

Р. Б. Гевко, А. О. Вітровий, А. І. Пік

**ПІДВИЩЕННЯ ТЕХНІЧНОГО РІВНЯ ГНУЧКИХ
ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ**

Монографія

Тернопіль
Астон
2012

УДК 621.87

ББК 40.72

Г 27

Рецензенти:

Р. М. Рогатинський - д.т.н., професор, проректор з наукової роботи, зав. кафедри економічної кібернетики Тернопільського національного технічного університету ім. Івана Пулюя;

В. Ф. Дідух - д.т.н., професор, зав. кафедри сільськогосподарського машинобудування Луцького національного технічного університету;

В. Ф. Анісімов - д.т.н., професор, зав. кафедри тракторів, автомобілів та електротехнічних систем Вінницького національного аграрного університету.

*Рекомендовано до друку Вченою Радою
Тернопільського національного економічного університету
Протокол № 2 від 09 листопада 2011 року*

Гевко Р. Б.

Г 27 Підвищення технічного рівня гнучких гвинтових конвеєрів: монографія/
Р. Б. Гевко, А. О. Вітровий, А. І. Пік. — Тернопіль: Астон, 2012. — 204 с.

ISBN 978-966-308-438-1

У монографії наведено основні способи транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів по криволінійних трасах в замкнутих еластичних кожухах. Проведено теоретичне обґрунтування конструктивних, кінематичних та динамічних параметрів запропонованих схем робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів. Розроблено принципово нові конструкції робочих органів, які захищені патентами України на винаходи та корисні моделі. Запропоновано методику проектування гвинтових конвеєрів із визначенням їх оптимальних параметрів.

Монографія розрахована для інженерно-технічних працівників, викладачів, науковців, аспірантів та студентів відповідних спеціальностей.

УДК 621.87

ББК 40.72

ISBN 978-966-308-438-1

© Р. Б. Гевко, А. О. Вітровий, А. І. Пік, 2012

© ТзОВ «Видавництво Астон», верстка, 2012

© Видавництво «Вектор», 2012

ВСТУП

Технічні засоби неперервного транспортування сипких матеріалів є основою комплексної механізації завантажувально-розвантажувальних робіт, які підвищують продуктивність та ефективність виробничих процесів.

У сільськогосподарському виробництві застосовується комплекс машин для завантаження та розвантаження матеріалів (зернові, комбікорми, мінеральні добрива, солома та ін.), однак основна їх частина відноситься до стаціонарних або обмежено-рухомих механізованих транспортуючих засобів, в той час як мобільна техніка застосовується не достатньо.

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

Пневматичні транспортні установки характеризуються високими маневреними можливостями які дозволяють вільно змінювати траєкторію переміщення матеріалів під час виконання технологічного процесу, однак характеризуються значними енерговитратами (питома витрата енергії у 8...14 разів більша, ніж в інших типів конвеєрів).

Питома вага гвинтових конвеєрів у завантажувально-розвантажувальних роботах переважної більшості сільськогосподарських, дорожніх, будівельних, переробних та інших машин складає близько 40...45%. Як правило, це жорсткі шнекові транспортери, у яких робочий орган розташований в опорах і переміщує сипкий матеріал у нерухомому направляючому кожусі.

Основним недоліком таких типів гвинтових конвеєрів є обмежена маневреність, довжина технологічної магістралі, а також підвищена матеріаломісткість.

Вирішити дані питання можна шляхом застосування гнучких гвинтових робочих органів, які розташовані з зазором без опор у еластичному кожусі та дозволяють транспортувати сипкі вантажі як по прямолінійних, так і криволінійних трасах.

Проведені дослідження показали ефективність даного напрямку розвитку гвинтових конвеєрів, однак і виявили цілий ряд проблемних питань. Застосування суцільних смугових спіралей не забезпечує належного ресурсу роботи конвеєра, оскільки спіралі, які працюють на малих радіусах кривизни швидко руйнуються внаслідок виникнення знакозмінних циклічних навантажень.

На особливу увагу заслуговують гвинтові робочі органи, які виконані у вигляді окремих секцій, з різними видами кріплень між собою. Це дозволить підвищити експлуатаційні показники гвинтових конвеєрів, покращити їх ремонтоздатність, а також рівномірно навантажувати робочий орган по довжині технологічної траси.

Дана монографія присвячена вивченню таких типів гвинтових робочих органів, секції яких виконані пружними із жорстким кріпленням або жорстким з шарнірним їх з'єднанням.

В роботі наведено результати проведених теоретичних і експериментальних досліджень, а також методику вибору оптимальних конструктивних і кінематичних параметрів розроблених робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ СПОСОБІВ ТРАНСПОРТУВАННЯ ТА КОНСТРУКЦІЙ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ

1.1. Способи транспортування сипких матеріалів у замкнутих кожухах технологічних магістралей та схеми їх компоновання

Транспортування сипких матеріалів у закритих технологічних магістралях є досить розповсюдженим способом переміщення вантажів у виробничих процесах.

Найбільш традиційними способами є транспортування сипких вантажів жорсткими шнековими конвеєрами, які встановлюються під різними кутами до горизонту, гнучкими гвинтовими конвеєрами, пневмотранспортерами, стаціонарними шайбовими конвеєрами, норіями та ін.

Звичайний жорсткий шнековий конвеєр містить направляючу трубу, в якій розташований у підшипникових опорах вал зі смуговою спіраллю шнека. У забірній частині, як правило розташований бункер для завантаження матеріалу, а з протилежної сторони вивантажувальне вікно. Привід шнека може здійснюватись як зі сторони подачі матеріалу, так і зі сторони його вивантаження.

Варіант компоновки одномагістрального горизонтального жорсткого шнекового конвеєра зображено на рис.1.1. Горизонтальні шнекові конвеєри окрім функції транспортування також виконують інші технологічні операції, як наприклад, змішування, стиснення, подрібнення матеріалу, його порційне роздавання, а також використовуються як живильники.

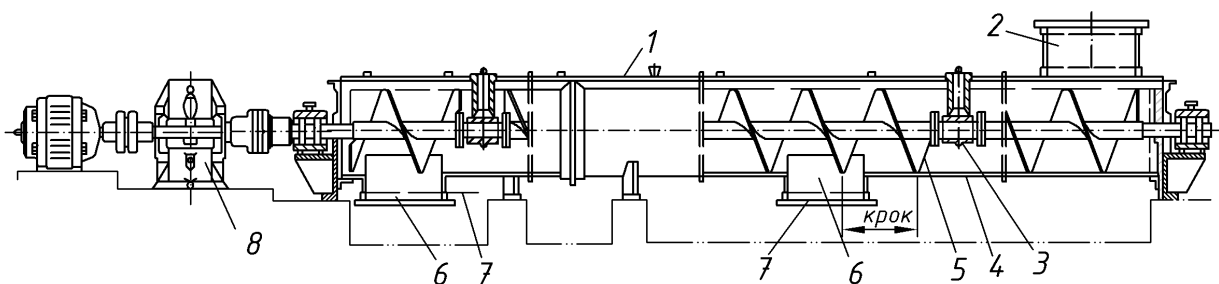


Рис.1.1. Компонувальна схема горизонтального шнекового конвеєра

Основною функцією похилих шнекових конвеєрів (рис.1.2) є транспортування матеріалу під різними кутами розташування магістралі до горизонту. Проте відомо ряд робочих органів похилих шнекових конвеєрів, які також виконують додаткові технологічні операції, що дозволяє зменшити матеріаломісткість та енерговитрати виробничих комплексів при виконанні заданих операцій.

Вертикальні шнекові конвеєри (рис.1.3), як правило, виконують функції транспортування матеріалу при мінімальному шляху переміщення, однак характеризуються підвищеними енерговитратами.

Також жорсткі шнекові конвеєри досить широко використовуються в компоувальних схемах технологічних комплексів для переміщення матеріалів у різних напрямках транспортування, з переходом із однієї магістралі на іншу.

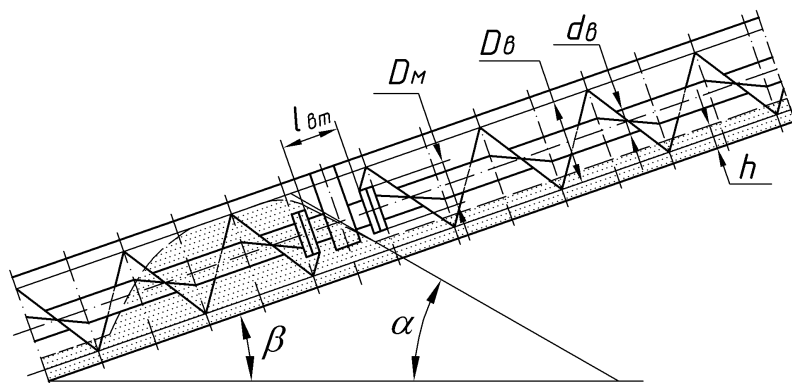


Рис.1.2. Технологічна схема похилого шнекового конвеєра

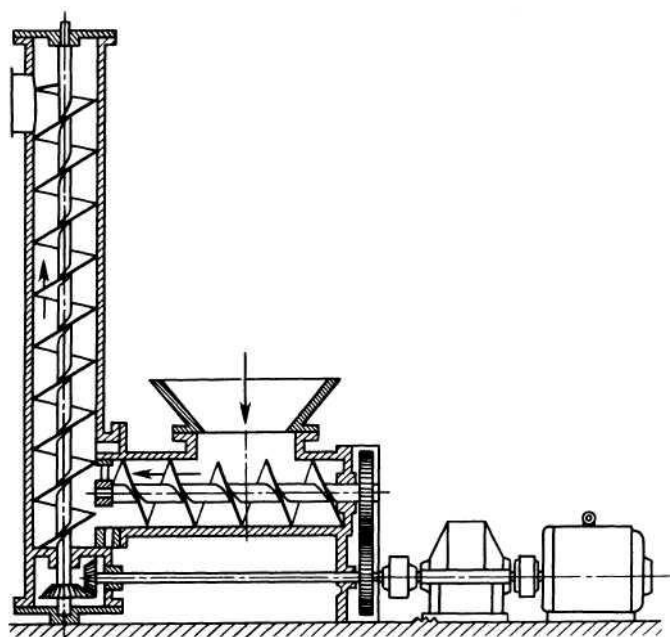


Рис.1.3. Компонувальна схема вертикального шнекового конвеєра

Такі схеми широко застосовуються у сільськогосподарському виробництві, переважно для транспортування зернових матеріалів.

З іншої сторони для роботи на обмежених площах подібні жорсткі шнеки з перехресним розташуванням магістралей застосовуються в мобільних агрегатах, таких як навантажувач зерна НЗ-20 (рис.1.4). Його забірна частина виконана у вигляді поперечного шнека, частково охопленого щитком, який кінематично з'єднаний із повздовжнім завантажувальним шнеком, розташованим у жорсткому суцільному кожуху. Продуктивність навантажувача становить 20 т/год. Висота вивантаження 1–3 м, а споживча потужність 4,5 кВт.



Рис.1.4. Навантажувач зерна НЗ-20

Перевагами такої забірної частини є високий коефіцієнт завантаження технологічної магістралі, а до недоліків можна віднести постійну присутність оператора, а також конструктивну складність при компонуванні з гнучкою магістраллю.

В той же час жорсткі шнекові конвеєри мають суттєвий недолік, який пов'язаний з обмеженою мобільністю технологічних магістралей. Встановлення в опорах шнекового валу і його розміщення в жорсткій направляючій трубі призводить до підвищеної матеріаломісткості конструкції таких конвеєрів.

Для усунення вищезазначених недоліків в останній час ведуться активні пошуки у створенні оптимальних конструкцій гнучких гвинтових конвеєрів з розширеними функціональними та експлуатаційними характеристиками. Принциповою відмінністю таких транспортерів є те, що гнучкий гвинтовий робочий орган вільно (без опор) розташовується в еластичному кожусі і по його внутрішній поверхні переміщає матеріал в зону вивантаження.

При обертанні робочого органу з частотою понад 550...600 об/хв гнучка гвинтова спіраль фактично рівномірно розподіляє сипкий матеріал по периферії кожуха, що забезпечує самоцентрування робочого органу і транспортування продукту в зону вивантаження.

Базова конструктивно-технологічна схема гнучкого гвинтового конвеєра з центральним приводом зображена на рис.1.5.

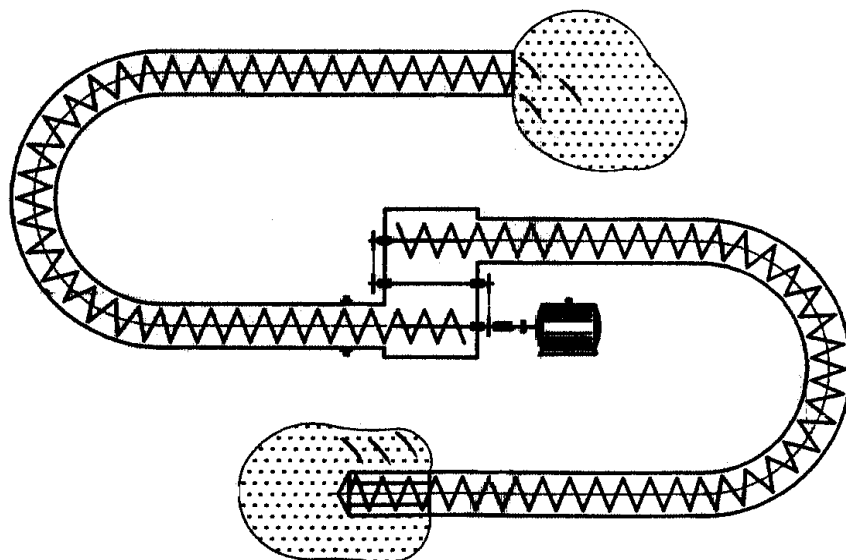


Рис. 1.5. Конструктивно-технологічна схема гнучкого гвинтового конвеєра з центральним приводом

Сипкий матеріал подають на завантажувальну магістраль, звідки він самоплинно переміщається на обертову спіраль і в еластичному кожусі по криволінійній технологічній магістралі транспортується в зону вивантаження.

Перевагою такого типу конвеєра є можливість зміни траси транспортування і відповідно зони вивантаження матеріалу виключно переміщенням технологічної магістралі при стаціонарному розташуванні бункера і елементів приводу.

Для збільшення довжини траси переміщення матеріалу в центральній частині конвеєра встановлюють перевантажувальний патрубок і вузли приводу робочих органів завантажувальної і розвантажувальної магістралей, що зображено на рис.1.5.

Це дозволяє суттєво зменшити крутильні навантаження на робочі органи в зоні їх кріплення до привідного валу.

Для ефективного забору залежаних і ущільнених матеріалів застосовують одномагістральні гнучкі гвинтові конвеєри, які виконані у вигляді завантажувальної магістралі, що містить патрубок, виконаний у вигляді бура (рис.1.6).

У процесі роботи оператор вводить завантажувальний патрубок 1 у злежаний матеріал. Конусоподібні гвинтові лопатки 2 бура при обертанні врізаються у матеріал і, розрихлюючи його, подають у середину еластичного кожуха 3. Далі матеріал шнековим робочим органом 4 подається у зону завантаження.

Перевагами такого робочого органу є ефективний забір злежаних матеріалів і використання технологічної магістралі на вертикальних ділянках, що є можливим за рахунок кріплення гвинтової спіралі 5 до гнучкого валу 6.

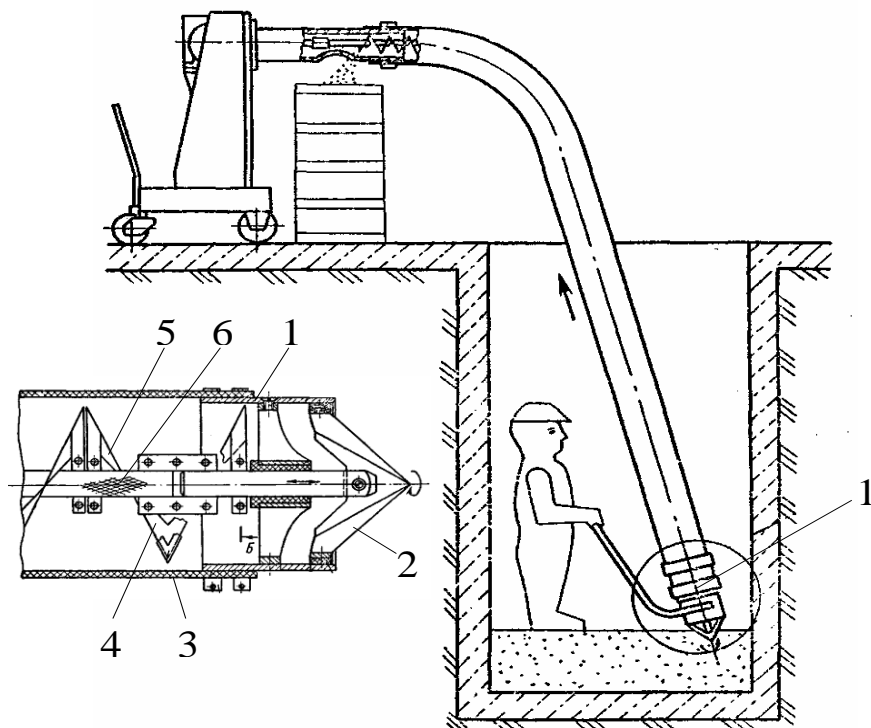


Рис.1.6. Гнучкий гвинтовий конвеєр з буром на завантажувальній магістралі

До недоліків даного шнекового конвеєра можна віднести конструктивну складність гвинтового бура, низьку надійність гнучкого валу, який виконаний у вигляді тросу, що ефективно працює на розтяг, а не на кручення, а також постійну присутність оператора при виконанні технологічного процесу.

Суміщення транспортних операцій з одночасним процесом змішування сипких матеріалів забезпечують багато магістральні гнучкі гвинтові конвеєри, характерною особливістю яких є те, що забір компонентів суміші здійснюється декількома технологічними магістралями, а в зоні перевантажувального патрубку вони змішуються і вивантажуються однією магістраллю.

Привід робочих органів технологічних магістралей може здійснюватися як від декількох електродвигунів так і за допомогою передавальних механізмів.

В той же час, невирішеними залишаються ряд питань, які відносяться до експлуатаційних і ресурсних показників таких робочих органів. Застосування безвальних 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, збільшення його матеріаломісткості, що відповідно спричиняє зростання енерговитрат, а також пошкодження матеріалів, які транспортуються.

Пневматичні транспортери застосовують для переміщення матеріалів (зерна, дерті, полови, сіна, сінажу та ін.) по трубах струменем повітря. Процес транспортування є герметичним. Пневматичні транспортери прості за будовою і мають високу продуктивність, проте вони характеризуються значними енерговитратами (питомий розхід енергії у 8...14 разів більший, ніж в інших типів конвеєрів). Також в процесі переміщення матеріалу інтенсивно зношуються трубопроводи, особливо в місцях згину.

За способом переміщення вантажів пневматичні транспортери, технологічні схеми яких зображено на рис.1.7, можна поділити на всмоктувальні, нагнітальні та змішані.

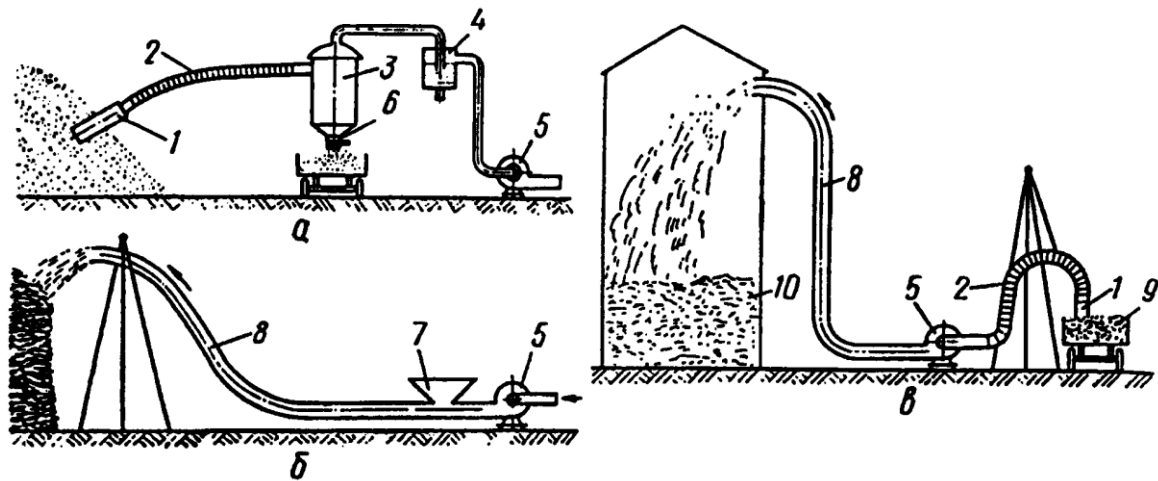


Рис. 1.7. Технологічні схеми пневматичних транспортерів:

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

1 – сопло; 2 – всмоктувальна магістраль; 3 – циклон; 4 – фільтр;
 5 - вентилятор; 6 – затвор; 7 – бункер; 8 – вивантажувальна магістраль;
 9 – причіп; 10 - сховище

Всмоктувальні транспортери застосовують для розвантаження сипких матеріалів з вагонів і автомашин із спеціальним соплом на забірному кінці.

Нагнітальні транспортери призначені для транспортування матеріалу на значні відстані. Матеріал подається через завантажувальний бункер у трубопровід і розвантажується за допомогою циклона або спеціального розвантажувача. У циклоні повітря відділяється від сипкого матеріалу.

У змішаній установці транспортований матеріал засмоктується у вентилятор, і далі робота йде за схемою нагнітального пневмотранспортера.

Надзвичайна мобільність пневмотранспортерів дозволила суттєво розширити їх функціональні можливості, особливо при роботі в польових умовах. Так, на рис.1.8 зображено схеми роботи пневмотранспортерів в польових умовах та їх можливі технологічні схеми. Подібні типи пневмотранспортерів випускають ряд західноєвропейських країн, серед яких найбільш потужними є "Riela" (ФРН) та "Hecson" (Нідерланди). Незважаючи на значні енерговитрати та високу вартість, завдяки своїй мобільності, дані типи пневмотранспортерів знайшли широке застосування у виробничих процесах.

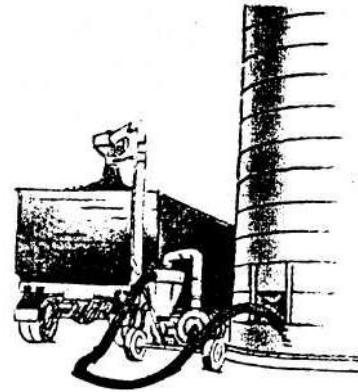
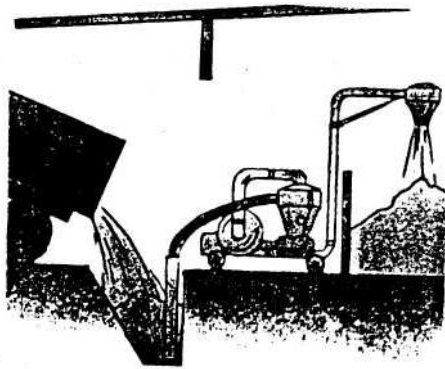
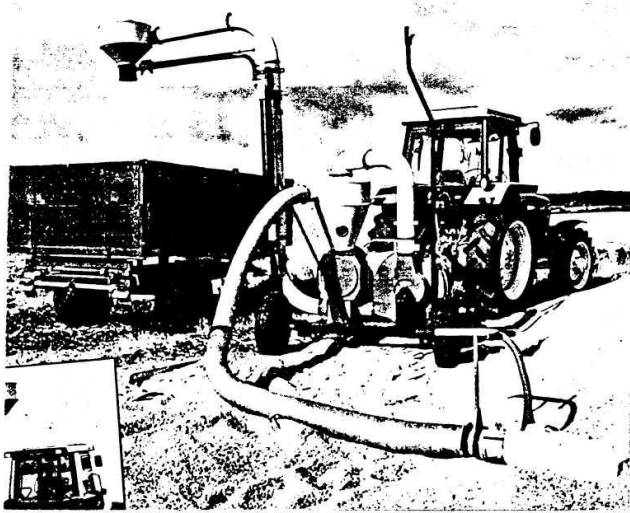


Рис.1.8. Технологічні схеми транспортування сипких матеріалів пневмотранспортерами

При створенні нових типів систем механізованого переміщення сипких вантажів у сільськогосподарському виробництві доцільно застосувати ефект мобільності пневмотранспортерів та незначні енерговитрати гвинтових конвеєрів.

Скребкові транспортери використовують для горизонтального і похилого переміщення коренебульбоплодів, силосної маси, грубих кормів і гною. Вищерозглянуті типи транспортерів мають один характерний недолік. Вони можуть переміщувати матеріал лише по прямолінійних трасах і переважно стаціонарно монтуються в технологічні лінії.

Окреме місце займають трубчасті скребкові (шайбові) конвеєри, які транспортують сипкі матеріали по складних трасах з вертикальними і горизонтальними ділянками. На рис.1.9 зображений робочий орган шайбового конвеєра італійської фірми «Falcon», який призначений для роздавання кормів на тваринницьких фермах.

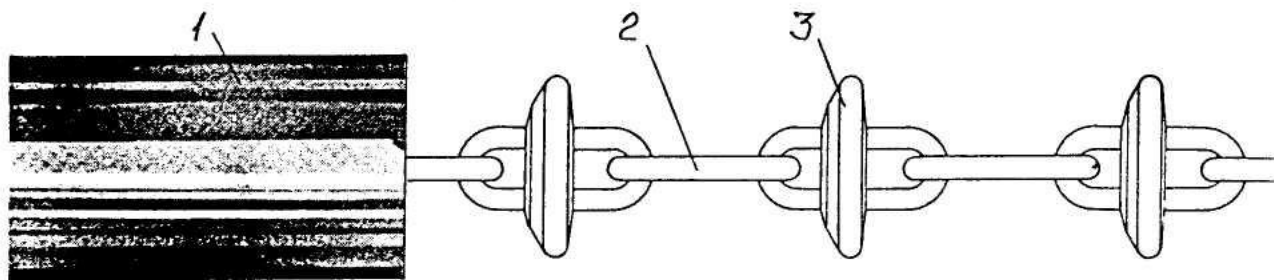


Рис.1.9. Робочий орган шайбового конвеєра

Такий робочий орган розташовується в направляючому кожусі 1 і складається з ланцюга 2 або тросу, на якому закріплені шайби 3. Транспортер також містить привідну та натяжну станції та систему труб.

Незважаючи на те, що даний тип транспортера може переміщувати матеріал по криволінійних трасах, сама траса може бути тільки стаціонарною і довжина робочого органу в два рази більше від несучої, що значно знижує функціональні можливості транспортера такого типу.

1.2. Класифікація гнучких гвинтових конвеєрів

Розробка і дослідження гнучких гвинтових конвеєрів почалася в кінці 19-го століття німецькими конструкторами, про що йдеться в роботі Х.Германа [14]. Робочий орган виконувався у вигляді спіралі круглого поперечного перетину, що суттєво обмежувало продуктивність транспортера. Іншим фактором, який стримував їх широке використання, було підвищене пошкодження сипких матеріалів, оскільки кут атаки, який утворюється між поверхнею кожуха і кривизною кромки спіралі є, щонайменше, на порядок більшим, ніж в смугових спіралях, а величина кута атаки, як відомо [29], суттєво впливає на зтягування матеріалу між поверхнями спіралі та кожуха, де і відбувається подрібнення кускових матеріалів, що недопустимо для транспортування насінневих зернових, гранульованих мінеральних добрив і т.д.

З аналізу патентної та наукової літератури, діючих і експериментальних моделей гнучких транспортерів можна зробити висновок, що загальна тенденція розвитку їх робочих органів має наступні напрямки:

– з метою підвищення продуктивності – застосування дво-, триярусних пружин круглого поперечного перетину, а також

комбінованих робочих органів у вигляді компонок пруткових і смугових спіралей;

– для підвищення несучої здатності - застосування гнучких валів у вигляді циліндричних смугових спіралей різного напрямку навивання, армованих гумових шлангів і їх комбінацій з циліндричними спіралями;

– для покращення технологічності конструкції - виконання робочого органу у вигляді набору пружних гвинтових пелюстків, закріплених на гнучкому валі;

– для підвищення довговічності транспортерів, особливо при переміщенні вантажів по криволінійних трасах - виконання робочої спіралі та гнучкого валу у вигляді набору окремих секцій, шарнірно з'єднаних між собою;

– для зменшення пошкоджень зернових матеріалів, гранульованих мінеральних добрив та ін. – виконання несучої поверхні спіралі еластичною.

В загальному випадку класифікація гнучких гвинтових конвеєрів представлена на рис.1.10.

За способом транспортування конвеєри поділяються на одно- та багатоманітні. Функції одноманітних конвеєрів є виключно транспортуючі та, в залежності від місця розташування елементів приводу, поділяються на втягуючі та нагнітальні. В нагнітальних транспортерах завантаження сипких матеріалів, як правило, здійснюються бункерним способом. При такій схемі транспортування, привід робочого органу розташовується в зоні бункера. Однак також відомі гнучкі гвинтові конвеєри, де завантаження технологічної магістралі здійснюється шляхом захоплення матеріалу відкритою спіраллю, яка за допомогою різноманітних насадок вводиться в купу сипкого матеріалу. Привід робочого органу в цьому випадку встановлюється в зоні вивантаження продукту.

Для підвищення маневреності технологічних трас робочих органів застосовують двоманітні транспортери, в яких привід та перевантажувальний патрубок виконаний як один технологічний вузол.

Конструктивно-технологічна схема двоманітального гнучкого гвинтового конвеєра з центральним приводом робочих органів зображена на рис.1.5.

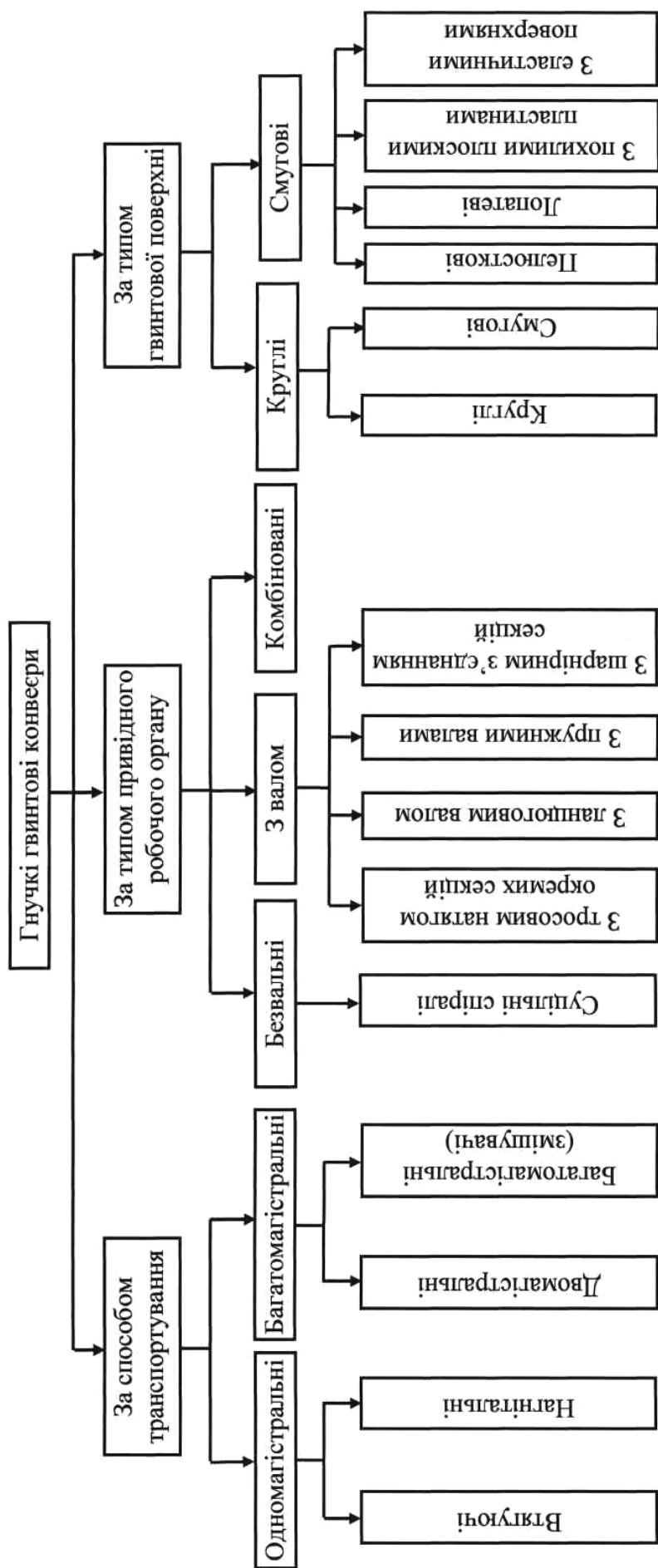


Рис.1.10. Класифікація гнучких гвинтових конвеєрів

Багатомагістральні гнучкі гвинтові конвеєри, як правило, поєднують в собі функції транспортування та змішування компонентів сумішей. Це дозволяє оптимізувати технологічний процес, однак його виконання потребує високоточного дозування компонентів і вибору раціональних параметрів та режимів роботи магістралей конвеєра.

За типом привідного робочого органу гвинтові конвеєри поділяються на безвальні, з привідним валом та комбіновані. Безвальні робочі органи виконуються із суцільних спіралей круглого або смугового поперечного перетину. Спіралі круглого поперечного перетину характеризуються незначною продуктивністю, а смугові - низьким ресурсом роботи, оскільки на криволінійних трасах транспортування робочий орган знаходиться під дією постійних, знакозмінних, згинальних циклічних навантажень, що призводить до втоми матеріалу робочого органу і його швидкого руйнування.

Робочі органи, в яких крутний момент передається за допомогою окремих секцій, стиснутих між собою за допомогою тросу, характеризуються незначною навантажувальною здатністю, а також підвищеними зусиллями тертя в елементах зачеплення гвинтових секцій. Гвинтові секції, як правило, виготовляються з пластмас, армованими скляним волокном. В той же час перевагою таких типів робочих органів є незначні матеріаломісткість та енерговитрати на процес транспортування.

Гвинтові робочі органи, вал яких виконано у вигляді ланцюга, у порівнянні з попередніми передають вищі крутні моменти, однак їх доцільно застосовувати на великих радіусах кривизни технологічних трас, оскільки на малих радіусах кривизни відбувається підвищене тертя в зонах контакту ланок ланцюга, що призводить до їх інтенсивного зношення.

Пружні вали переважно виконуються у вигляді смугових спіралей з паралельним розташуванням ширини смуги відносно центральної осі валу. Робоча гвинтова спіраль розташовується на смуговій і в компонованні можуть виконуватись з одно- або різнонаправленими витками. Такі робочі органи характеризуються підвищеною навантажувальною здатністю, однак ефективно можуть працювати лише на значних радіусах кривизни. Проблемним питанням також є кріплення спіралей між собою.

Застосування в якості гнучкого валу окремих гвинтових секцій просторових конструкцій, шарнірно з'єднаних між собою, дозволяє суттєво підвищити навантажувальну здатність конвеєра, а також його надійність при роботі на малих радіусах кривизни. Однак такі типи робочих органів є досить складними у виготовленні та складанні, а також необхідно забезпечити допустимий рівень контактних напружень в парах тертя, недопущення їх інтенсивного зношення, здешевлення виготовлення робочих органів і покращенням їх ремонтоздатності.

Комбіновані робочі органи застосуються у конструкціях гнучких гвинтових конвеєрів із значною довжиною технологічної магістралі. В цьому випадку, безпосередньо біля привідного валу встановлюється секція робочого органу з максимальною навантажувальною здатністю, а по мірі наближення до зони вивантаження розташовують секції, які передають менші крутні моменти і відповідно характеризуються меншою матеріаломісткістю.

Перевагою таких робочих органів є рівномірне розподілення навантаження по довжині гвинтового робочого органу, однак збільшується кількість типорозмірів окремих секцій.

За типом гвинтової поверхні робочі органи поділяються на круглі та смугові. З круглим поперечним перетином конвеєри поділяються на однозахідні (як правило для подачі та роздавання кормів де непотрібна висока продуктивність) та багатозахідні - з різним діаметром навивання з метою підвищення продуктивності конвеєра.

Зі смуговою поверхнею робочі органи поділяються на пелюсткові (кут охоплення пелюстка $30^{\circ} \dots 45^{\circ}$) та лопатеві (кут охоплення лопаті $45^{\circ} \dots 90^{\circ}$). Похилі плоскі пластини розташовуються на валу під кутом до осі $30^{\circ} \dots 35^{\circ}$ і кутом охоплення 180° .

До переваг таких типів робочих органів можна віднести простоту їх виготовлення, однак ускладнюється процес складання та кріплення робочих елементів до валу.

Еластичні смугові поверхні робочих органів переважно застосовуються при транспортуванні насінневого матеріалу, де вимоги до мінімізації його пошкодження є досить високими. Характерною їх особливістю є кріплення еластичних щіток до гвинтового ребра.

1.3. Огляд конструкцій робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів

Кращою маневреністю, у порівнянні зі смуговими, характеризуються робочі органи з гвинтовими спіралями круглого поперечного перетину, один з варіантів компоновки яких зображено на рис.1.11. При незначній продуктивності вони мають перевагу у тому, що їх виготовлення може здійснюватись 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...6м.

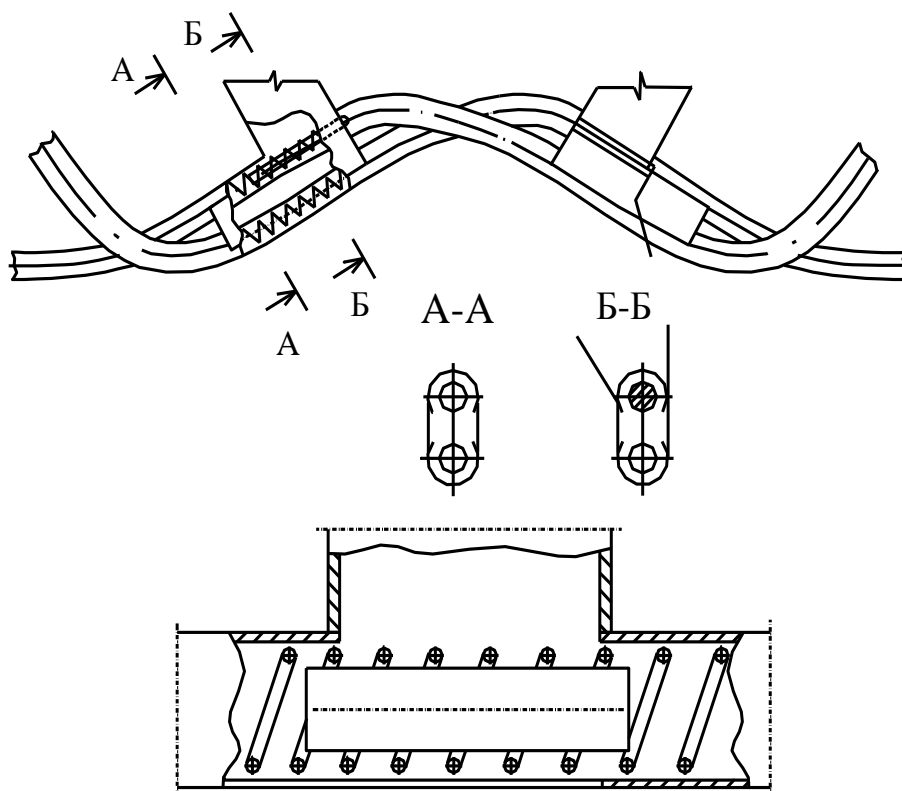


Рис.1.11. Робочий орган гвинтового конвеєра з прутковою безвальною спіраллю

Маючи подібну компоновку, смугові спіралі характеризуються значно вищою продуктивністю, однак їх маневреність суттєво обмежена, оскільки виготовляють такі робочі органи з низьковуглецевих сталей, які швидко руйнуються при роботі спіралей на малих радіусах кривизни. Застосування різних способів хіміко-термічної обробки спіралей шнеків кардинально не вирішує даної проблеми [13].

Останнім часом ведеться активний пошук у створенні нових конструкцій гнучких валів гвинтових конвеєрів з обґрунтуванням їх раціональних і оптимальних параметрів.

З аналізу патентної та наукової літератури [4; 7; 8; 10; 12; 15; 17; 20; 25; 33; 36; 37; 42], діючих і дослідних моделей гнучких транспортерів можна зробити висновок, що загальна тенденція їх розвитку спрямована на застосування робочих органів, виконаних у вигляді комбінації гвинтової спіралі, що переміщує сипкий матеріал і гнучкого валу, який передає крутний момент.

Найбільш прості схеми гвинтових робочих органів з гнучким валом зображені на рис.1.12 а, б [6]. В першому варіанті (рис.1.12,а) вал виконаний у вигляді пластмасового стержня, який має незначну крутильну жорсткість, однак характеризується великою податливістю до згинання. В другому випадку (рис.1.12,б), вал представляє комбіновану конструкцію у вигляді еластичної труби, розташованої на тросі. На еластичній трубці закріплена спіраль круглого поперечного перетину.

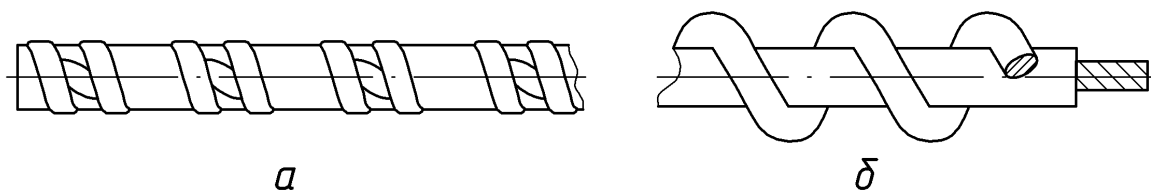


Рис.1.12. Гвинтові робочі органи з гнучким валом

Основними недоліками таких робочих органів є їх низька маневреність і продуктивність. Несучі вали не можуть передавати значні крутні моменти, так як 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 не потрібно високої продуктивності та різких змін кривизни магістралі транспортування.

Підвищення продуктивності та несучої здатності при задовільній маневреності забезпечує комбінований робочий орган (рис.1.13) з прутковою несучою та смуговою технологічною спіралями. Різноюнаправленість напрямку навивання і виконання з різними кроками

технологічної та несучої спіралей приводить до взаємного їх стискання при крученні в точках контакту, що сприяє підвищенню навантажувальної здатності такого робочого органу.

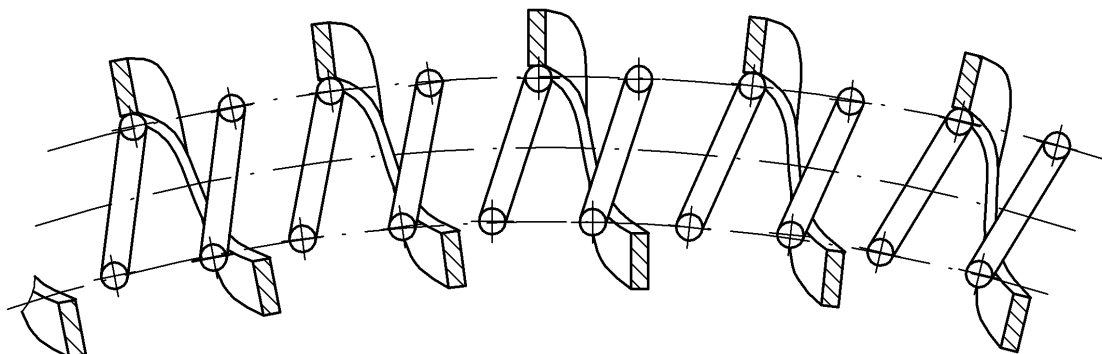


Рис.1.13. Робочий орган з прутковою несучою та смуговою технологічними спіралями

Незважаючи на конструктивну простоту, даний тип гнучкого робочого органу має ряд недоліків, до яких відноситься проблема кріплення окремих спіралей; при роботі на криволінійних трасах смугова спіраль з вертикальним ребром швидко руйнується від знакозмінних деформацій; внутрішня несуча спіраль, маючи протилежний напрям навівання, знижує продуктивність конвеєра; при виході з ладу секції спіралі її необхідно повністю замінювати.

Для транспортування сипких матеріалів на значні відстані (10м і більше) необхідно суттєво підвищувати крутильну здатність гвинтових робочих органів. Типовими представниками таких робочих органів, які конструктивно вирішують дане завдання, є гнучкі смугові шнеки з горизонтально-несучою і вертикально-технологічною спіралями, які зображені на рис.1.14. Виконання гнучкого валу у вигляді двох різнонаправлених горизонтально-смугових пружинних спіралей (рис.1.14,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 відбувається виключно за рахунок гнучкого валу. В іншому варіанті (рис.1.14,б) функції внутрішньої спіралі виконує армований гумовий шланг, який встановлений в зоні приводу робочого органу.

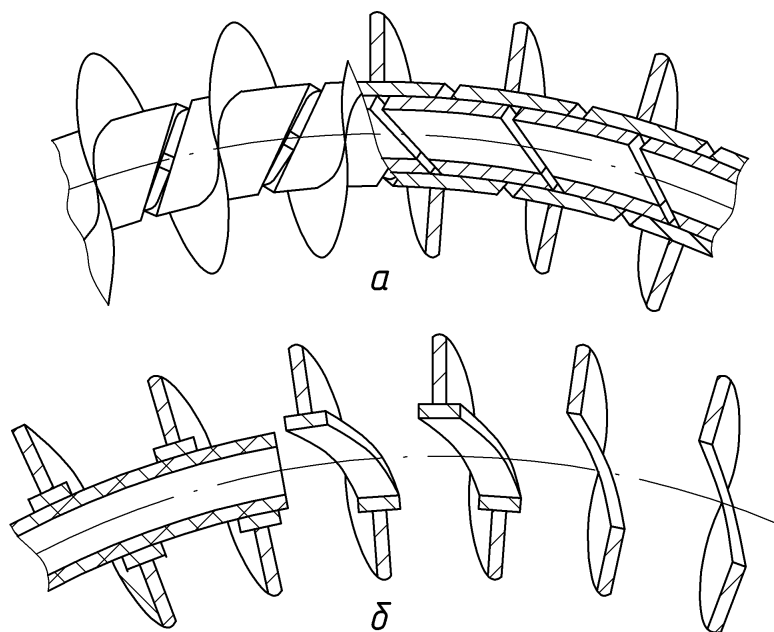


Рис.1.14. Гнучкі смугові шнеки з горизонтально-несучою і вертикально-технологічними спіралями

Такі типи гнучких гвинтових робочих органів при високій навантажувальній здатності і продуктивності мають обмежену маневреність, оскільки величина кутової пружної деформації в значній мірі залежить від ширини смуги горизонтальних спіралей. Іншим суттєвим недоліком є підвищене зношення поверхонь контакту горизонтальних спіралей, які постійно труться між собою на криволінійних магістралях. Дані робочі органи можуть знайти застосування на довгих (більше 10м) магістралях транспортування, при їх незначній кривизні.

Виконання гнучких валів у вигляді зв'язаних ланцюгів (рис.1.15,а) або криволінійних шарнірно з'єднаних пластин (рис.1.15,б) частково вирішує проблему напружено-деформованого стану спіралей в кутовому напрямку. Однак постійне тертя в зонах з'єднання секцій призводить до їх швидкого зношення в абразивному середовищі. При цьому, питання стійкості суцільної спіралі на згинах, а також спосіб їх кріплення до валу залишається не вирішеним.

Одним з напрямків вирішення проблеми стійкості гвинтових спіралей при роботі технологічних магістралей на малих радіусах кривизни є виконання гвинтової робочої поверхні у вигляді окремих секцій, жорстко зв'язаних із гнучким валом, який може бути виконаним суцільним з еластичного матеріалу, або у вигляді окремих шарнірних секцій.

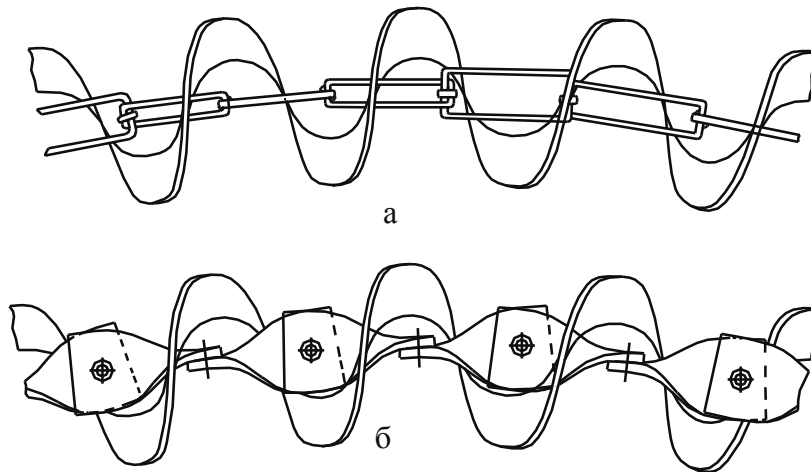


Рис.1.15. Варіанти виконання шарнірних гнучких валів

На рис.1.16 наведена схема робочого органу, виконаного з набору гвинтових робочих пелюстків і несучого еластичного валу. Гвинтові пластинки, в даному випадку, можна виготовляти з високовуглецевих сталей методом штампування і гнуття з подальшою їх термічною обробкою. Однак, з конструктивної точки зору, недоліком такого робочого органу є ненадійність кріплення гвинтових пелюстків до гнучкого валу, а також підвищене пошкодження матеріалу при його переміщенні. Це пояснюється тим, що потік сипкого матеріалу постійно зіскакує з одного пелюстка на інший, що призводитиме до зростання частоти ударних імпульсів на матеріал. Даний робочий орган можливо виконати лише з двозахідною спіраллю, що суттєво підвищує його матеріаломісткість, а це, в свою чергу, також призводить до підвищеного пошкодження матеріалу.

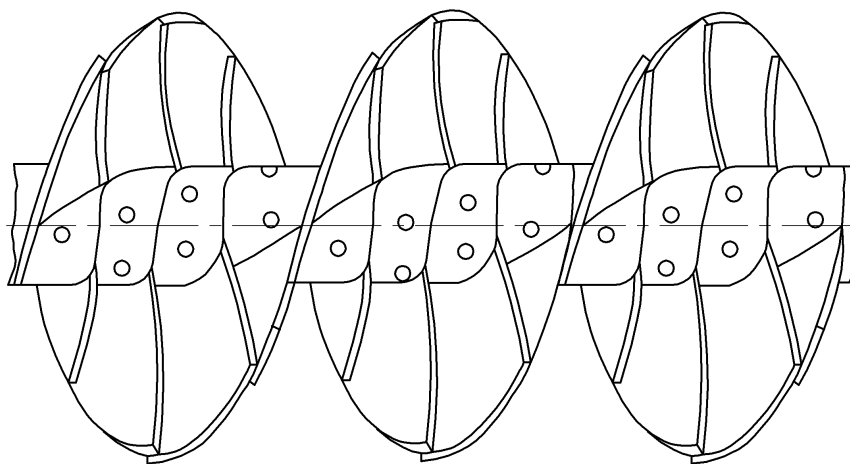


Рис.1.16. Робочий орган, виконаний з набору гвинтових робочих пелюстків і несучого еластичного валу

Найбільш ефективним, з точки зору надійності і довговічності функціонування гвинтових робочих органів, є виконання несучої основи у вигляді шарнірних з'єднань. Відомий робочий орган гвинтового конвеєра [25], який складається із окремих гвинтових секцій 3 (рис.1.17). Кожна секція виконана 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 взаємо перпендикулярно. В отворах встановлені антифрикційні фігурні втулки 6, між торцевими поверхнями яких розташований квадратний валець 4. В отворах антифрикційних втулок і отворах вальця встановлені зафіксовані циліндричні пальці 7.

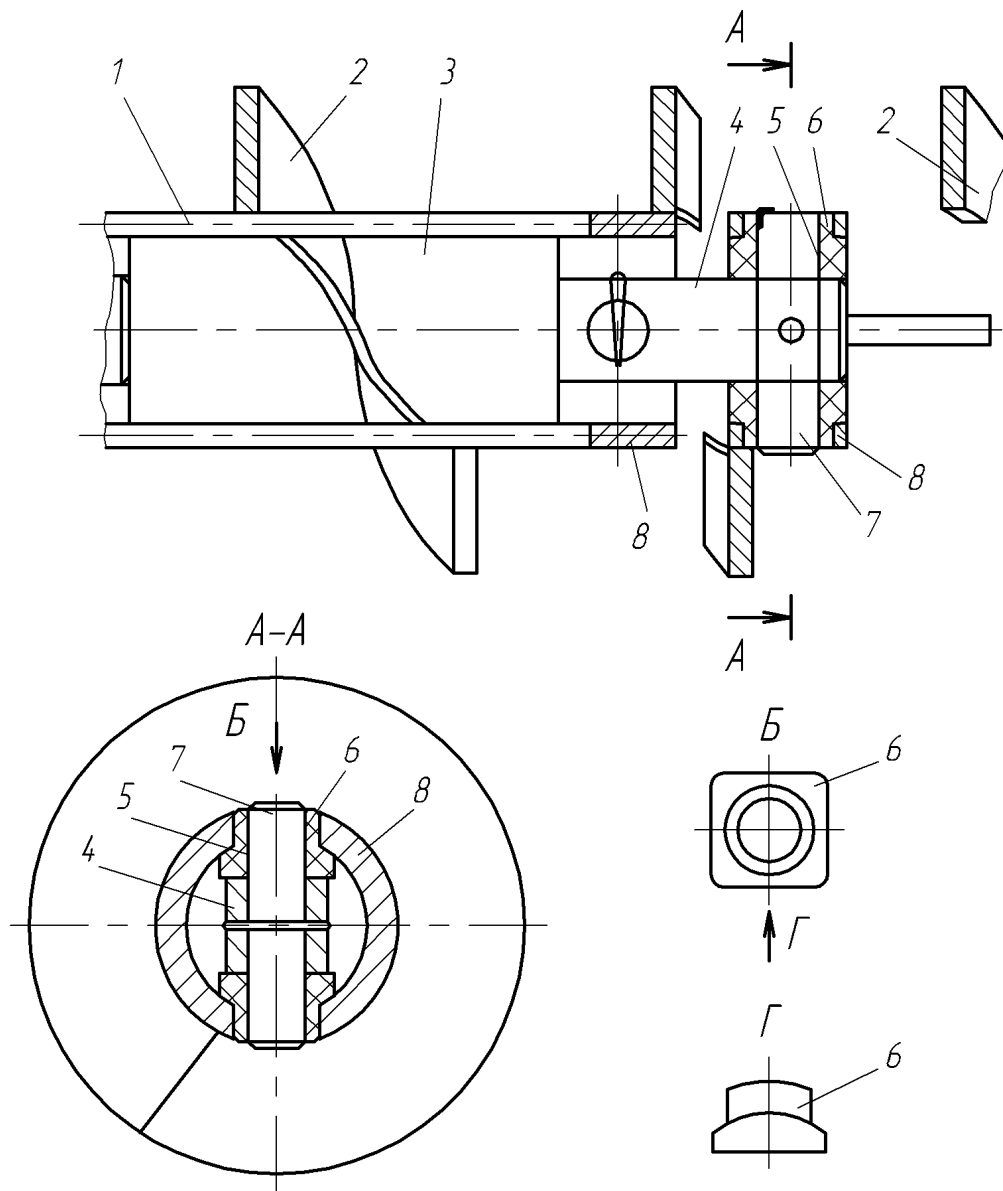


Рис.1.17. Робочий орган гвинтового конвеєра

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 скляним волокном, 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.

Наступним напрямком вдосконалення робочих органів для їх застосування в якості транспортуючих засобів механізації сільськогосподарських продуктів без пошкодження матеріалів, є виконання несучої поверхні спіралі еластичною. На рис.1.18,а зображено шнековий транспортер (патент Німеччини № 4001121, 1991р.), на торцях аксіальної гвинтової поверхні якого закріплені радіально направлені щітки. Більш детальне конструктивне рішення способу кріплення аналогічних еластичних щіток запропоноване в А.С. № 1652230, Бюл. № 20, 1991р, що представлено на рис.1.18,б. Основним недоліком такого робочого органу є складність виготовлення гвинтової поверхні з виконанням на ній радіальних та поздовжніх скоб для фіксації пучка еластичних стрічок.

Ряд варіантів еластичних гвинтових робочих органів з різними типами гнучких валів запропоновано в патенті Франції № 0067725, 1987р. (рис.1.18,в). Подібне технічне рішення способу кріплення еластичних елементів наведено в А.С. СРСР №1613404, Бюл. № 46, 1990р. (рис.1.18,г).

Конструктивною подібністю даних винаходів є розташування транспортуючих щіткоподібних елементів у периферійному фігурному пазу гвинтової спіралі.

Враховуючи таку різноманітність технічних рішень, які запатентовані в різних країнах, очевидним є те, що проблема зменшення пошкоджень продуктів транспортування є особливо актуальною. Як відмічено в А.С. №1613404, даний робочий орган гвинтового конвеєра може бути застосований для транспортування зерна, сої, рису, гранульованих мінеральних добрив та інших сільськогосподарських матеріалів.

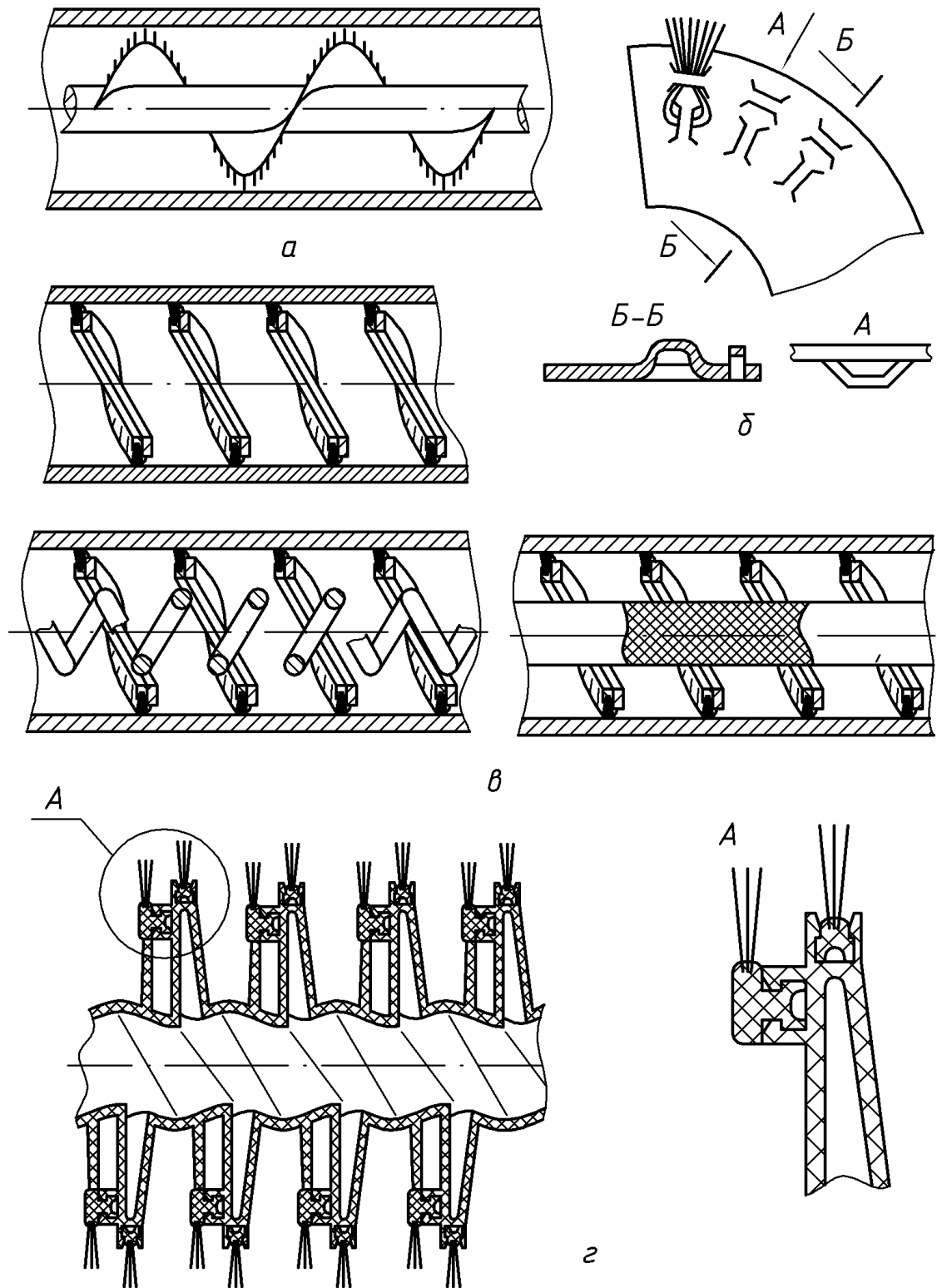


Рис.1.18. Робочі органи з еластичними технологічними поверхнями

Основними недоліками розглянутих конструкцій робочих органів є технологічна складність їх виготовлення та низька маневреність. Проблемним питанням залишається надійність привідних елементів, які від дії знакозмінних циклічних навантажень швидко руйнуватимуться.

Тому, використовуючи такий перспективний підхід в напрямку зменшення пошкодження продуктів транспортування, необхідно розробити більш простіші за конструкцією і надійніші в експлуатації гнучкі робочі органи з їх мінімальною масою.

З проведеного аналізу патентної літератури можна зробити наступні висновки, які повинні лягти в основу розробки та дослідження принципово нових технічних рішень робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів для транспортування сільськогосподарських продуктів:

- передача крутного моменту повинна забезпечуватись гнучким валом, який доцільно виготовляти секційним (покращення ремонтпридатності) з використанням шарнірних з'єднань;

- робочий орган необхідно виконувати з умови мінімізації матеріаломісткості конструкції, яка в значній мірі впливає на динаміку та енерговитрати процесу транспортування, а також на ступінь пошкодження сипких матеріалів;

- застосовувати змінну жорсткість елементів привідного валу у відповідності з крутильним моментом, який виникає по довжині транспортної магістралі.

1.4. Аналіз результатів теоретичних та експериментальних досліджень гвинтових конвеєрів

У формування наукових основ теорії проектування гвинтових транспортуючих механізмів значний вклад внесли вчені П. М. Василенко, А. М. Григор'єв, А. А. Омельченко, Х. Герман, Г. В. Корнеєв, В. Д. Ткач, М. К. Штуков, Б. М. Гутьян, І. Е. Груздєв, В. І. Янков, М. І. Акімов, Д. Мак-Келві, Г. Шенкель, Е. Бернхард, Б. М. Гевко, Р. М. Рогатинський, М. І. Пилипець та ін.[5; 8; 9; 14; 15; 16; 17; 18; 20; 28; 30; 32; 37; 39; 41; 42; 47].

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, К. Д. Вацагіна, О. О. Труфанова, П. А. Преображенського [29; 30; 31; 32; 39]. Авторами виведені досить громіздкі аналітичні залежності для визначення продуктивності та

енерговитрат на виконання технологічного процесу односпіральним 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 [6; 15; 25; 26] 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 сипкого матеріалу в гвинтових конвеєрах дозволив П. А. Преображенському запропонувати формулу для розрахунку продуктивності односпірального гнучкого шнека [39].

$$Q = K_n \cdot F_p \cdot V_{zci} \cdot \gamma_0, \quad (1.1)$$

де K_n - коефіцієнт пропорційності; F_p - робоча площа поперечного січення кожуха в м²; V_{zci} - середня осьова швидкість матеріалу в м/сек; γ_0 - об'ємна (насипна) маса матеріалу в кг/м³.

