

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

інженерії машин, споруд та технологій

(повна назва факультету)

технічної механіки та сільськогосподарських машин

(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

Магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: **Обґрунтування конструктивних параметрів багатфункціональної
штанги малогабаритного обприскувача**

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

133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва спеціальності)

	_____	Гурник В. В.
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Керівник	_____	Довбуш Т.А.
	(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 Гурнику Вадиму Вікторовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Обґрунтування конструктивних параметрів багатофункціональної штанги малогабаритного обприскувача

Керівник роботи Добуш Тарас Анатолійович, к.т.н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від «01» 11 2022 року № 4/7-872

2. Термін подання студентом завершеної роботи 21.12.2022

3. Вихідні дані до роботи Ширина захвату штанги 4 м;

робоча швидкість обприскувача 6 км/год;

максимальний робочий тиск в напірній магістралі 2,5 МПа;

штанга повинна бути багатофункціональною.

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)

Схема гідравлічна обприскувача із розробленою штангою. (1А1).

Секція права. СК. (1А1). Деталювання. (1А1).

Стійка ліва. СК. 1А1. Механізм поворотно-фіксуєчий. СК. (1А1)

Обґрунтування параметрів об'єкту розробки. (1А1).

Реферат

Мета і завдання дослідження – Розробити конструктивні елементи багатофункціональної штанги малогабаритного обприскувача для забезпечення його використання при обробці різних сільськогосподарських культур.

Щоб реалізувати мету роботи було пророблено:

виконано аналіз конструктивних елементів ряду малогабаритних обприскувачів;

скомпоновано схему малогабаритного обприскувача та окреслено його технічну характеристику;

виконано кінематичні та енергетичні розрахунки;

досліджено міцність конструкції бака;

прораховано конструктивні елементи багатофункціональної штанги.

Об'єктом дослідження – малогабаритний обприскувач для малих господарств.

Предмет дослідження – функціонально-тримкі елементи малогабаритного обприскувача.

Методи дослідження – для досягнення мети роботи було використано знання та навички, які здобуті при вивченні таких базових дисциплін: теоретична механіка, опір матеріалів, деталі машин, теорія механізмів і машин, робочі процеси сільськогосподарських машин, конструкція, розрахунок і виробництво сільськогосподарських машин тощо..

Наукова новизна отриманих результатів. На основі патентного пошуку розроблено багатофункціональну штангу малогабаритного обприскувача та обґрунтовано її параметри.

Практичне значення після реалізації кваліфікаційної роботи на практиці товаровиробники сільськогосподарської продукції у невеликих підсобних чи фермерських господарствах можуть отримати високоефективну та недорогу машини.

Апробація результатів. Окремі результати роботи доповідались на V Міжнародна студентська науково-технічна конференція «Природничі та гуманітарні науки. Актуальні питання». ТНТУ. 2022.

Робота складається з вступу, чотирьох розділів, використаної літератури та додатків. Основний матеріал викладено на 66 сторінках машинописного тексту. Додатки займають 9 сторінок. Графічний матеріал викладено на 6 листах формату А1.

Ключові слова. Обприскувач, штанга, бак, робоча рідина, привод, насос.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1 АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ ОБ’ЄКТУ ПРОЕКТУВАННЯ	7
1.1 Агротехнічні вимоги до обприскувачів	7
2.2 Обґрунтування та опис проєктованої конструкції малогабаритного обприскувача	9
1.3 Технічна характеристика спроектованого малогабаритного обприскувача	14
1.4 Обґрунтування теми кваліфікаційної роботи магістра	15
2. ОБҐРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ОБ’ЄКТУ РОЗРОБКИ.....	16
2.1 Визначення енергозатрат на виконання технологічного процесу обприскувачем.....	16
2.2 Кінематичні розрахунки приводу малогабаритного обприскувача.....	18
2.3 Технологічні розрахунки	20
3. ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ОБ’ЄКТУ РОЗРОБКИ	23
3.1. Розрахунок конструкції бака з армованого композиційного матеріалу.....	23
3.2 Розробка інженерної методики розрахунку бака обприскувача.....	27
3.3 Визначення оптимального внутрішнього діаметра трубопроводу штанги.....	39
3.4 Міцнісний розрахунок функціонально-тримких трубопроводів штанги.....	40
4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	54
4.1 Основні правила безпеки при роботі з малогабаритними обприскувачами	54
4.2 Виникнення надзвичайних ситуацій при отруєнні пестицидами	56
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	60
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	61
ДОДАТКИ	67

ВСТУП

Утворена в Україні велика кількість дрібних фермерських господарств спонукає машинобудівників до забезпечення технологічних процесів сільськогосподарськими машинами. Ринок, звичайно, реагує на ці виклики, але часто існує проблема купівлі сільськогосподарської машини в оптимальному співвідношенні ціна – якість. Тобто кожен покупець намагається придбати машину чи знаряддя за мінімальну ціну з максимальною ефективністю у роботі. Вимоги справедливі.

Що стосується обслуговування технологічних процесів у рослинництві, то не надто велика пропозиція малогабаритних обприскувачів з широкими функціональними можливостями. Аналізуючи ринок таких малогабаритних машин, можна спостерігати їх конструкції з досить примітивними штангами, що мають обмежене функціональне використання. Це означає, що для машинобудівників існує задача щодо вдосконалення таких вузлів міні машин для хімічного захисту рослин. Вимоги до штанги лежать в площині її багатофункціональності, вона повинна використовуватись в багатьох технологічних операціях при хімічному захисті рослин. Здебільшого в невеликих фермерських чи підсобних господарствах вирощують різні сільськогосподарські культури. Тобто хімічного захисту потребують як польові культури при суцільному внесення робочого препарату, так і культури, що висаджуються у міжряддя; культури кущової посадки; садові культури.

І тому є необхідність у розробці такої машини, яка могла б обслуговувати всі ці технологічні операції при механізації технологічного процесу вирощування заданої культури.

1 АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ ОБ'ЄКТУ ПРОЕКТУВАННЯ

1.1 Агротехнічні вимоги до обприскувачів

Хімічний метод захисту рослин способом обприскування залишається одним з основних при догляді рослин. Таким способом захищають як польові культури так і садові. Сам захист направлений на знищення бур'янів, хвороб, шкідників тощо.

Основні машини, які виконують такий захист є штангові обприскувачі, які розпилюють робочий розчин на поверхню рослин [1-7].

За дисперсністю краплин робочого розчину розрізняють: звичайне обприскування; мало об'ємне та ультрамалооб'ємне.

Норми витрати за вказаними способами обприскування наведено в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 – Класифікація обприскування за нормою витрати робочої рідини, л/га

Вид обприскування	На польових культурах	В садах	На виноградниках
Звичайне	150–300	1000–2000	800–1500
Малооб'ємне	5–50	50–500	50–100
Ультрамалооб'ємне	0,5–5	0,5–25	0,5–25

Є певні закономірності дії хімічного препарату при його нанесенні на робочу поверхню: чин дрібніш і краплини тим препарат токсичні ший і його дія сильніша. Це пов'язано зі здатністю проникнення його в пори рослинної поверхні, а не звичайне стіканні з листка, не змочивши його.

До машин для хімічного захисту рослин, тобто боротьби із шкідниками, хворобами та бур'янами, ставиться ряд вимог [9]:

- 1) Дотримання агростроків обприскування. Такі терміни повинні бути

оптимальними з огляду на максимальну ефективність препарату на об'єкт обробки при мінімальній його витраті;

2) Рівномірність нанесення (відхилення рівномірності не повинна перевищувати 5%, а відхилення від норми витрати – 3%);

3) досягнення винищувального ефекту повинно становити не менше 95% для шкідників та хвороб і 90% для бур'янів;

4) пошкодження культурних рослин не повинно перевищувати 0.5%.

Крім того, до машин висуваються додаткові специфічні агротехнічні умови.

Обприскувачі повинні мати розпилюючі пристрої, що забезпечують найбільш рівномірний розпил рідини за розміром капель; вони повинні точно дозувати отрутохімікати, зберігати потрібний розхід рідини за весь період спорожнення резервуара незалежно від швидкості агрегату. Нерівномірність складу робочої рідини не повинна перевищувати $\pm 5\%$. Покриття всієї рослини чи його частини в залежності від місця розміщення шкідників чи збудників хвороб повинно бути рівномірним; нерівномірність не повинна перевищувати 50% по ширині захвату машини і 20% по ходу руху агрегату. При оброблюванні садових насаджень повітряний потік повинен подавати розпилену рідину не менше як на 8 м. Швидкість повітряного потоку на вході в середину крони повинна бути не більше 30 м/с.

Рекомендований час обприскувача – ранішні чи вечірні години, коли оптимальні погодні умови щодо температури, вологості та швидкості вітру.

Обприскувач повинен рухатись у напрямку з врахуванням напрямку вітру та міжрядь висаджених чи посіяних культур. При суцільному обприскуванні найбільш поширений човниковий рух з петльовими розворотами.

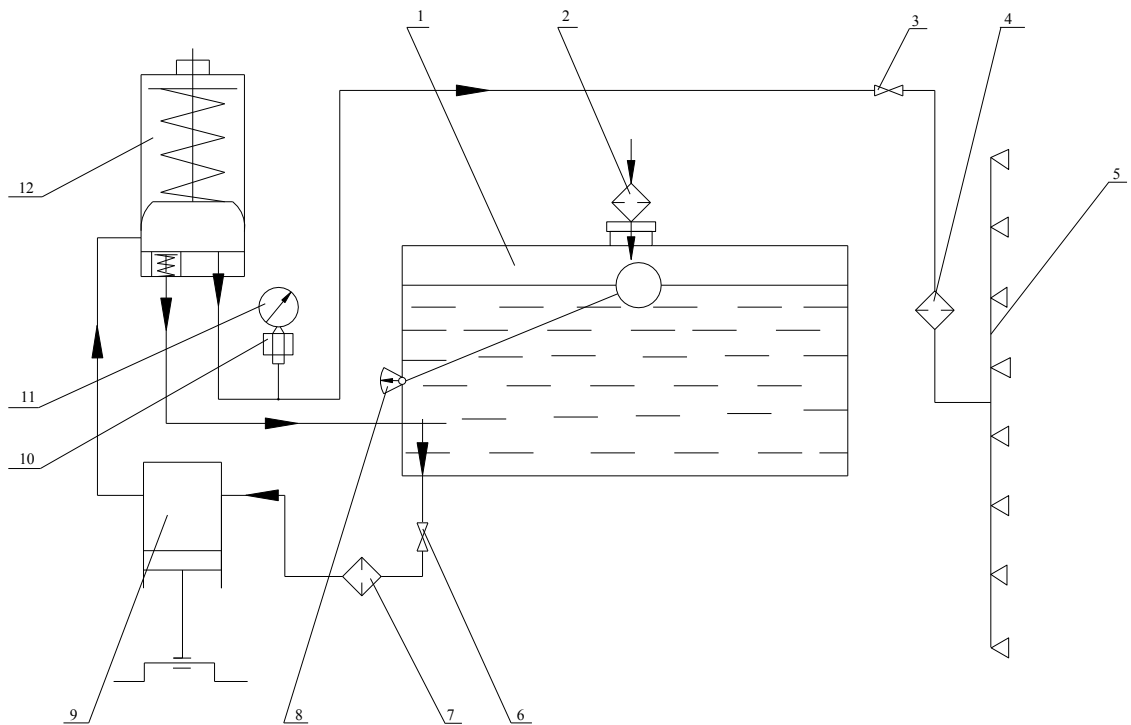
Після виданого завдання щодо норми виліву робочого препарату на конкретну культуру, машину регулюють, перевіряючи кількісну витрату та її рівномірність розподілу по ширині захвату.

2.2 Обґрунтування та опис проєктованої конструкції малогабаритного обприскувача

За завданням кваліфікаційної роботи потрібно спроектувати таку малогабаритну машину, яка би повністю задовольняла потреби у хімічному захисті невеликих фермерських чи підсобних господарств.

Вирішення поставленої задачі втілюється в малогабаритному обприскувачі, який обладнаний баком для робочої рідини місткістю 150 л; має високий дорожній просвіт, що дозволяє йому працювати у міжряддях оброблюваних культур; спроектована універсальна штанга, яка може працювати як в міжряддях просяпних культур так і в міжряддях кущів.

Представляємо гідравлічну схему проєктованої машини [48].



1 – бак із робочою рідиною; 2 – заливний фільтр; 3 – вентиль нагнітальної магістралі; 4 – фільтр нагнітальної магістралі; 5 – штанга; 6 – вентиль живильної магістралі; 7 – фільтр живильної магістралі; 8 – рівнемір; 9 – поршневий насос; 10 – демпферний пристрій; 11 – манометр; 12 – стабілізатор робочого тиску рідини

Рисунок 1.1 – Гідравлічна схема обприскувача

Особливістю гідравлічної схеми обприскувача є його стабілізатор робочого тиску 12 (рис. 1.1). Даний пристрій призначений для згладжування імпульсів подачі робочої рідини за рахунок компенсуючої пружини із мембраною. Як відомо, поршневі насоси мають властивість подавати робочу рідину за гармонійним знакозмінним законом. Наш стабілізатор якраз компенсує витік робочої рідини в момент, коли насос перебуває у такті всмоктування. Коли ж насос починає витискання робочої рідини, то відбувається її вилив через робочі органи і паралельно з тим акумулюється компенсуюча сила в стабілізаторі. В кінцевому результаті на виході ми отримуємо згладжену функцію виливу робочої рідини.

Як згадувалося вище, багатофункціональність проектованої машини досягається за рахунок створення нової конструкції штанги, яка дозволяє розширити діапазон застосування машини в цілому.

Розглянемо принципово-функціональні схеми нашої штанги та пояснимо суть кресленнями [29].

На рис. 1.2, а і б схематично показано конструкцію штанги малогабаритного обприскувача, коли вона перебуває у горизонтальному робочому положенні та варіанти регулювань окремих секцій; на рис. 1.2, в зображено схему конструкції розгортки при роботі штанги у вертикальному положенні; рис. 1.2, г схему конструкції при зміні кута площини факелів; рис. 1.3 представлено основні елементи поворотно-фіксуєчого механізму, який є основним для здійснення всіх технологічних налагоджень обприскувача і складається із таких основних складових одиниць (рис. 1.3).

