

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

Магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Обґрунтування параметрів транспортуючо-змішувальної системи
зернового протруювача

Виконав(ла): студент(ка) 6 курсу, групи МСм
спеціальності _____

133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва спеціальності)

Дідух Я.Р.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Керівник

Бабій А.В.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

Сташків М.Я.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри

Бабій А.В.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(підпис)

(прізвище та ініціали)

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

Факультет _____ інженерії машин, споруд та технологій
(повна назва факультету)
Кафедра _____ технічної механіки та сільськогосподарських машин
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Бабій А.В.
(підпис) (прізвище та ініціали)
« » 20__ р.

**ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ**

на здобуття освітнього ступеня _____ **магістр**
(назва освітнього ступеня)
за спеціальністю _____ 133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва спеціальності)
студенту _____ **Дідуху Ярославу Романовичу**
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи _____ **Обґрунтування параметрів транспоруючо-зміншувальної системи зернового протруювача**

Керівник роботи _____ **Бабій Андрій Васильович, д.т.н., доцент**
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від « 28 » 09 2021 року № 4/7-803

2. Термін подання студентом завершеної роботи 23.12.2021

3. Вихідні дані до роботи Продуктивність машини за годину основного часу 3,0 – 25 т/год, експлуатаційного часу 2,0 – 22 т/год; місткість бака не менше 240 л; подача дозатора 0,5...4,2 л/хв; робоча швидкість 0,7±0,1 м/хв; споживана потужність не більше 5,5 кВт, вивантажувальний шнек повинен подавати на висоту не менше 3,05м.

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)

Вступ. 1. Аналіз особливостей об'єкту проектування.

2. Обґрунтування основних параметрів об'єкту розробки.

3. Дослідження параметрів об'єкту розробки.

4. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях.

Загальні висновки

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)

Протруювач камерний ПК-25. СК. 1А1.

Привод самохода. СК. 1А1.

Шнек завантажувальний 1А0.

Деталювання. 1А1.

Обґрунтування параметрів вивантажувального шнека, 2А1.

6. Консультанти розділів роботи

[illegible]

7. Дата видачі завдання

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

[illegible]

Студент

(підпис)

Дідух Я.Р.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Бабій А.В.

(прізвище та ініціали)

Реферат

Мета і завдання дослідження – підвищити продуктивність та маневреність протруювача в частині вивантаження протруєного матеріалу у транспортні засоби без додаткової перевалки.

Реалізація мети кваліфікаційної роботи досягається шляхом вирішення ряду завдань, а саме:

провести дослідження систем вивантаження протруювачів машин-аналогів, намітити стратегію вдосконалення базової конструкції протруювача;

запропонувати конструкторське рішення вдосконалення гвинтової системи вивантаження протруювача;

обґрунтувати конструктивні та енергетичні параметри модифікованої системи;

дослідити теоретичні аспекти гвинтового конвеєра на базі відомих в літературі теорій;

провести автоматизоване проектування одного із вузлів системи;

виконати аналіз напружено-деформованого стану відповідального елемента системи вивантаження.

Об'єктом дослідження – система вивантаження протруєного матеріалу обприскувача камерного.

Предмет дослідження – конструктивні, кінематичні та енергетичні параметри системи вивантаження.

Методи дослідження – при обґрунтуванні параметрів системи вивантаження основні методи досліджень базуються на: основах теоретичної

механіки, опору матеріалів, деталей машин, теорії гвинтових конвеєрів, основах автоматизованого проектування, спеціальних дисциплін курсу.

Наукова новизна отриманих результатів. В результаті реалізації конструкторського рішення отримано ряд нових параметрів системи, що дозволяє їх застосування у практичній конструкції.

Практичне значення отриманих результатів полягає в отриманні модифікованої конструкції шнекової системи вивантаження протруєного матеріалу. Отримано ряд результатів теоретичних розрахунків та робочих креслень, які можна реалізовувати у безпосередньому виробництві.

Апробація результатів. Окремі результати роботи доповідались на IV – й Міжнародній студентській науково - технічній конференції / Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет ім. І.Пулюя (м. Тернопіль, 28-29 квітня 2021 р.), 2021.

Робота складається з вступу, чотирьох розділів, використаної літератури та додатків. Основний матеріал викладено на 80 сторінках машинописного тексту. Додатки займають сторінок. Графічний матеріал викладено на 6 листах формату А1.

Ключові слова. Протруювач, гвинтовий конвеєр, система вивантаження, напружено-деформований стан.

ЗМІСТ

Вступ	7
1 Аналіз особливостей об'єкту проектування	10
1.1 Вибір протруювача при обробці насіння	10
1.2 Аналіз конструкцій машин-аналогів	14
1.3. Будова протруювача камерного ПК-25	21
15. Обґрунтування теми кваліфікаційної роботи магістра	24
2 Обґрунтування основних параметрів об'єкту розробки	25
2.1. Розрахунок модифікованої шнекової системи вивантаження протруювача ПК-25	25
2.2. Обґрунтування параметрів пасової передачі приводу вивантажувального шнека	33
2.3. Розрахунок елементів з'єднання для передачі крутного моменту валу шнека вивантажувального	41
2.4. Технологічні розрахунки	44
3 Дослідження параметрів об'єкту розробки	48
3.1. Обґрунтування конструктивних параметрів гвинтових конвеєрів	48
3.2. Основні підходи до автоматизованого проектування об'єкту розробки	55
3.3. Аналіз напружено-деформованого стану валу вивантажувального шнека	61

4 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях -----	65
4.1 Визначення шуму і вібрації при роботі протруювача -----	65
4.2 Захист персоналу при пиловому забрудненні робочої зони -----	69
 Загальні висновки -----	 73
 Перелік використаних джерел -----	 75

ВСТУП

Протруювання насіння – прийом стратегічний, такий, що дозволяє контролювати розповсюдження і розвиток збудників хвороб, що вражають проростки і сходи, а також захищати від повітряної інфекції рослини в першу половину їх вегетації. Щорічний аналіз насіння на зараженість патогенними мікроорганізмами показує, що в господарствах практично відсутнє насіння вільні від інфекції. Під урожай 2008 р. фахівцями служби захисту рослин проведена фітопатологічна експертиза партій насіння оригінальних, вищих і інших репродукцій ярих зернових культур на зараженість збудниками гельмінтоспоріозу, фузаріозу, альтернаріозу, септоріазу і ін. Всього перевірено 109,93 тис. тонн насіння. Інфекція збудників хвороб виявлена в насінні всіх партій. Діапазон ураженості від 1 до 100% (середньозважений - 39%). Різниці в ураженості між насінням вищих і інших репродукцій не встановлено. Альтернаріозом інфіковано 96% обстежених партій насіння ярин зернових з ураженістю 1-98%. Гельмінтоспоріоз зустрічається в 77% партій, з ураженістю від 1% до 90%, причому інфекція переважає на насінні ячменю і тритикале, інфіковано відповідно 90 і 84% обстежених партій. Фузаріозна інфекція відмічена в 61% партій з кількістю ураженого насіння від 1 до 55%. Та, що найбільша зустрічається інфекції відмічена на насінні тритикале і пшениці – 88 і 75%, відповідно. Септоріаз виявлений в 33% партій пшениці і тритикале з ураженістю насіння від 1% до 40%, пліснявіння – в 38% (у 2007 р. - 17%) з ураженістю від 1 до 37% і переважно в партіях тритикале (56%) [17, 29, 32].

За даними обліку співробітників ГУ «Головна державна інспекція по насінництву, карантину і захисту рослин» відмічено істотне скорочення посівів ячменю уражених запорошеною головешкою. Так, в сезоні 2007 р. в посівах оригінального і елітного насіння запорошена головешка не виявлена, в насінєвих господарствах посівні площі ячменю з поразкою запорошеною головешкою скоротилися до 0,5% проти 11,5% в 2006 р. Згідно вимогам

ГОСТу 1073 - 97 в оригінальних і елітних посівах зернових культур інфекція запорошеної голівешки не допускається. Були відсутні також інфіковані споринею посіви ячменю [5-7].

Разом з тим, висока інфікованість насіння ярих культур збудниками кореневої гнилі, септоріозів, пліснявіння, небезпека розповсюдження запорошеної голівешки і спорині обумовлюють необхідність обов'язкового їх протруювання. Протруювання - це один з найбільш цілеспрямованих, ефективних, економічно і екологічно безпечних прийомів захисту.

Дослідження показують, що протруювання насіння ярих культур в умовах помірного розвитку кореневої гнилі дозволяє стримувати патологічний процес до стадії утворення другого вузла і сприяє збереженню додатково від 0,4 до 6,5 ц/га зерна залежно від культури, препарату і формованого урожаю. При використанні нових препаратів, таких як кинто Дуо, ТК, ламадор, КС, раксил ультра, КС величина збереженого урожаю складає від 1,7 до 8,3 ц/га при високій біологічній ефективності проти запорошеної голівешки і спори. З погляду економіки, знезараження насіння прийом, як правило, рентабельний, такий, що дозволяє зберігати залежно від культури, сорту, зони обробітку, формованої врожайності, ураженості насіння і вегетуючих рослин в період вегетації до 8,7% урожаю. Окупність витрат, з урахуванням вартості вирощуваного урожаю і препарату, в зерновому еквіваленті, складає від 0,4 ц/га (раксил, КС і його аналоги) до 2,3 - 2,7 ц/га (вітавакс 200 ФФ, 34% в.с.к. і його аналоги - байтан універсал, СП).

Відповідно до наказів Міністерства сільського господарства і продовольства України № 246 від 25.05.2004 р. «Про реалізацію насіння еліти» і № 594 від 22 грудня 2005 р. «Про умови реалізації оригінального насіння», процедура винна здійснюється тільки після проведеного знезараження такими, що високоефективними протравлюють і перевірки в КТЛ на якість протруювання. Для цього слід використовувати препарати, що забезпечують стабільно високий 97-100% знезаражувальний ефект проти запорошеної голівешки, це такі протруювачі - байтан універсал, СП (2 кг/т),

винцит форте, КС (1,25 л/т), дивіденд старий, КС (1,5 л/т), кинто Дуо, ТК (2,5 л/т), ламадор, КС (0,2 л/т), раксил ультра, КС (0,25 л/т). Для протруювання насіння першої репродукції і нижче використовуються ці препарати, а також інші, внесені до «Реєстру». Важливе значення в ефективності прийому має якість самого насіння, що підлягає протравленню. Добавки стимуляторів зростання рослин при протравленні насіння без попередньої перевірки на біологічну ефективність конкретного препарату, також можуть позначитися на цьому показнику із-за стимуляції розвитку патогенів. Особливо це актуально в боротьбі із запорошеною головешкою через особливості біології збудника. Не допускається зниження норм витрати того, що протравлює із-за включення яких - або стимуляторів. Терміни протруювання насіння не роблять впливу на ефективність прийому, оскільки використовуються препарати системної дії, токсична дія яких починає виявлятися тільки в процесі набухання зернівки. У ефективності протруювання велике значення має якість насіння. Наявність в посівному матеріалі щуплих зернівок, сміття, пилу сприяє зниженню дії препарату. Вологість насіння повинна бути кондиційною, оскільки після протруювання вона може підвищитися на 0,5-1,0%. Якщо насіння відповідає всім вимогам, що пред'являються, а норми витрати препарату дотримані, протруювач не може надати негативної дії на посівні якості [16].

1 АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ ОБ'ЄКТУ ПРОЕКТУВАННЯ

1.1 Вибір протруювача при обробці насіння

За спостереженнями і оцінкою експертів, весь комплекс хвороб розвивається не тільки на листі пшениці, але і на колосах. На колосках і зернах відмічені септоріаз, фузаріоз, іржа і інші хвороби. Тому перед хліборобами як ніколи раніше встає проблема правильного вибору протруювача, щоб закласти в цій непростій ситуації основу урожаю.



Рисунок 1.1 – Проросток захищеної насінини

Сучасний ринок засобів захисту рослин наповнений безліччю пестицидів як імпортного, так і вітчизняного виробництва. Можливість широкого вибору препаратів допомагає агрономам вирішити конкретні проблеми на різних культурах.

Осінь сівба озимої пшениці — найважливіший технологічний етап, що включає передпосівну обробку насіння для захисту проростків і забезпечення нормальної густини рослин. Той, що правильно вибраний фунгіцидний протруювач може не тільки забезпечити якісні сходи культури,

але і сприяти успішній зимівлі рослин. Протравлення насіння проти головневих інфекцій і кореневої гнилі — це найдешевший захід в системі захисту майбутнього урожаю [1].

В деяких випадках реальні можливості протруювачів високого класу значно перевищують навіть встановлені фітосанітарні пороги придатності посівного матеріалу. Так, якщо рівень інфекції твердої (поверхневою) головешки *Tilletia caries* перевищує 2000 спор на зернівку, то таке зерно слід вибраковувати. Проте протравлюють «Раксил» і «Дивіденд Старий» в спеціальних дослідках на подібному штучному фоні зараження повністю запобігали прояву хвороби в посівах пшениці.

Разом з тим, при складанні таблиці ефективності протруювачів, що відображає спектри захисного ефекту проти різних захворювань на різних фонах зараження зерна і ґрунту, виникає ряд труднощів. Річ у тому, що в даний час зареєстрований не менше 40 препаратів більше десятка виробників, багато хто з яких є лише аналогами відомих протруювачів. Так, вже є більше 10 препаратів на основі тебуконазолу, по суті аналогів «Раксилу». У цих умовах в асортименті пропонованих протруювачів почало скрутно орієнтуватися не тільки агрономам в господарствах, але і професійним фахівцям із захисту рослин. Проблема дженериків добре відома і вже обговорюється на найвищому державному рівні. Той факт, що не всі пестициди мають однакову ефективність, не дивлячись на схожий хімічний склад, поступово розуміють і споживачі. От чому багато господарств цікавляться у постачальників виробником кожного препарату, прискіпливо вивчають документи, підтверджуючі якість, що допомагає зробити правильний вибір [16, 17].

Ми навмисно не чіпаємо тут іншої гострої проблеми — фальсифікованої продукції. Щорічно багато господарств, бажаючи заощадити, попадаються на покупці відверто неякісних по своєму складу пестицидів і зазнають значні збитки в результаті втрати урожаю.

Необхідно підкреслити, що більшість невдач на полях пояснюються саме невірним обліком властивостей препаратів або низькою якістю протравлення (тобто нанесенням препарату на зерно), але зовсім не якістю тих, що самих протравлюють або резистентністю збудників хвороб до речовин, що діють.

В той же час відсутність об'єктивних даних про ефективність дії багато, особливо протравлюють, що знов з'являються, відгуків про практичний досвід роботи з ними і науково обґрунтованих рекомендацій по їх застосуванню часто приводить до помилок у виборі препаратів і норм їх витрати при обробці насіння. При виборі того, що неадекватного протравлює слідує або зниження урожаю, або великі додаткові витрати, навіть при дотриманні рекомендованих технологій обробки насіння, зокрема із-за спалахів головневих і інших небезпечних захворювань зернових, особливо на високому інфекційному фоні.

Ситуація з головневими інфекціями на злаках з року в рік загострюється в нашій країні. У журналі «Захист і карантин рослин» директор Всеросійського НДІ захисту рослин В.Т. Алехин указував, що при фітоекспертизі не виявляється жодної партії здорового насіння, навіть елітне насіння заражене головешкою і збудниками кореневої гнилі. Подібна картина спостерігається в багатьох областях і України.

Проте часто одній лише фітоекспертизи насіння буває недостатньо. Необхідно проводити ще і аналіз ґрунту на наявність різних інфекцій, а також враховувати прогноз погоди на майбутній сезон. Наприклад, у зв'язку із сприятливими для розвитку інфекцій погодними умовами і недотриманням сівозміни в попередні роки місцями значно проявила себе пухляка головешка на кукурудзі, а спорина на житі.

Розглядаючи аспекти передпосівної обробки насіння, не можна не згадати і про операцію, яка, на відміну від протравлення, називається інтоксикацією насіння інсектицидами. У південних регіонах України одним з найнебезпечніших шкідників на озимій пшениці є хлібна жужелиця. Личинки

жужелиці знищують проростки злаків при посіві по стерньовому попередникові. Щільність шкідника іноді досягає 300 і більш за личинки на квадратний метр. При такій високій чисельності жужелиці тільки одне обприскування посівів інсектицидами вже не дає бажаного результату. Тоді не обійтися без попередньої інтоксикації насіння.

На жаль, пропозиції як вітчизняних, так і зарубіжних виробників пестицидів в цьому сегменті ринку хімічних засобів захисту рослин поки сильно відстають від насущних потреб сільського господарства. В той же час для просапних і технічних культур дана проблема вже вирішена після реєстрації препаратів «Семафор» («ФМС») на основі біфентрина і «Космосу» («БАСФ») на основі фіпронилу для соняшнику і кукурудзи, а також препарату «Круйзер» («Сингента») на основі тіаметоксама для буряка, рапсу і гірчиці. Фірма-розробник ефективного і технологічного в застосуванні інсектицидного препарату для обробки насіння зернових культур, поза сумнівом, відразу ж захопить значну частину ринку, особливо якщо це буде комплексний інсекто-фунгіцидний препарат.

Таким чином, здійснення грамотного і надійного протравлення насіння є непростю процедурою, що вимагає спеціальних знань і високої кваліфікації фахівців. На жаль, дуже багато господарств за останнє десятиліття розгубили потенціал своїх агрономічних служб і випробовують великі утруднення при плануванні і здійсненні захисних заходів, у тому числі і таких відповідальних, як протравлення насіння. У ситуації, що склалася, на допомогу сільгоспвиробникам повинні прийти ті, хто здатний забезпечити науково-консультаційний супровід сільськогосподарського виробництва, підвищення професійного рівня агрономів господарств.