Для визначення продуктивності та потужності гвинтових конвеєрів різні автори [4; 6; 15; 25; 26; 36; 37; 48] пропонують користуватись наступними залежностями. Так, згідно А. А. Вайсона, продуктивність шнека рівна

$$Q = 47D^3 \rho \varphi v c k_m. \quad (1.2)$$

Згідно А. І. Іванова

$$Q = 0.25 \pi \varphi v^2 (D^2 - d^2). \quad (1.3)$$

Згідно І. В. Кулаковського

$$Q = 0,9 \pi D^2 \rho \varphi v c. \quad (1.4)$$

Згідно В. Є. Гурвича

$$Q = 15 \rho \varphi \pi D^2 T n. \quad (1.5)$$

Згідно В. В. Краснікова

$$Q=48Tnh\rho\sqrt{D/h-1}, \quad (1.6)$$

$$Q=15\pi k_3 c k_n \rho \varphi n (D^2 - d^2) T. \quad (1.7)$$

Згідно А. М. Григор'єва

$$Q=15\pi D^2 \rho \varphi T n c. \quad (1.8)$$

Згідно М. І. Клецкіна

$$Q=47,1[(D+2\lambda)^2 - d^2] T \rho \varphi n c. \quad (1.9)$$

Згідно Ф. Г. Зуєва

$$Q=0,047D^2 T \rho n \varphi \lambda. \quad (1.10)$$

Потужність на процес транспортування за А. А. Вайсоном рівна

$$N=0,003Q(H+\omega L)+0,02k_i g_m L v \omega_n + k_6 Q. \quad (1.11)$$

Згідно Р. А. Волкова

$$N=(QL/367)/(\omega \pm \sin \gamma). \quad (1.12)$$

Згідно В. В. Краснікова

$$N=Q(\omega d + H)/3600 + (DL \cos \gamma)/20 \text{ (кГм/с)}. \quad (1.13)$$

В формулах (1.2) - (1.13) позначення означають: D – зовнішній діаметр шнека; d – внутрішній діаметр шнека; T – крок гвинта; n – частота обертання робочого органу; φ – коефіцієнт наповнення конвеєра; ρ – насипна густина сипкого вантажу; c – коефіцієнт впливу на продуктивність кута нахилу гвинта; $k_m = T/D$ – коефіцієнт кроку спіралі; k_3 – 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 конвеєрі: $v = T \times n/60$; h – розрахункова висота рухомого шару сипкого вантажу: $h = D - l_{\text{вн}} \times \text{tg}(\gamma + \alpha_{\text{зр}})$, де $\alpha_{\text{зр}}$ – кут зрушення, пов'язаний із коефіцієнтом внутрішнього тертя f залежністю $\text{tg} \alpha_{\text{зр}} = f$; λ – радіальний зазор; ω – дослідний коефіцієнт опору при русі вантажу (коефіцієнт питомих

енерговитрат); L і H – довжина і висота транспортування; g_m – погонна маса конвеєра: $g_m \approx 80D$, кг/м; k_e – коефіцієнт, що враховує спосіб вивантаження; k_i – коефіцієнт, що враховує масу рухомого робочого органу конвеєра; 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 роботах Б. М. Гевка [8; 10] розроблені наукові основи аналізу і синтезу гвинтових механізмів, виведені рівняння геометричних поверхонь робочих органів гнучкого шнекового конвеєра з дослідженням нелінійної задачі динаміки руху матеріальної точки з нестационарними зв'язками, а також встановлені кінетичні та динамічні параметри рухомого потоку сипкого вантажу.

Об'ємна витрата вантажу, незалежно від положення траси в просторі, буде постійна по її довжині і теоретично визначається за залежністю

$$Q = \psi \varphi_0 \left(1 + \sqrt{1 - \varphi_0}\right) \pi D_{\alpha}^3 \omega \frac{0.5 \pi D_{\alpha} T \left(1 + \sqrt{1 - \varphi_0}\right) - \mu_1 T^2}{16 \left[T^2 + 0.2 \pi^2 D_{\alpha} \left(1 - \sqrt{1 - \varphi_0}\right) \right]}, \quad (1.14)$$

де ψ – коефіцієнт швидкості потоку, який враховує ступінь перекриття прохідного січення жолоба гнучкою спіраллю; φ_0 – коефіцієнт завантаження на вході; D_{α} – прохідний діаметр жолоба; T – крок спіралі; ω – частота обертання робочого органу; μ_1 – коефіцієнт тертя матеріалу по гвинтовій поверхні спіралі.

Наукові праці Р. М. Рогатинського [40; 41; 42], 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-деформівний 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 роботах М. І. Пилипця [37; 38] 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.

Аналіз відомих теоретичних досліджень робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів показав, що в переважній більшості автори виводили аналітичні залежності для визначення експлуатаційних, функціональних та конструктивних параметрів гнучких робочих органів.

В той же час не вирішеними є питання, які пов'язані з обґрунтуванням таких параметрів робочих органів, які б забезпечували їх високі функціональні та експлуатаційні показники при мінімально допустимій масі робочого органу. Це суттєво знизить як енерговитрати на процес транспортування, так і ступінь пошкодження технологічного матеріалу, який переміщається в гнучкому кожусі.

За результатами експериментальних досліджень, проведених С. М. Михайловим [29-32], при визначенні корисної потужності встановлено, що при кутових швидкостях спіралі 400-600 об/хв її частка в загальному затратеній складає від 5 до 20%. Як стверджує автор, це вказує на те, що значна частина потужності затрачається 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 конвеєрів можна досягнути, якщо застосувати смугові спіралі шнеків. Вперше реалізація такого напрямку здійснена під керівництвом проф. Б. М. Гевка [8; 9]. Встановлено, що продуктивність таких засобів механізації є постійною і не залежить від зміни висоти піднімання вантажу і радіуса згину технологічної траси. Розрахункове значення коефіцієнта заповнення міжвиткового простору з врахуванням зміни швидкості транспортування в діапазоні кутових частот обертання, $\omega = 25,0 \dots 50 \text{с}^{-1}$ встановлюється в межах $0,5 \dots 0,7$. Досягнути продуктивності гнучкого гвинтового конвеєра до 20т/год при транспортуванні зернових матеріалів можливо за таких параметрів робочого органу: крок спіралі $T = (0,5 \dots 0,7)D$; частота обертання $n = 600 \dots 700 \text{об/хв}$; висота спіралі $H = 30 \text{мм}$; внутрішній діаметр кожуха $D_k = 100 \text{мм}$.

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

У працях Р. М. Рогатинського [41; 42] 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 $k = 13 \dots 14$, для кукурудзи $k \approx 16$, для ячменю $k = 13 \dots 15$. Для зернових матеріалів із коефіцієнтом зовнішнього тертя μ до 0,5 раціональний крок спіралі становить $0,9 \dots 1,0$ діаметра гвинта, для матеріалів із коефіцієнтом тертя $0,5 \dots 0,8$ відповідно $0,8 \dots 0,9$ діаметра і $\mu > 0,8$ крок $T = (0,6 \dots 0,8)$ 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 $40^{\circ} \dots 50^{\circ}$, зміщення вектору узагальненого тиску матеріалу на величину $0,8 \dots 1,5$ діаметра спіралі від осі обертання. Зменшення стовпа завантаження з $0,5\text{м}$ до $0,3\text{м}$ зменшує енерговитрати на $12 \dots 18\%$.

Згідно даних, які викладені в працях [10; 28] при швидкості обертання гвинтової спіралі більшій ніж $450\text{-}500\text{об/хв}$, весь потік переходить в гвинтовий рух, що сприяє зниженню непродуктивних енерговитрат. Однак, при зростанні частоти обертання гвинтового робочого органу більш як 600об/хв , починається падіння продуктивності гвинтового конвеєра внаслідок незадовільного завантаження міжвиткового простору в спіралі.

Збільшення зазору між спіраллю і кожухом з 3 до 5мм 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 [37; 38] викладені матеріали експериментальних досліджень гнучких гвинтових конвеєрів з використанням швидкісної кінозйомки. Встановлено, що продуктивність гнучкого гвинтового конвеєра практично не залежить від розташування технологічної магістралі і змінюється лише від коефіцієнта завантаження матеріалом гнучкого кожуха, який повинен знаходитись в межах $0,6 \dots 0,8$ при частоті обертання робочого органу $n = 400 \dots 600$ об/хв. Встановлено залежності крутного моменту при транспортуванні муки, зерна, комбікормів від висоти підйому гнучкого кожуха із поперечним перетином $0,1\text{м}$ при частоті обертання спіралі $n = 357$ 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 $1,1 \dots 1,3$ рази, а їх абсолютні значення знаходяться в межах $14 \dots 20\text{Нм}$. Зміна радіусу транспортування від $0,3$ до $0,6$ призводить до падіння крутного моменту в $1,14 \dots 1,26$ разів. Підвищення частоти обертання спіралі шнека від 270 до 550об/хв при

транспортуванні пшениці сприяє зниженню крутного моменту, величина якого змінюється від 13 до 9 Нм.

Вищевикладені результати експериментальних досліджень стосуються виключно спіралей шнеків без застосування гнучкого валу. Однак, як показала практика, при транспортуванні матеріалу по криволінійній трасі (особливо на малих радіусах кривизни), внаслідок виникнення циклічних знакозмінних деформацій спіралі шнеків досить швидко руйнуються, що різко обмежило застосування таких робочих органів через невиконання експлуатаційних вимог.

Таким чином, на основі аналізу експериментальних досліджень різних типів робочих органів комплексно не вирішується основна задача: забезпечення задовільного ресурсу робочого органу; низька матеріаломісткість при збереженні якісного виконання технологічного процесу.

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 транспортування.

Для підвищення надійності виконання технологічного процесу при розробці та дослідженні робочих органів потрібно враховувати: секційний метод виготовлення робочих органів (для усунення знакозмінних циклічних навантажень); збільшення площі контакту між вузлами передачі крутного моменту, що дасть змогу зменшити внутрішні напруження; максимально зменшити зусилля в парах тертя за рахунок збільшення плеча передачі крутного моменту; при роботі в абразивних середовищах потрібно застосовувати пару тертя пластмаса-метал.

РОЗДІЛ 2

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ШАРНІРНИХ СЕКЦІЙ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА З АВТОНОМНИМ ПРУЖНИМ КУЛЬКОВИМ ЗАЧЕПЛЕННЯМ

2.1. Обґрунтування параметрів шарнірних секцій гнучкого валу

Для зменшення кількості шарнірних з'єднань, а також застосування гвинтових секцій з довжиною $L/D = 1...2$ (де L – довжина секції, D – зовнішній діаметр робочого органу) запропонована схема гнучкого валу гвинтового конвеєра (рис.2.1), виконаного у вигляді окремих шарнірно з'єднаних секцій і підтиснутих між собою автономними кульковими пружними елементами. Кожна секція виконана у вигляді торцевих шайб 5, які з'єднанні між собою прутками 6. Між торцевими шайбами сусідніх секцій встановлені проміжні шайби 1 з чотирма отворами, рівномірно розташованими в коловому напрямку. Проміжна шайба зв'язана з торцевими за допомогою пар кульок 2, які розташовані у взаємно перпендикулярних площинах. Секції підтиснуті одна до одної за допомогою пружин 3, які розташовані на осях 4. Осі вільно встановлені у центральних отворах шайб.

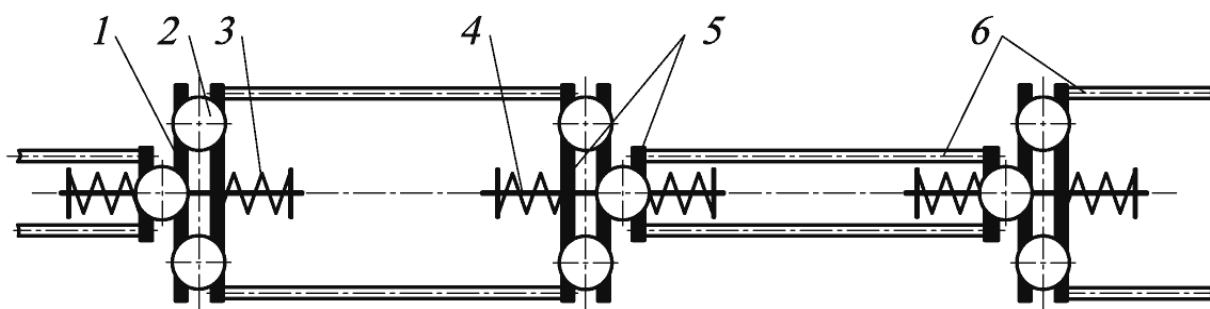


Рис.2.1. Схема гнучкого валу гвинтового конвеєра

Для забезпечення транспортування сипкого матеріалу на поверхні прутків закріплюють окремі секції гвинтових спіралей (на рис.2.1 не зображено). В процесі передачі крутного моменту і переміщення матеріалу по криволінійній трасі відбуваються повертання торцевих шайб сусідніх секцій відносно проміжної шайби, причому вісь

провертання проходить по лінії, яка з'єднує центри пар кульок. Автономні пружні механізми стискання елементів зчеплення секцій виключають можливість появи люфтів між кульками і отворами шайб, що забезпечує плавність передачі крутного моменту і зменшує інтенсивність зношення пар тертя.

Розрахункова схема для визначення взаємозв'язку між конструктивними параметрами гнучкого валу і радіусом кривини його функціонування, який визначається через кутове зміщення сусідніх секцій, зображена на рис.2.2. На схемі наведено наступні позначення: 1 – кулька; 2 – торцева шайба; 3 – проміжна шайба; φ – кут повертання торцевої шайби відносно проміжної; H – висота виступу бокових поверхонь шайб над кулькою; z – відстань від центру максимально повернутої торцевої шайби до внутрішньої поверхні проміжної шайби; d_c – діаметр стержня; d_o – діаметр центрального отвору торцевої шайби; r – радіус кульки; h – товщина шайб; δ – відстань від центра кола до поверхонь шайб; x – максимальне зміщення центру проміжної шайби відносно осі стержня в площині шайби; $y = d_o/2 - x$.

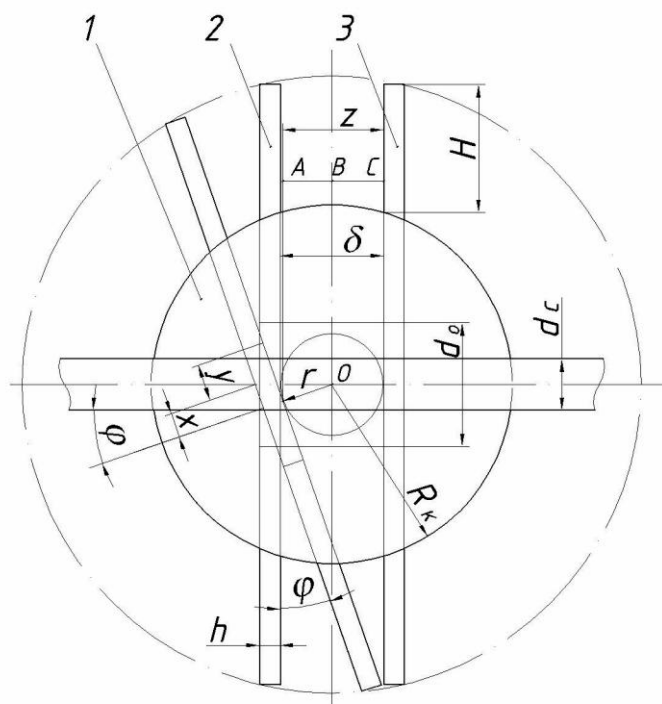


Рис.2.2. Розрахункова схема для визначення конструктивних параметрів гнучкого валу

В процесі кутового зміщення секцій торцева шайба повертається відносно пари кульок на максимально можливий кут φ , при якому відбувається її контакт з проміжною шайбою. При повертанні проміжної шайби, її центр описує умовне коло радіусом δ , який характеризує її зміщення відносно центра кульки. Для виведення аналітичної залежності між кутом φ і конструктивними параметрами елементів зчеплень секцій попередньо визначимо величину z , як суму двох відстаней AB та BC :

$$z = \delta \cos \varphi + \delta = \delta(1 + \cos \varphi). \quad (2.1)$$

Тоді кут φ визначається за залежністю

$$\varphi = \arcsin \frac{z}{H + \sqrt{r^2 - \delta^2}}, \quad (2.2)$$

Підставляючи (2.1) в (2.2) отримаємо

$$\varphi = \arcsin \frac{\delta(1 + \cos \varphi)}{H + \sqrt{r^2 - \delta^2}}. \quad (2.3)$$

Для визначення діаметру d_o центрального отвору торцевої шайби, при якому забезпечуються її вільне повертання відносно стержня до контакту з проміжною шайбою попередньо визначимо складові x і y

$$x = (h + \delta) \operatorname{tg} \varphi, \quad (2.4)$$

$$y = \frac{d_c}{2 \cos \varphi}. \quad (2.5)$$

Оскільки $d_o = x + y$, то

$$d_o = 2(h + \delta) \operatorname{tg} \varphi + \frac{d_c}{\cos \varphi}. \quad (2.6)$$

Розрахунок діаметру d_o необхідно проводити із системи рівнянь

$$\begin{cases} d_o = \frac{2(h + \delta) \sin \varphi + d_c}{\cos \varphi}, \\ \varphi = \arcsin \frac{\delta(1 + \cos \varphi)}{H + \sqrt{r^2 - \delta^2}}. \end{cases} \quad (2.7)$$

Попередньо необхідно числовими методами визначити кут φ , а далі його значення, із збереженням величини δ , підставити у верхнє рівняння (2.7).

Радіус кривини R_k функціонування робочого органу визначається з умови

$$\begin{aligned} \operatorname{tg}\left(\frac{\varphi}{2}\right) &= \frac{\delta + L/2}{R_k}; \\ R_k &= \frac{2r + L}{2\operatorname{tg}(\varphi/2)}, \end{aligned} \quad (2.8)$$

де L – довжина однієї секції.

Для розв'язку рівняння (2.8) необхідно визначити кут φ із системи рівнянь (2.7), а далі із збереженням величини δ підставити його в рівняння (2.8).

Для робочого органу, який розташовується в кожусі з внутрішнім діаметром 100 мм зовнішній діаметр валу не повинен перевищувати 50 мм для встановлення гвинтової спіралі. Тому реальні змінні параметри приймаються в межах: $\delta = 0,5 \dots 2,5$ мм; $d_c = 4 \dots 8$ мм; $h = 3 \dots 5$ мм; $r = 6 \dots 8$ мм; $H = 3 \dots 5$ мм; $L = 120 \dots 140$ мм. При дослідженні впливу одного з параметрів на величину d_o і R_k інші приймаються незмінними і їх абсолютні значення становлять: $\delta = 1,5$ мм; $d_c = 6$ мм; $h = 4$ мм; $r = 7$ мм; $H = 4$ мм; $L = 130$ мм. Результати досліджень представлені графічними залежностями $R_k = f(\delta; h; r; L)$ на рис.2.3.

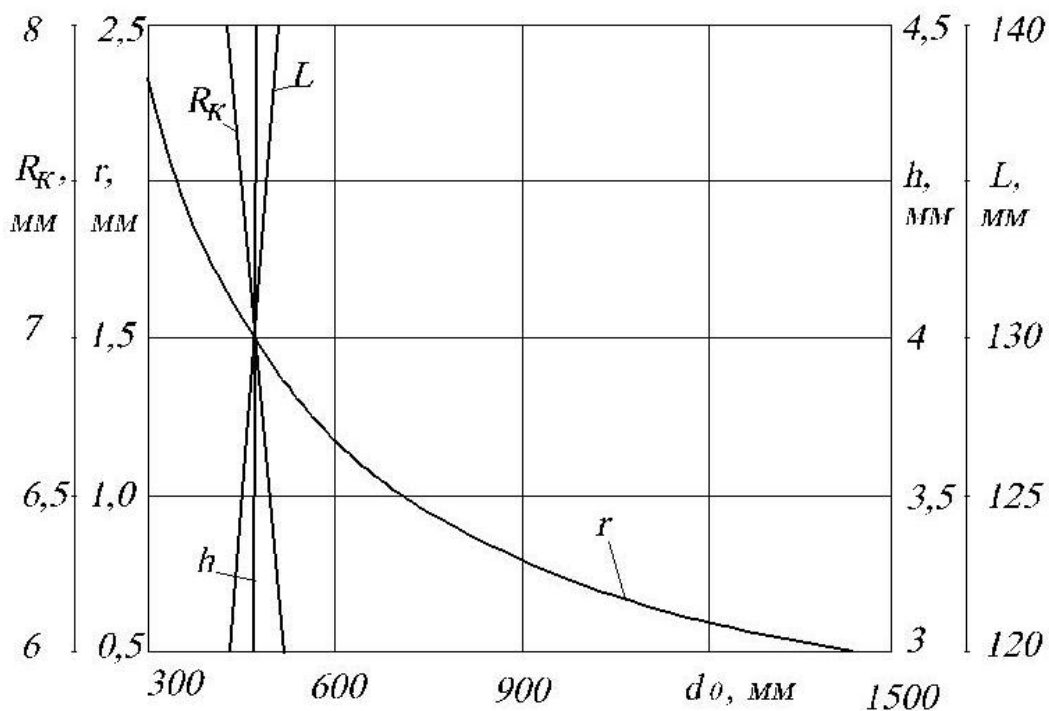
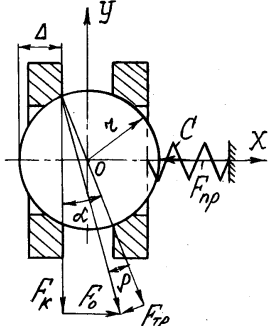
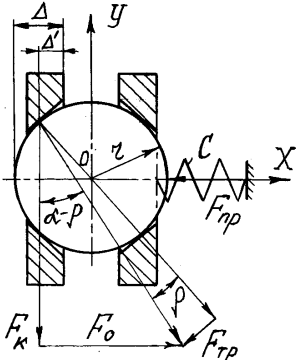
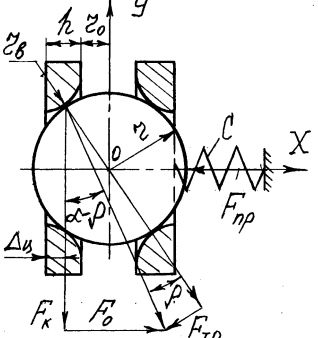


Рис.2.3. Залежності $R_k = f(\delta; h; r; L)$

Проведений порівняльний аналіз взаємозв'язку між силовими і конструктивними параметрами для різних схем кулькових зачеплень з лунками торцевих шайб. Схеми зачеплень, а також розрахункові залежності для визначення початкового T_0 і максимального T_{max} крутного моменту наведено в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

Схеми кулькових шарнірних зачеплень і розрахункові залежності для визначення крутного моменту

Схема зачеплення	Розрахункові залежності
	$T_0 = T_{max} = \frac{R \cdot C \cdot \delta_0}{\operatorname{tg} \left[\arcsin \left(\frac{r - \Delta}{r} \right) - \rho \right]}$
	$T_0 = R \cdot C \cdot \delta_0 / \operatorname{tg}(\alpha - \rho)$ $T_{max} = \frac{R \cdot C \cdot [\delta_0 + (\Delta - r(1 - \sin \alpha))]}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho)}$
	$T_0 = T_{max} = \frac{R \cdot C \cdot \delta_0}{\operatorname{tg} \left[\arcsin \left(\frac{r_0 + h - \Delta_y}{r + r_6} \right) - \rho \right]}$

На схемах прийняті наступні позначення: R – радіус розташування кульок відносно центральної осі секції; C – жорсткість пружини; δ_0 – попередній натяг пружини; ρ – кут тертя.

Встановлено, що пружним режимом роботи, тобто зростанням крутного моменту при відносному зміщенні шайб, характеризується

другий варіант виконання лунок з конусоподібною поверхнею. Позитивним у цій схемі також є стабільність контактних напружень при виникненні незначних відносних зміщень елементів взаємодії. З аналізу залежностей встановлено, що домінуючий вплив на величину крутного моменту має кут нахилу лунок.

2.2. Визначення контактних напружень в шарнірних елементах гнучкого валу

Основною метою даних досліджень є встановлення величини контактних напружень в елементах зачеплення шарнірних з'єднань гвинтових секцій, рівень яких є визначальним показником, що впливає на інтенсивність зношення поверхонь контакту.

У попередньому розділі встановлено, що найбільш прийнятним з точки зору технології виготовлення та забезпечення пружного режиму при взаємодії сферичних тіл з поверхнями лунок є їх виконання у вигляді конусної поверхні.

На основі контактної задачі Герца проведені теоретичні дослідження для визначення рівня контактних напружень на поверхнях лунок в залежності від конструктивних і силових параметрів елементів зачеплення.

В загальному випадку, для схеми взаємодії двох тіл, яка зображена на рис.2.4, площина контакту має вигляд еліпса з півосями

$$a = \alpha_k \cdot \sqrt[3]{\frac{3PR_y r(1 - \mu^2)}{E(2R_y - r)}}; \quad b = \beta_k \cdot \sqrt[3]{\frac{3PR_y r(1 - \mu^2)}{E(2R_y - r)}}, \quad (2.9)$$

де P – нормальна сила в зоні контакту тіл взаємодії; R_y – радіус лунки в площині дії нормальної сили; μ - коефіцієнт Пуассона; r – радіус кульки; E – модуль пружності.

Значення коефіцієнтів α_k і β_k визначаються з таблиць курсу опору матеріалів, як функції допоміжного кута ψ , що розраховується за формулою

$$\psi = \arccos\left(\frac{r}{2R_y - r}\right). \quad (2.10)$$

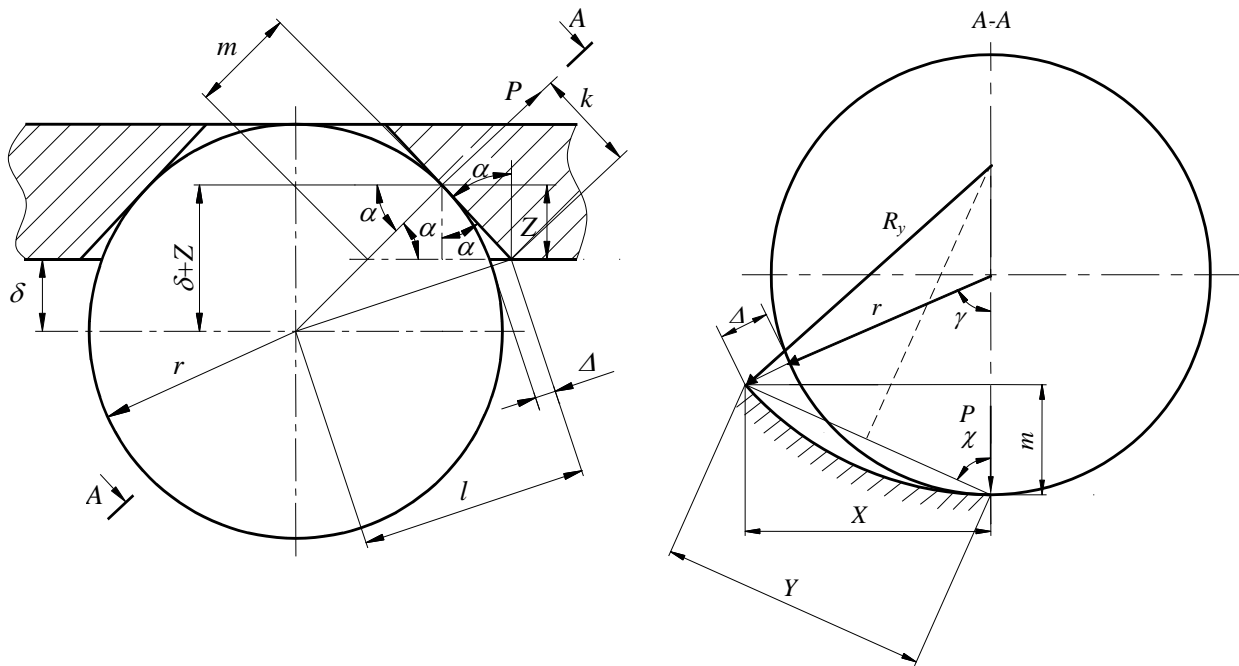


Рис.2.4. Схема для визначення радіуса лунки R_y в площині дії нормальної сили P

Для встановлення значення радіуса R_y попередньо визначимо величину зазору Δ , який утворюється між поверхнею кульки і кромкою лунки в перехідній зоні з конусної поверхні на торцеву.

Виведено залежність для розрахунку величини Z , яка визначає відстань від точки контакту кульки до робочої торцевої поверхні гвинтової секції

$$Z = r \sin \alpha - \delta. \quad (2.11)$$

Для розрахунку величини l попередньо виведено залежність для визначення параметра k . З врахуванням, що $\cos \alpha = Z/k$ і (2.11) отримаємо

$$k = \frac{r \sin \alpha - \delta}{\cos \alpha}. \quad (2.12)$$

Тоді

$$l = \sqrt{r^2 + k^2} = \sqrt{r^2 + \left(\frac{r \sin \alpha - \delta}{\cos \alpha} \right)^2}. \quad (2.13)$$

Величина Δ визначається з умови

$$\Delta = l - r = \sqrt{r^2 + \left(\frac{r \sin \alpha - \delta}{\cos \alpha} \right)^2} - r. \quad (2.14)$$

Наступним етапом розрахунку є встановлення функціональної залежності кута γ , який визначає дугу від точки контакту кульки з лункою до лінії, що з'єднує центр кульки з кромкою лунки в площині А-А. Попередньо визначено величину m

$$\sin \alpha = \frac{Z}{m}; \quad m = \frac{Z}{\sin \alpha} = \frac{r \sin \alpha - \delta}{\sin \alpha}. \quad (2.15)$$

Тоді

$$\cos \gamma = \frac{r - m}{r};$$

$$\gamma = \arccos \left(\frac{r - \frac{r \sin \alpha - \delta}{\sin \alpha}}{r + \Delta} \right) = \arccos \left(\frac{\delta}{(r + \Delta) \sin \alpha} \right). \quad (2.16)$$

З урахуванням (2.16) визначаємо величину x

$$\sin \gamma = \frac{x}{r + \Delta};$$

$$x = (r + \Delta) \sin \left(\arccos \left(\frac{\delta}{(r + \Delta) \sin \alpha} \right) \right). \quad (2.17)$$

Для розрахунку R_y виведені залежності для визначення Y і кута χ

$$Y = \sqrt{x^2 + m^2},$$

$$Y = \sqrt{\left\{ (r + \Delta) \sin \left(\arccos \left(\frac{\delta}{(r + \Delta) \sin \alpha} \right) \right) \right\}^2 + \left\{ \frac{r \sin \alpha - \delta}{\sin \alpha} \right\}^2}. \quad (2.18)$$

Значення χ з врахуванням (2.15) і (2.17) визначається з умови

$$\operatorname{tg} \chi = \frac{x}{m};$$

$$\chi = \operatorname{arctg} \left(\frac{(r + \Delta) \sin \left(\arccos \left(\frac{\delta}{(r + \Delta) \sin \alpha} \right) \right)}{\frac{r \sin \alpha - \delta}{\sin \alpha}} \right). \quad (2.19)$$

В загальному випадку значення R_y розраховується за формулою

$$\cos \chi = \frac{Y}{2R_y}; \quad R_y = \frac{Y}{2\cos \chi}. \quad (2.20)$$

Для зменшення громіздкості кінцевої формули для визначення R_y , його розрахунок доцільно здійснювати із системи рівнянь з врахуванням (2.20); (2.18); (2.19) і (2.14)

$$\left\{ \begin{array}{l} R_y = \frac{Y}{2\cos \chi}; \\ \chi = \operatorname{arctg} \left(\frac{(r + \Delta) \sin \left(\arccos \left(\frac{\delta}{(r + \Delta) \sin \alpha} \right) \right) \sin \alpha}{r \sin \alpha - \delta} \right); \\ Y = \sqrt{\left\{ (r + \Delta) \sin \left(\arccos \left(\frac{\delta}{(r + \Delta) \sin \alpha} \right) \right) \right\}^2 + \left\{ \frac{r \sin \alpha - \delta}{\sin \alpha} \right\}^2} \\ \Delta = \sqrt{r^2 + \left(\frac{r \sin \alpha - \delta}{\cos \alpha} \right)^2} - r. \end{array} \right. \quad (2.21)$$

Застосовуючи формулу (2.10), табличні значення для визначення α_k і β_k , залежності (2.9) та систему рівнянь (2.21) при встановленому значенні зусилля P максимальні напруження в центрі площини контакту визначаються

$$\sigma_{\max} = 1,5 \frac{P}{\pi ab}. \quad (2.22)$$

Таким чином, складна система рівнянь (2.21) дозволяє варіативним методом підібрати такі геометричні параметри торцевих поверхонь секцій, які при заданих зусиллях, відповідних матеріалах дозволяють забезпечити умову, при якій максимальні напруження не перевищуватимуть допустимі.

Далі встановимо, яким чином максимальні напруження, що виникають в зонах контакту тіл взаємодії будуть залежати від умовного радіуса кривини R_y , а також зусилля контактної взаємодії.

На рис.2.5 і 2.6 представлено графічні залежності R_y від параметрів α , r і δ та σ_{max} від R_y .

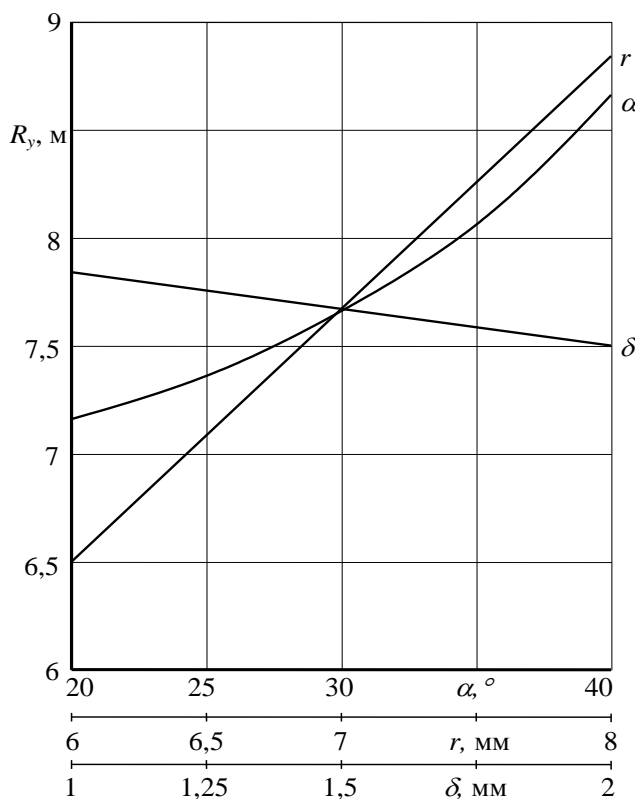


Рис. 2.5. Залежності $R_y = f(\alpha, r \text{ і } \delta)$.

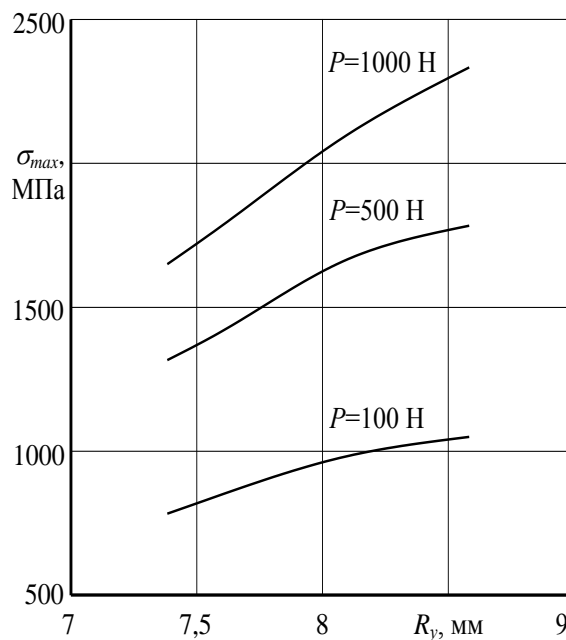


Рис.2.6. Залежності $\sigma_{max} = f(R_y)$

Встановлено, що найбільш суттєве зростання R_y відносно радіуса кульки r спостерігається при збільшенні абсолютної величини α . Так, при $r = 7\text{мм}$ збільшення кута α від 30° до 40° призводить до зростання абсолютної величини R_y на $1,47\text{мм}$, що суттєво впливатиме на величину контактних напружень. Необхідно відзначити, що збільшення радіуса кульки при незмінних інших параметрах спричиняє незначне зростання різниці $R_y - r$. Так, при $r = 6\text{мм}$ вона становить $0,5\text{мм}$; при $r = 7\text{мм}$: $R_y - r = 0,67\text{мм}$; при $r = 8\text{мм}$: $R_y - r = 0,83\text{мм}$. Найменший вплив на різницю $R_y - r$ має величина δ , зміна якої від 1 до 2мм веде до зменшення величини $R_y - r$ на $0,33\text{мм}$.

Таким чином, можна констатувати, що основним параметром, яким доцільно керувати для забезпечення необхідного рівня контактних напружень є кут підйому лунок на торцевих шайбах.

З аналізу залежностей $R_y = f(\alpha; r; \delta)$ встановлено, що приріст ΔR_y від початкового значення R_y для r : становить $\Delta R_y = 0,5 \dots 0,833\text{мм}$; для α : $\Delta R_y = 0,375 \dots 1,643\text{мм}$; для δ : $\Delta R_y = 0,5 \dots 0,833\text{мм}$. Оскільки найбільший діапазон

ΔR_y відповідає зміні параметра α то при аналізі $\sigma = f(R_y)$ величину R_y змінюватимемо в діапазоні $R_y = 7,375 \dots 8,643$ мм при $r = 7$ мм.

З аналізу рис.2.6 встановлено, що зростання величини R_y призводить до збільшення σ_{max} , при цьому інтенсивність росту кривини $\sigma_{max} = f(R_y)$ підвищується при більших значеннях зусиль контактної взаємодії P . Збільшення сили P у 10 разів призводить до зростання σ_{max} у 2,15 разів. Це пояснюється тим що при більшій силі взаємодії зростає площа контакту, а це в свою чергу стримує інтенсивність росту σ_{max} .

2.3. Розрахунок динамічних навантажень при пуску гвинтового конвеєра

Процес пуску завантаженого конвеєра та його аварійної зупинки при раптовому заклинюванні робочого органу є максимально динамічно навантаженим. Тому знаходження найбільших динамічних навантажень в елементах шарнірного робочого органу, аналіз їх залежності від величин параметрів останнього та розробка рекомендацій з метою оптимізації цих параметрів за критерієм мінімізації динамічних навантажень є досить актуальним завданням.

Розглянемо спрощену динамічну модель гвинтового конвеєра з кульковими шарнірними зачепленнями окремих секцій в режимі пуску з врахуванням наповненості сипким матеріалом гнучкого кожуха технологічної магістралі (рис.2.7).

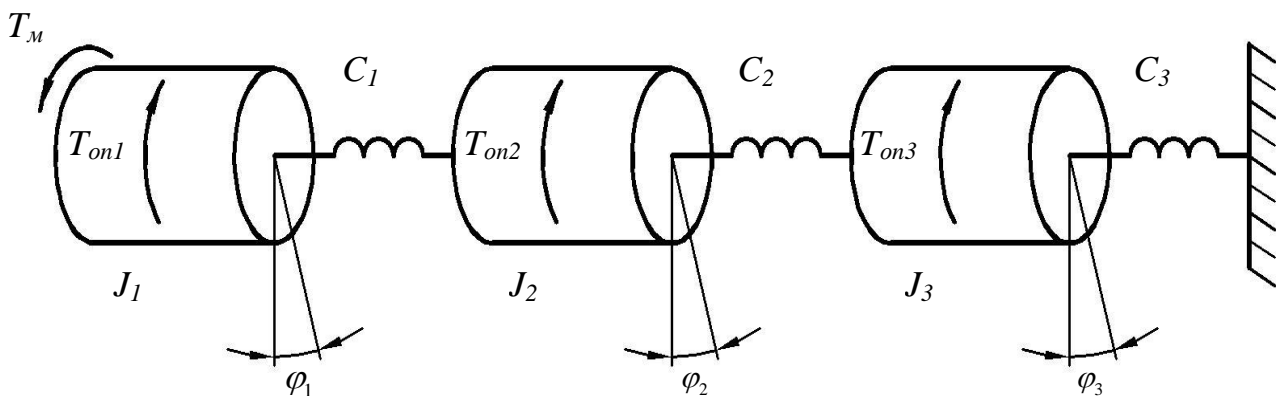


Рис.2.7. Динамічна модель робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра

На рис.2.7 зроблено такі позначення: J_1 - зведений до осі обертання робочого органу момент інерції приводного механізму (двигун, редуктор, шарнірне з'єднання); J_2 і J_3 - зведені моменти інерції першої та другої

ланок робочого органу із врахуванням приєднаної маси транспортованого матеріалу; c_1 , c_2 і c_3 - крутильні жорсткості шарнірних елементів, що з'єднують ланки (гвинтові секції) робочого органу; φ_1 , φ_2 і φ_3 - кути повороту відповідних елементів робочого органу; T_{on1} , T_{on2} і T_{on3} - моменти опору, що діють на кожну із ланок шнека.

В розрахунках припускаємо, що в момент пуску рухаються лише декілька ланок конвеєра. Це припущення справедливе в момент першого зростання динамічного навантаження, тому що сили опору сипкого вантажу не дають можливості швидкого повертання наступних ланок конвеєра, які віддалені від валу двигуна. Їх рух розпочнеться лише при відносно значному повертанні попередніх ланок. Тому вказана на рис.2.7 модель може бути прийнятна при обчисленні першого максимуму динамічних навантажень. Такий максимум може спостерігатись на початку руху, коли двигун при виході на робочу частину характеристики створює значні пускові моменти. У подальшому, вийшовши на робочу точку, двигун працює з відносно стабільною швидкістю та крутним моментом. Гвинтовий робочий орган поступово розганяється до номінальної швидкості, а далі процес стабілізується.

Вказану вище схему можна використати і при розгляді динамічних навантажень, які виникають при раптовій зупинці гвинтового робочого органу, проте початкові умови руху будуть дещо інші.

Отже, знайшовши розв'язок математичної моделі, яка описує зображену на рис.2.7 динамічну систему, можна визначити динамічні навантаження як при пуску, так і зупинці гвинтового конвеєра у випадку його перевантаження.

Рівняння руху динамічної системи можна описати у вигляді системи диференціальних рівнянь. Рух кожної ланки описується диференціальним рівнянням другого порядку

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 = T_M - T_{np1} - T_{on1}, \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 = T_{np1} - T_{np2} - T_{on2}, \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 = T_{np2} - T_{np3} - T_{on3}. \end{cases} \quad (2.23)$$

де T_M - момент двигуна; T_{np1} , T_{np2} і T_{np3} - пружні моменти, які визначаються деформаціями відповідних пружних елементів.

У загальному випадку пружний момент прямо пропорційний деформації пружини, проте внаслідок специфічності конструкції з'єднувальних елементів на пружній характеристиці є три окремих зони. Перша зона характеризує роботу з'єднання в межах, коли кулька не виходить із зачеплення з лункою. Цей режим роботи є основний. Це означає, що попередній натяг пружини шарнірного з'єднання повинен забезпечувати нерухомість кульок у лунках торцевих елементів шарнірного з'єднання.

На другому етапі, коли кульки зміщуються у лунках, кутова деформація шарнірних елементів є значною, тобто жорсткість з'єднання різко падає.

Третій етап деформування характерний тим, що кулька впирається до певного упору, щоб не відбулось повне розчеплення кульок з лунками у з'єднанні (в цьому випадку пружини повністю деформуються і їх витки притискаються один до одного). При цьому жорсткість знову різко зростає і стає співрозмірною з жорсткістю на першому етапі (прийmemo, що вони рівні).

Визначимо пружний момент на кожному із етапів деформування з'єднувального кулькового шарнірного елемента.

У першій зоні має місце прямопропорційний закон

$$T_{np1} = c\varphi. \quad (2.24)$$

У другій зоні необхідно розглянути зміну сили деформованої притискної пружини з урахуванням її попереднього натягу та додаткової деформації за рахунок переміщення кульки в лунці та відповідної зміни крутного моменту.

В результаті отримаємо, що кут повороту кінців пружного елемента визначається за залежністю

$$\theta = \frac{T_{np}^2}{c} + \frac{T_{np}^2 - P_0 R \operatorname{tg} \alpha'}{c_n R^2 \operatorname{tg}^2 \alpha'}, \quad (2.25)$$

де P_0 - сила попереднього натягу осьової пружини з'єднання; c_n - жорсткість цієї ж пружини, α' - кут нахилу лунки; R - радіус розміщення центрів кульок відносно осі робочого органу.

Звідси крутний момент пружної ланки на другому етапі

$$T_{np}^2 = \frac{\theta + \frac{P_0}{c_n R \operatorname{tg} \alpha'}}{\frac{1}{c} + \frac{1}{c_n R^2 \operatorname{tg}^2 \alpha'}}. \quad (2.26)$$

В третій зоні деформація притискної пружини досягла максимуму і момент визначається за формулою

$$T_{np}^3 = c(\theta - \varphi_{\max}), \quad (2.27)$$

де $\varphi_{\max} = \frac{\Delta X_{\max}}{R \operatorname{tg} \alpha'}$ - максимальний кут повороту у з'єднанні при виході кульки з лунки на висоту ΔX_{\max} .

Записані у формулах (2.24) - (2.27) залежності стосуються кожного із пружних елементів c_1 , c_2 і c_3 . Значення кута θ в них відповідає куту закручування відповідної пружини. Тому можна записати для цих елементів пружний момент на кожному із трьох етапів деформування у вигляді

$$\begin{aligned} T_{np1}^1 &= c_1(\varphi_1 - \varphi_2), & T_{np1}^2 &= \frac{(\varphi_1 - \varphi_2) + \frac{P_0}{c_n R \operatorname{tg} \alpha'}}{\frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_n R^2 \operatorname{tg}^2 \alpha'}}, & T_{np1}^3 &= c_1((\varphi_1 - \varphi_2) - \varphi_{\max}), \\ T_{np2}^1 &= c_2(\varphi_2 - \varphi_3), & T_{np2}^2 &= \frac{(\varphi_2 - \varphi_3) + \frac{P_0}{c_n R \operatorname{tg} \alpha'}}{\frac{1}{c_2} + \frac{1}{c_n R^2 \operatorname{tg}^2 \alpha'}}, & T_{np2}^3 &= c_2((\varphi_2 - \varphi_3) - \varphi_{\max}), \\ T_{np3}^1 &= c_3 \varphi_3, & T_{np3}^2 &= \frac{\varphi_3 + \frac{P_0}{c_n R \operatorname{tg} \alpha'}}{\frac{1}{c_3} + \frac{1}{c_n R^2 \operatorname{tg}^2 \alpha'}}, & T_{np3}^3 &= c_3(\varphi_3 - \varphi_{\max}). \end{aligned} \quad (2.28)$$

Перехід від одного етапу до іншого визначається крутним моментом у пружному елементі кулькового шарніра, причому йому відповідає певний наперед визначений кут закручування θ .

Перший етап закінчиться, коли крутний момент і кут закручування досягнуть значення

$$\begin{aligned} T_1 &= P_0 R \operatorname{tg} \alpha', \\ \theta_1 &= \frac{T_1}{c}, \end{aligned} \quad (2.29)$$

при якому кулька починає вихід з лунки.

Другий етап закінчиться при значенні крутного моменту і кута закручування

$$\begin{aligned} T_2 &= (P_0 + c_n \Delta X_{\max}) R \operatorname{tg} \alpha', \\ \theta_2 &= \frac{T_2}{c} + \varphi_{\max}, \end{aligned} \quad (2.30)$$

при якому кулька досягає верхнього упору.

При числовому розв'язку системи диференціальних рівнянь (2.23) необхідно контролювати значення крутного моменту або відповідного кута закручування і визначати перехід із одного етапу до іншого.

При числовому розв'язку систем диференціальних рівнянь моменти переходу між окремими етапами руху чи станами системи зручно моделювати за допомогою одиничної функції Хевісайда $\sigma(x)$, яка приймає одиничне значення при додатній величині x та нульове значення, коли x від'ємне. Використовуючи вказану функцію для запису пружного моменту на кожному із етапів, можна отримати єдиний вираз

$$\begin{aligned} T_{np} &= \left\{ \theta + \operatorname{sgn} \theta \left[-\varphi_{\max} \sigma(|\theta| - \theta_2) + \frac{P_0 \sigma(|\theta| - \theta_1)}{c_n R \operatorname{tg} \alpha'} (1 - \sigma(|\theta| - \theta_2)) \right] \right\} \times \\ &\quad \left[\frac{1}{\frac{1}{c} + \frac{\sigma(|\theta| - \theta_1)(1 - \sigma(|\theta| - \theta_2))}{c_n R^2 \operatorname{tg}^2 \alpha'}} \right]. \end{aligned} \quad (2.31)$$

Момент опору рухові шнека складається із моментів сухого та в'язкого тертя і визначається як параметрами робочого органу, так і характеристиками матеріалу, що транспортується. На них значною мірою впливає вологість та геометричні розміри матеріалу, коефіцієнт завантаження технологічної магістралі тощо. Момент в'язкого тертя

можна вважати пропорційним швидкості обертання відповідної ланки, а момент сухого тертя вважатимемо постійним, напрямом дії його протилежний швидкості. Тому сумарний момент опору кожної ланки шнека запишемо у вигляді

$$\begin{aligned} T_{on1} &= \beta_1 \dot{\varphi}_1 + T_{c1} \operatorname{sgn}(\dot{\varphi}_1), \\ T_{on2} &= \beta_2 \dot{\varphi}_2 + T_{c2} \operatorname{sgn}(\dot{\varphi}_2), \\ T_{on3} &= \beta_3 \dot{\varphi}_3 + T_{c3} \operatorname{sgn}(\dot{\varphi}_3), \end{aligned} \quad (2.32)$$

де β_1 , β_2 і β_3 - коефіцієнти демпфування кожної ланки; T_{c1} , T_{c2} і T_{c3} - моменти сухого тертя на кожній із ланок.

Момент, який розвивається двигуном, можна описати за допомогою його механічної характеристики, що пов'язує швидкість обертання та крутний момент. Різні типи двигунів мають різні характеристики, що залежать як від типу двигуна, так і від пускового пристрою. Найпростішим випадком приводного пристрою є застосування асинхронного електричного двигуна із короткозамкненим ротором без схеми регулювання пускового струму (пряме вмикання у мережу). Такий привід широко застосовується у сільськогосподарських транспортних засобах, у нестационарних умовах тощо. Тому у розрахунковій моделі доцільно застосувати його механічну характеристику, яка має вигляд

$$T_M = \frac{2T_{Mk}}{\frac{s}{s_k} + \frac{s_k}{s}} \quad (2.33)$$

У формулі (2.33) індексом k позначені параметри двигуна у критичній точці. Їх значення визначається з відповідного довідника і характеризується типом електродвигуна. Величина T_{Mk} - це критичний момент електродвигуна; $s = \frac{\omega_0 - \dot{\varphi}_1}{\omega_0}$ - ковзання електродвигуна,

$s_k = \frac{\omega_0 - \omega_k}{\omega_0}$ - критичне ковзання при критичній частоті обертання ротора ω_k ; ω_0 - синхронна частота обертання ротора.

Вважатимемо, що вищенаведені параметри механічної характеристики зведені до осі обертання шнека.

Система диференціальних рівнянь (2.23) є нелінійною. Розв'язок такої системи аналітичними методами утруднений, тому застосуємо числовий метод розв'язку, який ґрунтується на використанні методу Рунге-Кутта. Для цього, за допомогою введення нових допоміжних змінних u , v і w , зведемо систему трьох рівнянь другого порядку до системи шести рівнянь першого порядку і запишемо їх у канонічній формі

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}_1 &= u, & \ddot{\varphi}_2 &= v, & \ddot{\varphi}_3 &= w, \\ \dot{u} &= \frac{T_M - T_{np1} - T_{on1}}{J_1}, & \dot{v} &= \frac{T_{np1} - T_{np2} - T_{on2}}{J_2}, & & \\ & & \dot{w} &= \frac{T_{np2} - T_{np3} - T_{on3}}{J_3}, & & \end{aligned} \quad (2.34)$$

Підставимо у (2.34) значення із (2.28) або (2.31), (2.32) і (2.33). Отриману систему рівнянь у розгорнутому вигляді не приводимо внаслідок значної громіздкості запису.

Розглянемо початкові умови для пуску та гальмування шнека.

При пуску всі початкові швидкості та кути повороту ланок є нульовими, тобто при $t = 0$

$$\varphi_1 = 0, \quad u = \dot{\varphi}_1 = 0, \quad \varphi_2 = 0, \quad v = \dot{\varphi}_2 = 0, \quad \varphi_3 = 0, \quad w = \dot{\varphi}_3 = 0. \quad (2.35)$$

У випадку гальмування початкові умови матимуть інший вигляд. При $t = 0$

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= \varphi_2 + \frac{T_M - T_{on1}}{c_1}, & u &= \dot{\varphi}_1 = \omega_H, \\ \varphi_2 &= \varphi_3 + \frac{T_M - T_{on1} - T_{on2}}{c_2}, & v &= \dot{\varphi}_2 = \omega_H, \\ \varphi_3 &= \frac{T_M - T_{on1} - T_{on2} - T_{on3}}{c_3}, & w &= \dot{\varphi}_3 = \omega_H, \end{aligned} \quad (2.36)$$

де ω_H - номінальна швидкість обертання шнека.

Для числового розв'язку системи (2.34) при початкових умовах (2.35) або (2.36) розроблено програму на мові програмування Delphi, проведено числові розрахунки з різними наборами даних, побудовано графічні залежності та проаналізовано вплив основних характеристик гвинтового конвеєра на величину динамічних навантажень у пружних ланках.

На рис.2.8 наведені якісні залежності коефіцієнта динамічності від зміни основних параметрів елементів зачеплення шарнірних з'єднань гнучкого конвеєра. Абсолютні величини коефіцієнта динамічності можуть відрізнятися, проте якісна залежність достатньо повно відображається на наведеному графіку.

Значне збільшення коефіцієнта динамічності спостерігається при великих кутах нахилу лунки, що призводить до малого значення статичного моменту. Також коефіцієнт динамічності суттєво зростає при наявності ударних навантажень, які виникають при досягненні верхнього упору кульками, які виходять з лунок. Всі інші параметри, які не допускають цього явища, суттєво зменшують коефіцієнт динамічності.

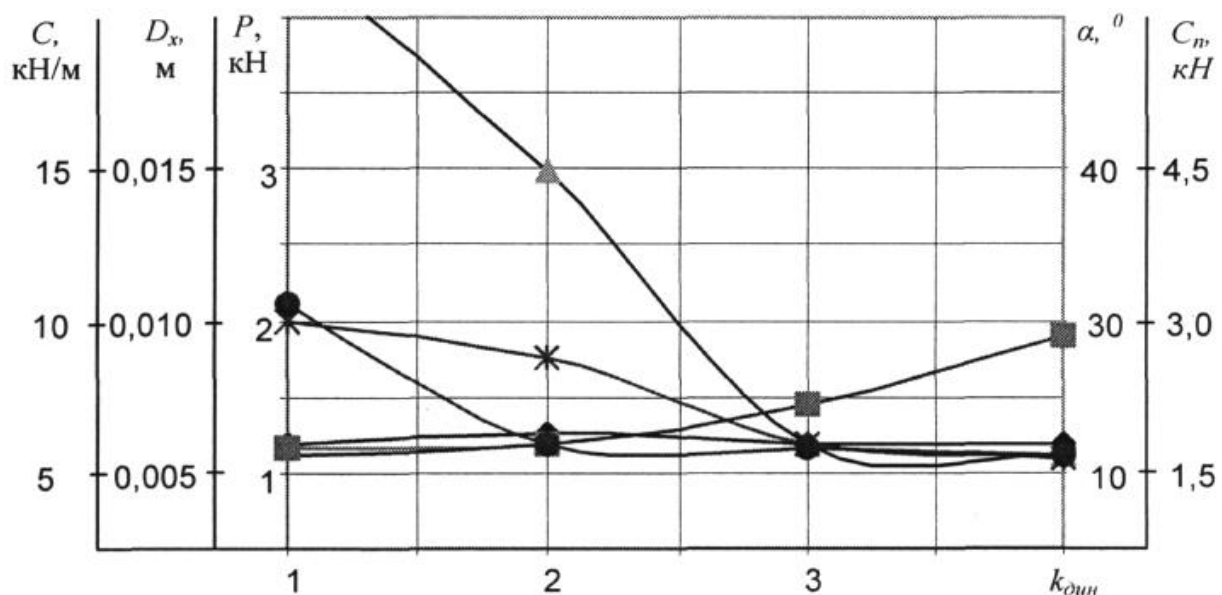


Рис.2.8. Залежність коефіцієнта динамічності від абсолютних величин параметрів динамічної моделі:

- 1 - кута нахилу лунки $\text{---}\blacktriangle\text{---}$ (α / α_{cp}); 2 - жорсткості притискання елементів зачеплення $\text{---}\ast\text{---}$ ($C_n / C_{n_{cp}}$); 3 - осьового зазору між елементами зачеплення $\text{---}\bullet\text{---}$ ($D_x / D_{x_{cp}}$); 4 - сили притискання $\text{---}\bullet\text{---}$ ($P_o / P_{o_{cp}}$); 5 - крутильної жорсткості елементів гнучкого валу $\text{---}\blacksquare\text{---}$ (C / C_{cp}).

РОЗДІЛ 3

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ШАРНІРНО-ТРОСОВОГО ГВИНТОКРИЛО-ШАЙБОВОГО РОБОЧОГО ОРґАНУ

3.1. Силовий розрахунок механізму натягу тросу гвинтокрилих шайб робочого орґану

З метою зменшення матеріаломісткості, а також спрощення конструкції, шляхом застосування поліамідних, армованих скляним волокном, литих гвинтокрилих шайб розроблено робочий орґан гнучкого гвинтового конвеєра, який зображено на рис.3.1.

Гвинтокрилі шайби виконані заодно з центральною втулкою 1 і двозахідним сектором спіралі 3. На торцевих поверхнях центральних втулок на одному діаметрі виконані пари протилежно розташованих сферичних виступів 5 і впадин. Сферичні виступи і впадини на протилежних торцевих поверхнях кожної з центральних втулок, зміщені на 90° в коловому напрямку, причому глибина сферичних впадин менша за висоту сферичних виступів на величину " h ".

Гвинтокрилі шайби робочого орґану розташовані на тросі 2 і підтиснуті одна до одної за допомогою регульованого пружного механізму його натягу.

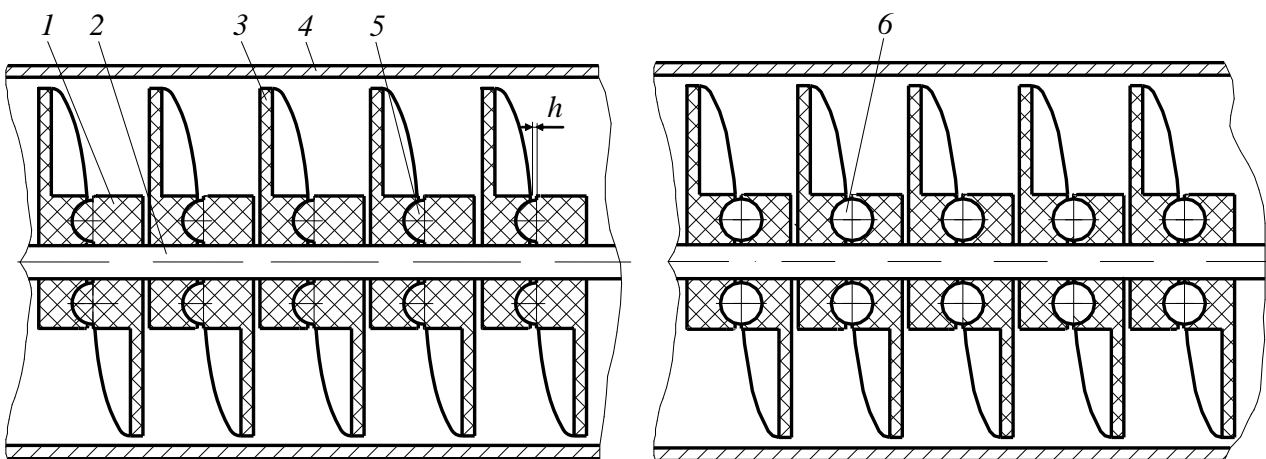


Рис.3.1. Робочий орґан гнучкого гвинтового конвеєра

Загальний вигляд гвинтокрилої шайби робочого орґану гвинтового конвеєра зображено на рис.3.2.

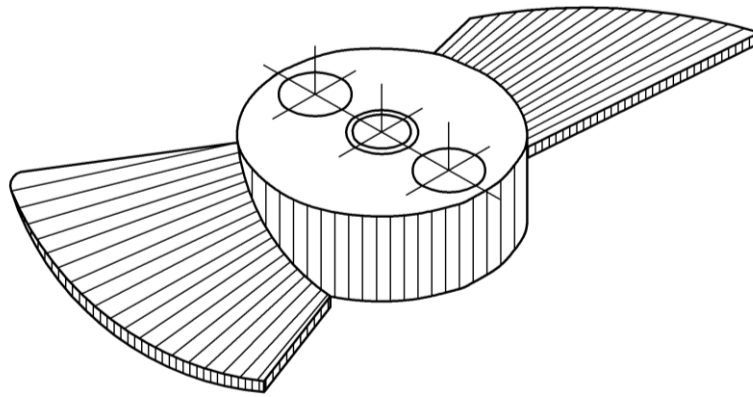


Рис.3.2. Загальний вигляд гвинтокрилої шайби робочого органу конвеєра

В процесі роботи сектори спіралі транспортують сипкий матеріал в гнучкому кожусі 4. При роботі на криволінійних трасах сферичні виступи повертаються відносно впадин в 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 відтворює траєкторію технологічної траси. Крутний момент від однієї секції до іншої передається виключно за рахунок сферичних виступів і впадин.

При роботі в абразивних середовищах для зменшення сил тертя шляхом застосування пари взаємодії пластмаса-метал сферичні виступи доцільно замінити кульками 6.

Величину крутного моменту, який передають пари сферичних виступів і впадин визначають за аналітичною залежністю, яка наведена для першої схеми в таблиці 2.1 у попередньому розділі.

Оскільки конструктивно передбачено виготовлення гвинтових секцій зі сферичними впадинами з пластичних матеріалів (пластмас), а проміжних сферичних виступів (кульок) металевими, то на поверхнях елементів передачі крутного моменту будуть виникати контактні напруження, відносно яких необхідно вибирати параметри механізму натягу троса. Для визначення раціональних силових та конструктивних параметрів робочого органу з метою підвищення надійності функціонування гвинтового конвеєра доцільно скористатись теорією пружності Герца з врахуванням допустимих контактних напружень.

В загальному випадку розрахункову схему елементів взаємодії сусідніх секцій зображено на рис. 3.3. При цьому, для випадку тиску кулі

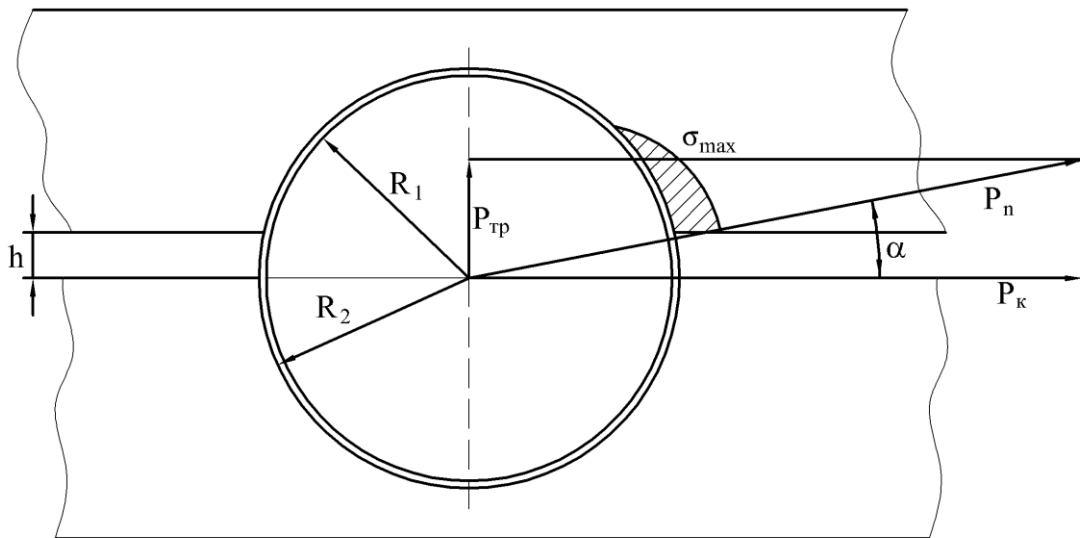


Рис.3.3. Розрахункова схема взаємодії елементів зачеплення гвинтових секцій

на ввігнуту сферичну поверхню скористаємось відомою залежністю для визначення максимальних контактних напружень

$$\sigma_{max} = 0,388 \cdot \sqrt[3]{4P_n \cdot \frac{E_1^2 E_2^2}{(E_1 + E_2)^2} \cdot \frac{(R_1 - R_2)^2}{R_1^2 R_2^2}}, \quad (3.1)$$

де P_n - нормальна сила, яка виникає в зоні контакту тіл; E_1 і E_2 - відповідно модулі пружності матеріалів кульки і сферичної впадини; R_1 - радіус кульки; R_2 - радіус сферичної впадини.

