КПІ”, 1998. – 408 с.

38. Дячун А.Є. Морфологічний синтез пристроїв для заміру конструктивних параметрів шнека / А.Є. Дячун, Ю.М. Тарасюк, В.М. Клендій, П.В. Босюк, І.М. Кучвара. // Наукові нотатки: міжвуз. зб. наук. праць. – Луцьк, 2014. – Вип. 44. – С. 98-103.

39. Дячун А.Є. Прилад для заміру сили опору сипких матеріалів / А.Є. Дячун, В.П. Дмитренко, В.М. Клендій // Міжнародна науково-технічна конференція молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій», 19-20 листопада 2014 р. : тези допов. – Тернопіль : ТНТУ, 2014. – С. 98.

40. Дячун А.Є. Технологічні передумови розрахунку гвинтового розходоміра / А.Є. Дячун, В.Д. Дмитренко, В.М. Клендій, Т.Д. Навроцька, О.П. Катрич // збірник наукових праць «Перспективні технології та прилади» – Луцьк, 2014. – Вип. №5 (2). – С. 51-57.

41. Зажигаев Л. С. Методы планирования и обработки результатов физического эксперимента / Л. С. Зажигаев, А. А. Кишьян, Ю. И. Романиков. – М. : Атомиздат, 1978. – 258 с.

42. Зенков Р.Л. Бункерные устройства. -М.: Машиностроение, 1972. -182с.
43. Зенков Р.Л. Механика насыпных грузов. -М.: Машиностроение, 1973. -220с
44. Зенков Р.Л., Иванков Н.И., Колобов Л.И. Машины непрерывного транспорта.- М.: Машиностроение, 1987. -320с.
45. Зуев Ф.Г. Подъемно-транспортные машины зерноперерабатывающих предприятий./ Ф.Г.Зуев, Н.А.Лотков, А.И.Полухин// - М.: Колос, 1978. - 264 с.
46. Зуев Ф.Г., Лотков Н.А., Полухин А.И. Подъемно-транспортные машины зерноперерабатывающих предприятий. - М.: Колос, 1978. - 264 с.
47. Иванченко Ф.К. Конструкция и расчёт подъёмно-транспортных машин. -К.: Выща школа. -1988. -426с.
48. Капаціла Ю.Б. Розробка і дослідження технологічних процесів багатофункціональних агрегатів для кормовиробництва: Дис канд. техн. наук: 05.05.11.- Луцьк, 1999.- 138с.
49. Клендій В.М. Секційний шарнірний гвинтовий робочий орган / В.М. Клендій // Міжнародна науково-технічна конференція молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій», 19-20 листопада 2014 р. : тези допов. – Тернопіль : ТНТУ, 2014. – С. 111.
50. Клендій М.Б. Обґрунтування параметрів перевантажувального патрубку гвинтового конвеєра. Дис. канд. техн. наук: 05.05.05.- Тернопіль, ТДТУ.- 2007.-137с.
51. Клендій М.Б. Рух матеріальної частинки по похилій площині, всі точки якої в коливальному русі описують кола в горизонтальних площинах / М.Б. Клендій, В.М. Клендій // Матеріали VII наукової конференції , 20-21 листопада 2013 р. : тези допов. – Тернопіль : ТНТУ, 2013. – С. 27.
52. Конвейеры: Справочник /Р.А. Волков, А.Н. Гнутов и др. Под общ. ред. Ю.А. Пертена.- Л.: Машиностроение, 1984.- 367с.
53. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике. Для научных работников и инженеров. М., "Наука", 1978 г., 832 с.

54. Корнеев Г.В. Транспортёры и элеваторы сельскохозяйственного назначения. -М.: Машиностроение, 1961. -248с.
55. Костецкий Б.И. Трение, смазка и износ в машинах.- К.: Техника, 1970.- 253с.
56. Кошевий Е.А. і ін. Довідник по виробництву комбікормів. -К.: Урожай, 1986. -284с.
57. Красников В.В. Подъомно-транспортные машины. - М.: Агропромиздат, 1981.-272с.
58. Кулаковский И.В., Кирпичников Ф.С., Резник Е.И. Машины и оборудование для приготовления кормов. Справочник в 2 ч. -М.: Росагропромиздат, 1988. -328с.
59. Куцин Л.М. Механико-технические основы создания транспортирующих, дозирующих и смешивающих устройств для приготовления кормов на животноводческих фермах: Автореф. дис...д-ра техн. наук: /Институт сельхозмашиностроения. -Ростов-на-Дону, 1982. -38с.
60. Летошнев М.Н. Сельскохозяйственные машины. - Л.:Сельхозгиз, 1955.-764с.
61. Лещук Р.Я. Обґрунтування конструктивно-силових параметрів секційних робочих органів гвинтових перевантажувальних механізмів. Дис.канд.тен.наук: 05.02.02.- Львів, ЛНТУ “Львівська політехніка”.- 2004.-148с.
62. Ляшук О.Л. Гвинтові завантажувачі в агропромисловому комплексі / О.Л. Ляшук, А.Є. Дячун, Ю.М. Тарасюк, В.М. Клендій, // Вісник ХНТУ СГ ім. П. Василенка. – Харків, 2014. – Вип. 144. – С. 141-145.
63. Математика и САПР /В 2-х кн. Кн. 1. Шенен П., Коснар М., Гардан Н. и др. Пер. с франц. -М.: Мир, 1988. -204с.
64. Математическая теория оптимальных процессов /Пентрегин Л.С., Болтенский В.Г., Гамирелидзе Е.Ф. и др. -М.: Наука, 1969. -231с.
65. Математическая теория оптимальных процессов /Пентрегин Л.С., Болтенский В.Г., Гамирелидзе Е.Ф. и др. -М.: Наука, 1969. -231с.

66. Матухно Н.В. Шнекові транспортні органи зернозбиральних комбайнів// Науковий вісник: Зб. наук. праць Нац. агр. ун-ту, вип. 9. –К.: НАУ, 1998. –С. 256–260.
67. Машины непрерывного транспорта /Под ред. В.И.Плавинского -М.: Машиностроение, 1969. -719с.
68. Машины непрерывного транспорта /Под ред. В.И.Плавинского -М.: Машиностроение, 1969. -719с.
69. Мейз Дж. Теория и задача механики сплошных сред: Пер. с англ. -М.: Мир, 1974. -320с.
70. Механізми з гвинтовими пристроями /Гевко Б.М., Данильченко М.Г., Рогатинський Р.М., Пилипець М.І., Матвійчук А.В. - Львів : Світ, 1993. -208с.
71. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів: Підручник /О.М.Царенко, Д.Г.Войтюк, М.В. Швайко та інші; За ред. С.С. Яцуна – К.: Мета, 2003. – 448с.
72. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів/ Г.А.Хайліс, А.Ю.Горбовий, З.О.Горошко та інші. – Луцьк: Ред-вид. Відділ ДЛТУ, 1998. –268с.
73. Михайлов С.Н. Транспортирование сыпучих материалов односпиральным гибким шнеком: Автореф. дис...к-та техн. наук: 05.20.04./ - Казань: КХТИ им. С.М.Кирова, 1971. -26с.
74. Михайлов С.Н., Вацагин К.Д., Труфанов А.А. Течение вязкой жидкости в односпиральном гибком шнеке //Труды КХТИ им. С.М.Кирова, вып. 39, ч.ІІ. -1969. -С.44-46.
75. Михайлов С.Н., Преображенский П.А. Влияние угла наклона заборного участка гибкого шнека на его производительность//Труды КХТИ им. С.М.Кирова, вып. 37. -1968. -С. 30-34.
76. О мощности, потребляемой односпиральным гибким шнеком при перемещении порошкообразных и мелкозернистых материалов на горизонтальной трассе транспортирования /Михайлов С.Н., Вацагин К.Д., Труфанов А.А.

//Спирально-винтовые транспортёры (гибкие шнеки) и смесители. Сб. статей, - Казань, -1970. -С24-26.

77. Омельченко А.А., Куцин Л.М. О некоторых теоретических предпосылках к расчёту винтовых транспортёров //Тракторы и сельхозмашины. - 1964. -№12. -С.22-24.

78. Омельченко А.А., Ткач Б.Д. Довідник по механізації тваринницьких і пташиних ферм і комплексів. -К.: Урожай, 1982. -271с.

79. Павлова І.О. Механізоване транспортування сільськогосподарських сипких матеріалів// Сільськогосподарські машини. Збірник наукових статей. Випуск 10.- Луцьк: Редакційно-видавничий відділ ЛДТУ, 2002.- С.168-175.

80. Павлова І.О. Обґрунтування параметрів гнучкого валу гвинтового конвеєра// Сільськогосподарські машини. Збірник наукових статей. Випуск 12.- Луцьк: Редакційно-видавничий відділ ЛДТУ, 2004.- С.108-115.

81. Павлова І.О. Обґрунтування параметрів шарнірного робочого органу гвинтового конвейєра. Дис...канд. техн. наук: 05.05.05. -Тернопіль, 2006. -140 с.

82. Павх І.І. Обґрунтування параметрів сепараторних стрічкових транспортерів бурякозбиральних машин. Дис. канд. техн. наук: 05.05.11.- Луцьк, 2000.- 148с.

83. Пат. 59078А Україна МПК7 В65G33/16. Гвинтовий конвейєр / Клендій М.Б., Павлова І.О., Гевко Р.Б., Ткаченко І.Г. Заявка - №2003010046; Заявл. 02.01.2003; Опубл. 15.08.2003. Бюл.№8.- 3 с.

84. Пат. 67426А Україна МПК7 В65G33/16. Робочий орган гнучкого гвинтового конвейєра /Васильєв А.Й., Гевко Р.Б., Павлова І.О. Заявка - №2003098691; Заявл.24.09.2003; Опубл.15.06.2004. Бюл.№6. – 2 с.

85. Пат. 72993 Україна, МПК (2006.01) G01В 3/20. Універсальний пристрій для заміру конструктивних параметрів шнеків / Ляшук О.Л. Любачівський Р.О., Чвартацький Р.І. , Гевко І.Б., Бригадир Б.Т., Клендій В.М.; заявник та патентовласник Ляшук О.Л. Любачівський Р.О., Чвартацький Р.І. , Гевко І.Б., Бригадир Б.Т., Клендій В.М. – и 2012 00926; заявл. 30.01.2012; опубл. 10.09.2012, Бюл.№ 17.

86. Пат. 85010 Україна, МПК (2006.01) В65G 33/14. Гвинтова секційна спіраль/ Комар Р.В., Дзюра В.О., Дячун А.Є., Клендій В.М., Гевко І.Б.; заявник та патентовласник Комар Р.В., Дзюра В.О., Дячун А.Є., Клендій В.М., Гевко І.Б. – u 2013 04972; заявл. 18.04.2013; опубл. 11.11.2013, Бюл. № 21.

87. Пат. 85011 Україна, МПК (2006.01) В65G 33/14. Секційна гвинтова спіраль / Ляшук О.Л., Любачівський Р.О., Дзюра В.О., Клендій В.М., Гевко І.Б.; заявник та патентовласник Ляшук О.Л., Любачівський Р.О., Дзюра В.О., Клендій В.М., Гевко І.Б. – u 2013 04973; заявл. 18.04.2013; опубл. 11.11.2013, Бюл. № 21.