В умовах жорсткої конкуренції на ринку засобів захисту рослин всю більшу довіру сільгоспвиробників завойовуватимуть ті постачальники, які зможуть організувати комплексне обслуговування своїх клієнтів. Окрім протруювачів з різними технологічними можливостями, вони забезпечать консультаційні послуги, проведення фітоекспертизи насіння і

аналізу ґрунтів, а також протравлення посівного матеріалу для тих господарств, які не мають власних протравлювальних комплексів.

Саме машини для протруювання насіння є тими виконавцями, які забезпечують поряд з ефективними протрійниками якісний технологічний процес. Тому є велика необхідність наблизити можливість виробників сільськогосподарської продукції мати в своєму господарстві протруювач. Вихід лежить в площині придбання протруювача вітчизняного виробництва. Такі машини потрібно кожен раз вдосконалювати та наближати їх показники до рівня світових стандартів, зберігаючи порівняно низьку вартість.

1.2. Аналіз конструкцій машин-аналогів

Протруювач насіння ПС-20К-4 виробника ТОВ «АГРОХІММАШ»,
рис. 1.2.



Рисунок 1.2 – Протруювач насіння ПС-20К-4

Таблиця 1.1 – Технічні характеристики протруювача насіння ПС-20К-4

Ширина захоплення підбирача, м:		2,0
Місткість бака, л		300
Продуктивність (по пшениці) до, т/год		20,0
Витрата робочого розчину, л/т		3-20
Споживана потужність, кВт		6,0
Габаритні розміри, мм:		
	довжина	2400
	ширина	2000
	висота	2100
Вага, кг		900

Ці протруювачі насіння камерні самопересувні призначені для обробки насіння зернових, зернобобових і технічних культур водними суспензіями пестицидів з метою захисту від збудників хвороб і шкідників.

Камерний вузол протравлення з дисковим розпилювачем забезпечує рівномірне протравлення високої якості.

Технічні особливості протруювача насіння

- звична компоновка на чотирьох колесах з кермом і сидінням;
- дві швидкості: транспортна і робоча, а також нейтральна передача;
- два автоматичні режими роботи: а) високий борт; б) низький борт;
- ручний режим роботи;
- великий і зручний герметичний щит управління з дистанційним дротяним пультом управління (15 м) для зниження дії пилу і пестицидів на оператора;

- професійна ємність 300 л з великою і зручною горловиною з фільтром для проціджування робочого розчину, кришка з дихальним клапаном;
- професійний італійський насос PEDPOLLO, а також фільтри, крани, шланги італійської фірми ARAG;
- перемішування робочого розчину гідромішалкою;
- проста і надійна схема настройки подачі робочого розчину за допомогою жиклера, що калібрується, і манометра, візуальний контроль і швидка перевірка за допомогою мірного стакана, зрозуміла настроювальна таблиця;
- надійні натискні датчики для синхронізації надходження суспензії і насіння і автоматизації процесу протравлення;
- дозатор для насіння від 3 до 20 т;
- професійний італійський мотор-редуктор SITI або BONFIGLIONI, що не обслуговує, заправлений синтетичним маслом SHELL;
- підшипникові вузли на маточинах коліс;
- висота вивантажувального шнека дозволяє проводити завантаження протравленого насіння в кузов вантажного автомобіля ГАЗ і ЗІЛ з нарощеними бортами (висота 2,7 м) ;
- всі органи управління в одній площині (на одній стороні) ;
- захист електродвигунів від перевантажень.

Універсальний самохідний протруювач насіння ПСС 20 (рис. 1.3), призначений для знезараження насіння зернових, бобових і технічних культур отрутохімікатами, що наносяться на насіння у вигляді суспензій. Робота протруювача проводиться в мобільному режимі, в ході якого завантаження, протруювання і вивантаження насіння здійснюється при одночасному і безперервному русі машини за допомогою самохідного механізму. Насіння в протруювач завантажується безпосередньо з бурту і розвантажується або на транспортний пристрій, або на мішкотару або назад

в бург. Спеціально виконаним протруюючим устаткуванням забезпечується надійне, рівномірне покриття препаратом кожного насіння [8, 24, 41, 43,].



Рисунок 1.3 – Протруювача насіння ПСС-20

Таблиця 1.2 – Технічні характеристики протруювача насіння ПСС-20

Основні параметри	Значення
Марка машини	ПСС-20
Тип	самопересувний
Продуктивність, т за 1 год основного часу за 1 год експлуатаційного часу, т	20 16,6
Швидкість пересування, м/с: -робоча -транспортна	0,01-0,1 0,17-0,40
Маса машини, кг - конструкційна - експлуатаційна	800±20 1000±20

Продовження табл. 1.2

Габаритні розміри(транспортні), мм, не більш: довжина ширина висота	5650 (3150) 2220 (2220) 3000 (2050)
Джерело енергії	мережа змінного струму
Напруга, В	380
Частота, Гц	50
Тип електродвигунів	асинхронний
Встановлена потужність ел/дв., кВт	6,07
Повнота протруювання %	100±20
Нерівномірність протруювання насіння %, не більш	5
Нерівномірність концентрації робочої рідини %, не більш	5
Дроблення насіння %, не більше	1
Підвищення вологості %, не більше	1
Насос-дозатор: тип максимальна подача, л/хв, не більше	Мембранний 10
Розкидання робочої рідини тип діаметр диска, мм частота обертання, с ⁻¹	дисковий 160 2850
Бак робочої рідини: тип місткість, л	Склопластиковий 200±20
Зерноприймальний бункер: місткість, дм ³ , не менше	Склопластиковий 125
Розкидання насіння тип діаметр диска, мм частота обертання, с-1	дисковий 384 145
Термін служби, років, не менше	10

Зернопереробний комплекс ЗМП-ПС, рис. 1.4.



Рисунок 1.4 – Зернопереробний комплекс ЗМП-ПС

Технічна характеристика

Продуктивність при вантаженні, перевантаженні зерна до 90 т/год.

Продуктивність при протравленні зерна до 25 т/год.

Дальність кидання зерна - 17 м.

Висота кидання зерна - 4, 5 м.

Висота вивантаження при протравленні зерна 4 м.

Повнота протравлення зерна - 95-100 %.

Завантажувальний транспортер - скребковий.

Обслуговуючий персонал 1 чол.

Маса машини в комплекті з метальником - 1116 кг.

Маса машини в комплекті з протруюючою приставкою - 970 кг.

Габаритні розміри в робочому положенні:

з метальником, м - 6,840 x 4,120 x 3,820;

з протруюючою приставкою, м - 6,235 x 4,120 x 2,680.

Сумарна споживана потужність:

з метальником - 8,1 кВт;

з протруюючою приставкою - 6,6 кВт.

Технологічний опис.

Зернопереробним комплексом ЗМП-ПС є універсальний, багатофункціональний агрегат з електроприводом основних механізмів. Він призначений для метання зерна, протравлення насінного матеріалу, його вантаження в транспортні засоби, механічного переміщення і формування буртів зерна на зерноскладах і відкритих майданчиках. При заміні вузла металника на вузол приставки протравлення насіння ПС, агрегат може проводити зволожене протравлення насіння зернових, бобових і технічних культур. Час переобладнання із зернометалника на протруювач насіння - до 30 хвилин. Зернопереробний комплекс забезпечений коробкою передач, що дозволяє проводити регулювання швидкості ходу і виключити з конструкції машини контрпривод, трудомісткий в обслуговуванні і процесі експлуатації. Має дві швидкості вперед - транспортну, робочу і дві назад. У конструкції зернопереробного комплексу використаний принципово новий механізм (диференціал), що дозволяє виключити ручне перемикавання муфти при зміні напрямку руху машини.

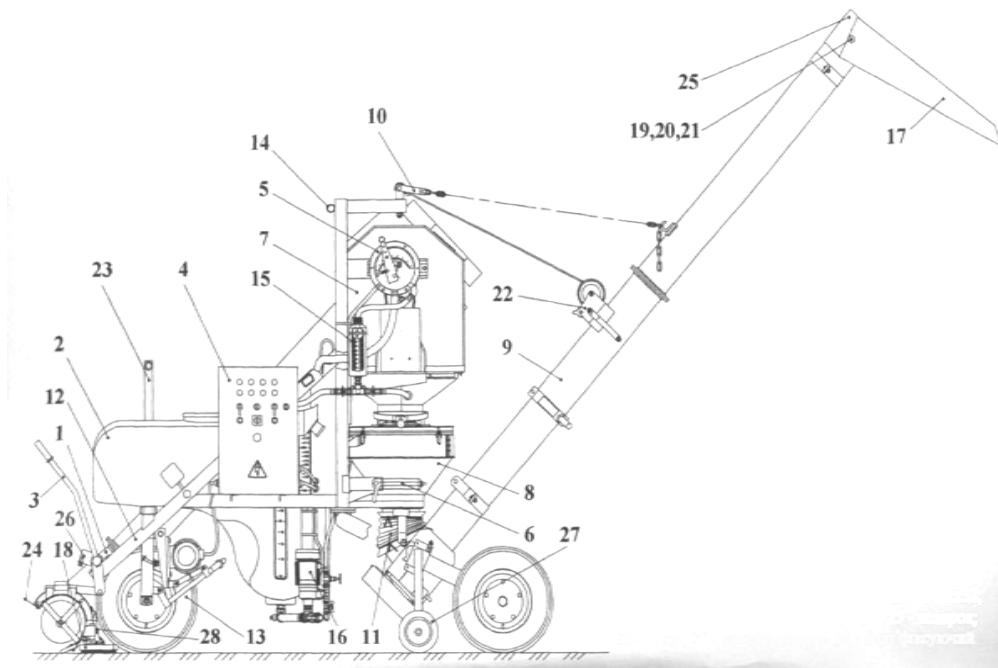
Також спостерігається на ринку ряд стаціонарних протруювачів.

Характерною ознакою розглядуваних конструкцій протруювачів було можливість, зручність і безпечність вивантаження зернового матеріалу в транспортні засоби. Крім останньої конструкції розглядуваних машин, ця операція на решту моделях виконуються не дуже якісно. Існують складнощі при заповненні об'єму кузова автомобіля в наслідок не достатньої висоти і маневреності вивантажувального пристрою.

В базовій конструкції протруювача ПК-25 була така ж проблема – максимальна висота вивантаження сягала 2.5 -2.7 м при обмеженій маневреності. Тому в даній роботі буде пропонуватися збільшення висоти вивантаження та маневреності вивантажувального пристрою при забезпеченій необхідній стійкості агрегату в цілому. Ці питання будемо обґрунтовувати в другому розділі роботи, а зараз познайомимося з конструкцією самої машини – ПК25.

1.3. Будова протруювача камерного ПК-25

Розглянемо будову протруювача камерного ПК 25, рис. 1.5. Дана машина є автоматичною, яка має можливість самостійного пересування по території складу з допомогою електричного приводу, який приєднано до ходових коліс. Серед основних складових протруювача можна виділити такі: шнековий завантажувальний пристрій, ємність для робочої рідини, вивантажувальної системи системи, місткості для насіння та камери змішування. Крім того машина має є органи керування; тиск для подачі робочої рідини створює насосна установка і дозується кількість рідини з допомогою дозатора [47, 2].



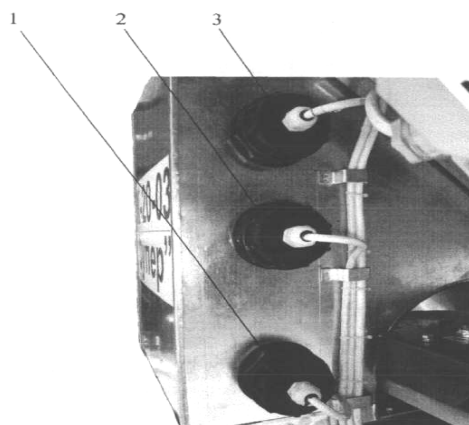
- 1 - шнек завантажувальний; 2 - бак; 3 - важіль підйому шнека завантажувального; 4 - пульт управління; 5 - дозатор робочої рідини; 6 - фіксатор шнека вивантажувального в транспортному положенні; 7 - бункер насіння; 8 - камера протруювання; 9 - шнек вивантажувальний; 10 - ланцюг; 11 - рукав; 12 - рама; 13 - самохід; 14 - втулка; 15 - ємкість мірна; 16 - установка насосна; 17 - лоток; 18 - чистик; 19 - вісь; 20 - шайба 10; 21 - шплінт 3,2x32; 22 - лебідка; 23 - кермо; 24 - козирок; 25 - козирок; 26 - упор; 27 - колесо опорне; 28 - болт фіксуючий

Рисунок 1.5 – Загальний вигляд протруювача камерного ПК-25

Як видно з рис. 1.5, що на рамі, яка обпирається на колесах, змонтовані всі складальні одиниці. Технологічна операція протруювання включає в себе приготування робочої рідини, якою буде оброблятися насіння, завантаження насіння, змішування насіння з робочим препаратом, тобто його протруювання, та вивантаження готового продукту.

Щоб здійснити процес протруювання необхідно спочатку завантажувальним пристроєм з борта насіння почати його завантажувати в бункер, з якого це насіння поступає в протруювальну камеру куди одночасно поступає під тиском та розпилюється робочий препарат. Таким чином, в камері відбувається його змішування і оброблене насіння вивантажується шнековий пристроєм.

Дана машина є напівавтоматизованою, оскільки завантаження насіння в камеру протруювання певним чином є синхронізованим з поступальним рухом машини. На рисунку 1.6 бачимо датчики, які регулюють наповнення бункера. Тут можна помітити датчик верхнього рівня та датчик нижнього рівня. Крім того, є і датчик середнього рівня. В основному машина налагоджена таким чином: якщо рівень в бункері сягає нижче датчика нижнього рівня, то починається процес завантаження бункера та поступальний рух машини до бурта з насінням. Якщо ж рівень насіння в бункері доходить рівня верхнього датчика, то процес завантаження припиняється.



1, 2, 3 – відповідно нижній, середній та верхній датчики

Рисунок 1.6 – Датчики керування процесом завантаження

Технічна характеристика протруювача подана у таблиці 1.3

Таблиця 1.3 – Технічна характеристика протруювача

Назва параметра та розміру	Норма
Марка	ПК-25
Тип	самопересувний
Продуктивність за 1 год. (на насінні пшениці): - основного часу - експлуатаційного часу, т/год	3,0 – 25 2,0 – 22
Габаритні розміри у робочому/транспортному положенні: довжина, мм ширина висота, мм	5120/2620 2980/1940 3050/2200
Місткість бака, не менше л	240
Подача дозатора, л/хв	0,5...4,2
Робоча швидкість, м/хв	0,7±0,1
Споживана потужність, не більше кВт	5,5
Кількість персоналу для обслуговування, люд.: - при протруюванні насіння - при переїздах в межах складу (площадки)	1 оператор 1 оператор і 2 допоміжні робітники
Маса суха (конструкційна), з повним комплектом робочих органів та пристроїв, не більше кг	655
Строк служби, не менше років	5

1.4. Обґрунтування теми кваліфікаційної магістерської роботи

Тема кваліфікаційної роботи магістра «Обґрунтування параметрів транспортуючо-змішувальної системи зернового протруювача».

Розвиток такої теми викликаний проблемою незадовільно продуктивності базової конструкції протруювача ПК-25. Підвищення продуктивності такої машини лежить в площині забезпечення значної її маневреності. Системи завантаження та вивантаження можуть забезпечити технічну продуктивність в межах 25 т/год, але, якщо є необхідність завантажувати протруєний матеріал зразу в транспортні засоби, то тут виникає проблема короткого вивантажувального шнека. Крім того, виникають значні проблеми при зміні кута встановлення вивантажувального шнека. Це ті задачі, які потрібно вирішити в даній кваліфікаційній роботі. Причому виробником висловлено побажання – максимального використання уніфікованих вузлів, які є в наявності на виробництві.

Для реалізації поставленого завдання потрібно виконати ряд проектних та перевірочних розрахунків, які буде виконано у наступних розділах.

2 ОБҐРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ

2.1. Розрахунок модифікованої шнекової системи вивантаження протруювача ПК-25

При купівлі сільськогосподарської машини кожен виробник має за мету придбати таку машину, яка була багатофункціональною навіть при виконанні конкретного технологічного процесу. Якщо мова йде про протруювач камерний ПК-25, то базова його конструкція має певні недоліки в тому плані, що є обмежена можливість завантаження, наприклад, транспортних засобів протруєним насінням.

Суть цієї проблеми полягає в тому, що, підїжджаючи автомобіль, в який має бути завантажене протруєне зерно має дещо вище розміщення бортів у порівнянні з можливістю завантажувальної системи заповнити кузов. Інакше кажучи, необхідно для такого протруювача, з такою його продуктивністю, зробити довший вивантажувальний шнек, щоб процес завантаження був адаптивний при використанні транспортних засобів таких як автомобілі [3, 4, 10-13, 43].

З попередніх розрахунків було встановлено, що довжину вивантажувальної системи, яка є шнековою необхідно збільшити приблизно на 0,5 м. Враховуючи кут нахилу вивантажувального шнека і задану висоту завантаження транспортних засобів, то довжина вивантажувального шнека буде складати в межах 4 м. В зв'язку з цим є необхідність розрахувати потужність, яка буде споживатися цією системою, застосовуючи нові конструктивні розміри вивантажувальної системи. Для цієї мети використовуємо відому методику розрахунку шнекових транспортерів, яка наведена в літературі.