Враховуючи те, що гвинтокрила шайба виготовляється з пластмаси методом лиття в прес-форму, точність сферичних впадин на декілька квалітетів є нижчою, ніж кульки, а тому прийнемо, що $R_2 = R_1 + \delta$, де $\delta = 0,05 \dots 0,2$ мм. Оскільки метою теоретичного розрахунку є встановлення функціонального зв'язку між силою натягу троса P_{mp} і параметрами елементів зачеплення, виразимо P_{mp} через нормальну силу P_n , яка викликає пляму контакту

$$P_n = \frac{P_{mp}}{\sin \alpha} = \frac{P_{mp} \cdot R_1}{h}, \quad (3.2)$$

де $\alpha = \arcsin(h/R_1)$; h - величина зазора між сусідніми гвинтокрилими шайбами.

Підставляючи (3.2) в (3.1), після перетворень отримаємо

$$P_{mp} = \frac{\sigma_{max}^3 \cdot (E_1 + E_2)^2 \cdot R_2^2 \cdot R_1 \cdot h}{0,233 \cdot E_1^2 \cdot E_2^2 \cdot (R_1 - R_2)^2}. \quad (3.3)$$

Враховуючи, що $R_2 = R_1 + \delta$ залежність (3.3) прийме вигляд

$$P_{mp} = \frac{\sigma_{max}^3 \cdot (E_1 + E_2)^2 \cdot (R_1 + \delta)^2 \cdot R_1 \cdot h}{0,233 \cdot E_1^2 \cdot E_2^2 \cdot \delta^2}. \quad (3.4)$$

На рис.3.4а представлені графічні залежності P_{mp} від граничних контактних напружень σ_{max} і величини зазору h між гвинтовими секціями. Оскільки граничні напруження функціонально зв'язані з модулем пружності різних типів пластмас, то для зони $\sigma_{max} = 40...100$ МПа зображено три графічні залежності $P_{mp} = f(\sigma_{max})$ при різних значеннях модуля пружності E_2 : 1 – $E_{21} = 4000$ МПа; 2 – $E_{22} = 7000$ МПа; 3 – $E_{23} = 10000$ МПа, інші параметри залишались незмінними і становили: $E_1 = 2 \cdot 10^5$ МПа; $R_1 = 7$ мм; $\delta = 0,5$ мм; $h = 1,5$ мм.

Аналізуючи дані залежності, можна констатувати, що зміна E_2 в даному діапазоні практично не впливає на величину P_{mp} , а збільшення σ_{max} від 40 до 96...97МПа дає можливість збільшити силу натягу троса у 8 разів, що необхідно при передачі значних крутних моментів гвинтокрилими шайбами.

При збільшенні зазору h між секціями сила P_{mp} зростає лінійно, причому кут нахилу прямих в значній мірі залежить від σ_{max} . На рис.2.7 зображені графічні залежності $P_{mp} = f(h)$, відповідно, при $\sigma_{max1} = 40$ МПа; $\sigma_{max2} = 60$ МПа; $\sigma_{max3} = 80$ МПа. Інші параметри становили: $E_1 = 2 \cdot 10^5$ МПа; $E_2 = 7000$ МПа; $R_1 = 7$ мм; $\delta = 0,5$ мм.

На рис.3.4б представлені графічні залежності P_{mp} від радіуса сферичного виступу R_1 і величини допуску δ на виготовлення сферичних впадин. Встановлено, що при збільшенні величини R_1 від 4 до 10мм P_{mp} зростає по параболічній залежності, на характер і абсолютні значення якої суттєво впливає σ_{max} . Так, доведено, що зміна σ_{max} від 40 до 80 МПа призводить до збільшення P_{mp} у 7...8 разів.

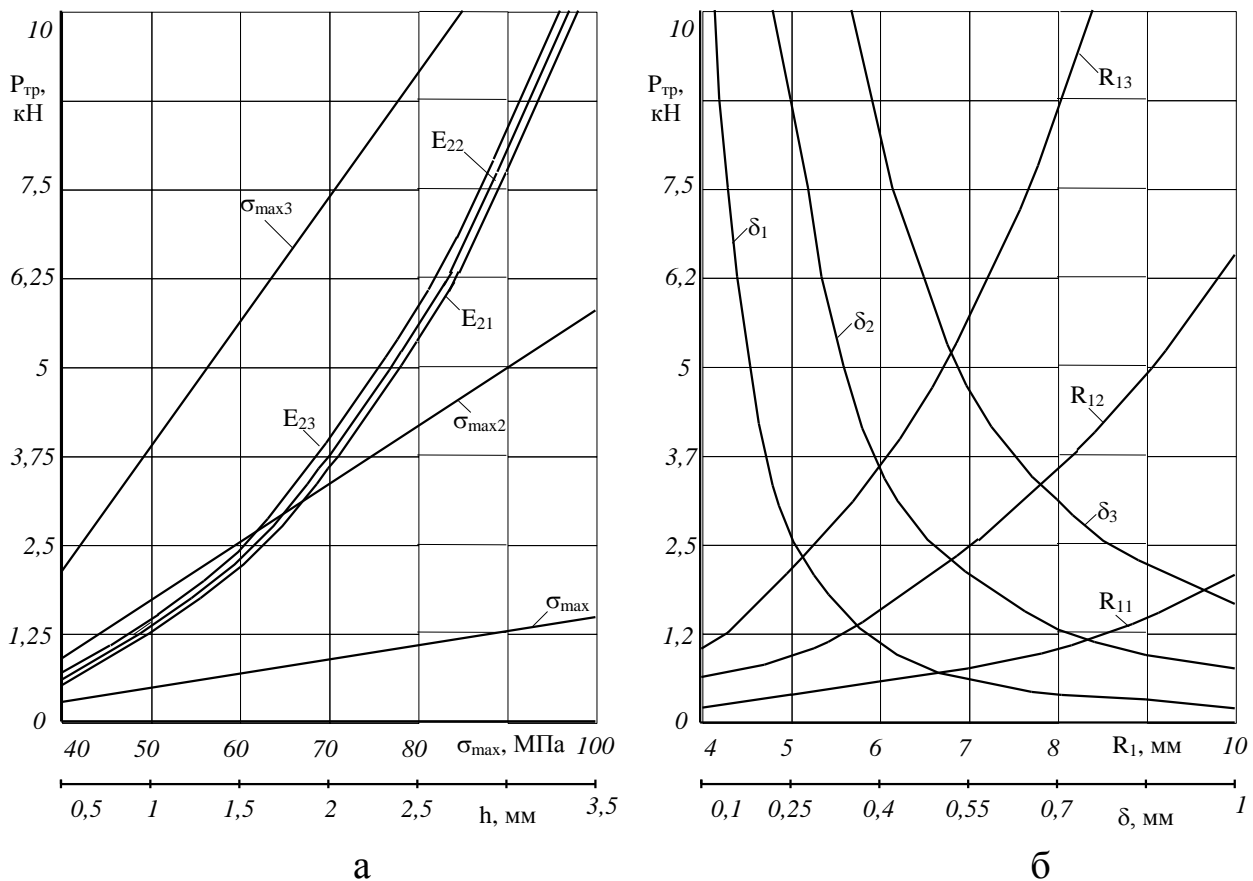


Рис.3.4. Графічні залежності сили $P_{тр}$ від граничних контактних напружень σ_{max} та величини зазору h між гвинтовими втулками (а) та від радіуса сферичного виступу R_1 і величини допуску δ на виготовлення сферичної впадини (б)

На рис.3.4 позиції відповідають наступним значенням σ_{max} : R_{11} - $\sigma_{max} = 40$ МПа; R_{12} - $\sigma_{max} = 60$ МПа; R_{13} - $\sigma_{max} = 80$ МПа. Інші параметри становили: $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; $E_2 = 7000$ МПа; $\delta = 0,5$ мм; $h = 1,5$ мм.

Суттєвий вплив на абсолютну величину $P_{тр}$ має значення допуску δ на виготовлення сферичних впадин, а функція $P_{тр} = f(\delta)$ має експоненціальний характер зміни при пониженні точності виготовлення даних поверхонь. На даному графіку σ_{max} відповідають такі значення δ_1 - $\sigma_{max} = 40$ МПа; δ_2 - $\sigma_{max} = 60$ МПа; δ_3 - $\sigma_{max} = 80$ МПа. Інші параметри становлять: $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; $E_2 = 7000$ МПа; $h = 1,5$ мм; $R_1 = 0,7$ мм;

Встановлено, що пониження допуску на виготовлення сферичних впадин від 0,1 до 0,5мм призводить до падіння величини $P_{тр}$ у 18...20 разів, а від 0,5 до 1мм у 3...4 рази.

Даний фактор має домінуючий вплив на вибір значень P_{mp} і потребує високоточної технології виготовлення пластмасових гвинтокрилих втулок з урахуванням режимів лиття, охолодження пресформи, термообробки секцій.

Вищенаведені графічні залежності повинні лягти в основу оптимізації конструкторсько-технологічних параметрів запропонованого робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра.

3.2. Динамічна модель процесу функціонування робочого органу в критичних режимах навантаження

Для визначення максимального динамічного крутного моменту, що може передавати розроблений гнучкий робочий орган, який виготовлений у вигляді пластмасових гвинтокрилих шайб з тросовим механізмом їх натягу і моменту спрацювання запобіжної муфти, була складена динамічна модель, яка відображає процес його роботи в критичних режимах навантаження. Такі дослідження необхідно провести з метою виключення можливості відносного провертання гвинтокрилих шайб у випадку перевантаження робочого органу, що може призвести до переривання технологічного процесу і його виходу з ладу. Схема даної моделі зображена на рис.3.5.

Для спрощення розрахунків розподілена маса робочого органу з вантажем в даній моделі була приведена до системи двох зосереджених мас, з'єднаних пружною невагомою ланкою.

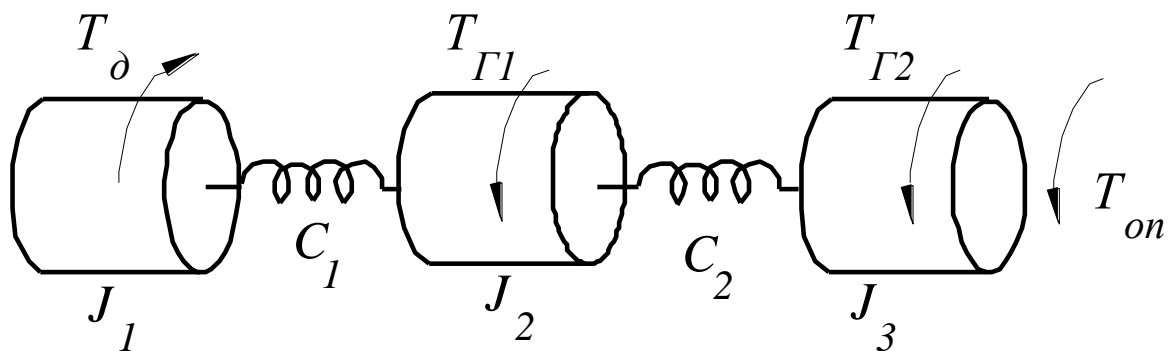


Рис.3.5. Динамічна схема приводу і робочого органу

Динамічні рівняння даної моделі мають вигляд

$$\begin{aligned} J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 &= T_\partial - C_1 \cdot (\varphi_1 - \varphi_2), \\ J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 &= C_1 \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) - C_2 \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) - T_{\Gamma 1}, \\ J_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 &= C_2 \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) - T_{\Gamma 2} - T_{on}. \end{aligned} \quad (3.5)$$

де J_1 - приведений момент двигуна до валу робочого органу, кг·м²; J_2 і J_3 - приведені моменти інерції робочого органу, кг·м²; φ_i - кут повороту i -ої ланки, рад.; C_1 - приведена жорсткість всіх елементів від двигуна до робочого органу, Н·м; C_2 - приведена жорсткість робочого органу, Н·м; T_∂ - момент двигуна; $T_{\Gamma 1}$ і $T_{\Gamma 2}$ - моменти сусідніх гвинтокрилих шайб; T_{on} - момент опору.

Прийемо, що $T_{\Gamma 1} = const$; $T_{\Gamma 2} = const$; $T_\partial = const$; $T_{on} = T_{on1} + T_{on2} \cdot t$; $T_{on1} = const$ і рух відбувається до зупинки маси J_3 , після чого система прийме вигляд, схема якої зображена на рис.3.6.

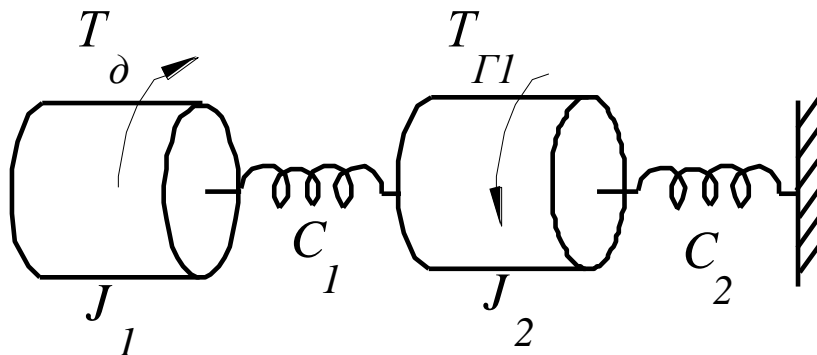


Рис.3.6. Динамічна схема системи в критичних умовах роботи

Зображена на рис.3.6 система характеризує крайній випадок зупинки робочого органу у випадку його перевантаження і є небажаним режимом роботи. Тому в привідній частині гвинтового конвеєра була встановлена запобіжна муфта, яка повинна розімкнути кінематичний ланцюг до зупинки робочого органу.

Для цього необхідно визначити максимальні навантаження в ланці з приведеною жорсткістю C_1 до зупинки робочого органу і вибрати відповідну конструкцію запобіжної муфти, бажано з демпфуючими елементами.

Визначимо початкові умови для трьохмасової системи (рис.3.5). Виберемо початок системи координат, прив'язаний до маси J_1 , яка обертається з кутовою швидкістю ω_0

$$\begin{aligned}\varphi_{1(0)} &= 0; & \omega_{1(0)} &= \omega_0; \\ \varphi_{2(0)} &= -T_\delta / C_1; & \omega_{2(0)} &= \omega_0; \\ \varphi_{3(0)} &= (-T_\delta + T_{\Gamma 1}) / C_2 + \varphi_{2(0)}; & \omega_{3(0)} &= \omega_0.\end{aligned}\tag{3.6}$$

Також слід зазначити, що в стаціонарному режимі роботи $T_\delta = T_{\Gamma 1} + T_{\Gamma 2}$. Для спрощення розрахунків перейдемо до відносних координат $\psi_1 = \varphi_1 - \varphi_2$; $\psi_2 = \varphi_2 - \varphi_3$, і враховуючи, що

$$\begin{aligned}\ddot{\varphi}_1 &= \frac{T_\delta - C_1 \cdot (\varphi_1 - \varphi_2)}{J_1}; \\ \ddot{\varphi}_2 &= \frac{C_1 \cdot (\varphi_1 - \varphi_2)}{J_2} - \frac{C_2 \cdot (\varphi_2 - \varphi_3)}{J_2} - \frac{T_{\Gamma 1}}{J_2}; \\ \ddot{\varphi}_3 &= \frac{C_2 \cdot (\varphi_2 - \varphi_3)}{J_3} - \frac{T_{\Gamma 2} + T_{on}}{J_3},\end{aligned}\tag{3.7}$$

отримаємо

$$\ddot{\psi}_1 = \frac{T_\delta}{J_1} - \frac{C_1 \psi_1}{J_1} - \frac{C_1 \psi_1}{J_2} + \frac{C_2 \psi_2}{J_2} + \frac{T_{\Gamma 1}}{J_2};\tag{3.8}$$

$$\ddot{\psi}_2 = \frac{C_1 \psi_1}{J_2} - \frac{C_2 \psi_2}{J_2} - \frac{T_{\Gamma 1}}{J_2} - \frac{C_2 \psi_2}{J_3} + \frac{T_{\Gamma 2} + T_{on}}{J_3}.\tag{3.9}$$

Зведемо подібні члени і приведемо дані рівняння до канонічного вигляду.

$$\ddot{\psi}_1 + \left(\frac{C_1}{J_1} + \frac{C_1}{J_2} \right) \cdot \psi_1 - \frac{C_2}{J_2} \cdot \psi_2 = \frac{T_{\Gamma 1} + T_\delta}{J_2} + \frac{T_\delta}{J_1};\tag{3.10}$$

$$\ddot{\psi}_2 + \left(\frac{C_2}{J_2} + \frac{C_2}{J_3} \right) \cdot \psi_2 - \frac{C_1}{J_2} \cdot \psi_1 = \frac{T_{\Gamma 2} + T_{on}}{J_3} - \frac{T_{\Gamma 1}}{J_2}.\tag{3.11}$$

При приведенні розподіленої маси робочого органу до двохмасової моделі можна прийняти $J_2 = J_3 = J$; $T_{\Gamma 1} = T_{\Gamma 2} = T_{\Gamma}$. Тоді рівняння (3.10) і (3.11) приймуть вигляд

$$\ddot{\psi}_1 + \psi_1 C_1 \cdot \left(\frac{J+J_1}{J_1 J} \right) - \frac{C_2}{J} \cdot \psi_2 = \frac{T_{\Gamma}}{J} + \frac{T_{\delta}}{J_1}; \quad (3.12)$$

$$\ddot{\psi}_2 + \psi_2 \cdot \frac{2C_2}{J} - \frac{C_1}{J} \cdot \psi_1 = \frac{T_{on}}{J}. \quad (3.13)$$

Початкові умови для даної системи будуть наступні

$$\psi_{1(0)} = \frac{T_{\delta}}{C_1}; \quad \dot{\psi}_{1(0)} = 0; \quad \psi_{2(0)} = \frac{T_{\delta} - T_{\Gamma}}{C_2}; \quad \dot{\psi}_{2(0)} = 0. \quad (3.14)$$

Помноживши обидві частини рівняння (3.8) на J/C_2 і виділивши з нього ψ_2 отримаємо

$$\psi_2 = \ddot{\psi}_1 \cdot \frac{J}{C_2} + \psi_1 \frac{C_1}{C_2} \cdot \left(\frac{J+J_1}{J_1} \right) - \frac{T_{\Gamma}}{C_2} - \frac{T_{\delta} J}{C_2 J_1}. \quad (3.15)$$

Продиференціювавши рівняння (3.15) отримаємо

$$\ddot{\psi}_2 = \psi_1^{IV} \cdot \frac{J}{C_2} + \ddot{\psi}_1 \frac{C_1}{C_2} \cdot \left(\frac{J+J_1}{J_1} \right). \quad (3.16)$$

Підстановкою рівнянь (3.16) і (3.15) в рівняння (3.13) отримаємо

$$\psi_1^{IV} \frac{J}{C_2} + \ddot{\psi}_1 \frac{C_1}{C_2} \cdot \frac{J+J_1}{J_1} + 2\ddot{\psi}_1 + \frac{2C_1(J+J_1)}{J \cdot J_1} \psi_1 - \frac{2T_{\Gamma}}{J} - \frac{2T_{\delta}}{J_1} - \frac{C_1}{J} \psi_1 = \frac{T_{on}}{J};$$

$$\psi_1^{IV} \frac{J}{C_2} + \ddot{\psi}_1 \left(2 + \frac{J+J_1}{J_1} \cdot \frac{C_1}{C_2} \right) + \psi_1 \left(\frac{2C_1(J+J_1)}{J \cdot J_1} - \frac{C_1}{J} \right) = \frac{T_{on} + 2T_{\Gamma}}{J} + \frac{2T_{\delta}}{J_1};$$

$$\psi_1^{IV} + \ddot{\psi}_1 \left(\frac{2C_2}{J} + \frac{J+J_1}{J \cdot J_1} \cdot C_1 \right) + \psi_1 \left(\frac{2}{J \cdot J_1} + \frac{1}{J^2} \right) C_1 C_2 = \frac{T_{on} C_2 + 2T_{\Gamma} C_2}{J^2} + \frac{2T_{\delta} C_2}{J \cdot J_1}. \quad (3.17)$$

Для розв'язку диференційного рівняння 4-го порядку (3.17) запишемо характеристичне рівняння, корені якого дають частоти власних

коливань трьохмасової системи. Для цього замінимо значення похідної змінною k у відповідній степені.

Характеристичне диференціальне рівняння для розв'язку виразу (3.17) має вигляд

$$k^4 + k^2 p + q = 0, \quad (3.18)$$

$$\text{де } p = \frac{2C_2}{J} + \frac{J+J_1}{J \cdot J_1} \cdot C_1; \quad q = \left(\frac{2}{J \cdot J_1} + \frac{1}{J^2} \right) C_1 C_2.$$

Зробивши заміну $k^2 = r$, отримаємо

$$r^2 + rp + q = 0; \quad (3.19)$$

$$\text{де } r_{1,2} = -\frac{p}{2} \pm \sqrt{\frac{p^2}{4} - q}; \quad k_{1,2} = \pm \sqrt{r_1}; \quad k_{3,4} = \pm \sqrt{r_2}.$$

Для пружної системи значення r_1 і r_2 будуть від'ємними, тому $k_{1,2}$ і $k_{3,4}$ - є комплексними членами, а розв'язок матиме коливний характер.

Для визначення частот коливань γ запишемо

$$\begin{aligned} \gamma_1 &= \sqrt{-r_1}; \\ \gamma_2 &= \sqrt{-r_2}. \end{aligned} \quad (3.20)$$

Загальний розв'язок однорідного диференціального рівняння (2.18) прийме вигляд

$$\psi_{13} = A \sin \gamma_1 t + B \cos \gamma_1 t + C \sin \gamma_2 t + D \cos \gamma_2 t; \quad (3.21)$$

де A, B, C, D - постійні інтегрування, які знаходять з початкових умов.

Частковий розв'язок неоднорідного диференціального рівняння (3.17) знаходимо на основі вигляду правої частини, виразивши її через суму постійного коефіцієнта E і змінної Ft

$$\psi_{14} = E + Ft. \quad (3.22)$$

Підставляючи ψ_{14} у рівняння (3.17), знаходимо E і F

$$E \cdot C_1 C_2 \left(\frac{2}{J \cdot J_1} + \frac{1}{J^2} \right) = \frac{T_{on1} C_2 + 2T_\Gamma C_2}{J^2} + \frac{2T_\partial C_2}{J \cdot J_1};$$

$$E = \frac{T_{on1} J_1 + 2T_\Gamma J_1 + 2T_\partial J}{C_1 (2J + J_1)};$$

$$F \cdot C_1 C_2 \left(\frac{2}{J \cdot J_1} + \frac{1}{J^2} \right) \cdot t = \frac{T_{on2} C_2}{J^2} \cdot t;$$

$$F = \frac{T_{on2} J_\Gamma}{C_1 (2J + J_1)}.$$

Загальний розв'язок неоднорідного диференціального рівняння (3.17) є сумою загального розв'язку однорідного диференціального рівняння ψ_{13} і часткового розв'язку неоднорідного диференціального рівняння ψ_{14}

$$\begin{aligned} \psi_1 = \psi_{13} + \psi_{14} = & A \sin \gamma_1 t + B \cos \gamma_1 t + C \sin \gamma_2 t + D \cos \gamma_2 t + \\ & + \frac{T_{on1} J_1 + 2T_\Gamma J_1 + 2T_\partial J}{C_1 (2J + J_1)} + \frac{T_{on2} J_1}{C_1 (2J + J_1)} \cdot t \end{aligned} \quad (3.23)$$

Продиференціюємо (3.23) по t і підставимо в отриманий вираз початкові умови (3.14). Отримаємо систему 4-ох рівнянь, з якої визначимо постійні інтегрування A, B, C, D .

$$\begin{aligned} \psi_1 = & A \sin \gamma_1 t + B \cos \gamma_1 t + C \sin \gamma_2 t + D \cos \gamma_2 t + \\ & + \frac{T_{on1} J_1 + 2T_\Gamma J_1 + 2T_\partial J}{C_1 (2J + J_1)} + \frac{T_{on2} J_1}{C_1 (2J + J_1)} \cdot t \\ \dot{\psi}_1 = & \gamma_1 (A \cos \gamma_1 t - B \sin \gamma_1 t) + \gamma_2 (C \cos \gamma_2 t - D \sin \gamma_2 t) + \\ & + \frac{T_{on2} J_1}{C_1 (2J + J_1)} \end{aligned} \quad (3.24)$$

$$\ddot{\psi}_1 = \gamma_1^2 (-A \sin \gamma_1 t - B \cos \gamma_1 t) + \gamma_2^2 (-C \sin \gamma_2 t - D \cos \gamma_2 t)$$

$$\ddot{\psi}_1 = \gamma_1^3 (-A \cos \gamma_1 t + B \sin \gamma_1 t) + \gamma_2^3 (-C \cos \gamma_2 t + D \sin \gamma_2 t)$$

Початкові умови для $\ddot{\psi}$ і $\ddot{\psi}$ знаходимо із рівняння (3.11)

$$\begin{aligned}\ddot{\psi}_{1(0)} &= \frac{T_{\partial}}{J_1} + \frac{T_{\Gamma}}{J} - \frac{J+J_1}{J_1 \cdot J} C_1 \psi_{1(0)} + \frac{C_2}{J} \cdot \psi_{2(0)} = \\ &= \frac{T_{\partial}}{J_1} + \frac{T_{\Gamma}}{J} - \frac{(J+J_1) \cdot T_{\partial}}{J_1 \cdot J} + \frac{T_{\partial} - T_{\Gamma}}{J} = 0; \\ \ddot{\psi}_{1(0)} &= -\frac{J+J_1}{J_1 \cdot J} C_1 \dot{\psi}_{1(0)} + \frac{C_2}{J} \cdot \dot{\psi}_{2(0)} = 0.\end{aligned}$$

Розглянемо процес гальмування і визначимо навантаження в системі та час, за який крутний момент у робочому органі $T_{2max} = C_2 \cdot \psi_{2max}$ досягне критичного значення (момент при якому відбудеться повертання гвинтокрилих шайб одна відносно одної).

Для уникнення такого явища необхідно обладнати вал привода C_1 муфтою, яка забезпечить спрацювання при значенні крутного моменту $T_{1max} = C_1 \cdot \psi_{1max}$ меншого, ніж критичне значення.

Провівши розрахунки динамічної моделі процесу переміщення матеріалу робочим органом в критичних режимах навантаження, було досліджено конструктивні параметри установки (J_1, J_2, J_3, C_1, C_2) та параметри навантаження $T_{\partial}, T_{\Gamma}, T_{on}, \omega_0$ і їх вплив на час наростання критичного навантаження, а також характеру зміни крутного моменту, який виникає на привідних ланках рушія робочого органу. При зміні одних параметрів інші залишалися незмінними і становили: $J_1 = 10 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $J_2 = J_3 = 2 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $C_1 = 100000 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $C_2 = 10000 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $T_{\partial} = 20 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $T_{\Gamma} = 10 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $T_{on} = 10 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $\omega_0 = 10 \text{ с}^{-1}$.

На основі аналізу отриманих результатів можна зробити наступні висновки. Зміна жорсткості ведучих ланок C_1 в межах від 30000 до 340000 Н·м призводить до зміни часу t_k наростання критичного навантаження робочого органу від 0,134 до 0,180с. Таким чином, для уникнення повертання гвинтових втулок у випадку перевантаження в кінематичний ланцюг приводу агрегату необхідно вводити пружно-запобіжну муфту, момент спрацювання якої $\leq 60 \text{ Н} \cdot \text{м}$, а час її спрацювання не повинен перевищувати 0,13с.

Зміна жорсткості C_2 від 3000 до 34000Н·м призводить до збільшення t_k від 0,129 до 0,176с.

Зміна кутової швидкості ω не впливає на час наростання навантаження. Збільшення моментів інерції ведучих J_1 та ведених J_2 мас J_1 від 3 до 34кг·м² і J_2 від 0,6 до 6,8кг·м² призводить до збільшення часу t_k від 0,125 до 0,186с, причому максимальний момент на привідному валу становить 68,228Н·м.

При дослідженні впливу обертового моменту T_δ на приводі на час t_k встановлено, що в межах $T_\delta = 6...45,5$ Н·м, t_k змінюється від 0,11 до 0,15с. В той же час при $T_\delta \geq 68,34$ Н·м, час наростання навантаження різко зменшувався і становив 0,072с.

Аналогічно різке зменшення часу t_k до 0,038...0,086с спостерігалось при зростанні моменту опору T_{on} робочого органу більш як 70Н·м за 0,1с. Варто відзначити, що стабільне значення T_{on} у встановленому режимі роботи агрегату, яке перевищує 35Н·м також призводить до різкого зростання часу t_k від 0,2 до 0,4с.

Для забезпечення нормального функціонування гнучкого гвинтового конвеєра у випадку виникнення критичних навантажень та уникнення відносного повертання гвинтових секцій отримані результати необхідно враховувати при безпосередньому проектуванні пружно-запобіжних муфт.

3.3. Розрахунок гвинтової лопаті на міцність

З метою визначення раціональних параметрів гвинтових лопаток проведено їх розрахунок на міцність. Гвинтова лопать сприймає розподілені навантаження при переміщенні вантажу, які в основному зосереджуються по круговому периметру лопаті із діаметром D . Лопать виконана у вигляді вирізаного гвинтового сектора з кутом $\varphi = 90^\circ$ і її висота по осі становить $H = B + h = T/4$, де T - крок гвинтової лінії. При навантаженні лопаті згин проходить по лінії, розміщеній в площині, дотичній до циліндричної основи валу.

Рівняння кривої, по якій проходить згин лопаті, шукаємо як перетин цієї площини із гвинтовою поверхнею шнека.

Рівняння гвинтової поверхні у параметричному вигляді має вигляд

$$R_n x = u \cos v; \quad y = u \sin v; \quad z = \frac{Tv}{2\pi}, \quad (3.25)$$

де u та v - лінійний та кутовий незалежні параметри поверхні.

Рівняння площини, дотичної до циліндричної основи вала, згідно рис.3.7 приймаємо

$$x = R_n, \quad (3.26)$$

де R_n - віддаль площини від осі шнеку, яку приймаємо $R_n = R$.

Із залежності (3.25) при $x=R$ параметр u для кривої є визначеним $u = R/\cos v$, отже,

$$y = x \operatorname{tg} v = R \cdot \operatorname{tg} v. \quad (3.27)$$

Враховуючи, що $v=2\pi z/T$, рівняння шуканої кривої в площині YOZ буде

$$y = R \cdot \operatorname{tg} \frac{2\pi z}{T}. \quad (3.28)$$

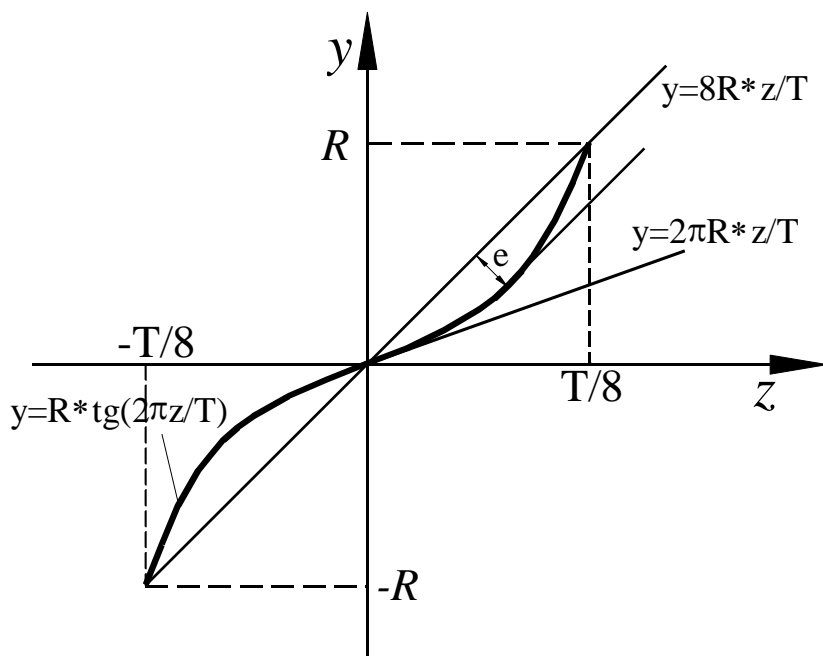


Рис.3.7. Схема для визначення параметрів профілю згину

Для гвинтового сектора рівного $\pi/2$, кутова координата v змінюється від $-\pi/4$ до $\pi/4$ і в крайніх точках кривої параметри u , z , y приймають такі значення $u = \sqrt{2}R$; $z = \pm T/8$; $y = \pm R$.

Отже, центральна та крайні точки лежать на одній прямій, рівняння якої має вигляд

$$y = \frac{8R}{T} z. \quad (3.29)$$

В центральній точці $C(0, 0)$ дотична до лінії (3.28) буде

$$y = y'(z=0) \cdot z = \frac{2\pi Rz}{T \cos^2 \frac{2\pi z_0}{T}} = \frac{2\pi R}{T} z. \quad (3.30)$$

В процесі згинання профілю по лінії, що описується залежністю (3.28), вісь згинання буде лежати між прямими (3.29) та (3.30) і описуватись залежністю

$$y = kz, \quad (3.31)$$

де k - коефіцієнт, рівний $2\pi R/T \leq k \leq 8R/T$.

Кут $\Delta\varphi$ між прямими (3.28) та (3.29) є незначний. Так, для експериментального взірця $T = 0,8D$, $R = 0,5D$, $\Delta\varphi = \arctg(8R/T) - \arctg(2\pi R/T) \approx 3$.

Для визначення максимального відхилення кривої (3.28) від прямої (3.29) прирівнюємо до нуля похідну їх різниці.

$$\frac{d\left(R \operatorname{tg} \frac{2\pi z}{T} - \frac{8R}{T} z\right)}{dz} = \frac{2\pi R}{T \cos^2(2\pi z/T)} - \frac{8R}{T} = 0. \quad (3.32)$$

З формули (3.32) випливає, що $\cos^2 2\pi z/T = \pi/4$, а координати точки максимального відхилення від прямої (3.29) будуть наступні

$$z_{\max} = \frac{\arccos \sqrt{\pi/4}}{2\pi} T = 0,07666T \approx T/13; \quad (3.33)$$

$$y_{\max} = R \cdot \operatorname{tg} \left(\arccos \sqrt{\frac{\pi}{4}} \right) = 0,26135R.$$

Для визначення величини максимального відхилення e представимо рівняння (3.29) у нормальному вигляді

$$\frac{T}{\sqrt{T^2+64R^2}} y - \frac{8R}{\sqrt{T^2+64R^2}} z = 0. \quad (3.34)$$

Тоді, відхилення e рівне

$$e = \frac{T y_{max} - 8R z_{max}}{\sqrt{T^2+64R^2}}. \quad (3.35)$$

Так, для експериментального взірця з конструктивними параметрами $D = 100\text{мм}$; $T = 0,8D$; $R = 0,5D$ величина відхилення $e = 0,0088D = 0,88\text{мм}$.

Для гвинтових поверхонь $T < 0,8D$ це значення ще менше.

Отже, прогин гвинтової поверхні буде проходити по лінії (3.28), що має незначне викривлення з максимальним відхиленням від прямої (3.29), яке визначається з рівняння (3.35).

Розрахункова довжина відрізка прямої b (ширина поверхні згину) на гвинтовому секторі рівному $\varphi = \pi/2$ визначається

$$b = 2\sqrt{R_n^2 + \frac{T^2}{64}}. \quad (3.36)$$

При згині жорсткого профілю, форма якого не змінюється, головні осі інерції профілю із осями OY та OZ повернуті на кут $\Theta = \arctg k$ і мінімальний осьовий момент інерції відносно осі $O'Z'$, що проходить по лінії, яка описується залежністю (3.30), рівний

$$I_{z'} = \iint_{\Omega} y_1^2 d\Omega, \quad (3.37)$$

де Ω - площа, що обмежується зверху і знизу відповідно кривими

$$\frac{y_1 - \frac{t}{2} + kz_1}{\sqrt{k^2+1}} = R \cdot tg \left[\frac{2\pi}{T} \left(\frac{z_1 - ky_1 + kt/2}{\sqrt{k^2+1}} \right) \right]; \quad (3.38)$$

та

$$\frac{y_I + \frac{t}{2} + kz_I}{\sqrt{k^2 + 1}} = R \cdot \operatorname{tg} \left[\frac{2\pi}{T} \left(\frac{z_I - ky_I - kt/2}{\sqrt{k^2 + 1}} \right) \right]. \quad (3.39)$$

де t - товщина лопаті.

Враховуючи значну складність обчислення моменту інерції вказаного січення і визначення розміщення головних осей, а також депланацію профілю від її згину (випрямлення профілю), в результаті проведеного аналізу встановлено, що момент інерції січення відносно осі згину з достатньою для практичних цілей точністю можна визначити за залежністю

$$I_{z_1} = \frac{bt^3}{12} \left(1 + k_e \frac{e^2}{t^2} \right) = \frac{k_i bt^3}{12}, \quad (3.40)$$

де $k_e = 1,5 \dots 2,5$, та $k_i = 1,05 \dots 1,1$ - коефіцієнти впливу форми на момент інерції січення.

Момент опору січення

$$W_{z_1} = k_w \frac{bt^2}{6}, \quad (3.41)$$

де $k_w = 1,02 \dots 1,05$ - коефіцієнт впливу форми на момент опору січення.

Максимальне напруження згину визначається

$$\sigma = \frac{M_{z_1}}{W_{z_1}}, \quad (3.42)$$

де M_{z_1} - момент згину відносно осі OZ_1 , $M_{zy} = P_{y_1}(R_p - R)$; де R_p - плече прикладання рівнодійної навантажень; P_{y_1} - зусилля згину, яке визначається

$$P_{y_1} = P_z \cos \alpha_k + P_\tau \sin \alpha_k = (P_z k + P_\tau) / \sqrt{k^2 + 1}, \quad (3.43)$$

де α_k - кут нахилу лінії згину.

Осьове P'_z і тангенціальне зусилля P'_τ визначаються через крутний момент M'_z , розрахункове значення якого обумовлює потужність транспортування, що розподіляється на n лопатей.

$$P'_\tau = \frac{2M'_z}{D_p}; \quad (3.44)$$

$$P'_z = \frac{2M'_z}{D_p \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_T)} = \frac{2M'_z (\pi D_p - \mu T)}{D_p (T + \mu \pi D_p)}, \quad (3.45)$$

де D_p - розрахунковий діаметр прикладання розподіленого навантаження (для гнучких конвеєрів $D_p \approx 0,9D$), μ - коефіцієнт тертя.

Зусилля згину шукаємо за формулою

$$P_{y1} = \frac{2N}{\omega n D_p} \left[\frac{k(\pi D_p - \mu T)}{T + \mu \pi D_p} + 1 \right] / \sqrt{k^2 + 1}, \quad (3.46)$$

де N - потужність на приводі; ω - частота обертання робочого органу; n - кількість лопатей.

Отже, максимальне розрахункове напруження згину прийме вигляд

$$\sigma = \frac{2N(R_p - R)}{W_z \omega n D_p \sqrt{k^2 + 1}} \left[\frac{(k + \mu)\pi D_p + T(1 - \mu k)}{T + \mu \pi D_p} \right]. \quad (3.47)$$

Радіус прикладання рівнодійної, розміщеної по дузі з кутом α і діаметром D_p визначається

$$R_p = D_p \sin \frac{\alpha}{2} \cdot \frac{180^\circ}{\pi \alpha}; \quad (3.48)$$

Для $\alpha = 90^\circ$ і $D_p \approx 0,9D$, $R_p = 0,4D$ максимальне розрахункове напруження згину визначається

$$\sigma = \frac{6N(0,4D - R) \left[(k + \mu)\pi D_p + T(1 - \mu k) \right]}{k_w t^2 \sqrt{R_n^2 + \frac{T^2}{64}} \omega n \sqrt{k^2 + 1} D (T + \mu \pi D)}. \quad (3.49)$$

Для коротких лопатей необхідно враховувати також дотичні напруження зрізу τ , що виникають від прикладання поперечної сили P_{y1} ,

$$\tau = \frac{P_{y1}}{\Omega}; \quad (3.50)$$

де Ω - розрахункова мінімальна площа перетину гвинтової лопаті, в якій значення τ максимальні. Товщина перетину в довільній точці лопаті буде постійною $t = const$.

Отже, площа перетину буде

$$\Omega = tl, \quad (3.51)$$

де l - довжина лінії перетину. Нехай в циліндричній системі координат слід площини перетину опишеться довільною функцією

$$\rho = \rho(\varphi), \quad (3.52)$$

де φ змінюється від $-\pi/4$ до $\pi/4$, $\rho \geq R$ і граничні умови $\rho_{(0)} = R$.

Диференціал дуги лінії перетину рівний

$$dl = \sqrt{d\rho^2 + dz^2 + \rho^2 d\varphi^2} = \sqrt{\rho^2 + \left(\frac{T}{2\pi}\right)^2 + \left(\frac{d\rho}{d\varphi}\right)^2} d\varphi. \quad (3.53)$$

Відповідно довжина лінії перетину визначається

$$l = \int_{-\pi/4}^{\pi/4} \sqrt{\rho^2 + \frac{T^2}{4\pi^2} + \rho'^2} d\varphi. \quad (3.54)$$

Вид функції $\rho = \rho(\varphi)$, що мінімізує функцію довжини шукаємо з використанням методів варіаційного числення.

В нашому випадку задача зводиться до пошуку екстремуму функціоналу

$$V \cdot (\rho(\varphi)) = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} F(\varphi, \rho, \rho') d\varphi, \quad (3.55)$$

де $F = \sqrt{\rho^2 + \frac{T^2}{4\pi^2} + \rho'^2}$ - підінтегральна функція.

Функція $\rho = \rho(\varphi)$ буде надавати функціоналу $V(\rho(\varphi))$ екстремуму тоді, коли вона задовольняє рівняння Ейлера

$$F_{\varphi} - F_{\varphi\rho'} - \rho'F_{\rho\rho'} - \rho''F_{\rho'\rho''} = 0, \quad (3.56)$$

$$\text{де } F_{\varphi} = \frac{\partial F}{\partial \varphi}; F_{\rho} = \frac{\partial F}{\partial \rho}; F_{\rho'} = \frac{\partial F}{\partial \rho'}; F_{\varphi\rho'} = \frac{\partial^2 F}{\partial \varphi \partial \rho'}; F_{\rho\rho'} = \frac{\partial^2 F}{\partial \rho \partial \rho'}; F_{\rho'\rho''} = \frac{\partial^2 F}{(\partial \rho')^2}$$

Оскільки підінтегральна функція залежить тільки від ρ та ρ' ($F = F(\rho, \rho')$), то рівняння Ейлера суттєво спрощуються і умова екстремуму приймає вигляд

$$F - \rho'F_{\rho'} = C_1. \quad (3.57)$$

Оскільки

$$F_{\rho'} = \frac{\partial F}{\partial \rho'} = \frac{\partial \left(\sqrt{\rho^2 + \frac{T^2}{4\pi^2} + \rho'^2} \right)}{\partial \rho'} = \frac{\rho'}{\sqrt{\rho^2 + \frac{T^2}{4\pi^2} + \rho'^2}}, \quad (3.58)$$

то умова екстремуму прийме вигляд

$$\sqrt{\rho^2 + \frac{T^2}{4\pi^2} + \rho'^2} - \frac{\rho'^2}{\sqrt{\rho^2 + \frac{T^2}{4\pi^2} + \rho'^2}} = C_1. \quad (3.59)$$

Після відповідних перетворень залежності (3.59) отримаємо

$$\frac{\partial \rho}{\partial \varphi} - \sqrt{\frac{\left(\rho^2 + \frac{T^2}{4\pi^2} \right)^2}{C_1^2} - \rho^2} - \frac{T^2}{4\pi^2} = 0. \quad (3.60)$$

Одним із часткових розв'язків рівняння, що задовольняє граничні умови за реальних конструктивних параметрів гвинтових лопатей і розв'язком конкретно поставленої задачі буде

$$\rho = R; \quad C_1 = \sqrt{R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2}}; \quad \frac{\partial \rho}{\partial \varphi} = 0. \quad (3.61)$$

Отже, перетином мінімальної довжини буде перетин гвинтового елемента із циліндричною поверхнею постійного радіусу $\rho = R$.

Довжина перетину рівна

$$l = \int_{-\pi/4}^{\pi/4} \sqrt{R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2}} \partial \varphi = \sqrt{\frac{\pi^2 R^2}{4} + T^2} = \sqrt{\frac{\pi^2 R^2}{4} + (B+h)^2}. \quad (3.62)$$

Напруження зрізу будуть

$$\tau = \frac{4P_{y1}}{t\sqrt{4\pi^2 R^2 + T^2}} = \frac{P_{y1}}{t\sqrt{0,25\pi^2 R^2 + (B+h)^2}}. \quad (3.63)$$

Умова міцності лопатей матиме такий вигляд

$$\begin{aligned} \sigma &= \sqrt{\sigma_{32}^2 + 4\tau^2} = P_{y1} \sqrt{\frac{9(0,4D-R)^2}{k_w^2 t^4 \left(R^2 + \frac{T^2}{64}\right)} + \frac{64}{t^2 (4\pi^2 R^2 + T^2)}} = \\ &= \frac{6P_y (0,4D-R)}{k_w t^2 \sqrt{4R^2 + (B+h)^2}} \sqrt{1 + \frac{4[4R^2 + (B+h)^2] t^2}{9[\pi^2 R^2 + (B+h)^2] (0,4D-R)^2}} \leq [\sigma], \quad (3.64) \end{aligned}$$

де P_{y1} визначається із залежності (3.46) для випадку проектування секційних гнучких гвинтових робочих органів.

Для гвинтових агрегатів багатоцільового призначення однією із найважливіших вимог є максимально можлива їх продуктивність. Тоді довжина лопаті повинна суттєво перевищує її товщину, тобто $l_p = 0,4D - R \geq 5t$, і залежність (3.64) можна представити у вигляді

$$\sigma = \frac{\beta P_y (0,4D - R)}{k_w t^2 \sqrt{4R^2 + (B+h)^2}}, \quad (3.65)$$

де β - коефіцієнт, що для вказаних умов не перевищує 1,02.

Крім цього для таких гвинтових конвєсєрів багатофункціонального призначення, коли розрахунок ведеться із найбільш несприятливих умов навантаження, доцільно брати максимально можливий рівень зусиль P_y .

Із врахуванням (3.46)

$$P_y = P_z \cos \alpha_{\hat{e}} + P_{\tau} \sin \alpha_{\hat{e}} < P_{\tau}, \quad (3.66)$$

за розрахункове значення доцільно прийняти

$$P_y = P_{\tau} = \frac{2M_z}{D} = \frac{2N}{WnD}. \quad (3.67)$$

Отже, розрахунок конструктивних параметрів елементів гнучкого шнека із умови складного згину ведеться за залежністю

$$\sigma = \frac{12k_{\Sigma} N (0,4D - R)}{nWt^2 \sqrt{4R^2 + (B+h)^2}} \leq [\sigma], \quad (3.68)$$

де k_{Σ} - коефіцієнт сумарних відхилень, $k_{\Sigma} \approx 1$.

Для коротких лопатей розрахунок на міцність ведеться за загальними залежностями (3.47), (3.65).

Таким чином встановлено, що при розрахунку гвинтової лопаті на міцність напруження згину є домінуючими, причому згин відбувається по дотичній до циліндричної поверхні основи, а відхилення профілю гвинтової поверхні від лінії згину не перевищує 1мм. Найбільш небезпечною є точка розміщення посередині лінії згину.

РОЗДІЛ 4

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ТРАНСПОРТУВАННЯ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ ГНУЧКИМИ КОНВЕЄРАМИ З ПРУЖНИМИ ВАЛАМИ

4.1. Обґрунтування параметрів пружних секцій гнучкого валу

З метою часткового або повного розвантаження гвинтових робочих органів у конструкціях гнучких конвеєрів доцільно використати гнучкі вали, які повинні мати мінімальну згинальну жорсткість при високій крутильній та осьовій жорсткості валу.

У результаті проведеного конструктивно-схемного аналізу визначено напрямок синтезу валів із секційних елементів, що виготовляються із пружних пластин, відношення ширини профілю яких до товщини $B/\delta \geq 10$. При низькій згинній жорсткості у них відношення моменту інерції при крученні I_k до мінімального осевого моменту інерції I_x вдвічі вище, ніж для валів круглого січення. Для забезпечення гнучкості такого валу в довільному радіальному напрямку секції із пружних пластин монтуються із кутовим зміщенням одна відносно одної, наприклад, на кут 90° .

Варіанти виконання пружних гнучких гвинтових робочих органів зображено на рис.4.1. Вони складаються з гнучкого валу, виконаного у вигляді П - подібних пружних пластин жорстко закріплених між собою і зміщених одна відносно одної в коловому напрямку. Між сусідніми П-подібними пружними пластинами закріплені гвинтові лопатки.

Вантаж при транспортуванні в гвинтових конвеєрах переміщається рівномірно по периферії кожуха, тому гвинтові лопатки можуть бути виконані у вигляді смугових сегментів. Робоча поверхня гвинтових лопаток повернута відносно їх основи в зоні кріплення з П-подібною пружною пластиною і може бути виконана однозахідною або багатозахідною.

Для визначення експлуатаційної придатності вказаних елементів проведемо оцінку напруженого стану та деформації П-подібною пружної пластини, для чого розглянемо її рівновагу під дією прикладених сил (рис. 4.2).

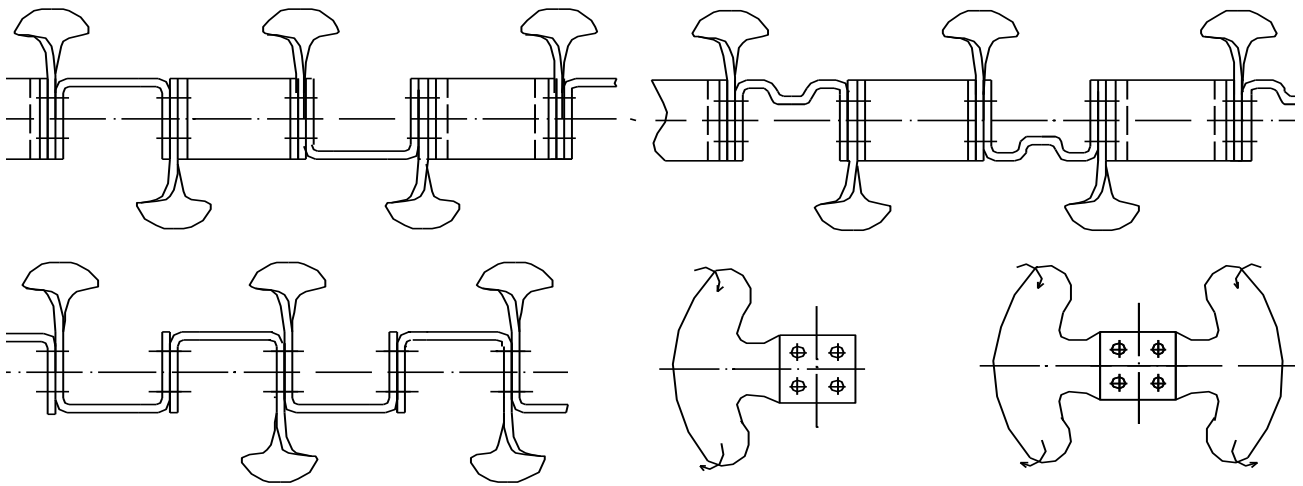


Рис.4.1. Варіанти виконання пружних секційних гвинтових робочих органів гнучких конвеєрів

Всі силові фактори визначені із умов транспортування вантажу і приведені до місця з'єднання лопатки з пластиною: сила P - осьове зусилля від транспортування вантажу; M_y, M_z - моменти від дії лопатки; $M_x = T$ - крутний момент.

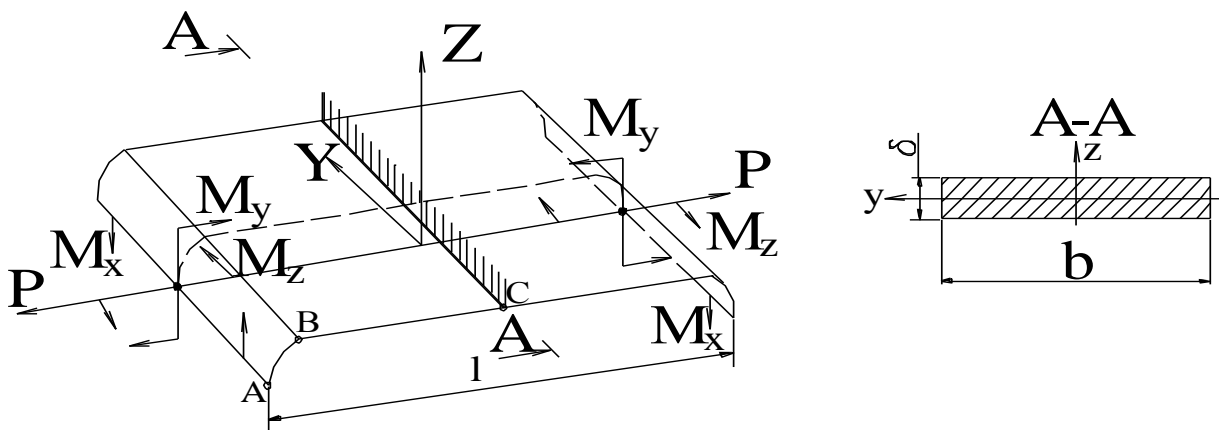


Рис.4.2. Розрахункова схема секції

Під дією $M_x = T$ відбувається закручування пластини. Умова міцності при крученні виражається залежністю

$$\tau_{max} = \frac{T}{W_k} \leq [\tau], \quad (4.1)$$

де W_k - момент опору при крученні, $W_k = \alpha b \delta^2$, де $\alpha = 0.33$.

Для ряду поперечних перерізів елементів робочого органу знайдені максимальні крутні моменти, які може передавати П-подібна пружна пластина.

Жорсткість пластини оцінюється відносним кутом закручування

$$\theta_k = \frac{T}{G J_k} \leq [\theta_k], \quad (4.2)$$

де G -модуль пружності другого роду; J_k -момент інерції при крученні, $I_k = \beta b \delta^3$, де β - 0,33; b – ширина пластини; δ - товщина пластини.

Моменти M_y, M_z викликають згин пластини у відповідних площинах. Внаслідок того, що відношення моменту опору W_z при згині відносно осі z до моменту опору W_y відносно осі y $W_z/W_y = \delta^2/b^2$ близьке до нуля, то згином викликаним моментом M_z нехтуємо. Для розрахунку пластину розбиваємо на ділянки AB і BC . На ділянці AB використовуємо залежності для розрахунку кривих стержнів. Зусилля в довільному перетині описуються залежністю

$$N(\alpha) = -P \sin \alpha; \quad Q(\alpha) = -P \cos \alpha; \quad M(\alpha) = -M_y + PR \sin \alpha, \quad (4.3)$$

де $N(\alpha), Q(\alpha), M(\alpha)$ - відповідно повздовжня, поперечна сили та згинний момент в перерізі.

Умова міцності при згині для криволінійної ділянки пластини

$$\sigma_{max} = \frac{M_z}{S_y R} + \frac{N}{F} \leq [\sigma], \quad (4.4)$$

де z - координата січення відносно центральної осі; S_y - статичний момент площі перерізу відносно нейтральної осі; F - площа поперечного перерізу пластини; R - радіус кривизни пластини.

Величиною дотичних напружень τ в перерізі нехтуємо, так як при проведенні попередньої оцінки їхньої величини отримані значення виявились значно меншими ніж допустимі. На ділянці BC силовий фактор описується рівнянням

$$M = -M_y + PR. \quad (4.5)$$

Умова міцності на згин для прямолінійного стержня

$$\sigma_{max} = \frac{M}{W_y} \leq [\sigma]. \quad (4.6)$$

Після оцінки міцності пластини різних поперечних перерізів визначено жорсткість пластини. Повна деформація пластини складається з деформацій ділянок AB і BC . На ділянці AB поворот перерізу визначається інтегралом Мора

$$\theta_1 = \int_0^{\pi/2} \frac{\overline{M_1}M}{EJ_y} d\alpha, \quad (4.7)$$

на ділянці BC

$$\theta_2 = \frac{Mx}{EJ_y}, \quad (4.8)$$

де $\overline{M_1}$ момент в довільному перерізі, викликаний дією одиничного моменту; I_y момент інерції при згині відносно осі y ; E - модуль пружності першого роду.

Видовження елемента по осі, викликане поворотом січень на кут $\theta_{32} = \theta_1 + \theta_2$, також складається з двох складових на ділянках AB і BC

$$\Delta_1 = \int_0^{\pi/2} \frac{\overline{M_1}M}{ES_y} d\alpha + \int_0^{\pi/2} \frac{\overline{P_1}M + \overline{M_1}P}{EF} d\alpha + \int_0^{\pi/2} \frac{\overline{P_1}P}{EF} R d\alpha; \quad (4.9)$$

$$\Delta_2 = \frac{Mx^2}{2EI_y},$$

де $\overline{P_1}$ - осьове зусилля в довільному перерізі, викликане дією одиничної сили.

Від дії сили P на ділянці BC ($\Delta x = Px/EF$) виникають значно менші деформації, ніж видовження при згині внаслідок повороту січень. Залежність кута повороту несучої пластини $\varphi_{32} = l\theta_{32}$ при її згинанні для різних довжин l і товщин δ від зовнішнього силового фактору показана на рис.4.3.

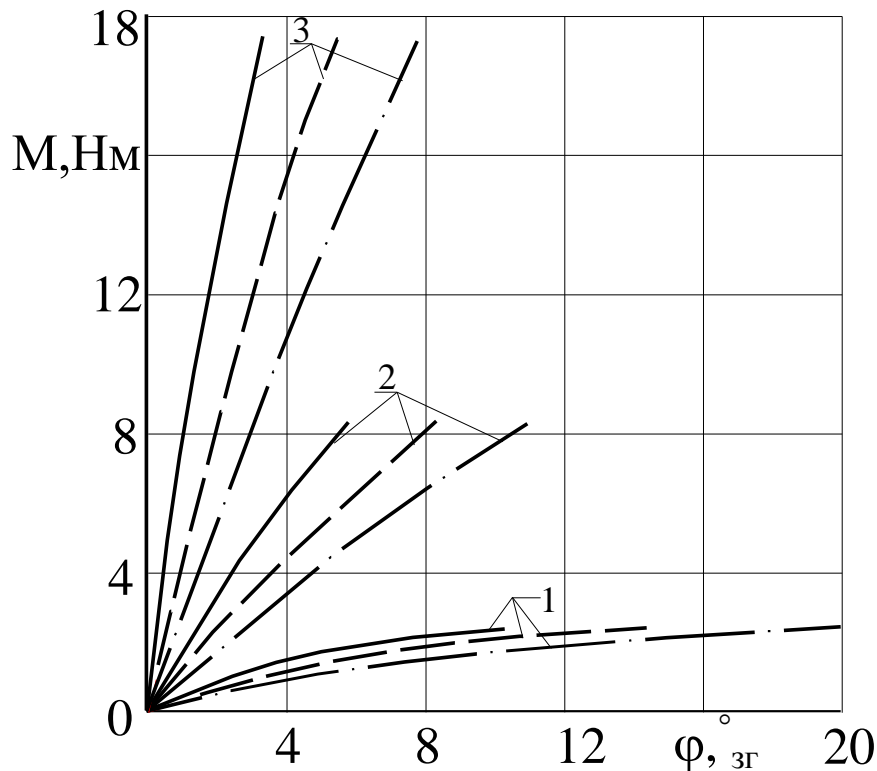


Рис.4.3. Залежність повного кута повороту несучої пластини від зовнішніх силових факторів при згині: 1 - $\delta = 1\text{мм}$; 2 - $\delta = 2\text{мм}$; 3 - $\delta = 3\text{мм}$;
 — - $l=50\text{мм}$; - - - - $l=75\text{мм}$; — · - - $l=50\text{мм}$

Таким чином, пружні елементи, які виконані у вигляді П-подібних пластин мають достатню крутильну жорсткість, забезпечують високу гнучкість в напрямку мінімального осьового моменту січення і можуть використовуватись для складання пружного валу гвинтового робочого органу із монтажним кутовим зміщенням $\pi/2$ наступного елемента відносно попереднього.

Приведені розрахункові залежності 4.1 - 4.9 можуть бути використані при постановці оптимізаційної задачі при проектуванні запропонованих елементів несучого пружного валу робочого органу гнучкого конвеєра.

Визначення оптимальних конструктивних параметрів такого типу робочого органу повинно вестись в напрямку максимального збільшення крутильної та осьової жорсткостей при мінімізації згинальної жорсткості несучих пластин.

4.2. Моделювання процесу роботи гнучких валів секційних гвинтових робочих органів

З метою оптимізації схемно-компоновочних рішень та конструктивних параметрів робочих органів, розроблена математична модель гнучкого секційного гвинтового робочого органу, що передбачає побудову просторового образу об'єкту з використанням трьохвимірних афінних перетворень в однорідній системі координат $Ox^1x^2x^3x^4$, що зв'язана з декартовою системою $Oxyz$ співвідношеннями $x=x^1/x^4$; $y=x^2/x^4$; $z=x^3/x^4$; $x^4=1$.

Взаємне перетворення систем координат в матричній формі має вигляд

$$\vec{r} = M_i \vec{r}_i, \quad (4.10)$$

де \vec{r} та \vec{r}_i – радіуси вектори довільної точки відповідно в нерухомій $Oxyz$ та власній $Ox_iy_iz_i$ системах координат; M_i – матриця перетворень.

Матриці повороту відносно осей Ox , Oy , Oz , та матриця лінійних переміщень мають вигляд

$$R_i^x = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha_i^x & -\sin \alpha_i^x & 0 \\ 0 & \sin \alpha_i^x & \cos \alpha_i^x & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}; R_i^y = \begin{vmatrix} \cos \alpha_i^y & 0 & -\sin \alpha_i^y & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ \sin \alpha_i^y & 0 & \cos \alpha_i^y & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}; \quad (4.11)$$

$$R_i^z = \begin{vmatrix} \cos \alpha_i^z & -\sin \alpha_i^z & 0 & 0 \\ \sin \alpha_i^z & \cos \alpha_i^z & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}; T_i = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & x_{oi} \\ 0 & 1 & 0 & y_{oi} \\ 0 & 0 & 1 & z_{oi} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix},$$

де $\alpha_i^x, \alpha_i^y, \alpha_i^z$ – величини кутів повороту відносно відповідних осей; x_{oi}, y_{oi}, z_{oi} – лінійні переміщення початку i -ої власної системи координат.

Розглянемо модель поведінки гнучкого валу, складеного із П-подібних пружних пластин. Такий вал, аналогічно гвинтовим поверхням, може мати лівий та правий напрямки. При лівому напрямку монтажного кутового зміщення наступної секції має додатне значення, при

правому – від’ємне. Кожну із секцій позначали, як A_i - ий елемент, $i = 1, 2, \dots, n$, де першим номером приймали той, що безпосередньо контактує з приводом - елементом A_0 .

Математична модель робочого органу передбачає опис всіх елементів у нерухомій загальній системі координат та кожної секції у власних системах. Всі перетворення проводимо відносно нерухомої системи координат $Oxyz$, в якій привід (елемент A_0) має тільки обертовий рух.

Для опису стану кожної пластини використовуємо три власних системи координат - основну, $O_i x_i y_i z_i$, центр якої знаходиться в геометричному центрі елемента, а також дві системи $O_{i-1,i} x_{i-1,i} y_{i-1,i} z_{i-1,i}$ та $O_{i,i+1} x_{i,i+1} y_{i,i+1} z_{i,i+1}$, що зв’язані із базовими поверхнями елемента, центри яких розміщені у лівому $B_{i-1,i}$ та правому $B_{i,i+1}$ стикувальних вузлах (рис.4.4а). Зміна взаємного розміщення вказаних систем координат характеризує відповідні деформації елементів.

У ненавантаженому стані напрямки осей власних систем координат колінеарні осям основної системи, формули перетворення мають вигляд

$$\vec{r} = T_i \vec{r}_i, \quad (4.12)$$

де складові матриці T_i визначають координати центрів систем.