88. Пат. 99245 Україна, МПК (2006.01) В65G 33/00. Завантажувач гвинтовий з пересипом / Дячун А.Є., Тарасюк Ю.М., Клендій В.М., Рогатинська Л.Р.; заявник та патентовласник: Дячун А.Є., Тарасюк Ю.М., Клендій В.М., Рогатинська Л.Р. – u 2014 13365; заявл. 12.12.2014; опубл. 12.05.2015, Бюл. № 9.

89. Пилипець М.І. Розробка і дослідження гнучких гвинтових конвеєрів: Дис...канд. техн. наук: 05.20.04. -Тернопіль, 1993. -269 с.

90. Пилипець М.І., Вітровий А.О. Розрахунок параметрів спіралей шнеків гнучких гвинтових конвеєрів //Збірник наукових праць Національного аграрного університету "Механізація сільськогосподарського виробництва". -Том 4. -Київ: Видавництво НАУ. -1998. -С. 245-247.

91. Підвищення технічного рівня гнучких гвинтових конвеєрів: монографія/ Гевко Р.Б., Вітровий А.О., Пік А.І.- Тернопіль: Астон, 2012.-204 с.

92. Пік А.І. Підвищення технічного рівня засобів механізованого переміщення сипких сільськогосподарських матеріалів по криволінійних трасах. Дис. канд. техн. наук: 05.20.01.- Луцьк, 1999.- 149с.

93. Преображенский П.А. Транспортирование порошкообразных и мелкозернистых материалов гибким шнеком: Автореф. дис...канд. техн. наук: 05.20.04. / Казань: КХТИ им. С.М.Кирова, 1964. -26с.

94. Проспект фірми "FALKON", Італія.

95. Прочность, устойчивость, колебания. Справочник в 3-х томах. Том 2. Под. ред. И.А.Биргенра и Я.Г.Пановко. М.: "Машиностроение", 1968 - 463 с.

96. Прочность. Устойчивость. Колебания: Справочник. В 3 т. /Под ред. Биргера И.А. и Пановко Я.Г. М., 1968. -Т.1: Машиностроение. -457с.
97. Реклейтис Г., Рейвиндран А., Рэгсдел К. Оптимизация в технике. В 2-х кн. - М.: Мир, 1986. -Т.І. -349с., Т.ІІ. -320с.
98. Рогатинська О.Р., Дудун Ю.В., Рогатинська Л.Р., Клендій М.Б. Оптимізація режимів роботи та конструктивних параметрів вертикальних гвинтових конвейерів// Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. Випуск 44. – Харків, 2006. – С. 258 – 264.
99. Рогатинський Р.М. Дослідження процесів транспортування вантажів мобільними гвинтовими конвеєрами. //Збірник наукових праць Національного аграрного університету "Сучасні проблеми сільськогосподарського машинобудування". -Том 1. -Київ: Видавництво НАУ. -1997. -С. 69-73.
100. Рогатинський Р.М. Дослідження напружено-деформівного стану гвинтових робочих органів. //Збірник наукових праць Національного аграрного університету "Сучасні проблеми сільськогосподарського машинобудування". - Том 1. -Київ: Видавництво НАУ. -1997. -С. 34-39.
101. Рогатинський Р.М. Дослідження процесів транспортування вантажів мобільними гвинтовими конвеєрами. //Збірник наукових праць Національного аграрного університету "Сучасні проблеми сільськогосподарського машинобудування". -Том 1. -Київ: Видавництво НАУ. -1997. -С. 69-73.
102. Рогатинський Р.М. Механіко-технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів з сировиною сільськогосподарського виробництва: Дис...докт. техн. наук: 05.20.04. -К.,1997. -425с.
103. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин / Под. ред. Клецкина М.И. –2-е изд. – М.: Машиностроение, 1967.–Т.1. –863 с.
104. Теория, конструкция и расчет сельхозмашин /Е.С.Босой, О.В.Верняев, И.И.Смирнов, Е.Г.Султан-Шах. -М.: Машиностроение, 1978. -568с.
105. Усов К.А. Опытные промышленные образцы трубчатых скребковых конвейеров. Труды ВНИИПТМАШ “Новые конвейеры и элеваторы”, вып10, 1961. – С. 29-48.

106. Хайлис Г.А. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин. - К.: Изд-во УСХА, 1992. -240с.
107. Хозина П. И. О коэффициенте наполнения винтовых транспортеров / П. И. Хозина журнал Саратовского института механизации сельского хозяйства. – 1965. – №31. – С. 60-67.
108. Чернега В.И., Мазуренко И.Я. Краткий справочник по грузоподъемным машинам. -К.: Техника, 1981. -360с.
109. Штремель Т.Х. Грузоподъемные машины. -М.: Высш. школа, 1980. - 304с.
110. Штуков Н. К. Варианты уравнений для исследования осевого перемещения частиц в шнеках / Н. К. Штуков, А. М. Григорьев // В кн. : Исследования по механизации электрификации сельского хозяйства. – 1968. – С. 94 – 105.
111. Штуков Н. К. Влияние параметров шнека на осевую скорость транспортируемого материала : автореферат дис. на здобуття наук. ступення канд. техн. наук : 05.05.05. «Підіймально – транспортні машини» / Н. К. Штуков. – Харків, 1969. – 22 с.
112. Щербаков А. С. О различии понятий «коэффициент производительности» и «коэффициент наполнения» винтового конвейера Новое в технике и технологии добыче торфа и комплексном его использовании / А. С. Щербаков // Труды ВНИИТП, восп. 37. – Л., 1976. – С. 49-52.
113. De Jossellinde de Jong G. Statics and kinematics in the failable zone of a granular material. Delft – Waltman, 1959.
114. Deutsches Patentamt. DE 30 18 929 A1. Biegsne Schnecke fur Scneckenforderer. Anmeldetag: 17.10.79. Offentegungstag 26.11.81.
115. Deutsches Patentamt. DE 3021115 A1. B 65 G 33/16. Fordereinrichtung, insbesondere fur trockene Forderguter. Anmeldetag: 4.6.80. Offentegungstag 12.12.81.
116. Deutsches Patentamt. DE 3242754 A1. Schneckenforder. Anmeldetag: 18.11.82. Offentegungstag 24.5.84.

117. Europäische Patentanmeldung. O 187 889 A1. Schneckenfurdervorrichtung. Anmeldetag: 16.4.85. Offentegungstag: 23.07.86.
118. European Patent O 005 498 A1. Sectional conveyor chain for granulated and/or powdered materials, particularly for fodders. Date of filing: 08.05.79. Date of publication of application 28.11.79.
119. European Patent O 096 673 A2. Device for the transfer of material between a substantialli horizontal and substantialli vertical borew conveyor. Date of filing: 03.06.83. Date of publication of application 21.12.83.
120. Fernandezi J. Efekt of screw design on hopper draw down by a horizontal screw feeder /J. Fernandezi, P. Cleary, W. McBride // Seventh International Conference on CFD in the Minerals and Process Industries CSIRO (Melbourne, Australia, 9-11 December 2009).
121. Gill, David R., Conveying strategies: Determining the characteristics or parameters for a flexible screw conveyor, Food Processing, March 2002.
122. Gill, David R., The most efficient distance between two points article, Paint & Coatings Industry; Aug2002, Vol. 18 Issue 8, p64
123. Hevko I.B. Investigation of the stability of the tonsorial vibrations of a screw conveyer under the influence of pulse forces / I.B. Hevko, A.Ye. Dyachun, V.Z. Hud, L.R. Rohatynska L.R., Klendiy V.M. // INMATEH «Agricultural Engineering » vol 45, no. 1 / 2015. PP. 77-86, Bucharest. ISSN 2068-2239. (Scopus).
124. Japan patent. JP 55093715A. B65G33/16; B65G33/26. Articulated screw conveyor in bent pipe or ushaped groove. 16.07.1980.
125. Japan patent. JP 55093715A. B65G33/16; B65G33/26. Flexible screw conveyor. 25.01.2008.
126. Lake Ekelund. Screw conveyer № 4,717,014 B65G65/16. – Date of Patent: Jan. 5, 1988.
127. Me Kelvey J.M. : Polymer Proceseimg. New York : John Wiley A. Sons, Inc. 1962.
128. Nilsson L. - G. On the vertical serew conveyor for non- cohesive buek materials / L. G. Nilsson; Acla polytechnica Scandinavica. – Stokholm, 1971. – 96

129. Oleg LYASHUK Andriy DYACHUN, Roman ZOLOTUY, Olexandr OLEKSYSHYN, Yroslav ZAMORA, Zdenko TKÁČ. 2013. – Results of Experimental Research of Granular Materials Transportation by Tubular Scraper Conveyors. In *acta technologica agriculturae*, 2013, no. 4, p.101-105, Nitra, Slovak Republic. ISBN 1335-2555.
130. Rehkugler Gerald E. Screw conveyors – state of the art. *Trans. ASAE*, 1967, 10, №5, 615–618, 621.
131. Savage S. B. Stresses developed by dry cohesionless granular materials in an annular shear cell // S. B. Savage, M. Saged // *J. Fluid Mech.* – 1984. V. 142. P.– 391
132. Uchida K., Okamoto K. Measurement of powder flow in a screw feeder by x-ray penetration image analysis // *Measurement Science and Technology*. 2006. V. 17. P. 419-426.
133. Uchida K., Okamoto K. Measurement technique on the diffusion coefficient of powder flow in a screw feeder by X-ray visualization // *Powder Technology*. 2008. V. 187. I. 2. P. 138-145.
134. Uchida K., Okamoto K. X-ray visualisation of powder flow in a screw feeder for different shaped screws // *Journal of Visualisation*. 2007. V. 10. 4. P. 347-348.
135. United States Patent 2,830,695. FLEXIBLE SCREW CONVEYOR. Filed: Dec. 16.1955. Date of publication of application: 15.04.58.
136. United States Patent 2,888,128. POWER OPERATED FLEXIBLE CONVEYOR. Filed: Dec. 16.1955. Date of publication of application: 26.06.59.
137. United States Patent 4,356,910. EXTENDABLE AUGER. Filed: Jbn. 28.1980. Date of publication of application: Nov.2.1982.
138. United States Patent 4,364,831. CHIP CONVEYOR. Filed: Dec. 15.1980. Date of publication of application: 21.12.83.
139. Deutsches Patentamt. DE 3242754 A1. SchneckenforderAnmeldetag: 18.11.82. Offentegungstag 24.5.84.