Для протруювача з шнековою системою завантаження-вивантаження продуктивність Q шнеків 25 т/год, які мають суцільні гвинти визначається за

формулою

$$Q = 47.1[(D + 2\lambda)^2 - d^2]S\psi\eta\gamma c, \quad (2.1)$$

де D – зовнішній діаметр гвинта, $D=0.2$ м (розмір базової конструкції шнека виходячи з конструктивних міркувань); d – діаметр валу гвинта в м, приймаємо $d=0,048$ м (розмір буде уточнятися); λ – радіальний зазор між зовнішньою кромкою гвинта і внутрішньою поверхнею кожуха шнека, $\lambda=0.012$ м; S – крок витків, $S=0,2$ м; ψ – коефіцієнт заповнення, $\psi=0.3$; n – число обертів гвинта за хвилину; γ – об'ємна вага переміщуваного матеріалу, $\gamma=0,75$ т/м³; c – коефіцієнт зниження продуктивності залежно від нахилу шнека, $c=1$, оскільки живильник в даному випадку буде під кутом в межах 50°. З формули (2.1) знайдемо при прийнятих конструктивних елементах число обертів шнека живильника

$$n = \frac{Q}{47,1[(D + 2\lambda)^2 - d^2]S\psi\gamma};$$

$$n = \frac{25}{47,1[(0,2 + 2 \cdot 0,012)^2 - 0,048^2] \cdot 0,2 \cdot 0,3 \cdot 0,75} = 247 \text{ об / хв.}$$

Для забезпечення прийнятої продуктивності протруювача 25 т/год, число обертів шнека живильника повинно становити не менше 247 об/хв.

Визначимо споживану потужність N , що необхідна для приводу шнека

$$N = N_1 + N_2,$$

де N_1 – потужність, що затрачається на тертя;

N_2 – потужність, що затрачається переміщення матеріалу;

Уточнюючи потужність, що затрачається на привод

$$N = \frac{(N_1 + N_2)W_0}{\eta}. \quad (2.2)$$

Тут враховано затрати потужності на дроблення зернового матеріалу W_0 , к.к.д. приводу – η).

Визначаємо кожен із складових потужності

- на тертя N_1 , Вт.

$$N_1 = F \cdot v, \quad (2.3)$$

де F – сила тертя між тертьовими поверхнями: матеріал-кожух, Н;

v – абсолютна швидкість руху матеріалу, м/с.

Силу тертя будемо визначати за залежністю

$$F = f(P_1 + G \cos \beta \cos \varphi), \quad (2.4)$$

де f – тут коефіцієнт тертя приймемо, $f = 0.25-0.55$;

P_1 – відцентрова сила;

G – маса матеріалу в кожусі, кг

β – кут нахилу шнека до горизонту, $\beta = 50^\circ$;

φ – кут тертя, $\varphi = 25^\circ$.

Визначимо відцентрову силу, яка виникає в матеріалі і притискує його до кожуха

$$P_1 = \frac{Gv_3^2}{R}, \quad (2.5)$$

де v_3 – лінійна швидкість, м/с;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

R – конструктивно заданий радіус витка,

$$R = \frac{D}{2} = \frac{0,2}{2} = 0,1 \text{ м.}$$

Визначимо кожен з швидкостей:

– колова (лінійна) швидкість матеріалу

$$v_3 = v_1 \operatorname{tg} \varepsilon, \quad (2.6)$$

тут v_1 – швидкість руху вздовж твірної кожуха, м/с;

$\varepsilon = 72^\circ$ – кут, який визначений типом шнека.

Швидкість руху вздовж твірної

$$v_1 = \frac{QL}{G \cdot 3600}, \quad (2.7).$$

де L – загальна довжина шнека, $L = 4$ м.

Маса матеріалу в кожусі G

$$G = \frac{\pi [(D + 2\lambda)^2 - d^2]}{4} L \psi \gamma \cdot 1000; \quad (2.8)$$

$$G = \frac{3,14 [(0,2 + 2 \cdot 0,012)^2 - 0,048^2]}{4} 4 \cdot 0,3 \cdot 0,75 \cdot 1000 = 33,8 \text{ кг.}$$

Тоді швидкість v_1

$$v_1 = \frac{25 \cdot 10^3 \cdot 4}{33,8 \cdot 3600} = 0,82 \text{ м/с.}$$

Наступна складова – колова швидкість

$$v_3 = 0,82 \operatorname{tg} 72^\circ = 2,52 \text{ м/с.}$$

В кінцевому результаті абсолютна швидкість руху матеріалу

$$v = \frac{v_1}{\cos \varepsilon}; \quad (2.9)$$

$$v = \frac{0,82}{\cos 72^\circ} = 2,65 \text{ м/с.}$$

Виділимо також колову швидкість кромки витка, м/с

$$v_2 = \frac{\pi D n}{60};$$

$$v_2 = \frac{3,14 \cdot 0,2 \cdot 247}{60} = 2,59 \text{ м/с.}$$

Кут підйому α зовнішньої кромки, град

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{S}{\pi D}; \quad (2.10)$$

Тоді

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{0,2}{3,14 \cdot 0,2} = 0,318.$$

Кут підйому витків шнека, який вимірюється по центру тяжіння шару матеріалу, що ним переміщується α_1 , град

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{S}{\pi \cdot 0,8D}; \quad (2.11)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{0,2}{3,14 \cdot 0,8 \cdot 0,2} = 0,398.$$

Визначимо коефіцієнт тертя ρ ,

$$\rho = \operatorname{tg} \varphi = \operatorname{tg} 25^\circ = 0.466.$$

Радіус витка, який визначається в центрі шару матеріалу, який знаходиться на витку R_0

$$R_0 = 0,8 \frac{D}{2} \quad (2.12)$$

$$R_0 = 0,8 \frac{0,2}{2} = 0,08 \text{ м.}$$

Встановимо значення відцентрової сила [39]

$$P_1 = \frac{33,8 \cdot 2,52^2}{0,1} = 2146 \text{ Н.}$$

Визначимо силу, яка затрачається на підйом матеріалу P_2

$$P_2 = G \sin \beta \operatorname{tg}(\alpha_1 + \varphi) + G \cos \beta \sin \varphi; \quad (2.13)$$

$$P_2 = 33,8 \cdot 9,81 \cdot \sin 50^\circ \operatorname{tg}(21,7^\circ + 25^\circ) + 33,8 \cdot 9,81 \cdot \cos 50^\circ \sin 25^\circ = 359,5 \text{ Н}$$

Значення сили тертя

$$F = f(P_1 + G \cos \beta \cos \varphi); \text{ Н.} \quad (2.14)$$

$$F = 0,3(2146 + 33,8 \cdot 9,81 \cos 50^\circ \cos 25^\circ) = 701.$$

Визначимо силу для перемагання сил тертя в кожусі P_3

$$P_3 = F \cos \varepsilon \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + F \sin \varepsilon; \quad (2.15)$$

$$P_3 = 701,8 \cos 72^\circ \operatorname{tg}(21,7^\circ + 25^\circ) + 701,8 \sin 72^\circ = 897,7 \text{ Н.}$$

Кутова швидкість ω вала шнека, c^{-1}

$$\omega = \frac{\pi n}{30}; \quad (2.16)$$

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 247}{30} = 25,9 \text{ } c^{-1}.$$

Кутова швидкість матеріалу з врахуванням його осьового переміщення всередині кожуха

$$\omega_3 = \frac{v_3}{R}; \quad (2.17)$$

$$\omega_3 = \frac{2,52}{0,1} = 25,2 \text{ c}^{-1}.$$

Визначимо потужність, яка витрачається на подолання сил тертя

$$N_1 = 701,8 \cdot 2,65 = 1860 \text{ Вт.}$$

Аналогічно для підйому матеріалу N_2

$$N_2 = P_3 R_0 (\omega - \omega_3) + P_3 R (\omega - \omega_3); \quad (2.18)$$

тоді

$$N_2 = 897,7 \cdot 0,08(25,9 - 25,2) + 897,7 \cdot 0,1(25,9 - 25,2) = 113,1 \text{ Вт.}$$

Тоді загальна потужність, що необхідна для приводу шнека

$$N = \frac{(1860 + 113,1)1,2}{0,96} = 2460 \text{ Вт} = 2,46 \text{ кВт.}$$

Таким чином, регламентована продуктивність протруювача забезпечиться приводом шнека живильника при нових конструктивних параметрах та споживаній потужності не менше 2,5 кВт. Дана потужність

надалі не зможе передаватися встановленим двигуном 4AM100L6Y2 380B1M1084, $n = 1000$ об/хв і потужністю $N = 2,2$ кВт за ТУ 16-501.827-83, тому для приводу необхідно підібрати інший двигун.

2.2. Обґрунтування параметрів пасової передачі приводу вивантажувального шнека

В попередньому пункті ми виконали розрахунок споживаної потужності вдосконаленим приводним механізмом системи вивантаження. Отримавши такі вихідні дані, можна переходити до проектування клинопасової передачі приводу. Тут одним із основних критеріїв є те, що така передача має бути уніфікованою до складових, які використовуються на базових конструкціях протруювачі.

Для розрахунку пасової передачі скористаємося типовими методиками, які наведені в літературі. Стандартна методика розрахунку передбачає використання розмірного ряду пасів та їх перетинів, а також їх міжцентрових відстаней та відповідного рекомендованого зусилля натягу паса. Оскільки в переважній більшості випадків на базові конструкції протруювача на заводі застосовують клинопасові передачі перетином паса профілю Б, тому ми націлимо свою увагу на використання саме таких профілів.

Першим кроком нашого розрахунку є вибір електродвигуна відповідно до споживаної потужності всією системою та з врахуванням коефіцієнта корисної дії механічної передачі [35, 36, 40, 45].

Запишемо залежність для визначення необхідної потужності електродвигуна

$$N' = \frac{N_d}{\eta_m}; \quad (2.19)$$

$$N' = \frac{2.5}{0.88} = 2.84 \text{ кВт},$$

де η_m – коефіцієнт корисної механічної передачі приводу, $\eta_m = 0.88$.

Користуючись каталогами стандартних типів електродвигунів, вибираємо двигун марки: АМУ132S6 У2 380 В, 50 Гц, для якого $n = 1000$ об/хв, з врахуванням коефіцієнта проковзування, частота становитиме $n' = 980$ об/хв і номінальна потужність $N = 3.0$ кВт.

За стандартним рядом вибираємо діаметр ведучого шківа електродвигуна 125 мм, і виходячи з цього визначаємо швидкість паса при вказаних параметрах

$$V = \frac{D_1 \omega}{2}; \quad (2.20)$$

$$V = \frac{0.125 \cdot 25.9}{2} = 1.62 \text{ м / с},$$

де V – швидкість паса, м/с ;

D_1 – діаметр малого шківа, $D_1 = 0.125$ м ;

ω – кутова швидкість обертання вала шнека, $\omega = 25.9 \text{ с}^{-1}$.

Як було відзначено вище, що для даного приводу пріоритетним є використання клинових пасів перетином профілю Б

З цієї метою із каталогу вибираємо такий пас, що має наступні параметри: b_p – робоча ширина паса, $b_p = 0.014$ м ; W – загальна ширина паса, $W = 0.017$ м; h – товщина паса, $h = 0.0105$ м.

Згідно паспортним даним вибраний пас може передавати потужність, яка не повинна перевищувати 6 кВт. Заделегованої потужності цілком достатньо для використання його в такому приводі.

Тепер перейдемо до визначення кінематичних параметрів проекрованої передачі.

Встановимо частоту обертання, яка повинна забезпечуватись на ведучому валу. Відповідно до цього, тобто за частотою обертання ведучого валу, будемо визначати, за рекомендованими параметрами, діаметр веденого шківів.

Першим кроком є визначення передаточного відношення проекрованої передачі. За відношенням частоти обертання вала електродвигуна та необхідної частоти обертання вала шнека встановимо дане передаточне число

$$i = n_1 / n_2 \quad (2.21)$$

$$i = \frac{980}{247} = 3,97.$$

Тоді за отриманим значенням передаточного числа підрахуємо діаметр ведучого шківів та округлим його до стандартного ряду

$$D_2 = D_1 \cdot i; \quad (2.22)$$

$$D_2 = 0,125 \cdot 3,97 = 0,5 \text{ м},$$

де n_2 – частота обертання веденого валу, $n_2 = 247$ об/хв;

$n_1 = 980$ об/хв – частота обертання (електродвигуна) ведучого валу;

D_1 – діаметр ведучого шківів, $D_1 = 0,125$ м;

D_2 – діаметр веденого шківів, $D_2 = 0,5$ м.

Отримані діаметри шківів є в переліку стандартного ряду тому їх приймаємо такими значеннями.

Відповідно до цього знайдемо міжцентрову віддаль нашої передачі.

Згідно розрахункових даних міжцентрову відстань можна знайти за наступною залежністю

$$A'_{\min} = 0,55(D_1 + D_2) + h = \quad (2.23)$$

$$A'_{\min} = 0,55(0,125 + 0,5) + 0,0105 = 0,354 \text{ мм.}$$

де A'_{\min} – мінімальна міжцентрова відстань, м.

Максимальна міжцентрова відстань

$$A'_{\max} = 2(D_1 + D_2); \quad (2.24)$$

$$A'_{\max} = 2(0,125 + 0,5) = 1,25 \text{ мм.}$$

Враховуючи конструктивні особливості передачі, її габарити, приймемо відцентрову віддаль, $A=0,45$ м.

Виходячи з прийнятого параметру, можна підрахувати розрахункову довжину паса, а потім уточнити відстань відповідно до прийнятого за стандартним рядом паса.

$$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A} = \quad (2.25)$$

$$L = 2 \cdot 0,45 + \frac{\pi}{2}(0,125 + 0,5) + \frac{(0,5 - 0,125)^2}{4 \cdot 0,45} = 1,93 \text{ м.}$$

За стандартним рядом, вибираємо найближчу стандартну довжину паса $L = 2,0$ м.

Враховуючи вибрану стандартну довжину паса, уточнимо тепер конструктивну міжцентрову відстань для забезпечення нормальної роботи клинопасової передачі

$$A = 0,25 \left[(L - W) + \sqrt{(L - W)^2 - 8y} \right], \quad (2.26)$$

$$\text{де } W = \pi \left(\frac{D_2 + D_1}{2} \right) = \pi \left(\frac{0,5 + 0,125}{2} \right) = 0,981 \text{ м};$$

$$y = \left(\frac{D_2 - D_1}{2} \right)^2 = \left(\frac{0,5 - 0,125}{2} \right)^2 = 0,035 \text{ м}.$$

Остаточню матимемо

$$A = 0,25 \left[(2 - 0,981) + \sqrt{(2 - 0,981)^2 - 8 \cdot 0,035} \right] = 0,472 \text{ м}.$$

Тут потрібно також врахувати, що мінімальна міжцентрова відстань повинна забезпечувати вільне надягання самого паса на шківи, де слід враховувати від'ємний допуск до двох відсотків по довжині паса. Цей параметр рахуємо за залежністю (2.26)

$$A = 0,25 \left[0,98(2 - 0,981) + \sqrt{(2 - 0,981)^2 - 8 \cdot 0,035} \right] = 0,467 \text{ м}.$$

Аналогічно як в попередньому випадку, найбільша міжцентрова відстань буде визначатися з врахуванням компенсації видовження паса. Тут

слід врахувати додатній допуск в межах п'ять з половиною відсотків подовження паса. Цей параметр визначимо за залежністю (2.26):

$$A = 0,25 \left[1,055(2 - 0,981) + \sqrt{(2 - 0,981)^2 - 8 \cdot 0,035} \right] = 0,486 \text{ м.}$$

Для прийнятих параметрів визначимо кут обхвату пасом шківів. Для цього скористаємося наступною залежністю

$$\alpha = 180^0 - 60^0 \left(\frac{D_2 - D_1}{A} \right) \quad (2.27)$$

$$\alpha = 180^0 - 60^0 \left(\frac{0,5 - 0,125}{0,472} \right) = 132,3^0$$

Для ефективної роботи клинопасової передачі слід забезпечити нормальний натяг самого паса. Зусилля натягу рекомендовано в літературі для даного типу паса, виходячи із умови забезпечення достатньої сили тертя при заклинюванні паса в руслі шківа.

Натяг для пасів профілю Б вибирають з умови

$$2S_0 = 294H.$$

Тут можна врахувати обставину, що передача не є максимально навантаженою, тобто вона недовантажена і натяг паса можна дещо зменшити. Це необхідно зробити з тою метою щоб підвищити його ресурс роботи, тобто зменшити спрацювання від необґрунтованого натягу.

Натяг вітки паса S_0 будемо розраховувати за залежністю

$$S_0 = \frac{K_q \cdot N_n}{V \cdot K_1 K_2 K_3} + 2\Theta V^2, \quad (2.28)$$

де K_q - коефіцієнт, що приймаємо за рекомендаціями, $K_q=84$;

N_n - споживана потужність шнеком, $N_n=2,5$ кВт ;

V – лінійна швидкість паса, $V=1,62$ м/с;

K_1 – вибраний коефіцієнт кута обхвату пасом шківа;

K_2 – динамічний коефіцієнт передачі;

K_3 – швидкісний коефіцієнт паса;

Θ – коефіцієнт, який враховує додаткове навантаження від відцентрових сил.

Вибираємо ці показники за рекомендаціями :

$$K_1=0,87; K_2=0,87; K_3=1,04; \Theta=0,008.$$

Проводимо розрахунок даного параметру

$$S_0 = \frac{84 \cdot 2,5}{1,62 \cdot 0,87 \cdot 0,87 \cdot 1,04} + 2 \cdot 0,008 \cdot 1,62^2 = 164,7 \text{ Н.}$$

В умовах експлуатації виконують контроль натягнення паса через зусилля, яким відтягують пас на величину рівну 1,55 мм на кожних 100 мм міжцентрової відстані.

Визначимо цей параметр з умови того, що пас вже припрацьований і коефіцієнт тертя усталений, видовження паса кінцеве

$$Q = \frac{S_0 + c_0}{16};$$

$$Q = \frac{164,7 + 6 \cdot 9,81}{16} = 14 \text{ Н,}$$

де Q - зусилля прогину, Н

c_o – коефіцієнт, що характеризує жорсткість паса вибраного профілю Б, $c_o=58,9$.