При простому розтягуванні (стисканні) валу, складеного із П-подібних пластин, рис.4.4б, відбувається повертання поличок пластини відповідно на кут β_i . Так для першої пластини, таке повертання описується матрицею повороту R_{12}^x відносно осі Ox , для другої - матрицею R_{21}^y відносно осі Oy . Для того, щоб площини B_{12} і B_{21} співпали, необхідно, щоб секції A_1 і A_2 повернулись відповідно на кут α_i відносно осей Oy і Ox .

Формули перетворення координат у матричному вигляді, відповідно, приймуть вигляд

$$\begin{aligned} \vec{r} &= T_1 R_1^y R_{12}^x \vec{r}_{12} = M_{12} \vec{r}_{12}, \\ \vec{r} &= T_2 R_2^x R_{21}^y \vec{r}_{12} = M_{21} \vec{r}_{12}. \end{aligned} \quad (4.13)$$

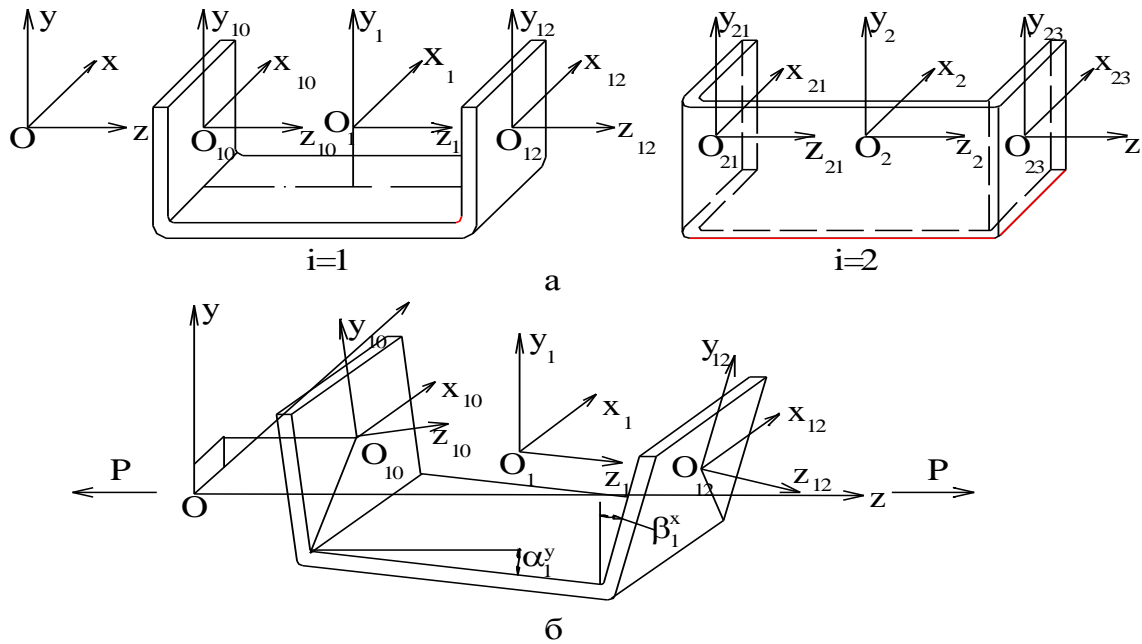


Рис.4.4. Схема до визначення переміщень П-подібного секційного гнучкого валу при осьовому навантаженні P

Із умови стикування вузлів $B_{12} = B_{21}$, повинна виконуватись умова

$$\begin{vmatrix} \cos \alpha_1^y & \sin \beta_1^x \sin \alpha_1^y & \cos \beta_1^y \sin \alpha_1^y & x_{012} \\ 0 & \cos \beta_1^x & -\sin \beta_1^x & y_{012} \\ -\sin \alpha_1^y & \sin \beta_1^x \cos \alpha_1^y & \cos \beta_1^x \sin \alpha_1^y & z_{012} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \cos \beta_2^y & 0 & \sin \beta_2^y & x_{021} \\ \sin \alpha_2^x \sin \beta_2^y & \cos \alpha_2^x & -\sin \alpha_2^x \cos \beta_2^y & y_{021} \\ -\cos \alpha_2^x \sin \beta_2^y & \sin \alpha_2^x & \cos \alpha_2^x \cos \beta_2^y & z_{021} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} \quad (4.14)$$

Для малих переміщень і рівновеликих секцій $\sin \alpha_i = \sin \beta_i = 0$; $\cos \alpha_i = \cos \beta_i = 1$; $\sin \alpha_i = \alpha_i$; $\sin \beta_i = \beta_i$; $\alpha_1 = \alpha_2$. Тоді з рівності (4.14) випливає, що кут повороту α ланки в першому наближенні рівний куту повороту полицок пластин β , $\alpha = \beta$. Відповідно, зміщення центрів вузлів (центрів систем координат) буде визначатись

$$\begin{aligned} x_{012} &= x_{021} = y_{012} = y_{021} = 0.5(l + b \sin \beta) \sin \alpha; \\ z_{012} &= z_{021} = (l + b \sin \beta) \cos \alpha; \quad z_{i,i+1} = i \cdot z_{012}, \end{aligned} \quad (4.15)$$

де l – початкова довжина секції; b – довжина стикання (рівна ширині секції).

При великих значеннях кутів поворотів ($\alpha > 5^\circ$) відбувається депланація площини стиків пружних пластин та їх основ. Взаємозв'язок між кутами α і β більш точно описується залежністю $\sin \alpha = \operatorname{tg} \beta$.

При навантаженні тільки крутним моментом M_k , секції із кутовою жорсткістю C_ψ прокрутуються одна відносно одної на кут

$$\psi = M_k / C_\psi . \quad (4.16)$$

Формули такого перетворення у матричному вигляді мають вигляд

$$\text{для секції - } \vec{r} = R_i^z \vec{r}_i ; \quad (4.17)$$

$$\text{для вузла } B_{ij}, \vec{r} = R_i^z R_{ij}^{zi} \vec{r}_{ij}, \quad (4.18)$$

де $j = i \pm 1$.

Тут матриця R_i^z повороту i -ої секції характеризується кутом повороту $\psi_i = i\psi$, а матриця $R_{i,i+1}^{zi}$ кутом повороту стику відносно системи координат $O_ix_iy_iz_i$ є функцією кута закручування $\Delta\psi_{i,i+1} = \pm\psi/2$. При складному навантаженні валу осьовим зусиллям та крутним моментом просторове зміщення вузлів визначається із умови стику площин B_{12} і B_{21} , що описується залежностями

$$\vec{r} = M_{12} \vec{r}_{12} = T_1 R_1^Z R_1^y R_{12}^{z1} R_{12}^{x1} \vec{r}_{12}; \quad (4.19)$$

$$\vec{r} = M_{21} \vec{r}_{21} = T_2 R_2^Z R_2^x R_{21}^{z1} R_{21}^{y1} \vec{r}_{21}. \quad (4.20)$$

Найбільший практичний інтерес представляють дослідження секційного гнучкого валу в умовах дії моменту згину M (рис.4.5).

Нехай гнучкий вал, що обертається з кутовою швидкістю ω навантажений постійним згинним моментом M , що характерно для найбільш навантажених перших елементів при значній довжині валу.

Зупинимо вал, відповідно надавши вектору моменту на згин M біжучий поворот $\varphi = -\omega t$. Відповідно, складові моменту на осі Ox та Oz

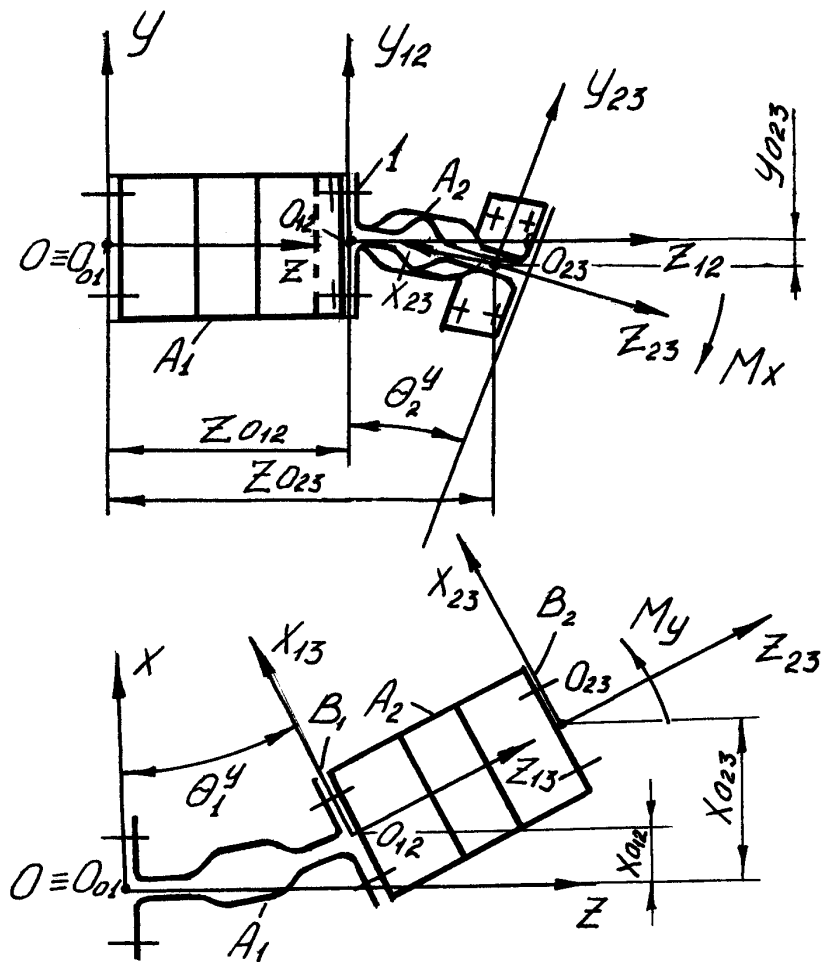


Рис.4.5. Схема до визначення переміщень секційного валу із спарених пластин при згинному навантаженні

будуть

$$M_x = M \sin \varphi; \quad M_y = M \cos \varphi. \quad (4.21)$$

Перетворення системи координат $O_{12}x_{12}y_{12}z_{12}$ по відношенню до основної системи $Oxyz$ мають вигляд

$$\vec{r} = M_{12} \vec{r}_{12}, \quad (4.22)$$

де M_{12} - матриця перетворень, яка враховуючи значну жорсткість першого елемента відносно осі Ox , включає тільки кутові повороти θ^y навколо осі O_y , відносно якої жорсткість C_{min} пластини є мінімальною - C_{min}

$$M_{12} = T_x(l/\theta_1^y) R_y(\theta_1^y) T_x(-l/\theta_1^y); \quad \theta_1^y = \frac{M_y}{C_{min}}. \quad (4.23)$$

Відповідно, залежність (4.22) в матричному вигляді прийме вигляд

$$\begin{vmatrix} x \\ y \\ z \\ 1 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \cos \theta_1^y & 0 & \sin \theta_1^y & x_{012}^{12} \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\sin \theta_1^y & 0 & \cos \theta_1^y & z_{012}^{12} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} x_{12} \\ y_{12} \\ z_{12} \\ 1 \end{vmatrix}, \quad (4.24)$$

де переміщення центру координат системи $O_{12}x_{12}y_{12}z_{12}$, будуть рівні $x_{012} = l(1 - \cos \theta_1^y) / \theta_1^y$; $z_{012} = (l \sin \theta_1^y) / \theta_1^y$.

Переміщення системи координат $O_{23}x_{23}y_{23}z_{23}$ відносно системи $O_{12}x_{12}y_{12}z_{12}$ описується перетвореннями

$$\begin{vmatrix} x_{12} \\ y_{12} \\ z_{12} \\ 0 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta_2^x & -\sin \theta_2^x & l_y \\ 0 & \sin \theta_2^x & \cos \theta_2^x & l_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} x_{23} \\ y_{23} \\ z_{23} \\ 1 \end{vmatrix}, \quad (4.25)$$

де переміщення вузла B_{23} відносно вузла B_{12}

$$\begin{aligned} l_y &= -l(1 - \cos \theta_2^x) / \theta_2^x; \\ l_z &= (l \sin \theta_2^x) / \theta_2^x. \end{aligned} \quad (4.26)$$

Відповідно повне перетворення прийме вигляд: $\vec{r} = M_{13}\vec{r}_{23}$

$$M_{13} = \begin{pmatrix} \cos \theta_y & \sin \theta_x \sin \theta_y & \cos \theta_x \sin \theta_y & l_1 \theta_y^{-1} (1 - \cos \theta_y) + l_2 \theta_x^{-1} \sin \theta_x \sin \theta_y \\ 0 & \cos \theta_x & -\sin \theta_x & l_2 \theta_x^{-1} (1 - \cos \theta_x) \\ \sin \theta_y & \sin \theta_x \cos \theta_y & \cos \theta_x \cos \theta_y & l_1 \theta_y^{-1} \sin \theta_y + l_2 \theta_x^{-1} \sin \theta_x \cos \theta_y \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}, \quad (4.27)$$

де θ_y та θ_x - кутові повороти першого елемента відносно осі Oy та другого відносно осі Ox ; l_1 та l_2 - довжини елементів.

Відповідно, переміщення центру координат системи $O_{23}x_{23}y_{23}z_{23}$

$$\begin{aligned}
x_{023} &= \frac{l}{\theta_1^y} (1 - \cos \theta_1^y) + \frac{l}{\theta_2^x} \sin \theta_2^x \sin \theta_1^y; \\
y_{023} &= \frac{l}{\theta_2^x} (1 - \cos \theta_2^x); \\
z_{023} &= \frac{l}{\theta_1^y} \sin \theta_1^y + \frac{l}{\theta_2^x} \sin \theta_2^x \cos \theta_1^y.
\end{aligned} \tag{4.28}$$

Для секцій, об'єднаних у блоки, блочні перетворення повторюються періодично і, відповідно переміщення крайнього правого вузла $B_{2k,2k+1}$ k -го блоку, що несе гвинтовий елемент визначається

$$\vec{r} = (M_{bl})^j \vec{r}_{2k,2k+1}. \tag{4.29}$$

Аналіз приведених даних показав, що для малих переміщень системи закон зміни поперечних переміщень т. O_{23} носить гармонічний характер.

Для елементів, розташованих на достатній віддалі від приводу ($i \geq 10$), вектор переміщень вузлів $B_{i,i+1}$ розміщується колінеарно вектору згинного моменту. З цього випливає, що на вільних кінцях гнучких шнеків практично відсутня збурююча сила, яка б могла призвести до виникнення суттєвих вібраційних процесів у вільнопідвішених кінцях шнеку чи при їх маніпулюванні в процесі роботи.

Математично переміщення власної системи координат довільного вузла $B_{i,i+1}$ у загальній системі $Oxyz$ описується за допомогою ланцюгових перетворень виду

$$\vec{r} = M_{12} M_{23} M_{34} M_{45} \dots M_{i,i+1} \vec{r}_{i,i+1}. \tag{4.30}$$

Для секцій, об'єднаних у блоки різноорієнтованих елементів приводу робочого органу (в даному випадку по два), при постійних зовнішніх навантаженнях та однакових конструктивних розмірах пластин валу блочні перетворення повторюються періодично $M_{12} M_{23} = M_{34} M_{45} = \dots = M_{2i-1,2i} M_{2i}$.

Відповідно, залежність (4.27) можна представити

$$\vec{r} = \begin{cases} (M_{12}M_{23})^{\frac{i}{2}} r_{i,i+1}, & \text{коли } i - \text{парне} \\ (M_{12}M_{23})^{\frac{i-1}{2}} M_{12} r_{i,i+1}, & \text{коли } i - \text{непарне} \end{cases}. \quad (4.31)$$

Траєкторія траси та відповідно рівняння гнучкого жолоба описуються в нерухомій системі координат $Oxyz$ в параметричній формі, де за незалежний параметр доцільно вибрати біжучу довжину траси l . Параметр l наряду з кутовим параметром θ можуть бути вибраними як незалежні для опису поверхні гнучкого кожуха, рівняння якого прийме вигляд

$$\begin{aligned} x &= x_\tau(l) + \frac{R_{жс} \dot{y}_l \cos(\theta + \theta_0 + \varphi_x - \Delta\varphi_r)}{\sqrt{\dot{y}_l^2 + \dot{z}_l^2}} - R_{жс} \frac{\dot{z}_l \dot{x}_l \sin(\theta + \theta_0 + \varphi_k + \Delta\varphi_r)}{\sqrt{\dot{y}_l^2 + \dot{z}_l^2} \sqrt{\dot{x}_l^2 + \dot{y}_l^2 + \dot{z}_l^2}}; \\ y &= y_\tau(l) + \frac{R_{жс} \dot{x}_l \cos(\theta + \theta_0 + \varphi_x - \Delta\varphi_r)}{\sqrt{\dot{y}_l^2 + \dot{z}_l^2}} - R_{жс} \frac{\dot{y}_l \dot{z}_l \sin(\theta + \theta_0 + \varphi_k + \Delta\varphi_r)}{\sqrt{\dot{y}_l^2 + \dot{z}_l^2} \sqrt{\dot{x}_l^2 + \dot{y}_l^2 + \dot{z}_l^2}}; \\ z &= z_\tau(l) + \frac{R_{жс} \dot{y}_l \dot{z}_l \sin(\theta + \theta_0 + \varphi_x - \Delta\varphi_r)}{\sqrt{\dot{x}_l^2 + \dot{y}_l^2 + \dot{z}_l^2}}, \end{aligned} \quad (4.32)$$

де $\varphi_x = \int_0^l \chi dl$ – кут від кручення χ траси при її складному русі; $\Delta\varphi_r$ – кут, що враховує біжуче зміщення головної нормалі.

Поверхні гвинтових робочих елементів, прикріплених у вузлах $B_{i,i+1}$, задаються у власних системах координат вузла і мають вигляд

$$\vec{r}_{i,i+1} = \rho_i \cos\left(\frac{2\pi z_{i,i+1}}{S} + \omega t + \varphi_{oi}\right) \vec{i} + \rho_i \sin\left(\frac{2\pi z_{i,i+1}}{S} + \omega t + \varphi_{oi}\right) \vec{j} + z_{i,i+1} \vec{k}, \quad (4.33)$$

де ρ_i – незалежний радіальний параметр; S – крок гвинтової поверхні; φ_{oi} – кутове монтажне розміщення гвинтового елемента на валу.

Після перетворень систем координат і приведенням їх до нерухомої системи $Oxyz$, розрахунок процесу транспортування і розподіл навантажень визначається аналогічно випадку стаціонарного нахиленого конвеєра із врахуванням кривизни траси.

За величиною зовнішнього навантаження можна визначити переміщення вузлів $B_{i,i+1}$ та описати поведінку гнучкого гвинтового робочого органу в цілому і кожного його елемента, зокрема використовуючи апарат векторного диференціального числення та методи динамічного розрахунку складних систем.

4.3. Розрахунок траси переміщення вантажів та взаємного розташування агрегатів

Розглянемо загальний випадок розміщення гнучкого гвинтового конвеєра із пружним валом довжиною L . Прийmemo нерухому систему координат $Oxyz$ таким чином, щоб центр координат співпадав із початком гвинтового конвеєра, а вісь Oz розміщувалась за напрямком транспортування в точці O (рис.4.6).

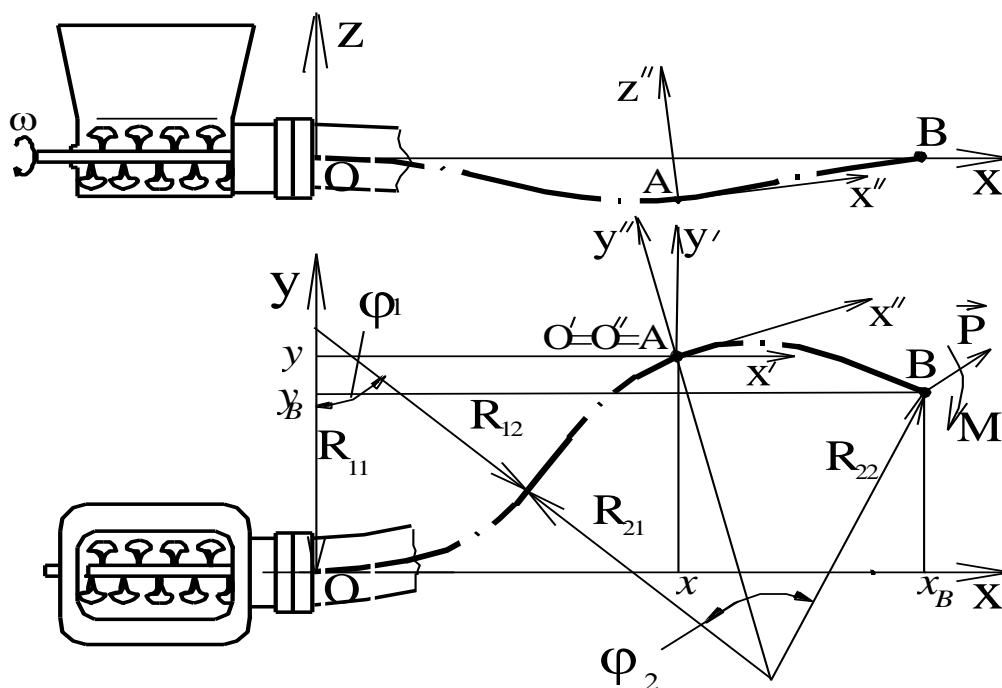


Рис.4.6. Схема для розрахунку траси транспортування

Крім цього, в довільній біжучій точці $A = O' = O''$, розміщеній на осі конвеєра розмістимо змінні системи координат $O'x'y'z'$ та $O''x''y''z''$ таким чином, щоб осі системи $O'x'y'z'$ були направлені паралельно осям $Oxyz$, а вісь $O'y'$ в системі $O'x'y'z'$ - направлена горизонтально, вісь $O'x'$ - за напрямом транспортування.

Розміщення робочого органу задано в параметричній формі

$$x = x(l); y = y(l); z = z(l), \quad (4.34)$$

де l - біжуча довжина траси.

Координати біжучої точки A будуть $A(x, y, z)$, а кінцевої точки B - $B(x_B, y_B, z_B)$. В системі координат $O'x'y'z'$ координати кінцевої точки $B(x_B - x, y_B - y, z_B - z)$ обумовлюються паралельним переносом системи $O'x'y'z'$, що в однорідних координатах опишеться функцією

$$\vec{r} = T\vec{r}', \quad (4.35)$$

де T - матриця паралельного переносу.

Система координат $O''x''y''z''$ утворюється із системи $O'x'y'z'$ поворотом відносно осі $O'y'$ на кут $\alpha'_y = \arccos \sqrt{(\dot{x}^2 + \dot{y}^2) / (\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2)}$ і наступним поворотом відносно осі $O'z'$ на кут $\alpha'_z = \arccos \sqrt{\dot{x}^2 / (\dot{x}^2 + \dot{y}^2)}$, тобто

$$\vec{r}' = R_z R_y \vec{r}'', \quad (4.36)$$

де R_z та R_y - матриці кутових поворотів відносно осей $O'z'$ та $O'y'$.

Зворотнє перетворення систем координат буде мати вигляд

$$\vec{r}'' = [R_z R_y]^{-1} \vec{r}' = R_y^T R_z^T \vec{r}'. \quad (4.37)$$

Відповідно в біжучій системі координат $O''x''y''z''$ точка B з лінійним параметром l опишеться радіусом вектором

$$r_B'' = \begin{pmatrix} \cos \alpha_y \cos \alpha_z & \cos \alpha_y \sin \alpha_z & -\sin \alpha_y & 0 \\ -\sin \alpha_z & \cos \alpha_z & 0 & 0 \\ \sin \alpha_y \cos \alpha_z & \sin \alpha_y \sin \alpha_z & \cos \alpha_y & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_B - x \\ y_B - y \\ z_B - z \\ 1 \end{pmatrix}. \quad (4.38)$$

Зміна траси в процесі транспортування відбувається від дії згинного моменту \vec{M} та зусилля \vec{P} прикладеного на кінці робочої магістралі при його маніпулюванні.

Відповідно, в біжучій точці A сумарний згинний момент буде

$$\vec{M}_\Sigma = \vec{M} + \vec{P}\vec{r}'_B. \quad (4.39)$$

В системі $O''x''y''z''$ він матиме такі складові

$$\vec{M}''_\Sigma = (M_{x''}, M_{y''}, M_{z''}, 1)^T = (R_z R_y)^T \vec{M}_\Sigma. \quad (4.40)$$

Проекція згинного моменту \vec{M}_Σ на площину $y''O''z''$ визначає напрямок бінормалі супутнього трикутника і є розрахунковим значенням для визначення кривизни траси

$$k = \frac{1}{\rho} = \frac{\sqrt{M_{y''}^2 + M_{z''}^2}}{EI}, \quad (4.41)$$

де ρ – радіус кривизни траси в точці A ; EI – приведена жорсткість гнучкого конвеєра.

Проекція вектора \vec{M}_Σ на вісь $O''x''$ визначає кручення траси $\chi = M_{x''} / (GI_k)$, де GI_k – приведена крутильна жорсткість системи. При відомих значеннях k, χ використовуючи залежності Серре-Френе, можна однозначно синтезувати трасу конвеєра.

При транспортуванні матеріалу, окрім керуючих зусиль \vec{P} та \vec{M} , необхідно враховувати складові від ваги робочого органу, сипкого вантажу, привідного моменту на пружному валу та зусиль тертя вантажу до жолоба і робочого органу. Оскільки, розрахункова схема в загальній постановці є надзвичайно складною для аналітичного дослідження, то розглянемо більш простішу модель горизонтального розміщення технологічної траси конвеєра (див. рис.4.6), для якої $z = 0$, $\alpha_y = 0$ і вплив від кручення та перерахованих факторів відповідно не враховується.

Згідно (4.38) радіус-вектор r''_B кінця шнеку в системі координат $O''x''y''z''$, в якій вісь $O''x''$ напрямлена по дотичній до траси визначається

$$\begin{aligned} r''_B = & [(x_B - x) \cos \alpha_z + (y_B - y) \sin \alpha_z] \vec{i} + \\ & + [-(x_B - x) \sin \alpha_z + (y_B - y) \cos \alpha_z] \vec{j}, \end{aligned} \quad (4.42)$$

де $\alpha_z = \arctg \frac{\dot{y}_l}{\dot{x}_l}$.

Вектор зусилля \vec{P} , який розміщений в площині xOy та в системі координат $O''x''y''z''$ набуде значення

$$\vec{P}'' = P_x''\vec{i}'' + P_y''\vec{j}'' = (P_x \cos \alpha_z + P_y \sin \alpha_z)\vec{i}'' + (-P_x \sin \alpha_z + P_y \cos \alpha_z)\vec{j}'', \quad (4.43)$$

де P_x'' і P_y'' відповідають осьовому зусиллю P_{oc} та зусиллю перерізу Q .

Згинний момент від сили P , який направлений по осі Oz

$$M_P = P_x(y_B - y) + P_y(x_B - x). \quad (4.44)$$

Із врахуванням (4.39) та (4.44), а також відомої залежності для кривизни лінії траси диференціальне рівняння розміщення шуканої кривої прийме вигляд

$$\ddot{y}_x = \frac{(1 + \dot{y}_x)^{3/2}}{EI} [(y_B - y)P_x + (x_B - x)P_y + M]. \quad (4.45)$$

При відомих P_x, P_y та M із рівняння (4.45) числовим методом визначається лінія технологічної траси транспортування.

Внаслідок значної податливості гнучкого робочого органу зусилля \vec{P} незначне і суттєве значення при формуванні крутного моменту воно має на значному плечі прикладання \vec{r}_B'' . Тому траєкторію траси у спрощеному вигляді приймаємо як таку, що містить дві ділянки постійної кривизни, де в точці їх з'єднання траса має перегин. Така схема впливає із практичних досліджень подачі матеріалу в задану зону вивантаження.

Нехай робочий орган на ділянці довжиною l_1 закручується на радіус R_1 , а на другій ділянці l_2 – на радіус R_2 (рис.4.6). Повна довжина робочого органу буде $L = l_1 + l_2$. Тоді у векторному вигляді \vec{r}_B буде рівним

$$\vec{r}_B = -\vec{R}_{11} + \vec{R}_{12} - \vec{R}_{21} + \vec{R}_{22}, \quad (4.46)$$

де \vec{R}_{11} , \vec{R}_{12} , \vec{R}_{21} та \vec{R}_{22} - радіуси-вектори, проведені з центра кривизни до початку і кінця відповідно першої та другої ділянки, $|\vec{R}_{11}| = |\vec{R}_{12}| = R_1$, $|\vec{R}_{21}| = |\vec{R}_{22}| = R_2$.

Тоді координати точки B , відповідно, рівні

$$x_B = R_1 \sin \varphi_1 + R_2 \sin \varphi_1 + R_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_1); \quad (4.47)$$

$$y_B = R_1 - R_1 \cos \varphi_1 - R_2 \cos \varphi_1 + R_2 \cos(\varphi_2 - \varphi_1), \quad (4.48)$$

де φ_1 - кут закручування першої ділянки, $\varphi_1 = l_1 / R_1$; φ_2 - кут закручування другої ділянки, $\varphi_2 = l_2 / R_2$.

Із врахуванням того, що $l_2 = L - l_1$

$$\varphi_2 = \frac{L - l_1}{R_2} = \frac{L}{R_2} - \varphi_1 \frac{R_1}{R_2}. \quad (4.49)$$

Припустимо, що радіуси ділянок технологічних магістралей набувають критичних значень $R_1 = R_2 = R_{min}$.

Тоді залежності (4.47) і (4.48) приймуть вигляд

$$x_B = R_{min} \left[2 \sin \varphi_1 + \sin \left(\frac{L}{R_{min}} - 2\varphi_1 \right) \right], \quad (4.50)$$

$$y_B = R_{min} \left[1 - 2 \cos \varphi_1 + \cos \left(\frac{L}{R_{min}} - 2\varphi_1 \right) \right]. \quad (4.51)$$

Змінюючи параметр φ_1 отримуємо графічну залежність, що описує граничну зону обслуговування гнучким шнеком, при якому не перевищується умова допустимого радіуса згину траси R_{min} (рис.4.7). Одинична довжина розмітки площі обслуговування відповідає довжині конвеєра.

Математична границя дальності дії шнека опишеться кривою 1 при $\varphi_1 = 0$ (чи $\varphi_2 = 0$) і зміні радіусу від R_{min} до $R \rightarrow \infty$. Близня границя зони обслуговування задається кривими 2-6 для різних значень допустимих відносних радіусів згину траси $R_s = R_{min} / L$.

При прогині траси замість довжини шнека L вводиться розрахункова довжина рівна $L_p = kL$, де k - коефіцієнт рівний $0,7 \dots 0,8$ в залежності від величини прогину.

З метою запобігання можливих відхилень радіуса траси під час зміни траєкторій та врахування похибок моделі доцільно розрахункове значення мінімально допустимої величини R_{min} , яке визначається в результаті ресурсних випробувань, збільшити на 10...15%.

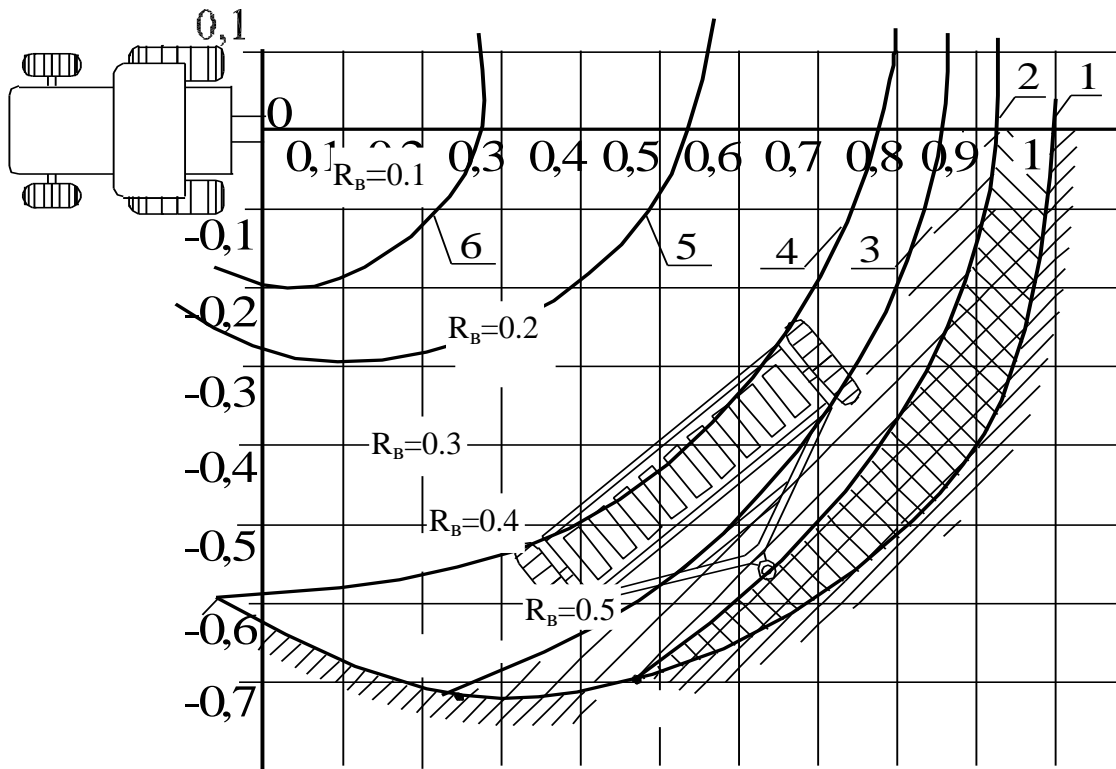


Рис.4.7. Зона обслуговування агрегатів гнучким шнеком

Незважаючи на вказані спрощення, залежності (4.50), (4.51) з достатньою для практичного використання точністю визначають зону обслуговування при завантаженні сільськогосподарських агрегатів сипким матеріалом гнучким гвинтовим конвеєром, робота в якій забезпечує допустимі значення кривизни технологічної траси транспортування. Крім цього, дані залежності можуть використовуватись як достатньо точне наближення для реалізації ітераційного алгоритму розв'язку диференціального рівняння (4.45) і, відповідно, визначення лінії розташування гнучкого гвинтового конвеєра, а також побудови моделі його керування.

4.4. Розрахунок напружено-деформованого стану витого валу

Розглянемо напружено-деформований стан витого валу, виконаного у вигляді крученої пластини з довжиною l , кроком гвинтової поверхні S та розмірами січення $B \times \delta$ (рис.4.8). При його навантаженні крутним моментом T та осьовою силою P в загальному випадку реалізується складний напружено-деформований стан і для довільного виділеного елементарного об'єму рівняння рівноваги має вигляд

$$\begin{aligned} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} &= 0; \\ \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} &= 0; \\ \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} &= 0. \end{aligned} \quad (4.52)$$

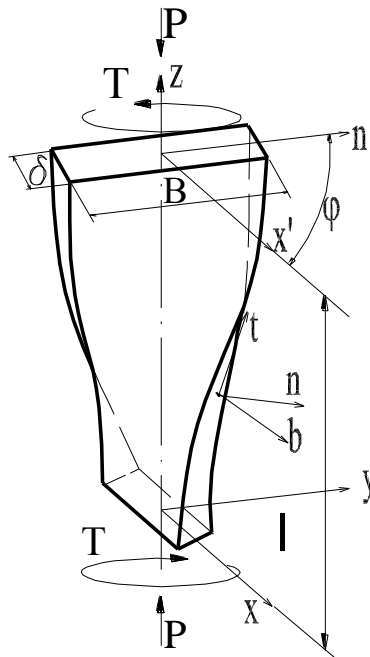


Рис.4.8. Розрахункова схема попередньо закрученого елемента валу

При виконанні валу з тонких закручених пластин із значним співвідношенням сторін поперечного перетину $B/\delta > 10$ напруження в напрямку, перпендикулярному до їх поверхні, можна практично прийняти рівним нулю. В цьому випадку доцільно перейти до розгляду напруженого стану в координатах, орти яких співпадають з ортами супутнього

трикутника: вектор t направлений по дотичній до направляючої гвинтової лінії; вектор n - співпадає із головною нормаллю направляючої; вектор b - в напрямку бінормалі.

Для гвинтової тонкої пластинки система координат перетворюється у спеціальну гвинтову систему координати $Otnb$, що зв'язана із декартовою

$$\begin{aligned} x &= n \cos \left(\frac{t}{\sqrt{n^2 + c^2}} - \frac{bc}{n\sqrt{n^2 + c^2}} \right); \\ y &= n \sin \left(\frac{t}{\sqrt{n^2 + c^2}} - \frac{bc}{n\sqrt{n^2 + c^2}} \right); \\ z &= \frac{ct}{\sqrt{n^2 + c^2}} + \frac{bn}{\sqrt{n^2 + c^2}}, \end{aligned} \quad (4.53)$$

де c - параметр кроку гвинтової стрічки $c=S/(2n)$.

Тангенціальний параметр t поверхні пластинки з біжучим кутом повороту січення φ згідно (4.53) зв'язаний співвідношенням

$$t = \varphi \sqrt{n^2 + c^2}. \quad (4.54)$$

Довжина вибраного елемента l із параметрами φ та c спіралі зв'язана залежністю

$$l = \frac{\varphi}{2\pi} S = \varphi c. \quad (4.55)$$

При навантаженні гвинтового елемента моментом T та осьювою силою P в загальному випадку відбувається його видовження на довжину Δl та поворот на кут $\Delta\varphi$. При цьому відносні видовження $\varepsilon_l = \Delta l/l$ та поворот $\varepsilon_\varphi = \Delta\varphi/\varphi$ будуть постійними по всьому елементу і легко визначаються експериментально. Диференціюванням залежностей (4.54) та (4.55) отримуємо зв'язок між приростами довжини l та кутового параметру φ із зміною координат t та n для малих переміщень

$$dt = d\varphi \sqrt{n^2 + c^2} + \varphi \frac{ndn + cdc}{\sqrt{n^2 + c^2}}; \quad (4.56)$$

$$dl = cd\varphi + \varphi dc. \quad (4.57)$$

Гвинтова поверхня утворюється сімейством гвинтових направляючих ліній, які характеризуються кривизною k та крученням χ

$$k = \frac{n}{n^2 + c^2}; \quad (4.58)$$

$$\chi = \frac{c}{n^2 + c^2}. \quad (4.59)$$

Відповідно, залежність (4.56) можна представити у вигляді

$$\frac{dt}{t} = \frac{d\varphi}{\varphi} + kdn + \chi dc. \quad (4.60)$$

Із врахуванням залежностей (4.55) та (4.57), із (4.60) випливає

$$\frac{dt}{t} = \frac{d\varphi}{\varphi} + kn \frac{dn}{n} + \chi c \left(\frac{dl}{l} - \frac{d\varphi}{\varphi} \right).$$

Рівняння сумісності деформацій для випадку навантаження крученої пластини має вигляд

$$\varepsilon_t - kn\varepsilon_n = \chi c \varepsilon_l + kn\varepsilon_\varphi. \quad (4.61)$$

Рівняння (4.61) при експериментально визначених значеннях відносних осьового видовження ε_l та кутового повороту ε_φ дозволяє встановити простий аналітичний взаємозв'язок між основними компонентами деформації, а саме, відносними нормальною ε_n і тангенціальною ε_t деформаціями.

У гвинтовій системі координат для тонких закручених пластин при осьовому навантаженні реалізується напружено-деформований стан із гвинтовою симетрією, для якого ланцюгові напруження σ_t та σ_n будуть головними, а напруженнями σ_b , τ_{tb} , τ_{nb} , τ_{tn} в першому наближенні можна знехтувати.

Відповідно, рівняння рівноваги для тонких закручених пластин у гвинтовій системі координат має вигляд

$$\frac{\partial \sigma_n}{\partial n} + k(\sigma_n - \sigma_t) = 0. \quad (4.62)$$

Для випадку пружних деформацій зв'язок між девіаторами напружень D_σ і деформацій D_γ у тензорному вигляді має вигляд

$$D_\sigma = 2G D_\gamma, \quad (4.63)$$

де G - модуль зсуву, зв'язаний із модулем пружності E та коефіцієнтом Пуассона ν залежністю $G = E/[2(1+\nu)]$.

У розгорнутому вигляді співвідношення (4.63) прийме вигляд

$$\varepsilon_n = \frac{\sigma_n - \nu\sigma_t}{E}; \quad \varepsilon_t = \frac{\sigma_t - \nu\sigma_n}{E}; \quad \varepsilon_b = \frac{\nu(\sigma_n + \sigma_t)}{E}. \quad (4.64)$$

Із врахуванням (4.61) та (4.64) зв'язок між тангенціальними σ_t та нормальними σ_n напруженнями прийме вигляд

$$\sigma_t = \sigma_n \frac{(\nu+1)n^2 + c^2\nu}{(\nu+1)n^2 + c^2} + E \frac{c^2\varepsilon_l + n^2\varepsilon_\varphi}{(\nu+1)n^2 + c^2}. \quad (4.65)$$

Відповідно, диференціальне рівняння рівноваги (4.62) прийме вигляд

$$\frac{d\sigma_n}{dn} + \frac{(1-\nu)c^2n\sigma_n}{(1+\nu)(n^2+c^2)\left(n^2+\frac{c^2}{1+\nu}\right)} = \frac{En(c^2\varepsilon_l + n^2\varepsilon_\varphi)}{(n^2+c^2)[(\nu+1)n^2+c^2]}. \quad (4.66)$$

Це диференціальне рівняння першого степеня виду: $\frac{d\sigma}{dn} + P(n)\sigma = Q(n)$, розв'язок якого має наступний вигляд

$$\sigma(n) = \frac{1}{\mu(n)} \left[\int Q(n)\mu(n)dn + C \right], \quad (4.67)$$

де C – постійна інтегрування; $\mu(n)$ - інтегруючий множник

$$\mu(n) = e^{\int P(n)dn} = e^{\frac{1-\nu}{1+\nu}c^2 \int \frac{dn^2}{2(n^2+c^2)\left(n^2+\frac{c^2}{1+\nu}\right)}} = e^{\frac{1-\nu}{1+\nu}I_1}. \quad (4.68)$$

Інтеграл I_1 розкладається на складові

$$I_1 = \int P(n)dn = \frac{1-\nu}{2} \int \frac{1}{n^2 + \frac{c^2}{1+\nu}} - \frac{1}{n^2 + c^2} dn =$$

$$= \frac{1-\nu}{2\nu} \left[\ln\left(n^2 + \frac{c^2}{1+\nu}\right) - \ln(n^2 + c^2) \right] = \frac{1-\nu}{2\nu} \ln\left(+ \frac{n^2 + c^2/(1+\nu)}{(n^2 + c^2)^2} \right). \quad (4.68)$$

Отже

$$\mu(n) = \left[\frac{n^2 + c^2/(1+\nu)}{n^2 + c^2} \right]^{\frac{1-\nu}{2\nu}}. \quad (4.70)$$

Розв'язок диференціального рівняння (4.66) із урахуванням (4.70) прийме вигляд

$$\sigma_n = \left[\frac{n^2 + c^2}{n^2 + \frac{c^2}{1+\nu}} \right]^{\frac{1-\nu}{2\nu}} \left[\int \frac{E(\varepsilon_l c^2 + \varepsilon_\varphi n^2)}{(\nu+1)(n^2 + c^2) \left(n^2 + \frac{c^2}{1+\nu} \right) \left(\frac{n^2 + \frac{c^2}{1+\nu}}{n^2 + c^2} \right)^{\frac{1-\nu}{2\nu}}} ndn + C \right]. \quad (4.71)$$

Визначення σ_n за залежністю (4.71) проводиться числовими методами. Для реальних умов проектування гнучких валів виготовлених із пружної сталі, значення коефіцієнта $\nu=0,3$. В цьому випадку є можливість дати наближений розв'язок диференціального рівняння рівноваги, похибка визначення σ_n за яким не буде перевищувати 1%. Представимо (4.71) у вигляді

$$\sigma_n = E \left[\frac{n^2 + c^2}{n^2 + \frac{c^2}{1+\nu}} \right]^{\frac{1-\nu}{2\nu}} \left[\int \frac{\varepsilon_l c^2 + \varepsilon_\varphi n^2}{(n^2 + c^2)^2} k_\nu d(n^2 + c^2) + C \right] =$$

$$= Ek_\nu \left[\frac{n^2 + c^2}{n^2 + \frac{c^2}{1+\nu}} \right]^{\frac{1-\nu}{2\nu}} \left[\varepsilon_\varphi \ln(n^2 + c^2) + \frac{\varepsilon_\varphi - \varepsilon_l}{n^2 + c^2} c^2 + C \right], \quad (4.72)$$

де $k_\nu = \left[\frac{n^2 + c^2 / (1 + \nu)}{n^2 + c^2} \right]^{\frac{1-3\nu}{2\nu}} = 0,97 - 0,98$ - параметр, що практично не

змінюється в межах інтегрування і прийнятий константою.

Враховуючи, що на краю пластин ($n = \pm B/2$) граничні значення $\sigma_n = 0$, кінцева залежність для визначення нормальних напружень прийме вигляд

$$\sigma_n = Ek_\nu \left[\frac{n^2 + c^2}{n^2 + \frac{c^2}{1 + \nu}} \right]^{\frac{1-\nu}{2\nu}} \left[\varepsilon_\varphi \ln \frac{(n^2 + c^2)}{\frac{B^2}{4} + c^2} + \frac{(\varepsilon_\varphi - \varepsilon_l) \left(\frac{B^2}{4} - n^2 \right)}{(n^2 + c^2) \left(\frac{B^2}{4} + c^2 \right)} \right]. \quad (4.73)$$

При відомому σ_n напруження σ_t визначаються за залежністю (4.65).

При навантаженні пружного валу крутним моментом T та осью силою P відбувається перерозподіл між відносними лінійним видовженням ε_l та кутовим поворотом ε_φ таким чином, щоб проекція суми тангенціальних зусиль по площі перетину елемента була рівна осьовому навантаженню

$$P = \delta \int_{-\frac{B}{2}}^{\frac{B}{2}} \frac{\sigma_t c}{\sqrt{n^2 + c^2}} dn. \quad (4.74)$$

Для випадку навантаження валу тільки крутним моментом відносно лінійне видовження становить приблизно $\varepsilon_l = 0.025\varepsilon_\varphi$.

Залежність кутового повороту гнучкого пружного валу одиничної довжини $\theta = \Delta\varphi/l$ від навантаження крутним моментом T визначали експериментально. Результати проведених досліджень представлено у вигляді графічних залежностей на рис.4.9.

Встановлено, що в межах пружних деформацій ця залежність є лінійною, тобто кутова жорсткість валу – величина постійна. Розрахункове значення відносного повороту при відомому θ визначають за співвідношенням $\varepsilon_\varphi = \Delta\varphi/\varphi = \theta c$.

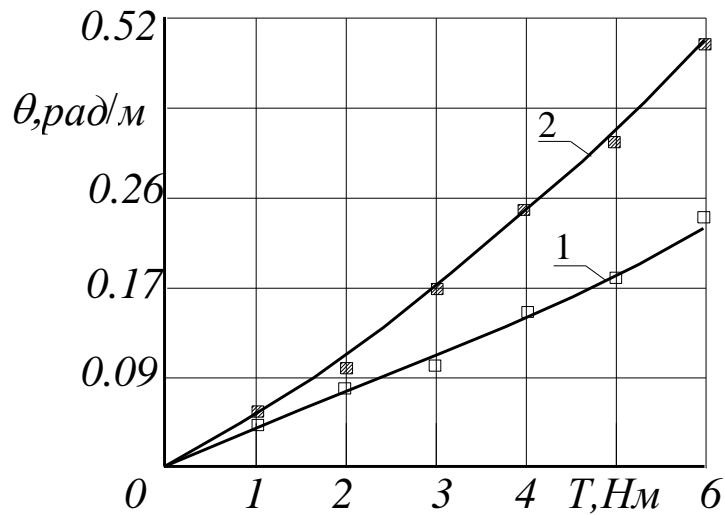


Рис.4.9. Залежність кутового повороту θ валу одиничної довжини, складеного із елементів ($l = 85\text{мм}$, $B = 32\text{мм}$), від крутного моменту T :
1 - $\delta = 1,5\text{мм}$; 2 - $\delta = 1\text{мм}$

На рис.4.10 приведено розподіл тангенціальних та нормальних напружень для двох випадків навантаження валу крутним моментом T , а саме, при можливості вільного осевого зміщення пружного валу і при конструктивному виконанні, що не дозволяє такого зміщення ($\varepsilon_l = 0$).

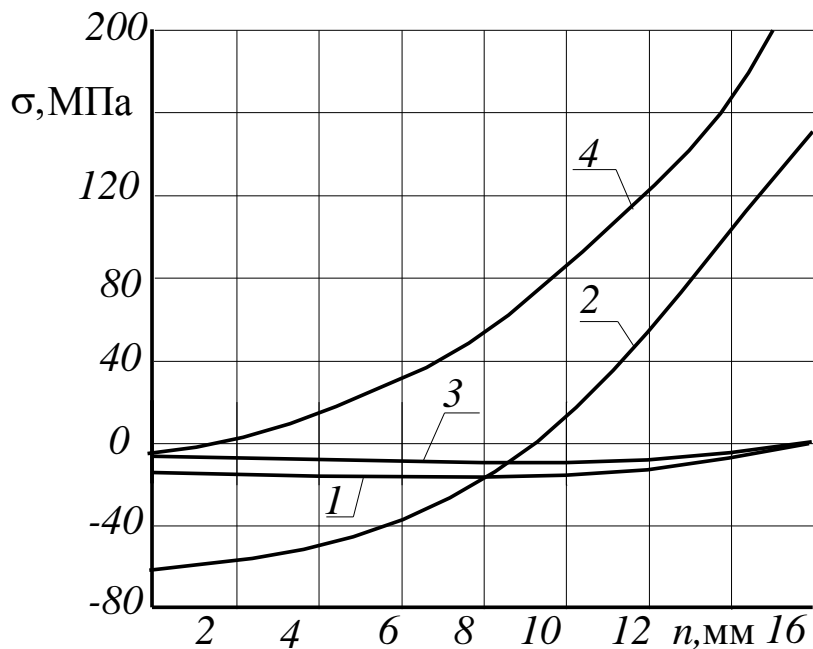


Рис.4.10. Розподіл σ_n та σ_t по ширині пластини для елемента валу розмірами $l = 84\text{мм}$, $B = 32\text{мм}$: 1, 2 - відповідно нормальні σ_n та тангенціальні σ_t напруження при навантаженні вільного валу ($P = 0$; $T = 4,6\text{Нм}$); 3, 4 - теж при неможливості осевого переміщення ($\varepsilon_l = 0$; $T = 4,6\text{Нм}$)

Із графіку видно, що максимальні значення σ_t , що виникають в крайніх точках ($n = B/2$) для першого випадку на 30% менші, ніж у другому.

Встановлено, що несприятливими є режими, для яких закручування валу суміщається з його розтягом, і коли рівень σ_t значно зростає.

Розроблена методика дослідження напружено-деформованого стану та виведені аналітичні залежності для оцінки напружень, які виникають в пружному валі, дозволяють з достатньою для практичних цілей точністю проводити його розрахунки на міцність.

4.5. Визначення продуктивності конвеєра

Для гвинтових конвеєрів із пружним секційно-гвинтовим робочим органом величина зазору ΔL між лопатями менша осьової висоти H лопаті, і кінематику переміщення визначає рух частинок по гвинтовій лопаті, а проходження ними зазору відбувається за рахунок кінетичної енергії частинок вантажу. При цьому існує пряма аналогія з транспортуванням вантажу гвинтовими конвеєрами.

В загальному випадку продуктивність конвеєра з пружним гнучким валом визначається за залежністю

$$Q = 0,25\pi\varphi k_F v_n D_{ж}^2, \quad (4.75)$$

де v_n - опосередкована швидкість потоку; φ - коефіцієнт наповнення конвеєра; $D_{ж}$ - діаметр прохідного січення жолобу; k_F - коефіцієнт, що враховує частку внутрішнього об'єму конвеєра, який займає тяговий орган.

Осьова швидкість транспортування для випадку переміщення вантажу по гвинтовій поверхні

$$v_z = v_{oc} = S(\omega - \omega_g)/(2\pi) = c(\omega - \omega_g), \quad (4.76)$$

де S і c - відповідно крок і параметр кроку гвинтової поверхні, $c = S/(2\pi)$; ω - кутова швидкість робочого органу; ω_g - кутова швидкість вантажу.

Тангенціальна швидкість вантажу при її гвинтовому русі рівна

$$v_{\tau} = \omega_{\rho}, \quad (4.77)$$

де ρ - радіальний параметр.

Спільний розв'язок (4.76) і (4.77) дає співвідношення

$$\frac{v_z}{c\omega} + \frac{v_{\tau}}{\rho\omega} = 1. \quad (4.78)$$

Рівняння (4.78) є рівнянням прямої в системі координат, розміщеної на векторах \vec{v}_z і \vec{v}_{τ} , де вектор швидкості вантажу в його русі по гвинтовій траєкторії з параметрами ρ та $c = S/(2\pi)$ визначається

$$\vec{v} = v_z \vec{e}_z + v_{\tau} \vec{e}_{\tau}. \quad (4.79)$$

Із (4.78) та (4.79) випливає, що годографом вектора швидкості \vec{v} вантажу є пряма, що відтинає на осях, розміщених в поздовжньому та тангенціальному напрямках, відрізки $v_z = c\omega$ і $v_{\tau} = \rho\omega$ (рис.4.11). У випадку, коли частинка вантажу рухається по жолобу конвеєра, то $\rho = D_{жк} / 2$.

Така векторна діаграма може ефективно використовуватись для аналізу складного руху вантажу по гвинтових поверхнях.

Із рис.4.11 видно, що осьова швидкість транспортування рівна

$$v_z = \frac{\omega S}{2\pi} \frac{tg\beta}{(tg\alpha + tg\beta)}, \quad (4.80)$$

де β - кут між вектором рівнодійної швидкості \vec{v} та її тангенціальною складовою \vec{v}_{τ} ; α - кут підйому гвинтової лопаті по зовнішньому краю шнека.

Кут β в загальному випадку змінюється в часі і його величину можна визначити із плану зусиль прикладених до елементарної частинки. В загальному випадку залежність (4.80) можна представити у вигляді

$$v_z = \frac{k_v \omega S}{2\pi} \cos \alpha (\cos \alpha - \mu \sin \alpha), \quad (4.81)$$

де k_v - коефіцієнт осьової швидкості $k_v \leq 1$ ($k_v \approx 1$ для швидкохідних горизонтальних шнеків).

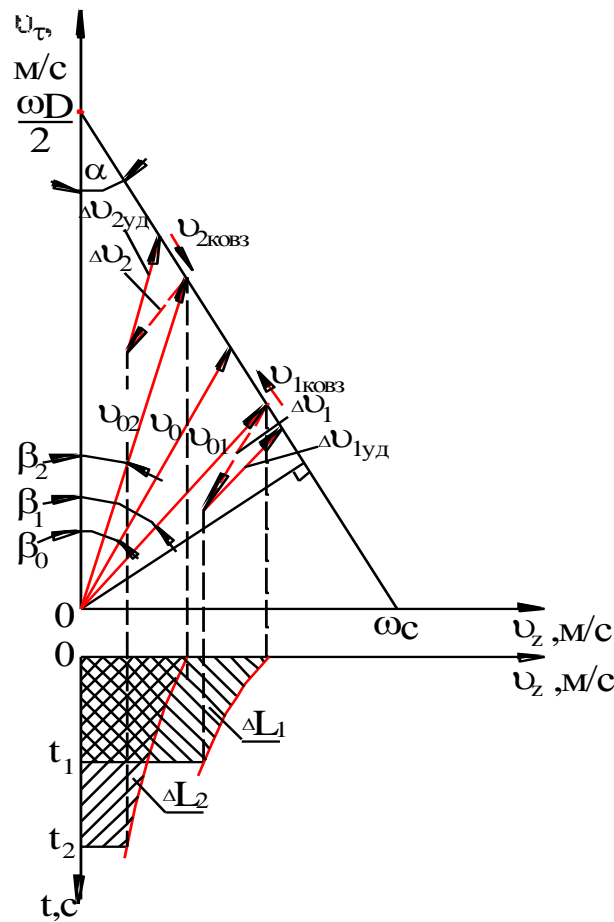


Рис.4.11. Схема до визначення швидкості руху частинки по лопаті (v_{0i}), зміни її в зазорі (Δv_i), та при ударі ($\Delta v_{iуд}$) і ковзанні ($\Delta v_{iковз}$) при зустрічі з наступною лопаттю, а також часу t_i проходження частинкою зазору ΔL між лопаттями.

Для вертикальних та круто нахилених шнеків коефіцієнт k_v залежить від їх швидкохідності $P = \omega^2 D / 2g$ і становить $k_v = 0,3 \dots 0,9$.

Значення мінімального і максимального кутів β , що задають величину значення \vec{v} та \vec{v}_z , визначають за ітераційною залежністю

$$\beta_i = \beta_0 \pm \arcsin \left[\frac{2g \cos(\alpha + \mu + \gamma) \sin^2(\alpha + \beta_{i-1})}{\mu D \omega_{12}^2 \cos^2 \beta_{i-1} \sin^2 \alpha} \right], \quad (4.82)$$

де μ - кут тертя вантажу до поверхні лопаті; γ - кут нахилу робочого органу.

Час, за який частинка чи вантаж знаходиться в контакті з лопаттю, рівний

$$t_{\text{л}} = \frac{L_{\text{л}}}{v_{\text{в}}} = \frac{H}{v_z}, \quad (4.83)$$

де $L_{\text{л}}$ - довжина лопаті, $L_{\text{л}} = H / \sin \alpha$; $v_{\text{в}}$ - відносна швидкість руху частинки по лопаті, $v_{\text{в}} = v_z / \sin \alpha$.

Для визначення часу проходження частинки зазору ΔL розглянемо її рух після відриву від лопаті. В момент відриву від лопаті початкові осьова та тангенціальна швидкості частинки рівні

$$v_{z0} = \frac{\omega S}{2\pi} \frac{\text{tg} \beta_{\theta}}{(\text{tg} \alpha + \text{tg} \beta_{\theta})}; \quad (4.84)$$

$$v_{\tau 0} = \frac{\omega D}{2} \frac{\text{tg} \alpha}{(\text{tg} \alpha + \text{tg} \beta_{\theta})}, \quad (4.85)$$

де β_{θ} - значення кута β в момент сходження частинки з лопаті, кутове розміщення якої рівне θ .

Далі частинка рухається за інерцією по шорсткій поверхні циліндричного жолоба. Диференціальне рівняння руху частинки в цьому випадку описується двома незалежними параметрами – кутовим θ та лінійним z в циліндричній системі координат, і у випадку $\rho = R = \text{const}$ матиме вигляд

$$mR\dot{\theta}^2 = N_{\rho} + G_{\rho}; \quad mR\ddot{\theta} = -\mu \frac{v_{\tau}}{|\vec{v}|} N_{\rho} + G_{\theta};$$

$$m\ddot{z} = -\mu \frac{v_z}{|\vec{v}|} N_{\rho} + G_z, \quad (4.86)$$

де G_{ρ}, G_{θ} та G_z - проекція сили тяжіння на орти системи $O\rho\theta z$, $G_{\rho} = -mg \cos \gamma \sin \theta$; $G_{\theta} = -mg \cos \gamma \cos \theta$; $G_z = -mg \sin \gamma$; m - маса частинки; R - радіус розміщення частинки, $R = D/2$; γ - кут нахилу робочого органу конвеєра до горизонту; θ - кут відліку біжучого параметру від горизонтальної осі $O\rho$.

Виключення N_ρ приводить до системи двох диференціальних рівнянь

$$\frac{m\ddot{z} - G_z}{\dot{z}} = \frac{mR\ddot{\theta} - G_\theta}{R\dot{\theta}} = -\mu \frac{mR\dot{\theta}^2 - G_\rho}{\sqrt{\dot{z}^2 + R\dot{\theta}^2}}. \quad (4.87)$$

Точний розв'язок цієї системи можливий лише числовими методами.

Враховуючи те, що $\dot{z}/(R\dot{\theta}) = \operatorname{tg}\beta$ та $\ddot{z} = d v_z / dt$ диференціальне рівняння руху в проекції на вісь Oz має вигляд

$$m\ddot{z} = -\mu \sin \beta \left(m \frac{\dot{z}^2}{R \operatorname{tg}^2 \beta} + mg \cos \gamma \sin \theta \right) - mg \sin \gamma, \quad (4.88)$$

або

$$\frac{d v_z}{dt} = -\frac{\mu \sin \beta}{R \operatorname{tg}^2 \beta} \left[v_z^2 + g R \operatorname{tg}^2 \beta \left(\frac{\sin \gamma}{\mu \sin \beta} + \cos \gamma \sin \theta \right) \right]. \quad (4.89)$$

Прийнявши $A^2 = \left| g R \operatorname{tg}^2 \beta \left(\frac{\sin \gamma}{\mu \sin \beta} + \cos \gamma \sin \theta \right) \right|$, $B = \frac{\mu \sin \beta}{R \operatorname{tg}^2 \beta}$ як

постійні величини на деякому інтервалі часу Δt , що визначаються опосередкованими значеннями β та θ , в залежності від знаку виразу під модулем отримаємо диференціальне рівняння

$$\frac{d v_z}{v_z^2 + A^2} = -B dt, \quad (4.90)$$

$$\frac{d v_z}{v_z^2 - A^2} = -B dt. \quad (4.91)$$

Перший випадок (4.90) характерний для нахилених конвеєрів, а також описує рух частинки у верхній зоні ($0 \leq \theta \leq \pi$) горизонтального конвеєра. Розв'язок (4.90) дає

$$\begin{aligned} \frac{1}{A} \operatorname{arctg} \frac{v_z}{A} &= -(tB + C); \\ v_z &= -A \operatorname{tg}(ABt - C), \end{aligned} \quad (4.92)$$

де константа C визначається із початкової умови: $t = 0, v_z = v_{z0}$.

$$\text{Відповідно, } v_z = \frac{v_{z0} - Atg(ABt)}{1 + (v_{z0}/A)tg(ABt)}.$$

Тангенціальну складову v_τ швидкості частинки визначаємо із (4.86)

$$\begin{aligned} R\ddot{\theta} &= \frac{dv_\tau}{dt} = \frac{(\ddot{z} + g \sin \gamma - gtg\beta \cos \gamma \cos \theta)}{tg\beta} = \\ &= \frac{\left\{ -B \left[A^2 tg^2 \left(arctg \frac{v_{z0}}{A} - ABt \right) + A^2 \right] + g(\sin \gamma - tg\beta \cos \gamma \cos \theta) \right\}}{tg\beta}. \end{aligned} \quad (4.93)$$

Відповідно, інтегруванням отримуємо залежність шляху Δz та кута повороту $\Delta\varphi$ частинки у її вільному переміщенні

$$\begin{aligned} \Delta z &= \int_0^{\Delta t} Atg \left(arctg \frac{v_{z0}}{A} - ABt \right) dt = \\ &= \frac{1}{B} \left[\ln \left| \cos \left(AB\Delta t - arctg \frac{v_{z0}}{A} \right) \right| - \ln \left| \cos \left(arctg \frac{v_{z0}}{A} \right) \right| \right] = \end{aligned} \quad (4.94)$$

$$= \frac{1}{B} \ln \left| \frac{\cos \left(arctg \frac{v_{z0}}{A} - AB\Delta t \right)}{\cos \left(arctg \frac{v_{z0}}{A} \right)} \right|;$$

$$\Delta\varphi = \int_0^{\Delta t} \frac{v_\tau}{R} dt. \quad (4.95)$$

Частинка захоплюється наступною лопаттю тоді, коли вона проходить шлях, який більший ніж зазор між лопатями: $\Delta z \geq \Delta L$. У граничному випадку це шлях до повного зменшення осьової швидкості, тобто $v_z = 0$

$$\Delta t = \frac{1}{AB} arctg \frac{v_{z0}}{A}. \quad (4.96)$$

Відповідно, умова захвату частинки

$$\Delta z = \frac{1}{B} \ln \frac{1}{\cos\left(\operatorname{arctg} \frac{v_{z0}}{A}\right)} \geq \Delta L. \quad (4.97)$$

Другий випадок (4.91) характерний для руху частинки у нижній зоні горизонтальних та низьконахилених ($\gamma < 15^\circ$) конвеєрів при $\pi < \theta < 2\pi$.