ДОДАТОК А

Патенти на корисні моделі



ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **72993** (13) **U**
(51) МПК
G01B 3/20 (2006.01)

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: **u 2012 00926**
(22) Дата подання заявки: **30.01.2012**
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: **10.09.2012**
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: **10.09.2012, Бюл.№ 17**

(72) Винахідник(и):
**Ляшук Олег Леонтійович (UA),
Любачівський Роман Орестович (UA),
Чвартацький Роман Ігорович (UA),
Гевко Ігор Богданович (UA),
Бригадир Богдан Тарасович (UA),
Клендій Володимир Миколайович (UA)**

(73) Власник(и):
**Ляшук Олег Леонтійович,
вул. Б. Лепкого, 6/127, м. Тернопіль, 46000 (UA),
Любачівський Роман Орестович,
вул. Довженка, 7/19, м. Тернопіль, 46020 (UA),
Чвартацький Роман Ігорович,
вул. Шашкевича, 21/4, м. Бережани,
Тернопільська обл., 47501 (UA),
Гевко Ігор Богданович,
вул. І. Сірка, 10/2, м. Тернопіль, 46020 (UA),
Бригадир Богдан Тарасович,
вул. 15 Квітня, 2/24, м. Тернопіль, 46023 (UA),
Клендій Володимир Миколайович,
вул. Шашкевича, 18, м. Бережани,
Тернопільська обл., 47501 (UA)**

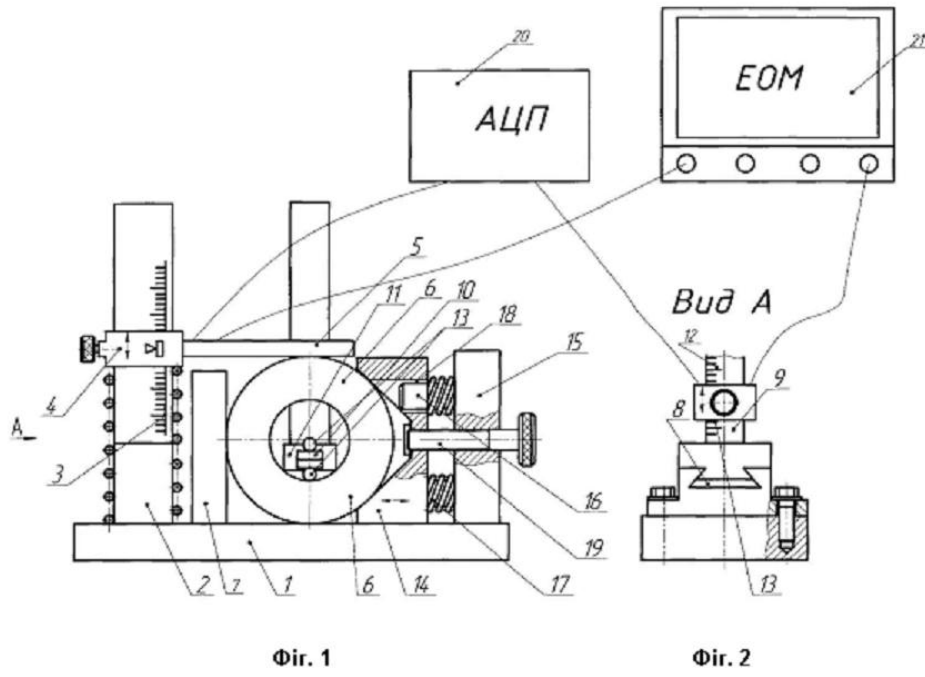
(54) УНІВЕРСАЛЬНИЙ ПРИСТРІЙ ДЛЯ ЗАМІРУ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ШНЕКІВ

(57) Реферат:

Універсальний пристрій для заміру конструктивних параметрів шнеків містить нижню плиту, вертикальну стійку з шкалою ноніуса, рухому рамку з вимірювальною планкою, гвинтовий затискач, елемент для заміру, пружину стиснення, підтискну призму, шпильку з відтискним гвинтом, упорну планку, аналого-цифровий перетворювач і комп'ютер.

UA 72993 U

UA 72993 U



UA 72993 U

Корисна модель належить до галузі машинобудування і може мати використання при замірі конструктивних параметрів шнеків.

Відомий контрольний пристрій для заміру конструктивних параметрів шнеків, який виконано у вигляді нижньої плити, до якої жорстко закріплена задня вертикальна стійка з шкалою ноніуса, рухомою рамкою, з вимірювальною планкою і з гвинтовим затискним елементом для заміру зовнішнього діаметра шнека, а також установчих і фіксуючих елементів [Гевко Б.М. та інші "Технологічні основи підвищення якісних показників роботи коренезбиральних машин". Тернопіль 2007, Видавн. Сорока, рис. 5.8.].

Основний недолік контрольного пристрою - обмежені технологічні можливості і мала продуктивність контрольних операцій.

В основу корисної моделі поставлено задачу розширення технологічних можливостей і підвищення продуктивності контрольних операцій шляхом виконання універсального пристрою у вигляді нижньої плити, до якої жорстко закріплена задня вертикальна стійка з шкалою ноніуса, рухомою рамкою, з вимірювальною планкою і з гвинтовим затискним елементом для заміру зовнішнього діаметра шнека, а також установчих і фіксуючих елементів, причому на нижній плиті ззаду жорстко встановлена задня упорна планка, яка є базовою і яка є у взаємодії з зовнішнім діаметром шнека по його довжині, а рухома рамка знизу є у взаємодії з пружиною стиснення, яка знизу є у взаємодії з поверхнею нижньої плити, з діаметральної протилежної сторони шнека є у взаємодії з підтискною призмою, яка жорстко закріплена до передньої упорної планки, яка жорстко закріплена до нижньої плити і є паралельною до задньої упорної планки, зі сторони шнека, до передньої упорної планки, жорстко під'єднані шпильки, які є у взаємодії з пружинами стиснення, які жорстко закріплені до підтискної призми і підтискають шнек до задньої упорної планки з можливістю осьового переміщення, крім цього шпильки зі сторони підтискної призми встановлено в наскрізні отвори з можливістю осьового переміщення, крім цього підтискна призма жорстко з'єднана з віджимним гвинтом відомим способом, який є у взаємодії з наскрізним отвором задньої упорної планки з можливістю осьового переміщення, а механізми виміру зовнішнього і внутрішнього діаметрів під'єднані до аналого-цифрового перетворювача і комп'ютера.

Універсальний контрольний пристрій для заміру конструктивних параметрів шнеків зображено на Фіг. 1, Фіг. 2 - вид по стрілці А на фіг. 1.

Універсальний пристрій для заміру конструктивних параметрів шнеків виконано у вигляді нижньої плити 1, до якої жорстко закріплена задня вертикальна стійка 2 з шкалою ноніуса 3 і рухомою рамкою 4 з гвинтовим затискним елементом і вимірювальною планкою 5 для заміру зовнішнього діаметра шнека 6. На нижній плиті 1 ззаду жорстко встановлено задню упорну планку 7 для точного базування шнека 6. Справа на нижній плиті 1 на напрямних типу ластівчина хвоста 8 встановлено праву вертикальну стійку 9 для переміщення по довжині нижньої плити для заміру внутрішнього діаметра шнека 6. Для цього використовують вимірювальну планку 10, яка жорстко кріпиться до рухомої рамки 11 і жорстко фіксується гвинтом. На правій вертикальній стійці 9 нанесена шкала ноніуса 12 для заміру внутрішнього діаметра шнека 6. Ця операція здійснюється за допомогою щупа 13 двосторонньої дії при його переміщенні по правій стійці 9. Другим упором шнека 6 на нижній плиті 1, з діаметрально протилежної сторони є підтиснута призма 14, яка жорстко закріплена до передньої упорної планки 15, яка жорстко закріплена до нижньої плити 1 і яка є паралельною до задньої упорної планки 7. Підтиснута призма 15 є у взаємодії з шпильками 16, які встановлені перпендикулярно до осі шнека і є у взаємодії з пружинами стиснення 17, які жорстко закріплені до підтиснутої призми 14, і підтискають шнек 6 до задньої планки 7 з можливістю осьового переміщення. При цьому ліві кінці шпильок 16 є у взаємодії з наскрізними отворами 18 підтиснутої призми 14 з можливістю осьового переміщення.

Для вільного встановлення шнека 6 для заміру його параметрів підтискна призма 14 відводиться в сторону за допомогою відтяжного гвинта 19 відомої конструкції, який жорстко кріпиться до підтискної призми 14 і через наскрізний отвір передньої планки 15 виходить назовні.

Вимірювальна планка 5 і щуп 13 системою каналів з'єднано з аналогового-цифровим перетворювачем 20, а той, в свою чергу, з комп'ютерною системою 21, Фіг. 2.

Робота універсального пристрою для заміру конструктивних параметрів шнеків здійснюється наступним чином. Вимірювальну планку 5 з рухомою рамкою 4 піднімають вгору, а притискна призма 14 відводиться вправо за допомогою відтискного гвинта 19 і в простір під ними встановлюється шнек 6, з якого необхідно зняти конструктивні параметри. Шнек задньою частиною впирається в упорну планку 7, а спереду підпирається підтискною призмою 14 і фіксується гвинтом і упором, які розміщені в Т-подібному пазу. З правого торця у внутрішній

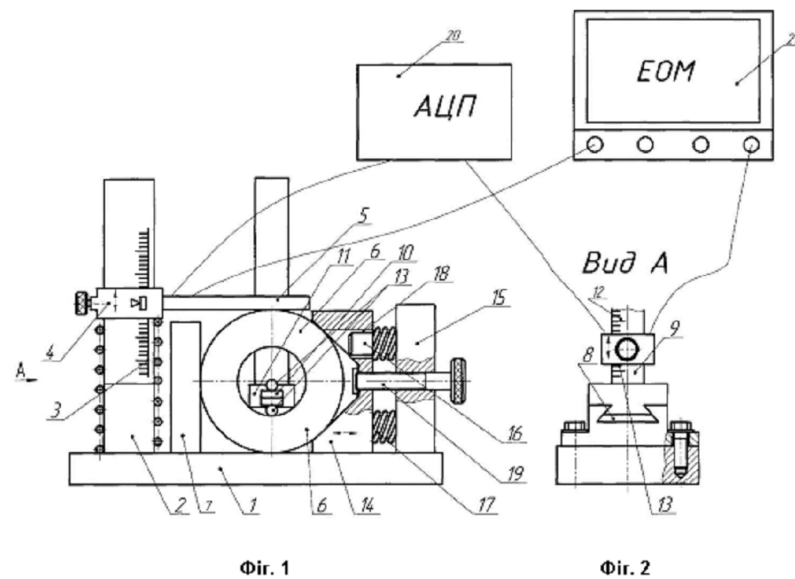
UA 72993 U

отвір шнека 6 вводиться планка 10 з двостороннім щупом 13 відомої конструкції і за допомогою напрямних типу ластівчина хвоста 8 з можливістю лінійного переміщення. Після цих підготовчих операцій за допомогою планки 5 і щупа 13 здійснюють замір зовнішнього і внутрішнього діаметрів шнека 6, а за допомогою комп'ютера здійснюється фіксація параметрів і побудова графіків роботи станда з видачею рекомендацій щодо режимів роботи приводних плоских пасів.

Після завершення заміру шнек 6 знімають з пристрою за попередньою схемою та на його місце встановлюють другий. До переваг пристрою належить розширення технологічних можливостей і підвищення продуктивності праці контрольних операцій.

10 ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

Універсальний пристрій для заміру конструктивних параметрів шнеків, який виконано у вигляді нижньої плити, до якої жорстко закріплена задня вертикальна стійка з шкалою ноніуса, рухомою рамкою з вимірювальною планкою з гвинтовим затискним елементом для заміру зовнішнього діаметра шнека, а також установних і фіксуючих елементів, який **відрізняється** тим, що на нижній плиті ззаду жорстко встановлена задня упорна планка, яка є базовою і яка є у взаємодії з зовнішнім діаметром шнека по його довжині, а рухома рамка знизу є у взаємодії з пружиною стиснення, яка знизу є у взаємодії з поверхнею нижньої плити, з діаметральної протилежної сторони шнека є у взаємодії з підтискною призмою, яка жорстко закріплена до передньої упорної планки, яка жорстко закріплена до нижньої плити і є паралельною до задньої упорної планки, зі сторони шнека до передньої упорної планки жорстко під'єднані шпильки, які є у взаємодії з пружинами стиснення, які жорстко закріплені до підтискної призми і підтискають шнек до задньої упорної планки з можливістю осьового переміщення, крім цього шпильки зі сторони підтискної призми встановлено в наскрізні отвори з можливістю осьового переміщення, крім цього підтискна призма жорстко з'єднана з віджимним гвинтом відомим способом, який є у взаємодії з наскрізним отвором задньої упорної планки з можливістю осьового переміщення, а механізми виміру зовнішнього і внутрішнього діаметрів під'єднані до аналого-цифрового перетворювача і комп'ютера.