Консольна стійка 2, що кріпиться до несучого елементу 1 рами обприскувача з'єднана із поворотно-фіксуєчим механізмом 3, який виконує всі основні функції [27]. Сама розгортка штанги складається із двох окремих секцій – лівої 4 і правої 5, які рухаються із стійкою 6 ввєрх-вниз (або на ширину міжрядь) в направляючих 15 (рис. 1.3) поворотно-фіксуєчого механізму 3. Трьохточковий розподіл зусиль в точках А, В, С забезпечується завдяки: в т. А – це додаткова опора, яка створюється розтяжкою 7, що кріпиться до верхньої

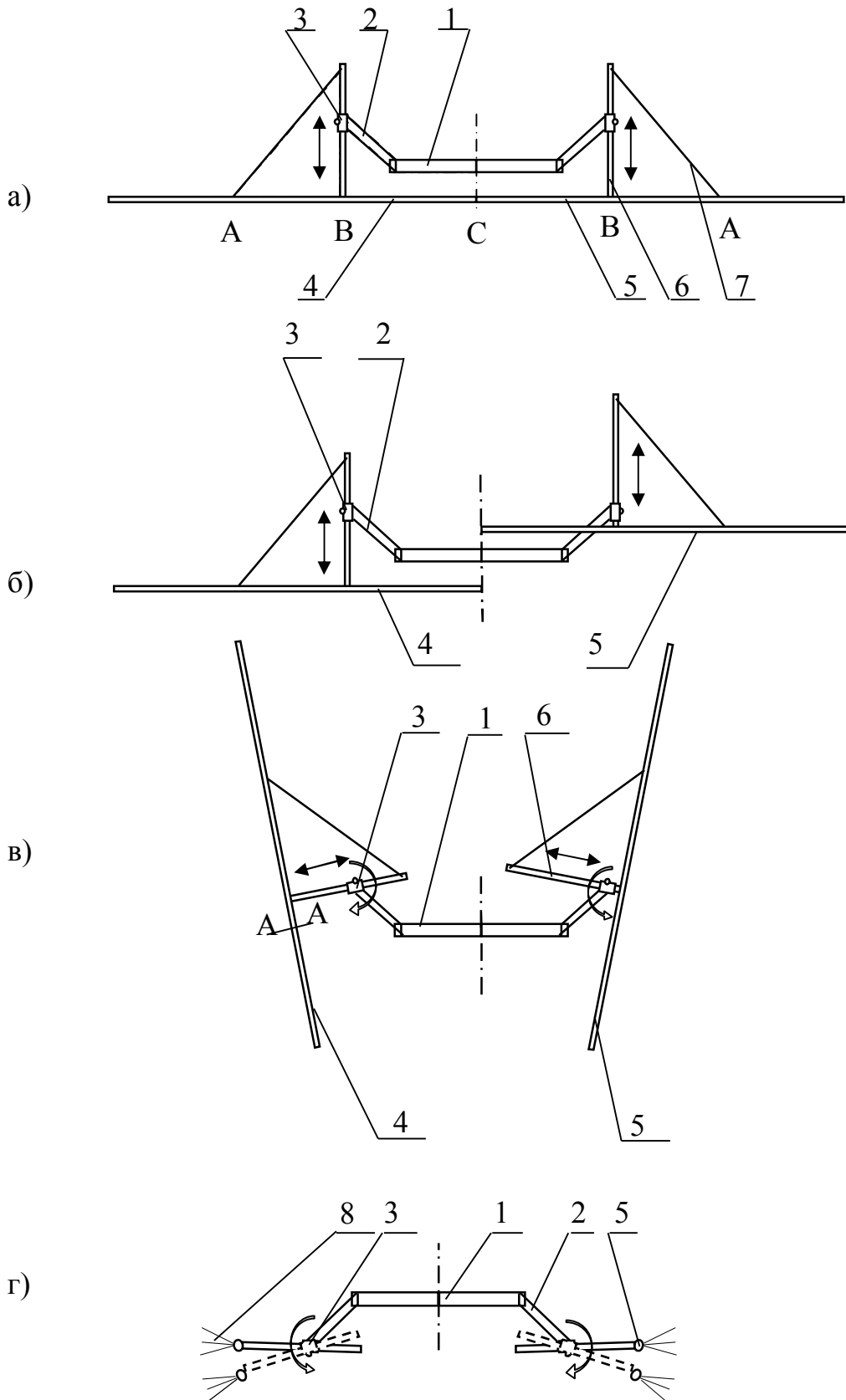


Рисунок 2.2 – Принципово-функціональна схема штанги

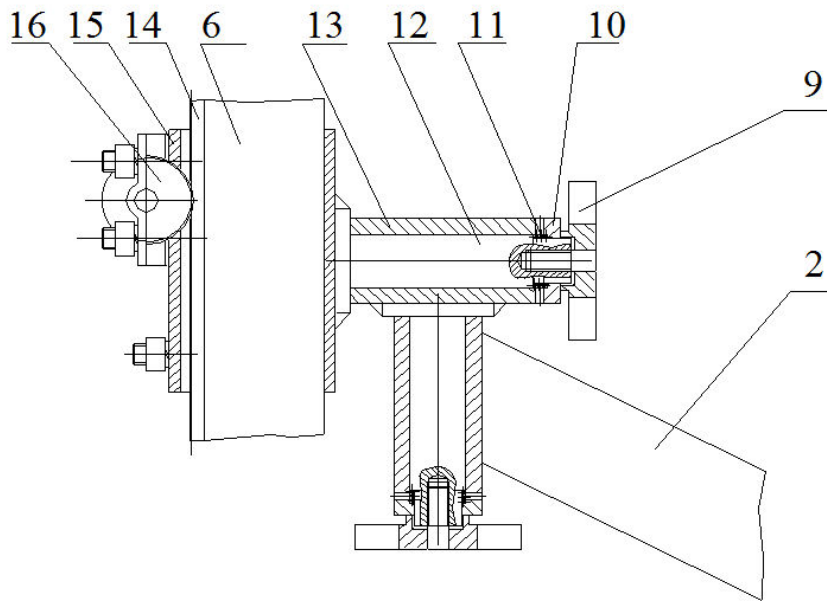


Рисунок 1.3 – Поворотно-фіксуючий механізм

частини стійки 6 і утримує функціонально-тримкий трубопровід 4, 5 в цій частині; в т. В – це основна опора утворена приєднанням стійки 6 до трубопроводу 4, 5 для здійснення всіх передбачуваних технологічних регулювань; в т. С – додаткова опора, яка виключає переміщення секцій штанги як в горизонтальному, так і центральній частині штанги (проміжок між опорами В) у вертикальному напрямках, вона утворюється з'єднанням лівого 4 та правого 5 функціонально-тримких трубопроводів. Регулювати висоту встановлення секцій штанги 4, 5 можна разом або окремо одна від одної, оскільки вони є незалежними та мають свої поворотно-фіксуючі механізми 3. Сам поворотно-фіксуючий механізм 3 (рис. 2.3) складається із таких основних елементів: направляюча 15 приєднана до тримкого вала 12, який обертається навколо своєї осі у втулці 13, що має на кінці нарізані зубці для фіксації обертання вала. Сам вал в місці виходу із втулки 13 має квадратний перетин для жорсткого з'єднання із зубчастою шайбою 10, яка входить у зачеплення із зубами втулки 13 і виключає можливість його обертання. Щоб отримати потрібне положення вала (направляючої стійки 6) нам необхідно відпустити затискну гайку 9, пружина 11 відведе зубчасту шайбу 10 із зачеплення, ми встановимо необхідне положення та зафіксуємо його гайкою 9. За таких умов

ми отримали обертання направляючої 15 стійки 6 тільки в одній площині. Щоб мати обертання останньої у двох площинах ми приєднуємо алогічний механізм перпендикулярно до осі тримкого вала 12, а втулку кріпимо до консольної стійки 2. Таким чином забезпечується обертання направляючої 15 у двох площинах. Регулювання висоти (ширини) встановлення секцій 4, 5 здійснюється в направляючій 15 ходом стійки 6 за допомогою зубчастого механізму типу шестерня-рейка 16, 14. Для роботи секцій у вертикальному положенні (рис. 2.2, в) нам лише необхідно відпустити фіксуючу гайку 9 поворотно-фіксуючого механізму 3, встановити потрібне положення та назад зафіксувати її. Далі регулювання на ширину міжрядь необхідно здійснювати шестернею 16. В даному варіанті роботи для такої конструкції розгортки доцільно використовувати збірні функціонально-тримкі трубопроводи, які можна з'єднувати-роз'єднувати за способом, що захищений патентом України [9-15] (тут застосовуються з'єднувальні штуцери, що мають перемінні виступи та западини і приєднуються до трубопроводу безпосередньо під час його виготовлення). Тому використовуючи у даній конструкції розгортки такі збірні трубопроводи при роботі секцій у вказаному положенні вигідно від'єднати частину функціонально-тримкого трубопроводу в перерізі А-А (рис. 2.2, в). Конструкція штанги також дозволяє змінювати кут площини факелів 8 (рис. 2.2, г, вигляд зверху) тим самим поворотно-фіксуючим механізмом 3, встановлюючи його в потрібному положенні у довільній із площин. Така універсальність поворотно-фіксуючого механізму 3, що забезпечує складні кінематичні рухи секцій, ще не менш важлива, для випадку згорання останніх, тобто переводу їх у транспортне положення в потрібній із площин, вже виходячи із конструктивних міркувань конкретного обприскувача. Тут перевагу слід надавати транспортуванню секцій у горизонтальному поршневій положенні, оскільки можна забезпечити ще додаткові точки опори, які на підвищених швидкостях відіграватимуть важливу роль з позиції перерозподілу навантажень.

В цьому розділі ми дізналися про загальну будову проектованої машини.

Далі перейдемо до вирішення конкретних питань розрахунку та проектування окремих складальних одиниць машини.

1.3 Технічна характеристика спроектованого малогабаритного обприскувача

Технічна характеристика спроектованого малогабаритного обприскувача

Тип обприскувача.....	причіпний
Місткість бака, л.....	150
Матеріал бака.....	склопластик
Робоча ширина захвату, м.....	3.8
Годинна продуктивність (при $V=6$ км/год), га/год.....	2.28
Робоча швидкість, км/год.....	3-6
Повна маса, кг.....	не більше 220
Межі регулювання витрати робочої рідини, л/хв.....	50-300
Робочий тиск в магістралі, МПа.....	1.2
Тип насоса.....	
Подача насоса, м ³ /год.....	0.8
Привід насоса.....	механічний, від коліс
Штанга:	
виконання.....	двосекційна
матеріал.....	базальтопластик
Затрати потужності на агрегування, кВт.....	не більше 1.4
Максимальний тяговий опір, кН.....	не більше 0.8

1.4 Обґрунтування теми кваліфікаційної роботи магістра

Тема кваліфікаційної роботи магістра звучить наступним чином: «Обґрунтування конструктивних параметрів багатофункціональної штанги малогабаритного обприскувача».

Причина, що зумовила розвивати цю тему полягає у необхідності створення універсальної малогабаритної машини, яка б стала незамінним помічником сільськогосподарського виробника у господарстві. Мета створення багатофункціональної штанги лежить в площині її універсального застосування при різних видах обробки культур. Це означає, що таку конструкцію можна застосовувати при обприскуванні польових культур при суцільному внесенні робочого препарату, можна обробляти просапні культури, кущові насадження, застосовувати у садах та інше.

Універсальність пропонованої розробки оправдовується тим, що дрібний фермер не може собі дозволити купити кілька машини для хімічного захисту рослин, тому він її повинен мати змогу використати як на городі, так і у саду.

Для машинобудівників потрібно прорахувати основні елементи машини для її виготовлення: розрахувати конструкцію бака, штанги, кріпильних елементів, рами, інших елементів. Крім конструктивних елементів, потрібно провести ряд технологічних розрахунків: встановити енергозатрати на виконання технологічного процесу обприскувачем; розрахувати моменти приводу насоса та можливість такого приводу від опорних коліс тощо.

Таким чином, після пошуку ідей виконання машини через вже існуючий досвід, огляд літературних джерел та патентний пошук можна прийти до відносно ефективної конструкції, яка задовольнятиме потреби у хімічному захисті для невеликих фермерських господарств.

2. ОБҐРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ

2.1 Визначення енергозатрат на виконання технологічного процесу обприскувачем

Малогабаритний обприскувач обладнуємо поршневым насосом шведської фірми “Gothia” – модель 1 [39]. Дана конструкція поршневого насоса володіє найбільш близькими до потрібних нам значень технічних параметрів.

Для конструйованої моделі малогабаритного обприскувача необхідно забезпечити такі технологічні показники:

- продуктивність насоса – $Q=0.684 \text{ м}^3/\text{год}$ (при нормі витрати робочої рідини 300 л/га);
- потрібний робочий тиск – $P \geq 1.2 \text{ МПа}$.

Вибрана модель насоса володіє такими показниками:

- продуктивність насоса – $Q=0.8 \text{ м}^3/\text{год}$;
- робочий тиск – $P=2.0 \text{ МПа}$;
- потрібна кількість обертів на валу насоса – $n=90 \text{ об/хв}$;
- діаметр циліндра – $D=50 \text{ мм}$;
- хід поршня - $l_n=75 \text{ мм}$;

Визначимо індикаторну потужність на валу насоса [8, 10]

$$N_i = \frac{P_i A_n l_n n}{1000 \cdot 60} = \frac{2 \cdot 10^6 \cdot 0.1256 \cdot 10^{-2} \cdot 0.075 \cdot 90}{1000 \cdot 60} = 0.2826 \text{ кВт}, \quad (2.1)$$

де A_n – площа поршня, $A_n=0.1256 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$.

Потужність насоса із врахуванням механічних втрат

$$N_g = \frac{N_i}{\eta_{\text{мех}}} = \frac{0.2628}{0.85} = 0.309 \text{ кВт}; \quad (2.2)$$

Визначимо потрібний момент на валу насоса

$$T_n = \frac{N_g}{\omega_n} = \frac{0.309 \cdot 10^3}{9.42} = 32.8 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$\text{де } \omega_n = \frac{\pi n}{30} = \frac{3.14 \cdot 90}{30} = 9.42 \text{ с}^{-1}.$$
(2.3)

Передаточне число приводу

$$i = \frac{n_n}{n_k} = \frac{90}{48.26} = 1.86,$$
(2.4)

де n_k – кількість обертів за хвилину на валу опорно-привідних коліс при робочій швидкості $v=6$ км/год.