Розв'язок (4.91) для $v_z > A$ дає: $\operatorname{arth} \frac{A}{v_z} = -Bt + C_1$.

Звідки

$$v_z = \frac{A}{\operatorname{th}(C_1 - Bt)}, \quad (4.98)$$

де $C_1 = \operatorname{arth}(A/v_{z0})$.

Для $v_z < A$, відповідно, $\operatorname{arth} \frac{v_z}{A} = -Bt + C_2$, звідки

$$v_z = A \operatorname{th}(C_2 - Bt), \quad (4.99)$$

де $C_2 = \operatorname{arth}(v_{z0}/A)$.

Подальше визначення параметрів руху по трасі проводиться аналогічно до першого випадку.

Зміна осьової v_z і колової v_τ складових швидкості, а також залежність шляху z від часу t у вільному русі в зазорі для горизонтального ($\gamma = 0$) та нахиленого ($\gamma = 30^\circ$) конвеєрів з діаметром прохідного січення $D = 0,1\text{ м}$, частотою обертання робочого органу $\omega = 60\text{ с}^{-1}$, кутом нахилу лопаток $\alpha = 25^\circ$, коефіцієнтом зовнішнього тертя $\mu = 0,4$ із початковим значенням $\theta = \pi/2$ показано на рис.4.12.

Характер зміни швидкості частинки в зазорі можна прослідкувати на діаграмі (див. рис.4.11) (для граничних випадків горизонтального чи нахиленого шнеків) при відриві частинки у верхній точці жолоба ($i = 1$) та нижній ($i = 2$).

Для гвинтових конвеєрів із порівняно незначною кутовою швидкістю робочого органу ($\omega < 500\text{ об/хв}$) зміна параметру $\operatorname{tg}\beta = v_z/v_\tau$ та кута θ на інтервалі Δt можуть бути суттєвими. Тоді значення величини переміщення і траєкторія руху частинки визначається покровоко:

- на першому етапі задаються n проміжків часу з інтервалом $\Delta t_i = \Delta t_0$;
- на початку першого проміжку граничні умови задаються

параметрами сходження частинки з гвинта;

- визначаються швидкості v_{z1} і $v_{\tau1}$ та переміщення Δz_1 і $\Delta \varphi_1$ в кінці першого інтервалу;

- визначаються граничні значення для початку другого інтервалу $\operatorname{tg}\beta_{20} = v_{z1}/v_{\tau1}$, $\theta_{20} = \theta_{10} + \Delta\varphi_1$;

- аналогічним чином визначаються швидкості та переміщення для інших інтервалів.

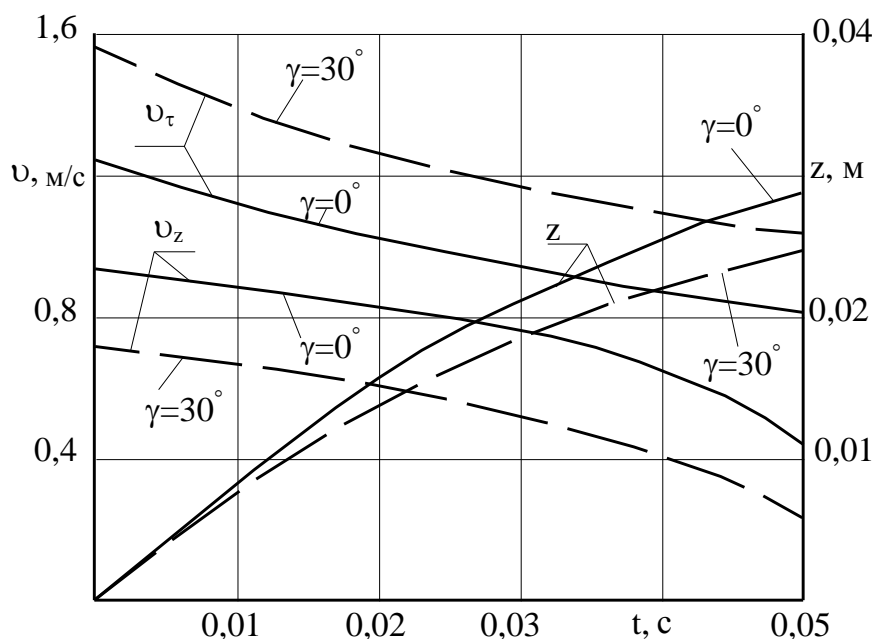


Рис.4.12. Графіки зміни осьової v_z та колової v_τ швидкості та шляху z частинки в зазорі від часу t

Визначивши значення середньої осьової швидкості в зазорі $v_{zc} \approx (v_{z0} + v_{z\Delta})/2$, визначаємо час проходження частинкою зазору

$$\Delta t_3 = \frac{\Delta L}{v_{zc}}. \quad (4.100)$$

Тоді середня швидкість транспортування визначається

$$v = \frac{H + \Delta L}{t_n + t_3} = v_z \left(1 + \frac{\Delta L}{H} \right) / \left[1 + \frac{2\Delta L}{H(1 + v_z/v_\tau)} \right]. \quad (4.101)$$

При найбільш несприятливому випадку, коли $v_{z\Delta} \approx 0$

$$\bar{v} = \bar{v}_z \left(1 + \frac{\Delta L}{H} \right) / \left(1 + \frac{2\Delta L}{H} \right) = k_\Delta \bar{v}_z, \quad (4.102)$$

де k_{Δ} - коефіцієнт впливу зазору на зміну осьової швидкості, $(H + \Delta L)/(H + 2\Delta L) \leq k_{\Delta} \leq 1$.

Відповідно, продуктивність секційного конвеєра

$$Q = 0,25 \varphi k_F k_v k_{\Delta} \omega D_{ж}^2 S \cos \alpha (\cos \alpha - \mu \sin \alpha). \quad (4.103)$$

Кут нахилу гвинтової лінії (підйому лопаті) доцільно вибирати із умови максимуму осьової швидкості на трасі із врахуванням провисання конвеєра у просторі.

На основі проведених досліджень встановлено, що при навантаженні П-подібних валів крутним моментом та осьовою силою проходить як осьове закручування пластин, так і їх кутове зміщення відносно осі шнека і приблизно рівне куту згину полицок. Радіальне переміщення лопастей при цьому не перевищує 1..2% від діаметру шнека. При навантаженні валів із П-подібних пластин напруження досягають найбільшого значення в місцях заокруглення пластин. Кутова жорсткість буде найбільшою у валів, складених із кручених пластин і найменшою у валів із П-подібних пластин. Вал складений із рівновеликих пружних елементів, має добрі ізотропні властивості при різному напрямку згину і при їх роботі практично відсутні вібраційні процеси.

Встановлено, що зона обслуговування сільськогосподарських агрегатів завантажувальним блоком без зміни їх взаємного розміщення прямопропорційна квадрату довжини L конвеєра та функціонально зв'язана з допустимим радіусом кривизни траси, раціональне значення якого знаходиться у межах $R_{min} = 0,2 \dots 0,3L$.

Для валів із крученими елементами максимальні сумарні напруження виникають у найбільш віддалених від осі точках. При цьому домінуючими будуть напруження розтягу, величина яких збільшується із збільшенням ширини пластини та зменшенням кроку (довжини) пластини.

Встановлено, що зміна проміжків (між лопатями) в межах 0 – 30мм суттєво не впливає на характер гвинтового переміщення вантажу у жолобі. Зміна осьової швидкості визначається співвідношеннями ширини проміжку та відстані між лопатями. Стабільний процес перевантаження реалізується при кутах нахилу лопаті $12^{\circ} \dots 20^{\circ}$ та кутовій швидкості від $50 \dots 70 \text{ c}^{-1}$.

РОЗДІЛ 5

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ РОБОЧОГО ОРГАНУ ГНУЧКОГО ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА З АВТОНОМНИМ ПРУЖНИМ КУЛЬКОВИМ ЗАЧЕПЛЕННЯМ ШАРНІРНИХ СЕКЦІЙ

5.1. Конструктивна схема робочого органу та стендове обладнання для проведення експериментальних досліджень

На основі принципової схеми секційного шарнірного валу (рис.2.1) розроблена конструкція робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра з автономним пружним кульковим зачепленням шарнірних секцій (рис.5.1). Він містить секції спіралей, торцеві поверхні яких шарнірно взаємопов'язані між собою. Кожна секція виконана у вигляді пари торцевих шайб 1 з'єднаних прутками 2, до яких жорстко закріплене гвинтове ребро 3. Між сусідніми секціями встановлена проміжна шайба 4, в якій виконано чотири отвори, рівномірно розташованими в коловому напрямку. В торцевих шайбах діаметрально протилежно виконано два отвори, в яких розташовані кульки 5, котрі з іншої сторони встановлені у парі отворів проміжних шайб, причому лінії, що з'єднують центри отворів сусідніх торцевих шайб, розташовані взаємно перпендикулярно. Секції гвинтових спіралей підтиснуті між собою автономним пружним механізмом, який виконано у вигляді центрального стержня 6 з фланцем 7. Стержень встановлено в центральному отворі проміжної шайби, а з внутрішньої сторони сусідніх торцевих шайб розташовані пружини 1, величина деформації яких регулюється натискною шайбою 9 і гайками 10. Торцеві шайби встановлені із зазором по відношенню до центрального стержня. Як варіант, між отворами проміжної шайби та отворами торцевих шайб встановлені ступінчаті антифрикційні втулки 11.

В процесі роботи гвинтовий робочий орган, який розташований в еластичному кожусі (на рисунку не зображено), обертаючись, транспортує сипкий матеріал в зону вивантаження. Оскільки пари кульок, які пов'язують торцеві та проміжну шайби, розташовані взаємоперпендикулярно, то це забезпечує відносні повертання гвинтових секцій при транспортуванні сипких матеріалів по криволінійних трасах.

Наявність пружних механізмів стискання кулькових зачеплень виключає можливість появи люфтів в процесі припрацювання пар тертя, що забезпечує плавність передачі крутного моменту і відповідно підвищення довговічності робочого органу.

Для зменшення сил тертя в шарнірних парах можуть бути застосовані антифрикційні втулки.

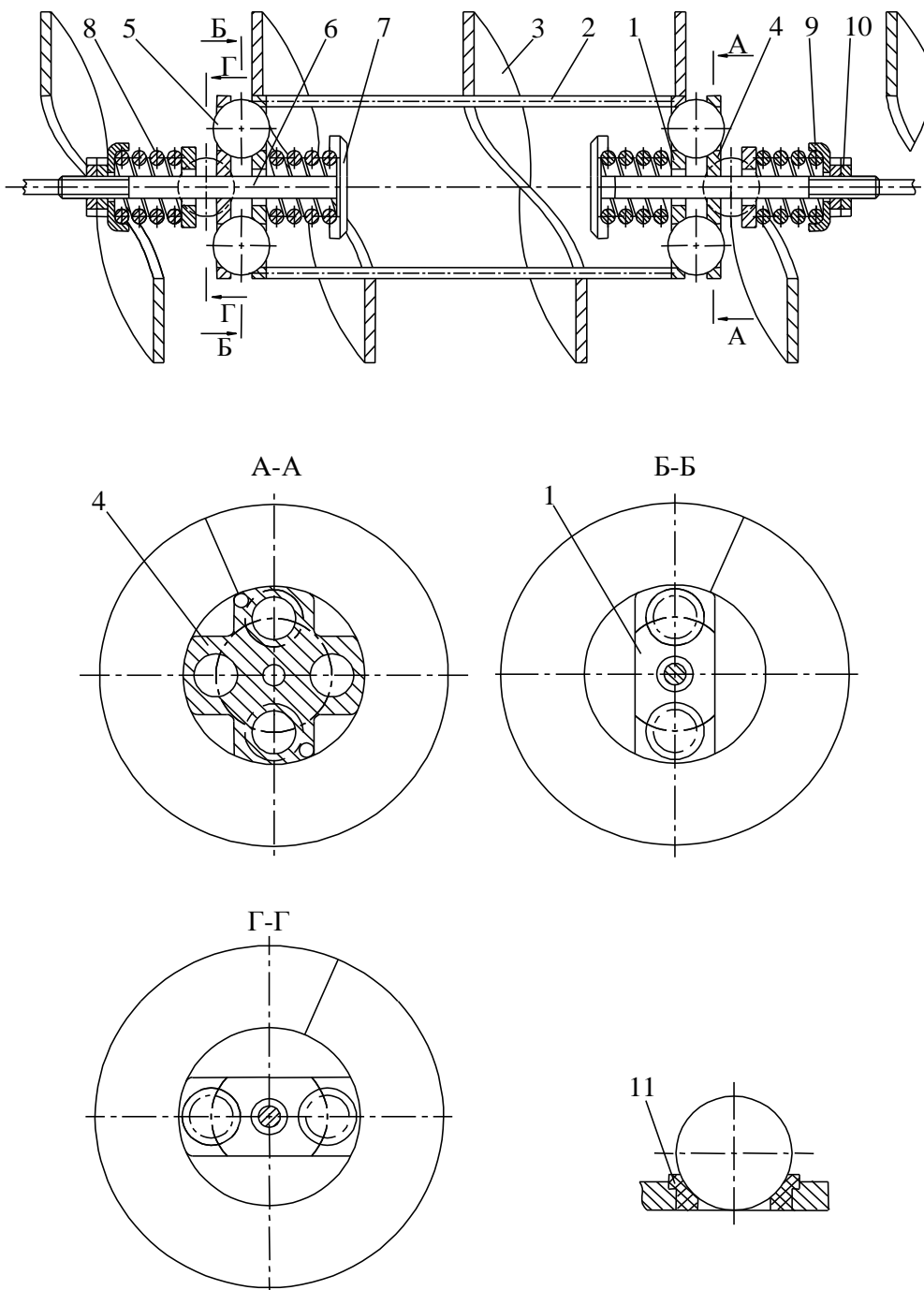


Рис.5.1. Конструктивна схема робочого органу гвинтового конвеєра

Загальний вигляд шарнірного робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра зображено на рис.5.2.

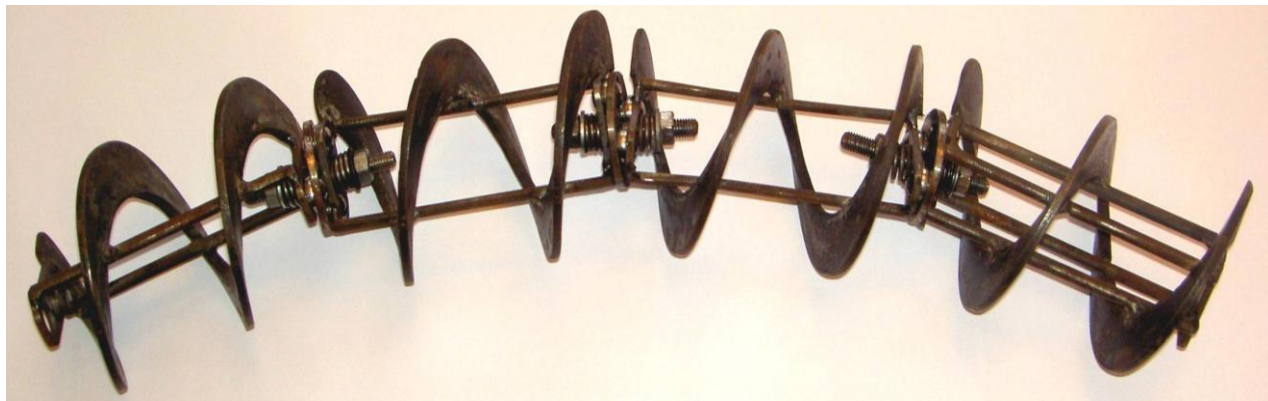


Рис.5.2. Загальний вигляд робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра

Для проведення експериментальних досліджень застосовувалось, як стандартне стендове обладнання, так і спеціальна установка на базі розробленого перевантажувального патрубку гнучкого гвинтового конвеєра. На даній установці проводились дослідження функціональних, експлуатаційних та енергетичних параметрів розробленого гвинтового робочого органу з шарнірним кріпленням окремих секцій.

Технологічні магістралі, всередині яких розташовується розроблений гвинтовий робочий орган, виконаний у вигляді окремих секцій, компонуються з перевантажувальним патрубком.

Перевантажувальний патрубок стенда для дослідження робочих органів гвинтового конвеєра (рис.5.3) містить завантажувальну і розвантажувальну магістралі, виконані у вигляді кожухів 7 і 4 та паралельно встановлених у них завантажувальної 8 і вивантажувальної 5 робочих спіралей шнеків. Останні відповідно закріплені на приводних валах 9 і 6, котрі 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. Приводні вали розташовані у горизонтальній площині, причому на валу 9 закріплені радіальні плоскі пластини 10, а з іншої сторони встановлено сектор спіралі шнека 11, напрямок навивання якої є протилежним до робочої завантажувальної спіралі шнека 8.

Вивантажувальна спіраль шнека 5 у перевантажувальному патрубку встановлена у напрямній циліндричній трубі 12, в якій зі сторони радіальних плоских пластин виконано клиноподібний виріз 13.

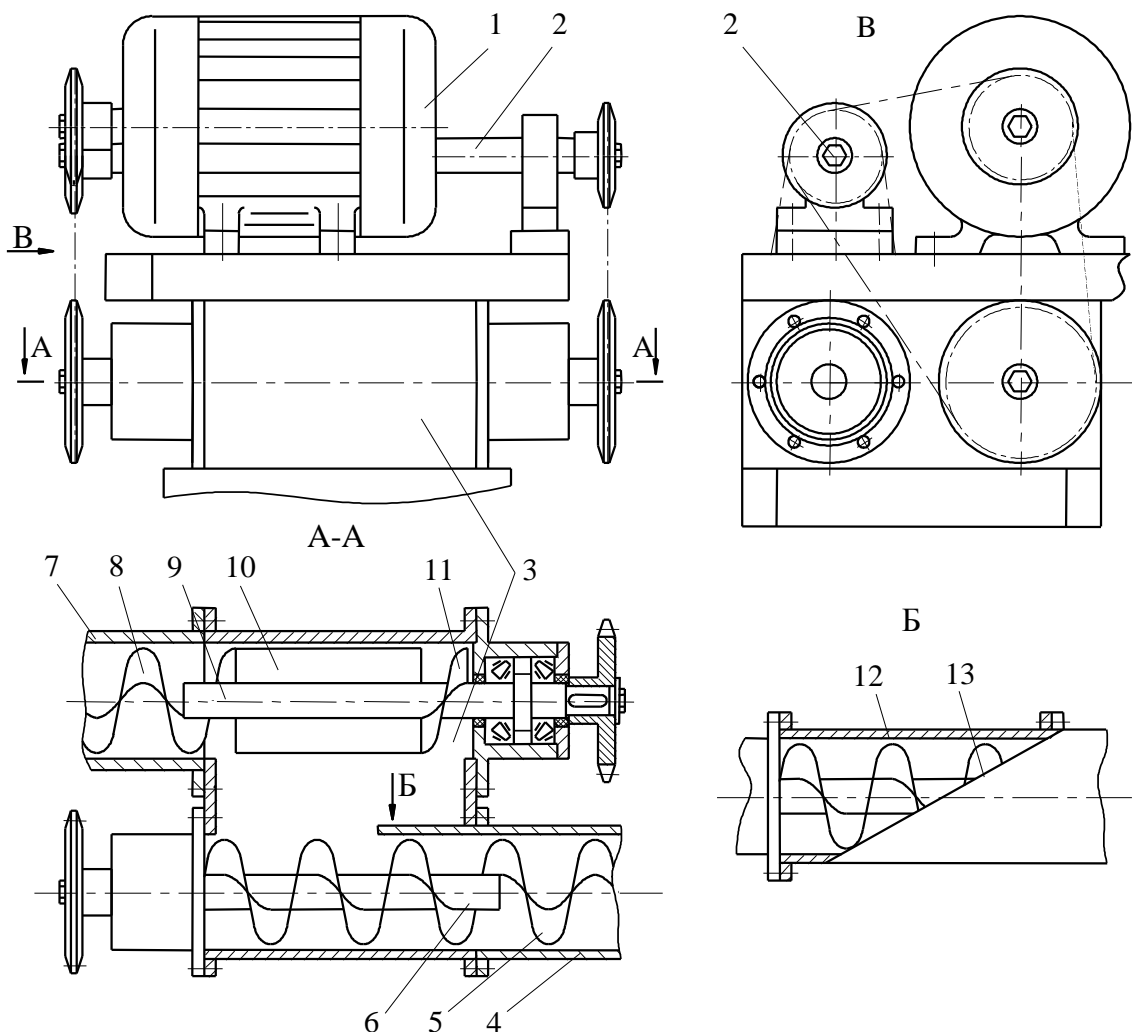


Рис.5.3. Перевантажувальний патрубок стенда для дослідження робочих органів гвинтового конвеєра

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 в кожусі в сторону перевантажувального патрубка. Оскільки приводні вали розташовані у горизонтальній площині, то передача матеріалу на вивантажувальну магістраль здійснюється радіальними плоскими пластинами. Для виключення забивання завантажувальної магістралі на валу 9 встановлено сектор спіралі шнека з оберненим напрямком навівання до основної 8. Це забезпечує зведення всієї маси сипкого

матеріалу на радіальні плоскі пластини. Далі сипкий матеріал потрапляє на розвантажувальну робочу спіраль шнека, яка, зтягуючи його в клиноподібний виріз труби 12, переміщає по кожуху в зону вивантаження.

Наявність клиноподібного вирізу забезпечує поступовий вхід матеріалу в циліндричну трубу, яка переходить в кожух 4, що сприяє зменшенню пошкодження сипкого матеріалу.

Розташуванням приводних валів у горизонтальній площині із застосуванням радіальних плоских пластин та прямої циліндричної труби з клиноподібним вирізом забезпечується гарантована передача сипкого матеріалу із завантажувальної магістралі на вивантажувальну в горизонтальній площині, що сприяє підвищенню надійності роботи конвеєра при загальному зниженні енерговитрат.

У випадку виникнення заторів завантажувальна магістраль може розташовуватись над вивантажувальною у вертикальній площині. Це забезпечить гарантоване пересипання сипкого матеріалу в зоні перевантажувального патрубку, однак дещо зростуть енерговитрати, оскільки, перед самопливним перетіканням матеріалу із завантажувальної магістралі на вивантажувальну матеріал необхідно підняти на висоту, яка визначається міжосьовою відстанню приводних валів робочих органів в межах перевантажувального патрубку.

Загальний вигляд гнучкого гвинтового конвеєра з перевантажувальним патрубком зображено на рис.5.4.

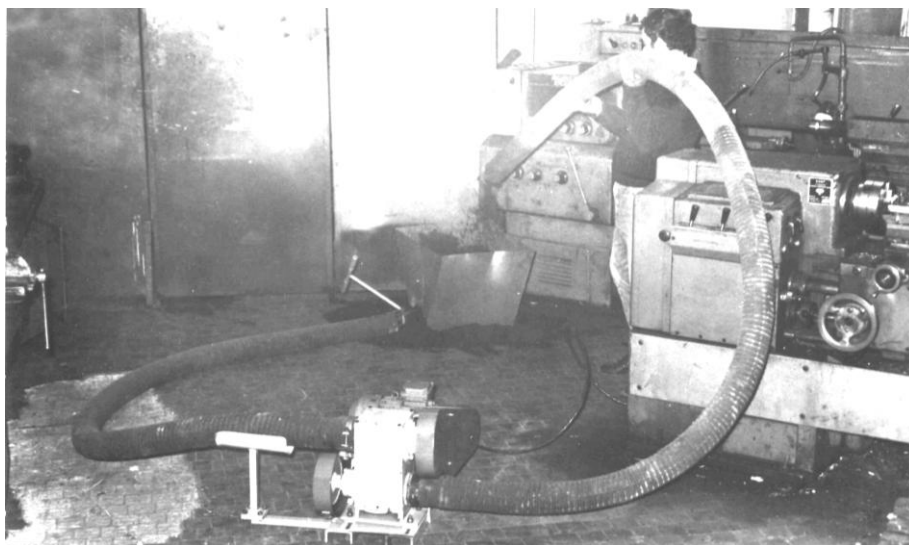


Рис.5.4. Загальний вигляд гнучкого гвинтового конвеєра з перевантажувальним патрубком

5.2. Результати експериментальних досліджень з визначення силових параметрів конвеєра від розташування технологічних магістралей

Оскільки програмою експериментальних досліджень передбачено визначення взаємозв'язку між конструктивними та силовими параметрами окремих гвинтових секцій, їх елементів та шарнірних з'єднань несучих валів, то в якості базової експериментальної установки було вибрано розривну машину Р5. На даній машині проводились експериментальні дослідження з визначення силових параметрів, як окремих кулькових шарнірних з'єднань, так і самих гвинтових секцій. В процесі проведення експерименту кінці дослідних зразків закріплювали в цапфах машини, а далі їх навантажували в коловому напрямку.

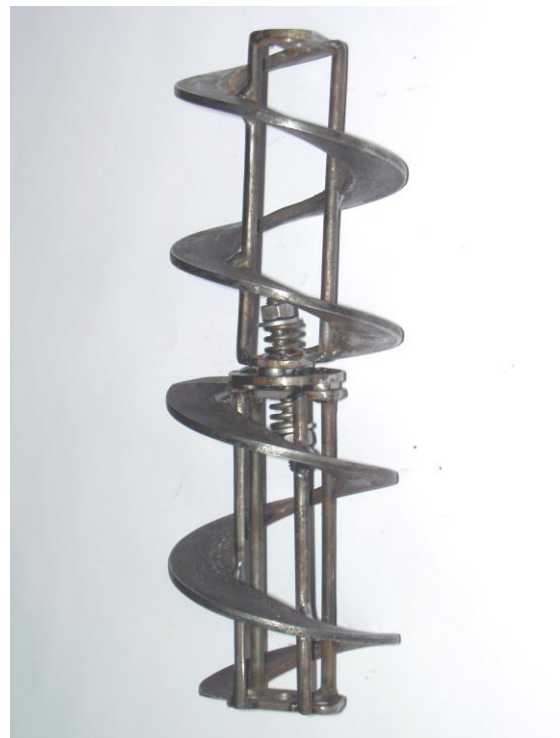
Було виготовлено три варіанти експериментальних зразків: дві одинарних гвинтових секції відповідно з двома та чотирма поздовжніми прутками, а також частина робочого органу, виконаного із двох секцій, які сполучені між собою шарнірним пружним елементом. Фотографії вищенаведених експериментальних зразків відповідно зображено на рис.5.5 а, б, в.



а



б



в

Рис.5.5. Загальний вигляд зразків секцій гвинтового робочого органу:
а – секція з двома поздовжніми прутками; б – секція з чотирма поздовжніми прутками; в – дві секції, сполучені між собою шарнірним пружним елементом.

Виготовлені секції мали наступні конструктивні параметри: зовнішній діаметр спіралі $D = 96\text{мм}$; ширина спіралі $B = 25\text{мм}$; товщина спіралі $t = 5\text{мм}$; довжина секції $L = 120\text{мм}$; діаметр повздовжнього прутка $\alpha = 6\text{мм}$; міжцентрова відстань між парами діаметрально розташованих кульок $W = 30\text{мм}$.

Загальний вигляд розривної машини Р5 з дослідним зразком гвинтової секції зображено на рис.5.6.

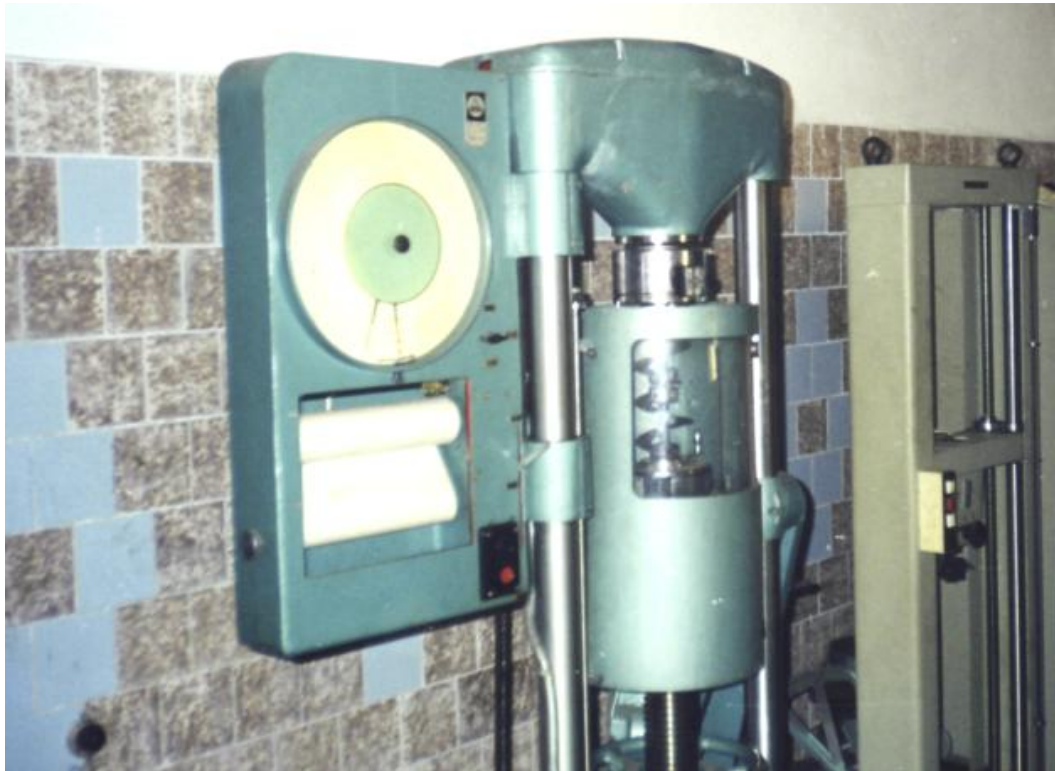


Рис.5.6. Розривна машина Р5 з дослідним зразком гвинтової секції

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.

За результатами проведених експериментальних досліджень побудовані графічні залежності крутного моменту для одної секції та сполучених секцій від кута закручування торцевих елементів, які зображені на рис.5.7.

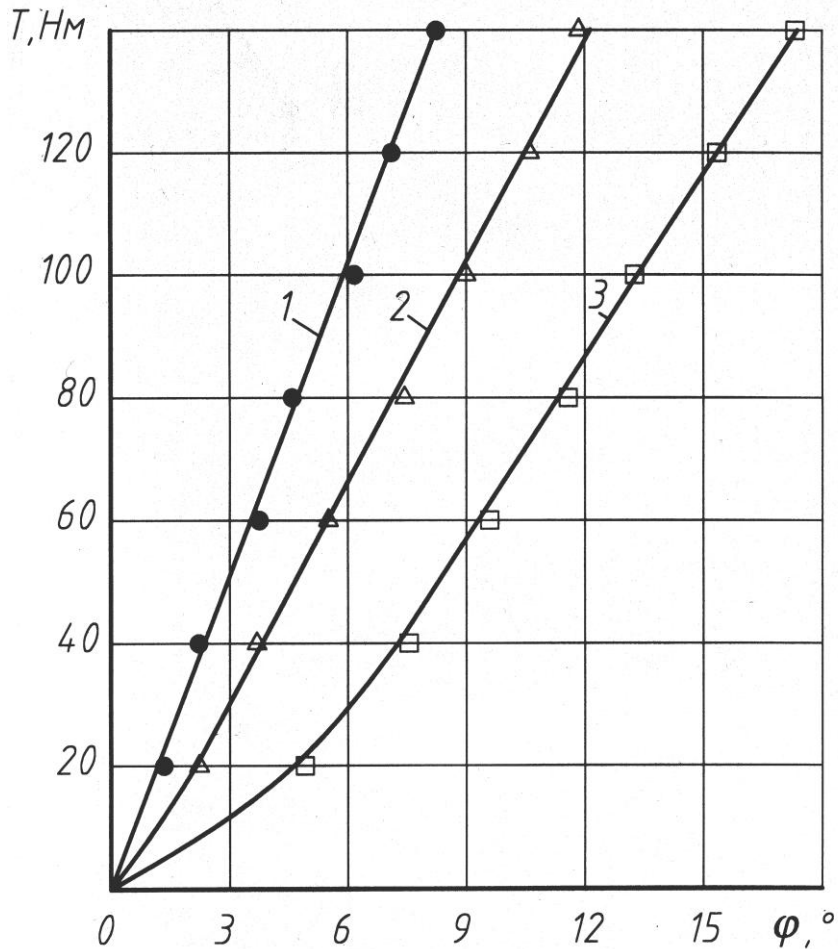


Рис.5.7. Графічні залежності крутного моменту T для гвинтових секцій від кута закручування φ їх торцевих поверхонь: 1 – секція з чотирма поздовжніми прутками; 2 – секція з двома поздовжніми прутками; 3 – дві секції з двома поздовжніми прутками, сполучені між собою пружним елементом.

З їх аналізу можна зробити висновок, 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.

Криволінійний характер $T = f(\varphi)$ в межах до 40...50Нм 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 $T > 50\text{Нм}$ крива $T = f(\varphi)$ переходить в чітко виражену лінійну залежність.

Також встановлено, що для складених секцій зростання крутного моменту понад 150Нм призводить до появи залишкових деформацій на секційних елементах.

Для кулькового шарнірного зачеплення визначали критичний момент, при якому відбувався вихід кульок із зачеплення з лунками від різних параметрів елементів зачеплення.

Експериментальні дослідження з визначення впливу висоти піднімання матеріалу h та радіусу кривизни технологічної магістралі R_k на величину крутного моменту T на приводі конвеєра проводились на експериментальній установці, описаній в підрозділі 5.1 (рис.5.4).

В якості сипких матеріалів застосовувались сіль та зерно, а частота обертання робочого органу не змінювалась, її значення становило 520 об/хв.

За результатами експериментальних досліджень побудовано графічні залежності величини крутних моментів на приводі робочого органу від висоти h переміщення матеріалу (рис.5.8) та від радіуса кривини R_k технологічної магістралі (рис.5.9) при різних компоновках робочого органу.

З метою встановлення впливу розташування спіралі шнека як неперервної або перервної гвинтової лінії на величину енерговитрат (в даному випадку при встановленій величині крутного моменту та частоті обертання робочого органу визначається потужність) шарнірний робочий орган був виконаний у двох варіантах: гвинтові ребра встановлювались на кожній секції та через секцію.

Встановлено, що для залежностей $T = f(h)$ крутний момент на привод робочого органу, в якому гвинтові ребра закріплені на кожній секції (графіки 1, 2), перевищує на $13,5\% \dots 35,5\%$ крутний момент на привод робочого органу конвеєра, де гвинтові ребра закріплені через секцію (графіки 1', 2'). В той же час для $T = f(R_k)$ аналогічне значення становить $17,1\% \dots 31,2\%$.

Таким чином, при сталій частоті обертання робочого органу енерговитрати суттєво зростатимуть при встановленні гвинтових ребер через секцію, що є недоцільно.

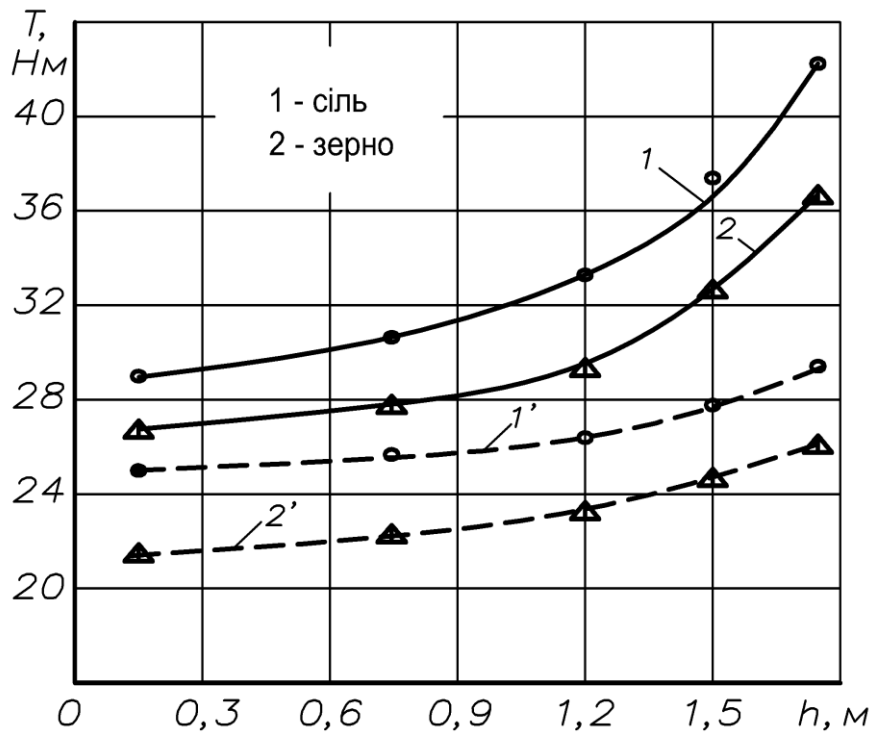


Рис.5.8. Залежність крутного моменту T на робочому органі від висоти h переміщення матеріалу при $n = 520$ об/хв.

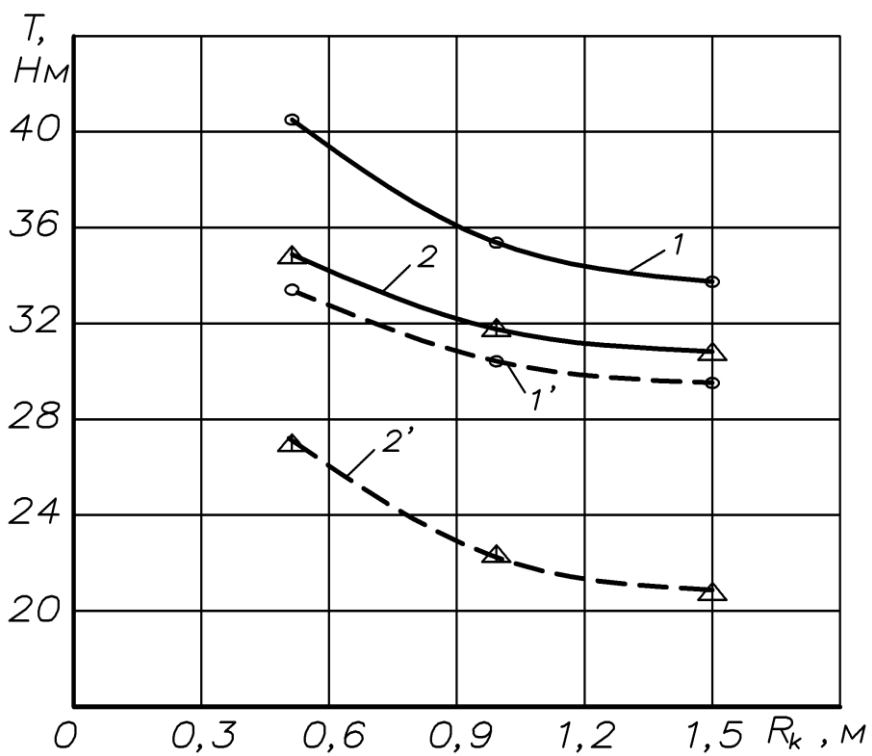


Рис.5.9. Залежність крутного моменту T на робочому органі від радіуса кривини R_k технологічної магістралі при $n = 520$ об/хв.

РОЗДІЛ 6

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ШАРНІРНО-ТРОСОВОГО ГВИНТОКРИЛО-ШАЙБОВОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ ГНУЧКОГО ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА

6.1. Компонувальна схема робочого органу та стендове обладнання для проведення експериментальних досліджень

На основі конструктивної схеми робочого органу (рис.3.1) розроблено компоновку його ділянки з тросом, який забезпечує натяг гвинтокрилих шайб (рис.6.1). Механізм натягу гвинтокрилих шайб містить центральну фланцеву втулку 1, всередині якої встановлений трос 2. На зовнішній різьбовій поверхні фланцевої втулки розташовані гайка 4 і контргайка 3, які підтискають виту пружину 5 в сторону гвинтових секцій 6. З протилежної сторони до торця фланцевої втулки через три точкове болтове з'єднання кріпиться фіксуєчий диск 7, причому на торцевій поверхні фіксуєчого диска виконані кільцеві канавки 8. Між болтовими з'єднаннями диска і фланцевої втулки розташовані розплетені жилки троса, які надійно затиснуті між торцями, що мають рифлену поверхню.

Процес складання робочого органу відбувається наступним чином. Попередньо фіксують розплетені кінці тросу між диском і фланцевою втулкою, максимально можливо натягуючи трос. Гайка і контргайка, при цьому, розташовуються біля фланця втулки. Далі обертанням гайки відбувається деформація пружини, яка стискає між собою гвинтові секції.

Необхідно відмітити, що кількість витків пружини доцільно виконувати максимальною, оскільки при розтягуванні тросу від навантаження на робочий орган при транспортуванні матеріалу і, як наслідок, збільшенні довжини пружини сила натягу суттєво змінюватись не повинна, так як даний фактор, що впливає на крутний момент, який передає робочий орган, є домінуючим.

Для дослідження функціональних і експлуатаційних параметрів розробленого робочого органу спроектований і виготовлений експериментальний стенд, кінематична схема вузлів приводу якого зображена на рис.6.2.

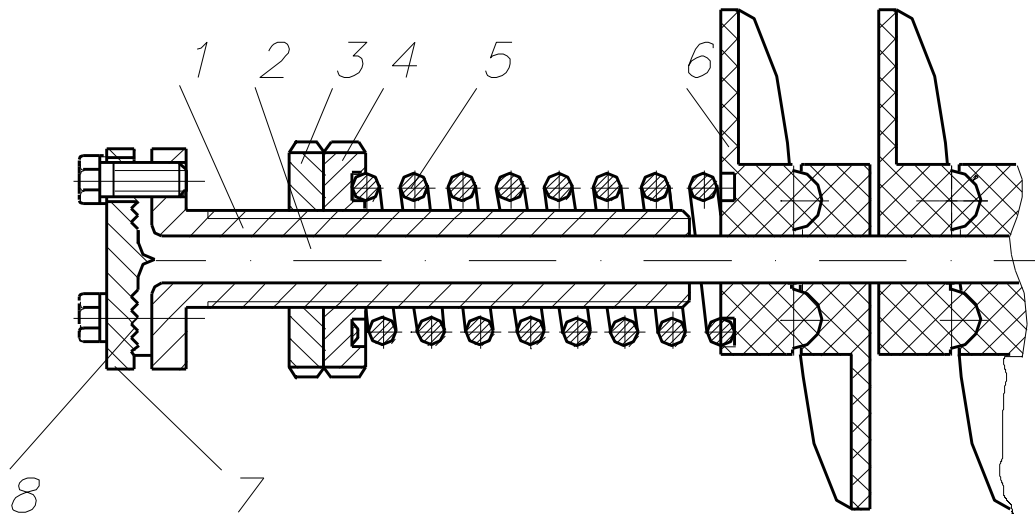


Рис.6.1. Компонувальна схема механізму натягу гвинтокрилих шайб

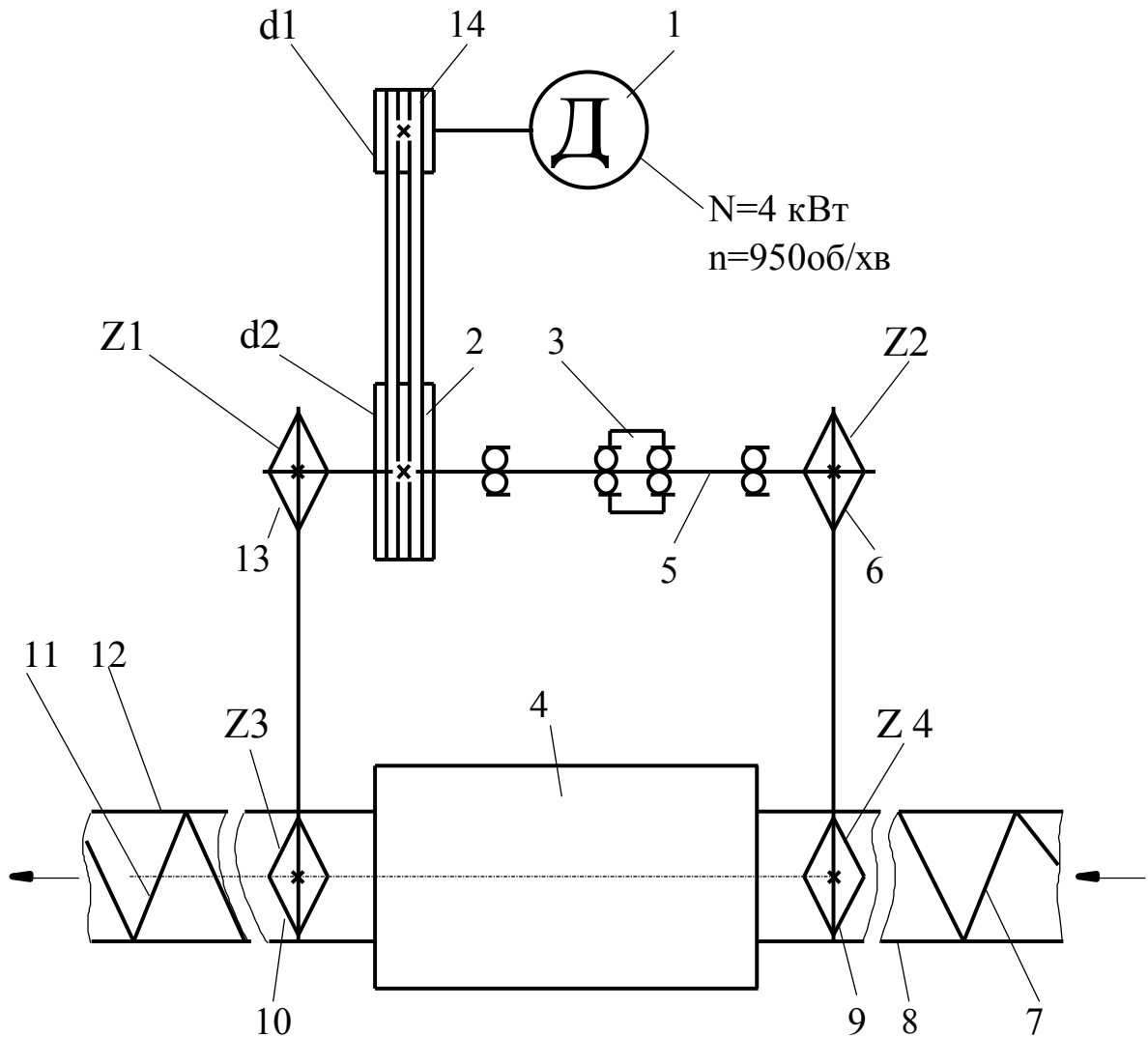


Рис.6.2. Кінематична схема вузлів приводу експериментального стенду

Крутний момент передається від асинхронного електродвигуна 1 через пасову клиноременну передачу зі шківками 14 і 2 на проміжний вал 5. По боках валу 5 розташовані зірочки 13 і 6, які за допомогою ланцюгів передають крутний момент на зірочки 9 і 10, вали котрих з'єднані з гвинтовими робочими органами 7 і 11. Останні розташовані з зазором в гнучких кожухах 8 і 12, відповідно, завантажувальної і розвантажувальної магістралей. Перехід сипкого матеріалу з однієї магістралі на іншу здійснюється в перевантажувальному патрубку 4, конструктивна схема якого аналогічна рис.5.3.

Для визначення оптимального зусилля стискання секцій між собою, розроблено стенд (рис.6.3), який складається з рами, виконаної з направляючої труби 5 і опор 12. В направляючій трубі розташований трос 4, який з лівої сторони закріплений в натяжній втулці 1, що вільно встановлена на циліндричній частині направляючої труби. З іншого боку натяжна втулка підтиснута пружиною 2, величина деформації якої регулюється гайкою 3. Натяжна втулка, пружина і гайка складають механізм натягу.

Розташований в направляючій трубі трос з протилежної сторони закріплений на ведучій півмуфті 6, на торцевій поверхні якої виконано дві діаметрально протилежні лунки 8 з розташованими в них кульками 9. Кульки з протилежного боку завальцовані в торцеві поверхні веденої півмуфти 10, яка встановлена на різьбовій частині направляючої труби. Ведена півмуфта підтиснута контргайкою 11. Півмуфти з кульками складають механізм розтиску. На зовнішній поверхні ведучої півмуфти виконані радіальні отвори 7, в яких стопорним гвинтом фіксується тарувальний важіль (рис.6.3).

В процесі дослідження при стисканні пружини відбувається осьове переміщення натяжної втулки і відповідно троса, який з іншого боку підтискає ведучу півмуфту до веденої. Далі встановлюють тарувальний важіль і навантажують його до тих пір, поки кульки не вийдуть із зачеплення з лунками. Таким чином, вимірюючи жорсткість пружини і її абсолютну деформацію для різних конструктивних і силових параметрів взаємодії елементів досліджуваного робочого органу, можна встановити функціональні зв'язки між наступними показниками: сила натягу тросу; відносне видовження тросу; модуль пружності тросу; крутний момент,

який передає робочий орган; радіус сферичних елементів зачеплення та розташування їх центру відносно осі обертання робочого органа; величина зазору між гвинтовими секціями; коефіцієнтів тертя поверхонь взаємодій.

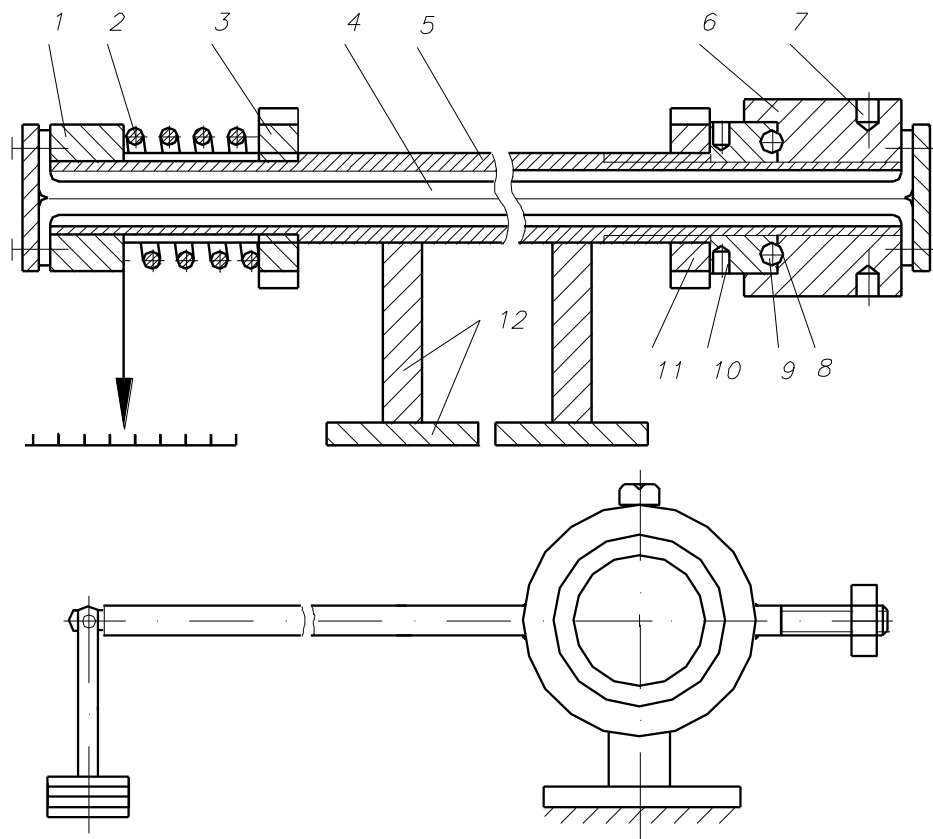


Рис.6.3. Стенд для дослідження параметрів стискання гвинтокрилих шайб та механізму їх натягу

6.2. Результати експериментальних досліджень з визначення функціональних та експлуатаційних показників гвинтокрило-шайбового робочого органу

Першочергово, метою експериментальних досліджень було визначення величини крутного моменту, при якому відбувається саморозчеплення елементів сферичних з'єднань гвинтових секцій в залежності від осьової деформації пружини та величини розтягування тросу.

Для забезпечення надійності функціонування розробленого робочого органу та механізму натягу гвинтових секцій, актуальним питанням було встановлення величини абсолютного $\Delta l'$ та відносного ε видовження тросу при різних значеннях осьової сили, а також розрахунку напружень σ , які виникають у волокнах тросу та його модуля пружності E .

Для конструктивних параметрів тросу і робочого органу з механізмом натягу (діаметр тросу - 9мм; жорсткість пружини 175 Н/мм; довжина тросу - 4м; діаметр кола, на якому розташовані кульки - 26мм; радіус кульок - 7мм; зазор між секціями - 1,5мм) побудовані теоретичні (штрихові лінії) та експериментальна (суцільна лінія) графічні залежності крутного моменту, при якому відбувається відносне провертання секцій, від сили натягу тросу (рис.6.4).

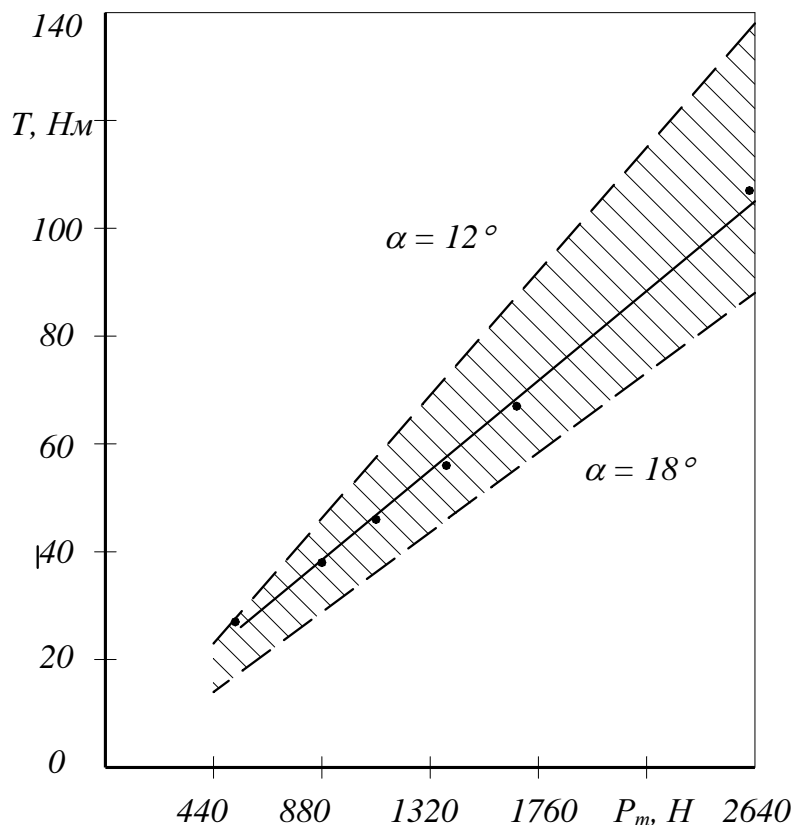


Рис.6.4. Теоретичні та експериментальні залежності крутного моменту провертання секцій від сили натягу тросу

З аналізу даних графіків можна констатувати, що при значенні осьової сили в межах 500...600Н розбіжність теоретичних і експериментальних досліджень не перевищувала 10%, а при збільшенні осьової сили до 2500Н вона сягає 30%, що пояснюється зношенням лунок після багатократних спрацювань, оскільки експериментальні точки визначались як середнє статистичне від 5-ти дослідів, що призводило до збільшення кута зачеплення α . Підставивши в розрахункові формули (таблиця 2.1) кут $\alpha =$

18°, що відповідає збільшенню зазору між втулками на 0,5мм, отримаємо розрахунково-теоретичну зону в межах кутів $\alpha = 12...18^\circ$ (на графіку представлена штриховими лініями). Проаналізувавши дані залежності, можна констатувати, що експериментальні дані з достатньою точністю відображають теоретичні залежності. Це дозволяє використовувати їх в подальших розрахунках таких типів робочих органів.

Також метою проведення експериментальних досліджень було встановлення функціональних залежностей продуктивності та енерго-силових параметрів конвеєра від радіуса кривизни та висоти підйому магістралі транспортування, а також частоти обертання робочого органу.

В процесі досліджень встановлено, що висота та кривизна магістралі транспортування не впливають на продуктивність конвеєра у встановленому режимі. Зміни продуктивності, як показали результати досліджень, спостерігаються лише в перехідні періоди часу і вони пов'язані зі збільшенням чи зменшенням коефіцієнта завантаження окремих зон траси транспортування.

Так, при підйомі вільного кінця вивантажувальної магістралі на 1,5м, продуктивність конвеєра різко падала, а через 4...5с відновлювалась у попередньо встановлених межах (для частоти обертання робочого органу 475хв^{-1} і коефіцієнта завантаження 0,6...0,7).

Такі результати досліджень пояснюються тим, що на вертикальних ділянках транспортування (або близьких до вертикальних) різко збільшується коефіцієнт завантаження гнучкого кожуха, оскільки сипкий матеріал під дією власної ваги спадає, що призводить до ущільнення маси потоку, який переміщується. Також встановлено, що при підвищенні частоти обертання робочого органу понад 600хв^{-1} , матеріал захоплюється спіраллю в гвинтовий рух по периферії кожуха, і зміна продуктивності в перехідний період є несуттєвою. Однак, як показали результати експериментальних досліджень, зміна кривизни, а особливо висоти транспортування, суттєво впливає на енерго-силові параметри технологічного процесу.

На рис.6.5 приведені графічні залежності продуктивності конвеєра від частоти обертання його робочого органу при транспортуванні гороху, пшениці і комбікорму. Дані залежності мають яскраво виражений лінійний характер в межах частоти обертання $300...700\text{хв}^{-1}$.

Значний вплив на величину крутного моменту має висота транспортування матеріалу, результати досліджень яких приведені на рис.6.6. Встановлено, що при підйомі 6-ти метрового вивантажувального кожуха на висоту 2м абсолютне значення величини крутного моменту на привідному валі робочого органу зростає в 2,5...2,8 рази, причому найбільш різке зростання T_k спостерігається в межах підйому магістралі від 0,5 до 1м.

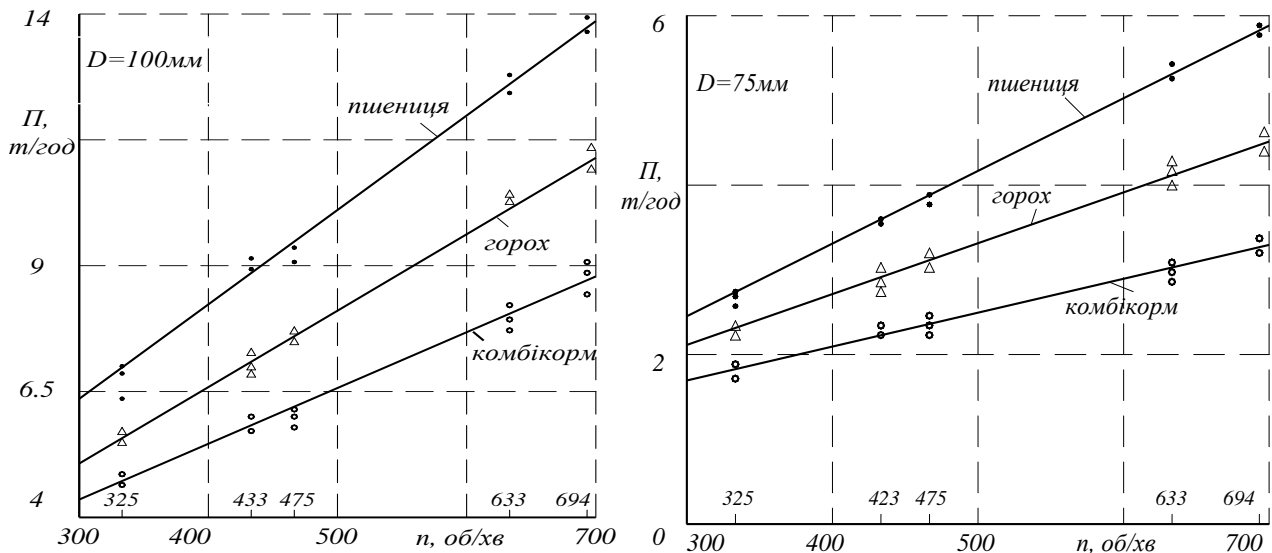


Рис.6.5. Графічні залежності продуктивності конвеєра від частоти обертання робочого органу

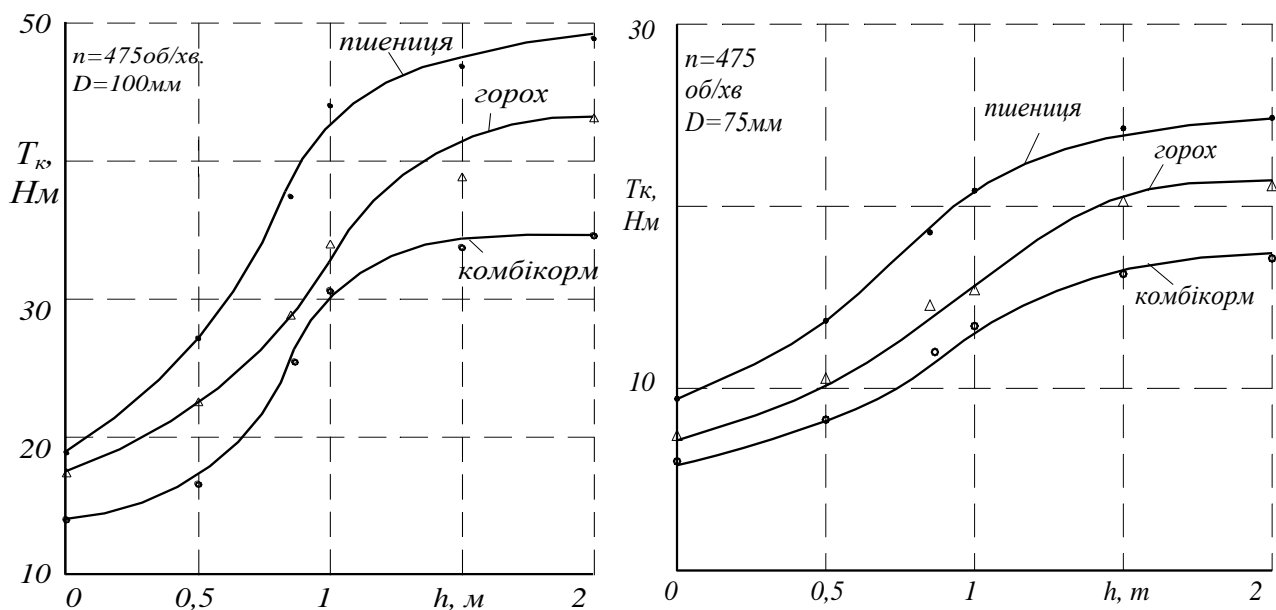


Рис.6.6. Графічні залежності крутного моменту від висоти транспортування матеріалу

Це пояснюється суттєвим підвищенням коефіцієнта завантаження частини технологічної магістралі, яка на даному перепаді висот починає провисати і утворює зону транспортування близьку до вертикальної. При пологому та прямолінійному розташуванні магістралі (кожух розташовується на жорсткій основі) аналогічні залежності мають лінійний характер.

Радіус кривизни технологічної магістралі має суттєвий вплив на величину крутного моменту на приводі робочого органу, що зображено на рис.6.7. Радіус кривизни магістралі встановлювали на певній частині траси, на секторі $90^\circ \dots 120^\circ$, оскільки досліджували вплив його екстремальних (мінімальних) значень на енерго-силові параметри процесу транспортування.