Комп'ютерна верстка А. Крижанівський

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Урицького, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

ДП "Український інститут промислової власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601



ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **85010** (13) **U**
(51) МПК
B65G 33/14 (2006.01)

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: **u 2013 04972**
(22) Дата подання заявки: **18.04.2013**
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: **11.11.2013**
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: **11.11.2013, Бюл.№ 21**

(72) Винахідник(и):
Комар Роман Васильович (UA),
Дзюра Володимир Олексійович (UA),
Дячун Андрій Євгенович (UA),
Клендій Володимир Миколайович (UA),
Гевко Ігор Богданович (UA)
(73) Власник(и):
Комар Роман Васильович,
вул. В. Великого, 3/6, м. Тернопіль, 46016 (UA),
Дзюра Володимир Олексійович,
бул. Д. Галицького, 16/29, м. Тернопіль, 46013 (UA),
Дячун Андрій Євгенович,
вул. Сонячна, 3, с. Нижчі Луб'янки, Збаразький р-н, Тернопільська обл., 47361 (UA),
Клендій Володимир Миколайович,
вул. Шашкевича, 18, м. Бережани, Тернопільська обл., 47501 (UA),
Гевко Ігор Богданович,
вул. І. Сірка, 10/2, м. Тернопіль, 46020 (UA)

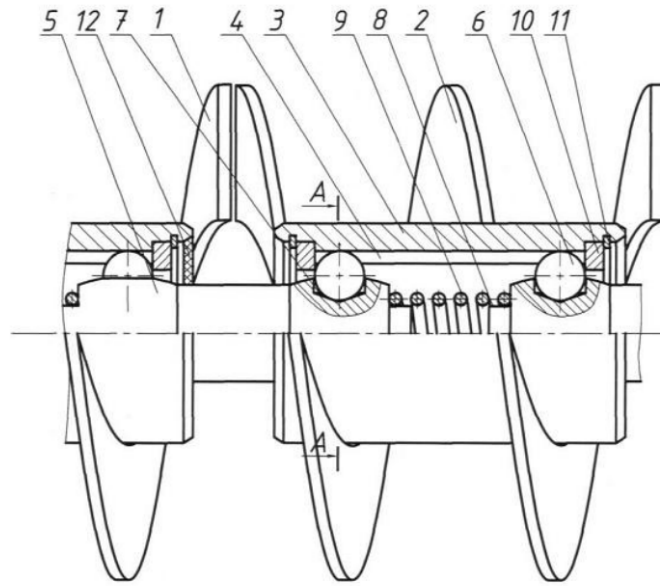
(54) ГВИНТОВА СЕКЦІЙНА СПІРАЛЬ

(57) Реферат:

Гвинтова секційна спіраль виконана з окремих секцій однакових діаметрів і довжин, з'єднаних між собою механізмом з'єднання. Кінці сусідніх секцій внутрішніми діаметрами є у жорсткій взаємодії з шліцьовими втулками, кінці яких через внутрішні діаметри з'єднані між собою за допомогою циліндричних шарнірів, які є у взаємодії через внутрішні шліцьові півкруглі пази, наприклад, чотири, які розміщені рівномірно по колу і які є у взаємодії з кульками, які завальцьовані на кінцях циліндричних шарнірів з можливістю вільного прокручування як карданна передача і осьового переміщення, а циліндричні торці шарнірів є у взаємодії з внутрішніми діаметрами розтискних пружин, крім цього, кульки на кінцях циліндричних шарнірів є у взаємодії з обмежувальними кільцями, які на краях секцій є у взаємодії зі стопорними кільцями.

UA 85010 U

UA 85010 U



Фиг. 1

UA 85010 U

Корисна модель належить до галузей піднімально-транспортних, сільськогосподарських машин, машин харчової та переробної промисловості та інше.

Відома гвинтова спіраль, яка виконана з окремих секцій, однакових діаметрів, з'єднаних між собою механічними елементами. (Гевко І.Б. "Гвинтові транспортні-механічні механізми. Розрахунок і конструювання", Тернопіль, 2008, ТДТУ, табл... 1.1. поз. 13).

Основний недолік прототипу - обмежені технологічні можливості і мала експлуатаційна надійність і великий радіус згину траси транспортування.

Задачею корисної моделі є розширення технологічних можливостей і підвищення експлуатаційної надійності і довговічності шляхом виконання гвинтової секційної спіралі з окремих секцій однакових діаметрів і довжин, з'єднаних між собою механізмом з'єднання, яка відрізняється тим, що кінці сусідніх секцій внутрішніми діаметрами є у жорсткій взаємодії з шліцьовими втулками, кінці яких через внутрішні діаметри з'єднані між собою за допомогою циліндричних шарнірів, які є у взаємодії через внутрішні шліцьові півкруглі пази, наприклад, чотири, які розміщені рівномірно по колу і які є у взаємодії з кульками, які завальцьовані на кінцях циліндричних шарнірів з можливістю вільного прокручування як карданна передача і осьового переміщення, а циліндричні торці шарнірів є у взаємодії з внутрішніми діаметрами розтискних пружин, крім цього, кульки на кінцях циліндричних шарнірів є у взаємодії з обмежувальними кільцями, які на краях секцій є у взаємодії зі стопорними кільцями.

Гвинтова секційна спіраль зображена на фіг. 1 і фіг. 2 - зріз по А-А- на фіг. 1.

Гвинтова секційна спіраль виконана у вигляді двох однакових сусідніх спіралей, лівої 1 і правої 2, кінці яких внутрішніми діаметрами жорстко з'єднані з окремими шліцьовими втулками 3, у внутрішніх діаметрах яких виконані півкруглі осьові шліці 4, які розміщені рівномірно по колу, і є у взаємодії з циліндричними шарнірами 5 через кульки 6, які завальцьовані у гніздах 7 на кінцях циліндричних шарнірів з можливістю вільного перекручування як карданна передача. А торці циліндричних шарнірів 5 меншого діаметра 8 є у взаємодії з внутрішніми діаметрами розтискних пружин 9.

Крім цього кульки 6 на кінцях циліндричних шарнірів 4 є у взаємодії з обмежувальними кільцями 10, які на краях секцій є у взаємодії зі стопорними кільцями 11. Для захисту внутрішніх отворів шліцьових втулок 3 в разі потреби з двох торців закривають манжетами 12 відомим способом.

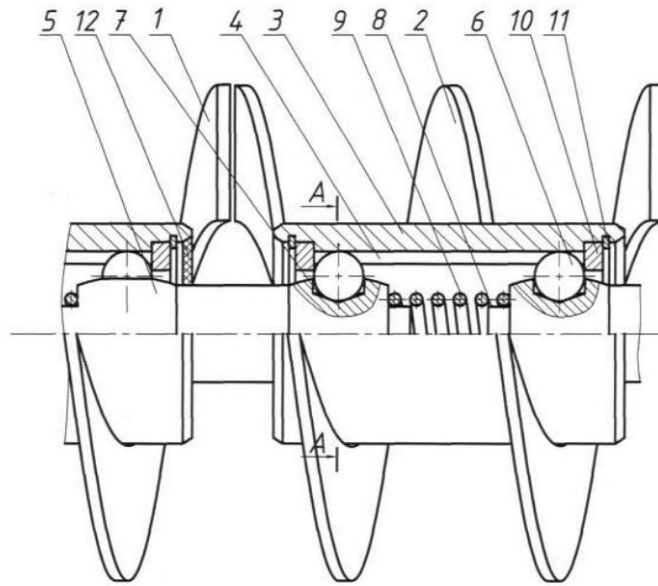
Робота гвинтової секційної спіралі здійснюється наступним чином. Під час обертання гвинтової секційної спіралі 1 обертний рух передається на сусідню 2 гвинтову секцію через циліндричний шарнір 5 і кульки 6 на сусідню кільцеву втулку 3 і на спіраль 2.

До переваг запропонованої гвинтової секційної спіралі належить розширення технологічних можливостей і підвищення експлуатаційної її надійності і довговічності.

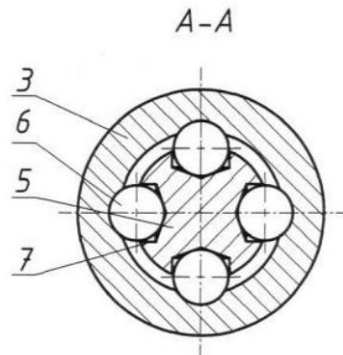
ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

Гвинтова секційна спіраль, яка виконана з окремих секцій однакових діаметрів і довжин, з'єднаних між собою механізмом з'єднання, яка **відрізняється** тим, що кінці сусідніх секцій внутрішніми діаметрами є у жорсткій взаємодії з шліцьовими втулками, кінці яких через внутрішні діаметри з'єднані між собою за допомогою циліндричних шарнірів, які є у взаємодії через внутрішні шліцьові півкруглі пази, наприклад, чотири, які розміщені рівномірно по колу і які є у взаємодії з кульками, які завальцьовані на кінцях циліндричних шарнірів з можливістю вільного прокручування як карданна передача і осьового переміщення, а циліндричні торці шарнірів є у взаємодії з внутрішніми діаметрами розтискних пружин, крім цього, кульки на кінцях циліндричних шарнірів є у взаємодії з обмежувальними кільцями, які на краях секцій є у взаємодії зі стопорними кільцями.

UA 85010 U



Фиг. 1



Фиг. 2

Комп'ютерна верстка М. Мацело

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Урицького, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

ДП "Український інститут промислової власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601



ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **85011** (13) **U**
(51) МПК
B65G 33/14 (2006.01)

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

<p>(21) Номер заявки: u 2013 04973</p> <p>(22) Дата подання заявки: 18.04.2013</p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 11.11.2013</p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 11.11.2013, Бюл.№ 21</p>	<p>(72) Винахідник(и): Ляшук Олег Леонтійович (UA), Любачівський Роман Орестович (UA), Дзюра Володимир Олексійович (UA), Клендій Володимир Миколайович (UA), Гевко Ігор Богданович (UA)</p> <p>(73) Власник(и): Ляшук Олег Леонтійович, вул. Б. Лепкого, 6/127, м. Тернопіль, 46000 (UA), Любачівський Роман Орестович, вул. Довженка, 7/19, м. Тернопіль, 46020 (UA), Дзюра Володимир Олексійович, бул. Д. Галицького, 16/29, м. Тернопіль, 46013 (UA), Клендій Володимир Миколайович, вул. Шашкевича, 18, м. Бережани, Тернопільська обл., 47501 (UA), Гевко Ігор Богданович, вул. І. Сірка, 10/2, м. Тернопіль, 46020 (UA)</p>
--	---

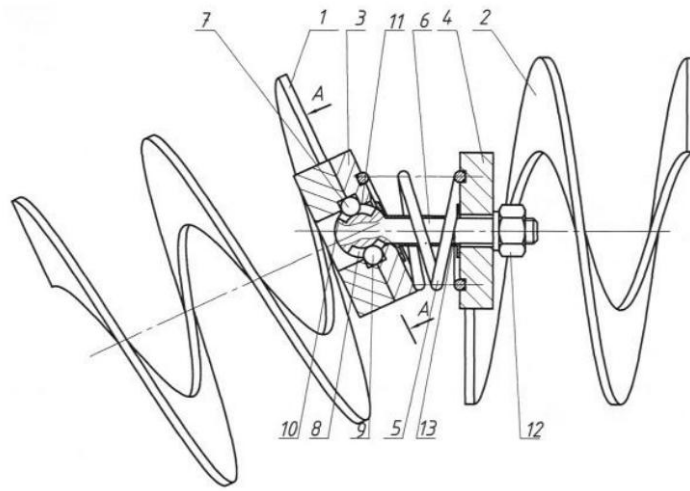
(54) СЕКЦІЙНА ГВИНТОВА СПІРАЛЬ

(57) Реферат:

Секційна гвинтова спіраль виконана з окремих секцій однакових діаметрів і довжин, з'єднаних між собою механізмом з'єднання. Кінці сусідніх секцій внутрішніми діаметрами є у жорсткій взаємодії з окремими секціями оправки, яка виконана з однаковими зовнішніми і внутрішніми діаметрами, які жорстко з'єднані через пружину кручення відомим способом, а всередині пружини встановлено шарнірне болтове з'єднання у вигляді шліцьової поверхні на тілі болта, яка правим вільним кінцем є у взаємодії з правим шліцьовим отвором оправки, а лівий кінець болта виконано у вигляді сферичної поверхні.