Довжина кола колеса

$$l_k = \pi d_k = 3.14 \cdot 0.66 = 2.072 \text{ м}.$$
(2.5)

Потрібний пройдений шлях колесом за 1 хв, що відповідає заданій швидкості:

$$S_{1\text{хв}} = 100 \text{ м}.$$

Тоді відповідно кількість обертів на валу колеса за 1 хвилину буде становити:

$$n_k = \frac{S_{1\text{хв}}}{l_k} = \frac{100}{2.072} = 48.26 \text{ об/хв}.$$
(2.6)

Тепер знаходимо момент на валу опорно-привідних коліс, який потрібно забезпечити для приводу насоса

$$T_k = T_n i = 32.8 \cdot 1.86 = 61.01 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$
(2.7)

Для опорно-привідних коліс діаметром $D_k=660$ мм це буде відповідати тангенційній силі, що рівна:

$$F_k = \frac{2T_k}{D_k} = \frac{2 \cdot 61,01}{0,66} = 184,88 \text{ Н.} \quad (2.8)$$

Дана сила буде одночасно потрібною силою тяги, яку необхідно прикласти до нашої машини для подолання тільки моменту опору приводу насоса.

2.2 Кінематичні розрахунки приводу малогабаритного обприскувача

Тепер перевіримо чи не відбувається пробуксовування опорно-привідних коліс.

За спрощеними розрахунками мінімальна вага обприскувача (при майже цілковитому спорожненні бака від робочої рідини) $G_m=800$ Н. Коефіцієнт пробуксовування колісних транспортних засобів $f=0.8$, тоді відповідно при таких параметрах зчеплення можна забезпечити силу тяги, яка буде рівна:

$$F_{Tn} = fN_m = 0.8 \cdot 800 = 640 \text{ Н.} \quad (2.9)$$

З цього можна бачити, що при такій вазі машини забезпечується сила тяги, яка є приблизно в 3.5 рази більшою від потрібної для приводу насоса.

Отже, за таких умов ми повністю виключаємо можливість пробуксовування опорно-привідних коліс.

Вище ми визначали тягову силу машини тільки при подоланні моменту опору на привід вала насоса. Тепер визначимо загальний максимальний тяговий опір машини при повній її масі та певному кутові підйому

$$R_M^\alpha = R_H + G_{\max} \sin \alpha = 221.86 + 2200 \cdot \sin 15^\circ = 791.26 \text{ Н}, (2.10)$$

де R_H – тяговий опір машини при подоланні опору на привід насоса,

$$R_H = 1.2F_H = 1.2 \cdot 184.88 = 221.86 \text{ Н};$$

G_{\max} - максимальна вага машини, $G_{\max} = 2200 \text{ Н}$;

α - кут підйому машини, $\alpha = 15^\circ$.

Для наглядності порівняємо цей тяговий опір із опором, що створюється одним корпусом плуга [18-22]:

$$R_{пл} = k_{пл} a B = 14 \cdot 0.25 \cdot 0.35 = 1.23 \text{ кН}, (4.11)$$

де $k_{пл}$ – тяговий опір плуга при роботі на середніх ґрунтах, $k_{пл} = 14 \text{ кН/м}$;

a – глибина оранки, $a = 0.25 \text{ м}$;

B – ширина захвату плуга (в даному випадку одного корпусу), $B = 0.35 \text{ м}$.

Звідси добре видно, що максимально можливий тяговий опір нашого обприскувача є набагато меншим від середнього тягового опору однокорпусного кінного плуга. Дане порівняння є важливим в плані вибору енергетичного засобу для приводу малогабаритного обприскувача. Такими енергетичними носіями в нашому випадку передбачаються різного роду мотоблоки, кінний привід, інша мускульна сила та міні техніка.

Для вибору енергетичного засобу прорахуємо потужність, яку потрібно затратити на привід обприскувача для виконання ним технологічного процесу:

$$P_o = R_M^\alpha \cdot v = 791.26 \cdot 1.67 = 1.321 \text{ кВт}. (2.12)$$

Отже, для приводу нашого малогабаритного обприскувача необхідний енергетичний засіб, який розвиває потужність не менше 1.321 кВт.

2.3 Технологічні розрахунки

Для нашого малогабаритного обприскувача найперше визначимо його годинну продуктивність, яку виражатимемо за формулою:

$$W_r = 0.1B_p V_p \tau = 0.1 \cdot 3.8 \cdot 6 \cdot 0.7 = 1.6 \text{ га/год}, \quad (2.13)$$

де B_p – робоча ширина захвату обприскувача, $B_p=3.8$ м;

V_p – робоча швидкість агрегату, $V_p=6$ км/год;

τ - коефіцієнт використання робочого часу, $\tau=0.7$.

Визначимо хвилинну витрату робочої рідини через розпилювачі при максимальній нормі виливу робочої рідини на 1 га за формулою [25-27]:

$$q = \frac{QB_p V_p}{600} = \frac{300 \cdot 3.8 \cdot 6}{600} = 11.4 \text{ л/хв}, \quad (2.14)$$

де Q – задана норма виливу робочої рідини на 1 га оброблюваної площі (задається агрономом), $Q=300$ л/га;

B_p – робоча ширина захвату обприскувача, $B_p=3.8$ м;

V_p – робоча швидкість агрегату, $V_p=6$ км/год.

Проведемо деякі експериментальні дослідження.

Нехай енергетичний засіб, який агрегується із нашим обприскувачем забезпечує потрібну нам потужність, а його робоча швидкість є змінною або меншою, ніж 6 км/год. Тоді перевіримо як змінюється хвилинна витрата через розпилювачі. Результат дослідження представимо у вигляді графіка та масиву значень хвилинної витрати при певному значенні робочої швидкості.

Робочу швидкість змінюватимемо від 1 до 6 км/год при незмінній нормі внесення робочої рідини на 1 га ($Q=300$ л/га).

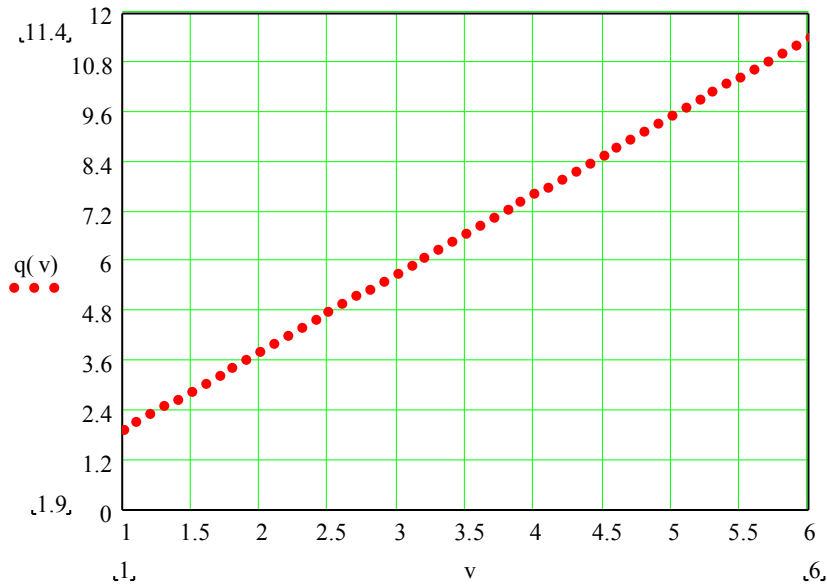


Рисунок 2.1 – Зміна хвилинної витрати через розпилювачі q при незмінній нормі виливу на 1 га Q

Аналізуючи отриманий графік бачимо, що хвилинна витрата через розпилювачі при незмінній заданій нормі внесення робочої рідини на 1 га є в прямопропорційній залежності від швидкості руху агрегату. Це означає, що коли наш агрегат буде рухатися із довільною робочою швидкістю, то норма внесення робочої рідини на 1 га буде незмінною. Зниження робочої швидкості тут позначиться лише на продуктивності, вона, звичайно, знизиться. Зроблений висновок носить фактично теоретичний характер.

Оскільки привід основного дозуючого пристрою – насоса здійснюється від коліс, тому перевіримо чи тут відбувається така ж прямопропорційна залежність. Припустимо, що наш агрегат рухається із швидкістю лише 3 км/год. При такій швидкості і заданій нормі виливу робочої рідини на 1 га ($Q=300$ л/га), хвилинна витрата через розпилювачі повинна становити:

$$q = \frac{300 \cdot 3 \cdot 3}{600} = 5.7 \text{ л/хв.}$$

Тепер перевіримо цю ж витрату, виходячи із продуктивності насоса.

Визначимо кількість обертів на валу колеса за формулою (2.6):

$$n_k = \frac{S_{\text{лхв}}}{l_k} = \frac{50}{2.072} = 24.13, \text{ об/хв.}$$

Відповідно насос отримає

$$n_n = 24.13 \cdot 1.86 = 44.88 \text{ об/хв.}$$

Тоді продуктивність насоса за 1 хв:

$$Q_H = \frac{\pi D_H^2}{4} l_H n_H \eta = \frac{3.14 \cdot 0.05^2}{4} \cdot 0.075 \cdot 44.88 \cdot 0.87 = 0.00575 \text{ м}^3 / \text{хв}$$

де D_H – діаметр циліндра насоса, $D_H=50$ мм;

l_H – хід поршня, $l_H=75$ мм;

n_H – кількість обертів на валу насоса, $n_H=44.88$ об/хв;

$\eta=0.87$ – коефіцієнт наповнення камери.

Це відповідатиме $Q_H=5.75$ л/хв.

З цього можна зробити висновок, що і продуктивність насоса є в прямопропорційній залежності від швидкості руху агрегату.

3. ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ

3.1. Розрахунок конструкції бака з армованого композиційного матеріалу

Як відомо, машини для хімічного захисту у рослинництві експлуатуються у досить складних рельєфних умовах. Це пов'язано із тим, що хімічний захист (боротьба із бур'янами та шкідниками, а також стимулювання росту) проводиться в той момент, коли рослина досягла певної фази свого розвитку. Для руху агрегату за таких умов це відповідає найрізноманітнішому стану поверхні поля: чистий пар, лущена стерня, міжряддя культур і т.д. Оскільки неможливо достовірно описати траєкторію руху мас обприскувача під час виконання технологічного процесу, виходячи із рельєфно-кліматичних умов, то для ведення теоретичних розрахунків потрібні вихідні дані, які отримані експериментальним шляхом в реальних умовах експлуатації. Такі дані можна отримати шляхом тензометрування основних мас обприскувача.

Даний розрахунок, будуватимемо поєднавши статичну постановку задачі із експериментально знайденими коефіцієнтами перевантажень, що визначені за напрямками відповідних осей.

В цілому, навантаження яке діятиме на оболонку, буде носити несиметричний характер. Тому вирішення задачі буде полягати у визначенні напружено-деформівного стану в бакові нашої машини при дії саме такого навантаження.

Розрахунок циліндричної оболонки під дією поверхневого навантаження.

В нашому випадку на оболонку діє поверхнєве навантаження. Розрахунок такого роду задач за напівбезмоментною теорією. Припустимо, що поверхнєве

навантаження є симетричним відносно площини $\varphi = 0$. Тоді складові навантаження p_1 , p_2 і p_3 розкладаємо в ряди [28, 43, 45, 46]:

$$\left. \begin{aligned} p_1 &= p_{10} + \sum_1^{\infty} \bar{p}_{1k} \cos k\varphi; \\ p_2 &= p_{20} + \sum_1^{\infty} \bar{p}_{2k} \cos k\varphi; \\ p_3 &= p_{30} + \sum_1^{\infty} \bar{p}_{3k} \sin k\varphi. \end{aligned} \right\} \quad (3.1)$$

Визначимо функцію навантаження:

$$P(x, \varphi) = \sum_1^{\infty} \left[\frac{\bar{p}_{1k} k^3}{r^2} + \frac{d \bar{p}_{2k}}{rdx} k - \frac{\bar{p}_{3k} k^2}{r^2} \right] \sin k\varphi, \quad (3.2)$$

або

$$P(x, \varphi) = \sum_1^{\infty} \bar{P}_k \sin k\varphi, \quad (3.3)$$

де

$$\bar{P}_k = \frac{\bar{p}_{1k} k^3}{r^2} + \frac{d \bar{p}_{2k}}{rdx} k - \frac{\bar{p}_{3k} k^2}{r^2}. \quad (3.4)$$

Внесемо у вираз (3.3) в праву частину розрішуючого рівняння, рішення останнього знайдемо також у вигляді ряду

$$v = \sum_1^{\infty} F_k \sin k\varphi, \quad (3.5)$$

де F_k - функція тільки від x .

В результаті підстановки ряду останнє прийме вигляд:

$$\sum_1^{\infty} \left[E_1 h_1 \frac{d^4 F_k}{dx^4} + \frac{E_2 J}{r^6} F_k k^4 (k^2 - 1)^2 \right] \sin k\varphi = - \sum_1^{\infty} \bar{P}_k \sin k\varphi. \quad (3.6)$$

Розписуючи дане рівняння бачимо, воно приводить до нескінченної системи звичайних диференційних рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^4 F_1}{dx^4} &= -\frac{1}{E_1 h_1} P_1; \\ \frac{d^4 F_2}{dx^4} + \frac{E_2 J}{E_1 h_1 r^6} 2^4 (2^2 - 1)^2 F_2 &= \frac{-1}{E_1 h_1} P_2; \\ \dots & \\ \frac{d^4 F_n}{dx^4} + \frac{E_2 J}{E_1 h_1 r^6} k^4 (k^2 - 1)^2 F_k &= \frac{-1}{E_1 h_1} P_k; \\ \dots & \end{aligned} \right\} \quad (3.7)$$

Із аналізу даної системи можна зробити такий висновок:

- перше рівняння системи характеризує згину деформацію оболонки, що не супроводжується спотворенням форми кола. Напруження і переміщення, що відповідають цьому рівнянню, повністю співпадають із знайденими за елементарною теорією згину бруса;

- друге та наступні рівняння системи характеризують деформацію оболонки, пов'язану із спотворенням форми поперечного перетину.