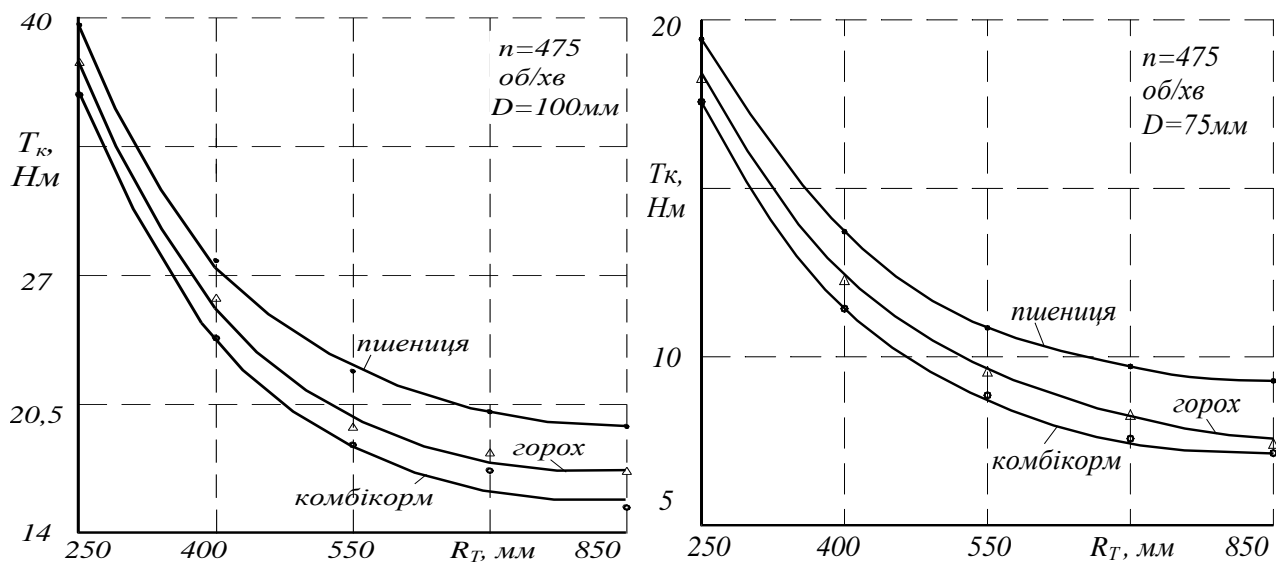


Рис.6.7. Графічні залежності крутного моменту від радіуса кривизни технологічної магістралі

Встановлено, що на малих радіусах кривизни сила тертя між поверхнею робочого органу та поверхнею кожуха є домінуючими, і значення об'ємної густини матеріалу не має суттєвого впливу на енерго-силові параметри процесу транспортування. Також доведено, що при зменшенні радіуса кривизни транспортування до величин, що не перевищують $240 \dots 220$ мм, сили тертя набувають критичних значень, що призводить до буксування вузлів приводу.

З аналізу наведених графіків можна встановити, що зменшення радіуса кривизни до величин, менших за 0,5м, є недоцільним, і тому при проектуванні та експлуатації гнучких гвинтових конвеєрів необхідно або конструктивними методами обмежити радіус кривизни транспортування, або особливо наголошувати на даний фактор в паспорті експлуатації.

Збільшення частоти обертання робочого органу призводить до зменшення величини крутного моменту в стабільному режимі транспортування (рис.6.8). З аналізу даних графічних залежностей встановлено, що найбільш доцільно в даній зоні досліджень застосовувати частоти обертання робочого органу 550...700хв⁻¹. Однак, при підвищенні частоти обертання гвинтового робочого органу необхідно застосовувати високоенергомісткі комбіновані пружно-демфуючі муфти, оскільки значні пускові моменти можуть призводити до поломок елементів з'єднань гвинтокрилих шайб або їх відносного пробуксовування, міцність яких обмежена через конструктивні особливості виготовлених литтям у прес-форми гвинтових елементів.

Проведені експериментальні дослідження дозволяють враховувати основні фактори впливу на характеристики процесу транспортування гвинтовим конвеєром і вибрати необхідні конструктивно-технологічні параметри робочих органів при їх проектуванні та впровадженні у виробництво в залежності від умов експлуатації.

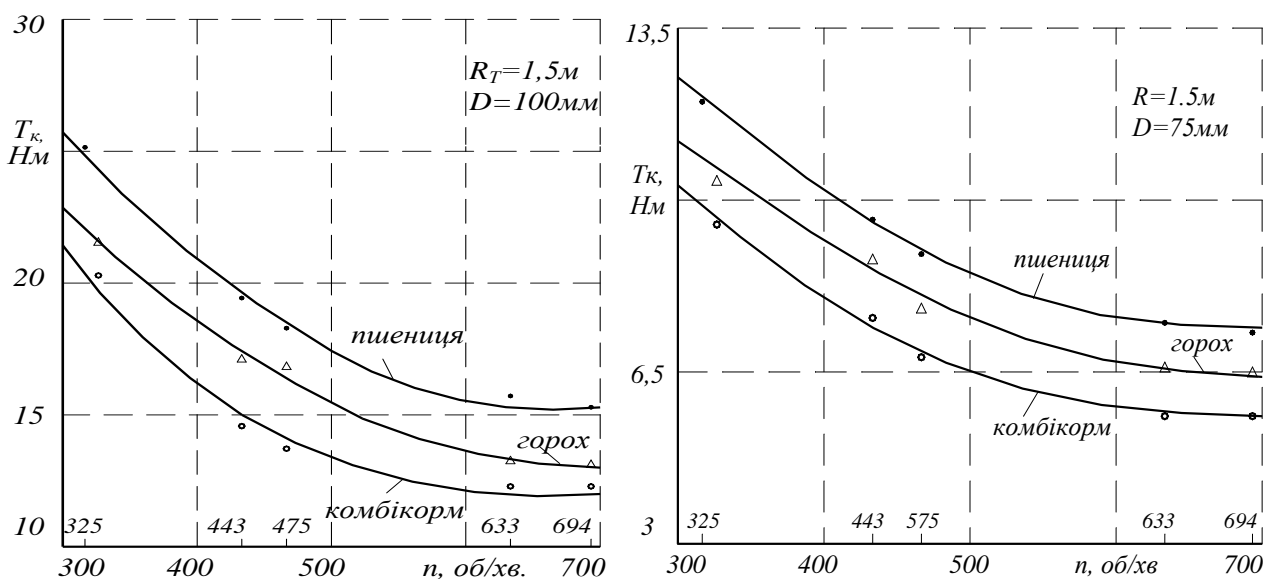


Рис.6.8. Графічні залежності крутного моменту від частоти обертання робочого органу

6.3. Результати досліджень з визначення ступеня дроблення матеріалів зернових культур

Для встановлення раціональних технологічних параметрів процесу транспортування зернових матеріалів проведені дослідження з визначення впливу на ступінь їх дроблення частоти обертання робочого органу, висоти та кривизни транспортування, а також коефіцієнта завантаження гнучкого кожуха.

Оскільки для визначення раціональних параметрів гнучких гвинтових конвеєрів та режимів їх роботи важливо знати характер впливу кожного із факторів на травмування зерна, то було проведено серію експериментальних досліджень кожного фактору окремо.

При дослідженні впливу певного фактора на ступінь дроблення зерна інші залишались незмінними, і їх абсолютні значення становили: частота обертання робочого органу $n=475\text{хв}^{-1}$; коефіцієнт завантаження зерном гнучкого кожуха $k=0,8$; висота підйому вивантажувальної магістралі $h=0,5\text{м}$; радіус кривизни магістралі $R=1,5\text{м}$. Досліди проводились в п'ятикратній повторюваності.

Проаналізувавши всі проби, встановлено, що ступінь дроблення зерна до проведення досліджень становила 1,8%. На основі статистичної обробки отриманих результатів побудовано графічні залежності ступеня дроблення (пошкодження Π) зерна від n ; k ; h і R (рис.6.9, 6.10).

Аналізуючи ці залежності, можна встановити наступні закономірності, які підтверджуються дослідженнями на різних довжинах транспортування $n_1, k_1, h_1, R_1 - 50\text{м}$; $n_2, k_2, h_2, R_2 - 250\text{м}$. Оптимальна частота обертання робочого органу знаходиться в межах $450-650\text{хв}^{-1}$, оскільки, як показали дослідження при $n = 300\text{хв}^{-1}$, дроблення зростає на 14...16%, а при $n = 700\text{хв}^{-1}$ – на 4...7%. При малих коефіцієнтах завантаження гнучкого кожуха матеріалом $k \leq 0,5$ дроблення зерна є значним, а при зростанні k від 0,5 до 0,8 дроблення зерна є мінімальним.

Так, при $k = 0,35$ ступінь дроблення зерна є більшим на 30...40%, ніж при транспортуванні його з коефіцієнтом завантаження $k = 0,7$. Збільшення висоти транспортування матеріалу до 0,6...0,8м практично не впливає на ступінь його дроблення, однак при подальшому зростанні висоти траси до 2м, травмування зерна збільшується на 40...60%.

Радіус кривизни транспортуючої магістралі має суттєвий вплив на ступінь дроблення зерна виключно при малих його значеннях $R = 0,25 \dots 0,6\text{м}$. При подальшому збільшенні величини R зміна величини Π (відсоток дроблення зерна) не спостерігалась.

Отримані результати слід враховувати при виборі траси транспортування зернових матеріалів, що дозволить суттєво зменшити ступінь їх дроблення і, таким чином, підвищити функціональні показники гвинтових конвеєрів.

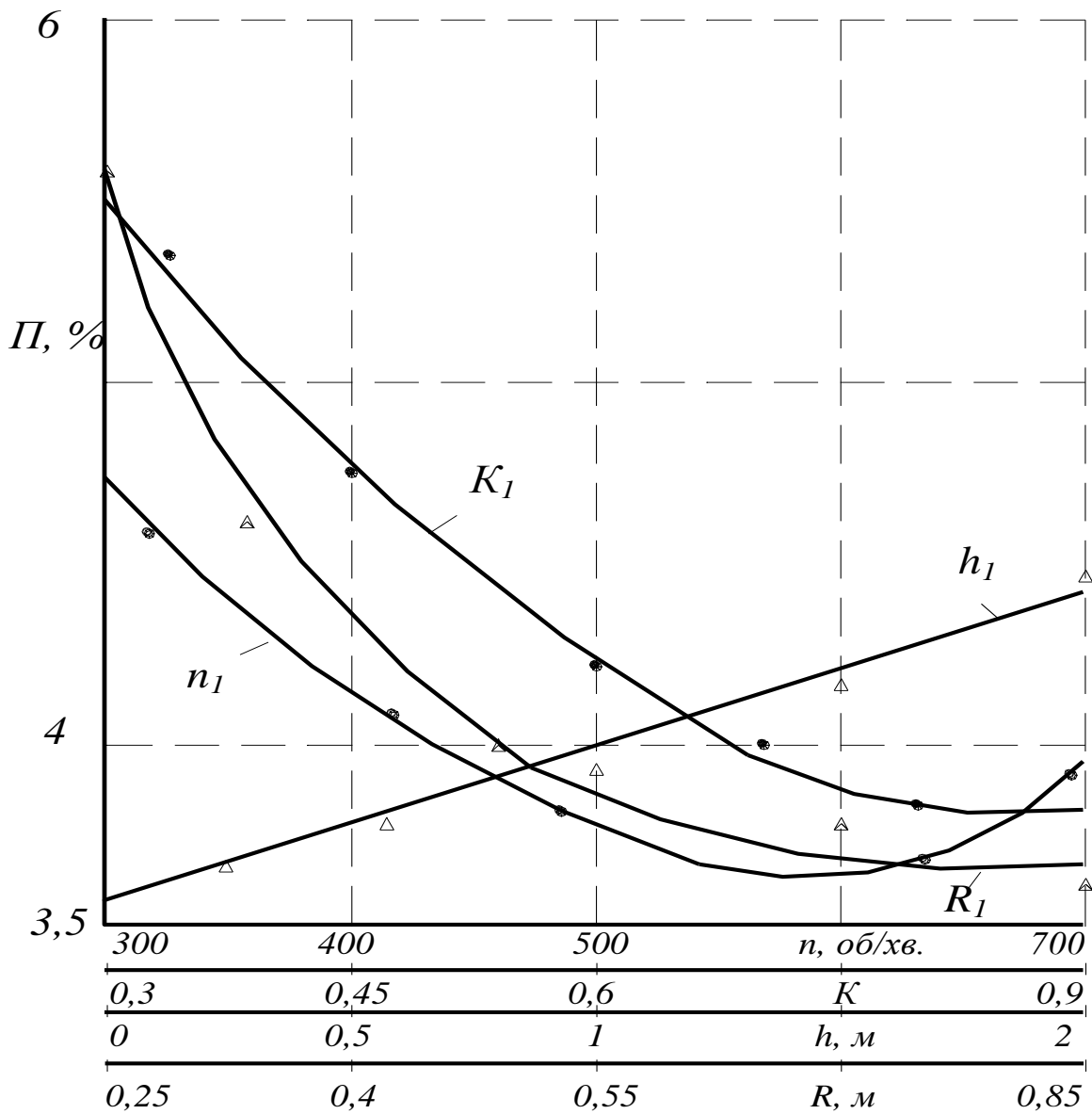


Рис.6.9. Залежності дроблення зерна від n , k , h , R при переміщенні матеріалу на 50м

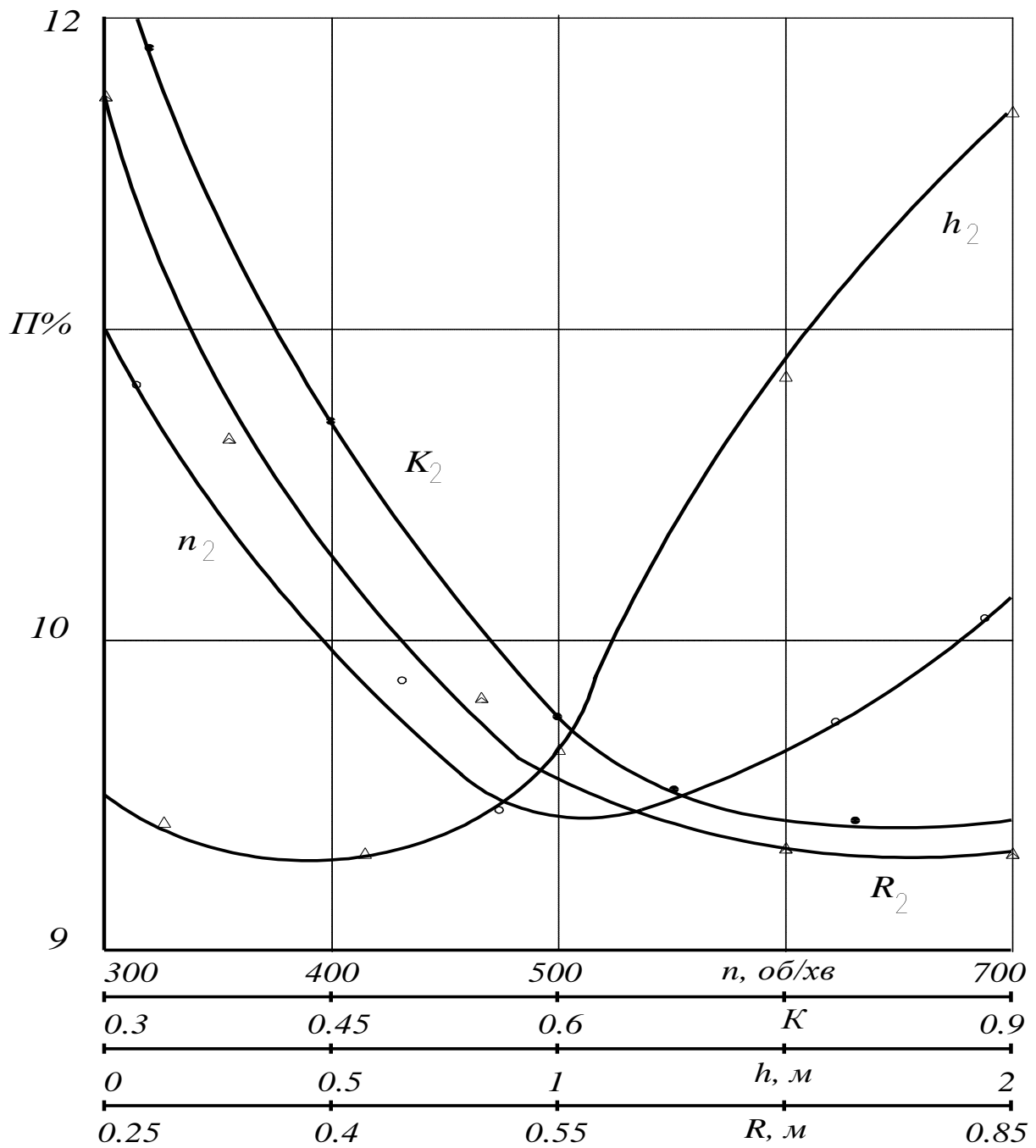


Рис.6.10. Залежності дроблення зерна від n , k , h , R при переміщенні матеріалу на 250м

РОЗДІЛ 7

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПРОЦЕСУ ТРАНСПОРТУВАННЯ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ ГНУЧКИМИ КОНВЕЄРАМИ З ПРУЖНИМИ ВАЛАМИ

7.1. Експериментальні установки та методика проведення досліджень пружних гвинтових робочих органів

Базова установка приводу пружних гвинтових робочих органів може агрегатуватись як з електродвигуном (аналогічно рис.5.3), так і з начіпною системою трактора (рис.7.1). Вона містить перевантажувальний патрубок 2, в який у верхній частині входить завантажувальна магістраль 1, а знизу і з протилежної сторони - вивантажувальна 12 (рис.3.4а). Кожна з магістралей виконана у вигляді гнучкого кожуха, в якому розташований пружний секційно-гвинтовий робочий орган, варіанти виконання яких приведені на рис.4.1. Співвісно з гнучкими кожухами із протилежної сторони перевантажувального патрубку в опорах розташовані привідні вали із зірочками 10, 13, які за допомогою ланцюгових передач кінематично з'єднані з проміжним валом 11.

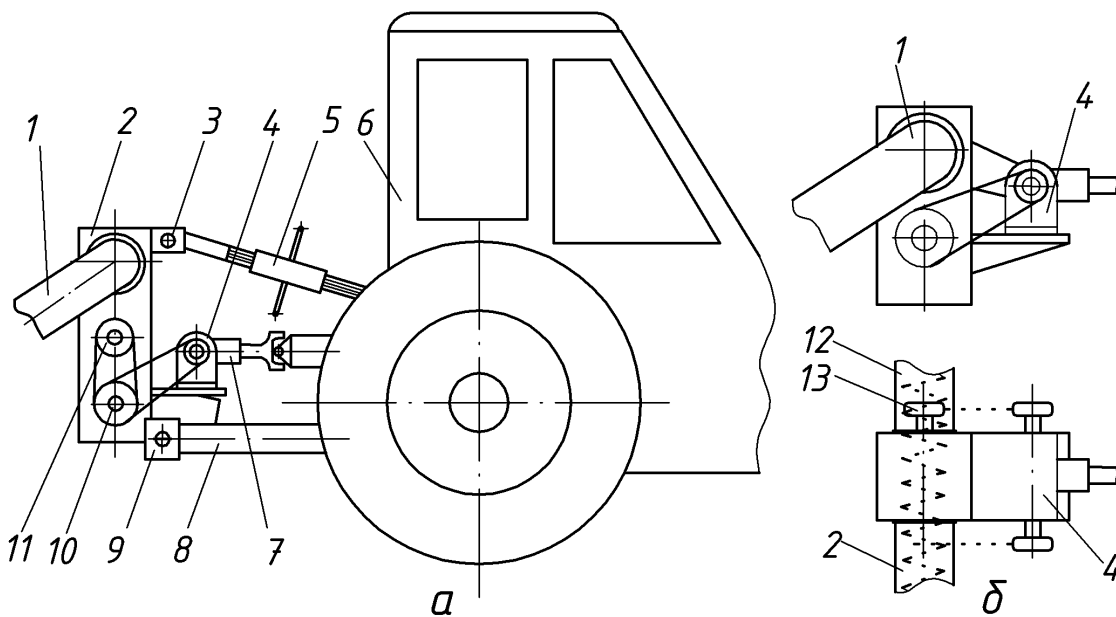


Рис.7.1. Базова експериментальна установка гнучкого гвинтового конвеєра

На корпусі перевантажувального патрубку встановлений нижній 8 і верхній 3 кронштейни, за допомогою яких конвеєр з'єднаний з центральною 5 і поздовжньою 8 тягами навісної системи машинно-тракторного агрегату 6. Вихідний вал 10 вивантажувальної магістралі через ланцюгову передачу зв'язаний з редуктором 4, який, в свою чергу, за допомогою карданної передачі 7 приводиться в обертовий рух від вала відбору потужності трактора.

Для спрощення конструкції приводу проміжний вал 11 може бути вихідним валом редуктора 4, вісь якого розташовується в площині рівновіддаленій від привідних валів магістралей (рис.7.1б). Дана установка є універсальною, оскільки після демонтажу вона встановлюється на автономну раму з приводом від електродвигуна, і дослідження різних робочих органів можна проводити в стаціонарних умовах.

З метою визначення ресурсних характеристик розроблених робочих органів, шляхом виявлення найбільш нестійких до знакозмінних циклічних навантажень зон, впливу радіуса кривизни транспортування на довговічність, розроблений та виготовлений дослідний стенд, який зображений на рис.7.2. Він призначений для прискорених випробувань на ресурс та порівняльної оцінки різноманітних конструкцій як пружних валів секційних гвинтових робочих органів, так і витих спіралей шнеків різних типорозмірів.

Основними складовими частинами стенду є опорна рама 7, на якій закріплений електродвигун 10 та підшипниковий вузол 1. Останній встановлений на поворотній плиті 3, яка, в свою чергу, за допомогою пари болтових з'єднань 2 і 4 кріпиться до направляючого швелера 6. Осі болтів розташовані в поздовжньому пазу 11 направляючого швелера та отворі 13 і поперечному пазу 14 поворотної плити. Направляючий швелер шарнірно закріплений до рами, а його фіксація в заданому положенні забезпечується болтовим з'єднанням 5, яке розташоване в поздовжньому пазу направляючого швелера і похилому пазу 12, виконаному в основі рами. Гвинтовий робочий орган 8 за допомогою ступиць або фланцевих з'єднань 9 встановлений на вихідних валах електродвигуна та підшипникового вузла.

При встановленні дослідного взірця робочого органу на стенд

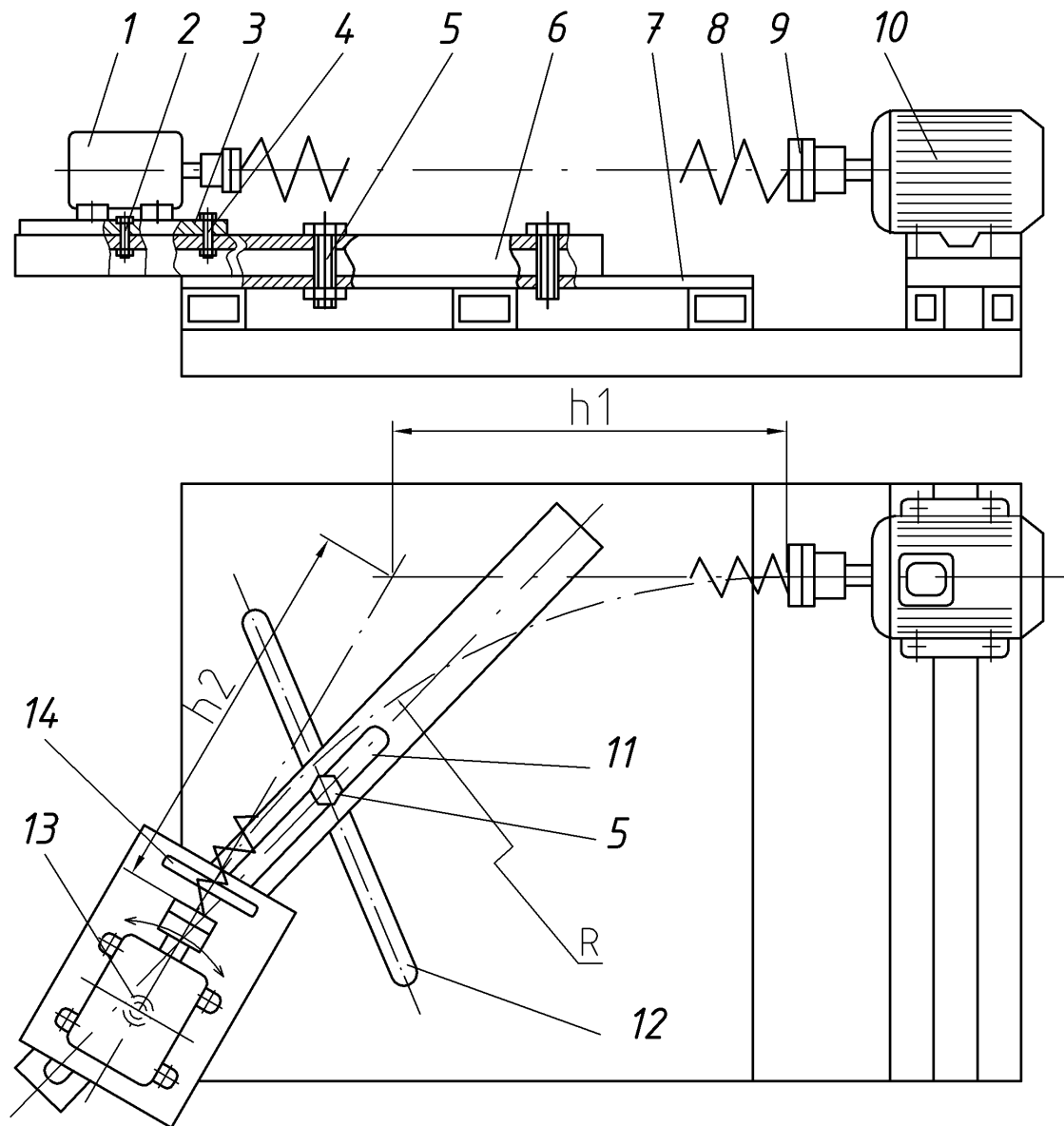


Рис.7.2. Стенд для випробування робочих органів на ресурс

болтові з'єднання відпускають, а направляючий швелер розташовують паралельно до осі привідного валу електродвигуна. Далі, шляхом провертання направляючого швелера та поворотної плити виставляють необхідний радіус кривизни (деформації) R робочого органу, на якому здійснюються прискорені випробування. Необхідно зауважити, що однією з важливих вимог є забезпечення рівності осьової відстані h_1 і h_2 від торців валів електродвигуна і підшипникового вузла до умовної точки їх перетину. Виконання такої умови забезпечить рівновелику деформацію всіх пружних секцій по радіусу розташування. Фіксація положення робочого органу забезпечується затягуванням болтових з'єднань.

Далі вмикають електродвигун з частотою обертання привідного валу 955об/хв і фіксують час до поломки робочого органу. Досліди проводились для різних радіусів кривизни в трикратній повторюваності, для чого виготовлялись комплекти експериментальних взірців смугових спіралей шнеків і пружних валів. В процесі досліджень виявлені небезпечні зони, які спричиняють руйнування пружних гвинтових робочих органів, встановлено вплив різних конструктивних параметрів (крок, ширина, товщина, довжина смуги, діаметр) на їх ресурсні характеристики, а також проведені порівняльні випробування різних типів дослідних взірців. Мінімальний радіус кривизни робочого органу встановлювали рівним 0,5м, а максимальний – 1,5м, що відповідає критичним розташуванням технологічних магістралей транспортування сипких матеріалів.

В процесі транспортування матеріалів по криволінійних трасах відбувається три види деформацій гвинтових робочих органів: розтяг - стиск (розтяг - на завантажувальній магістралі; стиск - на вивантажувальній магістралі); згин і кручення. В зв'язку з тим, що в розроблених конструкціях робочих органів гнучких конвеєрів крутний момент передається виключно пружним валом, виконаним з окремих секцій, то методикою експериментальних досліджень передбачалось встановлення взаємозв'язку між їхніми силовими та конструктивними параметрами.

Приспосіблення та обладнання для визначення осьової жорсткості секцій гнучкого валу зображені на рис.7.3. Приспосіблення містить напівсферичні кінцевики 1, до яких механічно кріпиться досліджувальна секція 2. Кожен з кінцевиків шарнірно з'єднаний зі штангами 3, жорстко закріпленими у вузлах, які забезпечують осьове переміщення досліджувального елемента.

Як базова установка, була використана розривна машина FP-10/1. В процесі дослідження змінними параметрами пружних секцій робочих органів були їх ширина, товщина і довжина. Попередньо дослідний взірець навантажували незначною силою, наприклад, 100Н і виміряли величину осьової деформації. Далі штанги повертали в початкове положення і за допомогою штангель-циркуля визначали загальну довжину секції. У випадку, коли деформація була виключно пружною, то

збільшували величину осьового зусилля. Таким чином, досліди проводили або до крихкого руйнування взірця, або до виникнення пластичної деформації. Результати досліджень представляли у вигляді графічних залежностей.

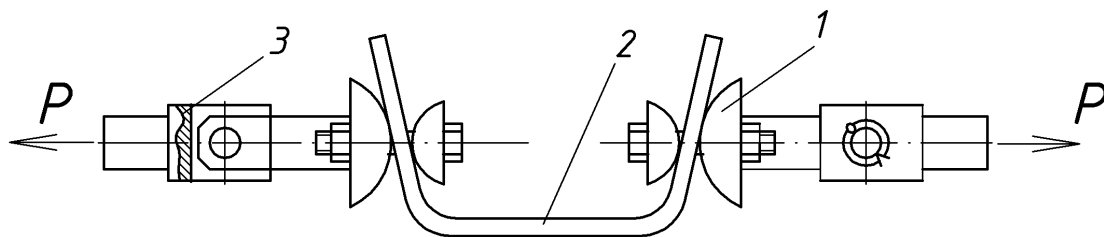


Рис.7.3. Приспосіблення для визначення осьової жорсткості П-подібних секцій гнучкого валу

Для визначення крутильної жорсткості була застосована машина розривна, моделі Р-5, яка забезпечувала дослідження елементів як на розтяг, так і на чисте кручення (рис.7.4). В цьому випадку, пружна секція 1 жорстко кріпилась до фіксаторів 2, на торцевій циліндричній поверхні яких виконувались паралельні лиски, за допомогою котрих фіксатори встановлювались у затискний механізм поворотних обойм.

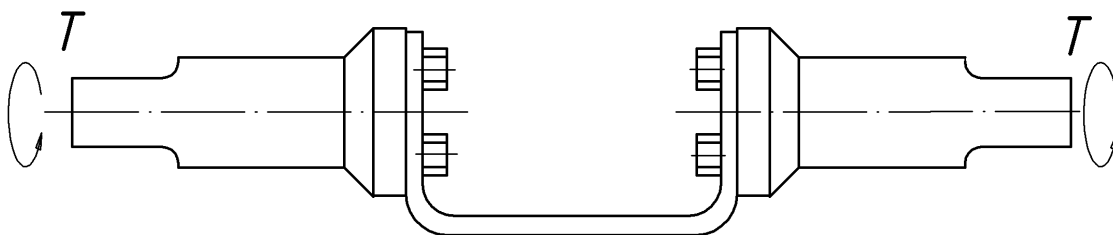


Рис.7.4. Приспосіблення для визначення крутильної жорсткості П-подібних секцій гнучкого валу

Для визначення величини згинної деформації робочих органів, яка, в свою чергу, характеризує мобільність і зусилля маневрування криволінійною трасою переміщення сипких матеріалів, гнучкий вал консольно закріплювали на основі та дискретно навантажували його в різних зонах від місця кріплення і вимірювали прогин валу. В різних місцях до робочого органу підвішували вертикальний рівень, під яким

знаходився розстелений міліметровий папір, на котрому фіксувалось відхилення вертикального рівня від площини дії зовнішнього моменту сили.

З метою визначення ступеня пошкодженості сільськогосподарських матеріалів попередньо відбирали три проби зерна по 1000 штук, яке підлягає транспортуванню. Оскільки, методикою експериментальних досліджень було визначення впливу п'яти факторів (φ – коефіцієнта завантаження конвеєра; ω - частоти обертання робочого органу; R – радіусу кривизни магістралі транспортування; h – висоти переміщення вантажу; Δl - зазору між гвинтовими лопатями) на ступінь пошкодження зернового матеріалу, то відбирали тільки дроблені зерна, а також зерна з повністю вибитим зародком.

Зерна з частково пошкодженим зародком, а також зерна з пошкодженою оболонкою зародка не враховувались. Це пов'язано як із значними витратами часу (кожну зернину потрібно передивлятися через лупу 10-кратного збільшення), так і з необхідністю багатократного проведення експериментів, оскільки зміна даних параметрів, як показали попередні дослідження, характеризуються значним коефіцієнтом варіації, що не дає об'єктивної та повної інформації про досліджувані технологічні процеси.

В зв'язку з перспективою промислового налагодження виробництва гнучких гвинтових конвеєрів із завантажувальною та вивантажувальною магістралями, посередині яких розташований перевантажувальний патрубок двох типорозмірів (ГГК-8, ГГК-16) із загальною довжиною транспортування сипких матеріалів відповідно 8 і 16 метрів, то дослідження ступеня пошкодження зерна проводили після його одноразового і дворазового проходження в технологічних магістралях конвеєра, довжини яких відповідно становили: завантажувальної – 3м; вивантажувальної – 5м.

Після транспортування зернового матеріалу аналогічно відбирали проби і визначали ступінь його дроблення та частку зернин з вибитим зародком.

Результати досліджень зводили в таблиці, а функціональні залежності дроблення зерна (D , %) і частки зернин з вибитим зародком

($B_3, \%$) від змінних параметрів ($\varphi; \omega; R; H; \Delta l$) представляли у вигляді графічних залежностей для різних довжин транспортування (8м; 16м).

Вимірювання крутного моменту при заданих режимах роботи для різних конструктивних параметрів робочих органів і з різною траєкторією переміщення вантажів здійснювали за допомогою тензодатчиків, наклеєних на проміжному валу приводу пружних валів завантажувальної та розвантажувальної магістралей. При цьому застосовували тензостанцію 8АНЧ -7М і осцилограф Н-700. Тарування валу проводили при його жорстко закріпленому кінці, на якому розташовані привідні елементи – зірочки.

Оскільки, програмою досліджень передбачався комплекс експериментів в польових умовах, який налічував десятки повторюваностей на зміні лише одного параметра, то для швидкого визначення величини крутного моменту розроблено пристрій для його вимірювання, який зображений на рис.7.5. Він складається із співвісно розташованих ведучої 8 і веденої 10 півмуфт. Ведуча півмуфта з'єднується зі шківом пасової передачі та приводиться в обертовий рух від електродвигуна. Вимірювач консольно закріплюється на проміжному валу перевантажувального патрубку, розташованому в опорах. У веденій півмуфті рівномірно по колу закріплені пальці 9, які вільно розташовані у дугових пазах 7 веденої півмуфти і взаємодіють з еластичними елементами 11, наприклад, гумовими, які встановлені у дугових пазах. Пальці взаємодіють з пружним елементом, виконаним у вигляді відтискних пластин 6, які, в свою чергу, контактують з натискним диском 1 чашеподібної форми. Торцева поверхня натискного диска взаємодіє зі щупом 3 реєструючого приладу 2. Натискний диск підтиснутий осьовою пружиною 5 в сторону відтискних пластин, які, в свою чергу, фіксуються гвинтами 4. Відтискні пластини шарнірно закріплені на веденій півмуфті.

Крутний момент передається від приводу пасової передачі, шків якої закріплений на ведучій півмуфті, а далі через пальці та еластичний елемент на ведену півмуфту. Відтискні пластини обмежують пересування пальців в пазах.

При зміні величини крутного моменту відбувається деформація еластичного елемента, внаслідок чого проходить відносне зміщення

ведучої та веденої півмуфт. Це призводить до переміщення пальців в дугових пазах і, відповідно, провертання відтискних пластин, які, в свою чергу, відводять натискний диск, підтиснутий пружиною.

Покази знімаються реєструючим приладом, який взаємодіє із торцевою поверхнею натискного диска через щуп. При зменшенні величини крутного моменту натискний диск, під дією пружини зміщується в сторону попереднього положення, що призводить до зміни показів реєструючого приладу.

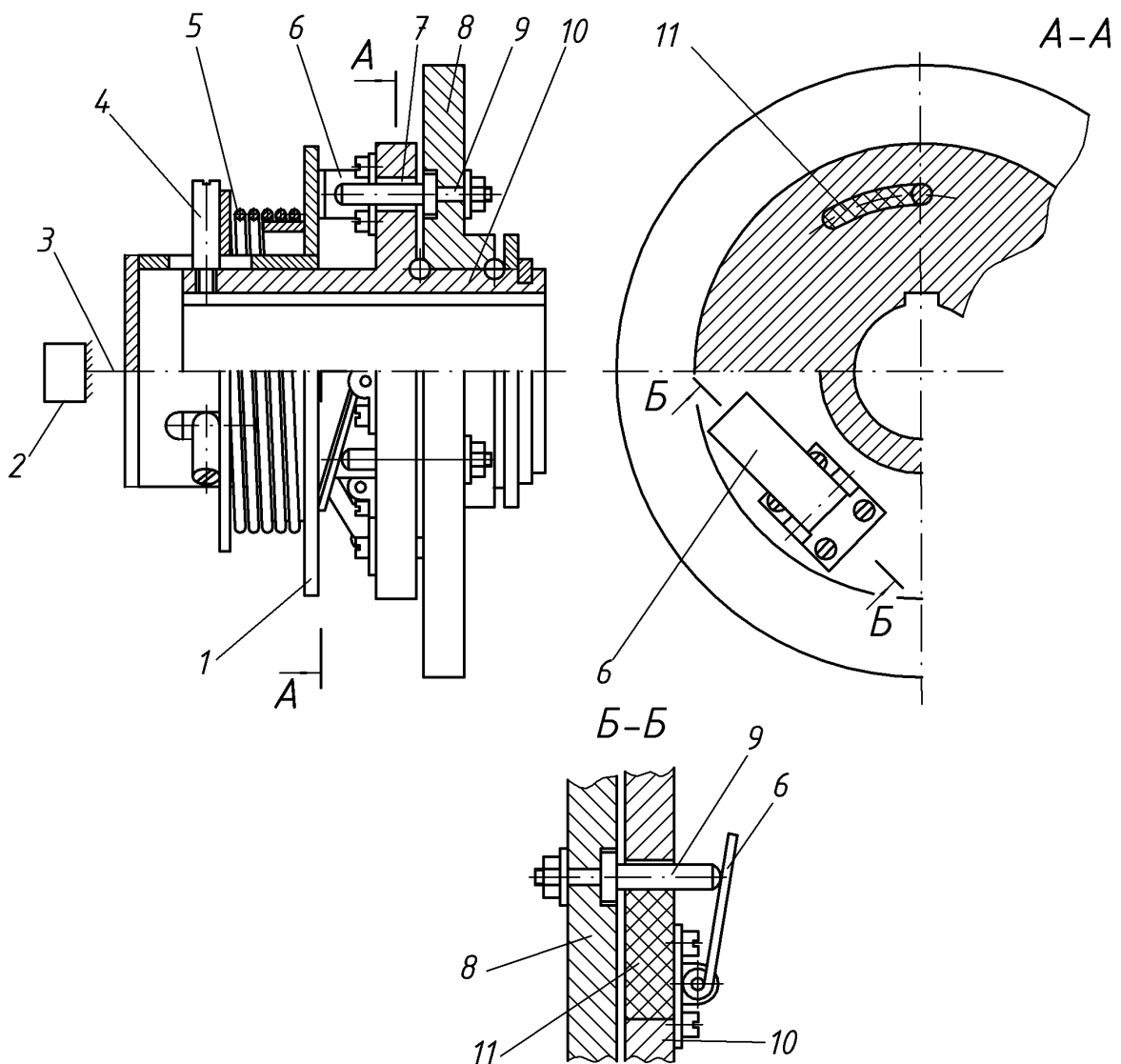


Рис.7.5. Вимірювач крутного моменту

Наявність в дугових пазах еластичних гумових елементів забезпечує демпфування ударних навантажень і зменшує вібрацію при осьовому переміщенні натискного диска, що підвищує точність фіксації показів.

Використання даного приладу в приводі конвеєра дозволило заносити в таблицю значення величини крутного моменту безпосередньо в момент переміщення матеріалу, що суттєво спростило час проведення експериментів.

7.2. Результати експериментальних досліджень гнучких гвинтових конвеєрів з пружними валами

Результати прискорених ресурсних випробувань робочих органів зображено графічними залежностями на рис.7.6 і 7.7. На рис.7.6 представлені залежності стійкості витих спіралей шнеків зі смугового матеріалу різної ширини (25; 30мм) та товщини (4; 5мм).

Оскільки технологія холодного навивання спіралей шнеків з коефіцієнтом витягування $\psi=(r+B)/r$ (r - радіус спіралі по внутрішній кромці; B - ширина смуги) в межах 2,1...2,6 може здійснюватись виключно для низьковуглецевих сталей (для високовуглецевих із заданим коефіцієнтом ψ необхідно застосовувати навивання з підігрівом матеріалу), то для виготовлення спіралей шнеків використовували сталь Ст.3 з можливістю подальшої їх хіміко-термічної обробки (цементация) на вертикальних оправках.

Досліди для постійних конструктивних параметрів робочої спіралі проводились на заданому радіусі кривизни R в трикратній повторюваності і кожна точка, яка представлена на графіках є середнім статистичним від заданої серії дослідів.

Експериментальні точки, нанесені у вигляді трикутників, є результатами досліджень спіралей шнеків з хіміко - термічною їх обробкою після навивання (рис.7.6, графіки 5 і 6). Для цього були виготовлені калібровані оправки довжиною 1м, на які без зазору встановлювались спіралі шнеків, вільні кінці котрих жорстко закріплювались до оправок. Далі у вертикальному стані проводилась їх цементация, з глибиною 1,2мм, а далі на цих же оправках здійснювалось гартування спіралей та їх низький відпуск при 400°С для зняття внутрішніх напружень.

Аналізуючи графічні залежності, можна констатувати, що при збільшенні радіусу кривизни робочого органу його стійкість зростає по експоненційній залежності.

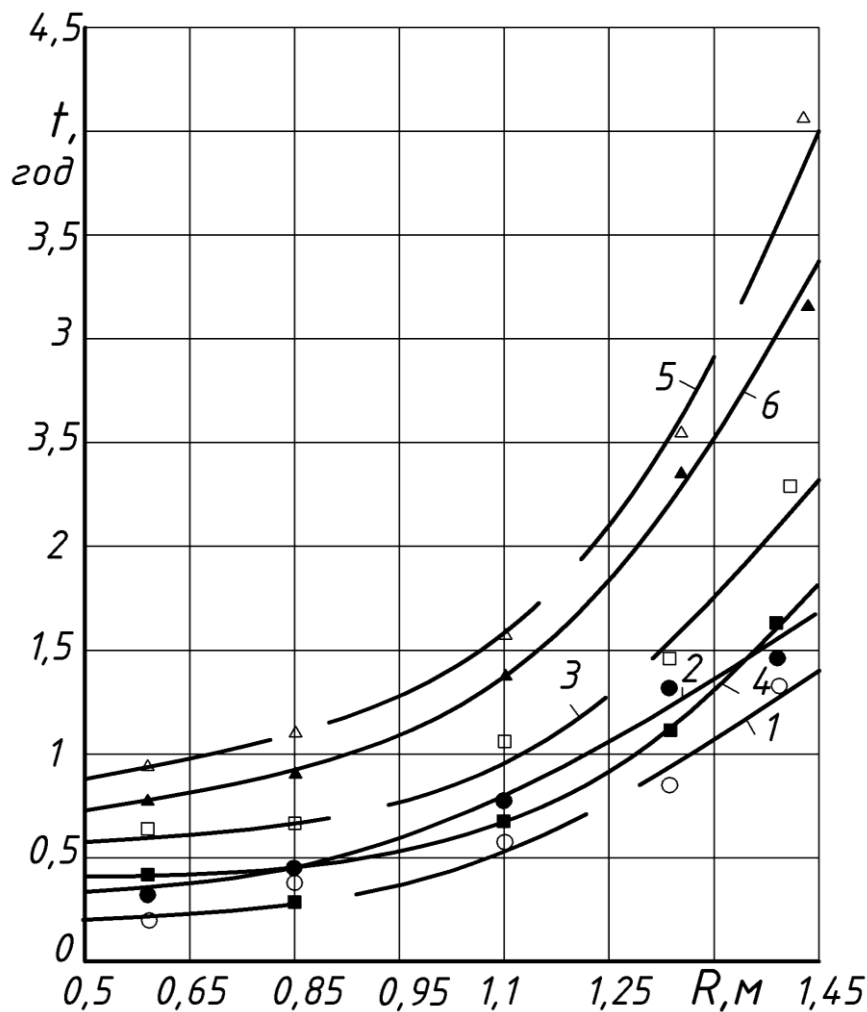


Рис.7.6. Криві ресурсу витих спіралей шнеків при різних значеннях кроку спіралі S , товщини смуги t , ширини смуги B та зовнішнього діаметру D :

1. \circ – $S=50\text{мм}$, $t=5\text{мм}$, $B=30\text{мм}$, $D=96\text{мм}$; 2. \bullet – $S=70\text{мм}$, $t=4\text{мм}$, $B=30\text{мм}$, $D=96\text{мм}$; 3. \square – $S=60\text{мм}$, $t=5\text{мм}$, $B=25\text{мм}$, $D=96\text{мм}$;
4. \blacksquare – $S=80\text{мм}$, $t=5\text{мм}$, $B=25\text{мм}$, $D=96\text{мм}$; 5. \triangle – $S=60\text{мм}$, $t=5\text{мм}$, $B=25\text{мм}$, $D=96\text{мм}$; 6. σ – $S=80\text{мм}$, $t=5\text{мм}$, $B=25\text{мм}$, $D=96\text{мм}$.

При цьому також слід зауважити, що зменшення товщини спіралі від 5 до 4 мм підвищує її довговічність в 1,2...1,6 разів, а зменшення кроку спіралей від 80 до 60мм – в 1,3...2 рази. Здійснення хіміко-термічної обробки спіралей при інших постійних параметрах підвищує її стійкість в 1,6...2 рази.

Таким чином, на основі проведених досліджень можна стверджувати, що основними напрямками підвищення стійкості спіралей шнеків є зменшення товщини та ширини спіралі, її кроку, а також підвищення твердості поверхневого шару. Однак, на ці конструктивно-технологічні параметри робочого органу також будуть накладатись

обмеження по навантажувальній здатності гнучкого гвинтового конвеєра, а також його продуктивності.

Результати експериментальних досліджень з визначення ресурсу гнучких валів виконаних із пружних секцій різної конфігурації та жорстко закріплених між собою зображено на рис.7.7.

З аналізу даних залежностей встановлено, що при виконанні на середній частині П-подібної пластини гофроподібного виступу стійкість такого гнучкого валу (графік 2) підвищується в 1,2...1,3 рази в порівнянні з звичайними П-подібними пластинами (графік 1).

Виконання робочого органу із спарених пластин, гофроподібні виступи яких розташовані один навпроти одного (графік 3), забезпечує підвищення стійкості в 1,1...1,2 рази в порівнянні з попереднім варіантом (графік 2).

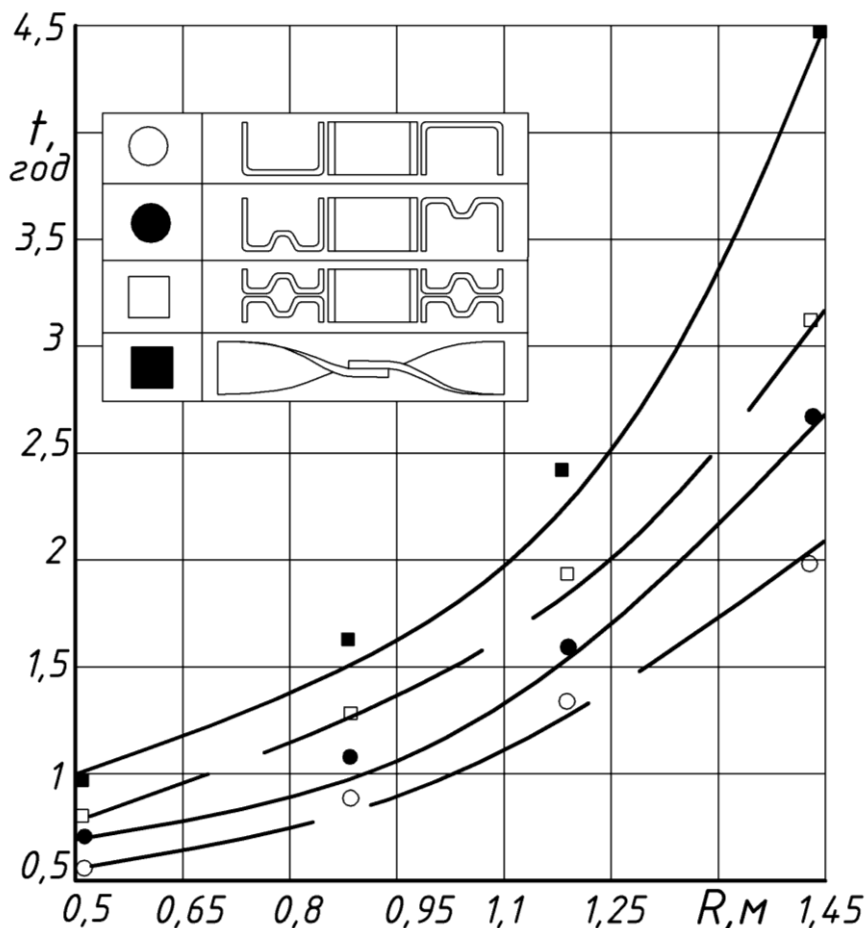


Рис.7.7. Криві ресурсу секційних валів різного конструктивного виконання

Як показали експериментальні дослідження, максимальна стійкість робочого органу (графік 4) досягається при його виконанні у вигляді

скручених пластин, вільні кінці яких розташовані у взаємноперпендикулярних площинах. Це забезпечується за рахунок того, що активна довжина деформації пластин є більшою, ніж у попередніх випадках, а також зменшуються вібрації гнучкого валу, оскільки кожна пластина може деформуватись (згинатись) у всіх площинах у порівнянні з іншими варіантами.

Важливим питанням при постановці оптимізаційної задачі є вивчення деформаційно-силових характеристик пружних секцій гнучких валів. Для цього проводились експериментальні дослідження по визначенню їх механічних характеристик на розривній машині моделі Р-5. Визначалась деформація П-подібної пластини (кута закручування пластини φ) від величини крутного моменту T . Результати досліджень представлені графічними залежностями при різних товщинах пластини t і довжинах l на рис.7.8.

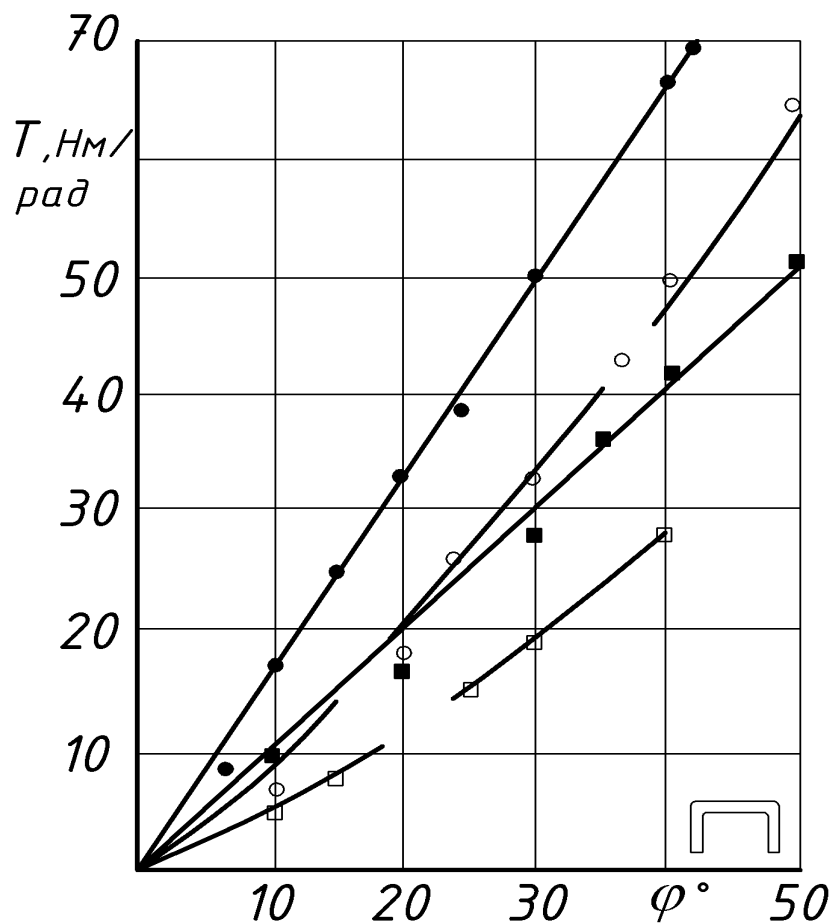


Рис.7.8. Залежності кута закручування φ елемента робочого органу від крутного моменту T :

1. \square - $l = 98\text{мм}$, $t = 1,5\text{мм}$; 2. \blacksquare - $l = 58\text{ мм}$, $t = 1.5\text{мм}$; 3. \circ - $l = 98\text{мм}$, $t = 2\text{мм}$;
4. \bullet - $l = 98\text{мм}$, $t = 2\text{мм}$.

З графічних залежностей видно, що збільшення товщини пластини від 1,2 до 2мм веде до збільшення жорсткості пластини в 1,8...2 рази. Збільшення ж довжини пластини призводить до пропорційного збільшення кута закручування.

Графічні залежності, які побудовані на основі вивчення осьової жорсткості пружних пластин валу представлено на рис.7.9. Відхилення графіків від прямолінійного розподілу пов'язане наявністю конструктивних радіусів на П-подібній пластині.

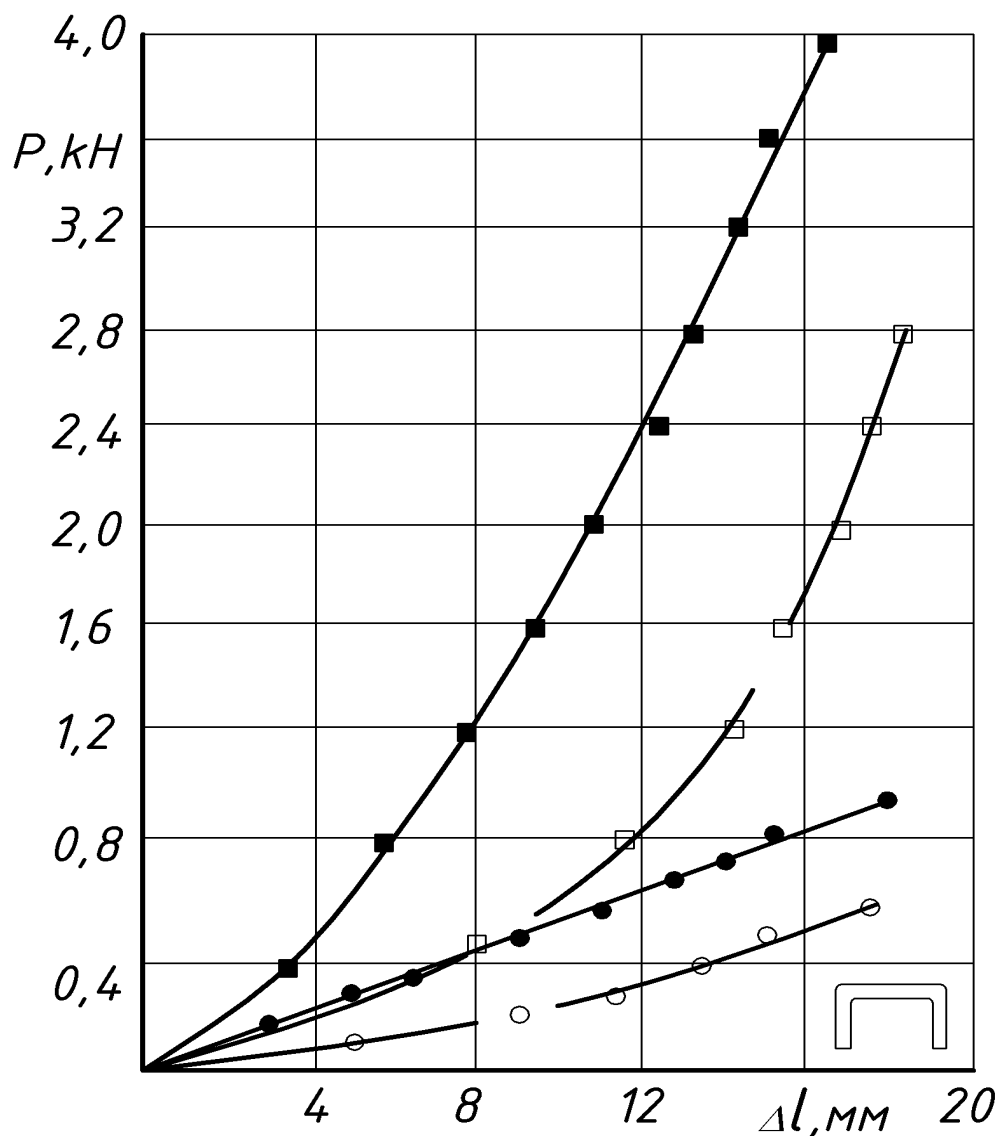


Рис.7.9. Залежності відносного осевого видовження l елемента робочого органу від осевого навантаження P :

1. \circ - $l = 98\text{мм}$, плече 10мм;
2. \bullet - $l = 58\text{мм}$, плече 10мм;
3. \square - $l = 98\text{мм}$, плече 20мм;
4. \blacksquare - $l = 58\text{мм}$, плече 20мм.

За результатами проведених досліджень також встановлено, що збільшення товщини пластини від 1,5...2мм зменшує відносну осьову деформацію в 2,5...3 рази.

Також розглядалися випадки прикладання осьової сили P ближче до горизонтального елемента П-подібної пластини (плече 10мм, графіки 1 і 2) і далі (плече 20мм, графіки 3 і 4).

Визначено вплив зон з'єднань окремих секцій на величину деформації розтягу та кручення пружних валів. Результати досліджень представлені у вигляді графічних залежностей силового фактору (осьова сила, крутний момент) від відносної деформації (видовження, закручування) пружного валу.

Залежності представлені на рис.7.10 - 7.12. Представлення даних графіків через відносну деформацію пружних валів пояснюється різною довжиною їх виготовлення, окремі секції яких мають різні конструктивні параметри.

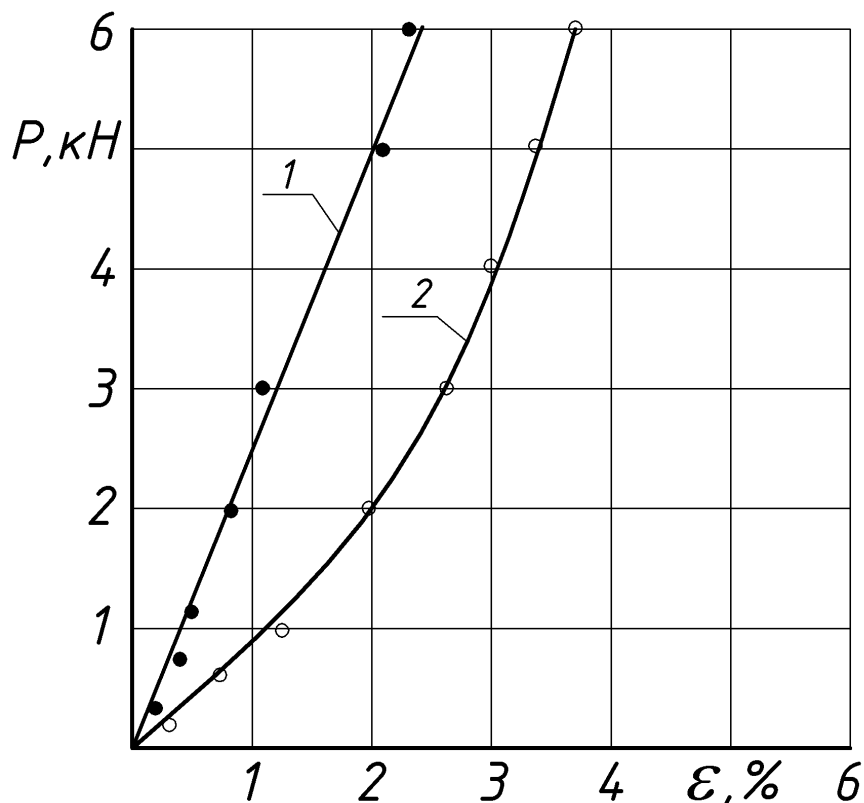


Рис.7.10. Залежності відносного видовження ϵ від осьового зусилля P при розтягу: 1– витий елемент ($l_0 = 85$ мм, $\delta = 1,5$ мм); 2– вал із спарених пластин з гофроподібними виступами ($l = 387$ мм, $\delta = 1,5$ мм)

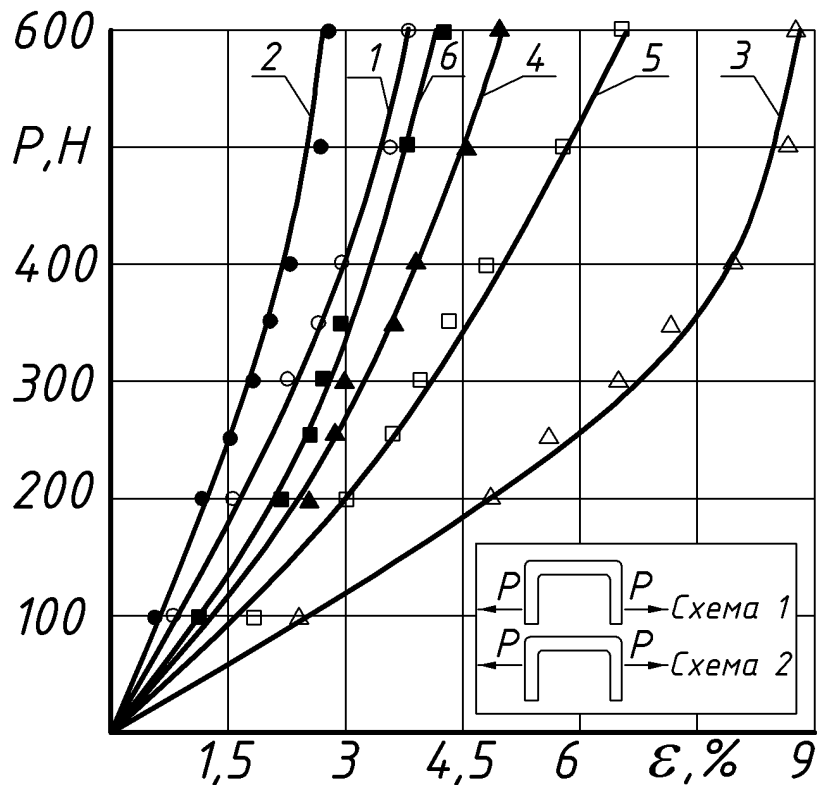


Рис.7.11. Залежності відносного видовження ε гнучких валів з П-подібних пластин (загальною довжиною l , довжиною елемента l_0 та товщиною δ) від зміни осьового зусилля P при: 1– $l=308\text{мм}$, $l_0=58\text{мм}$, $\delta=2\text{мм}$, 2– $l=510\text{мм}$, $l_0=98\text{мм}$, $\delta=2\text{мм}$; 3– $l=294\text{мм}$, $l_0=58\text{мм}$, $\delta=1.5\text{мм}$ (схема 1); 4– $l=294\text{мм}$, $l_0=58\text{мм}$, $\delta=1.5\text{мм}$, 5– $l=506\text{мм}$, $l_0=98\text{мм}$, $\delta=1.5\text{мм}$; 6– $l=506\text{мм}$, $l_0=98\text{мм}$, $\delta=1.5\text{мм}$ (схема 2)

З аналізу рис.7.10 і 7.11 очевидно є перевага валів, виконаних з витих елементів і спарених пластин з гофроподібними виступами над валами виконаними з П-подібних пластин. При виконанні різних секцій однієї товщини (1,5 мм) для їх відносного видовження у 2% для валів, виконаних з витих елементів необхідно прикласти зусилля у 5 кН, для валів із спарених пластин з гофроподібними виступами 2 кН, для валів із П-подібних пластин – 0,15 кН.

Найвищою крутильною жорсткістю (рис.7.12) характеризуються вали, виконані з витих елементів. Так, для відносного кута закручування 10 град/м величина крутного моменту, який передає витий вал у 5...10 разів перевищує момент, який передають інші типи валів при подібних конструктивних параметрах їх виконання.