Якщо спочатку буде використовуватися новий пас, нові шківи, зусилля прогину буде визначатися з наступних міркувань

$$Q = \frac{1,4S_0 + c_0}{16}; \quad (2.29)$$

$$Q = \frac{1,4 \cdot 164,7 + 6 \cdot 9,81}{16} = 18,1 \text{ Н.}$$

Прогин гілки паса будемо визначати

$$f = 1,55 \frac{A}{100}; \quad (2.30)$$

$$f = 1,55 \frac{0,472}{100} = 0,01 \text{ м,}$$

A – міжцентрова відстань проектованої передачі, A=0,472 м ;

Таким чином, виконавши розрахунок клинопасової передачі приводу вивантажувального шнека, остаточно приймаємо пас профілю Б, який має довжину 2 м. При цьому міжцентрова відстань буде складати 0,472 м.

При проектуванні передачі варто врахувати, що натягнення паса повинно забезпечуватись для контролю вітки зусиллям прогину : припрацьованого в межах 14 Н, для нового паса – 18,1 Н.

Ці параметри варто забезпечити зміною міжцентрової віддалі або, використовуючи натяжний пристрій.

2.3. Розрахунок елементів з'єднання для передачі крутного моменту валу шнека вивантажувального

Щоб передавати круті моменти між валами найчастіше використовують шпонкові з'єднання. Такі з'єднувальні елементи є одні з найпростішими та надійніших в експлуатації. Штопорний елемент – шпонка може під час експлуатації зношуватися. Але цей елемент є відносно дешевим та ремонтпридатним. Наприклад, якщо разом зі шпонкою є розбитим шпоночний паз, то можна просто використати шпонку збільшених розмірів, яку виготовити досить просто. Звичайно варто зазначити, що є різні типи шпонкових з'єднань, але найбільш практичною є шпонкове з'єднання з призматичною шпонкою. Оскільки в нас передача не є з великими крутними моментами, які передаються, то ми використаємо призматичний шпонку відповідно до параметрів, що передаються через дане з'єднання. Шпонкове з'єднання, тобто елементи, які складають таке з'єднання, є стандартизованими (ГОСТ 23360 – 78). І ми, користуючись стандартом, підберемо шпоночне з'єднання і всі конструктивні елементи відповідно до моменту, який повинен передаватися тим з'єднанням [38, 44, 50, 51].

Найчастіше матеріалом шпонки приймають нормалізовану сталь – сталь 45. Далі розрахунок полегшується тим, що відповідно до діаметру валу, який передає крутний момент вибирають необхідний перетин шпонки та інших конструктивних елементів шпонкового з'єднання. Тоді передачу фактично перевіряють за допустимими напруженнями зминання

Запишемо умову міцності шпонки за напруженнями зминання

$$\sigma_{3M}^{\max} \cong \frac{2M}{d_B(h-t_1)(l-b)} \leq [\sigma_{3M}], \quad (2.31)$$

де $[\sigma_{3M}] = 70 \dots 80 \text{ МПа}$ – допустимі напруження зминання, коли в шпонковому з'єднанні використано чавунну маточину шківів та сталевий вал.

Наведемо типову схему шпонкового з'єднання, рис. 2.1.

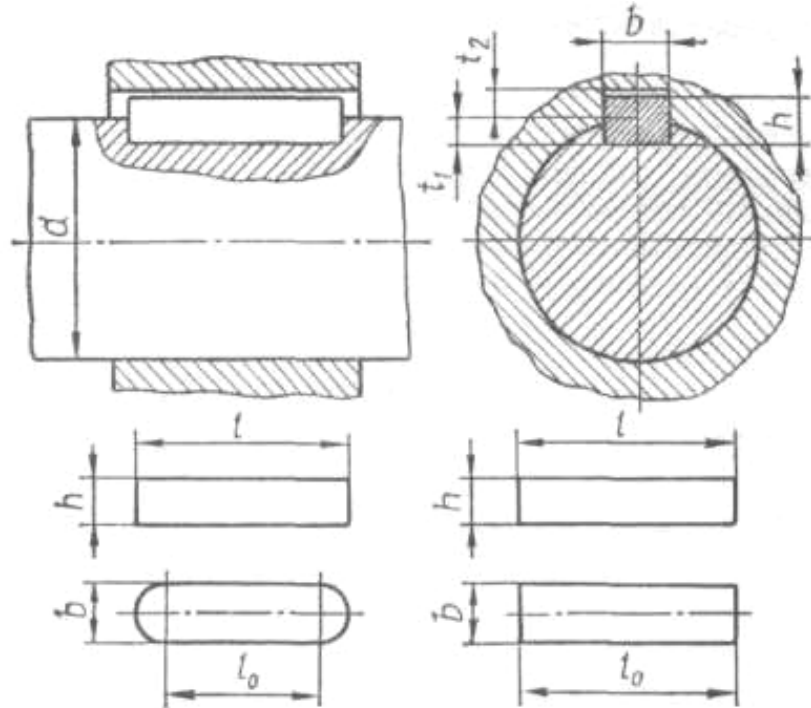


Рисунок 2.1 – Параметри шпонкового з'єднання

Попередніми розрахунками було встановлено, що діаметр вала в місці посадки шківів повинен становити $d_B = 25 \text{ мм}$, тоді відповідно до нормативів розміри шпонки будуть становити: $b = 8 \text{ мм}$; $h = 7 \text{ мм}$; $t_1 = 4,0 \text{ мм}$; $l = 40 \text{ мм}$.

Виконаємо перевірку працездатності шпонкового з'єднання.

Момент, що передає з'єднання при потужності приводу $2,5 \text{ кВт}$ при частоті обертання вала вивантажувального шнека $n = 247 \text{ об/хв}$.

$$M = \frac{N}{\omega_2}, \quad (2.32)$$

де ω_2 – кутова швидкість, яка повинна бути на валу вивантажувального шнека,

$$\omega_2 = \frac{\pi n}{30};$$

$$\omega_2 = \frac{3,14 \cdot 247}{30} = 25,9 \text{ c}^{-1},$$

відповідно до цього момент, який буде на валу

$$M = \frac{2,5 \cdot 10^3}{25,9} = 96,5 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

В кінцевому результаті напруження зминання матиме значення

$$\sigma = \frac{2 \cdot 96,5 \cdot 10^3}{25(7-4)(40-8)} = 80,4 \text{ МПа} < [\sigma_{3M}].$$

В розрахунковій формулі не враховано динамічності процесу, умова міцності дещо перевищує допустимі межі, з'єднання буде ненадійним. Тому не можна прийняти пропоновані розміри шпонки. З розмірного ряду вибираємо на крок більшу довжину $l = 50 \text{ мм}$.

Повторно перевіряємо умову міцності

$$\sigma = \frac{2 \cdot 96,5 \cdot 10^3}{25(7-4)(50-8)} = 61,3 \text{ МПа},$$

За таких розмірів шпонкового з'єднання умова міцності виконується.

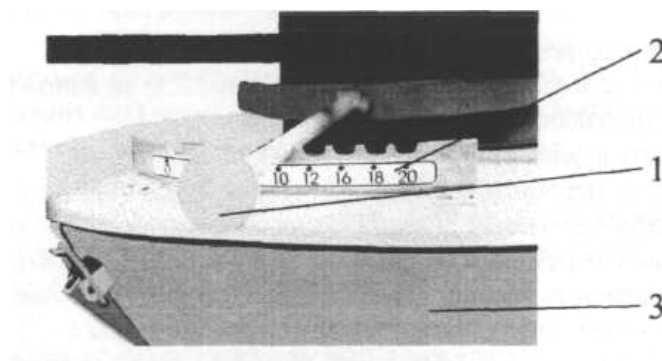
2.4. Технологічні розрахунки

Для безвідмовної роботи ущільнення насоса категорично забороняється вмикати протруювач без робочої рідини в баку.

Якість протруювання залежить від рівномірності постування насіння з бурта в завантажувальний шнек. Рекомендується при злежаному насінні перед початком протруювання зробити переформування бурта насіння.

Регулювання продуктивності протруювача по насінню (рис. 2.2).

Уточнення продуктивності дозатора насіння необхідне через вплив на неї таких факторів: культура (пшениця, ячмінь, овес), її вологість, засміченість та ін. Тому фактична продуктивність може відхилятися від показників за табл. 2.1 і вимагає відповідного коректування [47].



1 – важель; 2 – шкала; 3 – камера протруювання

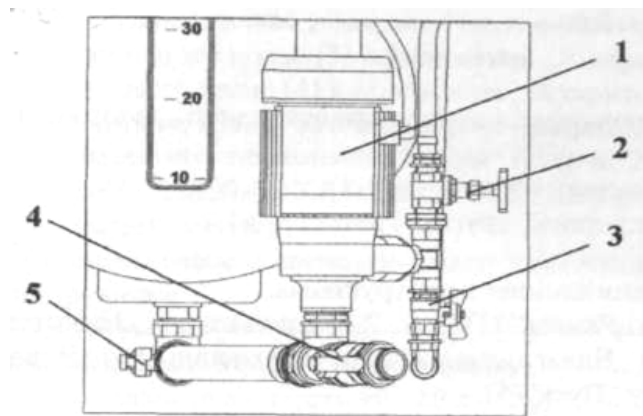
Рисунок 2.2 – Дозатор насіння

Необхідно встановити важіль дозатора насіння (1) (рис. 2.3) на вибрану поділку шкали (3) по табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Таблиця технологічних налаштувань

Поділка шкали дозатора насіння	Продуктивність протруювача, П, т/год		
	пшениця	ячмінь	овес
3	3	-	-
5	5	-	-
7	7	3,5	3
10	10	6	4,5
12	12	8,5	6
16	16	10	10
18	18	13	12
20	20	15	13

Далі ручку вентиля (2) (рис. 2.3) встановити в положення "Закрито", повернувши її до упора за годинниковою стрілкою.



1 – насос РК - 60; 2 – вентиль; 3 – кран кульовий; 4 – кран кульовий; 5 – кран кульовий

Рисунок 2.3 – Установка насоса

Перевести важіль самохода в нейтральне положення і шнек завантажувальний в транспортне положення, необхідно підвести протруювач до бурта насіння.

Встановити перемикач „Режим” в положення „Налагодження”, а перемикач „Налагодження” в положення „Завантаження” і натисніть кнопку

„Пуск” – ввімкнеться електродвигун шнека завантажувального.

Завантажити насінням, підсипаючи вручну, шнек завантажувальний до вимикання електродвигуна (коли рівень насіння в бункері підніметься до рівня верхнього датчика завантаження бункера зупиниться, загоряться: спочатку лампочка „Середній датчик”, а потім лампочка „Верхній датчик”)

.

Встановити перемикач „Налагодження” в положення „Вивантаження”, загориться лампочка „Нижній датчик”. Зафіксувати час вивантаження до вимикання електродвигуна дозатора насіння (коли рівень насіння в бункері досягне рівня нижнього датчика вивантаження бункера зупиниться; при цьому спочатку погасне лампочка „Верхній датчик”, потім лампочка „Середній датчик” і в кінці лампочка „Нижній датчик”.

Таблиця 2.2 – Маса насіння в бункері між верхнім і нижнім датчиками

Культура	Маса насіння, m , кг
Пшениця	65
Ячмінь	62
Овес	33

Вибравши з табл. 2.2 потрібну масу насіння і розділивши на зафіксований час вивантаження, визначте середню фактичну продуктивність дозатора насіння за формулою

$$P_{\phi} = 3,6 \frac{m_1 + m_2 + m_3}{t_1 + t_2 + t_3}, \quad (2.33)$$

де P_{ϕ} – фактична середньоарифметична продуктивність дозатора насіння, т/год;

m_1, m_2, m_3 – маса насіння першої, другої і третьої проб, кг;

t_1, t_2, t_3 – час взяття першої, другої і третьої проб, с.

Для повного вивантаження насіння з протруювача:

- а) встановіть перемикач „Режим” в положення „Налагодження”;
- б) встановіть перемикач „Налагодження” в положення „Вивантаження” і натисніть кнопку „Пуск”;
- в) після вимкнення електродвигуна приводів дозаторів рідини і диска насіння та розпилювача і загорання лампочки „Нижній датчик” натисніть і тримайте кнопку „Повне вивантаження” до повного вивантаження насіння з вивантажувального шнека.

Фактична продуктивність, P_{ϕ} , не повинна відрізнятися від продуктивності, P , за табл. 2.1 більше ніж на $\pm 5\%$. Якщо відхилення більше, ніж на $\pm 5\%$, переставте важіль на поділку шкали вліво (для зменшення продуктивності), або вправо (для збільшення продуктивності) і повторіть перевірку до отримання потрібної продуктивності.

Приготування робочої рідини.

При застосуванні для протруювання водорозчинних (рідких) протруйників, концентратів суспензій, рекомендовану норму витрат препарату на одну тонну насіння необхідно вибирати із розрахунку 10 л водного розчину.

При використанні порошковидних протруйників (ЗП) рекомендовану норму витрати протруйника на одну тонну насіння необхідно вибирати із розрахунку одержання 10 л, або 15 л робочої рідини в залежності від норми витрати протруйника.

Заправку бака рідиною на протруювачі можна здійснювати двома варіантами: самозаправкою, або заливом через горловину.

Для самозаправки потрібна додаткова ємкість, об'єм якої бажано щоб перевищував 240 л. Щоб під'єднати заправочний рукав до приготованої ємкості під'єднайте до приготованого резервуара кран з патрубком з зовнішнім діаметром 25 мм (патрубок повинен бути розташований обов'язково вище лінії всмоктування установки насосної).

3 ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ

3.1. Обґрунтування конструктивних параметрів гвинтових конвеєрів

При проектуванні гвинтових конвеєрів необхідно забезпечити достатню міцність основного робочого органу – спіралі шнека.

Розглянемо напружений стан самої спіралі. Вимоги до силового розрахунку цих шнеків надзвичайно високі.

А. М. Грігорьев [9, 14, 33, 34] розробив методику розрахунку гвинтових спіралей з круглим поперечним перетином. Проте розрахунок спіралей шнеків з прямокутним поперечним перетином має свою специфіку.

Транспортує гвинтова спіраль шнека навантажується по всій довжині від вільного кінця до місця її кріплення на приводному валу зростаючим крутним моментом і осьовою силою. Крім того, спіраль піддається згину, який в загальному випадку може бути прикладений поблизу її защемлення на приводному валу, тобто в зоні дії максимальних крутного моменту і осьової сили.

Розглянемо сили, що діють на гвинтову стрічку з боку навантаження поблизу приводу (рис. 3.1). Хай вантаж транспортується спіраллю з правим напрямом гвинтової поверхні по осі Oz , а сама спіраль піддана згину в площині yOz моментом M_R .

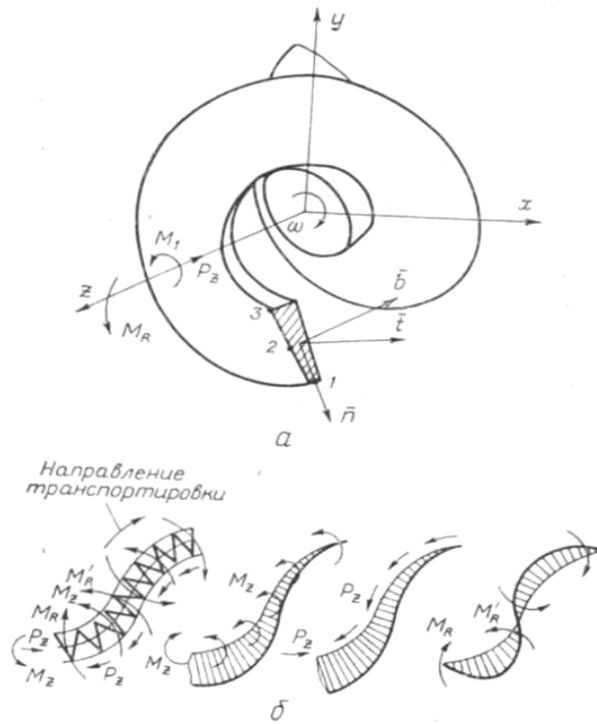


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема до визначення основних конструктивних параметрів гвинтових стрічок (а) і епюри моментів, що діють на спіраль (б) [34]

В цьому випадку напрям моментів і сил в системі $Oxyz$ $M_z=M$; $M_x=M_R$;

$$M_P = \frac{P_z D_c}{2}. \quad (3.1)$$

Вказані моменти, діючи на нормальний перетин спіралі, розкладаються по осях супроводжуючого тригранника таким чином:

$$\overline{M_z} = M_z (-\cos a_c \cdot \bar{b} + \sin a_c \cdot \bar{t}),$$

$$\overline{M_P} = \frac{PD_c}{2} (-\sin a_c \cdot \bar{b} + \cos a_c \cdot \bar{t}),$$

$$\overline{M_R} = M_R (\cos \Theta \cdot \bar{n} - \sin \Theta \cos a_c \bar{t} - \sin \Theta \sin a_c \cdot \bar{b}), \quad (3.2)$$

де D_c – діаметр гвинтової лінії, що є геометричним місцем точок центрів тяжіння поперечних перетинів спіралі;

a_c – кут підйому гвинтової лінії центрів тяжіння.