Запишемо k -те рівняння системи (3.7) в більш стислому вигляді:

$$\frac{d^4 F_k}{dx^4} + 4\beta_k^4 F_k = -\frac{1}{E_1 h_1} P_k(x), \quad (3.8)$$

де

$$\beta_k = \sqrt[4]{\frac{E_2 J k^4 (k^2 - 1)^2}{4E_1 h_1 r^6}}. \quad (3.9)$$

Загальне рішення рівняння (3.9) представимо у вигляді суми загального рішення відповідного однорідного рівняння $\overset{\circ}{F}_k$ і часткового рішення даного рівняння \bar{F}_k :

$$F_k = \overset{\circ}{F}_k + \bar{F}_k . \quad (3.10)$$

Рішенням однорідного рівняння $\overset{\circ}{F}_k$ є вирази

$$\bar{v}_k = B_{1k}\Phi_1(\beta_k x) + B_{2k}\Phi_2(\beta_k x) + B_{3k}\Phi_3(\beta_k x) + B_{4k}\Phi_4(\beta_k x), \quad (3.11)$$

де

$$\left. \begin{aligned} \Phi_1(\beta_k x) &= ch(\beta_k x)\sin(\beta_k x); & \Phi_2(\beta_k x) &= ch(\beta_k x)\cos(\beta_k x); \\ \Phi_3(\beta_k x) &= sh(\beta_k x)\cos(\beta_k x); & \Phi_4(\beta_k x) &= sh(\beta_k x)\sin(\beta_k x) \end{aligned} \right\} \quad (3.12)$$

або у функціях А.Н. Крилова:

$$\bar{v}_k = A_{1k}V_1(\beta_k x) + A_{2k}V_2(\beta_k x) + A_{3k}V_3(\beta_k x) + A_{4k}V_4(\beta_k x). \quad (3.13)$$

Постійні інтегрування $B_{1k}, B_{2k}, \dots, A_{1k}, A_{2k}, \dots$ визначатимемо в кожному конкретному випадку за граничними умовами на торцях оболонки, а функції Крилова V_i визначаються за спеціально складеними таблицями [3-5].

Часткове рішення неоднорідного рівняння (3.8) залежить від виду поверхневого навантаження. В тому випадку, коли $\frac{\partial^4}{\partial x^4} P_k(x) = 0$, часткове рішення неоднорідного рівняння має вигляд

$$\bar{F}_k = -\frac{1}{E_1 h_1 4\beta_k^4} P_k(x). \quad (3.14)$$

Постійні інтегрування, які містять вирази (3.11) чи (3.13), вибирають такими, щоб сумарне рішення F_k , що визначається за рівнянням (3.10), задовольняло граничні умови на торцях.

3.2 Розробка інженерної методики розрахунку бака обприскувача

Маємо тонкостінний циліндричний бак з днищами, який по торцях опертий на дві опори.

Бак заповнений робочою рідиною до рівня H .

Дано: довжина резервуару $l=1$ м, радіус - $2r=0.44$ м, $H=0.44$ м.

Розрахункова схема оболонки представлена на рис. 3.1.

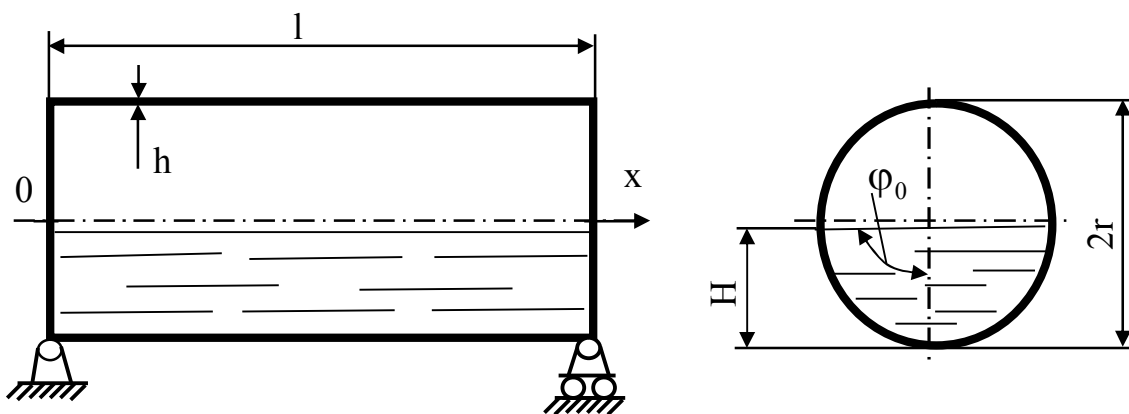


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема заданої оболонки

Визначимо напруження і деформації, що викликані силами ваги рідини із врахуванням коефіцієнта перевантаження.

Тиск робочої рідини на циліндричну стінку і днища резервуара визначатиметься [12]:

$$\text{при } -\varphi_0 \leq \varphi \leq \varphi, \text{ тоді } p = \gamma r (\cos \varphi - \cos \varphi_0) \eta_1$$

$$\text{при } \varphi_0 \leq \varphi \leq (2\pi - \varphi_0) \quad p = 0.$$

Тут маємо: $\gamma=1100 \text{ кг/м}^3$ – густина робочої рідини; $\eta_1=5$ – коефіцієнт перевантаження вздовж вертикальної осі [9].

Оскільки навантаження на днища і на циліндричну поверхню можна розглядати незалежно одне від другого, тому так як днища мають достатньо велику жорсткість і порівняно малу площу, що виключає можливість спотворення форми кола оболонки біля торця, а лише може викликати, найчастіше, позацентровий розтяг – розглядатися не буде.

Визначимо деформації та напруження, що виникають в резервуарі при дії тиску рідини на циліндричну поверхню.

Для цього розкладемо діюче навантаження в ряд по φ :

$$p = p_0 + \sum_{k=1}^{\infty} p_k \cos k\varphi .$$

Щоб визначити нульовий член даного ряду, необхідно проінтегрувати обидві частини рівності від 0 до 2π :

$$\int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} \gamma r (\cos \varphi - \cos \varphi_0) d\varphi = p_0 2\pi ,$$

$$\text{де } p_0 = \frac{\gamma r}{2\pi} [2 \sin \varphi_0 - 2\varphi_0 \cos \varphi_0] .$$

Для визначення коефіцієнта p_k , тобто довільного члена ряду, помножимо ліву та праву частину рівності на $\cos k\varphi$ і проінтегруємо від 0 до 2π :

$$\int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} \gamma r (\cos \varphi - \cos \varphi_0) \cos k\varphi d\varphi = \int_0^{2\pi} p_k \cos^2 k\varphi d\varphi ,$$

$$\text{де } p_k = \frac{\gamma r^2}{\pi} b_k ,$$

$$\text{тут } b_k = \frac{\sin[(k+1)\varphi_0]}{2(k+1)} + \frac{\sin[(k-1)\varphi_0]}{2(k-1)} - \frac{\sin k\varphi_0 \cos k\varphi_0}{k} \text{ при } k \neq 1 ;$$

$$b_k = \frac{\varphi_0}{2} - \frac{1}{4} \sin 2\varphi_0 \text{ при } k=1 .$$

Складова тиску p_0 викликає осесиметричне навантаження оболонки і не спричиняється до значної її деформації, тому в подальшому дане навантаження не розглядається.

Визначимо функцію поверхневого навантаження P . Згідно до рівнянь (3.3), (3.4) при $p_2 = p_3 = 0$ і $\bar{p}_1 = p_k$ маємо

$$\bar{P}_k = \frac{\bar{p}_k k^3}{r^2} = \frac{2\gamma b_k k^3}{\pi r}; \quad P = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{2\gamma b_k k^3}{\pi r} \sin k\varphi$$

тоді k -е рівняння (3.7) прийме вигляд:

$$\frac{d^4 F_k}{dx^4} + 4\beta_k^4 F_k = -\frac{1}{E_1 h_1} \frac{2\gamma b_k k^3}{\pi r} = -\frac{2k^3 \gamma b_k}{\pi E_1 h_1 r},$$

де β_k визначається із виразу (3.9).

Рішення такого диференційного рівняння можна знайти у вигляді суми загального рішення відповідного однорідного рівняння і часткового рішення даного рівняння, але в нашому випадку доцільно поступити іншим шляхом.

В даній задачі граничні умови симетричні:

$$\text{при } x=0 \quad v=0; \quad T_x=0;$$

$$\text{при } x=l \quad v=0; \quad T_x=0.$$

Тут припускаємо, що днища не створюють опору переміщенням, що перпендикулярні площині днищ. Тиск рідини на днища не розглядається.

Рівняння граничних умов можна представити в наступному вигляді:

$$F_{k(x=0)} = 0; \quad F_{k(x=l)} = 0;$$

$$\left(\frac{d^2 F_k}{dx^2} \right)_{(x=0)} = 0; \quad \left(\frac{d^2 F_k}{dx^2} \right)_{(x=l)} = 0.$$

Враховуючи те, що симетричні граничні умови, загальне рішення диференційного рівняння відносно функції F_k зручно представити у вигляді тригонометричного ряду

$$F_k = \sum_{m=1,3,5\dots}^{\infty} A_{km} \sin \frac{m\pi x}{l}.$$

Легко можна перевірити, що цей ряд задовольняє всі граничні умови. Підставивши його у диференційне рівняння (3.8) призводить до наступної рівності:

$$\sum_{m=1,3,5\dots}^{\infty} A_{km} \frac{m^4 \pi^4}{l^4} \sin \frac{m\pi x}{l} + 4\beta_k^4 \sum_{m=3,5\dots}^{\infty} A_{km} \sin \frac{m\pi x}{l} = \frac{2k^3 \gamma b_k}{\pi E_1 h_1 r}.$$

Для визначення коефіцієнта A_{km} довільного члена ряду помножимо ліву та праву частину рівності на $\sin \frac{m\pi x}{l}$ і проінтегруємо від 0 до l :

$$A_{km} \left(\frac{m^4 \pi^4}{l^4} + 4\beta_k^4 \right) \frac{l}{2} = \frac{2k^3 \gamma b_k}{\pi E_1 h_1 r} \frac{2l}{m\pi};$$

Звідки

$$A_{km} = \frac{8k^3 \gamma b_k l^4}{m\pi^2 r E_1 h_1 (m^4 \pi^4 + 4\beta_k^4 l^4)}.$$

Після внесення значення A_{km} і підстановки функції F_k в рівняння (3.5) одержимо для v подвійний тригонометричний ряд

$$v = \sum_{k=1,2\dots}^{\infty} \sum_{m=1,3,5\dots}^{\infty} \frac{8k^3 \gamma b_k l^4}{m\pi^2 E_1 h_1 (m^4 \pi^4 + 4\beta_k^4 l^4)} \sin \frac{m\pi x}{l} \sin k\varphi \quad (3.15)$$

Цей ряд сходиться доволі швидко. За значеннями функції v визначаємо переміщення u і ω та внутрішні силові фактори.

Дослідження напружено-деформівного стану оболонки в околі опори.

Із попереднього проектного розрахунку бака маємо відомості, що він виготовлений із армованого композиту – склопластику із товщиною стінки 2 мм. Даний матеріал є ортотропним і має по відповідних осях ортотропії значення модулів пружності: $E_1=1,8 \cdot 10^4$ МПа; $E_2=2,2 \cdot 10^4$ МПа.

Як було видно вище, кінцевим розрішуючим виразом є подвійний тригонометричний ряд (3.15), для якого обґрунтовуємо вибір кількості членів за характером затухання амплітуди.

Всі обрахунки виконуватимемо за допомогою пакету прикладних програм Mathcad Professional 2001.

При заданій товщині стінки $h=2$ мм розглянемо характер зміни амплітуди в залежності від вибраної кількості членів ряду.

Цю амплітуду представимо у вигляді графіка:

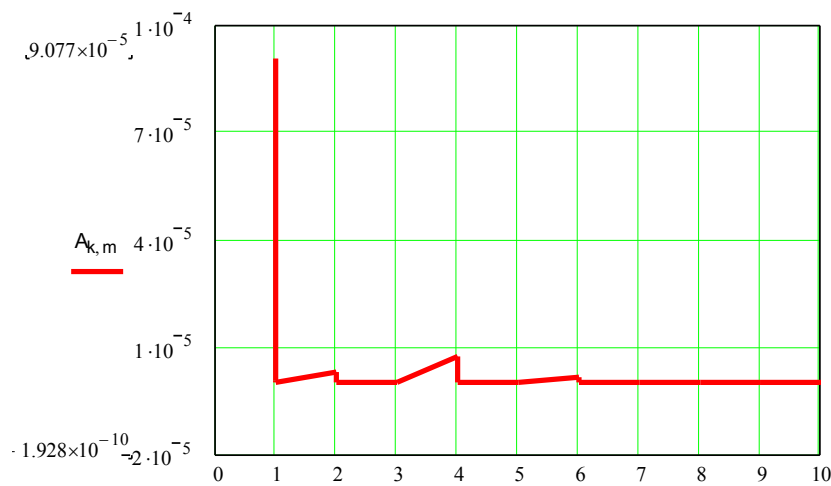


Рисунок 3.2 – Зміна амплітуди ряду (3.15) в залежності від вибраної кількості членів

Аналіз даного графіка показує, що вже після складання гармонік із номерами вище $k=4$ амплітуда практично не змінюється. А це означає, що для ведення обрахунків будемо використовувати тільки п'ять перших членів ряду.

За результатами автоматизованих обрахунків отримуємо значення всіх переміщень, що виникають в кільцевому перетині оболонки в околі опори. Представимо їх вигляді графіків:

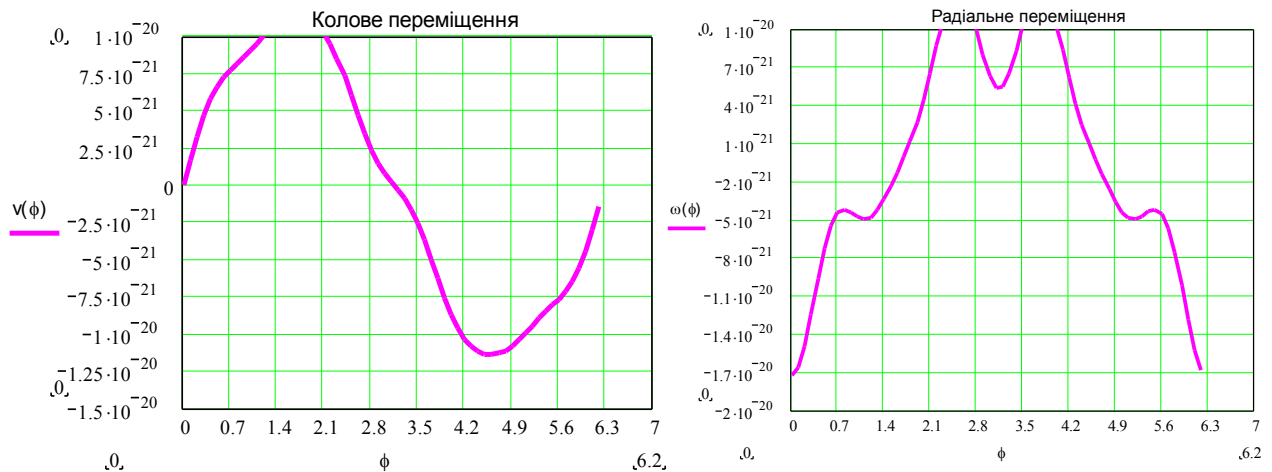


Рисунок 3.3 – Графіки переміщень, м

Осьове переміщення в даному випадку є величиною постійною і має таке значення: $u=2.546 \cdot 10^{-4}$ м.