UA 85011 U

UA 85011 U



Фиг. 1

UA 85011 U

Корисна модель належить до галузей піднімально-транспортних, сільськогосподарських машин, харчової та переробної промисловості та інше.

Відома гвинтова спіраль, яка виконана з окремих секцій, однакових діаметрів, з'єднаних між собою механічними елементами (Гевко І.Б. Гвинтові транспортно-механічні механізми. Розрахунок і конструювання. - Тернопіль, 2008. - ТДТУ, табл. 1.1 поз. 13).

Основний недолік прототипу - обмежені технологічні можливості і мала експлуатаційна надійність та великий радіус згину траси транспортування.

Задачею корисної моделі є розширення технологічних можливостей і підвищення експлуатаційної надійності та довговічності та зменшення мінімального радіуса кривизни гвинтового робочого органа шляхом виконання спеціальної гвинтової спіралі, яка виконана у вигляді двох гвинтових секцій з однаковим діаметром, з'єднаних між собою механізмом з'єднання, кінці сусідніх секцій внутрішніми діаметрами є у жорсткій взаємодії з окремими секціями оправки, яка виконана з однаковими зовнішніми і внутрішніми діаметрами, які жорстко з'єднані через пружину кручення відомим способом, а всередині пружини встановлено шарнірне болтове з'єднання у вигляді шліцьової поверхні на тілі болта, яка правим вільним кінцем є у взаємодії з правим шліцьовим отвором оправки, а лівий кінець болта виконано у вигляді сферичної поверхні, яка є у взаємодії з півсферичним отвором лівої оправки, і на сферичній поверхні рівномірно по колу великого діаметра виконано чотири радіусних півкруглих виїмки, які є у взаємодії з кульками і які вільно встановлені у внутрішньому сферичному отворі лівої секції, яка виконана з двох половинок, які жорстко з'єднані між собою відомим способом з можливістю вільного провертання сферичної головки болта, як карданна передача.

Секційна гвинтова спіраль зображена на фіг. 1 і фіг. 2 - переріз по П-П - на фіг. 1.

Секційна гвинтова спіраль виконана у вигляді однакових спіралей 1 і 2, кінці яких внутрішніми діаметрами жорстко з'єднані з окремими секціями оправки 3 лівої і правої, які виконані внутрішніми діаметрами, які жорстко з'єднані через пружину 5 кручення відомим способом. Всередині пружини встановлено шарнірне болтове з'єднання у вигляді шліцьової поверхні на тілі болта 6, яке правим вільним кінцем є у взаємодії з правим внутрішнім кільцевим з'єднанням оправки. Лівий кінець болта 6 виконано у вигляді сферичної поверхні 7, в якій рівномірно по колу великого діаметра виконано чотири радіусні півкруглі виїмки 8, які є у взаємодії з кулькою 9, які вільно встановлені у внутрішній сферичній поверхні 10 лівої оправки 3. Крім цього напроти кульки 9 на сферичній поверхні є півкруглі канавки 8 для вільного провертання болта 6, а сферична поверхня 7 болта 6 є у взаємодії зі напівсферичним отвором 11 оправки 3. Остання виконана з двох половинок, які жорстко з'єднані між собою відомим способом з можливістю вільного провертання сферичної головки 7 як карданної передачі.

Гвинтові секції 1 і 2 з'єднані болтовим з'єднанням з гайкою 12.

Для герметизації болтового з'єднання тіло болта 6 покрито пружним кожухом 13 для запобігання попаданню сипких матеріалів у зону тертя.

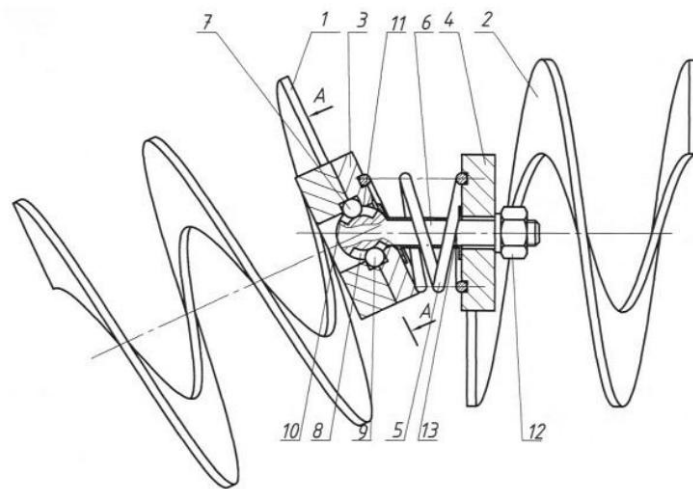
Робота секційної гвинтової спіралі здійснюється наступним чином. Під час обертання гвинтової секційної спіралі обертотворний рух передається з спіралі 1 на ліву секцію 3 кульки 9, сферичну головку 7, тіло болта 6 з шліцами, на шліцьову втулку 4 і спіраль 2, також сприяє і передачі обертотворного руху пружина 5, яка обома кінцями жорстко закріплена до лівої 3 і правої 4 втулок.

До переваг секційної спіралі належить розширення технологічних можливостей, навантажувальної здатності і зменшення радіуса згину секцій.

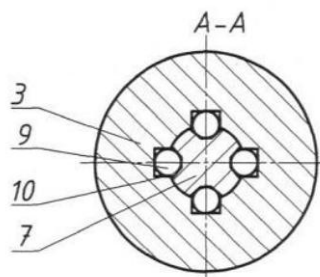
ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

Секційна гвинтова спіраль, яка виконана з окремих секцій однакових діаметрів і довжин, з'єднаних між собою механізмом з'єднання, яка **відрізняється** тим, що кінці сусідніх секцій внутрішніми діаметрами є у жорсткій взаємодії з окремими секціями оправки, яка виконана з однаковими зовнішніми і внутрішніми діаметрами, які жорстко з'єднані через пружину кручення відомим способом, а всередині пружини встановлено шарнірне болтове з'єднання у вигляді шліцьової поверхні на тілі болта, яка правим вільним кінцем є у взаємодії з правим шліцьовим отвором оправки, а лівий кінець болта виконано у вигляді сферичної поверхні, яка є у взаємодії з півсферичним отвором лівої оправки, і на сферичній поверхні рівномірно по колу великого діаметра виконано чотири радіусних півкруглих виїмки, які є у взаємодії з кульками і які вільно встановлені у внутрішньому сферичному отворі лівої секції, яка виконана з двох половинок, які жорстко з'єднані між собою відомим способом з можливістю вільного провертання сферичної головки болта, як карданна передача.

UA 85011 U



Фиг. 1



Фиг. 2

Комп'ютерна верстка М. Мацело

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Урицького, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

ДП "Український інститут промислової власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601



ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **99245** (13) **U**
(51) МПК (2015.01)
B65G 33/00

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

<p>(21) Номер заявки: u 2014 13365</p> <p>(22) Дата подання заявки: 12.12.2014</p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 25.05.2015</p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 25.05.2015, Бюл.№ 10</p>	<p>(72) Винахідник(и): Дячун Андрій Євгенович (UA), Тарасюк Юрій Миколайович (UA), Клендій Володимир Миколайович (UA), Рогатинська Лілія Романівна (UA)</p> <p>(73) Власник(и): Дячун Андрій Євгенович, вул. Сонячна, 3, с. Нижчі Луб'янки, Збаразький р-н, Тернопільська обл., 47361 (UA), Тарасюк Юрій Миколайович, вул. Данила Нечая, 19, с. Бохоники, Вінницький р-н, Вінницька обл., 23233 (UA), Клендій Володимир Миколайович, вул. Шашкевича, 18, м. Бережани, Тернопільська обл., 47501 (UA), Рогатинська Лілія Романівна, вул. Бережанська, 53/54, м. Тернопіль, 46027 (UA)</p>
--	--

(54) ЗАВАНТАЖУВАЧ ГВИНТОВИЙ З ПЕРЕСИПОМ

(57) Реферат:

Завантажувач гвинтовий з пересипом виконано у вигляді рами, циліндричних горизонтальних і вертикальних жолобів з гвинтовими робочими органами і приводом, де до кінця завантажувальної горизонтальної секції жорстко приєднана гнучка гвинтова спіраль з гнучким кожухом, завантажувальними і розвантажувальними елементами, механізму регулювання кута нахилу секцій до горизонту ємністю для збору вивантажувального матеріалу, пульта керування. В нижній кінець вала вертикального гвинтового робочого органу встановлений підшипник з можливістю кругового провертання, який зверху закритий ущільненим диском і він встановлений в корпус півциліндричної форми, який є у жорсткій взаємодії з внутрішньою циліндричною поверхнею нижнього жолоба, крім цього, вивантажувальний лоток є у жорсткій взаємодії з зовнішнім діаметром вертикального жолоба в зоні вивантаження через гумову прокладку, де виконано відкрите прямокутне вікно на половині зовнішнього діаметра, а сам вивантажувальний лоток жорстко закріплено хомутом зі стяжними болтами, який жорстко закріплений з неробочої сторони вивантажувального лотка з можливістю кругового провертання в межах відкритого прямокутного вікна.

UA 99245 U

UA 99245 U

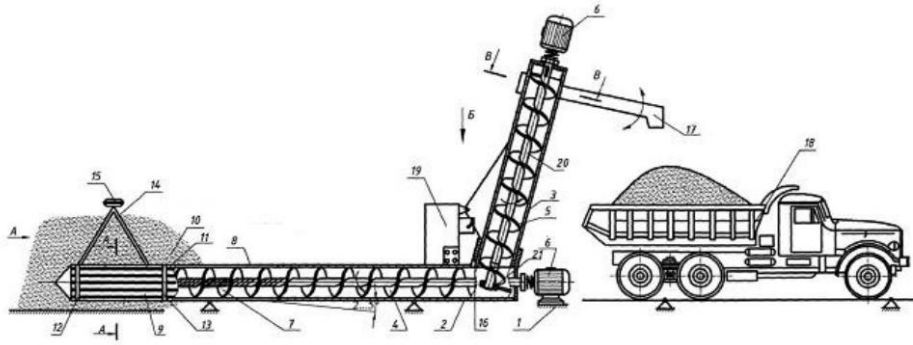


Fig. 1

UA 99245 U

Корисна модель належить до галузі підйомно-транспортних і сільськогосподарських машин і може використовуватися в різних галузях народного господарства для переміщення сипких і зернових матеріалів.