Виходячи з рівнянь (3.2), бачимо, що до даного перетину прикладені згинні моменти M_b , M_n відповідно направлені по осях \bar{b} , \bar{n} , і крутний момент M_m (рис. 3.1) направлений по \bar{t} :

$$M_b = -M_z \cos a_c - PD_c/2 \sin a_c - M_R \sin \Theta \sin a_c,$$

$$M_n = M_R \cos \Theta,$$

$$M_t = M_z \sin a_c - (P_z D_c/2) \cos a_c - M_R \sin \Theta \cos a_c. \quad (3.3)$$

Крутний момент M_z і осьова сила P_z , визначаються умовами проектування і, як правило, приймаються максимальними, тобто відповідними найбільш складній трасі транспортування. Момент від згину спіралі M_R визначається мінімально допустимим радіусом згину шнека R_{don} і згинистою жорсткістю спіралі. Аналогічно випадку згину пружин, що згинає момент в першому наближенні [18-23]

$$M_R = \frac{BH^3G}{3R_{don}} \sin a_c. \quad (3.4)$$

Окрім перерахованих моментів до перетину додаються також нормальна і перерезізуюча сили:

$$N = P \sin a_c,$$

$$Q = P \cos a_c. \quad (3.5)$$

Спіраль шнека має значний кут підйому витків ($a_c > 12^\circ$), і отже, в силовому розрахунку необхідно враховувати всі компоненти $\sigma_b, \sigma_n, \tau_t$ від моментів M_b, M_n, M_t , які

$$\sigma_b = k_b M_b / W_b,$$

$$\sigma_n = k_n M_n / W_n,$$

$$\tau_t = k_t M_t / W_t, \quad (3.6)$$

де W_b, W_n, W_t – відповідно моменти опору перетину на згин і кручення;

k_b, k_n, k_t – коефіцієнти, що враховують кривизну і кручення спіралі. Складовими від сил N і Q зважаючи на їх малість нехтуємо.

Розглянемо характеристики перетину спіралі. Оскільки спіраль шнека виготовляється способом навивки на облямовування, то її перетин відрізняється від прямокутного. Якщо прийняти, що при навивці щільних витків внутрішнім радіусом r і зовнішнім R товщина перетину змінюється згідно із законом

$$H_\rho = H_0 \sqrt{\rho_o / \rho},$$

де $\rho_o \approx \sqrt{Rr}$ то площа F_c , радіус центру тяжіння ρ_c і моменти інерції l_b, l_n, l_t перетини нерозтягнутої спіралі [34]

$$F_c = \left[(2^4 \sqrt{Rr}) / (\sqrt{R} + \sqrt{r}) \right] HB,$$

$$\rho_c = \frac{1}{3} (R + r + \sqrt{Rr}),$$

$$L_b = \frac{2^4 \sqrt{Rr}}{\sqrt{R} + \sqrt{r}} \left\{ 1 + \frac{3}{45} \left[1 - \left(\frac{2\sqrt{Rr}}{\sqrt{R} + \sqrt{r}} \right)^2 \right] \right\} \frac{HB^3}{12}, \quad (3.7)$$

$$J_n = k \left(\frac{R}{r} \right) \frac{HB^3}{12},$$

$$J_n = \beta_J \left(\frac{R}{r} \cdot \frac{H}{B} \right) \frac{HB^3}{3}.$$

де $K(R/r)$ і $\beta_J \left(\frac{R}{r}, \frac{H}{B} \right)$ функціональні коефіцієнти, близькі до одиниці.

Аналіз залежностей (3.7) показує, що характеристики перетину спіралей, використовуваних як їх робочий орган, трохи відрізняються від прямокутного. Тому з достатньою точністю для практичних цілей його можна вважати прямокутним, що значно спрощує розрахунки. Приймаючи, що при розтягуванні спіралі на крок розрахунковий перетин спіралі не змінюється, отримуємо

$$D_c = D(1 - B/D),$$

$$\operatorname{tg} a_c = \operatorname{tg} a / (1 - B/D),$$

$$W_b = B^2 H / 6,$$

$$W_n = B^2 H / 6, \quad W_t = \beta_1 B H. \quad (3.8)$$

де β_1 – коефіцієнт, що враховує співвідношення сторін перетину спіралі; a – кут підйому витка спіралі по зовнішній кромці.

Залежно від початкових даних небезпечними точками в яких проводиться перевірка на міцність, можуть опинитися точки 1 – 3 перетини (рис. 3.1). Умова міцності в кожній з них приймає наступний вигляд [25, 26]:

$$\sigma_1 = \sqrt{\sigma_{b_1}^2 + 4\tau_{t_2}^2} \leq [\sigma],$$

$$\sigma_2 = \sqrt{\sigma_{b_2}^2 + 4\tau_{t_2}^2} \leq [\sigma] \quad (3.9)$$

$$\sigma_3 = \sigma_{b_3} + \sigma_{n_3} \leq [\sigma]$$

Розрахункові значення моменту кручення M (моменту на приводі) і осьової сили P_z практично не залежать від умов експлуатації шнека. В той же час момент від згину M_R траси транспортування в процесі експлуатації можна регулювати допустимим радіусом згину R . Тому при проектуванні спіралей шнеків з метою підвищення ефективності роботи спірально-гвинтових конвеєрів і їх довговічності доцільно обмежити складові напру від згину

$$\sigma_R < \gamma_{32} [\sigma] \quad (3.10)$$

де $\gamma_{32} = 0,2 \dots 0,3$

При дотриманні вказаної умови з урахуванням того, що від нормальної N і перерізуючої Q сил незначні, розрахунок на міцність спіралі з деяким запасом можна проводити по спрощеній залежності

$$\sqrt{\left[\frac{6(M_z \cos \alpha_c + 0.5 P_z D_c \sin \alpha_c)}{H B^2} \right]^2 + 4 \left(\frac{0.5 P_z D_c \cos \alpha_c - M_z \sin \alpha_c}{\beta_1 H^2 B} \right)^2} \leq (1 - \gamma_{32}) [\sigma] \quad (3.11)$$

З силового розрахунку

$$\frac{M_P}{M_z} = \frac{P_z D_c}{2 M_z} = \left(1 - \frac{B}{H} \right) \frac{k_\phi - \mu \operatorname{tg} \alpha}{(\operatorname{tg} \alpha + \mu k_\phi) k_\phi k_M},$$

де k_M – коефіцієнт збільшення моменту обертання спіралі від її тертя об жолоб ($k_M = 1,5 \dots 2,5$);

k_ϕ – коефіцієнт розрахункового діаметру інерції потоку вантажу ($k_\phi = 0,5(1 + \sqrt{1 - \phi}) D_{жс} / D$), а при нормативному коефіцієнті завантаження $\phi = 0,5$, $k_\phi = 0,85$.

В цьому випадку з (3.10) розрахунок на міцність можна проводити через потрібну потужність N на приводі [27, 28, 31]

$$\frac{6\pi(D-B)N}{HB\omega\sqrt{\pi^2(D-B)^2 + T^2}} \times \quad (3.12)$$

$$\times \sqrt{\frac{\left[1 + tg\alpha(k_\phi - \mu tg\alpha)/(k_\phi k_M(tg\alpha + \mu k_\phi))\right]^2 + \left[(1 - B/D)^2(k_\phi - \mu tg\alpha)/(k_\phi k_M(tg\alpha + \mu k_\phi)) - tg\alpha\right]^2}{B^2 9\beta_1^2 H^2 (1 - (B/D))^2}} \leq (1 - \gamma_{32})[\sigma]$$

Перевірочний розрахунок спіралі на гнучкість відповідно до (3.14) і (3.10) проводять по залежності

$$H < \gamma_{32} R_{\partial\partial\partial}[\sigma]/(2Gtg\alpha). \quad (3.13)$$

При значному співвідношенні ширини і товщини спіралі $B/H \geq 8 \dots 10$ в процесі транспортування можлива втрата її стійкості. У першому наближенні цю умову можна записати як

$$M_Z < k_{ycm} B H^3 E / \sqrt{\pi^2 D^2 + T^2}, \quad (3.14)$$

де k_{ycm} – експериментальний коефіцієнт, $k_{ycm} = f(R/D, T/D)$

Як показують експериментальні дослідження [34], довжина спіралі на її стійкість практично не впливає із-за періодичного вантаження.

При експлуатації шнека навантаження, сприймані перетином спіралі, змінюються по несиметричному циклу. При цьому змінна утворюється згину траси несиметричної дії вантажу на спіраль під впливом сили тяжіння. Для швидкохідних спіраль-гвинтових конвейєрів навантаження спіралі практично рівномірне, тому в розрахунках можна враховувати тільки змінне напруження від згину. Для найбільш небезпечної точки 1 (рис. 3.1) характеристики циклів нормального і дотичного, необхідні для розрахунку спіралі на витривалість

$$\gamma_{\sigma 1} = 1; \gamma_{\tau 1} = (\tau_1 - \tau_{R1}) / (\tau_1 + \tau_{R2}), \quad (3.15)$$

де τ_1 і τ_{R1} постійна і змінна складові дотичного в точці 1, відповідно до прийнятого обмеження (3.10) $\tau_{R1} \leq \gamma_{\sigma 2} [\sigma] / 2$.

Запропонована методика розрахунку на міцність гвинтових спіралей шнекових конвеєрів дозволяє розрахунковим шляхом визначити конструктивні параметри, виходячи з умов транспортування сипких матеріалів і їх фізико-механічних властивостей.

3.2 Основні підходи до автоматизованого проектування об'єкту розробки

Програми автоматизованого проектування набувають все більшої популярності. В другому розділі роботи було проведено проектування пасової передачі приводу модифікованої системи вивантаження. Отримано

параметри приводу: пас профілю Б, діаметр ведучого шківa 125 мм, діаметр веденого шківa 500 мм. Проведемо автоматизоване проектування такого приводу з умовою використання не більше двох пасів профілю Б та застосуванням програми APM Trans.

Запускаємо модуль, та процедуру проектування, рис. 3.2.

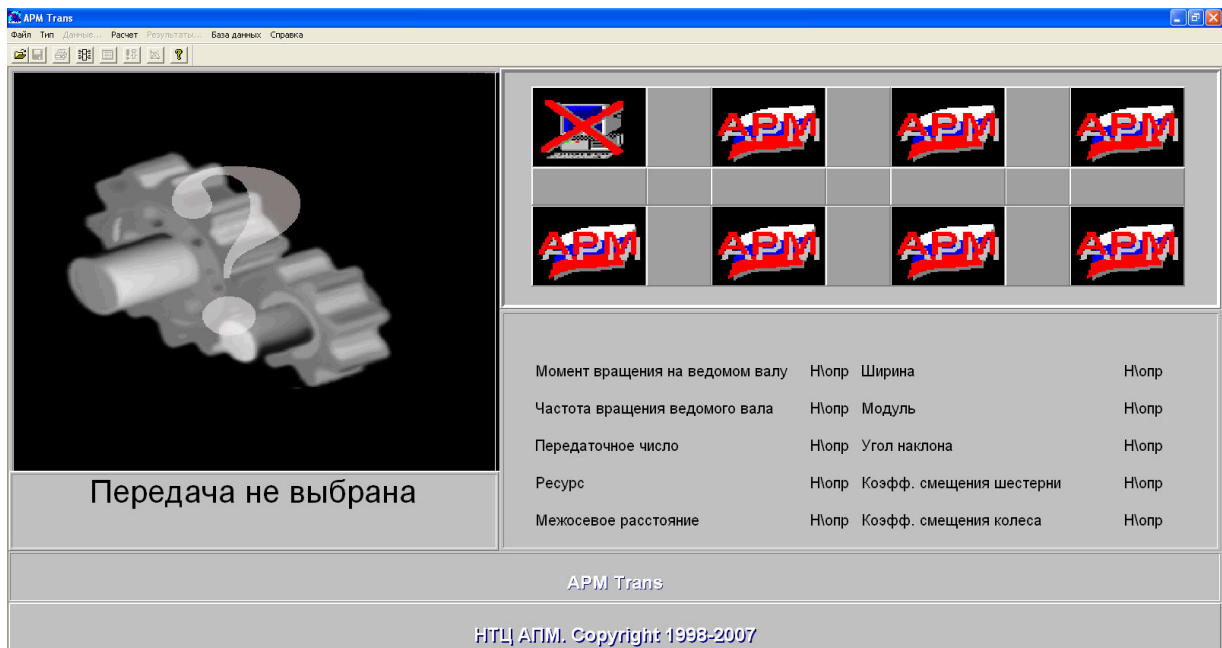


Рисунок 3.2 – Вигляд модуля APM Trans

Вибираємо тип передачі та тип розрахунку «проектний», рис. 3.3.

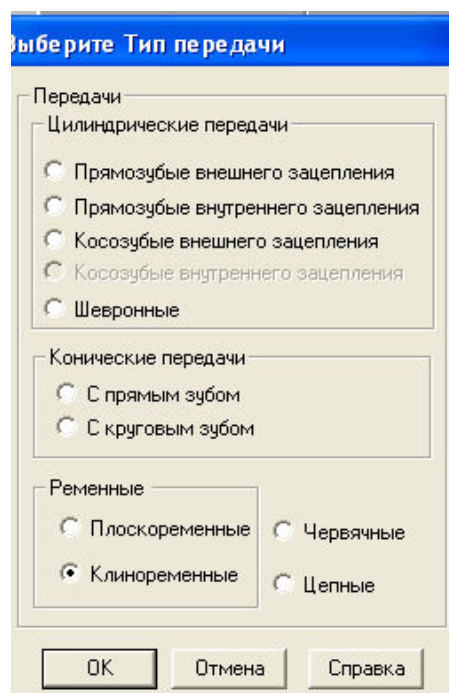


Рисунок 3.3 – Вибір типу передачі

Вводимо дані передачі: потужність – 2,46 кВт, оберти ведучого вала – 980 об/хв, передаточне число – 4, коефіцієнт динамічності – 1, максимальне число пасів – 2 та решту даних за необхідністю, рис. 3.4.

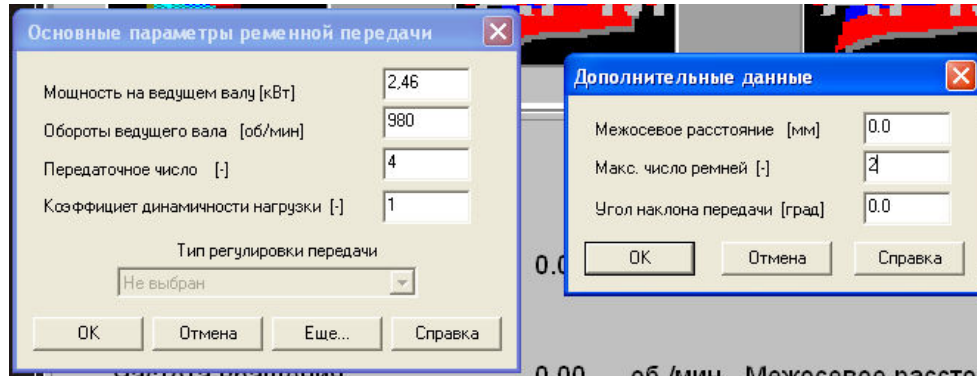


Рисунок 3.4 – Введення параметрів передачі

Проводимо розрахунок та отримуємо варіанти передачі, рис.3.4.

Номер	Сечение	Число ремней	Диаметр веду...	Диаметр ведо...
0	Z	2	160.000	630.000
1	A	2	112.000	450.000
2	A	2	125.000	500.000
3	A	2	140.000	560.000
4	A	1	160.000	630.000
5	B	2	125.000	500.000
6	B	1	140.000	560.000
7	C	1	200.000	800.000
8	D	1	320.000	1250.000
9	E	1	500.000	2000.000

Рисунок 3.5 – Варіанти отриманих результатів проектування

Вибираємо, наприклад, такий який ми прораховували теоретично, тільки при умові використання двох пасів профілю Б.

Далі генеруємо креслення. За вибором шківи – ведений чи ведучий. Згенеруємо креслення веденого шківа, рис.3.6.

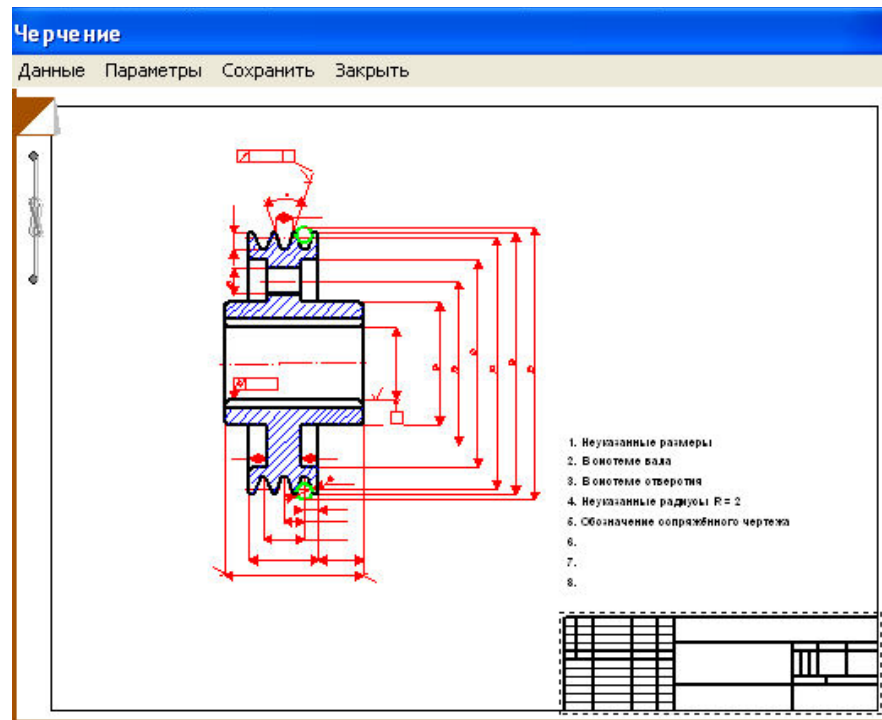


Рисунок 3.6 – Схема веденого шкiва

Вибираємо виконання маточини на шкiва, 3.7.