Представимо графік зміни кривизни кола при деформації в околі опори:



Рисунок 3.4 – Графік зміни кривизни кола при деформації

Отримані вище значення величин підставляємо у відповідні вище виведені формули та отримуємо шукані розрахункові значення напружень, які представляємо нижче:

- напруження, що виникають вздовж осі оболонки - $\sigma_x(\phi)=6.903 \cdot 10^{-9}$ МПа;
- колові напруження $\sigma_t(\phi)$

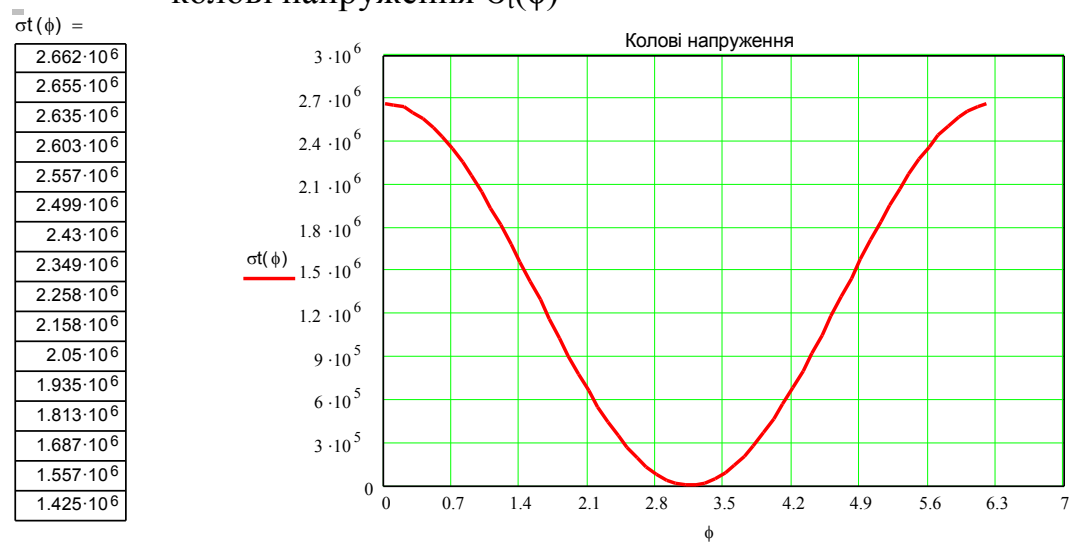


Рисунок 3.5 – Масив значень та графік зміни колових напружень, МПа

Для дотичних напружень $\tau_{xt}(\phi)$ даний окіл на всьому кільцевому периметрі викликає максимальні значення останніх, тобто $\tau_{xt}(\phi)=7.296 \cdot 10^7$ МПа.

Отже, провівши на цьому етапі обрахунки, ми охарактеризували напружено-деформівний стан оболонки в околі опори.

Дослідження напружено-деформівного стану оболонки посередині прольоту.

Робимо аналогічні дослідження, охарактеризовуючи напружено-деформівний стан оболонки посередині прольоту, в кожній точці кільцевої координати.

Знову ж таки результати досліджень будемо представляти у вигляді масивів розрахункових значень та графіків.

Переміщення:

$v(\phi) =$

0
$1.246 \cdot 10^{-5}$
$2.435 \cdot 10^{-5}$
$3.519 \cdot 10^{-5}$
$4.461 \cdot 10^{-5}$
$5.245 \cdot 10^{-5}$
$5.87 \cdot 10^{-5}$
$6.354 \cdot 10^{-5}$
$6.731 \cdot 10^{-5}$
$7.038 \cdot 10^{-5}$
$7.315 \cdot 10^{-5}$
$7.592 \cdot 10^{-5}$
$7.891 \cdot 10^{-5}$
$8.212 \cdot 10^{-5}$
$8.544 \cdot 10^{-5}$
$8.855 \cdot 10^{-5}$

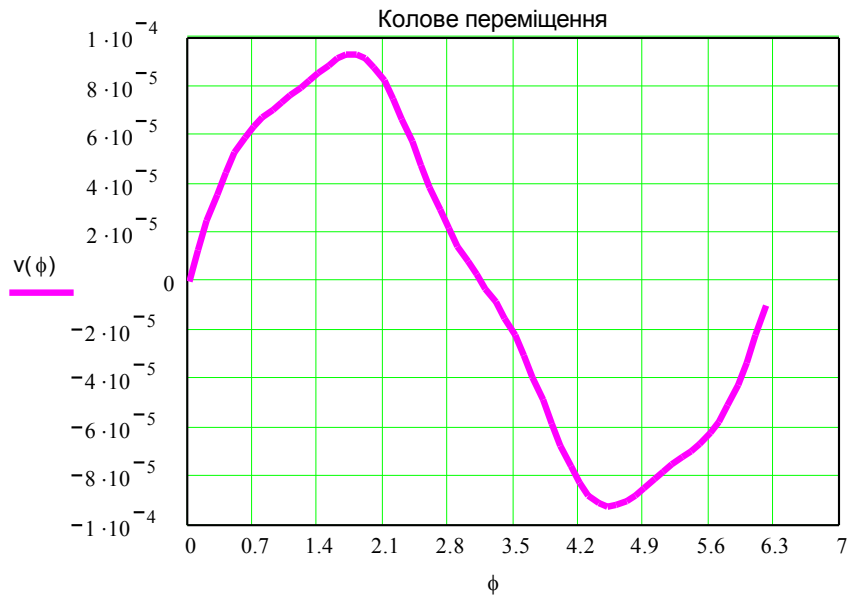


Рисунок 3.6 – Масив значень та графік зміни колових переміщень, м

$\omega(\phi) =$

$-1.255 \cdot 10^{-4}$
$-1.227 \cdot 10^{-4}$
$-1.144 \cdot 10^{-4}$
$-1.018 \cdot 10^{-4}$
$-8.643 \cdot 10^{-5}$
$-7.024 \cdot 10^{-5}$
$-5.506 \cdot 10^{-5}$
$-4.247 \cdot 10^{-5}$
$-3.351 \cdot 10^{-5}$
$-2.857 \cdot 10^{-5}$
$-2.727 \cdot 10^{-5}$
$-2.861 \cdot 10^{-5}$
$-3.109 \cdot 10^{-5}$
$-3.302 \cdot 10^{-5}$
$-3.273 \cdot 10^{-5}$
$-2.89 \cdot 10^{-5}$

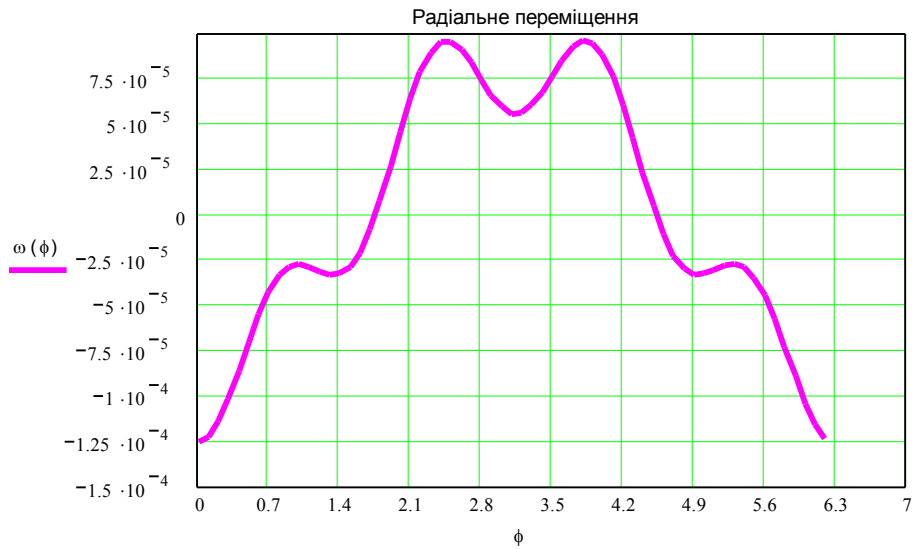


Рисунок 3.7 – Масив значень та графік зміни радіальних переміщень, м

Відповідно значення переміщення вздовж твірної оболонки (осьове переміщення) $u(\phi)=0$

$\chi(\phi) =$

$-9.457 \cdot 10^{-3}$
$-8.732 \cdot 10^{-3}$
$-6.669 \cdot 10^{-3}$
$-3.592 \cdot 10^{-3}$
$1.727 \cdot 10^{-5}$
$3.595 \cdot 10^{-3}$
$6.582 \cdot 10^{-3}$
$8.515 \cdot 10^{-3}$
$9.096 \cdot 10^{-3}$
$8.243 \cdot 10^{-3}$
$6.098 \cdot 10^{-3}$
$3.007 \cdot 10^{-3}$
$-5.332 \cdot 10^{-4}$
$-3.958 \cdot 10^{-3}$
$-6.723 \cdot 10^{-3}$
$-8.386 \cdot 10^{-3}$

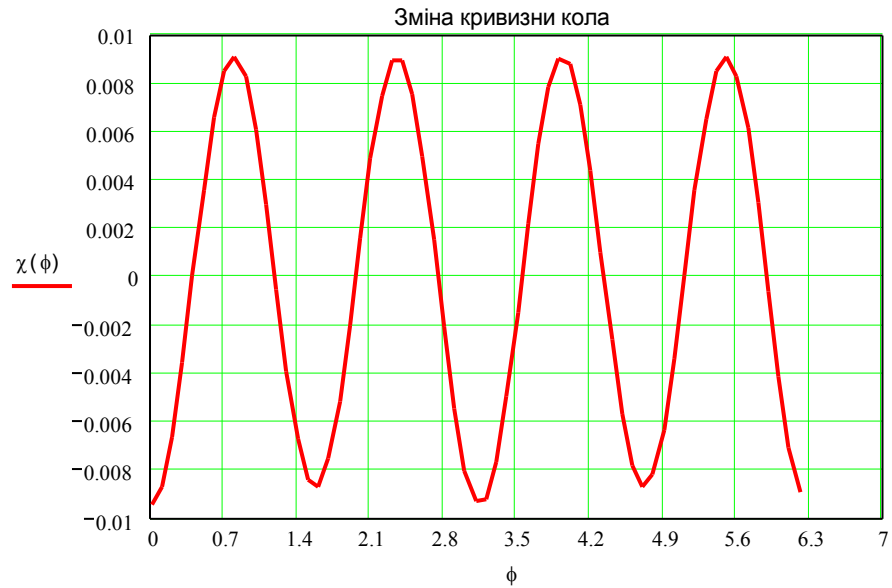


Рисунок 3.8 – Масив значень та графік зміни кривизни кола

Далі покажемо в такому ж плані значення напружень, що виникають.

Напруження в поздовжньому напрямку:

$\sigma_x(\phi) = 1.376 \cdot 10^7$ МПа і воно є постійним в даному перерізі.

$\sigma(\phi) =$

$2.875 \cdot 10^6$
$2.852 \cdot 10^6$
$2.786 \cdot 10^6$
$2.683 \cdot 10^6$
$2.556 \cdot 10^6$
$2.418 \cdot 10^6$
$2.281 \cdot 10^6$
$2.157 \cdot 10^6$
$2.053 \cdot 10^6$
$1.973 \cdot 10^6$
$1.913 \cdot 10^6$
$1.867 \cdot 10^6$
$1.825 \cdot 10^6$
$1.776 \cdot 10^6$
$1.709 \cdot 10^6$
$1.614 \cdot 10^6$



Рисунок 3.9 – Масив значень та графік колових напружень, МПа

Дотичні ж напруження в цьому перетині $\tau_{xt}=0$.

Дослідження напружено-деформівного стану оболонки вздовж поздовжньої осі при фіксованому значенні кутової координати

Якщо уважно проаналізувати значення та графіки вже одержаних напружень в двох характерних перетинах оболонки, то можна зробити висновок, що найбільші напруження виникають по лінії кутової координати $\phi=0$. Тому доцільно перевірити характер їх розподілу вздовж поздовжньої осі оболонки.

В автоматизованих розрахунках якраз і приймемо, що $\phi=\text{const}=0$, а поздовжню координату $x=\text{var}$ будемо змінювати, отримуючи значення необхідних величин вздовж твірної оболонки.

Значення колового переміщення при такій кутовій координаті ($\phi=0$) буде $v=0$.

Радіальне переміщення змінюватиметься за параболічним законом

$\bar{\omega}(x) =$

0
$-3.971 \cdot 10^{-5}$
$-7.493 \cdot 10^{-5}$
$-1.023 \cdot 10^{-4}$
$-1.196 \cdot 10^{-4}$
$-1.255 \cdot 10^{-4}$
$-1.196 \cdot 10^{-4}$
$-1.023 \cdot 10^{-4}$
$-7.493 \cdot 10^{-5}$
$-3.971 \cdot 10^{-5}$
0

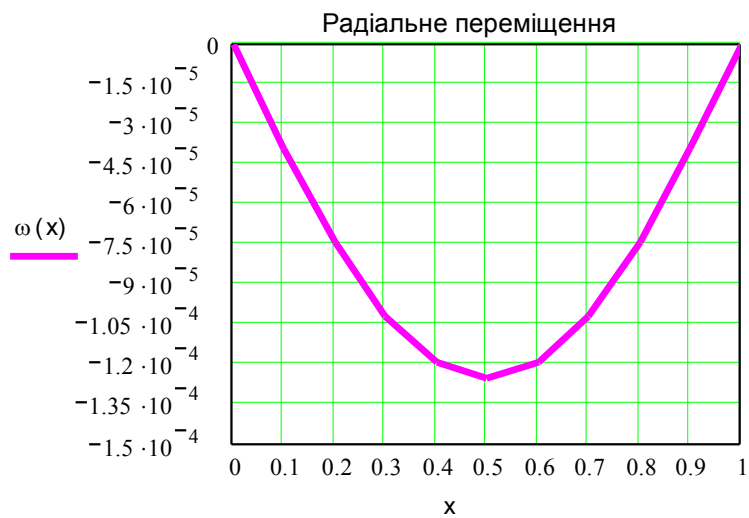


Рисунок 3.10 – Масив значень та графік радіального переміщення, м

В цьому випадку, коли ми перевіряє характер розподілу основних величин вздовж осі циліндричної оболонки, то саме осьове переміщення повністю проявляє свій характер.