5 Відомий розвантажувач силосних башт, який виконано у вигляді поворотної платформи, яка жорстко зв'язана з нею кожухом, в якому розміщені нахилений гвинтовий робочий орган з можливістю регулювання кута нахилу секції до горизонту, ємність для збирання сипких матеріалів (Гевко Б.М. та інші "Механізми з гвинтовими пристроями". Львів. Видави. "Світ", 1993, табл... 1.1. п.2).

10 Основний недолік - обмежені технологічні можливості через недосконалість карданного механізму пересипу сипкого матеріалу з горизонтальної секції у вертикальну, мала продуктивність механізму, інтенсивне його зношення і травмування насіннєвих матеріалів в карданній передачі.

15 Відомий гнучкий гвинтовий конвеєр, який виконано у вигляді гнучкого кожуха, обмежувача вільного кінця спіралі з конічним наконечником, який виконано у вигляді циліндричної спіралі з зазором в 2-4 розміри більших максимальних (Патент України №1710462 "Гнучкий винтовий конвеєр" Гевко Б.М. та інші. Бюл.№5, 1992.).

20 Основний недолік - обмежені технологічні можливості через недосконалість карданного механізму пересипу сипкого матеріалу з горизонтальної секції у вертикальну, мала продуктивність механізму, інтенсивне його зношення і травмування насіннєвих матеріалів в карданній передачі.

25 В основу корисної моделі поставлена задача розширення технологічних можливостей, підвищення продуктивності праці, не травмування насіннєвих матеріалів і підвищення експлуатаційної надійності і довговічності механізму шляхом виконання універсального гвинтового завантажувача, який виконано у вигляді рами, циліндричних горизонтальних і вертикальних жолобів з гвинтовими робочими органами і приводом, завантажувальними і розвантажувальними елементами, ємністю для збору вивантажувального матеріалу, пульта керування і механізму регулювання кута нахилу секцій до горизонту, причому до рами в районі кінця горизонтального жолоба з боку від нього встановлено два-три затискачі для жорсткого закріплення вертикального жолоба з базуючими і установлювальними елементами для заміни довжини вертикальної секції на іншу, а на зовнішньому діаметрі до вертикального жолоба в зоні до вивантаження жорстко закріплено кріпильне кільце з отвором зі сторони механізму нахилу вертикальної секції для його жорсткого кріплення до цього механізму відомим способом з можливістю регулювання кута її нахилу до горизонту.

30 Суть корисної моделі пояснюється кресленням, де зображено на фіг. 1 і фіг.2 переріз по А-А на фіг.1, фіг.3 - вид по Б на фіг. 1 і фіг.4 переріз по В-В на фіг. 1.

35 Завантажувач гвинтовий з пересипом виконано у вигляді рами 1, на якій встановлено завантажувальний горизонтальний 2 і вертикальний 3 циліндричні кожухи з гвинтовими робочими органами горизонтальними 4 і вертикальними 5 з приводами 6 з запобіжними муфтами. При цьому горизонтальний кожух 2 встановлено під кутом 2-5° до горизонту в сторону подачі сипкого матеріалу, а нижній кінець вертикального кожуха 3 встановлено на віддалі діаметра гвинтового робочого органу.

40 До кінця горизонтального завантажувального робочого органу секції 4 жорстко приєднана гнучка гвинтова спіраль 7 з гнучким кожухом 8 для збільшення зони завантаження гвинтового конвеєра. На кінці гнучкого циліндричного кожуха 8 жорстко встановлено циліндричний наконечник 9 з конічним кінцем для зручності його введення в купу сипкого матеріалу 10. Наконечник 9 забезпечує не попадання великих кусків в зону транспортування, які можуть спричинити його поломку і сприяє кращому просипанню сипких матеріалів в зону транспортування, який виконано у вигляді циліндричних елементів 11 віддалі між сусідніми секціями є більшою у 2-6 разів самих більших зернин транспортних матеріалів і які жорстко з'єднані з переднім 12 і заднім 13 корпусами наконечника 9.

45 Наконечник 9 жорстко прикріплений до підтримуючої триопорної піраміди 14 з можливістю їх переустановлення в інше місце, коли з одного місця купи сипкого матеріалу вибрано певну кількість матеріалу. Зверху піраміди 14 жорстко встановлена рукоятка 15 для зручності їх переустановлення в процесі вибору матеріалу в інше місце.

50 Горизонтальний кожух 2 і вертикальний кожух 3 з'єднані між собою жолобом 16 і утворюють сприятливу об'ємну зону збірника сипкого матеріалу циліндричної форми, в якій встановлено нижній кінець вертикального гвинтового робочого органу 5.

55 На виході вертикального кожуха 3 жорстко встановлено вивантажувальний лоток 17 для транспортування сипких матеріалів в ємність або кузов 18 машини. Вертикальний кожух 3

UA 99245 U

жорстко встановлено в механізм регулювання кута його нахилу до горизонту. До рами 1 жорстко закріплено пульт керування 19.

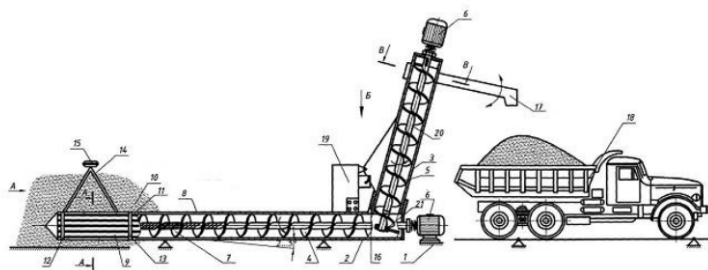
Вал 20 вертикального гвинтового робочого органу 5 знизу встановлено в упорний сферичний підшипник 21 з можливістю кругового повертання в корпусі 22, який по зовнішньому діаметру виконано циліндричної форми, який є у жорсткій взаємодії з внутрішньою циліндричною поверхнею нижньої частини кожуха 3. Зверху підшипник закритий ущільнюючим диском 23. Крім цього, вертикальний вивантажувальний лоток 17 є у взаємодії з зовнішнім діаметром вертикального жолоба 3 в зоні вивантаження сипких матеріалів через гумову прокладку 24, яка створює відповідне тертя і сприяє жорсткому утримуванию вивантажувального лотка 17. У зоні вивантаження сипкого матеріалу у вертикальному жолобі 3 виконане відкрите прямокутне вікно 25 на половину зовнішнього діаметра. А сам вивантажувальний жолоб по зоні вивантажувального вікна 25 жорстко закріплений хомутом 26 відомої конструкції стяжними болтами 27 з можливістю кругового повертання в межах відкритого прямокутного вікна. Вертикальна секція 3 жорстко закріплена до механізму нахилу 28 відомої конструкції.

Робота гвинтового завантажувача здійснюється наступним чином. Кінець гнучкої спіралі 7 з гнучким кожухом 8 з наконечником 9 вводять в купу сипкого матеріалу 10 разом з триопорною пірамідою 14. Після цього включають привід за допомогою пульта керування 19. За допомогою гнучкої спіралі 7 сипкий матеріал переміщується по горизонтальній трасі в жолобі 2 і в зону вивантаження об'ємного збірника циліндричної форми і звідси вертикальним гвинтовим робочим органом 5 в зону вивантаження і вивантажувальний лоток 17 і в смість для збору матеріалу (кузов машини) 18 або різного типу тари. В разі вибору сипкого матеріалу з даної зони, завантажувальну секцію за допомогою рукоятки 15 переставляють в нове місце.

До переваг завантажувального гвинтового конвеєра належить розширення технологічних можливостей, підвищення продуктивності праці і підвищення експлуатаційної надійності і довговічності завантажувача.

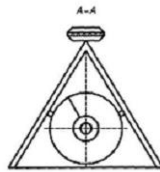
ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

Завантажувач гвинтовий з пересипом, який виконано у вигляді рами, циліндричних горизонтальних і вертикальних жолобів з гвинтовими робочими органами і приводом, де до кінця завантажувальної горизонтальної секції жорстко приєднана гнучка гвинтова спіраль з гнучким кожухом, завантажувальними і розвантажувальними елементами, механізму регулювання кута нахилу секції до горизонту ємністю для збору вивантажувального матеріалу, пульта керування, який **відрізняється** тим, що в нижній кінець вала вертикального гвинтового робочого органу встановлений підшипник з можливістю кругового повертання, який зверху закритий ущільненим диском і він встановлений в корпус півциліндричної форми, який є у жорсткій взаємодії з внутрішньою циліндричною поверхнею нижнього жолоба, крім цього, вивантажувальний лоток є у жорсткій взаємодії з зовнішнім діаметром вертикального жолоба в зоні вивантаження через гумову прокладку, де виконано відкрите прямокутне вікно на половині зовнішнього діаметра, а сам вивантажувальний лоток жорстко закріплено хомутом зі стяжними болтами, який жорстко закріплений з неробочої сторони вивантажувального лотка з можливістю кругового повертання в межах відкритого прямокутного вікна.

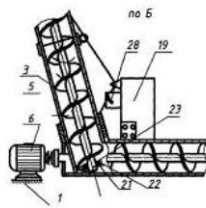


Фіг. 1

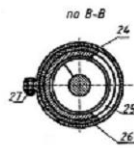
UA 99245 U



Фиг. 2



Фиг. 3



Фиг. 4

Комп'ютерна верстка Л. Бурлак

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Василя Липківського, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601

ДОДАТОК Б
«Загальний вигляд та текст програми для обчислень»