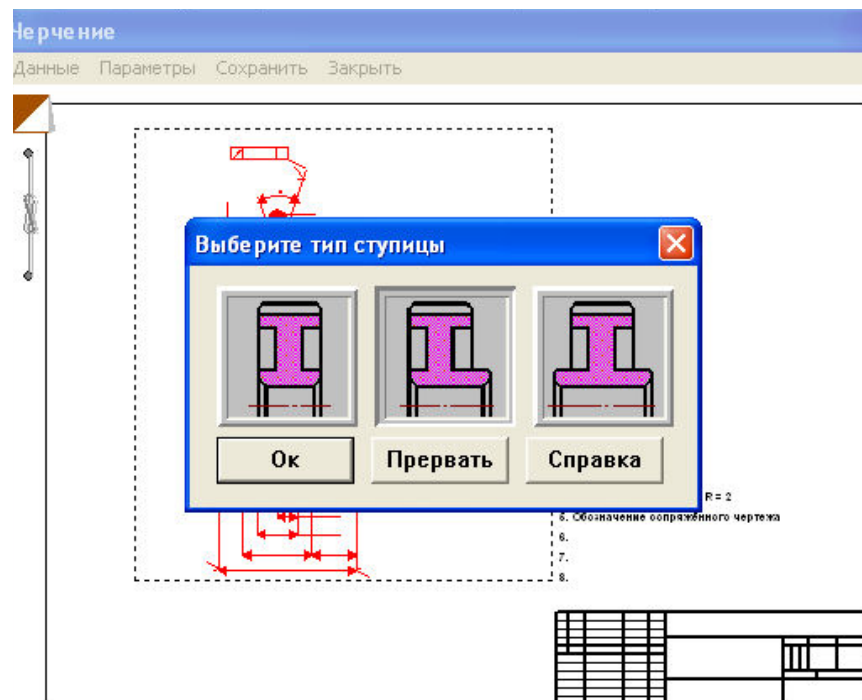


Рисунок 3.7 – Вибiр типу маточини

Далі вибираємо тип з'єднання – шпонкове, рис.3.8.

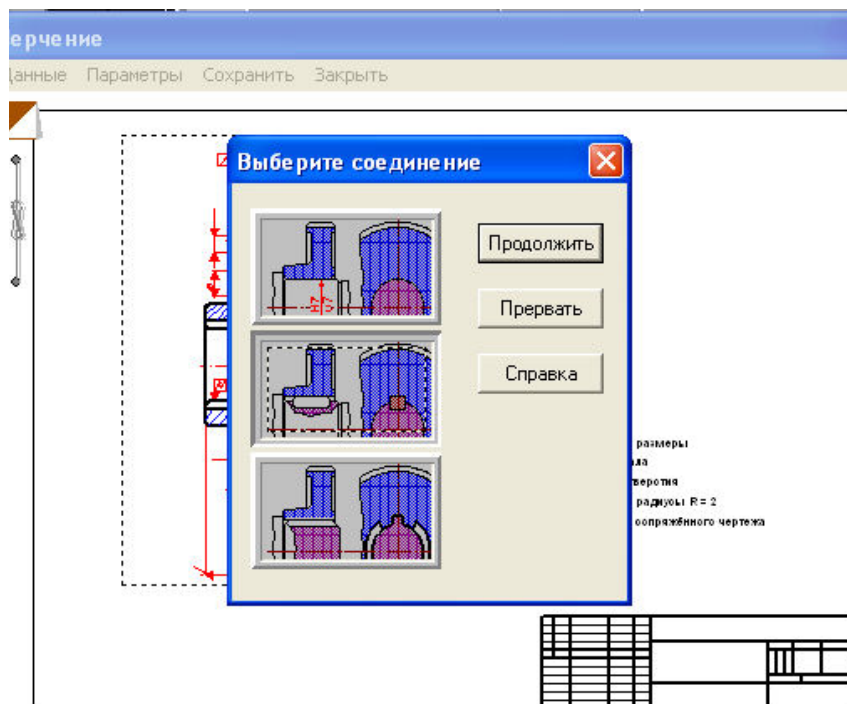


Рисунок 3.8 – Вибір типу з'єднання

Уточняємо розміри конструкції, рис.3.9.

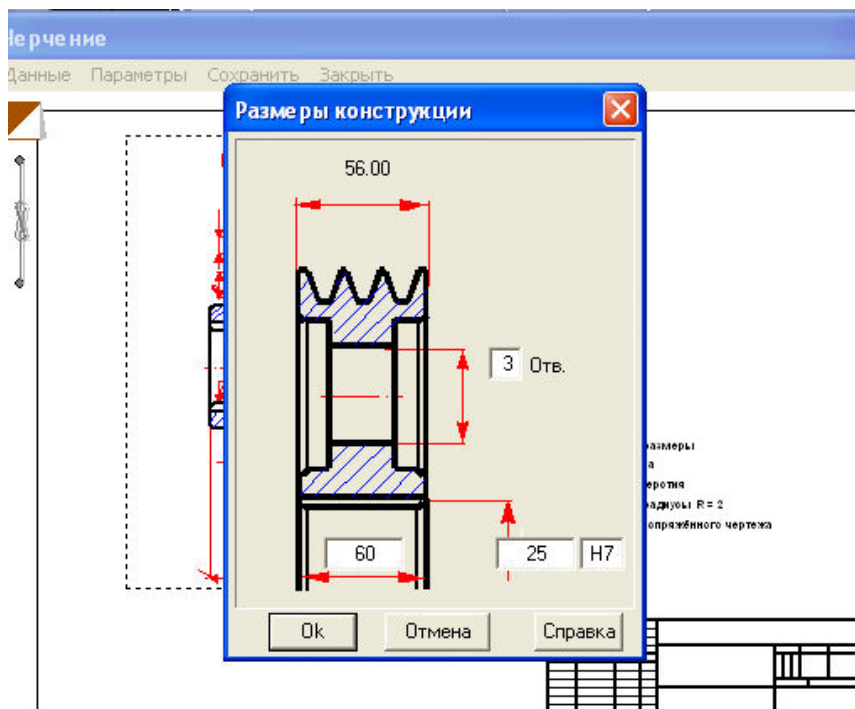


Рисунок 3.9 – Уточнення розмірів конструкції

Заповнюємо штамп, уточняємо технічні вимоги, зберігаємо та запускаємо графічний редактор, рис. 3.10.

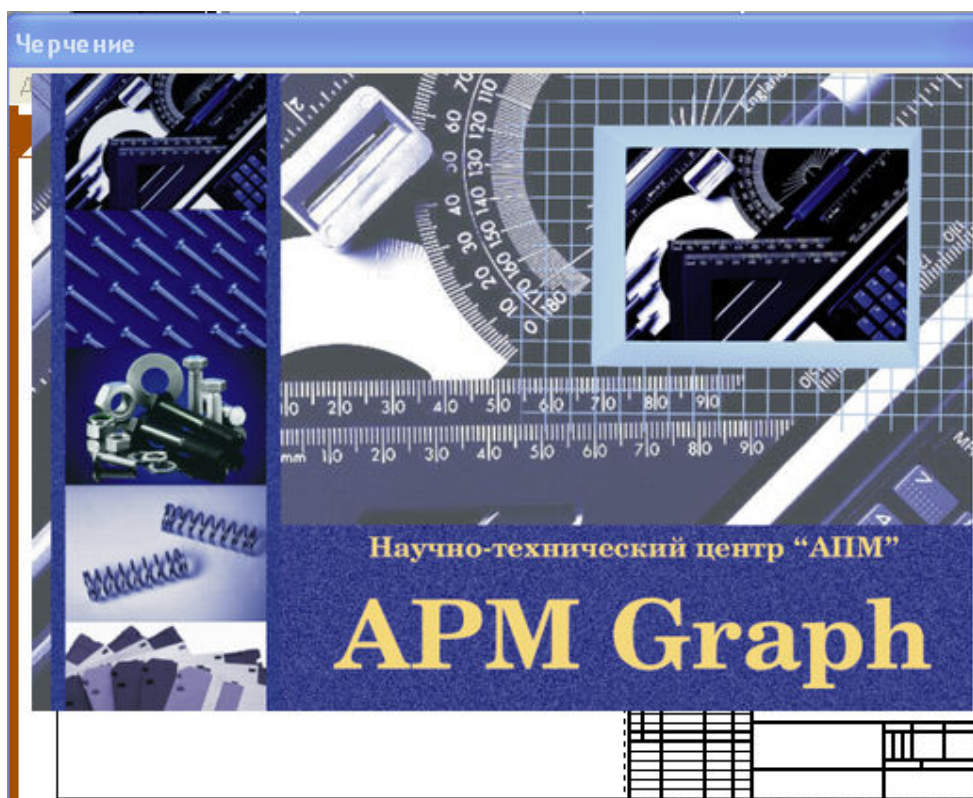


Рисунок 3.10 – Запуск графічного редактора

Генерується креслення. Покажемо його по фрагментах, рис.3.11.

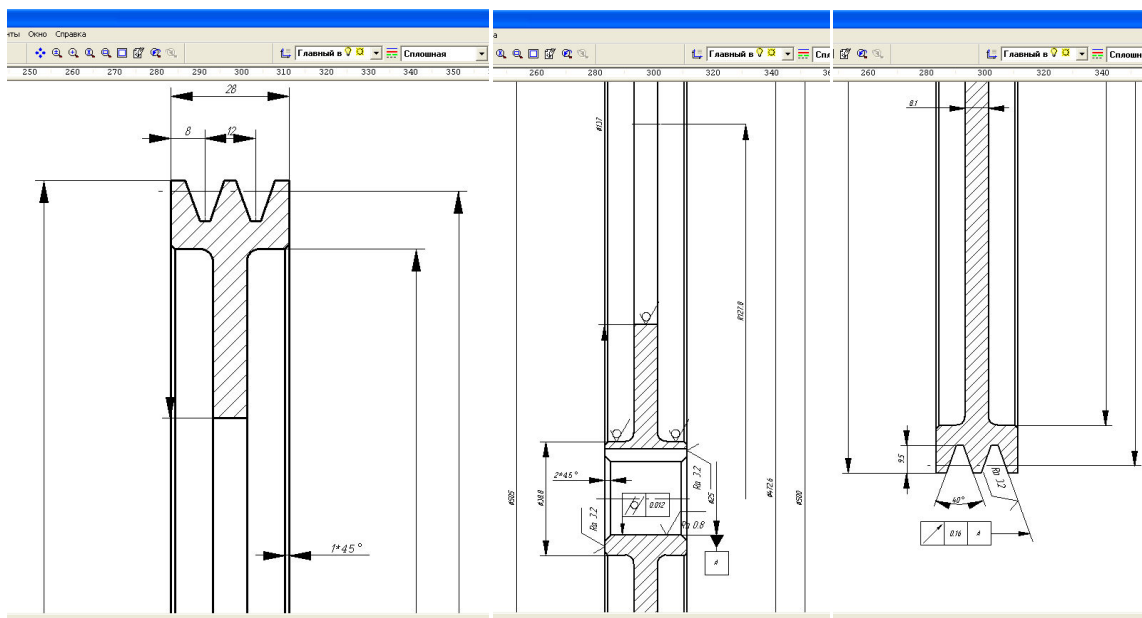


Рисунок 3.11 – Представлення робочого креслення веденого шків (по фрагментах)

Аналогічні операції проробляємо для проєктування ведучого шківa, генеруємо робоче креслення, рис. 3.12.

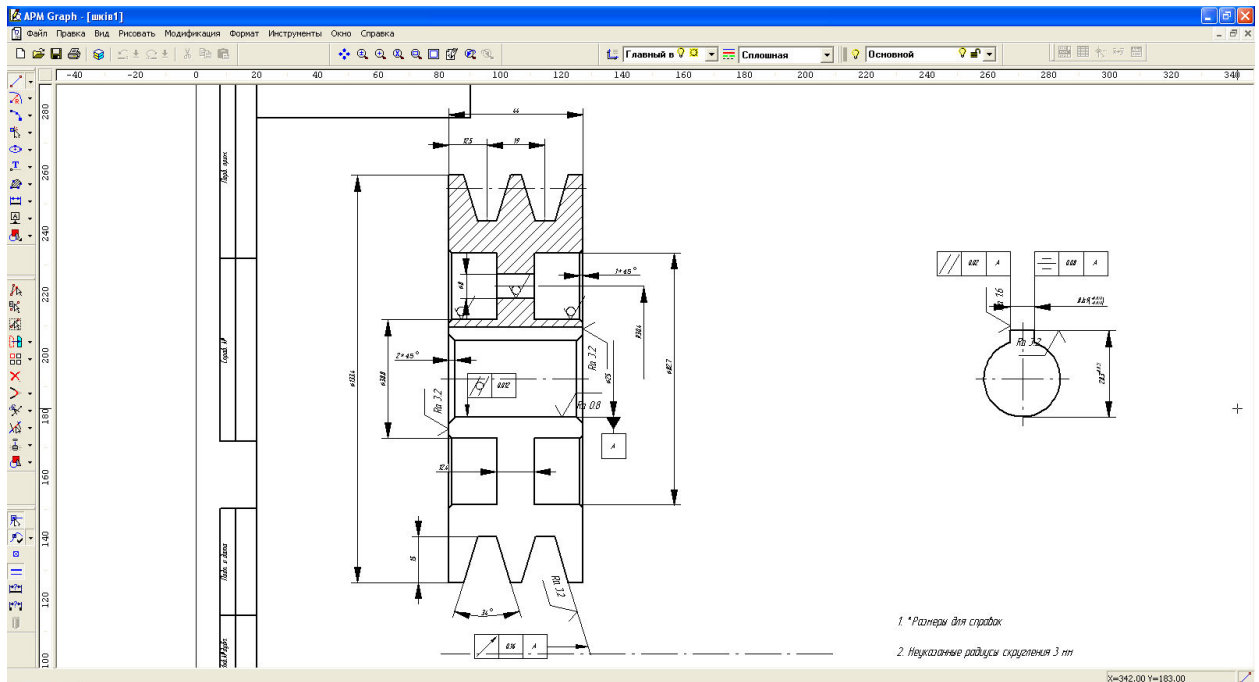


Рисунок 3.12 – Згенероване робоче креслення ведучого шківa

Таким чином, прикладні програми дозволяють зекономити час на проєктування такого роду приводів, передач та вузлів інших конструкцій.

3.3 Аналіз напружено-деформованого стану вала вивантажувального шнека

Проведемо перевірку напружено-деформованого стану вала вивантажувального шнека [48, 49].

Для цього скористаємося модулем програми APM Studio.

Опишемо процедуру отримання результатів НДС об'єкту розробки.

Виберемо два вузли, між якими відстань довжиною вала шнека 4000 мм. Сполучимо їх стержнем, для якого виберемо трубу за параметрами, що показано на рис. 3.13.

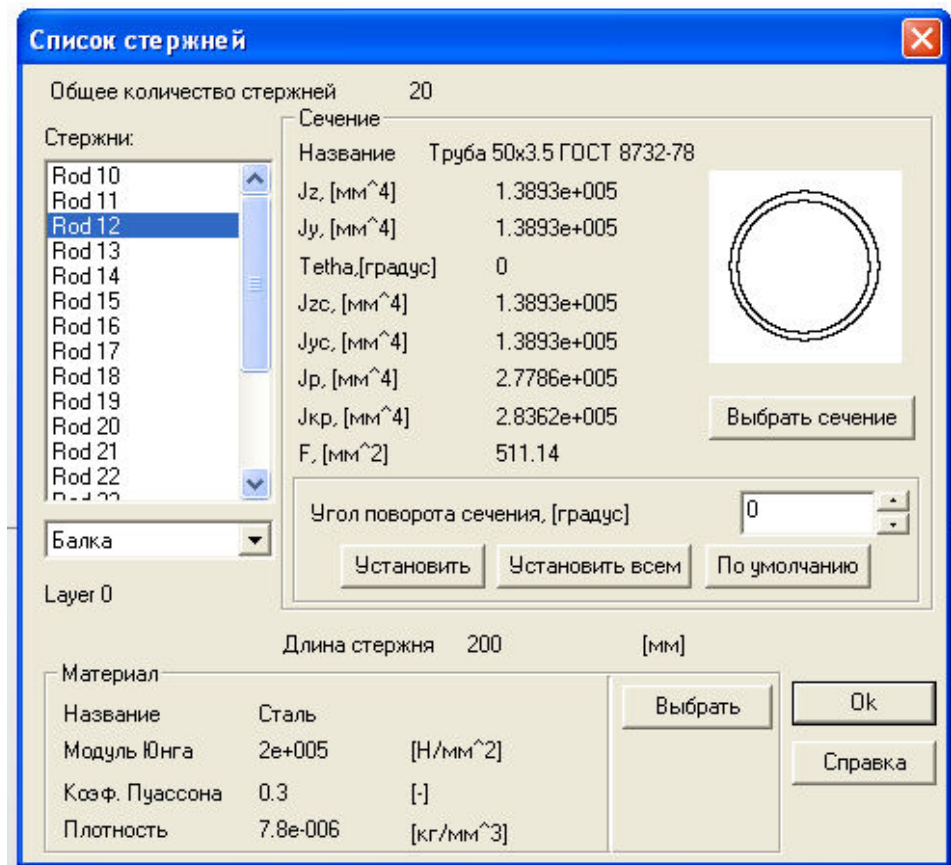


Рисунок 3.13 – Вибираємо профіль вала шнека

Розіб'ємо стержень двадцятьма вузлами, до яких будемо прикладати діючі сили та крутний момент.

Причому будемо розглядати найбільш критичний випадок, коли вал знаходиться горизонтально і сили опору переміщення вантажу діють в осьовому напрямку.

Покажемо його вигляд (довільний), рис. 3.14.