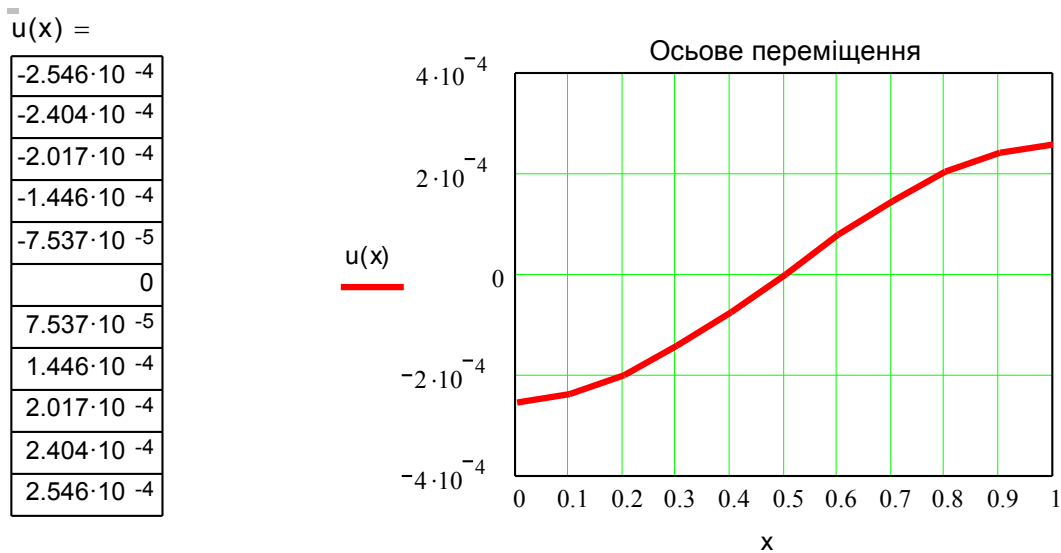


Рисунок 3.11 – Масив значень та графік осьового переміщення, м

Від розрішуючих величин, які ми привели вище, що є не дуже інформативними, перейдемо до кінцевих – напружень і подамо їх знову ж таки у вигляді масивів значень та графіків.

Напруження в поздовжньому напрямку розподіляться за наступним законом (див. графік):

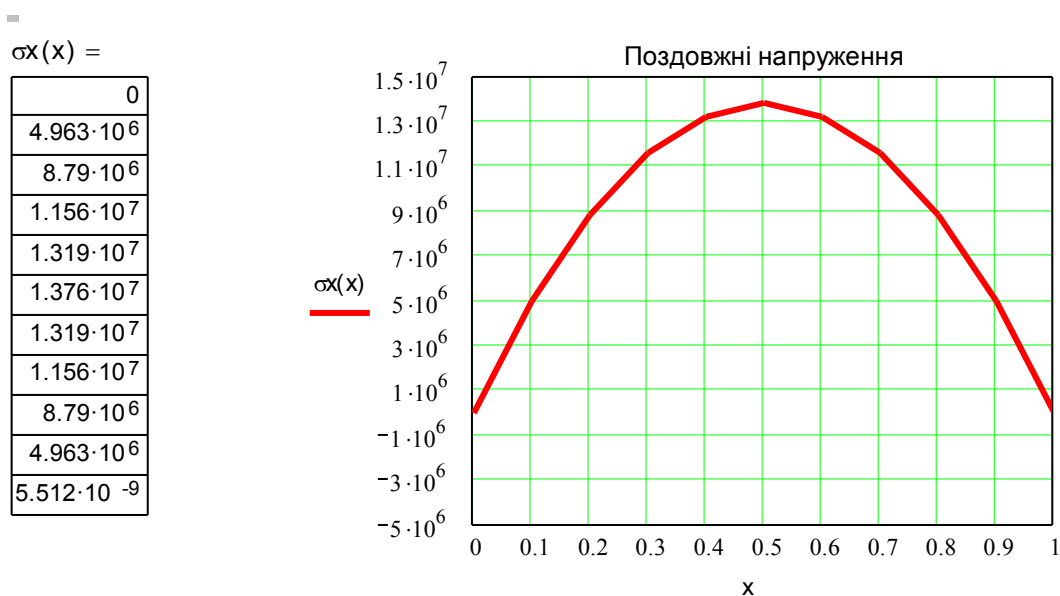


Рисунок 3.12 – Масив значень та графік поздовжніх напружень, МПа

Колові напруження, тобто кожне їх значення із кутовою координатою $\phi=0$ в кожній точці від 0 до l складуть наступний закон розподілу:

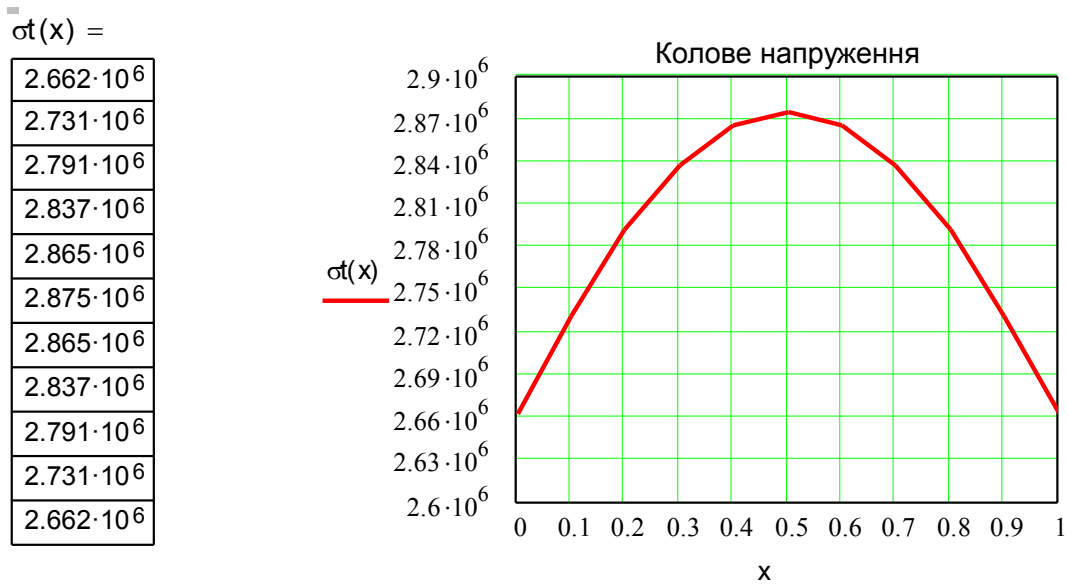


Рисунок 3.13 – Масив значень та графік колових напружень, МПа

От і дійшли ми до визначення найбільш вагомих напружень, які мають наступний характер розподілу (див. графік) і є за своєю природою дотичними.

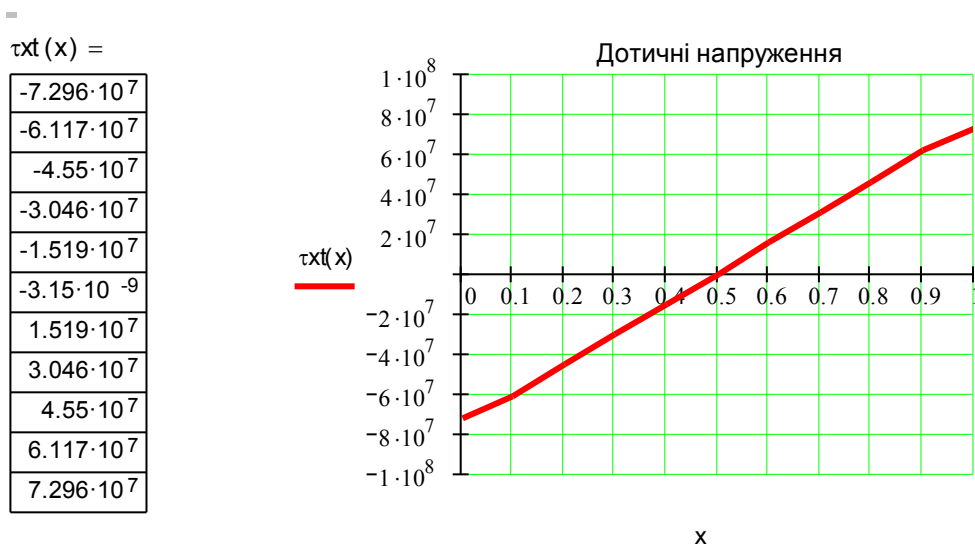


Рисунок 3.14 – Масив значень та графік дотичних напружень, МПа

Висновок: при поєднанні наукового підходу розрахунку баків такого типу та сучасної обчислювальної техніки можна легко створювати математичні моделі навантаженості таких конструкцій та спостерігати за зміною їх напружено-деформівного стану. В нашому випадку, ми проаналізували напружено-деформівний стан бака спроектованого малогабаритного

обприскувача під дією гідростатичного тиску рідини із врахуванням динамічних коефіцієнтів перевантажень, що виникають під час виконання обприскувачем технологічного процесу чи його транспортуванні.

3.3 Визначення оптимального внутрішнього діаметра трубопроводу штанги

Даний розрахунок проводитимемо з позиції гідравліки за заданими умовами роботи трубопроводу.

Штанга нашого обприскувача являє собою базальтопластикову оболонку, яка повинна працювати під максимальним робочим тиском $P=2.5$ МПа і забезпечити продуктивність $Q=0.7 \cdot 10^{-3}$ м³/с (в даному випадку тиск і продуктивність орієнтовані на максимально необхідні величини для обробітку одного гектара рослин).

За максимальним тиском в системі, згідно норм [14], приймаємо рекомендовану швидкість робочої рідини в трубопроводі

$$v_{mp} = (2 \div 3) \text{ м/с.}$$

Оптимальна площа поперечного перерізу штанги визначатиметься за формулою:

$$A = \frac{Q}{v_{mp}} = \frac{0.7 \cdot 10^{-3}}{(2 \div 3)} = (3.5 \div 2.333) \cdot 10^{-4} \text{ м}^2. \quad (3.16)$$

Із відомої формули площі поперечного перерізу круга

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \quad (3.17)$$

знаходимо оптимальний діаметр нашого трубопроводу

$$d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot (3.5 \div 2.333) \cdot 10^{-4}}{\pi}} = (0.021 \div 0.017) \text{ м.}$$

Остаточно приймаємо оптимальний внутрішній діаметр трубопроводу штанги $d=22$ мм.

3.4 Міцнісний розрахунок функціонально-тримких трубопроводів штанги

Розрахунок трубопроводів штанги під дією внутрішнього тиску робочої рідини.

Беззаперечно будемо вважати функціонально-тримкий трубопровід штанги нашого обприскувача товстостінним циліндром, оскільки товщина його стінки із конструктивних міркувань (тут береться до уваги технологія виготовлення із одночасним приєднанням конструктивних елементів) повинна становити не менше 3÷4 мм. А як відомо із визначення товстостінного циліндра його стінка повинна становити більше однієї десятої середнього радіуса циліндра [36, 45, 50]. Попередніми розрахунками ми встановили внутрішній діаметр трубопроводу, виходячи із умов створюваного тиску, швидкості витікання та продуктивності, і він становить $d=22$ мм, а це означає що мінімальна товщина стінки для такого товстостінного циліндра повинна становити дещо більше 1 мм.

Отже, в нашому випадку умова приналежності трубопроводу штанги до групи оболонок – товстостінні циліндри повністю виконується.

Вище викладене доведення дає нам можливість застосувати для міцнісного розрахунку теорію товстостінного циліндра.

Будемо розглядати циліндр (загальний випадок) із внутрішнім радіусом r_1 та зовнішнім r_2 , що знаходиться під дією внутрішнього тиску p_1 та зовнішнього

p_2 . Внаслідок осьової симетрії циліндра та навантажень напруження і деформації також симетричні відносно його осі, рис. 3.15.

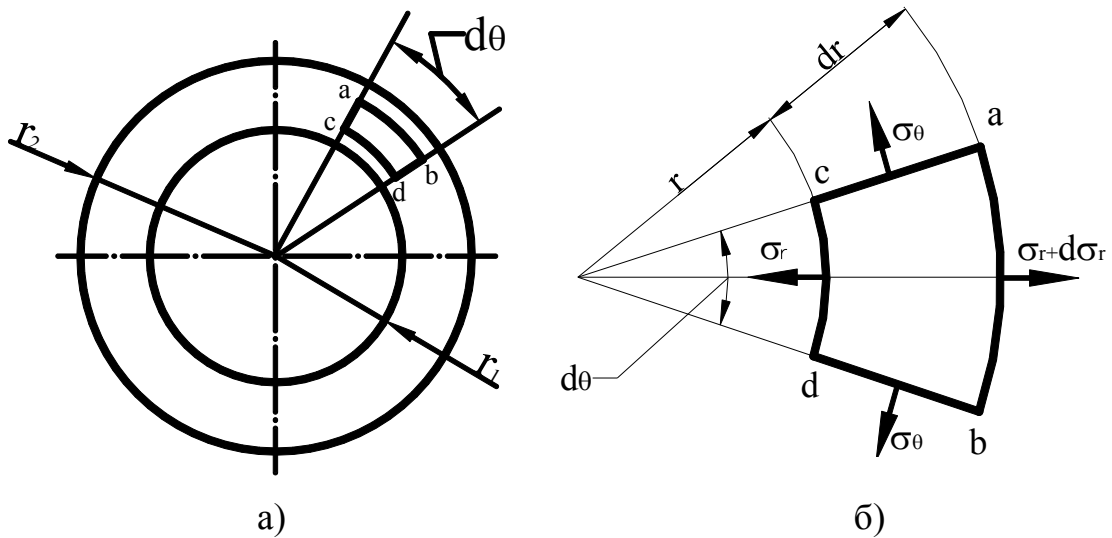


Рисунок 3.15 – Вирізані елементарні частинки циліндра

Опускаючи послідовність викладення отримання кінцевих формул напружень, запишемо формули Ламе для загального випадку навантаженості циліндра [50]:

$$\sigma_r = \frac{r_1^2 p_1 - r_2^2 p_2}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{r_1^2 r_2^2 (p_1 - p_2)}{r_2^2 - r_1^2} \frac{1}{r^2}; \quad (3.18)$$

$$\sigma_\theta = \frac{r_1^2 p_1 - r_2^2 p_2}{r_2^2 - r_1^2} + \frac{r_1^2 r_2^2 (p_1 - p_2)}{r_2^2 - r_1^2} \frac{1}{r^2}. \quad (3.19)$$

Приведені вище формули, їх виведення, стосується матеріалів, які мають однакові фізичні властивості (коефіцієнт Пуассона μ та модуль пружності першого роду E) в радіальному та тангенційному напрямках. Базальтопластиковий матеріал, з якого виготовляється функціонально-тримкий трубопровід є ортотропним, але ортотропія спостерігаються в поздовжньому та тангенційному напрямках, що дозволяє нам застосувати вказані формули для розрахунку.