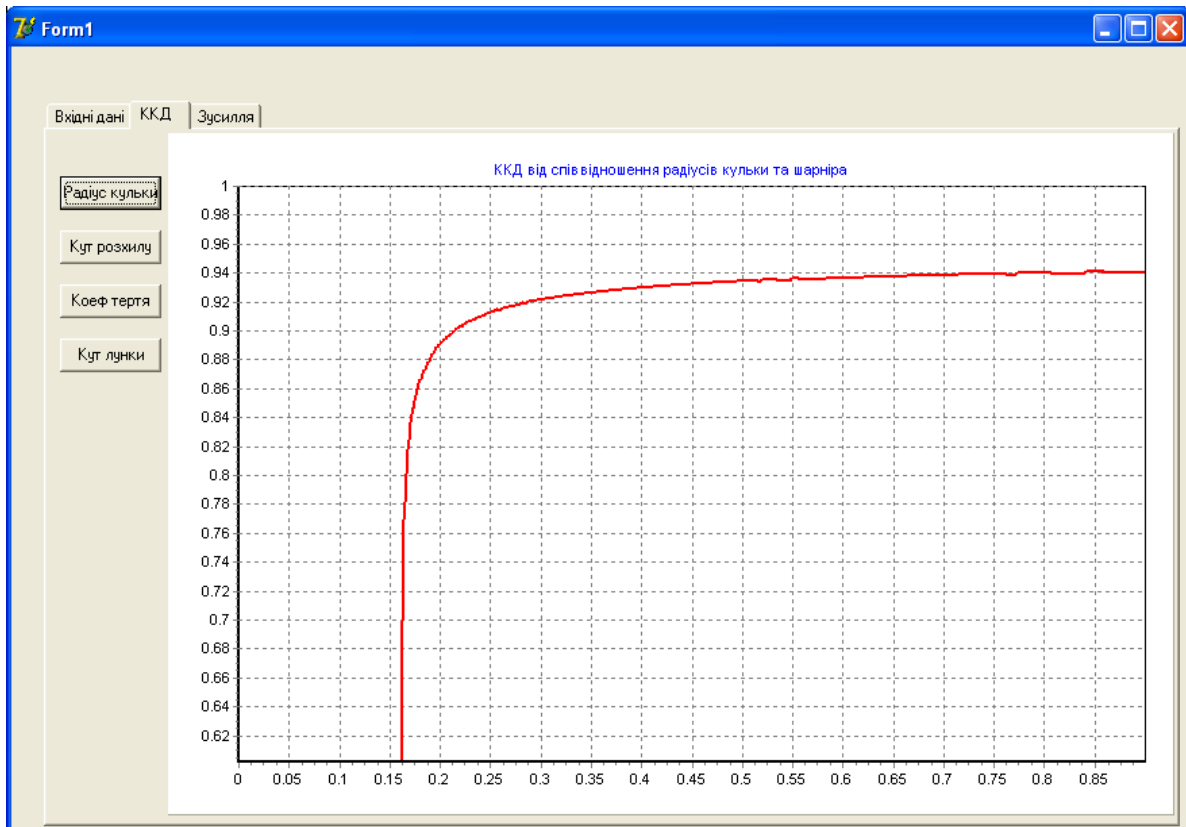
Form1

Вхідні дані | ККД | Зусилля

Назва параметру	Значення
Радіус обертання (мм)	30
Радіус кульки (мм)	7.5
Кут відхилення (град)	20
Кут лунки (град)	40
Дельта 1 (мм)	1
Зазор (мм)	1
Заглиблення кульки (мм)	1
Кількість кульок	4
Момент на валу (Нм)	100
Коеф тертя 2	0.2
Коеф тертя 3	0.2
Кількість ланок	5

R1= 31.00 мм
R2= 27.19 мм
R3= 26.19 мм
Gamma_R= 39.88 град
Gamma= 40.00 град
R4= 6.58 мм
F1= 1157.70 Н
F2= 886.81 Н
F3= 744.13 Н
F2= 177.36 Н
F3= 148.83 Н
ККД= 0.91328
T1= 109.49 Нм

Обчислити Вихід



```

unit Unit1;

interface

uses
  Windows, Messages, SysUtils, Variants, Classes,
  Graphics,
  Controls, Forms, Dialogs, ExtCtrls, TeeProcs, TeEngine,
  Chart,
  ComCtrls, Grids, StdCtrls, math, Series;

type
  TForm1 = class(TForm)
    PageControl1: TPageControl;
    TabSheet1: TTabSheet;
    TabSheet2: TTabSheet;
    TabSheet3: TTabSheet;
    Chart1: TChart;
    Chart2: TChart;
    Button1: TButton;
    Button2: TButton;
    StringGrid1: TStringGrid;
    Memo1: TMemo;
    Series1: TLineSeries;
    Button3: TButton;
    Button4: TButton;
    Button5: TButton;
    Button6: TButton;
    procedure FormCreate(Sender: TObject);
    procedure Button2Click(Sender: TObject);
    procedure Convert;
    procedure Rozrah;
    procedure Rozrah_gamma;
    procedure Button1Click(Sender: TObject);
    procedure Button3Click(Sender: TObject);
    procedure Chart2DbClick(Sender: TObject);
    procedure Button4Click(Sender: TObject);
    procedure Button5Click(Sender: TObject);
    procedure Button6Click(Sender: TObject);
  private
    { Private declarations }
  public
    { Public declarations }

```

```

end;

var
  Form1: TForm1;

implementation
var R, rk, mu2, mu3, DD, hh, ss: real;
    r1, r2, r3, r4, alpha, gamma, gamma_r: real;
    F1, F2, F3, T, T1: real;
    Ff1, Ff2, Ff3, Tf: real;
    kkd: real;
    N, NN: integer;
var sin_g, dod1, dod2: real;

{$R *.dfm}
procedure TForm1.Convert;
begin
  R:=StrToFloat(StringGrid1.Cells[1,1])/1000;
  rk:=StrToFloat(StringGrid1.Cells[1,2])/1000;
  alpha:=StrToFloat(StringGrid1.Cells[1,3])*pi/180;
  gamma:=StrToFloat(StringGrid1.Cells[1,4])*pi/180;
  dd:=StrToFloat(StringGrid1.Cells[1,5])/1000;
  hh:=StrToFloat(StringGrid1.Cells[1,6])/1000;
  ss:=StrToFloat(StringGrid1.Cells[1,7])/1000;
  N:=StrToInt(StringGrid1.Cells[1,8]); // кількість кульок
  T:=StrToFloat(StringGrid1.Cells[1,10]);
  mu2:=StrToFloat(StringGrid1.Cells[1,11]);
  mu3:=StrToFloat(StringGrid1.Cells[1,12]);
  NN:=StrToInt(StringGrid1.Cells[1,13]); // кількість
ланок
end;

procedure TForm1.Rozrah_gamma;
begin
  r4:=rk*cos(gamma)+ss*tan(gamma);
  F2:=T/(N*R*cos(alpha));
  F1:=F2/cos(gamma);
  F3:=F2*tan(gamma);
  Ff2:=F2*mu2;
  Ff3:=F3*mu3;
  dod1:=mu2+mu3*(1+rk/R)*tan(gamma);
  dod2:=2*pi+4*dod1*tan(alpha);
  kkd:=2*pi/dod2;
  T1:=T/kkd;

```

```
end;
```

```
procedure TForm1.Rozrah;
begin
  r1:=r+dd;
  r2:=r*cos(alpha)-dd;
  r3:=r2-hh;
  sin_g:= (R*(1-cos(alpha))+dd+hh+ss)/rk;
  gamma_r:=arcsin(sin_g);
  gamma:=(int(gamma_r*180/pi +1))*pi/180;
  Rozrah_gamma;
end;
```

```
procedure TForm1.FormCreate(Sender: TObject);
begin
  with StringGrid1 do
  begin
    ColWidths[0]:=150;
    Cells[0,0]:='Назва параметру';
    Cells[1,0]:='Значення';
    Cells[0,1]:='Радіус обертання (мм)';
    Cells[0,2]:='Радіус кульки (мм)';
    Cells[0,3]:='Кут відхилення (град)';
    Cells[0,4]:='Кут лунки (град)';
    Cells[0,5]:='Дельта 1 (мм)';
    Cells[0,6]:='Зазор (мм)';
    Cells[0,7]:='Заглиблення кульки (мм)';
    Cells[0,8]:='Кількість кульок';
    Cells[0,9]:='';
    Cells[0,10]:='Момент на валу (Нм)';
    Cells[0,11]:='Коеф тертя 2';
    Cells[0,12]:='Коеф тертя 3';
    Cells[0,13]:='Кількість ланок';
    Cells[0,14]:='';

    Cells[1,1]:='30';
    Cells[1,2]:='7.5';
    Cells[1,3]:='20';
    Cells[1,4]:='30';
    Cells[1,5]:='1';
    Cells[1,6]:='1';
    Cells[1,7]:='1';
    Cells[1,8]:='4';
    Cells[1,9]:='';
```

```

Cells[1,10]:= '10';
Cells[1,11]:= '0.2';
Cells[1,12]:= '0.2';
Cells[1,13]:= '5';
Cells[1,14]:= '';

end;
Memo1.Clear;
end;

procedure TForm1.Button2Click(Sender: TObject);
begin
  Close;
end;

procedure TForm1.Button1Click(Sender: TObject);
begin
  Convert;
  Rozrah;
  Memo1.Lines.Add('R1=
'+FloatToStrF(r1*1000, fffixed, 5, 2)+' мм');
  Memo1.Lines.Add('R2=
'+FloatToStrF(r2*1000, fffixed, 5, 2)+' мм');
  Memo1.Lines.Add('R3=
'+FloatToStrF(r3*1000, fffixed, 5, 2)+' мм');
  Memo1.Lines.Add('Gamma_R=
'+FloatToStrF(gamma_r*180/pi, fffixed, 5, 2)+' град');
  Memo1.Lines.Add('Gamma=
'+FloatToStrF(gamma*180/pi, fffixed, 5, 2)+' град');
  Memo1.Lines.Add('R4=
'+FloatToStrF(r4*1000, fffixed, 5, 2)+' мм');
  Memo1.Lines.Add('F1= '+FloatToStrF(F1, fffixed, 5, 2)+'
H');
  Memo1.Lines.Add('F2= '+FloatToStrF(F2, fffixed, 5, 2)+'
H');
  Memo1.Lines.Add('F3= '+FloatToStrF(F3, fffixed, 5, 2)+'
H');
  Memo1.Lines.Add('Ff2= '+FloatToStrF(Ff2, fffixed, 5, 2)+'
H');
  Memo1.Lines.Add('Ff3= '+FloatToStrF(Ff3, fffixed, 5, 2)+'
H');
  Memo1.Lines.Add('KKD= '+FloatToStrF(kkd, fffixed, 5, 5)+'
');

```

```

Memo1.Lines.Add('T1= '+FloatToStrF(T1,ffixed,5,2)+'
Hm');
end;

procedure TForm1.Button3Click(Sender: TObject);
var dr:real;
begin
Convert;
Chart2.Series[0].Clear;
Chart2.Title.Text.Clear;
  dr:=0.001*R;
  rk:=0.01*R;
  Chart2.Title.Text.Add('ККД від співвідношення радіусів
кульки та шарніра');
  repeat
try
  Rozrah;
except
  rk:=rk+dr;
  continue;
end;
  Chart2.Series[0].AddXY(rk/R,kkd,'',clTeeColor);
  rk:=rk+dr;
  until rk>0.9*r;
end;

procedure TForm1.Chart2Db1Click(Sender: TObject);
begin
  Chart2.CopyToClipboardBitmap;
end;

procedure TForm1.Button4Click(Sender: TObject);
var da:real;
begin
Convert;

Chart2.Series[0].Clear;
Chart2.Title.Text.Clear;
  da:=0.1*pi/180;
  alpha:=0;
  Chart2.Title.Text.Add('ККД від кута розхилу осей');
  repeat
try
  Rozrah;

```

```
except
  alpha:=alpha+da;
  continue;
end;
  Chart2.Series[0].AddXY(alpha*180/pi,kkd,' ',clTeeColor);
  alpha:=alpha+da;
  until alpha>pi/4;

end;

procedure TForm1.Button5Click(Sender: TObject);
var dm:real;

begin
  Convert;
  Chart2.Series[0].Clear;
  Chart2.Title.Text.Clear;
  dm:=0.01;
  mu2:=0;
  mu3:=0;
  Chart2.Title.Text.Add('ККД від коефіцієнта тертя');
  repeat
  try

    Rozrah;
  except
    mu2:=mu2+dm;
    mu3:=mu2;
    continue;
  end;
  Chart2.Series[0].AddXY(mu2,kkd,' ',clTeeColor);
  mu2:=mu2+dm;
  mu3:=mu2;
  until mu2>1;

end;

procedure TForm1.Button6Click(Sender: TObject);
var dq:real;
switch:boolean;
begin

  Convert;
  switch:=false;
```



```
Chart2.Series[0].Clear;
Chart2.Title.Text.Clear;
Chart2.Title.Text.Add('ККД від кута лунки');
dq:=0.01;
gamma:=0;
Rozrah;
repeat
try
  Rozrah_gamma;

except
  gamma:=gamma+dq;
  continue;
end;
Chart2.Series[0].AddXY(gamma*180/pi,kkd,' ',clTeeColor);
  gamma:=gamma+dq;
until gamma>pi/2;
end;
end.
```

ДОДАТОК В
«Акт впровадження у виробництво»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Голова правління ПАТ «Рівнесільмаш»
Р.І. Басараб



АКТ

Впровадження наукової розробки Ляшука Олега Леонтійовича, Любачівського Романа Орестовича, Чвартацького Романа Ігоровича, Дзюри Володимира Олексійовича, Клендія Володимира Миколайовича, Кондратюка Олександра Михайловича, Гевка Івана Богдановича на ПАТ «Рівнесільмаш»

Результати експериментальних досліджень з виготовлення секційної гвинтової спіралі, проведених Ляшуком Олегом Леонтійовичем, Любачівським Романом Орестовичем, Дзюрою Володимиром Олексійовичем, Клендієм Володимиром Миколайовичем, Кондратюком Олександром Михайловичем, Гевко Іваном Богдановичем у 2013 році, реалізовані в конструкції секційної гвинтової спіралі, яка захищена деклараційним патентом України №85011, Бюл. №21, 2013 р. В результаті впровадження у виробництво річний економічний ефект склав 5127 грн. при використанні одного конвеєра.