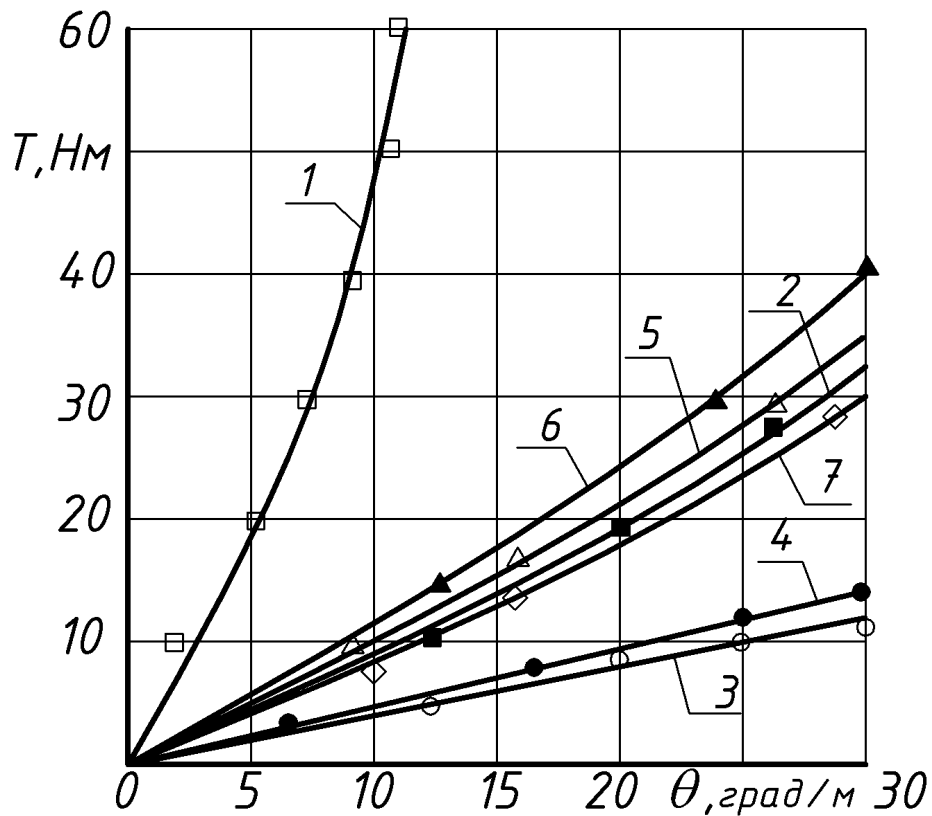


Рис.7.12. Залежності зміни відносного закручування θ гнучких валів від крутного моменту T : 1– вал витий ($l=426\text{мм}$, $\delta=1.5\text{мм}$); 2– вал із спарених пластин з гофроподібними виступами ($l=426\text{мм}$); 3– вал із П-подібних пластин ($l=410\text{мм}$, $l_0=98\text{мм}$, $\delta=1.5\text{мм}$); 4– вал із П-подібних пластин ($l=308\text{мм}$, $l_0=58\text{мм}$, $\delta=1.5\text{мм}$); 5– вал із П-подібних пластин ($l=308\text{мм}$, $l_0=58\text{мм}$, $\delta=2\text{мм}$); 6– вал із П-подібних пластин ($l=410\text{мм}$, $l_0=98\text{мм}$, $\delta=2\text{мм}$); 7– витий елемент ($l_0=85\text{мм}$, $\delta=1.5\text{мм}$)

Таким чином, в зонах розташування валів біля вузла приводу робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра доцільно застосовувати виті секційні вали із спарених пластин з гофроподібними виступами ($l = 387\text{мм}$, $\delta = 1,5\text{мм}$), а по мірі віддалення від зони приводу – більш піддатливі типи валів, оскільки, як свідчать результати експериментальних досліджень, згинна жорсткість витого валу є найвищою в порівнянні з іншими типами валів, що обмежує маневреність робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра.

7.3. Результати досліджень ступеня пошкодження зерна та енерговитрат на виконання технологічного процесу

Процес дослідження з визначення ступеня пошкодження зернового матеріалу здійснювався по методиці, викладеній в підрозділі 7.1. Дослідження проводили при наступних змінних параметрах, межі яких становили: $\varphi - 0,4 \dots 0,7$; $\omega - 34 \dots 73 \text{ с}^{-1}$; $R - 1 \dots 4 \text{ м}$; $h - 0 \dots 1,5 \text{ м}$; $\Delta l - 0 \dots 30 \text{ мм}$. Вплив коефіцієнта завантаження конвеєра φ на ступінь дроблення зерна (D , %) і частки зерна з повністю вибитим зародком ($B3$, %) представлено на рис.7.13.

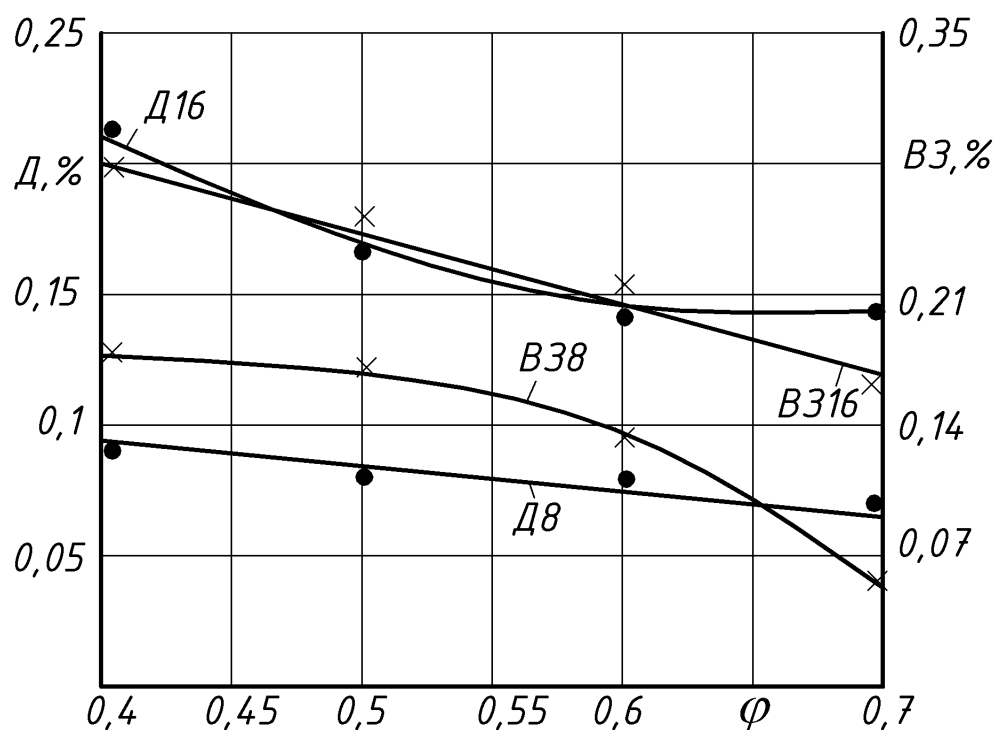


Рис.7.13. Залежності ступеня пошкодження зерна від коефіцієнту завантаження конвеєра φ

Позначення графіків $D8$ і $B38$ — відповідають довжині транспортування — 8 м; $D16$ і $B316$ — 16 м. Матеріал для досліджень — пшениця “Миронівська 65”.

З аналізу графічних залежностей очевидним є зменшення ступеня пошкодження зерна при підвищенні коефіцієнта завантаження конвеєра φ від 0,4 до 0,7. Так, дроблення зерна знижується на 12...33%, а вибивання зародків в 1,6...3 рази. Слід зауважити, що на ординатах графічних

залежностей представлена різниця у відсотках пошкоджень зерна після і до його пошкодження в транспортних магістралях.

Таке зниження травмування зернового матеріалу із збільшенням коефіцієнта завантаження пояснюється зменшенням ймовірності безпосередньої взаємодії поверхні гвинтових лопатей, їх бокових кромek із транспортованим матеріалом.

Аналогічну тенденцію мають залежності впливу частоти обертання робочого органу на ступінь пошкодження зерна, що зображено на рис.7.14.

Більш високі значення травмувань спостерігаються в межах частоти обертання $\omega = 30 \dots 50 \text{ c}^{-1}$. При подальшому підвищенні ω пошкодження зернового матеріалу знижується, що можна пояснити двома причинами: сипкий матеріал входить в спіральний рух і переміщується по периферії кожуха, а також зменшується час переміщення вантажу в руслі гнучкої магістралі.

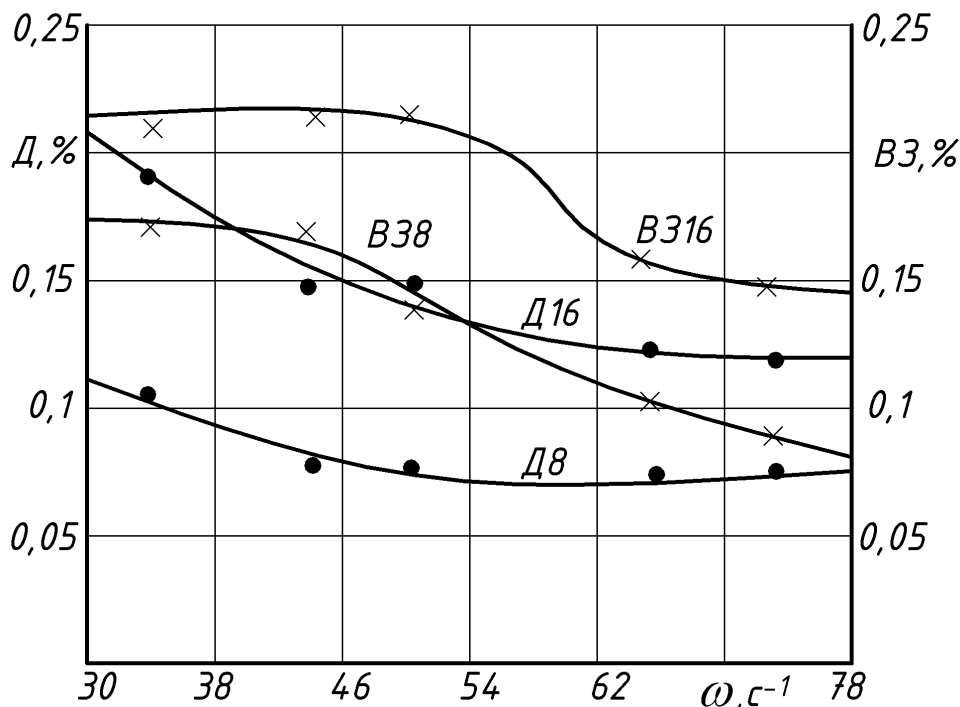


Рис.7.14. Залежності ступеня пошкодження зерна від частоти обертання робочого органу ω

На рис.7.15 представлені графічні залежності впливу на дроблення зерна та їх частки з повністю вибитим зародком зміни радіусу кривизни технологічної магістралі транспортування.

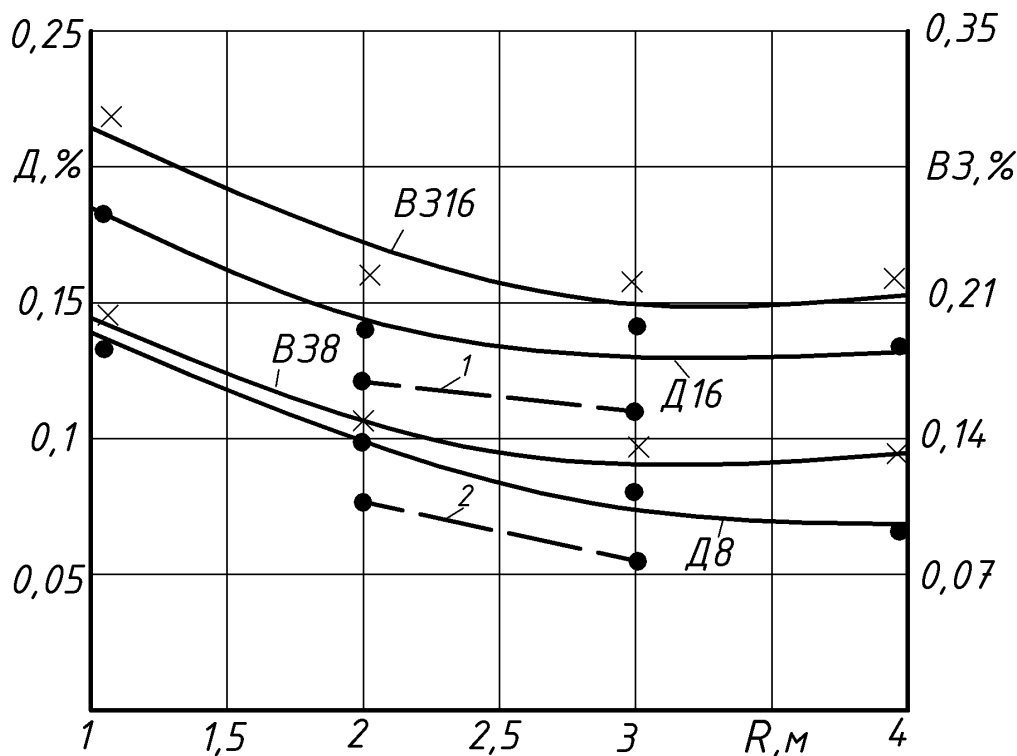


Рис.7.15. Залежності ступеня пошкодження зернового матеріалу від радіуса кривизни технологічної магістралі R : 1—дроблення зерна робочим органом (лопаті з еластичною поверхнею) на трасі довжиною 8м; 2— теж на трасі довжиною 16м

Аналізуючи дані залежності, можна стверджувати, що суттєвий вплив на ступінь пошкодження зерна має зменшення радіуса кривизни з 2 до 1м.

При цьому дроблення зерна збільшується на 24...66%, а частка зернин з повністю вибитим зародком підвищується на 33...38%.

При збільшенні радіуса кривизни технологічної магістралі понад 2м суттєвих змін пошкодженості транспортованого матеріалу не спостерігається. На цьому ж графіку (позиції 1, 2) показана величина дроблення зерна гвинтовими лопатями, які покриті еластичним матеріалом. При цьому загальне зменшення пошкоджень зерна може сягати 18–20%.

Також проведені експериментальні дослідження з визначення впливу висоти транспортування h зернового матеріалу на ступінь їх пошкодження (рис.7.16).

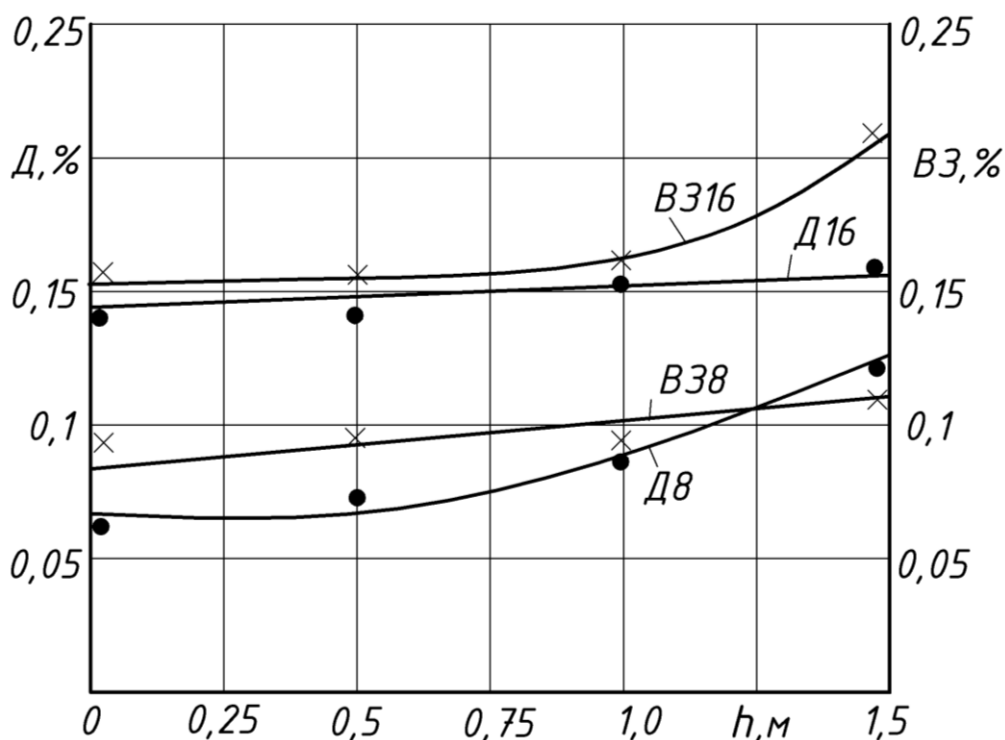


Рис.7.16. Залежності ступеня пошкодження зернового матеріалу від висоти його транспортування h

Як показали результати досліджень зміна висоти транспортування від 0 до 1м призводить до незначного підвищення ступеня пошкодження матеріалу. Дроблення зерна зростає на 5...20%, а частота зерна з повністю вибитим зародком підвищується на 4...6%. При зростанні висоти транспортування більше як 1м травмування зерна різко зростає, що пояснюється стрибкоподібним підвищенням коефіцієнта завантаження даної частини магістралі.

Так, при зростанні висоти транспортування від 1 до 1,5м дроблення зерна підвищується до 56%, а частка зерна з повністю вибитим зародком зростає до 31%.

Важливим фактором, який впливає на якісні показники процесу переміщення матеріалів секційними гнучкими гвинтовими робочими органами є величина зазору між гвинтовими лопатями, вплив якої на ступінь пошкодження зерна зображено на рис.7.17. Встановлено, що збільшення зазору в межах від 0 до 10мм практично не впливає на зміну пошкоженості зерна. При подальшому збільшенні зазору до 20мм дроблення зерна підвищується до 16%, а частка зернин з повністю вибитим зародком – до 11%. Різке зростання травмування матеріалу спостерігається при збільшенні зазору від 20мм до 30мм. Так, дроблення

зерна підвищується на 38...58%, а частка зернин з повністю вибитим зародком зростає на 45...90%.

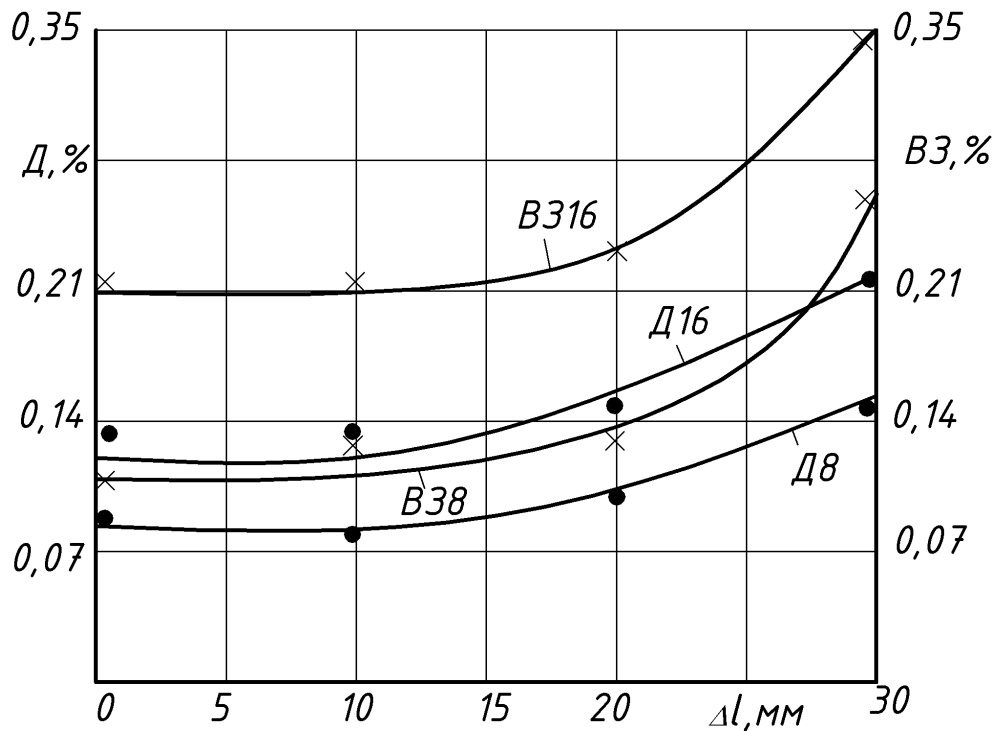


Рис. 7.17. Залежності ступеня пошкодження зернового матеріалу від зазору між гвинтовими лопатями Δl

З проведеного аналізу графічних залежностей експериментальних досліджень можна встановити раціональні межі конструктивних і технологічних параметрів розробленого робочого органу та режимів процесу транспортування: $\varphi = 0.6 \dots 0.8$; $\omega = 50 \dots 70 \text{с}^{-1}$; $R > 1.2 \dots 2 \text{м}$; $h \leq 1 \text{м}$; $\Delta l < 25 \text{мм}$.

Експериментальні дослідження показали, що для забезпечення стабільності надходження матеріалу та зменшення його травмування в зоні завантаження доцільно використовувати суцільну спіраль довжиною на менше 1,1...1,2 від довжини зони завантажувального вікна.

Між пробами зерна за допомогою вимірювача крутного моменту (див. рис. 7.5) консольно встановленого на проміжному валу привода конвеєра, визначались енерговитрати процесу транспортування. Як базовий показник потужності $N = T\omega$, фіксували значення крутного моменту при зміні тих чи інших параметрів. Результати досліджень представлені у вигляді графічних залежностей, які зображені на рис. 7.18.

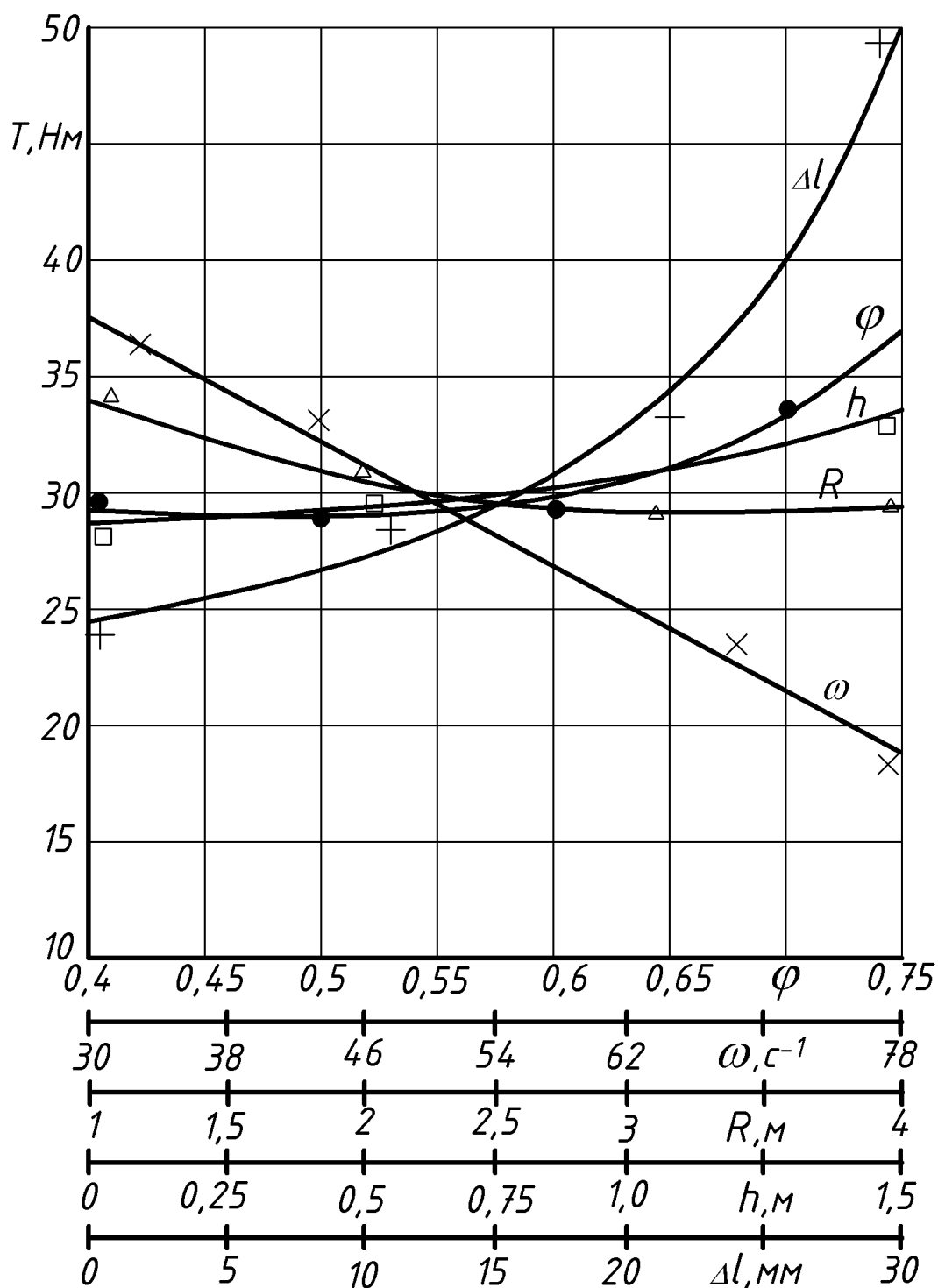


Рис.7.18. Графічні залежності зміни крутного моменту T від параметрів φ ; ω ; R ; h ; Δl

Аналізуючи побудовані криві, можна визначити раціональні режими транспортування та конструктивні параметри робочого органу. Так, коефіцієнт завантаження матеріалом гнучкого рукава не повинен перевищувати 0,6...0,7, оскільки енерговитрати при цьому зростають на

20...23%. Радіус кривизни магістралі транспортування доцільно вибирати більшим, ніж 1,5м, для чого необхідно встановлювати обмежувачі по технологічній трасі переміщення матеріалу. Висота переміщення матеріалу не повинна перевищувати 1м, однак даний фактор не може обмежуватись виключно умовою мінімізації енерговитрат, оскільки висота транспортування задається технічними вимогами функціонального призначення конвеєра.

Як показали експериментальні дослідження, підвищення частоти обертання робочого органу призводить до зниження енерговитрат і описується лінійною залежністю в межах $34...73\text{с}^{-1}$. Однак, на зміну даного параметру будуть накладатись обмеження по забезпеченню мінімального пошкодження зерна.

На основі проведених досліджень встановлено, що збільшення зазору між гвинтовими лопатями в межах від 10 до 20мм призводить до збільшення енерговитрат на 18%. В той же час при подальшому збільшенні зазору до 30мм енерговитрати починають різко зростати.

В порівнянні, величина крутного моменту при величині зазору між гвинтовими лопатями $\Delta l=30\text{мм}$ на 78% перевищує крутний момент на привідному валу конвеєра при $\Delta l=10\text{мм}$.

Тому максимальне значення зазору між лопатками не повинно перевищувати 20мм.

Проведені дослідження і результати їх числових значень повинні враховуватись при виборі та проектуванні пружних секційно-гвинтових робочих органів.

На рис. 7.19 представлені графічні залежності зміни продуктивності гнучкого гвинтового конвеєра від експлуатаційних і кінематичних параметрів робочого органу.

Результати досліджень підтвердили попередні дослідження про те, що висота і радіус кривизни магістралі транспортування не впливають на продуктивність гнучкого гвинтового конвеєра.

В той же час дослідження впливу частоти обертання робочого органу на продуктивність конвеєра дозволили оцінити рівень співпадання теоретичних розрахунків (ω_r) з отриманими експериментальними даними (ω_e). Як видно (див. рис. 7.19) їх розбіжність у зазначеному діапазоні зміни ω не перевищує 16%.

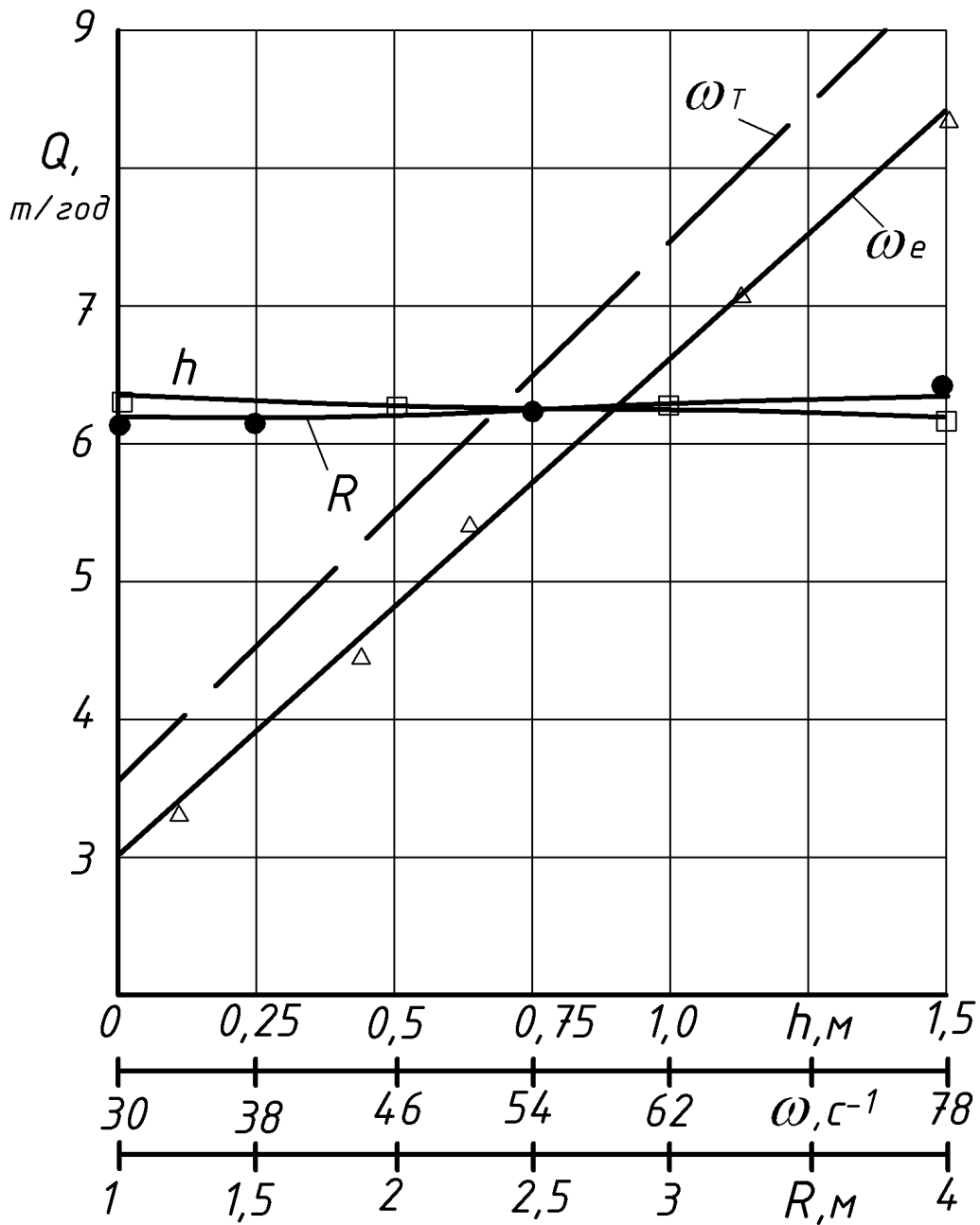


Рис. 7.19. Залежності продуктивності гвинтового конвеєра від висоти транспортування матеріалу h , радіусу кривизни технологічної траси R та кутової швидкості обертання робочого органу ω

РОЗДІЛ 8

ІНЖЕНЕРНА МЕТОДИКА ПРОЕКТУВАННЯ СЕКЦІЙНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ГВИНТОВИХ КОНВЕСРІВ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ЇХ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ

8.1. Методика розрахунку параметрів шарнірних секцій гвинтового робочого органу з автономним кульковим зачепленням

Методика вибору раціональних параметрів елементів кулькових шарнірних з'єднань гвинтових секцій базується на даних, які викладені у другому розділі, складається з трьох етапів.

1. В залежності від мінімального радіуса кривизни робочого органу визначають конструктивні параметри кулькового шарнірного з'єднання.

2. Проводять розрахунок силових параметрів елементів зачеплення, який полягає у визначенні співвідношення осьових зусиль стискання секцій і динамічним крутним моментом, що забезпечуватиме гарантоване обертання робочого органу без розмикання кулькових елементів зачеплення.

3. Проводять перевірочний розрахунок максимальних контактних напружень на поверхнях елементів зачеплення з умови міцності.

Необхідно відзначити, що 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 кулькових шарнірних з'єднань 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 кривизни розташування шарнірного гвинтового робочого органу, величину крутного моменту на елементах з'єднань з урахуванням критичних динамічних навантажень, 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, таких як H (висота виступу бокових поверхонь шайб над кулькою), r (радіус кульки) і L (довжина гвинтової секції) не мають суттєвого впливу на величину радіуса кривизни робочого органу то задамо їх конкретними значеннями: $H = 4$ мм; $r = 7$ мм; $L = 120$ мм. Тоді підставляючи вище зазначені числові значення, отримуємо спрощену систему рівнянь для визначення величини R_k

$$\begin{cases} R_k = \frac{2\delta + 120}{2\operatorname{tg}(\varphi/2)} \\ \varphi = \arcsin\left(\frac{\delta(1 + \cos\varphi)}{4 + \sqrt{49 - \delta^2}}\right) \end{cases} \quad (8.1)$$

Попередньо числовими методами визначаємо значення кута φ при відповідній величині δ , а далі розраховуємо значення R_k при аналогічній величині δ . Результати розрахунків зведені в таблицю 8.1. Таким чином, задаючись мінімальним радіусом кривизни розташування технологічної магістралі, в залежності від умов транспортування визначають величину δ .

Таблиця 8.1

Табличні значення залежностей радіуса кривизни магістралі R_k від величин δ і φ

φ		5,2136	7,83	10,45	13,09	15,76	18,445	21,159	23,9055	26,691
δ	мм	0,5	0,75	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	2,25	2,5
R_k	мм	1328,94	887,509	667,052	533,862	444,364	380,3511	331,95	294,048	263,435

Методика розрахунку згідно другого пункту.

Враховуючи те, що в процесі передачі крутного моменту кульки не повинні виходити з конічних лунок торцевих шайб навіть при роботі конвеєра в критичних умовах, то при розрахунку крутного моменту застосовуємо аналітичну залежність для визначення його початкового значення T_0 , яка наведена в таблиці 2.1. Також необхідно вивести функціональні залежності між крутним моментом, параметрами елементів зачеплення та нормальною силою P , яка діє в напрямку

перпендикулярному до поверхні лунки і визначає величину контактних напружень.

Застосовуючи базову формулу $T_0 = RC\delta_0/tg\alpha'$ (таб. 2.1, де α' – сумарний кут нахилу лунки із врахуванням кута тертя), нормальну силу P можна представити у вигляді такої залежності

$$P = \frac{C\delta_0}{\sin\alpha'} = \frac{T_0}{R\cos\alpha'}. \quad (8.2)$$

Попередньо, задаючись необхідним значенням крутного моменту, який потрібний для транспортування сипких матеріалів в залежності від довжини робочої магістралі, характеру її розташування, типу матеріалу і коефіцієнту заповнення ним гнучкого кожуха визначають нормальну складову P . Для вище прийнятих постійних значень параметрів H , r і L з конструктивних міркувань компоновання шарнірів величину R доцільно вибирати в межах 14...16мм.

З аналізу результатів досліджень, які викладені у другому розділі, можна стверджувати, що зростання кута α' при інших постійних параметрах призводитиме до зростання умовного радіуса лунки R в площині дії нормальної сили P і відповідно до збільшення максимальних контактних напружень. Таким чином, кут α' доцільно мінімізувати і його значення вибирати в межах $20^0...25^0$.

Визначивши нормальну силу P , далі розраховують параметри пружини, а саме її жорсткість C і величину попереднього натягу δ_0 .

Методика розрахунку згідно третього пункту.

Максимальний вплив на величину контактних напружень σ , які виникають на площинках елементів зачеплення, має зростання умовного радіуса кривини R лунки в напрямку дії нормальної сили P . В той же час на величину радіуса R максимальний вплив має кут нахилу лунки α , збільшення якого спричиняє зростання величини R . Оскільки інтенсивність впливу параметра δ на величину R і відповідно σ є незначною і має зворотній характер в порівнянні з кутом α , однак має суттєвий вплив на мінімальний радіус кривини магістралі R_k , то проведемо розрахунки для змінних параметрів α і δ .

На основі вище викладених міркувань радіус кульки приймаємо 7 мм, кут α вибираємо в межах $20^0...25^0$, а величину δ – в межах

1,0...1,5 мм. При розрахунках величини R приймалися комбінації крайніх значень параметрів у зазначених межах.

На основі розрахунків згідно системи рівнянь (2.21), залежності (2.8), а також табличних значень з курсу опору матеріалів $\psi=f(\alpha;\beta)$ отримані наступні результати, які представлені в таблиці 8.2.

Таблиця 8.2

Табличні значення залежностей радіуса кривини R від величин α і δ

$\alpha', \text{ }^\circ$	$\delta, \text{ мм}$	$R, \text{ мм}$	ψ°	α	β
20	1	7,267	21,70	3,62	0,42
20	1,5	7,173	17,66	3,85	0,38
25	1	7,557	30,37	2,72	0,98
25	1,5	7,375	25,42	3,17	0,45

Користуючись табличними даними, при заданій нормальній силі P , згідно залежності (2.9) визначають коефіцієнти a і b , а далі за формулою (2.22) розраховують максимальні нормальні напруження, які порівнюють з допустимими для різних марок сталей.

Таким чином, раціональними можна вважати наступні параметри: $r = 7\text{мм}$; $\alpha = 20^\circ$; $\delta = 1,5\text{мм}$. Тоді значення R становитиме $7,173\text{мм}$, а величина максимальних контактних напружень при $P = 1000\text{Н}$ не перевищуватиме 1500МПа .

Така величина допустимих контактних напружень для низьковуглецевих сталей, які піддаються зварюванню є критичною, а тому її подальше зростання призводитиме до невиконання умови міцності. Тому доцільним є застосування хіміко-термічної обробки поверхонь лунок при виготовленому каркасі.

При підборі пружин необхідно передбачити додатковий попередній натяг пружин, зменшення якого не впливатиме на працездатність робочого органу і виключить можливість виходу кульок із зачеплення з лунками, а також їх відносне ковзання в процесі роботи.

Найбільш прийнятним способом вирішення даної проблеми є застосування антифрикційних втулок, які виготовлені з поліамідів армованих скляним волокном. Така схема зачеплення є найбільш прийнятною з точки зору мінімізації контактних напружень, а пари тертя метал - пластмаса ефективно працюють в абразивних середовищах.

8.2. Методика розрахунку довжини секції спіралі шнека та її розгортки

В процесі проектування секцій гвинтового робочого органу доцільно користуватись наступною методикою розрахунку конструктивних параметрів окремих гвинтових секцій з урахуванням їх відносного взаємного розташування для забезпечення ефективного переходу матеріалу з однієї секції на іншу.

Для вибору раціональних параметрів гвинтових спіралей в залежності від кутового зміщення торцевих ребер сусідніх секцій визначимо осьову довжину спіралі та розгортку для її виготовлення.

Ґрунтуючись на відомих дослідженнях прийmemo, що загальна осьова довжина секції спіралі L_c буде знаходитись в наступних межах $T < L_c < 2T$, де T крок спіралі.

Далі визначаємо функціональну залежність $L_c = f(\varphi)$. Для цього звернемось до розрахункової схеми, зображеної на рис.8.1.

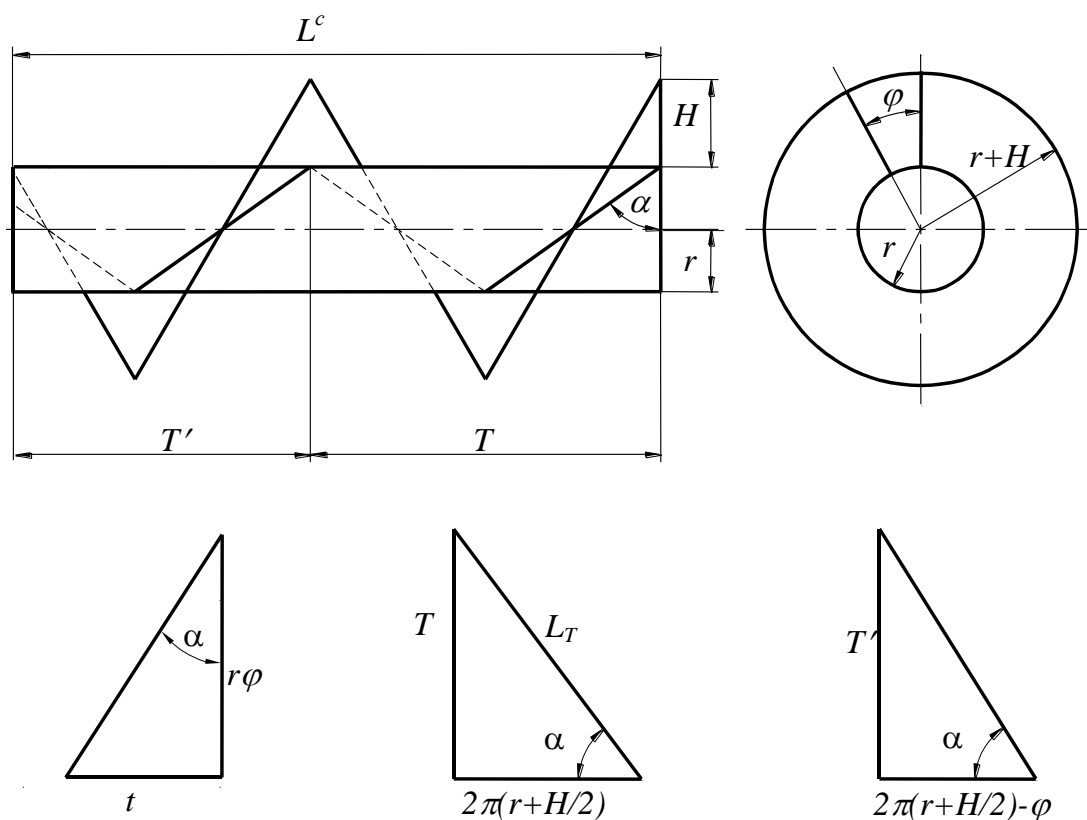


Рис.8.1. Схема для визначення довжини секції спіралі L^c та довжини її розгортки L_p

Повна осьова довжина секції спіралі визначається з умови

$$L_c = T + T', \quad (8.3)$$

де $T' = T - t$; t – осьова довжина видаленого сектора спіралі, яка пов'язана з кутовим зміщенням (кут φ) торцевих ребер спіралі

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{t}{r\varphi}; \quad t = r\varphi \operatorname{tg} \alpha, \quad (8.4)$$

де φ - кут виражений в радіанах; α - кут підйому спіралі.

Кут підйому спіралі по основі валу визначається

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{T}{2\pi r}; \quad \alpha = \operatorname{arctg} \left(\frac{T}{2\pi r} \right). \quad (8.5)$$

З урахуванням (8.5) рівняння (8.4) прийме вигляд

$$t = r\varphi \operatorname{tg} \left(\operatorname{arctg} \left(\frac{T}{2\pi r} \right) \right) = \frac{\varphi T}{2\pi}. \quad (8.6)$$

Тоді

$$L_c = T + \frac{\varphi T}{2\pi} = T \left(1 + \frac{\varphi}{2\pi} \right). \quad (8.7)$$

Визначимо довжину розгортки секції спіралі шнека.

Оскільки, в процесі деформування смуги в спіраль зовнішні волокна розтягуються, а внутрішні стискаються, то довжину розгортки визначаємо по середині смугової заготовки з висотою H .

Тоді визначена розгортка для одного кроку T становитиме

$$L_T = \sqrt{T^2 + 4\pi^2 \left(r + \frac{H}{2} \right)^2}. \quad (8.8)$$

Далі визначаємо довжину розгортки L'_T , загальна осьова довжина спірального сектора T при виготовленні з неї є меншою ніж крок T і пов'язана з кутовим зміщенням φ

$$\cos \alpha = \frac{2\pi \left(r + \frac{H}{2} \right) - \varphi}{L'_T}. \quad (8.9)$$

З урахуванням (8.5) для кута підйому α на висоті спіралі $(r + H/2)$ отримуємо

$$L'_T = \frac{2\pi\left(r + \frac{H}{2}\right) - \varphi}{\cos\left(\arctg\left(\frac{T}{2\pi\left(r + \frac{H}{2}\right)}\right)\right)}. \quad (8.10)$$

Таким чином, загальна довжина розгортки спіралі L_P становить

$$L_P = L_T + L'_T = \sqrt{T^2 + 4\pi^2\left(r + \frac{H}{2}\right)^2} + \frac{2\pi\left(r + \frac{H}{2}\right) - \varphi}{\cos\left(\arctg\left(\frac{T}{2\pi\left(r + \frac{H}{2}\right)}\right)\right)}. \quad (8.11)$$

Виведені аналітичні залежності (8.7) і (8.11) повинні використовуватись при проектуванні та технологічному забезпеченні виготовлення окремих секцій гвинтових спіралей шарнірного робочого органу. Величина кутового зміщення φ торцевих ребер сусідніх секцій повинна задаватись виходячи з частоти обертання робочого органу, осьового зміщення між торцями гвинтових ребер, а також в залежності від типу транспортованого матеріалу.

Для виготовлення гвинтових секцій розроблене технологічне приспособлення, яке при зварюванні їх каркасу забезпечує паралельність позиціонування торцевих пластин, а також осьових стержнів (рис.8.2). Воно виконане у вигляді основи 1, поперечний перетин якої є аналогічним до плоскої поверхні торцевих шайб 2. В центрі основи виконаний повздовжній осьовий отвір, в якому розташована різьбова шпилька 3. На боковій поверхні основи виконані отвори, в які вставляють пару фіксуєчих пальців 4. На пальцях розташовані осьові стержні 5, довжина яких відповідає відстані між торцевими шайбами, які за допомогою різьбової шпильки притискаються гайками 6. У зібраному стані кінці осьових стержнів приварюють до торцевих шайб, після чого витягують з отворів фіксуєчі пальці та демонтують різьбову шпильку.

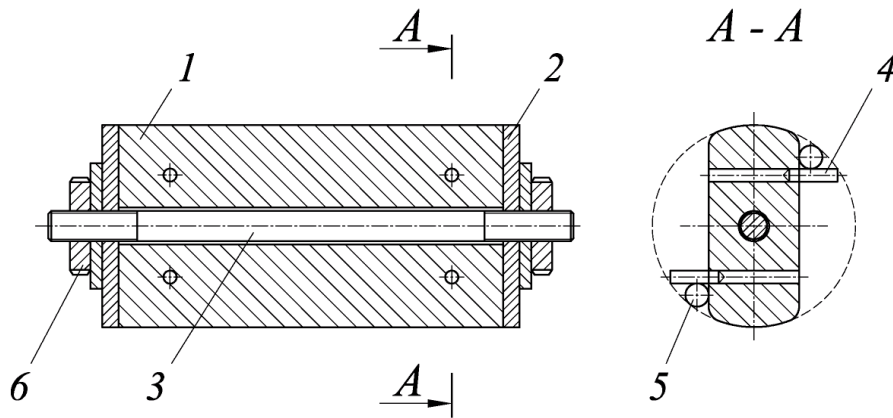


Рис.8.2. Технологічне приспособлення для виготовлення каркасу секції

Для забезпечення рівності відстані між периферійними поверхнями торцевої шайби та діаметрально розташованими стержнями важливою вимогою є точне розташування осей отворів під фіксуючі пальці відносно центру основи. Для визначення даної відстані звернемось до розрахункової схеми (рис.8.3).

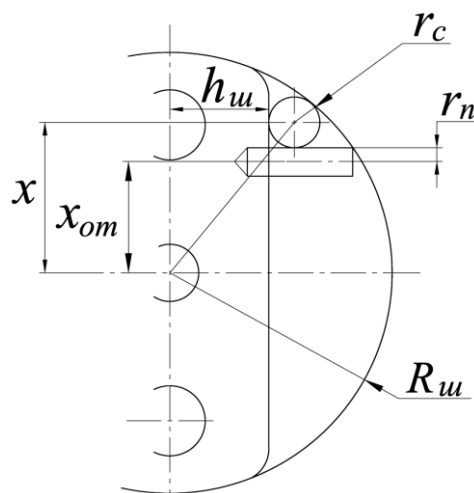


Рис.8.3. Схема для визначення положення розташування фіксуючих пальців

Виведено залежність для визначення відстані від центру основи до осі отвору під фіксуючі пальці x_{om}

$$x_{om} = x - r_c - r_n = \sqrt{(R_u - r_c)^2 - (h_u - r_c)^2} - (r_c + r_n) \quad (4.12)$$

де R_u , – радіус розташування периферії поверхні шайби; r_c – радіус осевого стержня; h_u – відстань від центру до торцевої шайби; r_n – радіус пальця.

8.3. Розрахунок гвинтокрилих шайб шарнірно-тросового робочого органу на контактну міцність

З метою забезпечення надійного функціонування робочого органу проведено розрахунок їх елементів на міцність. Оскільки крутний момент M_z та осьове зусилля P_z від навантаження передаються кожним із елементів валу, то максимально навантаженими будуть початкові елементи, що сприймають крутний момент

$$M_z = N/w. \quad (8.13)$$

Отже, стінки кожної із лунок будуть сприймати тангенціальні P_τ і осьові P_z навантаження, які рівні

$$P_{\tau l} = \frac{M_z}{2l}; \text{ і } P_{zl} = \frac{M_z}{Dt g(\alpha + \varphi_T)}. \quad (8.14)$$

В осьовому напрямку будуть діяти також зусилля $P_{нл}$ від натягу тросу $P_{тр}$

$$P_{нл} = \frac{P_{тр}}{2}. \quad (8.15)$$

Рівнодійна від всіх зусиль буде становити

$$P_\Sigma = \sqrt{P_{zl}^2 + (P_{zl} + P_{нл})^2}. \quad (8.16)$$

Для стабільної роботи гнучкого валу необхідно, щоб відхилення рівнодійної від осі троса не перевищувало 60° , що гарантує відсутність повороту елементів навіть при динамічних навантаженнях.

Отже, максимальне розрахункове навантаження, що спричиняє контактні напруження σ визначається

$$P_{max} = \frac{M_{z,max}}{2l \cos 60^\circ}. \quad (8.17)$$

При суттєвих відмінностях радіусів лунки $r_{\ddot{e}}$ та кульки $r_{\dot{e}}$ ($r_{\ddot{e}} > r_{\dot{e}}$) умова не перевищення контактних напружень допустимих значень прийме наступний вигляд

$$\sigma_{\max} = 0,3883 \sqrt{\frac{4P_{\max} E_1^2 E_2^2 (r_l - r_k)^2}{(E_1 + E_2)^2 r_k^2 r_l^2}} \leq [\sigma] \quad (8.18)$$

Ця формула справедлива, коли радіус кругової площинки контакту, за умовою задачі Герца, суттєво менший ніж радіус кульки, тобто

$$a = \sqrt{\frac{3P}{2\pi\sigma_{\max}}} > r_{\dot{e}}. \quad (8.19)$$

Закон розподілу контактних напружень прийнятий згідно контактної задачі Герца

$$\sigma = \sigma_{\max} \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{a^2}}. \quad (8.20)$$

За умовою задачі радіус r_k кульки практично рівний радіусу лунки r_l , тобто $r_k = r_l = r$.

В цьому випадку приймемо, що радіус кругової площинки не повинен перевищувати $a \leq 0,5r$ і тоді, умова на контактну міцність прийме вигляд

$$\sigma_{\max} = \frac{3P_{\max}}{2\pi a^2} = \frac{6P_{\max}}{\pi r^2}. \quad (8.21)$$

В кінцевому вигляді умова не перевищення максимальних контактних напружень прийме вигляд

$$\frac{3M_{z\max}}{\pi r^2 l \cos 60^\circ} = \frac{3N}{\pi w \cos 60^\circ r^2 l} \leq [\sigma] \quad (8.22)$$

Це обмеження є основним при визначенні параметрів лунок і повинно бути використано при інженерних розрахунках і проектуванні запропонованого робочого органу, а саме його гвинтових секцій.

8.4. Оптимізація гвинтокрилих шайб робочого органу

При проектуванні секційних елементів, які виконані у вигляді гвинтокрилих шайб, на вибір їх конструктивних параметрів впливає цілий ряд різних факторів, як експлуатаційно-технологічних, так і фізико-механічних, що суттєво ускладнює їх розрахунок. При цьому в залежності від транспортованого матеріалу, умов експлуатації та ряду інших факторів методика розрахунку конструктивних параметрів елементів може змінюватись. Комплексне врахування всіх факторів можливе лише в рамках розв'язку оптимізаційної задачі.

Вихідними даними для проектування окремих секцій є загальна продуктивність конвеєра Q , максимальний крутний момент T , та осьове зусилля F , фізико-механічні характеристики матеріалу елементів робочого органу та вантажу.

Враховуючи спосіб виготовлення секційних елементів - лиття під тиском у прес-форми та конструктивно-технологічні характеристики конвеєра за цільову функцію приймемо приведену масу елемента m_{np} , що припадає на одиницю його довжини

$$m_{np} = \frac{m}{(B+h)} \quad (8.23)$$

де B - довжина секції; h - зазор між секціями.

За змінні параметри, які підлягають оптимізації приймаємо $x_1 = B$ довжина елемента; $x_2 = R$ - зовнішній радіус циліндричної частини елемента (ступиці); $x_3 = B$ - зовнішній діаметр гвинтових лопатей; $x_4 = d$ - внутрішній діаметр центрального отвору для троса; $x_5 = 2l$ - міжосьова віддаль між лунками; $x_6 = r$ - радіус лунки; $x_7 = h$ - зазор між елементами; $x_8 = t$ - товщина гвинтової лопаті.

Маса елемента, що складається із центральної частини, двох гвинтових лопатей і має 4 кулькових лунки, визначається за формулою

$$m_1 = \gamma_1 V_1 = \pi \gamma_1 B \left(R^2 - \frac{d^2}{4} \right) + \frac{(D-2R)}{4} \gamma_1 t \sqrt{2\pi^2 RD + 16B^2} - \frac{8}{3} \pi \gamma_1 r^3 + \gamma_1 \pi h r^2 \quad (8.24)$$

де V_1 - об'єм секційного елемента; γ_1 - густина матеріалу елемента.

Маса кульок, що припадає на один елемент

$$m_2 = 2m_k = 2\gamma_2 V_2 = \frac{8}{3}\pi\gamma_2 r^3 \quad (8.25)$$

де V_2 - об'єм кульки; γ_2 - густина матеріалу кульки.

Із врахуванням впливу об'єму кульок за цільову функцію доцільно прийняти приведений об'єм валу робочого органу на одиницю його довжини

$$V_{np} = \frac{V_{валу}}{L_{валу}} = \pi \left(R^2 - \frac{d^2}{4} \right) + t(D-2R) \sqrt{\frac{\pi^2 RD}{8(B+h)^2} + 1} + \frac{8\pi}{3(B+h)} \left(\frac{\gamma_2}{\gamma_1} - 1 \right) r^3 + \frac{\pi h r^2}{B+h} \quad (8.26)$$

На зміну незалежних параметрів накладається ряд обмежень: за продуктивністю, допустимими напруженнями, радіусом кривизни траси та ін.

Продуктивність конвеєра визначається за залежністю

$$Q = \frac{k_v \varphi_3 T \omega (D^2 - 4R^2)}{8} \quad (8.27)$$

Із врахуванням рекомендацій для вибору значень ω , φ_3 обмеження за продуктивністю прийме вигляд

$$(D^2 - 4R^2)(B+h) \leq \frac{2Q}{\varphi_3 \omega}, \quad (8.28)$$

де φ_3 - коефіцієнт заповнення корисного об'єму конвеєра, ω - кутова швидкість гнучкого валу.

Обмеження за радіусом згину має вигляд

$$\frac{B+h}{R_{\min}} \leq \frac{h}{2R},$$

або в розгорнутому вигляді

$$2BR + 2Rh - hR_{\min} \leq 0, \quad (8.29)$$

де R_{\min} - мінімально допустимий радіус кривизни траси.

Для стабільної роботи привідного валу конвеєра необхідно, щоб в момент динамічних навантажень сума кутів зміщення елементів α і входження кульки φ була менша кута тертя, тобто $\alpha + \varphi \leq \varphi_T$. Відповідна умова прийме вигляд

$$h - 2\mu r - \frac{2}{R_{\min}}(B+h)r \leq 0, \quad (8.30)$$

де μ - коефіцієнт тертя між кулькою та лункою.

Експлуатаційне обмеження за кроком гвинтової поверхні повинне задовольняти умову $0,6 \leq k_T \leq 0,8$, де $k_T = T/D$. З даної умови отримаємо

$$\left. \begin{array}{l} 0,15D - (B+h) \leq 0 \\ B+h - 0,2D \leq 0 \end{array} \right\}. \quad (8.31)$$

Геометричні обмеження, які визначають розміщення лунок в тілі елемента, мають вигляд

$$d + 2\Delta_{\min} + 2r < 2l < 2R - 2\Delta_{\min} - 2r. \quad (8.32)$$

Відповідно

$$\left. \begin{array}{l} 2r + 2l - 2R + 2\Delta_{\min} \leq 0 \\ 2r + d - 2l + 2\Delta_{\min} \leq 0 \end{array} \right\}, \quad (8.33)$$

де Δ_{\min} - мінімальна відстань від краю лунки до внутрішньої чи зовнішньої циліндричних поверхонь основи гвинтокрилої шайби.

Обмеження на виготовлення внутрішнього отвору d пов'язані із розміром d_{mp} і записуються таким чином

$$d_{mp} < d < d_{mp} + 2\varepsilon, \quad (8.34)$$

де ε - допустимий зазор між тросом та поверхнею елемента, що не приводить до зміни довжини троса при згині валу.

Обмеження на міцність гвинтової лопаті із умови на згин

$$6k_{\Sigma} N(0,4D-R) - n\omega^2 [\sigma] \sqrt{4R^2 + (B+h)^2} \leq 0. \quad (8.35)$$

Технологічне обмеження на товщину лопаті

$$t > t_{min}. \quad (8.36)$$

Враховуючи прийняті позначення, оптимізаційна задача зводиться до мінімізації цільової функції

$$f_0 = \pi \left(x_2^2 - \frac{x_4^2}{2} \right) + x_8 (x_3 - 2x_2) \sqrt{\frac{\pi^2 x_2 x_3}{8(x_1 + x_7)^2} + 1} + \frac{\pi}{(x_1 + x_7)} \left[\frac{8}{3} x_6^3 \left(\frac{\gamma_2}{\gamma_1} - 1 \right) + x_6^2 x_7 \right]. \quad (8.37)$$

При наступних обмеженнях:

- за продуктивністю

$$f_1 = (x_3^2 - 4x_2^2) \cdot (x_1 + x_7) - \frac{2Q}{\varphi\omega} \leq 0; \quad (8.38)$$

- за потужністю

$$f_2 = -x_5 x_6^2 + \frac{6N}{\pi\omega[\sigma]_k} \leq 0; \quad (8.39)$$

- за допустимим згином

$$f_3 = (x_1 + x_7) \cdot x_2 - x_7 R_{min} \leq 0; \quad (8.40)$$

- за умовою надійного захоплення матеріалу

$$f_4 = x_7 - 2\mu x_6 - \frac{2}{R_{min}} (x_1 + x_7) \cdot x_6 \leq 0; \quad (8.41)$$

- за мінімальним та максимальним кроком

$$f_5 = \frac{k_{Tmin}}{4} x_3 - (x_1 + x_7) \leq 0; \quad (8.42)$$

$$f_6 = x_1 + x_7 - \frac{k_{T \max}}{4} x_3 \leq 0; \quad (8.43)$$

- за геометричним розміщенням лунок

$$f_7 = x_5 - 2x_2 + 2\Delta_{\min} + 2x_6 \leq 0; \quad (8.45)$$

$$f_8 = x_4 - x_5 + 2\Delta_{\min} + 2x_6 \leq 0; \quad (8.46)$$

- за допустимим зазором в отворі для троса

$$f_9 = -x_4 + d_{mp} \leq 0; \quad (8.47)$$

$$f_{10} = x_4 - d_{mp} - \varepsilon \leq 0; \quad (8.48)$$

- із умови на згин

$$f_{11} = \frac{12Nk_{\Sigma}}{\omega n[\sigma]} (0,4x_3 - x_2) - x_3 x_8^2 \sqrt{4x_2^2 + (x_1 + x_7)^2} \leq 0. \quad (8.49)$$

- за технологічною товщиною лопаті

$$f_{12} = -t + t_{\min} \leq 0. \quad (8.50)$$

Функція Лагранжа має вигляд

$$\varphi(x, u) = f_0 + \sum u_i f_i, \quad (8.51)$$

де u_i -множники, які вибирають із умови $u_i f_i = 0, (u_i \geq 0)$.

Тоді параметри x_i приймають оптимальні значення при $\partial \varphi(x_i, u_i) / \partial x_i = 0$.

Визначимо часткові похідні функціонала якості f_0

$$\frac{\partial f_0}{\partial x_1} = -\frac{x_8(x_3-2x_2)}{2\sqrt{\frac{\pi^2 x_2 x_3}{8(x_1+x_7)^2}+1}} \cdot \frac{\pi^2 x_2 x_3}{4(x_1+x_7)^3} - \frac{\pi}{(x_1+x_7)^2} \left[\frac{8}{3} x_6^3 \left(\frac{\gamma_2}{\gamma_1} - 1 \right) + x_6^2 x_7 \right];$$

$$\frac{\partial f_0}{\partial x_2} = 2\pi x_2 - 2x_8 \sqrt{\frac{\pi^2 x_2 x_3}{8(x_1+x_7)^2}+1} + \frac{x_8(x_3-2x_2)\pi^2 x_3}{2\sqrt{\frac{\pi^2 x_2 x_3}{8(x_1+x_7)^2}+1}};$$

$$\frac{\partial f_0}{\partial x_3} = x_8 \sqrt{\frac{\pi^2 x_2 x_3}{8(x_1+x_7)^2}+1} + \frac{\pi^2 x_8(x_3-2x_2)x_2}{2\sqrt{\frac{\pi^2 x_2 x_3}{8(x_1+x_7)^2}+1}};$$

$$\frac{\partial f_0}{\partial x_4} = -\pi x_4; \tag{8.52}$$

$$\frac{\partial f_0}{\partial x_5} = 0;$$

$$\frac{\partial f_0}{\partial x_6} = \frac{\pi}{x_1+x_7} \left[x_6^2 \left(\frac{\gamma_1}{\gamma_2} - 1 \right) + 2x_6 x_7 \right];$$

$$\frac{\partial f_0}{\partial x_7} = -\frac{x_8(x_3-2x_2)}{2\sqrt{\frac{\pi^2 x_2 x_3}{8(x_1+x_7)^2}+1}} \cdot \frac{\pi^2 x_2 x_3}{4(x_1+x_7)^3} - \frac{\pi}{(x_1+x_7)^2} \left[\frac{8}{3} x_6^3 \left(\frac{\gamma_2}{\gamma_1} - 1 \right) + x_6^2 x_7 \right] + \frac{\pi x_6^2}{x_1+x_7};$$

$$\frac{\partial f_0}{\partial x_8} = (x_3-2x_2) \sqrt{\frac{\pi^2 x_2 x_3}{8(x_1+x_7)^2}+1}.$$

Аналіз похідних цільової функції показує, що вони в межах зміни змінних x_i не набувають нульових значень, причому $\frac{\partial f_0}{\partial x_1} < 0$; $\frac{\partial f_0}{\partial x_2} > 0$;

$\frac{\partial f_0}{\partial x_3} > 0$; $\frac{\partial f_0}{\partial x_4} < 0$; $\frac{\partial f_0}{\partial x_6} > 0$; $\frac{\partial f_0}{\partial x_7} < 0$; $\frac{\partial f_0}{\partial x_8} > 0$. Похідна $\frac{\partial f_0}{\partial x_5} = 0$ за умовою, тобто

зміна параметру $x_5 = u$ не впливає на зміну об'єму валу. Проте, враховуючи більшу густину кульок, при зменшенні x_5 зменшується момент інерції валу.