Зміну напружень в стінці нашого трубопроводу будемо одержувати у вигляді графіків і таблиць. Оскільки товщина стінки є невідомою, ми маємо тільки орієнтовні її межі, тому будемо розглядати кілька випадків.

Розглянемо діюче навантаження. Як було обумовлено раніше максимальний робочий тиск трубопроводу при застосуванні різних типів розпилювачів не повинен перевищувати 2.5 МПа. Припустимо, що при виникненні аварійної ситуації тиск збільшиться до критичної межі ($n_{кр}=2.5$) і становитиме 6.25 МПа. При таких вихідних параметрах навантаження $p_1=6.25$ МПа робимо наші дослідження. Обрахунки здійснюватимемо автоматизовано із допомогою пакету прикладних програм Mathcad Professional 2001.

Визначаємо радіальні напруження σ_r при товщинах стінки трубопроводу r_2-r_1 відповідно із введеними позначеннями: 3 мм - $\sigma_1(r)$ МПа; 4 мм - $\sigma_2(q)$ МПа; 5 мм - $\sigma_3(t)$ МПа;

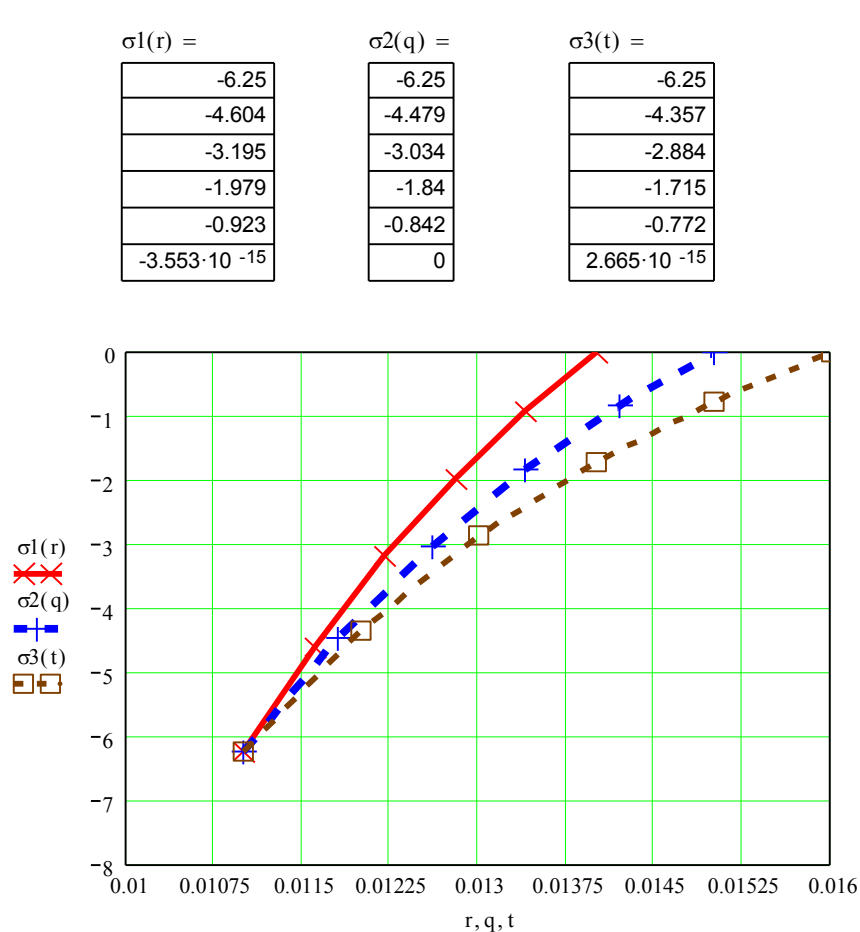


Рисунок 3.16 – Графік розподілу радіальних напружень в стінці циліндричного трубопроводу при відповідних товщинах стінки

Аналізуючи отриманий графік розподілу радіальних напружень бачимо, що на внутрішній стінці трубопроводу вони є максимальними та рівні внутрішньому тиску. Далі із наближенням до зовнішньої стінки, напруження спадають і значення їх наближається до нуля. Отримані радіальні напруження є від'ємними, оскільки вони є стискаючими.

Отже, незалежно від товщини стінки трубопроводу, останній сприймає максимальне радіальне напруження, яке є рівне внутрішньому тиску, що створюється робочою рідиною. В нашому випадку максимальне радіальне напруження $\sigma_r = -6.25$ МПа. Різні товщини стінок тут спричиняються тільки до характеру розподілу (див. графік рис. 3.16).

Визначаємо тангенційні (колові) напруження σ_θ при товщинах стінки трубопроводу $r_2 - r_1$ відповідно із введеними позначеннями: 3 мм - $\sigma_{11}(r)$ МПа; 4 мм - $\sigma_{22}(q)$ МПа; 5 мм - $\sigma_{33}(t)$ МПа;

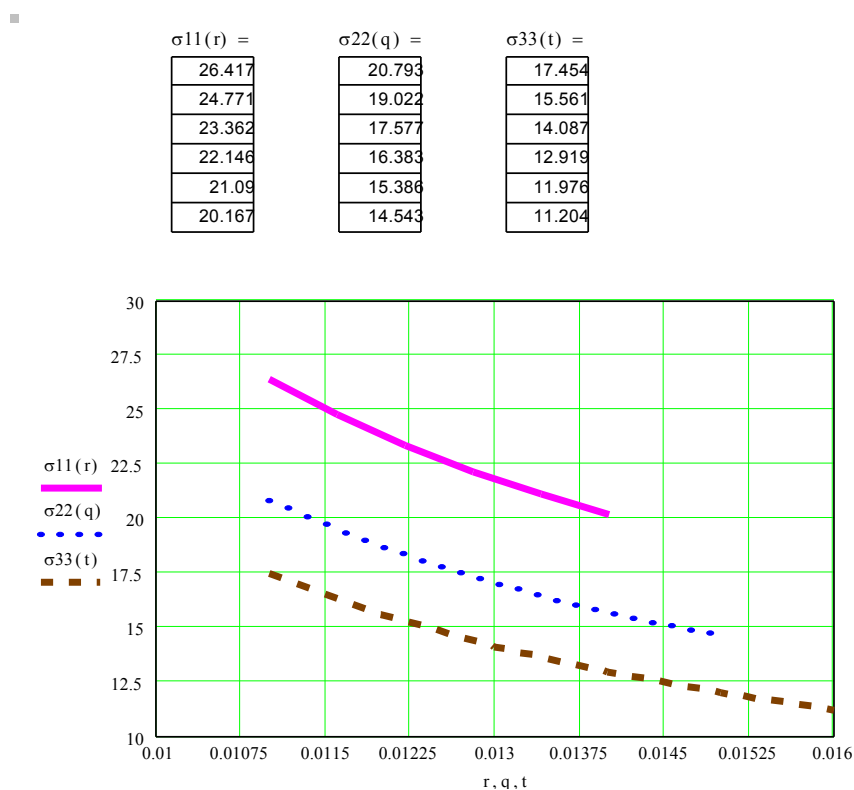


Рисунок 3.17 – Графік розподілу тангенційних (колових) напружень в стінці циліндричного трубопроводу при відповідних товщинах стінки

Як видно з цього графіка, що характер розподілу напружень є дещо іншим і вже вагому роль тут відіграють товщини стінки функціонально-тримкого

трубопроводу. Так, наприклад, при товщині стінки трубопроводу $h=3$ мм максимальне напруження буде рівне $\sigma_{\Theta}=26.417$ МПа, що є набагато менше від допустимих напружень для такого матеріалу ($[\sigma]=400$ МПа).

Ці дослідження стосуються визначення напружень, що виникають у штанзі нашого обприскувача при дії внутрішнього тиску, який створюється робочою рідиною для виконання технологічного процесу. Також враховувався той випадок, коли могла б виникнути аварійна ситуація і робочий тиск підвищився би до критично можливої межі. Аналіз напружень, навіть, таких в таких критичних умовах показав, що оболонка є досить міцною (з достатнім коефіцієнтом запасу міцності), а значення напружень від внутрішнього тиску є не визначальним для міцності оболонки в цілому.

Розрахунок функціонально-тримких трубопроводів штанги під дією динамічного навантаження, що створюється при виконанні технологічного процесу обприскувачем

Щоб проаналізувати напружено-деформівний стан оболонки в цілому не можна знехтувати напруженнями, що виникають при дії динамічних сил під час руху агрегату.

Для цього моделюємо розрахункову схему нашої конструкції штанги в статичній постановці задачі:

- 1) штангу приймаємо як балку кільцевого перетину довжиною $l=3.8$ м, внутрішній діаметр $d=0.022$ мм, зовнішній - визначатимемо;
- 2) опорами балки служать:
 - основний утримуючий хомут (дві степені вільності);
 - хомут підтримуючої розтяжки (одна степінь вільності);
 - кронштейн з'єднання двох секцій штанг (одна степінь вільності).
- 3) Навантаження, що діє на нашу балку-штангу моделюємо у вигляді рівномірно розподіленого по всій довжині. Воно буде рівне силі, що виникатиме при наявності маси самої штанги та маси робочої рідини, яка її наповнює.

Викреслюємо розрахункову схему рис. 3.18.

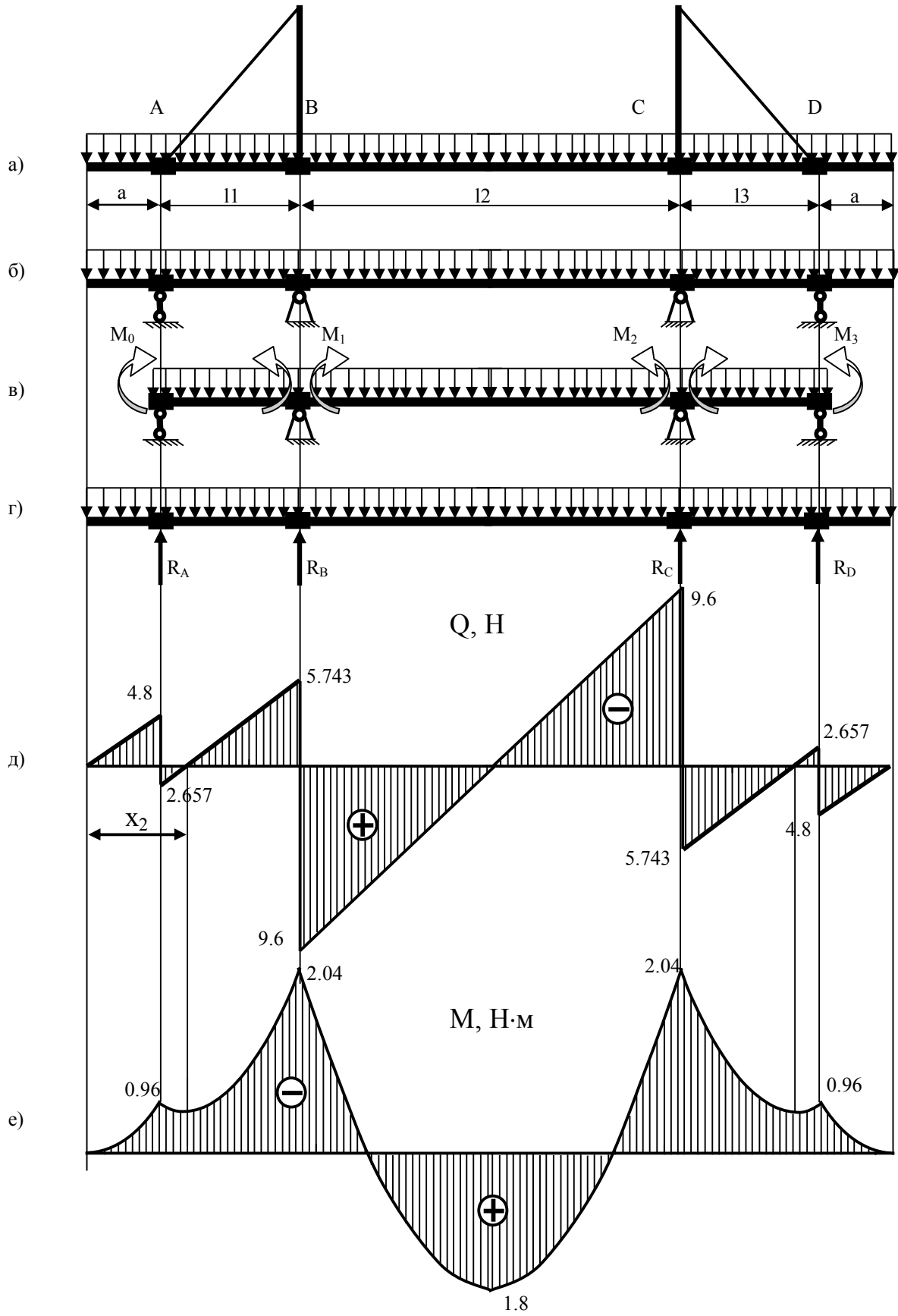


Рисунок 3.21 – Розрахункова схема балки-штанги малогабаритного обприскувача

Аналізуючи розрахункову схему бачимо, що наша штанга-балка є статично невизначеною. Для розв'язання такої задачі найкраще скористатися із теорії багатопрольотних нерозрізних балок рівнянням трьох моментів.