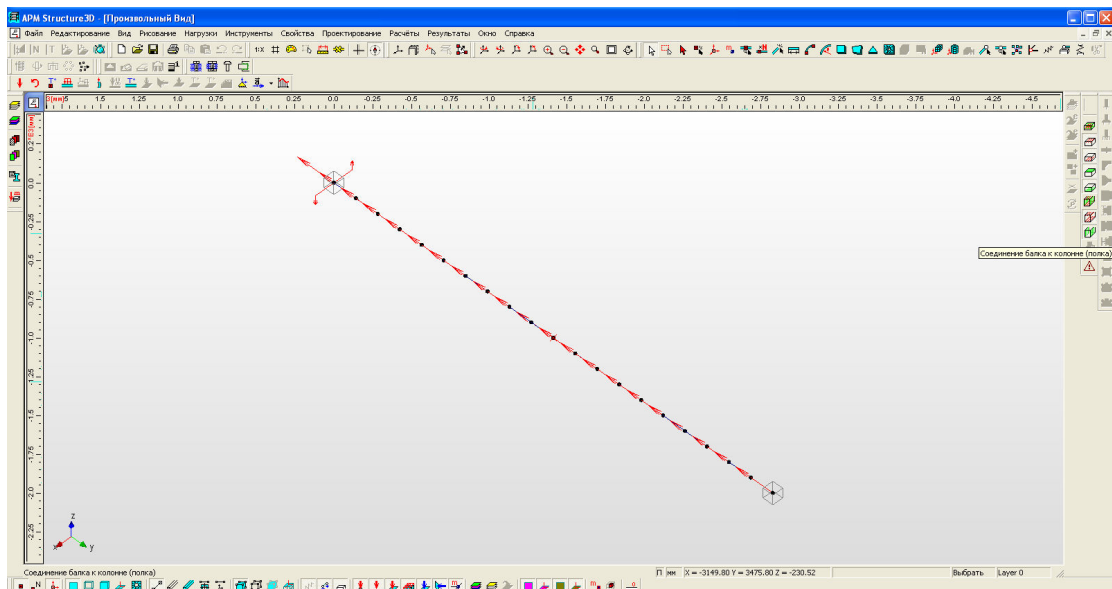


Рисунок 3.14 – Моделюємо вал шнека відповідними стержнями

Задаємо комбінацію завантажень, куди входить: власна маса, розподілена осьова сила та крутний момент, що передається валом, рис. 3.14.

Виконуємо розрахунок. Робимо аналіз напружень, рис. 3.15.

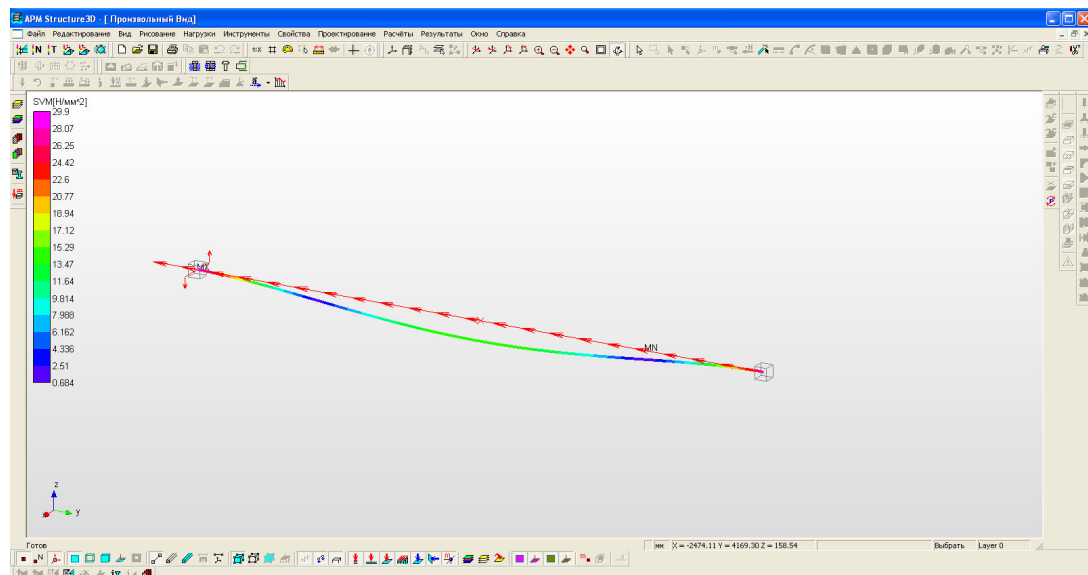


Рисунок 3.15 – Напружений стан вала шнека

Як можна бачити, що максимальні напруження складають 29,9 МПа, що є цілком допустимим.

Нас в більшій мірі будуть цікавити параметри жорсткості, а саме прогин такого вала, рис. 3.16.

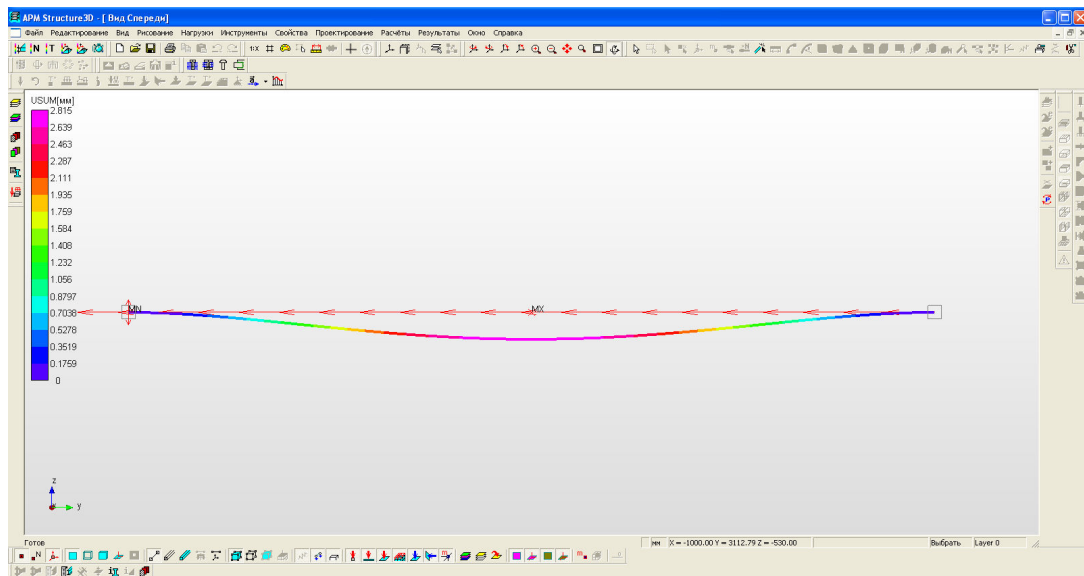


Рисунок 3.16 – Деформації вала шнека під навантаженням

За виконаним аналізом видно, що максимальний прогин складає 2,8 мм. Це цілком задовільний результат, враховуючи те, що прийняте горизонтальне положення вала. Насправді він буде працювати під кутом приблизно 50° , що суттєво зменшить складову сили ваги, яка спричиняється до його прогину.

Перевіримо запас міцності за коефіцієнтом границі текучості, рис. 3.17

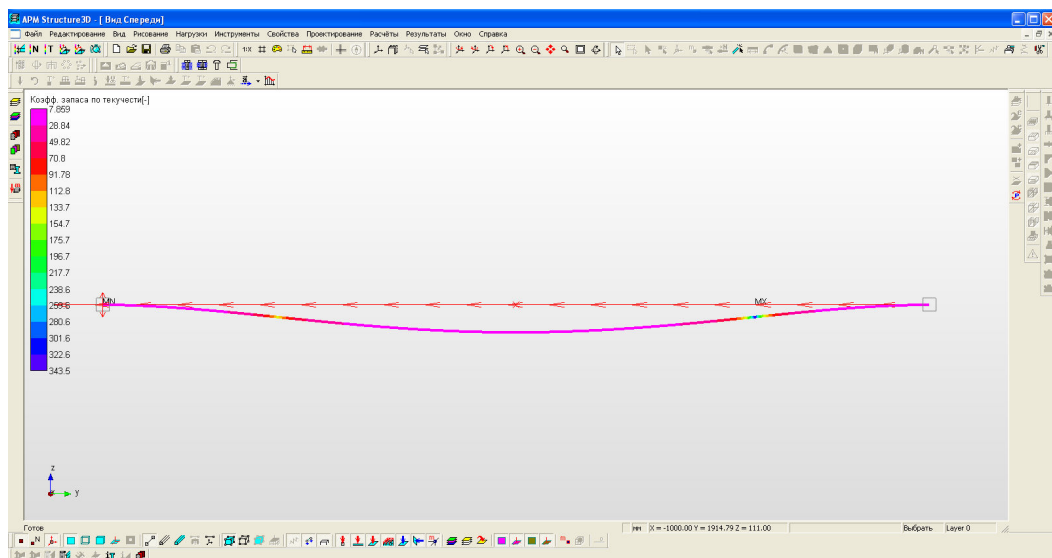


Рисунок 3.17 – Запас міцності за коефіцієнтом границі текучості

Його мінімальне значення складає 7,9, що є також цілком задовільним результатом.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. Визначення шуму і вібрації при роботі протруювача

Шумом називається сукупність звуків різної інтенсивності і частоти, що змінюються в часі і виникають внаслідок коливальних процесів. Звук як фізичне явище являє собою хвильове коливання пружного середовища. Частина простору в якій поширюється звукові хвилі називається звуковим полем.

Фізична характеристика виробничого шуму визначається величиною звукового тиску і поширенням і поширенням цього тиску за частотою – спектр шуму. Під величиною звукового тиску розуміють кількість звукової енергії, що переноситься звуковою хвилею за 1 с через 1 см².

Порахуємо деякі значення шуму, що можуть виникати при роботі протруювача.

Рівень звуку визначимо за формулою [15, 42]

$$L_A = 20 \lg \frac{p_A}{p_0} = 20 \lg \frac{0.025}{0.00002} = 62 \text{ дБА.} \quad (7.1)$$

де p_A – середньоквадратичне значення звукового тиску стаціонарного сигналу, $p_A = 0,025 \text{ Па}$; $p_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Па}$.

Рівень звукового тиску (L , дБ) в октавних полосах зі середньгеометричними частотами: 31,5; 63; 125; 250; 500; 1000; 2000; 4000 Гц розраховується для кожного з 4 електродвигунів.

$$L_1 = 20 \lg \frac{p_1}{p_0} = 20 \lg \frac{0.30}{0.00002} = 84 \text{ дБ.} \quad (7.2)$$

$$L_2 = 20 \lg \frac{p_2}{p_o} = 20 \lg \frac{0.18}{0.00002} = 79 \text{ дБ}. \quad (7.3)$$

$$L_3 = 20 \lg \frac{p_3}{p_o} = 20 \lg \frac{0.12}{0.00002} = 75 \text{ дБ}. \quad (7.4)$$

$$L_4 = 20 \lg \frac{p_4}{p_o} = 20 \lg \frac{0.12}{0.00002} = 75 \text{ дБ}. \quad (7.5)$$

де p_1, p_2, p_3, p_4 – діючий звуковий тиск кожного з двигунів.

Середній рівень (по енергії) звукового тиску (L_{cp} , дБ) [42]

$$L_{cp} = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0.10 L_i} - 10 \lg n, \quad (7.6)$$

де L_i – i -й усереднених рівнів, дБ ($i=1, 2, \dots, n$);

n – кількість джерел шуму, $n=4$.

$$L_{cp} = 10 \lg \sum_{i=1}^4 (10^{0.10 \cdot 84} + 10^{0.10 \cdot 79} + 2 \cdot (10^{0.10 \cdot 75})) - 10 \lg 4 = 80 \text{ дБ}.$$

Сумарний рівень (по енергії) звукового тиску (L , дБ)

$$L = L_{\max} + \Delta = 84 + 0.55 = 84.55 \text{ дБ}. \quad (7.7)$$

де Δ – добування що визначається по номограмі, при $L_{\max} - L_{\min} = 84 - 75 = 9$,

то $\Delta = 0.55$;

$L_{\max} = 84 \text{ дБ}$ найбільший звуковий тиск;

$L_{\min} = 75 \text{ дБ}$ найменший звуковий тиск;

Рівень звукової потужності (L_w , дБ)

$$L_w = 10 \lg \frac{W}{W_0} = 10 \lg \frac{0.0025}{10^{-8}} = 54 \text{ дБ}. \quad (7.8)$$

де W_0 – порогова звукова потужність ($W_0 = 10^{-8} \text{ кВт}$),
 W – звукова потужність протруювача $W = 0,0025 \text{ кВт}$.

Шум впливає на всю нервову систему людини в цілому і ушкоджує слуховий апарат. Рівні шумів від 40 до 70 фон або рівні гучності від 55 до 85 дБ при несприятливих умовах призводить до явищ втоми і, отже, до потреби в тривалому відпочинку (з тривалим сном).

Шум може спричинити судорожне стискання м'язів середнього вуха, що може призвести до втрати рівноваги. Першими ознаками початкової стадії ушкодження слухових органів є втрата чутливості до звуків з частотою від 3500 до 4186 Гц. Це спостерігається і разі діяння шумів, що складаються з самих лише низьких частот.

Під діянням інтенсивного шуму і вібрації в організмі людини відбуваються значні фізіологічні зрушення, які супроводжуються захворюванням серця, судин, шлунку і нервової системи. При цьому знижується уважність, уповільнюються психічні реакції, прискорюються процеси перевтоми, порушується режим пульсу дихання та обмін речовин.

Вплив вібрацій на людину.

Людський організм у процесі роботи зустрічається в основному з двома видами коливань: високочастотними (вібраціями), спричинюваними незрівноваженими силами інерції двигуна або обертових механізмів, і низькочастотними поштовхоподібними, спричинюваними рухом агрегату по нерівностях шляху.

Обидва види коливань шкідливо діють на людський організм. Чутливість людини до вібрацій залежить від багатьох факторів – положення тіла, способу діяння вібрацій на тіло, психології людини, частоти і амплітуди коливань.

Біологічна дія вібрацій на людину залежить від ряду факторів – напрямку і місця прикладання навантаження, інтенсивності і тривалості дії

вібрацій, але найважливішою характеристикою їх є частота. Людське тіло може витримати досить високу амплітуду коливань, якщо зміни напрямку руху відбуваються не надто часто.

Нормованими параметрами вібрації на людину є середньоквадратичне значення віброшвидкості v в м/с або її логарифмічні рівні L_v в дБ в октавних полосах частот, визначаються за формулою [42]

$$L_v = 20 \lg \frac{v}{5 \cdot 10^{-8}}, \quad (7.9)$$

де $5 \cdot 10^{-8}$ м/с – величина, умовно прийнята за стандартну, що відповідає діючій коливальній швидкості при стандартному порозі звукового тиску з частотою 1000 Гц і тиском $2 \cdot 10^{-8}$ Па;

$$v = 0.025 \text{ м/с}.$$

$$L_v = 20 \lg \frac{0.025}{5 \cdot 10^{-8}} = 114 \text{ дБ}.$$

Рівень віброприскорення визначається за формулою

$$L_w = 20 \lg \frac{w}{3 \cdot 10^{-4}}, \quad (7.10)$$

де $3 \cdot 10^{-4}$ – умовна порогова величина віброприскорення, м/с²,

w – фактичне значення віброприскорення, $w = 0.1 \text{ м/с}^2$.

$$L_w = 20 \lg \frac{0.1}{3 \cdot 10^{-4}} = 50.5 \text{ м/с}^2.$$

Способи захисту від шуму та вібрацій. [30]

Захист від шуму і вібрацій у цехах ремонтних майстерень, а також на машино-тракторних агрегатах має велике значення для оздоровлення умов праці і підвищення працездатності. Проектуючи нові машини і технологічні

процеси, слід передбачити найефективніші заходи для зниження шуму та вібрацій на робочих місцях.

Заходи для усунення шкідливої дії вібрації треба проводити в таких напрямках:

а) застосування дистанційного керування, що виключає передачу вібрації на робочі місця;

б) здійснення заходів повіброізоляції робочого місця під час роботи машини;

в) зменшення вібрації за рахунок застосування пружинних, гідравлічних та гумових амортизаторів, динамічних віброгасників та демпферних затискачів.

В умовах, коли неможливо досягти необхідного зниження рівнів шумів у джерелі їх виникнення, застосовують різні способи захисту, що перешкоджають поширенню шуму та звуку, і вібропоглинальні матеріали. Ці матеріали під час згинальних коливань поверхонь поглинають звукову енергію, перетворюючи її в теплову.

Великі перспективи у боротьбі з шумом відкривають впровадження в машинобудуванні нових пластмасових матеріалів, а також заміна прямозубих зубчастих передач косозубими або черв'ячними. Особливе значення у боротьбі з шумом та вібрацією має ізоляція фундаментів під устаткування.

4.2. Захист персоналу при пиловому забрудненні робочої зони

Пил — основний шкідливий фактор на багатьох промислових підприємствах, зокрема пунктах протруювання насіння. Це обумовлено недосконалістю технологічних процесів.

Природний пил знаходиться в повітрі в звичайних умовах мешкання людини в межах концентрацій $0,1-0,2 \text{ мг/м}^3$, в промислових центрах, де діють великі підприємства, він не буває нижче $0,5 \text{ мг/м}^3$, а на робочих місцях запиленість повітря іноді сягає 100 мг/м^3 . Значення ГДК для нейтрального пилу, що не має отруйних властивостей, дорівнює 10 мг/м^3 .

Промисловий пил може бути класифікований за різними ознаками:

- за походженням - органічний (рослинний, тваринний, штучний пил) і неорганічний (мінеральний, металевий пил) та змішаний (присутність часток органічного та неорганічного походження);
- за способом утворення - дезінтеграційний (подрібнення, різання, шліфування і т. п.), димовий (сажа та частки речовини, що горить) та конденсаційний (конденсація в повітрі пари розплавлених металів);
- за токсичною дією на організм людини - нейтральний (нетоксичний для людини пил) та токсичний (отруюючий організм людини).

Дисперсний склад характеризує пилові частки за розміром і значною мірою обумовлює властивості пилу. Для організму людини найбільш небезпечний пил, що складається з часток розміром до $0,015 \text{ мкм}$, тому що погано затримується слизовими оболонками верхніх дихальних шляхів і потрапляє далеко в легеневу тканину. Також має значення форма частинок пилу.