Часткові похідні функції Лагранжа

$$\frac{\partial \varphi(x, u)}{\partial x_1} = \frac{\partial f_0}{\partial x_1} - u_1(x_3^2 - 4x_2^2) + u_3x_2 - u_4 \frac{2x_6}{R_{\min}} - u_5 + u_6 - u_{11} \frac{x_3x_8^2(x_1+x_7)}{\sqrt{4x_2^2+(x_1+x_7)^2}} = 0;$$

$$\frac{\partial \varphi(x, u)}{\partial x_2} = \frac{\partial f_0}{\partial x_2} - 8u_1(x_1+x_7) - 2u_7 - u_{11} \left(\frac{2k_{\Sigma}N}{\omega n[\sigma]} + \frac{4x_3x_8^2x_2}{\sqrt{4x_2^2+(x_1+x_7)^2}} \right) = 0;$$

$$\frac{\partial \varphi(x, u)}{\partial x_3} = \frac{\partial f_0}{\partial x_3} - 2u_1(x_1+x_7) + u_5 \frac{k_{T\min}}{4} - u_6 \frac{k_{T\max}}{4} + u_{11} \left(\frac{0,8Nk_{\Sigma}}{\omega n[\sigma]} - x_8^2 \sqrt{4x_2^2+(x_1+x_7)^2} \right) = 0;$$

$$\frac{\partial \varphi(x, u)}{\partial x_4} = \frac{\partial f_0}{\partial x_4} - u_9 + u_{10} = 0; \tag{8.53}$$

$$\frac{\partial \varphi(x, u)}{\partial x_5} = \frac{\partial f_0}{\partial x_5} - u_2x_6^2 + u_7 - u_8 = 0;$$

$$\frac{\partial \varphi(x, u)}{\partial x_6} = \frac{\partial f_0}{\partial x_6} - 2u_2x_5x_6 - u_4 \left[2\mu + \frac{2}{R_{\min}}(x_1+x_7) \right] + 2u_7 + 2u_8 = 0;$$

$$\frac{\partial \varphi(x, u)}{\partial x_7} = \frac{\partial f_0}{\partial x_7} + u_1(x_3^2 - 4x_2^2) + u_3(x_2 - R_{\min}) + u_4 \left(1 - \frac{2x_6}{R_{\min}} \right) - u_5 + u_6 - u_{11} \frac{x_3x_8^2(x_1+x_7)}{\sqrt{4x_2^2+(x_1+x_7)^2}} = 0;$$

$$\frac{\partial \varphi(x, u)}{\partial x_8} = \frac{\partial f_0}{\partial x_8} - 2u_{11}x_3x_8\sqrt{4x_2^2+(x_1+x_7)^2} - u_{12} = 0.$$

В результаті досліджень всіх можливих варіантів систем рівнянь, що задовільняють умовам Куна-Таккера, встановлено, що для реального проектування із всіх теоретично можливих варіантів найбільш ймовірний такий, у якому коефіцієнти $u_4 = u_5 = u_9 = 0$, а змінні параметри визначаються із системи рівнянь $f_1 = f_2 = f_3 = f_6 = f_7 = f_8 = f_{10} = f_{11} = 0$.

Ряд рівнянь містять не всі невідомі, і тому порядок визначення x_i спрощується.

Діаметр внутрішнього отвору елемента визначається із рівняння f_{10} обмеження $f_{10} = x_4 - d_{\delta\delta} - \varepsilon \leq 0$.

Відповідно

$$d = x_4 = d_{mp} + \varepsilon. \quad (8.54)$$

Значення радіусу лунок r та віддалі між ними $2l$ визначається із системи рівнянь $f_8 = 0$; $f_2 = 0$

$$\begin{cases} x_4 - x_5 + 2x_6 + 2\Delta_{\min} = 0 \\ -x_5 x_6^2 + \frac{6N}{\pi\alpha[\sigma]_k} = 0 \end{cases}. \quad (8.55)$$

Із системи (8.55) для визначення радіусу $r = x_6$ отримується рівняння

$$x_6^2(x_6 + \Delta_{\min} + d/2) = \frac{6N}{\pi\alpha[\sigma]}. \quad (8.56)$$

Оскільки точний розв'язок цього рівняння є громіздким, то для спрощення розрахунків можна запропонувати ітераційну залежність

$$r_i = x_{6i} = \sqrt{\frac{3N}{\pi\alpha[\sigma](d/2 + \Delta_{\min} + r_{i-1})}}. \quad (8.57)$$

Відповідно, віддаль між лунками

$$2l = x_5 = r + \Delta_{\min} + d/2. \quad (8.58)$$

Радіус циліндричної частини елемента визначається із $f_7 = 0$, звідки

$$R = x_2 = d/2 + 2\Delta_{\min} + 2r. \quad (8.59)$$

Зовнішній діаметр гвинтової частини D , ширина елементів, та зазор між ними визначається із системи рівнянь $f_1 = f_3 = f_6 = 0$.

$$\begin{cases} (x_3^2 - 4x_2^2)(x_1 + x_7) - \frac{2Q}{\varphi\omega} = 0; \\ (x_1 + x_7)x_2 - x_7 R_{\min} = 0; \\ x_1 + x_7 - \frac{k_{T\max} x_3}{4} = 0. \end{cases} \quad (8.60)$$

Згідно (8.60) зовнішній діаметр D визначається ітераційною залежністю

$$D_i = x_{3i} = \sqrt[3]{\frac{8QD_{i-1}^2}{\varphi\omega k_{T\max} (D_{i-1} - 4R)^2}}, \quad (8.61)$$

де коефіцієнт заповнення на горизонтальній ділянці траси становить $\varphi = 0,4 \dots 0,6$, а кутова швидкість вибирається за залежністю $\omega = (k_v k_T \varphi g^3 P^3 / Q)^{\frac{1}{5}}$. Тут коефіцієнт швидкохідності P вибирається $P = 7$, а коефіцієнт напрямку вектора потоку $k_v = 0,6$.

Відповідно величина зазору h та ширина секції B рівні

$$h = x_7 = \frac{k_{T\max} DR}{4R_{\min}}; \quad (8.62)$$

$$B = x_1 = \frac{k_{T\max} D}{4} \left(1 - \frac{R}{R_{\min}} \right). \quad (8.63)$$

Товщина лопаті секції визначається із рівняння $f_{11} = 0$.

$$t = \sqrt{\frac{12Nk_{\Sigma}(0,4D - R)}{\omega n[\sigma]D\sqrt{4R^2 + (B+h)^2}}}. \quad (8.64)$$

Якщо визначені параметри не задовольняють обмеження $f_4 \leq 0$, то діаметр внутрішнього отвору d визначається як і в попередньому випадку за залежністю (8.53); зовнішній діаметр D , величина зазору h та ширина

секції B , відповідно, за залежностями (8.60, 8.61, 8.62), а радіус r визначають із обмеження $f_4 = 0$

$$r = x_6 = \frac{2hR_{min}}{4\mu R_{min} + k_{Tmax}D}. \quad (8.65)$$

Параметри $2l$, R , t визначаються аналогічно до попереднього випадку за залежностями (8.57, 8.58, 8.63).

Якщо за залежністю (8.63) товщина лопаті буде меншою за мінімальну із умови технології виготовлення, то товщину лопатки приймають

$$t = t_{min}. \quad (8.66)$$

На основі даної оптимізації розроблена методика проектування робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра. Приведена методика ґрунтується на аналізі можливих розв'язків поставленої задачі нелінійного програмування з використанням умови Куна-Таккера і дозволяє визначити оптимальні конструктивні параметри даного робочого органу без використання трудомістких числових методів. Використання розробленої інженерної методики проектування технологічного процесу, створеної на основі аналізу та розв'язку складеної оптимізаційної задачі, дозволило в середньому скоротити матеріаломісткість гнучкого гвинтового конвеєра на 10...15% і зменшити енергомісткість процесу на 5...10%.

8.5. Оцінка техніко-економічних показників технологічного процесу, який виконується гнучкими гвинтовими конвеєрами з пружними валами

При виборі конструктивних та експлуатаційних параметрів гнучких гвинтових конвеєрів та пружних робочих валів доцільно користуватись основними положеннями теорії подібності з метою поширення отриманих результатів досліджених зразків на всі типорозміри спіралей.

Основними критеріями кінематичної і динамічної подібності гнучких гвинтових конвеєрів є такі безрозмірні величини: критерій Фруда, чи коефіцієнт швидкохідності конвеєра $P = \omega^2 D / (2g)$; коефіцієнт технологічної гнучкості $k_T = L / R_{min}$; коефіцієнт конструктивної гнучкості

$k_k = D / R_{min}$, де D - діаметр прохідного січення жолобу; коефіцієнт кроку гвинтової лопаті $k_s = S / D$; відносні значення a_b геометричних розмірів a деталей валу, $a_b = a / D$; коефіцієнт зазору між лопатями k_Δ ; коефіцієнт заповнення конвеєра φ ; коефіцієнт розміщення траси k_h .

При транспортуванні вантажів з різними реологічними властивостями замість коефіцієнта швидкохідності P в моделюванні потрібно зберігати постійність критерію $k_p = \mu P$.

Якщо раціональні параметри для базового конвеєра, наприклад, із діаметром прохідного отвору D_0 вибрані експериментально, то для розрахункового i -го конвеєра, значення прохідного діаметру D який відрізняється масштабом $\lambda = D / D_0$, основні конструктивні параметри будуть також визначатися за залежністю $a = \lambda a_0$, де a_0 та a - лінійні розміри базового і проєктованого конвеєра, а саме, геометричні розміри профілю лопаті та пружних елементів, крім їх товщин; зазор між краями лопатей і жолобом.

Кутова швидкість проєктованого конвеєра повинна бути $\omega = \lambda^{-0.5} \omega_0$; розрахункова осьова швидкість вантажу $v = \lambda^{0.5} v_0$; допустимий момент, що сприймає пружний вал $P_z = \lambda^2 P_{z0}$; допустимий крутний момент на валу $M_z = \lambda^3 M_0$; розрахункові продуктивність, потужність і робота транспортування для проєктного конвеєра повинні відповідно бути $Q = \lambda^{5/2} Q_0$; $N = \lambda^{5/2} N_0$; $A = \lambda^{5/2} A_0$.

Продуктивність конвеєра із пружними елементами

$$Q = 0.125 \varphi k_v k_T k_D k_{3M} \omega D^3 \sin \alpha (\cos \alpha - \mu \sin \alpha). \quad (8.65)$$

Враховуючи те, що перераховані коефіцієнти є критеріями подібності, то залежність (8.65) можна представити: $Q = k_Q D^3 \omega$, де k_Q - комплексний коефіцієнт продуктивності - критерій подібності. Відповідно, враховуючи (8.65) та результати за [36], кутова швидкість пружного валу при заданій продуктивності визначається за залежністю $\omega = (k_v k_T k_\Delta \varphi g^3 P^3 / Q)^{1/5}$, де рекомендовані значення: $k_T = 0.9 \dots 1.1$; $\varphi = 0.4 \dots 0.6$; $P = 4.5 \dots 6.5$; $k_\Delta = 0.9$.

При збереженні вказаних раціональних значень коефіцієнтів подібності кутову швидкість конвеєра можна визначати за залежністю $\omega = K_{\omega} Q^{1/5}$, де k_{ω} - комплексний коефіцієнт кутової швидкості.

Діаметр прохідного отвору гнучкого жолоба при заданій продуктивності Q забезпечує раціональні режими транспортування у випадку

$$D = \left(\frac{Q^2}{k_v^2 k_T^2 k_{\Delta}^2 \phi^2 g P} \right)^{\frac{1}{5}}. \quad (8.66)$$

Для швидкохідних пружно-лопатевих конвеєрів важливим є забезпечення відповідних значень кутової швидкості ω , коефіцієнта швидкохідності. Причому для мобільних конвеєрів, в яких в процесі роботи змінюється траса транспортування, вибір мінімального коефіцієнту P проводиться із умови

$$P_{min} = \frac{k_{\Delta}^2 \sin(a_c + \phi)}{\mu_2 \cos(a + \phi + \beta)} \left[1 + \frac{tg\beta}{tg\alpha} \right]^2. \quad (8.67)$$

Для вантажів, при транспортуванні яких відбувається значне їх ущільнення, обмежується верхнє значення P_{max} , яке визначається експериментальним шляхом.

При транспортуванні зерна та інших продуктів, для яких недопустиме їх травмування обмежується верхнє значення кутової швидкості обертання.

Згідно [36], обмежується колова швидкість спіралі $v_{\tau} \leq v_{\tau}^{max}$, звідки

$$P_{max} = v_{\tau}^{max} \omega (1 + tg\beta / tg\alpha_c) / g. \quad (8.68)$$

При обмеженні частоти обертання спіралі верхнє значення кутової швидкості становитиме $\omega_{max} \leq \pi n^{max} / 30$.

При компонуванні конвеєра стандартними бункерами вводиться верхнє обмеження коефіцієнта заповнення ϕ , яке визначається конструкцією бункера та швидкохідністю конвеєра і розраховується за емпіричними залежностями типу $\phi_{max} = c + b \ln P$.

При збереженні подібності процесів

$$D = (1.6, \dots, 1.8) \left(\frac{Q^2}{g} \right)^{\frac{1}{5}} = k_D Q^{\frac{2}{5}}, \quad (8.69)$$

де k_D – приведений коефіцієнт, $k_D = 0.9 \dots 1, m^{-1/5} c^{2/5}$.

Якщо діаметр прохідного отвору на рукаві гнучкого жолобу заданий згідно типорозміру, то раціональне значення кутової швидкості буде

$$\omega = k'_\omega / D^{1/2}, \quad (8.70)$$

де k'_ω – приведений коефіцієнт при розрахунку, в системі СІ $k'_\omega = 15$.

8.6. Визначення енергосилових параметрів процесу транспортування

Для переміщення вантажу по трасі необхідно виконати роботу на подолання сил його тертя до поверхонь спіралі $A1$ та жолоба $A2$ і роботу $A3$ піднімання на висоту H (для похилих і вертикальних конвеєрів).

Крім цього, для надання масі вантажу швидкості транспортування і, відповідно, певного запасу кінематичної енергії витрачається робота

$$A4 = \frac{mv^2}{2} = \frac{Q\Delta t \omega^2 r_c^2 \sin^2 \alpha}{2 \sin^2(\alpha + \beta)}. \quad (8.71)$$

Сумарна робота на транспортування буде

$$A = A1 + A2 + A3 + A4 + A5, \quad (8.72)$$

де $A5$ -робота, що витрачається на перемішування матеріалу.

В першому наближенні $A5 = A_n e^{-\vartheta(P-P_n)}$, де P_n – коефіцієнт швидкохідності, при якому спостерігається максимальне переміщення вантажу для горизонтальних шнеків $P_n = 1,5 \dots 2,5$; A_n – робота переміщення при $P = P_n$; ϑ – коефіцієнт впливу швидкохідності P .

Основні дві складові, порівняно із першими, невеликі і в практичних розрахунках можуть оцінюватися відповідними коефіцієнтами.

Елементарна робота за трьома складовими $A1, A2, A3$ для виділеного ΔV елемента визначається згідно відомих рекомендацій [36].

Маса виділеного елемента розраховується за залежністю $\Delta m = (\rho_G Q / v_z) \Delta L$, де ρ_G - об'ємна вага вантажу.

Робота на піднімання конвеєром сипкого вантажу Δm на висоту $H = L \sin \gamma$ за час Δt має вигляд

$$A3 = g \Delta m (dz / dt) = \Delta t \rho_G Q L \sin \gamma . \quad (8.73)$$

Відповідно, потужність на транспортування вантажу буде

$$N = k_n \rho_G Q (H + wL) , \quad (8.74)$$

де w - коефіцієнт питомих витрат на транспортування вантажу, який для секційних гнучких гвинтових конвеєрів із врахуванням всіх складових становить $w = 8 \dots 11$.

Розрахункову потужність для проектування конвеєра із врахуванням $A4$ і $A5$ та інших витрат визначають за залежністю $N = k_n k_\sigma k_o g \rho_G Q (H + wL)$, де k_n - коефіцієнт, що враховує витрати на перемішування, подрібнення, зминання чи защемлення вантажу; k_σ - коефіцієнт, що враховує додаткові затрати в бункері; k_o - коефіцієнт витрат потужності у підшипникових вузлах.

8.7. Вибір гнучких гвинтових валів для криволінійних трас

При проектуванні гнучких гвинтових завантажувальних засобів необхідно забезпечити достатню міцність і довговічність пружного валу, який працює в умовах складного згину. Для випадку розміщення валу по прямій розрахункові напруження виникають лише від робочого навантаження T та P_z . При згині траси виникає згинний момент M_R , від якого при провертанні валу виникають навантаження, що циклічно змінюються. Розрахунок таких спіралей досить складний, а тому прийемо наближену схему розрахунку, в якій частка запасу міцності ε відводиться на компенсацію напружень тільки від кривизни траси та

частка $(1-\varepsilon)$ – на компенсацію робочих напружень. Враховуючи те, що радіус кривизни траси R із моментом згину M_R зв'язаний залежністю $\frac{1}{R} = \frac{M_R}{EI}$, то максимальні напруження від згину профілю прямокутного січення будуть

$$\sigma_{32} = \frac{E\delta}{2R} \leq \varepsilon[\sigma]_{32}, \quad (8.75)$$

де $[\sigma]_{32}$ – допустимі напруження згину.

Відповідно, мінімальний радіус кривизни елементів пружного валу

$$R_{min} \geq \frac{E\delta}{2\varepsilon[\sigma]_{32}}. \quad (8.76)$$

Для гнучких гвинтових конвеєрів рекомендують приймати значення ε в межах $0,2 \dots 0,3$. Для випадку виконання пластин товщиною $\delta=1,5$ мм із сталі 65Г загартованої в маслі та відпущеної, для якої $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, $[\sigma]_{32} = 330$ МПа, мінімальний радіус кривизни траси $R_{min} \geq 1,5$ м.

Для конвеєрів із значною довжиною траси L , особливо стаціонарних, доцільно виготовляти ділянки гнучкого шнеку, що прилягають до приводу, із секцій, товщина яких більша, ніж товщина крайніх секцій ($\delta_1 > \delta_2$).

У цьому випадку радіуси кривизни ділянок конвеєра із різною товщиною секцій пружного валу будуть відноситись як

$$\frac{R_1}{R_2} = \left(\frac{\delta_2}{\delta_1} \right)^3. \quad (8.77)$$

Відповідно, розрахункові напруження від згину пружного валу будуть відноситись $\sigma_1/\sigma_2 = (\delta_1/\delta_2)^2$, а частка ресурсу міцності, виділеного на робочі навантаження конвеєра зросте до $\sigma_p = (1 - (\delta_1/\delta_2)^2 \varepsilon) \cdot [\sigma]_{32}$. Цей конструктивний прийом дозволяє суттєво підвищити несучу здатність валу не тільки від збільшення робочого січення, але і від частки змінних напружень.

Для випадку виконання гнучкого валу із П-подібних пластин небезпечними точками будуть крайні точки профілю біля вузлів, які стискаються зі сторони сходження основ, в яких крім напружень кручення τ будуть спостерігатись також напруження розтягу σ .

Для випадку виконання валів із витих пластин основні навантаження при крученні перерозподіляються із домінуючим впливом напружень розтягу на периферії січення, а також деяким впливом напружень τ від кручення для валів із великим кроком витків.

8.8. Оптимізація експлуатаційних та конструктивних параметрів гнучких гвинтових конвеєрів з пружними валами

При проектуванні гвинтових конвеєрів з пружними валами вихідними даними, як уже зазначалось, є його продуктивність, параметри зони обслуговування, а саме, довжина конвеєра L , коефіцієнт технологічної гнучкості $k_T = L/R_{min}$, характеристики транспортованого матеріалу (коефіцієнт зовнішнього тертя μ , кут внутрішнього тертя $\varphi_{вн}$, зернистість a та висота H піднімання вантажу).

Критерієм оптимізації при проектуванні доцільно вибрати масу чи об'єм пружного робочого органу одиничної довжини, мінімізація якого призводить до зменшення собівартості конвеєра; зменшення пошкодження транспортованого матеріалу; підвищення продуктивності та розширення сфери застосування гнучких конвеєрів, оскільки маса рухомого робочого органу є основним параметром, що обмежує збільшення діаметру гнучких гвинтових конвеєрів.

Для валів, складених із П-подібних пластин об'єм пружного валу із подвійними лопатями, що припадає на одиницю його довжини, рівний

$$V = V_1 + V_2 = [\delta_1 B_1 (l_0 - \delta_1 - \delta_2) + 2\delta_1 B_1^2 + 2\delta_2 B_1 (r - B_2 + B/2) + 2\delta_2 B_2 (l_0 - \Delta l) \sqrt{1 + 1/tg^2 \alpha}] / l_0, \quad (8.78)$$

де V_1 і V_2 - відповідно об'єми секції та пари лопатей; l_0 - міжлопатева (монтажна) віддаль; B_1 та B_2 - відповідно ширина пластини валу та гвинтової стрічки лопаті; δ_1 та δ_2 - відповідно товщина пластини валу та

лопаті; r – радіус лопаті; Δl - торцевий зазор між лопатями; α - кут піднімання лопаті.

Кутова швидкість ω безпосередньо не входить в цільову функцію, але, змінюючи розхід матеріалу, вона впливає на вибір кінцевих значень конструктивних параметрів робочих органів.

На зміну вказаних параметрів накладаються ряд експлуатаційних, технологічних і фізико-хімічних обмежень $f_i < 0$.

1. Умова забезпечення необхідної продуктивності, згідно (8.65) має вигляд

$$\frac{0,125k_F k_v \varphi \omega (2r + 2z)^2 S(1 - \mu \operatorname{tg} \alpha) l_0}{(1 + \operatorname{tg}^2 \alpha)(l_0 + \Delta l)} > Q, \quad (8.79)$$

де z – зазор між лопатями і жолобом, для зернових $z = 4 \dots 6$ мм.

2. Забезпечення міцності пружного валу (на кручення) визначається з умови

$$\frac{N}{\alpha \omega B_1 \delta_1^2} \leq (1 - \varepsilon) [\tau]_{кр}, \quad (8.80)$$

де $[\tau]_{кр}$ - допустимі напруження при крученні; α - коефіцієнт моменту опору прямокутного січення, $\alpha = 0.33$.

3. Умова гнучкості пружного валу при роботі із циклічним навантаженням від змінної кривизни траси

$$\frac{E \delta_1}{2\varepsilon [\sigma]_3^{///}} \leq R_{min}, \quad (8.81)$$

де $[\sigma]_3^{///}$ – допустиме напруження згину при циклічному навантаженні.

4. Умову передачі матеріалу із лопаті на лопать зображено на рис.8.4.

При відсутності зазору ($\Delta l \rightarrow 0$), умова стискання лопаті у суцільну гвинтову стрічку (рис.8.4) має вигляд

$$\frac{3\pi r}{2l_0} = \operatorname{ctg} \alpha. \quad (8.82)$$

При наявності зазору Δl в ньому проходить зменшення швидкості

матеріалу від v_{z_0} до $v_z = v_{z_0} k_{\Delta} > v_{z_0} \frac{l_0}{l_0 + \Delta l}$. Звідси, умова повного захоплення матеріалу наступними лопатями має вигляд

$$\frac{3\pi r l_0}{2(l_0^2 + \Delta l^2)} > \operatorname{ctg} \alpha. \quad (8.83)$$

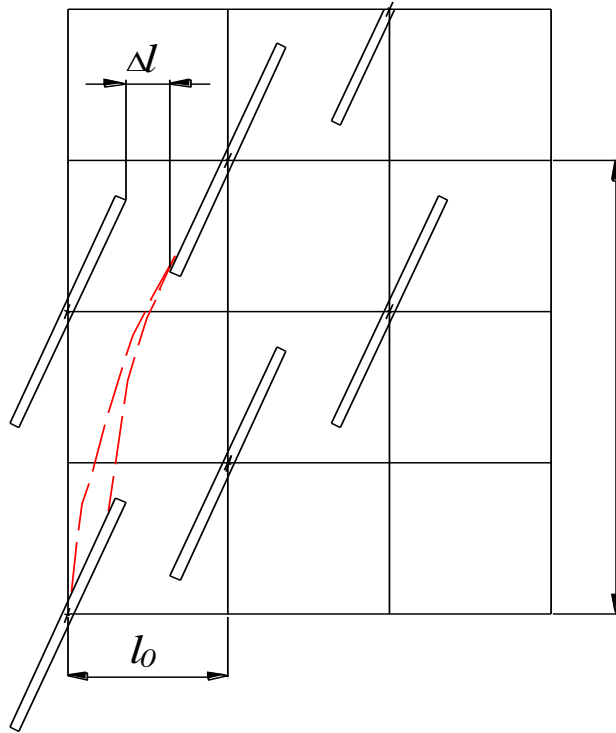


Рис.8.4. Схема до визначення умови передачі матеріалу

5. Умова роботоздатності гнучкого гвинтового конвеєра при підніманні вантажу по крутій трасі забезпечується у випадку реалізації умови $\beta \geq 15^\circ$.

Таблювання залежності (8.67) для $\alpha > 12^\circ$ дозволяє отримати наступну умову

$$\frac{\omega^2 r}{g} > (5 + 2\mu) \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} 12^\circ}. \quad (8.84)$$

6. Обмеження за максимальним кутом нахилу лопатки

$$\alpha < \left(\frac{\pi}{2} - \varphi_m \right) / 2; \quad (8.85)$$

$$\operatorname{tg} \alpha < \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi_{\mu}}{2} \right), \quad (8.86)$$

де φ_{μ} - кут зовнішнього тертя, $\varphi_{\mu} = \operatorname{arctg} \mu$.

7. Згідно експериментальних даних осьова швидкість для вертикально розміщеного конвеєра знижується значно інтенсивніше із зростанням кута α та збільшенням коефіцієнта тертя μ , а тому доцільно ввести емпіричне обмеження

$$\operatorname{tg} \alpha \leq 0,6 / \pi \sqrt{\mu}. \quad (8.87)$$

8. З умови попередження пошкодження матеріалу коловою швидкість спіралі не повинна перевищувати максимально допустимого значення $U_{\text{дон}}$

$$\omega r \leq U_{\text{дон}}. \quad (8.88)$$

9. У випадку, коли обмежується допустима частота обертання n^{\max} , то

$$\omega < \pi n^{\max} / 30. \quad (8.89)$$

10. Ширина гвинтової стрічки повинна перекривати потік матеріалу, а тому

$$B_2 > \frac{D}{2} - r_{\min} = (r + z)(1 - \sqrt{1 - \varphi}). \quad (8.90)$$

11. У процесі гвинтового руху матеріалу в технологічній трасі швидкохідного конвеєра він не повинен розташовуватись в зоні пружного валу, звідки

$$B_1 \leq \frac{r_{\min}}{k_1} = (r + z) \sqrt{1 - \varphi} / k_1, \quad (8.91)$$

де k_1 - коефіцієнт запасу, $k_1 = 1,15 \dots 1,2$.

12. Із умови не пошкодження матеріалу при його передачі із однієї лопаті на іншу торцевий зазор між ними не повинен перевищити певного, встановленого експериментального значення Δl_{\max}

$$\Delta l < \Delta l_{max}, \quad (8.92)$$

де $\Delta l_{max} = 25$ мм.

13. Напруження на лопаті повинно бути менше від допустимого напруження на згин. Одна лопать сприймає навантаження від крутного моменту T_z^1 і осьового зусилля P_z^1 , що рівні

$$T_z^1 = \frac{T_z}{2n} = \frac{N}{2\omega n}; \quad P_z^1 = \frac{P_z}{2n} = \frac{T_z(1 - \mu \operatorname{tg} \alpha)}{2nr(\operatorname{tg} \alpha + \mu)}, \quad (8.93)$$

де n – кількість лопатей.

Тоді сумарне нормальне навантаження на лопать рівне

$$P_n = P_z^1 \cos \alpha + \frac{T_z^1}{r} \sin \alpha = \frac{T_z^1}{r} \frac{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha}}{\operatorname{tg} \alpha + \mu}, \quad (8.94)$$

Відповідно, умова міцності матиме вигляд

$$\frac{N \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha}}{2n\omega(\mu + \operatorname{tg} \alpha)} < \frac{B_1 \delta_2^2 [\sigma]}{6}. \quad (8.95)$$

14. Час контакту вантажу із лопаттю повинен бути більшим від перехідного періоду ударної взаємодії вантажу із лопаттю $t_{y\partial}$.

Звідси, довжина лопаті визначається з умови

$$L = \frac{l_0 - \Delta l}{\sin \alpha} > \frac{v_z t_{y\partial}}{\sin \alpha}. \quad (8.96)$$

Із врахуванням величини осьової швидкості v_z , (8.96) набуде вигляду

$$l_0 - \Delta l > \omega r(1 - \operatorname{tg} \alpha) t_{y\partial} / (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha). \quad (8.97)$$

15. Довжина l_2 вільної частини гвинтової стрічки лопаті не повинна перевищувати допустимого значення із умови міцності

$$l_2 = \left[\frac{(l_0 - \Delta l) \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha}}{\operatorname{tg} \alpha} - B_1 \right] / 2 \leq \frac{B_2 \delta_2^2 [\sigma]}{6P_{y\partial}} = \frac{B_2 \delta_2^2}{B_{20} \delta_{20}^2} l_{20}, \quad (8.98)$$

де $B_{20}, \delta_{20}, l_{20}$ - відповідно ширина, товщина та довжина експериментального зразка, що задовольняє поставлені вимоги.

Виберемо за незалежні змінні такі параметри: $x_1 = \omega$; $x_2 = tg\alpha$; $x_3 = r$; $x_4 = l_0$; $x_5 = \Delta l$; $x_6 = B_1$; $x_7 = \delta_1$; $x_8 = B_2$; $x_9 = \delta_2$.

Відповідно цільова функція набуде вигляду

$$f_0 = [x_6 x_7 (x_4 - x_7 - x_9 + 2x_6) + 2x_9 x_6 (x_3 - x_8 - x_6/2) + 2(x_4 - x_5) x_9 x_8 \sqrt{1 + (1/x_2^2)}] / x_4. \quad (8.99)$$

Функції обмеження, із відповідними перетвореннями, приймуть вигляд

$$\begin{aligned} 1) f_1 &= (1 + x_2^2)(x_4 + x_5) - a_1 x_1 (x_3 + z_3)^3 x_2 x_4 (1 - \mu x_2) \leq 0; \\ 2) f_2 &= a_2 - x_1 x_6 x_7^2 \leq 0; & 3) f_3 &= x_7 - a_3 \leq 0; \\ 4) f_4 &= x_2 (x_4^2 + x_5^2) - a_4 x_4 x_3 \leq 0; & 5) f_5 &= a_5 x_2 - x_1^2 x_3 \leq 0; \\ 6) f_6 &= x_2 - a_6 \leq 0; & 7) f_7 &= x_2 - a_7 \leq 0; & (8.100) \\ 8) f_8 &= x_1 x_3 - a_8 \leq 0; & 9) f_9 &= x_1 - a_9 \leq 0; \\ 10) f_{10} &= a_{10} (x_3 + z_3) - x_8 \leq 0; & 11) f_{11} &= x_6 - a_{11} (x_3 + z_3) \leq 0; \\ 12) f_{12} &= x_5 - a_{12} \leq 0; & 13) f_{13} &= a_{13} \sqrt{1 + x_2^2} - x_1 x_6 x_9^2 (\mu + x_2) \leq 0; \\ 14) f_{14} &= a_{14} x_1 x_3 (1 - \mu x_2) - (1 + x_2^2)(x_4 - x_5) \leq 0; \\ 15) f_{15} &= (x_4 - x_5) \sqrt{1 + x_2^2} - x_6 x_2 - a_{15} x_8 x_9^2 x_2 \leq 0. \end{aligned}$$

Тут a_i - зведені постійні параметри задачі для кожного із обмежень функцій обмеження (8.79 – 8.98).

Проведемо дослідження даної нелінійної задачі оптимального проектування, використовуючи умову Куна-Таккера, за якими для оптимальних параметрів x існують множини $u_i \geq 0, i=1,2,\dots$, такі, що $u_i f_i = 0$ та $\partial\varphi(x,u)/\partial x = 0$, де $\varphi(x,u) = f_0 + \sum_{i=1}^{15} u_i f_i$ - функція Лагранжа.

Часткові похідні цільової функції

$$\frac{\partial f_0}{\partial x_1} = 0; \quad \frac{\partial f}{\partial x_2} = \frac{4(x_4 - x_5) \cdot x_8 \cdot x_9}{x_4 \sqrt{1 + 1/x_2^2} x_2^3} < 0; \quad \frac{\partial f}{\partial x_3} = 2x_6 x_9 > 0;$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial f_0}{\partial x_4} = & -[x_6 x_7 (2x_6 - x_7 - x_9) + 2x_6 x_9 (x_3 - x_8 + x_6/2) + \\ & + 2(x_4 - x_5) x_8 x_9 \sqrt{1 + 1/x_2^2}] / x_4^2 \leq 0; \end{aligned}$$

$$\frac{\partial f_0}{\partial x_5} = -\frac{2x_8 x_9 \sqrt{1 + 1/x_2^2}}{x_4};$$

$$\frac{\partial f_0}{\partial x_6} = \frac{(x_7(x_4 - x_7 - x_9) + 2x_9(x_3 - x_8) + 2x_6(x_7 + x_9))}{x_4} > 0; \quad (8.101)$$

$$\frac{\partial f_0}{\partial x_7} = \frac{x_6(x_4 + 2x_6) - 2x_6 x_7}{x_4} > 0;$$

$$\frac{\partial f_0}{\partial x_8} = \frac{2(x_4 - x_5) x_9 \sqrt{1 + 1/x_2^2} - 2x_9 x_6}{x_4} > 0;$$

$$\frac{\partial f_0}{\partial x_9} = \frac{2x_6(x_3 - x_8 + x_6/2) + 2(x_4 - x_5) x_8 \sqrt{1 + 1/x_2^2}}{x_4} > 0.$$

Аналізуючи приведені залежності, можна зробити висновок, що цільова функція приймає свої екстремальні значення на границі області визначення у вершинах багатомірного многокутника.

Часткові похідні функції Лагранжа

$$\frac{\partial \varphi(x, u)}{\partial x_1} = \frac{\partial f_0}{\partial x_1} - u_1 a_1 (x_3 + z_3)^3 x_2 x_4 (1 - \mu x_2) - u_2 x_6 x_7^2 - 2u_5 x_1 x_3 + u_8 x_3 + u_9 - u_{13} x_6 x_9^2 (\mu + x_2) + u_{14} a_{14} x_3 (1 - \mu x_2) = 0;$$

$$\frac{\partial \varphi(x, u)}{\partial x_2} = \frac{\partial f_0}{\partial x_2} + u_1 [2(x_2(x_4 + x_5) - a_1(x_3 + z_3)^3 x_1 (1 - 2\mu x_2) + u_4(x_4^2 + x_5^2) + u_5 a_5 + u_6 + u_7 + u_{13}(\frac{a_{13} x_2}{\sqrt{1+x_2^2}} - x_1 x_6 x_9^2 - 2u_{14} x_2(x_4 - x_5) + u_{15} \frac{x_2(x_4 - x_5)}{\sqrt{1+x_2^2}} - x_6 - a_{15} x_8 x_9^2)];$$

$$\frac{\partial \varphi(x, u)}{\partial x_3} = \frac{\partial f_0}{\partial x_3} - 3u_1 a_1 x_1 x_2 x_4 (x_3 + z_3)^2 (1 - \mu x_2) + u_4 (2x_2 x_4 - a_4 x_3) - u_5 x_1^2 + u_8 x_1 + u_{10} a_{10} - u_{11} a_{11} + u_{14} a_{14} x_1 (1 - \mu x_2) = 0;$$

$$\frac{\partial \varphi(x, u)}{\partial x_4} = \frac{\partial f_0}{\partial x_4} + u_1 (1 + x_2^2 - a_1 x_1 (x_3 + z_3)^3 x_2 (1 - \mu x_2) - u_4 (2x_2 x_4 - a_4 x_3) - u_{14} (1 + x_2^2) + u_{15} \sqrt{1 + x_2^2} = 0; \quad (8.102)$$

$$\frac{\partial \varphi(x, u)}{\partial x_5} = \frac{\partial f_0}{\partial x_5} + u_1 (1 + x_1^2) + u_2 2x_2 x_5 + u_{12} + u_{14} (1 + x_2^2) - u_{15} \sqrt{1 + x_2^2} = 0;$$

$$\frac{\partial \varphi(x, u)}{\partial x_6} = \frac{\partial f_0}{\partial x_6} - u_2 x_1 x_7^2 + u_{11} - u_{13} x_1 x_9^2 (\mu + x_2) - u_{15} x_2 = 0;$$

$$\frac{\partial \varphi(x, u)}{\partial x_7} = \frac{\partial f_0}{\partial x_7} - 2u_2 x_1 x_6 x_7 + u_3 = 0;$$

$$\frac{\partial \varphi(x, u)}{\partial x_8} = \frac{\partial f_0}{\partial x_8} - u_{10} - u_{15} a_{15} x_9^2 x_2 = 0;$$

$$\frac{\partial \varphi(x, u)}{\partial x_9} = \frac{\partial f_0}{\partial x_9} - 2u_{13} x_1 x_6 x_9 (\mu + x_2) - 2u_{15} a_{15} x_2 x_8 x_4 = 0.$$

Після детального аналізу можливих варіантів розв'язку, що задовольняють конкретну умову експлуатації гвинтового конвеєра з пружинним валом виділено варіант, в якому шукані параметри визначаються із системи рівнянь:

$$f_1 = f_2 = f_3 = f_4 = f_7 = f_8 = f_{10} = f_{12} = f_{13} = 0. \quad (8.103)$$

Відповідно порядок розрахунку оптимальних параметрів, що задовольняють вихідні дані такий:

параметр x_5 (величина Δl) визначається з рівняння $f_{12} = 0$, звідси, $x_5 = a_{12}$;

параметр x_2 (тангенс кута гвинтової лопаті $tg\alpha$) для конвеєрів просторового розміщення з вертикальними ділянками визначається із залежності $f_7 = 0$, звідси, $x_2 = a_7$. Для горизонтальних шнеків $f_6 = 0$ і, відповідно, $x_2 = a_6$;

товщина пластини $\delta_1 = x_7$ визначається з умови $f_3 = 0$, звідси, $x_7 = a_3$;

кутова швидкість $\omega = x_1$, довжина міжсекційної віддалі $l_0 = x_4$ визначається із спільного розв'язку рівнянь $f_1 = 0, f_4 = 0, f_8 = 0$, тобто

$$\begin{cases} (1 + x_2^2)(x_4 + x_5) - a_1 x_1 (x_3 + z_8)^3 x_2 x_4 (1 - \mu x_2) = 0 \\ x_2(x_4^2 + x_5^2) - a_4 x_3 x_4 = 0 \\ x_1 x_3 - a_8 = 0 \end{cases} \quad (8.104)$$

При відомих значеннях $x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_7$ інші невідомі визначаються з таких граничних умов:

ширина пластин валу $B = x_6$ визначається з умови $f_2 = 0$, звідси

$$x_6 = a_2 / (x_1 x_7^2); \quad (8.105)$$

товщина гвинтової лопаті $\delta_2 = x_9$ визначається з умови $f_{13} = 0$

$$x_9 = \sqrt{a_{13} \sqrt{1 + x_2^2} / [x_1 x_6 (\mu + x_2)]}; \quad (8.106)$$

ширина гвинтової стрічки лопаті $B_2 = x_8$ – з умови $f_{10} = 0$

$$x_8 = a_{10} (x_3 + z_7). \quad (8.107)$$

Для довгих гвинтових конвеєрів може бути порушена умова $f_{l_0}=0$. В цьому випадку можливе збільшення радіусу r спіралей із перерахунком інших взаємозв'язаних параметрів, що призводить до суттєвого збільшення цільової функції чи зменшення на певній довжині l_0 конвеєра його гнучкості.

8.9. Методика інженерного розрахунку лопатевих секцій гнучкого валу робочого органу

Розв'язок системи рівнянь 8.104 є досить трудомістким. Тому методика інженерного розрахунку, що ґрунтується на розв'язку даної оптимізаційної задачі, включає спрощені ітераційні залежності зручні у використанні.

Тому, за перше наближення приймають значення радіуса лопаті

$$r_0 = \frac{D}{2} - z = 0,85\sqrt{Q^2 / g} - z. \quad (8.108)$$

Кут нахилу лопаті визначається за залежністю

$$\operatorname{tg} \alpha = 0,7 / \pi \sqrt{\mu}. \quad (8.109)$$

При цьому в залежності від реологічних властивостей вантажу $12^\circ < \alpha < 20^\circ$.

Величина зазору між торцями лопатей

$$\Delta l = \Delta l_{max}. \quad (8.110)$$

Товщина пластин валу

$$\delta_1 = \frac{2\varepsilon R_{min} [\sigma]_{32}'''}{E}. \quad (8.111)$$

Міжлопатева відстань l_0 визначається із умов $l_0^2 - \frac{3\pi r}{2\operatorname{ctg} \alpha} l_0 + \Delta l^2 = 0$,

звідки

$$l_{0i} = \frac{3\pi r_i}{4\text{ctg}\alpha} \left(1 + \sqrt{1 - \frac{16\Delta l^2 \text{ctg}^2 \alpha}{9\pi^2 r^2}}\right) = \frac{3\pi r_i}{2\text{ctg}\alpha} - \frac{2\Delta l^2 \text{ctg}\alpha}{3\pi r_0}. \quad (8.112)$$

При цьому кутовий параметр лопаті, що визначає довжину гвинтового елемента повинен бути не менший $2\pi/3$.

Кутова швидкість становить

$$\omega = \frac{v_{\text{дон}}}{r}. \quad (8.113)$$

Із залежності (8.79) уточняється діаметр жолоба

$$D = \sqrt[3]{\frac{8Q(1 + \text{tg}^2 \alpha)(l_0 + \Delta l)}{\pi k_F k_v l_0 \varphi \text{tg}\alpha (1 - \mu \text{tg}\alpha) \omega}}. \quad (8.114)$$

Повторно визначають $r = D/2 - z$. При розходженні отриманого r_{i+1} із r_i за залежностями (8.112) - (8.114) повторяють визначення l_0 , ω та D .

Ширина пластин валу визначається згідно

$$B_1 = \frac{N}{0,33(1 - \varepsilon)\omega[\tau]_{\text{кр}} \delta_1^2}. \quad (8.115)$$

Ширина гвинтової стрічки лопаті

$$B_2 = (r + z)(1 - \sqrt{1 - \varphi}). \quad (8.116)$$

Товщина гвинтової лопаті

$$\delta_2 = \sqrt{\frac{3N\sqrt{1 + \text{tg}^2 \alpha}}{n\omega(\mu + \text{tg}\alpha)B_1[\sigma]_{32}}}. \quad (8.117)$$

Як правило, значення δ_2 значно менше товщини заготовок для лопатей, які вибираються із технологічних вимог при виготовленні. В цьому випадку приймають $\delta_2 = 1 \dots 1,5$ мм.

Мінімальне значення діаметра прохідного січення гнучкого жолоба приймають

$$D_{min} = 2r + z . \quad (8.118)$$

Товщина гнучкого жолоба приймається згідно нормативних даних на сортамент гнучких жолобів в межах $0,1r < S < 10\text{мм}$.

В результаті проведеної оптимізації забезпечуються всі задані характеристики процесу транспортування при мінімальному рівні матеріаломісткості пружного робочого вала, яка на 20-50% нижча матеріаломісткості гнучкого валу із суцільної спіралі.

Так, для конвеєра з діаметром прохідного січення 100мм маса погонного метра пружного секційно-гвинтового валу становить 1,4кг, в той час як у аналога 2,7кг. Таке суттєве зменшення ваги робочого органу дозволяє розширити технологічні можливості гнучкого гвинтового конвеєра, а саме, зняти обмеження для гнучких конвеєрів $D_{max} < 100\text{мм}$, збільшивши його на 15...20% та відповідно збільшити продуктивність в 1,2...1,4 рази.

ВИСНОВКИ

Аналіз результатів досліджень різних типів робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів показав, що існуючі конструкції не в повній мірі задовольняють вимогам, які висуваються до їх експлуатаційних та ресурсних показників.

У монографії наведено теоретичне узагальнення та вирішення нових науково-прикладних задач, що сприяють підвищенню функціональних та експлуатаційних показників процесу транспортування сипких матеріалів по криволінійних технологічних трасах шляхом розробки нових конструкцій шарнірно з'єднаних та пружних секційних гвинтових робочих органів з обґрунтуванням вибору їх раціональних та оптимальних конструктивних, силових і кінематичних параметрів.

На основі проведеного теоретичного аналізу просторового розташування секцій шарнірного валу гнучкого гвинтового конвеєра встановлені функціональні залежності радіуса кривизни робочого органу від його конструктивних параметрів. Здійснений силовий аналіз шарнірних елементів гнучкого валу для різних схем кулькових зачеплень автономних секцій дозволив встановити порівняльні залежності взаємозв'язку між їх конструктивними і силовими параметрами.

Проведений динамічний аналіз процесу роботи конвеєра в критичних умовах показав, що вихід кульок із зачеплення з лунками сусідніх секцій сприяє зниженню динамічних навантажень за рахунок значного зменшення жорсткості зв'язку між окремими ланками та відповідного зниження частоти коливань. Найбільші динамічні навантаження виникають у момент, коли кульки, що вийшли із зачеплення з лунками, досягли максимального верхнього положення. У цей час відбувається удар і коефіцієнт динамічності може досягти значення 2...4. Збільшення моменту інерції приводу та використання двигунів із пониженим пусковим моментом та малою величиною критичного ковзання сприяє зниженню динамічних навантажень внаслідок зменшення кутових прискорень при розгоні та відповідного продовження часу розгону.

Одержані аналітичні залежності для визначення параметрів технологічного процесу переміщення сипких матеріалів по криволінійних

трасах гнучким гвинтовим конвеєром, робочий орган якого виконаний у вигляді шарнірно з'єднаних гвинтокрилих шайб, та визначені зусилля, які при цьому виникають в елементах його конструкції.

Розроблено динамічну модель процесу роботи гвинтового конвеєра для різних варіантів навантаження на робочий орган, з аналізу якої випливає, що надійне його функціонування забезпечується при введенні в кінематичну схему приводу пружно-захисного механізму, час спрацювання якого не перевищує 0,13с.

Для забезпечення максимально можливої мобільності процесу функціонування конвеєра на основі проведеного кінетостатичного аналізу встановлені раціональні конструктивні параметри гвинтокрилих шайб для стандартних гнучких рукавів внутрішнього діаметру 100мм і радіуса їх кривизни 300-500мм: висота гвинтової лопаті - 25-30мм; радіус основи - 18-23мм, ширина гвинтокрилих шайб - 12-16мм; зазор між шайбами 1-2мм; радіус сферичних з'єднань - 7...8мм.

Встановлено, що при розрахунку гвинтової лопаті на міцність напруження згину є домінуючими, причому згин відбувається по дотичній до циліндричної поверхні маточини, а відхилення профілю гвинтової поверхні від лінії згину не перевищує 1мм. Найбільш небезпечною є точка, що розміщена посередині лінії згину.

Обґрунтовано параметри технологічного процесу переміщення сипких сільськогосподарських вантажів гвинтовими конвеєрами з пружними секційно-гвинтовими робочими органами, які при виконанні технологічних операцій дозволяють зменшити допоміжний час на завантаження сівалок на 20..30%, мінеральних добрив на 25..35% і підвищити рівень їх механізації.

Розроблено математичну модель процесу перевантаження сипких сільськогосподарських матеріалів гвинтовими конвеєрами по криволінійних трасах. Встановлено, що зона обслуговування сільськогосподарських агрегатів завантажувальним блоком без зміни їх взаємного розташування прямопропорційна квадрату довжини L конвеєра та функціонально зв'язана з допустимим радіусом кривизни траси R , раціональне значення якого знаходиться у межах $R_{min} = 0,2...0,3L$.

На підставі розроблених математичних моделей роботи різнопрофільних гнучких валів виведені аналітичні залежності для

визначення їх конструктивних і силових параметрів. Встановлено, що найбільшу крутильну жорсткість при забезпеченні достатніх пружних згинних деформацій мають вали із кручених пластин.

Встановлено, що для валів із крученими елементами максимальні сумарні напруження виникають у найбільш віддалених від осі вала точках. Обґрунтовано конструктивні параметри валів зібраних із П-подібних пластин, що змонтовані із зміщенням сусідніх секцій одна відносно одної на кут $\pi/2$. Підтверджено, що при навантаженні таких валів напруження досягають найбільшого рівня в місці заокруглення пластин.

В результаті аналізу та розв'язку задачі нелінійного програмування встановлена зона оптимальних режимів переміщення вантажів конвеєрами з пружним секційно-гвинтовим валом та визначені їх раціональні конструктивні параметри, що дозволило розширити технологічні можливості гнучких гвинтових конвеєрів, збільшити їх продуктивність в 1,2...1,4 рази.

Проведені дослідження за багатофакторним експериментом, а також аналіз рівняння регресії показали, що максимальний вплив на ступінь пошкодження насіннєвого матеріалу має маса робочого органу, далі частота обертання робочого органу.

Доведено, що зростання частоти обертання робочого органу забезпечує зменшення пошкодження зернового матеріалу. Найменш суттєвий вплив має висота піднімання вивантажувальної магістралі.

За результатами експериментальних досліджень енерго-силових і експлуатаційних параметрів процесу переміщення матеріалів по криволінійних трасах із секційно-гвинтовими елементами робочого органу встановлено, що раціональними є режими роботи: частота обертання робочого органу $450...600\text{хв}^{-1}$; висота транспортування 1,5м; мінімально-допустимий радіус кривизни траси 0,5м; коефіцієнт завантаження гнучкого кожуха 0,5...0,8.

На основі розв'язку задачі нелінійного програмування отримані оптимальні значення конструктивних параметрів гвинтових секцій, які для стандартних гнучких рукавів внутрішнього діаметру 100мм і радіуса їх кривизни 0,5м становлять: висота гвинтової лопаті - 28мм; радіус втулок - 20мм, ширина втулок - 15мм; зазор між втулками 1,5мм; радіус сферичних з'єднань - 7мм.

На основі ресурсних і порівняльних випробувань встановлено, що вдосконалення технологічного процесу шляхом застосування раціональних конструктивних і технологічних параметрів розробленого шарнірного робочого органу дозволяє зменшити травмування зернових матеріалів на 5...6%, а також підвищити ресурс роботи в 5,2 рази у порівнянні з гнучкими шнеками, виконаними зі смугових суцільних спіралей.

Запропоновано раціональні форми лопаті у вигляді гвинтової поверхні з рекомендованим кутом нахилу до нормального січення рукава $12...20^\circ$ в залежності від кута підйому траси та реологічних властивостей транспортованого матеріалу. При цьому кутовий параметр лопаті, що визначає довжину гвинтового елемента, повинен бути не менший $2\pi/3$, а зазор між лопатями сусідніх вузлів не перевищувати 25...30 мм.

Визначено, що для конвеєрів з пружним секційним валом осьова швидкість переміщення матеріалу становить 0,8...0,9 у порівнянні з аналогічними із суцільною гнучкою гвинтовою спіраллю, причому для забезпечення стабільності надходження матеріалу та зменшення його травмування в зоні завантаження доцільно використовувати суцільну спіраль довжиною не менше 1,1...1,2 довжини зони завантажувального вікна.

Використання гвинтових конвеєрів із пружними валами дозволяє збільшити ресурс роботи конвеєрів у 1,5...2 рази та знизити матеріаломісткість на 20-50%, в 1,1...1,3 рази зменшити їх собівартість і у 1,5...2 рази витрати на експлуатацію у порівнянні зі смуговими робочими органами.

Розроблена інженерна методика проектування робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів дозволяє одержати спрощені аналітичні залежності та табличні дані для вибору раціональних параметрів розроблених робочих органів. Виведено залежності для розрахунку довжини секції спіралі шнека та її розгортки, а також раціональних параметрів шарнірного зачеплення.

Проведені виробничі випробування свідчать про доцільність застосування таких типів робочих органів у гнучких гвинтових конвеєрах при їх роботі із сипкими матеріалами.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Адамчук В., Ратушний В., Онищенко В. Завантажувальний пристрій до причепів //Техніка АПК. -1997. -N2. -С. 19-20.
2. Белянчиков М. М., Смирнов А. І. Механізація тваринництва. -К.: Вища школа. -1980.-375с.
3. Бертсекас Д. Условная оптимизация и методы множителей Лагранжа. Пер. с англ. -М.: Радио и связь. - 1987. -400с.
4. Вайсон А. А. Подъемно-транспортные машины. -М.: Машиностроение. -1989. -536с.
5. Василенко П. М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин. -К.: Изд. УСХА. -1960. - 216с.
6. Вітровий А. О. Обґрунтування параметрів технологічного процесу роботи модульного гвинтового агрегату. Дис. канд. техн. наук: 05.20.01.- Луцьк. -1999.- 138с.
7. Вітровий А. О., Гевко Р. Б. Силовий аналіз робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра //Збірник наукових статей Луцького державного технічного університету "Сільськогосподарські машини". - Луцьк: Видавництво ЛДТУ. -1998. –Вип. 4. -С. 34-36.
8. Гевко Б. М. Научные основы разработки винтовых транспортирующих механизмов сельскохозяйственных машин. Дис.д-ра техн. наук: 05.05.11 -Ростов-на-Дону. -1987. -450с.
9. Гевко Б. М. Технология изготовления спиралей шнеков. -Львов: Вища школа. -1986. -128с.
10. Гевко Б. М., Рогатынский Р. М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. -Львов: Вища школа. Изд-во при Львов. ун-те. -1989. -176с.
11. Гевко Р. Б., Розум Р. І. Визначення траєкторії руху технологічної магістралі гнучкого гвинтового конвеєра // Вісник інженерної академії України – Київ. - 2007.- №1.- С.66-70.
12. Гевко Р. Б., Вітровий А. О., Гевко М. Р., Клендій М. Б. Вдосконалення конструкції та обґрунтування параметрів секційного шарнірного робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра // Вісник інженерної академії України – Київ. -2009.- №1.- С.212-216.

13. Гевко Р. Б. Технологічні і конструктивні шляхи підвищення довговічності гвинтових спіралей шнеків //Прогресивні технології і обладнання в машино- і приладобудуванні /Тези доповідей першої науково-технічної конференції ТПП -Тернопіль. -1992. -С.74-75.
14. Герман Х. Шнековые машины в технологии ФРГ. Л.: Машиностроение. -1975. -280с.
15. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры. -М.: Машиностроение. -1972. -184с.
16. Григорьев А. М., Преображенський П. А. Теория, расчёт и эксплуатация односпирального гибкого конвейера. -К.: Знание. -1969. -128с.
17. Григорьев А. М., Преображенський П. А. Гибкие шнеки. - К.: Знание. – 1967. -98с.
18. Груздев И. Э., Мирзоев В. Г., Янков В. И. Теория шнековых устройств. -Л.: Машиностроение. -1987. -164с.
19. Зенков Р. Л. Механика насыпных грузов. -М.: Машиностроение. -1973. -220с.
20. Зенков Р. Л., Иванков Н. И., Колобов Л. И. Машины непрерывного транспорта.- М.: Машиностроение. -1987. -320с.
21. Михайлов С. Н., Вацагин К. Д. К вопросу о поступательной скорости движения массы сыпучего материала в горизонтальном односпиральном гибком шнеке. //Спирально-винтовые транспортёры (гибкие шнеки). Сб. статей. –Казань. -1970. -С.14-16.
22. Конвейеры: Справочник /Волков Р. А., Гнутов А. Н. и др. Под общ. ред. Ю. А. Пертена.- Л.: Машиностроение. -1984.- 367с.
23. Красников В. В. Подъемно-транспортные машины. - М.: Агропромиздат. -1981.-272с.
24. Курницкий Б. Я. Оптимизация вокруг нас. -Л.: Машиностроение. -1989. -144с.
25. Лещу Р. Я. Обґрунтування конструктивно-силових параметрів секційних робочих органів гвинтових перевантажувальних механізмів. Дис. канд. наук.: 05.02.02.-Львів. -2004.-148с.
26. Матухно Н. В. Шнекові транспортні органи зернозбиральних комбайнів// Науковий вісник: Зб. наук. праць Нац. агр. ун-ту. –К.: НАУ. - 1998. –Вип.9.–С. 256–260.
27. Маркеев А. П. Динамика тела, соприкасающегося с твёрдой поверхностью. -М.: Наука. - 1992. -336с.

28. Гевко Б. М., Данильченко М. Г., Рогатинський Р. М., Пилипець М. І., Матвійчик А. В. Механізми з гвинтовими пристроями. - Львів : Світ. - 1993. -208с.

29. 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.

30. Михайлов С. Н., Преображенський П. А. Влияние угла наклона заборного участка гибкого шнека на его производительность//Труды КХТИ им. С.М.Кирова. -1968. –Вип.37. -С. 30-34.

31. Михайлов С. Н., Вацагин К. Д., Труфанов А. А. Течение вязкой жидкости в односпиральном гибком шнеке //Труды КХТИ им. С. М. Кирова. -1969. – Вип.39. Ч. II -С.44-46.

32. Михайлов С. Н., Вацагин К. Д., Труфанов А. А. О мощности, потребляемой односпиральным гибким шнеком при перемещении порошкообразных и мелкозернистых материалов на горизонтальной трассе транспортирования.//Спирально-винтовые транспортёры (гибкие шнеки) и смесители. Сб. статей. - -Казань. -1970. –С.24-26.

33. Павлова І. О. Обґрунтування параметрів гнучкого валу гвинтового конвеєра// Сільськогосподарські машини. Збірник наукових статей. - Луцьк: Редакційно-видавничий відділ ЛДТУ. - 2002. –Вип.10.- 168-175с.

34. Павлова І. О., Гевко Р. Б. Визначення контактних напружень в шарнірних елементах гнучкого валу.// Науковий вісник Національного аграрного університету. - К.: Вид. відділ НАУ.-2005. –Вип. 80.- С.338-343.

35. Павлова І. О., Гевко Р. Б., Вітровий А. О. Розрахунок динамічних навантажень при роботі конвеєра з шарнірним гвинтовим робочим органом// Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ. 2005. -Вип.13.– С. 137-146.

36. 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.

37. Пилипець М. І. Розробка і дослідження гнучких гвинтових конвеєрів. Дис.канд. техн. наук: 05.20.04. –Тернопіль. - 1993. -269 с.

38. Пилипець М. І., Вітровий А. О. Розрахунок параметрів спіралей шнеків гнучких гвинтових конвеєрів //Збірник наукових праць

Національного аграрного університету "Механізація сільськогосподарського виробництва". -Київ: Видавництво НАУ. -1998. – Том 4.-С. 245-247.

39. Преображенський 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.

40. Рогатинський Р. М. Дослідження напружено-деформованого стану гвинтових робочих органів //Збірник наукових праць Національного аграрного університету "Сучасні проблеми сільськогосподарського машинобудування". -Київ: Видавництво НАУ. -1997.-Том 1. -С. 34-39.

41. Рогатинський Р. М. Дослідження процесів транспортування вантажів мобільними гвинтовими конвеєрами //Збірник наукових праць Національного аграрного університету "Сучасні проблеми сільськогосподарського машинобудування". - Київ: Видавництво НАУ. - 1997. –Том 1.- С. 69-73.

42. Рогатинський Р. М. Механіко-технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів з сировиною сільськогосподарського виробництва. Дис.докт. техн. наук: 05.20.04. -Київ.-1997. -425с.

43. Розум Р. І., Павлова І. О. Результати експериментальних досліджень завантажувального патрубку та шарнірного несучого валу гнучкого гвинтового конвеєра // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. – Харків: ХДТУСГ. – 2004. –Вип. 24. – С.310 – 313.

44. Хайліс Г. А., Коновалюк Д. М. Основи проектування і дослідження сільськогосподарських машин. Навч. посібник. -К.: НМК ВО. -1992. -320с.

45. Хог Э., Арора Я. Прикладное оптимальное проектирование. Механические системы и конструкции. -М.: Машиностроение. -1977. -478с.

46. Чернеча В. И., Мазуренко И. Я. Краткий справочник по грузоподъёмным машинам. -К.: Техника. -1981. -360с.

47. Штремель Т. Х. Грузоподъёмные машины. -М.: Высш. Школа. - 1980. -304с.

48. Янчин С. К., Обертышев А. И. Коэффициент заполнения винтовых транспортёров //Механизация и электрификация сельского хозяйства. -1970. -№3. -С.40-41.

ЗМІСТ

	с.
ВСТУП.....	3
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СПОСОБІВ ТРАНСПОРТУВАННЯ ТА КОНСТРУКЦІЙ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ.....	5
1.1. Способи транспортування сипких матеріалів у замкнутих кожухах технологічних магістралей та схеми їх компонування.....	5
1.2. Класифікація гнучких гвинтових конвеєрів.....	13
1.3. Огляд конструкцій робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів.....	18
1.4. Аналіз результатів теоретичних та експериментальних досліджень гвинтових конвеєрів.....	26
РОЗДІЛ 2. ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ШАРНІРНИХ СЕКЦІЙ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА З АВТОНОМНИМ ПРУЖНИМ КУЛЬКОВИМ ЗАЧЕПЛЕННЯМ.....	34
2.1. Обґрунтування параметрів шарнірних секцій гнучкого валу.....	34
2.2. Визначення контактних напружень в шарнірних елементах гнучкого валу.....	39
2.3. Розрахунок динамічних навантажень при пуску гвинтового конвеєра.....	44
РОЗДІЛ 3. ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ШАРНІРНО-ТРОСОВОГО ГВИНТОКРИЛО-ШАЙБОВОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ.....	52
3.1. Силевий розрахунок механізму натягу тросу гвинтокрилих шайб робочого органу.....	52
3.2. Динамічна модель процесу функціонування робочого органу в критичних режимах навантаження.....	57
3.3. Розрахунок гвинтової лопаті на міцність.....	64
РОЗДІЛ 4. ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ТРАНСПОРТУВАННЯ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ ГНУЧКИМИ КОНВЕЄРАМИ З ПРУЖНИМИ ВАЛАМИ.....	74
4.1. Обґрунтування параметрів пружних секцій гнучкого валу....	74

4.2. Моделювання процесу роботи гнучких валів секційних гвинтових робочих органів.....	79
4.3. Розрахунок траси переміщення вантажів та взаємного розташування агрегатів.....	87
4.4. Розрахунок напружено-деформівного стану витого валу.....	93
4.5. Визначення продуктивності конвеєра.....	100
РОЗДІЛ 5. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ РОБОЧОГО ОРГАНУ ГНУЧКОГО ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА З АВТОНОМНИМ ПРУЖНИМ КУЛЬКОВИМ ЗАЧЕПЛЕННЯМ ШАРНІРНИХ СЕКЦІЙ.....	109
5.1. Конструктивна схема робочого органу та стендове обладнання для проведення експериментальних досліджень.....	109
5.2. Результати експериментальних досліджень з визначення силових параметрів конвеєра від розташування технологічних магістралей.....	114
РОЗДІЛ 6. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ШАРНІРНО-ТРОСОВОГО ГВИНТОКРИЛО-ШАЙБОВОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ ГНУЧКОГО ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА.....	119
6.1. Компонувальна схема робочого органу та стендове обладнання для проведення експериментальних досліджень.....	119
6.2. Результати експериментальних досліджень з визначення функціональних та експлуатаційних показників гвинтокрило-шайбового робочого органу.....	122
6.3. Результати досліджень з визначення ступеня дроблення матеріалів зернових культур.....	128
РОЗДІЛ 7. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПРОЦЕСУ ТРАНСПОРТУВАННЯ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ ГНУЧКИМИ КОНВЕЄРАМИ З ПРУЖНИМИ ВАЛАМИ.....	131
7.1. Експериментальні установки та методика проведення досліджень пружних гвинтових робочих органів.....	131
7.2. Результати експериментальних досліджень гнучких гвинтових конвеєрів з пружними валами.....	139

7.3. Результати досліджень ступеня пошкодження зерна та енерговитрат на виконання технологічного процесу.....	147
РОЗДІЛ 8. ІНЖЕНЕРНА МЕТОДИКА ПРОЕКТУВАННЯ СЕКЦІЙНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ЇХ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ.....	155
8.1. Методика розрахунку параметрів шарнірних секцій гвинтового робочого органу з автономним кульковим зачепленням.....	155
8.2. Методика розрахунку довжини секції спіралі шнека та її розгортки.....	159
8.3. Розрахунок гвинтокрилих шайб шарнірно-тросового робочого органу на контактну міцність.....	163
8.4. Оптимізація гвинтокрилих шайб робочого органу.....	165
8.5. Оцінка техніко-економічних показників технологічного процесу, який виконується гнучкими гвинтовими конвеєрами з пружними валами.....	174
8.6. Визначення енерго-силових параметрів процесу транспортування.....	177
8.7. Вибір гнучких гвинтових валів для криволінійних трас.....	178
8.8. Оптимізація експлуатаційних та конструктивних параметрів гнучких гвинтових конвеєрів з пружними валами.....	180
8.9. Методика інженерного розрахунку лопатевих секцій гнучкого валу робочого органу.....	189
ВИСНОВКИ.....	192
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	196
ЗМІСТ.....	200