Голова комісії
 заступник голови правління
 ПАТ «Рівнесільмаш»

Г.Я.Цилюк

Члени комісії:
 начальник технічного відділу
 ПАТ «Рівнесільмаш»

С.А.Дунаєв

головний конструктор
 ПАТ «Рівнесільмаш»

В.Ф.Орлов

ст. викладач, к.т.н. НУВГП

О.М.Кондратюк

ДОДАТОК Г

**Методика проведення експериментальних досліджень гвинтових
транспортно-технологічних механізмів та їх елементів**

Оскільки, під час проведення експериментів змінні незалежні фактори неоднорідні та мають різні одиниці вимірювання, а числа, що виражають значення цих факторів – різні порядки, то їх приводили до єдиної системи обрахунків шляхом переходу від дійсних значень до кодованих.

Зв'язок між кодованими x_i та натуральними X_i змінними факторами встановлювали за залежністю [3]:

$$x_i = \frac{X_i - X_{i0}}{\Delta X_i}, \quad (\text{Г.1})$$

де X_{i0} - натуральне значення i -го фактору на нульовому рівні; ΔX_i - інтервал варіювання i -го фактору.

Повнофакторний експеримент (ПФЕ) проводили на трьох рівнях варіювання факторами. Нульовий рівень, або середнє значення кожного вхідного фактору, визначали за формулою [3, 41]:

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

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 [3]:

$$\Delta X_i = \frac{X_{max} - X_{min}}{2}. \quad (\text{Г.3})$$

Вводили умовні позначення верхнього, нижнього та нульового рівнів варіювання факторів, відповідно +1, -1, 0 для побудови план-матриці планування експериментів [3, 41]. Після кодування вхідних факторів складали план-матриці повного факторного експерименту типу ПФЕ 3^3 для загального числа дослідів

$N = P^k$, де P – кількість рівнів варіювання, k – кількість діючих вхідних факторів у експерименті, наведені відповідно у табл. 5.1. З метою достовірної оцінки ГТТМ під час проведення експериментальних лабораторних досліджень, необхідну кількість вимірів показників, що контролюються (повторність дослідів), визначали за методикою, викладеною у [3, 37], при цьому досліді проводили у трикратній повторності.

Статистичну значимість коефіцієнтів рівняння регресії b_i проводили за t -критерієм Ст'юдента та визначали у такій послідовності [37]:

- визначали дисперсію похибок дослідів у рядках плану ПФЕ:

$$S_u^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n (y_{uj} - \bar{y}_u)^2, \quad (\text{Г.4})$$

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

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

- визначали дисперсію відтворення дослідів:

$$S_y^2 = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N S_u^2, \quad (\text{Г.5})$$

- визначали похибку відтворення:

$$S_y = \sqrt{S_y^2}, \quad (\text{Г.6})$$

- визначали умову значимості коефіцієнтів b_i рівняння регресії:

$$b_{i(jk)} > \frac{t_T S_y}{\sqrt{Nn}}, \quad (\text{Г.7})$$

де t_T - табличне значення коефіцієнта Ст'юдента, яке вибирається з таблиці залежно від ступеня відповідності f та рівня значимості α [37].

Ступінь відповідності дорівнює:

$$f = (n-1)N. \quad (\text{Г.8})$$

Якщо умова значимості (Г. 4) не виконується, то такий коефіцієнт b_i рівняння регресії приймали рівним нулю, а відповідний член x_i рівняння регресії

виключали.

Перевірку адекватності вибраної математичної моделі експериментальним даним, тобто відповідність математичної моделі реальному процесу, здійснювали за F - критерієм Фішера наступним чином [37]:

- визначали дисперсію адекватності:

$$S_{ag}^2 = \frac{n}{N - g'} \sum_{u=1}^N (\bar{y}_u - \tilde{y}_u)^2, \quad (\Gamma.9)$$

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 :

$$F_p = \frac{S_{ag}^2}{S_y^2}, \quad (\Gamma.10)$$

де S_y^2 - дисперсія відтворення дослідів;

- визначали табличне значення критерію Фішера F_T за заданим рівнем значимості α і двома степенями відповідності [3, 37,]: $f_{ag} = N - g$ та $f_y = N(n - 1)$.

Умову адекватності вибраної математичної моделі перевіряли згідно нерівності [37]:

$$F_p < F_T. \quad (\Gamma.11)$$

Отримане значення F_p порівнювали з табличним F_T . Якщо умова $F_p < F_T(0,05, f_{ag}, f_y)$ виконувалась, тобто 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 рівняння регресії ПФЕ адекватне експериментальним даним.

Додаток Д. Вікна програми для визначення рівнянь регресії

продуктивність - ячмінь

UOVA

4 -кол-во переменных; полином второй степени; зависимость 6
 Уровень вероятности P=0.95 t-альфа крит.= 2.053

N	Корреляция	Кoeffициент регрессии	Статистич. ошибка	t-альфа	Кoeff. эластичности	Значимость регрессии
Зависимая переменная						
Y		+6.759060382843				
Независимые переменные						
1	+0.120	-309.478851318359	+29.96286	-10.33	-2.81	значим
3	+0.427	+0.019420633093	+0.00562	+3.46	+1.26	значим
1*1	+0.232	+1675.481811523438	+207.50996	+8.07	+1.25	значим
1*2	+0.533	+284.048217773438	+22.58822	+12.58	+1.02	значим
3*3	+0.408	-0.000012873274	+0.00001	-2.54	-0.52	значим

Имя файла UOVA .STA

Нажмите любую клавишу

STAT.EXE

Таблица анализа дисперсии

Компоненты дисперсии	Сумма квадратов	Число степеней свободы	Среднее значение
Регрессия	158.9955	5	31.799
Остаток	11.5700 0	#### 21	0.551
Итого	170.5655	26	

Кoeffициент множественной детерминации D= 0.932
Кoeffициент множественной корреляции R= 0.965
Стандартное отклонение оценки s= 0.742
F критерий Фишера = 57.717
Кoeffициент D значим с вероятностью P = 1.000000

Имя файла JOUA

Нажмите любую клавишу

Продуктивність - технічна сіль

STAT.EXE

JOUA

4 -кол-во переменных; полином второй степени; зависимость 6
Уровень вероятности P=0.95 t-альфа крит.= 2.053

N	Корреляция	Кoeffициент регрессии	Статистич. ошибка	t-коэф. регр.	t-альфа	Кoeff. эластичности	Значимость коэф. регрессии
Зависимая переменная							
Y		+8.094417572021					
Независимые переменные							
1	+0.117	-368.914855957031	+34.87378	-10.58	-2.79		значим
3	+0.424	+0.023528404534	+0.00654	+3.60	+1.28		значим
1*1	+0.230	+2001.706542968750	+241.52084	+8.29	+1.25		значим
1*2	+0.530	+335.913330078125	+26.29043	+12.78	+1.01		значим
3*3	+0.404	-0.000015769250	+0.00001	-2.67	-0.54		значим

Имя файла JOUA1 .STA

Нажмите любую клавишу

Microsoft Word

Вставка Формат Сервис Таблица Окно Справка

STAT.EXE

Таблица анализа дисперсии

Компоненты дисперсии	Сумма квадратов	Число степеней свободы	Среднее значение
Регрессия	223.1175	5	44.623
Остаток	15.6734	21	0.746
Итого	238.7909	26	

Кoeffициент множественной детерминации D = 0.934
Кoeffициент множественной корреляции R = 0.967
Стандартное отклонение оценки s = 0.864
F критерий Фишера = 59.789
Кoeffициент D значим с вероятностью P = 1.00000

Имя файла J00A1 .STA

крутний момент - технічна сіль

STAT.EXE

4 -кол-во переменных; полином второй степени; зависимость 6
Уровень вероятности P=0.90 t-альфа крит. = 1.705

N	Корреляция	Кoeffициент регрессии	Статистич. ошибка	t-коэф. регр.	t-альфа	Кoeff. эластичности	Значимость коэф. регрессии
Зависимая переменная Y		+39.298339843750					
Независимые переменные							
3	-0.750	-0.017551086843	+0.00207	-8.48	-0.29		значим
1*2	+0.499	+1.848527669907	+0.32808	+5.63	+0.10		значим

Имя файла J00A2 .STA

Нажмите любую клавишу

Вставка Формат Сервис Таблица Окно Справка

STAT.EXE

Таблица анализа дисперсии

Компоненты дисперсии	Сумма квадратов	Число степеней свободы	Среднее значение
Регрессия	499.6982	2	249.849
Остаток	115.7812 0	#### 24	4.824
Итого	615.4794	26	

Кoeffициент множественной детерминации D= 0.812
Кoeffициент множественной корреляции R= 0.901
Стандартное отклонение оценки s= 2.196
F критерий Фишера = 51.791
Кoeffициент D значим с вероятностью P = 1.000000

Имя файла J00A2 .STA

кругний момент - ячмінь

ft Word

Вставка Формат Сервис Таблица Окно Справка

STAT.EXE

4 -кол-во переменных; полином второй степени; зависимость 6
Уровень вероятности P=0.95 t-альфа крит. = 2.053

N	Корреляция	Кoeffициент регрессии	Статистич. ошибка	t-альфа	Кoeff. эластичности	Значимость коэфф. регрессии
Зависимая переменная						
Y	+28.234449386597					
Независимые переменные						
1	+0.284	+1.430550575256	+0.24924	+5.74	+0.11	значим
2	+0.491	+4.125015258789	+0.41540	+9.93	+0.14	значим
3	-0.788	-0.015886712819	+0.00100	-15.94	-0.34	значим

Имя файла J00A3 .STA

Нажмите любую клавишу

STAT.EXE

Таблица анализа дисперсии

Компоненты дисперсии	Сумма квадратов	Число степеней свободы	Среднее значение
Регрессия	431.0346	3	143.678
Остаток	25.7177 0	#### 23	1.118
Итого	456.7523	26	

Коэффициент множественной детерминации $D = 0.944$
Коэффициент множественной корреляции $R = 0.971$
Стандартное отклонение оценки $s = 1.057$
F критерий Фишера $= 128.495$
Коэффициент D значим с вероятностью $P = 1.00000$

Имя файла J0VA3 .STA