Частинки зазубреної колючої форми небезпечніші за сферичні, бо подразнюють шкіру, легеневі тканини та слизові оболонки, даючи змогу просмоктуватися в організм інфекційним мікроорганізмам, що супроводжують пил або знаходяться у повітрі. Це призводить до атрофічних, гіпертрофічних, гнійних, виразкових та інших змін слизових оболонок, бронхів, легень, шкіри; веде до катару верхніх дихальних шляхів, виразковому захворюванню носової перетинки, бронхіту, пневмонії, кон'юнктивіту, дерматиту та інших захворювань. Довготривале вдихання пилу, що потрапляє в легені, викликає пневмоконіоз. Найбільш небезпечна його форма - силікоз - розвивається при систематичному вдиханні пилу, що

містить вільний діоксид кремнію SiO_2 . Борошняний, зерновий пил та деякі інші можуть спричинити хронічний бронхіт.

Деякі види пилу (свинцевий, миш'яковий, марганцевий і т.п.) обумовлюють отруєння і ведуть до функціональних змін ряду органів і систем. Отрути, що надходять до організму через дихальні шляхи, створюють підвищену небезпеку, тому що безпосередньо потрапляють у кров.

Побічна дія пилу на людину полягає в тому, що при підвищеній запиленості повітря змінюється спектр інтенсивності сонячної радіації (поглинання та розсіювання ультрафіолетового випромінювання), знижується освітленість.

Задимленість повітря робочої зони несе особливу загрозу здоров'ю людини за рахунок того, що в легені потрапляють, окрім димового пилу, ще й токсичні гази CO та CO_2 , про небезпеку яких зазначалося вище.

Методи нормалізації складу повітря робочої зони [15, 42].

Існує багато різних способів та заходів, призначених для підтримання чистоти повітря виробничих приміщень у відповідності до вимог санітарних норм. Всі вони зводяться до конкретних заходів:

1. Запобігання проникненню шкідливих речовин у повітря робочої зони за рахунок герметизації обладнання, ущільнення з'єднань, люків та отворів, удосконалення технологічного процесу.

2. Видалення шкідливих речовин, що потрапляють у повітря робочої зони, за рахунок вентиляції, аспірації або очищення і нормалізації повітря за допомогою кондиціонерів.

3. Застосування засобів захисту людини.

Герметизація та ущільнення є основними заходами із вдосконалення технологічних процесів, у яких використовуються або утворюються шкідливі речовини. Застосування автоматизації дає змогу вивести людину із забрудненого приміщення в приміщення з чистим повітрям. Удосконалення технологічних процесів дозволяє замінювати шкідливі речовини

нешкідливими, відмовлятися від застосування пилоутворюючих процесів, замінювати тверде пальне на рідке або газоподібне, встановлювати газо-, пилоуловлювачі в технологічний цикл та ін.

Особливі вимоги висуваються до приміщень, де проводяться роботи зі шкідливими речовинами, що пилять. Так, підлога, стіни, стеля повинні бути гладкими, легко митися. В цехах, де виділяється пил, регулярно роблять вологе або вакуумне прибирання.

В приміщеннях, де не можна створити нормальні умови, що відповідають нормам мікроклімату, застосовують засоби індивідуального захисту (ЗІЗ).

Ефективне застосування ЗІЗ залежить від їх правильного вибору і умов експлуатації. При виборі необхідно враховувати конкретні умови виробництва, вид та тривалість впливу шкідливого фактора, а також індивідуальні особливості людини. Тільки правильне застосування ЗІЗ може максимально захистити працюючого. Для цього працівники повинні бути ознайомлені з асортиментом та призначенням ЗІЗ.

Отже, проблема забрудненості як повітря робочої зони та і довкілля пилом, що виділяється в результаті виконання технологічного процесу при протруюванні зерна справді існує. Мінімізувати вплив та запропонувати заходи щодо захисту від такого забруднення довкілля та робочого персоналу можна, використовуючи вище наведені рекомендації.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Збільшення довжини вивантажувального шнека та зробивши можливим встановлення його під різними кутами було досягнуто завдяки розв'язку поставленої задачі та проведенні потрібних розрахунків.

За результатами проведеної роботи було встановлено наступне:

довжину шнека збільшено до $L = 4$ м;

кут нахилу шнека до горизонту максимальний, $\beta = 60^\circ$;

потужність на подолання тертя $N_1 = 1860$ Вт;

потужність, що потрібна для підйому матеріалу $N_2 = 113.1$ Вт.

потужність для приводу $N = 2460$ Вт = 2.46 кВт;

Для забезпечення поставленої продуктивності протруювачем, привод шнека живильника при прийнятих конструктивних розмірах споживатиме не менше 2,5 кВт. Дана потужність надалі не зможе передаватися встановленим двигуном 4AM100L6Y2 380B1M1084, $n = 1000$ об/хв і потужністю $N = 2.2$ кВт за ТУ 16-501.827-83, тому для приводу необхідно було підібрати інший двигун.

Виходячи це, приймаємо асинхронний електродвигун: АМУ132S6 Y2 380 В, 50 Гц ІМ 2081 Юженргомаш, для якого $n = 1000$ об/хв, з врахуванням проковзування $n' = 980$ об/хв і потужністю $N = 3,0$ кВт.

За розрахунками встановлено: буде використовуватися для приваду системи вивантаження пас профілю Б, який має довжину 2 м. Міжосьова відстань – 0,472 м.

Натяг паса – 164,7 Н, що відповідає перевірці прогином при зусиллях 14 Н для приробленого паса і 18,1 Н для нового паса.

Запропонована методика розрахунку на міцність гвинтових спіралей шнекових конвеєрів дозволяє розрахунковим шляхом визначити конструктивні параметри, виходячи з умов транспортування сипких матеріалів і їх фізико-механічних властивостей;

проведено визначення напруженого стану деталей шнека;
виконані дослідження руху потоку вантажу в гвинтових конвеєрах;
визначено енергосилові параметри транспортування вантажів у спірально-гвинтових конвеєрах;
розглянуті питання, що стосуються швидкісного режиму транспортування.

Використовуючи пакет прикладних програм APM Trans та графічний редактор APM Graph, спроектовано передачу приводу в автоматизованому режимі з отримання робочих креслень.

При використанні модуля APM Studio проведено аналіз напружено-деформованого стану вала шнека довжиною 4 м. Тут встановлено, що максимальні напруження складають 29,9 МПа, що є цілком допустимим.

За виконаним аналізом видно, що максимальний прогин складає 2,8 мм. Це цілком задовільний результат, враховуючи те, що прийняте горизонтальне положення вала. Насправді він буде працювати під кутом приблизно 50° , що суттєво зменшить складову сили ваги, яка спричиняється до його прогину.

Коефіцієнт запасу міцності за границею текучості складає 7,9, що є також цілком задовільним результатом.

В розділі охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях розглянуто питання визначення шуму і вібрації при роботі протруювача та захисту персоналу при пиловому забрудненні робочої зони.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Alexander Nanka, Ivan Morozov, Vladimir Morozov, Mykola Krekot, Anatolii Poliakov, Ivan Kiralhazi, Mykhailo Lohvynenko, Konstantin Sharai, Andriy Babii, Mykola Stashkiv. Improving the efficiency of a sowing technology based on the improved structural parameters for colters. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. Vol. 4. No. 1 (100) (2019) Engineering Technological Systems. P. 33 – 45.
2. Andreikiv O.E, Lysyk A.R., Shtayura N. S., Babii A. V. Evaluation of the Residual Service Life of Thin-Walled Structural Elements with Short Corrosion-Fatigue Cracks // *Materials Science*. 2017. 53, No 4. P. 514-521.
3. Andreikiv, O.E., Babii, A.V., Dolinska, I.Y. *et al.* Determination of the Residual Life of the Spraying Boom of a Field Sprinkler in the Maneuvering Loading Mode. *Mater Sci* **56**, 112–118 (2020). <https://doi.org/10.1007/s11003-020-00404-2>.
4. Andreikiv, O.E., Babii, A.V. & Dolinska, I.Y. Influence of the Working Media and Maneuvering Loading Mode on the Service Life of Spraying Booms of Field Sprinklers. *Mater Sci* **56**, 166–173 (2020). <https://doi.org/10.1007/s11003-020-00411-3>.
5. Babii A. (2019) Parameters investigation for independent pendular suspension of sprayer boom. *Scientific Journal of TNTU (Tern.)*, vol 96, no 4, pp. 90–100.
6. Babii A. (2020) Important aspects of the experimental research methodology / Andrii Babii // *Scientific Journal of TNTU*. Tern. : TNTU, 2020. Vol 97. No 1. P. 77–87.
7. Babii A. (2020) Study of the efficiency of working mixture application in chemical crop protection / Andrii Babii // *Scientific Journal of TNTU*. Tern. : TNTU, 2020. Vol 98. No 2. P. 99–109.
8. Babii A., Babii M.(2019) Impact of oscillation amplitude of boom sprayers load-bearing frame sections. *Scientific Journal of TNTU (Tern.)*, vol. 95, no 3, pp.

97-104.

9. Hevko R., Stashkiv M., Lyashuk O., Vovk Y., Oleksyuk V., Tson O., Bortnyk I. Investigation of internal efforts in the components of the crop sprayer boom section. *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering*. Volume 105, Issue 1 (2021), 33 – 41.
10. Leshchak, R.L., Babii, A.V., Barna, R.A. *et al.* Corrosion Resistance of Steel of the Frames of Boom Sprayers. *Mater Sci* **56**, 425–431 (2020). <https://doi.org/10.1007/s11003-020-00446-6>.
11. Lyashuk O. L., Vovk Y. Y., Sokil M. B., Klendii V. M, Ivasechko R. R, Dovbush T. A, (2019), Mathematical model of a dynamic process of transporting a bulk material by means of a tube scraping conveyor, *Agricultural Engineering International: CIGR Journal*, vol. 21, no. 1, pp. 74-81; Fengmin Zhao/China.
12. Rybak T., Tson A., Stashkiv M., Tson O. (2018) Analytical and applied model of the process of the cut vegetable components feeding to the screw conveyor of the top gathering module. *Scientific Journal of TNTU (Tern.)*, vol. 9, no 2, pp. 105-114.
13. Rybak, T.I., Babii, A.V., Bortnyk, I.M. *et al.* Evaluation of the Service Life of the Frames of Sections of Boom Field Sprayers. *Mater Sci* **55**, 374–380 (2019). <https://doi.org/10.1007/s11003-019-00312-0>.
14. Trokhaniak O. M, Hevko R. B., Lyashuk O. L., Pohrishchuk B. V., Dovbush T. A. Dobizha N. V. (2020), Research of the of bulk material movement process in the inactive zone between screw sections, *INMATEH-agricultural engineering*. vol. 60. no.1. pp. 261-268, Bucharest / Romania.
15. Автухов А.Г., Гряник Г.В. Охорона праці в сільському господарстві. К.: Урожай, 1972. 216 с.
16. Агрохімія / І.М.Карасюк , О.М.Геркіял, Г.М.Господаренко та інші / За ред. І.М.Карасюка. К.: Вища школа, 1995. 471с.
17. Агрохімія: Лабораторний практикум / А.П.Лісовал, І.М.Давиденко, Б.М.Мойсеєнко. - К.: Вища школа, 1994. 335с.

18. Андрейків О.Є., Лисак А.Р., Штаюра Н.С., Бабій А.В. Оцінювання залишкового ресурсу тонкостінних елементів конструкцій з короткими корозійно-втомними тріщинами // Фізико-хімічна механіка матеріалів. 2017, №4. С. 84-90
19. Анурьев В.Н. Справочник конструктора машиностроителя: В 3-х т. М.: Машиностроение, 1982. Т.1. 736.; Т.2. 584.;Т.3. 576.
20. Бабій А., Бабій М. Дослідження міцності елементів конструкції функціонально-транспортуючих мобільних засобів. Науковий журнал «Інженерія природокористування», 2019. №3 (13) С. 87–91.
21. Бабій А.В. Аналіз параметрів штангового обприскувача з метою збільшення його продуктивності. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine, 2019. Vol. 10. No. 4. С. 51–55.
22. Бабій А.В. Аналіз причин травмування зернового матеріалу при збиранні та транспортуванні / Бабій А.В., Бабій М.В., Кучвара І.М. // Науковий журнал «Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів», Харків. № 11. 2018. С. 27-34.
23. Бабій А.В. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Конструкція, розрахунок і виробництво сільськогосподарських машин» для студентів денної та заочної форм навчання спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» зі спеціалізацією «Машини сільськогосподарського виробництва» для здобуття освітнього ступеня «бакалавр» / А.В. Бабій. Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2017. 100 с.
24. Бабій А.В. Методичні вказівки до виконання курсової роботи з дисципліни «Сільськогосподарські машини та знаряддя для рослинництва» для студентів денної та заочної форм навчання спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» зі спеціалізацією «Машини сільськогосподарського виробництва» для здобуття освітнього рівня «бакалавр» / А.В. Бабій. Тернопіль: Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя. Частина 1, 2018. 48 с.
25. Бабій А.В., Бабій М.В. Динамічна модель енергозберігаючого приводного механізму косарки. Вісник ХНТУСГ. Випуск 145. «Проблеми

надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва”. Харків, 2014. С.112–118.

26. Бабій А.В., Бабій М.В. Дослідження впливу конструкторсько-технологічних факторів на запас міцності спинки ножа косарки. Вісник ХНТУСГ. Випуск 139. “Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва”. Харків, 2013. С.187–192.

27. Бабій А., Лещак Р., Барна Р. Корозійна тривкість сталі рами штангових обприскувачів у рідинному середовищі агрохімікатів // Проблеми корозії та протикорозійного захисту конструкційних матеріалів: спец. вип. журналу „Фізико-хімічна механіка матеріалів”. № 13. Львів: Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України, 2020. С. 356–360.

28. Бабій А.В., Рибак Т.І., Бабій М.В. Обґрунтування конструктивних особливостей енергозберігаючого приводного механізму косарки. Вісник ХНТУСГ. – Випуск 134 “Технічний сервіс машин для рослинництва”. Харків, 2013. С.116–122.

29. Бади́на Г.В., Королев А.В., Королева Р.О. Основы агрономии. - Ленинград: Агропромиздат, 1988. 448с.

30. Безопасность жизнедеятельности в условиях чрезвычайных ситуаций / Под ред. А.К.Назарова.- Курган: Изд-во КМИ, 1994.

31. Босой Е.С., Верняев О.В., Смирнов И.И., Султан-Шах Е.Г. Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин. М: Машиностроение, 1980. 565 с.

32. Бугай С.М. Рослинництво. К.: Вища школа, 1978. 384с.

33. Вітровий А.О. Результати досліджень пошкоджень зерна гнучким гвинтовим конвеєром / Зб. наук. праць НАУ. Том 6. Київ, 1999р. 189с.

34. Гевко Б.М., Рогатинський Р.М. Гвинтові подаючі механізми сільськогосподарських машин. Вища школа. Львів 1989р. 176с.

35. Гевко Р. Б., Хомик Н. І., Жаровський О. С., Довбуш Т. А. Деталі машин та основи автоматизованого конструювання : навчальний посібник до лабораторних робіт. Тернопіль : ФОП Паляниця В. А., 2021. 256 с.

36. Детали машин и механизмов. Курсовое проектирование: Учеб. пособие / Д.В. Чернилевский. – 2-е изд., перераб. и доп. К.: Вища шк. Головное изд-во, 1987. 328с.
37. Дідух Я. Матеріали IV Міжнародної студентської науково - технічної конференції / Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет ім. І.Пулля (м. Тернопіль, 28-29 квітня 2021 р.), 2021. С.44-45.
38. Довбуш А. Д., Хомик Н. І., Довбуш Т. А., Рубінець Н. А. Прикладна механіка і основи конструювання: навчально - методичний посібник до розрахунково-графічної роботи. Тернопіль : ФОП Паляниця В.А., 2015. 116 с.
39. Довбуш Т. А., Хомик Н. І., Цьонь Г. Б. Зниження металоємності гнучких транспортуючих механізмів. Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції „Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій“ до 60-річчя з дня заснування Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя та 175-річчя з дня народження Івана Пулюя, 14-15 травня 2020 року. Т. : ТНТУ, 2020. С. 20-21. (Нові матеріали, міцність і довговічність елементів конструкцій).
40. Иванов М.Н. Детали машин. М.: Высш. шк., 1991. 383 с.
41. Карпенко А.Н., Халанский В.М. Сельскохозяйственные машины. – 6-е изд., перераб. И доп. М.: Агропромиздат, 1989. 527 с.
42. Керб Л. П. Основи охорони праці: Навч. пос. К.: КНЕУ, 2003. 215с.
43. Листопад Г.Е., Семенов А.Н., Демидов Т.К. и др. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. М.: Колос, 1976. 751 с.
44. Опір матеріалів. Під заг. ред. акад. АН УРСР Г. С. Писаренко. К.:Вища школа, 1974. 304 с.
45. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. К.: Вища шк., 1993. 556 с.
46. Підгурський М., Сташків М.. Розвиток наскрізних тріщин в гнutoзварних тонкостінних елементах коробчастого профілю // Вісник ТДТУ, 2006. – Т. 11. – № 4. – С. 78 – 86.

47. Протруювач камерний ПК-25. Керівництво з експлуатації ПК-25.
48. Рибак Т.І., Підгурський М.І., Сташків М.Я. Методи визначення КІН для дефектних елементів замкнутого профілю // Механічна втома металів. Праці 13-го міжнародного колоквиуму. – Тернопіль: ТДТУ, 2006. – С. 441 – 449.
49. Сташків М. Визначення КІН для кутової наскрізної тріщини у тонкостінному стержні прямокутного профілю при дії згинального моменту // Вісник ТДТУ, 2003. – Т.8. – №3. – С. 32 – 38.
50. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. М.: Наука, 1979. 560 с.
51. Хомик Н.І. Опір матеріалів : навчально-методичний посібник до виконання курсової роботи для студентів за сороченим терміном навчання: / А.Д. Довбуш, Н.І. , Т.А. Довбуш, Н.А. Рубінець. – Тернопіль : ФОП Паляниця В.А., 2015. 128с.

ДОДАТКИ