Нерозрізними вважатимемо такі балки, що лежать на більш, ніж на двох опорах і не мають проміжних шарнірів.

Для реалізації рівняння трьох моментів вводимо таку кількість шарнірів, щоб балка могла утворювати основну систему, тобто розбиваємо її на елементарні балочки, які є статично визначеними. В нашому випадку вводимо два шарніри. Рівнянь трьох моментів складаємо стільки ж скільки ввели шарнірів.

Для балки постійного поперечного перетину ($J=\text{const}$) рівняння трьох моментів в загальному випадку матиме вигляд:

$$M_{n-1}l_n + 2M_n(l_n + l_{n+1}) + M_{n+1}l_{n+1} = -6\left(\frac{\Omega_n a_n}{l_n} + \frac{\Omega_{n+1} b_{n+1}}{l_{n+1}}\right), \quad (3.20)$$

де n – кількість проміжних опор;

M_n – опорний момент;

Ω - площа епюри від заданого навантаження;

l_n - довжина відповідного прольоту;

a_n, b_n – відстань до центру ваги відповідної епюри;

В нашому конкретному випадку складаємо два рівняння трьох моментів, нумеруючи опори зліва на право:

$$\begin{cases} M_0 l_1 + 2M_1(l_1 + l_2) + M_2 l_2 = -6\left(\frac{\Omega_1 a_1}{l_1} + \frac{\Omega_2 b_2}{l_2}\right) \\ M_1 l_2 + 2M_2(l_2 + l_3) + M_3 l_3 = -6\left(\frac{\Omega_2 a_2}{l_2} + \frac{\Omega_3 b_3}{l_3}\right) \end{cases}, \quad (3.21)$$

Тут маємо

$$\begin{aligned}
M_0 = M_3 &= -\frac{qa^2}{2} = \frac{-12 \cdot 0.4^2}{2} = -0.96 \text{ Н} \cdot \text{м}; \\
\Omega_1 = \Omega_3 &= \frac{2}{3} l_1 \frac{ql_1^2}{8} = \frac{12 \cdot 0.7^3}{12} = 0.343; \\
\Omega_2 &= \frac{2}{3} l_2 \frac{ql_2^2}{8} = \frac{12 \cdot 1.6^3}{12} = 4.096; \\
a_1 = b_3 &= \frac{l_1}{2} = \frac{0.7}{2} = 0.35 \text{ м}; \\
a_2 = b_2 &= \frac{l_2}{2} = \frac{1.6}{2} = 0.8 \text{ м};
\end{aligned} \tag{3.22}$$

Підставляючи отримані значення в систему рівнянь трьох моментів знайдемо невідомі опорні моменти:

$$M_2 = -2.04 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_1 = -2.04 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

За знайденими опорними моментами знаходимо опорні реакції:

$$\begin{aligned}
\sum M_A &= 0 \\
R_{B1} l_1 - q \frac{l_1^2}{2} + q \frac{a^2}{2} + M_1 &= 0; \\
R_{B1} &= \frac{12 \frac{0.7^2}{2} - 12 \frac{0.4^2}{2} + 2.04}{0.7} = 5.743 \text{ Н}.
\end{aligned} \tag{3.23}$$

$$\begin{aligned}
\sum M_{B1} &= 0 \\
-R_A l_1 + q \frac{(l_1 + a)^2}{2} - M_1 &= 0; \\
R_A &= \frac{12 \cdot \frac{(0.7 + 0.4)^2}{2} - 2.04}{0.7} = 7.457 \text{ Н}.
\end{aligned} \tag{3.24}$$

$$\begin{aligned}
\sum M_{C2} &= 0 \\
-R_{B2} l_2 + M_1 + q \frac{l_2^2}{2} - M_2 &= 0; \\
R_{B2} &= \frac{2.04 + 12 \cdot \frac{1.6^2}{2} - 2.04}{1.6} = 9.6 \text{ Н}.
\end{aligned} \tag{3.25}$$

Остаточно реакції в опорах балки визначатимуться як суми реакцій окремих елементарних балок:

$$\begin{aligned} R_A &= R_D; \\ R_B &= R_C = R_{B1} + R_{B2} = 5.743 + 9.6 = 15.343 \text{ Н}. \end{aligned} \quad (3.26)$$

Тут відповідно маємо рівність опорних реакцій, оскільки балка є симетричною. Для підтвердження правильності визначення опорних реакцій проводимо їх перевірку, проектуючи всі сили на вертикальну вісь:

$$\begin{aligned} \sum Y &= 0; \\ R_A + R_B + R_C + R_D - q(2a + l_1 + l_2 + l_3) &= \\ = 7.457 + 15.343 + 15.343 + 7.457 + 12(2 \cdot 0.4 + 0.7 + 1.6 + 0.7) &= 0. \end{aligned} \quad (3.27)$$

Отже, перевірка підтвердила правильність виконаних розрахунків.

Використовуючи метод перетинів, визначаємо поперечні сили та згинальні моменти на окремих ділянках (рис. 3.18).

$$\begin{aligned} 0 \leq x \leq 0.4 \text{ м.} \\ Q(x) &= -qx; \\ Q(0) &= 0; \quad Q(0.4) = -12 \cdot 0.4 = -4.8 \text{ Н}; \\ M(x) &= -\frac{qx^2}{2}; \quad M(0) = 0; \quad M(0.4) = -\frac{12 \cdot 0.4^2}{2} = -0.96 \text{ Н} \cdot \text{м}. \end{aligned} \quad (3.28)$$

Ділянка 2.

$$\begin{aligned} 0.4 \leq x \leq 1.1 \text{ м.} \\ Q(x) &= -qx + R_A; \\ Q(0.4) &= -12 \cdot 0.4 + 7.457 = 2.657 \text{ Н}; \quad Q(1.1) = -12 \cdot 1.1 + 7.457 = -5.743 \text{ Н}; \\ M(x) &= -\frac{qx^2}{2} + R_A(x - a); \\ M(0.4) &= -\frac{12 \cdot 0.4^2}{2} = -0.96 \text{ Н} \cdot \text{м}; \\ M(1.1) &= -\frac{12 \cdot 1.1^2}{2} + 7.457(1.1 - 0.4) = -2.04 \text{ Н} \cdot \text{м}. \end{aligned} \quad (3.29)$$

Ділянка 3.

$$1.1 \leq x \leq 2.7 \text{ м.}$$

$$Q(x) = -qx + R_A + R_B;$$

$$Q(1.1) = -12 \cdot 1.1 + 7.457 + 15.343 = 9.6 \text{ Н}; \quad Q(2.7) = -12 \cdot 2.7 + 7.457 + 15.343 = -9.6 \text{ Н};$$

$$M(x) = -\frac{qx^2}{2} + R_A(x-a) + R_B(x-a-l_1); \quad (3.30)$$

$$M(1.1) = -\frac{12 \cdot 1.1^2}{2} + 7.457(1.1 - 0.4) = -2.04 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M(2.7) = -\frac{12 \cdot 2.7^2}{2} + 7.457(2.7 - 0.4) + 15.343(2.7 - 1.1) = -2.04 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

За отриманими значеннями будуємо відповідні епюри (рис. 3.18, д, е)

Аналізуючи епюру $Q(x)$, бачимо, що на деяких ділянках спостерігається перехід даної функції через нуль. На епюрі моментів це повинно відповідати екстремумам. Для визначення екстремальних точок проводимо додаткові дослідження.

Маємо такий перехід на ділянці 2, тобто функція $Q(x)=0$:

$$Q(x) = -qx + R_A = 0,$$

Звідки

$$x = \frac{R_A}{q} = \frac{7.457}{12} = 0.621 \text{ м.} \quad (3.31)$$

Тоді

$$M(0.621)_{\max 2} = -\frac{12 \cdot 0.621^2}{2} + 7.457(0.621 - 0.4) = -0.666 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Для ділянки 3:

$$Q(x) = -qx + R_A + R_B = 0;$$

$$x = \frac{R_A + R_B}{q} = \frac{7.457 + 15.343}{12} = 1.9 \text{ м.} \quad (3.32)$$

$$M(1.9)_{\max 3} = -\frac{12 \cdot 1.9^2}{2} + 7.457(1.9 - 0.4) + 15.343(1.9 - 1.1) = 1.8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Отже, визначивши максимальні згинальні моменти, які діють в опорах В і С, що рівні $M_{\max B} = M_{\max C} = 2.04 \text{ Н} \cdot \text{м}$ можна легко визначити напруження із умови міцності ($[\sigma]_{зг} = 400 \text{ МПа}$):

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{\max}}{W_o} \leq [\sigma]_{зг}, \quad (3.33)$$

W_o – осьовий момент опору балки-штанги, він залежить від геометричних розмірів перетину.

Оскільки в попередніх розрахунках ми приймали діаметри штанги, виходячи із мінімально допустимої з технологічних міркувань товщини стінки, тому наш розрахунок матиме характер перевірного.

Отже, для товщини стінки 3 мм відповідно осьовий момент опору буде рівним:

$$W_o = \frac{\pi D^3 \left(1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4\right)}{32} = \frac{\pi \cdot 0.028^3 \left(1 - \left(\frac{0.022}{0.028}\right)^4\right)}{32} = 1.3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3,$$

Тоді напруження

$$\sigma_{\text{зз}(3)} = \frac{2.04}{1.3 \cdot 10^{-6}} = 1.57 \cdot 10^6 \text{ МПа.}$$

Для товщини стінки 4 мм:

$$W_o = \frac{\pi \cdot 0.030^3 \left(1 - \left(\frac{0.022}{0.030}\right)^4\right)}{32} = 1.8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3,$$

Тоді напруження

$$\sigma_{\text{зз}(4)} = \frac{2.04}{1.8 \cdot 10^{-6}} = 1.13 \cdot 10^6 \text{ МПа.}$$

Для товщини стінки 5 мм:

$$W_o = \frac{\pi \cdot 0.032^3 \left(1 - \left(\frac{0.022}{0.032}\right)^4\right)}{32} = 2.4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3,$$

Тоді напруження

$$\sigma_{\text{зз}(5)} = \frac{2.04}{2.4 \cdot 10^{-6}} = 0.85 \cdot 10^6 \text{ МПа.}$$

Визначені напруження за трьома випадками (при різних товщинах стінки) є статичними. Для одержання реальних значень напружень множимо їх на коефіцієнт динамічності, який для оболонкових конструкцій такого роду буде рівним [9, 44]: $k_d=15$.

$$\begin{aligned} \sigma_{д} &= \sigma_{зз} \cdot k_{д}; \\ \text{Тоді } \sigma_{д(3)} &= 1.57 \cdot 15 = 23.55 \text{ МПа}; \\ \sigma_{д(4)} &= 1.13 \cdot 15 = 16.95 \text{ МПа}; \\ \sigma_{д(5)} &= 0.85 \cdot 15 = 12.75 \text{ МПа}. \end{aligned} \quad (3.37)$$

Вирази (3.37) характеризують максимальні динамічні напруження, що виникають у небезпечних перетинах балки-штанги.

Визначення еквівалентних напружень в найбільш небезпечних перетинах балки-штанги.

Окрім напружень від тиску рідини, що виникають в радіальному та коловому напрямках в стінці оболонки, виникають ще напруження в поздовжньому напрямку від сили тиску рідини на закриту основу днища оболонки-циліндра. Цю силу визначимо за формулою:

$$F(p_1) = \frac{\pi d^2}{4} p_1 = \frac{\pi \cdot 0.022^2}{4} \cdot 6.25 \cdot 10^6 = 2374 \text{ Н}. \quad (3.38)$$

Тоді повздовжні напруження:

$$\sigma_p = \frac{F(p_1)}{A}, \quad (3.39)$$

де A – площа кільцевого перетину, м^2 .

Відповідно для товщин (3, 4, 5 мм) стінок площа кільцевого перетину буде рівна:

$$\begin{aligned} A &= \frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4}; \\ A(3) &= \frac{\pi \cdot 0.028^2}{4} - \frac{\pi \cdot 0.022^2}{4} = 2.355 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2; \\ A(4) &= \frac{\pi \cdot 0.030^2}{4} - \frac{\pi \cdot 0.022^2}{4} = 3.266 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2; \\ A(5) &= \frac{\pi \cdot 0.032^2}{4} - \frac{\pi \cdot 0.022^2}{4} = 4.239 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2. \end{aligned} \quad (3.40)$$

За значеннями площ визначаємо напруження:

$$\sigma_{p(3)} = \frac{2374 \cdot 10^{-6}}{2.355 \cdot 10^{-4}} = 10.08 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{p(4)} = \frac{2374 \cdot 10^{-6}}{3.266 \cdot 10^{-4}} = 7.27 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{p(5)} = \frac{2374 \cdot 10^{-6}}{4.239 \cdot 10^{-4}} = 5.60 \text{ МПа}.$$

Аналізуючи всі отримані напруження, бачимо, що елементарна частинка нашої оболонки знаходиться в об'ємному напруженому стані. Тепер потрібно скористатися однією із теорій міцності для визначення еквівалентних значень напружень. Але спочатку знайдемо сумарні напруження, які виникають від дії максимальних згинальних моментів M_{\max} та дії розтягуючої сили $F(p_1)$ [36,45]:

$$\sigma_{\text{сум}} = (\sigma_{Dz} + \sigma_p) \cdot k_{\partial 1}, \quad (3.41)$$

де $k_{\partial 1} = 1.4$ – коефіцієнт, що враховує підвищення напружень за рахунок ослаблення перетину шляхом приєднання штуцерків розпилювачів.

$$\sigma_{\text{сум}(3)} = (23.55 + 10.08) \cdot 1.4 = 47.08 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{сум}(4)} = (16.95 + 7.27) \cdot 1.4 = 33.91 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{сум}(5)} = (12.75 + 5.60) \cdot 1.4 = 25.69 \text{ МПа}.$$

Для отримання еквівалентних напружень в оболонці скористаємося четвертою теорією міцності:

$$\sigma_{\text{екв.IV}} = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}. \quad (3.42)$$

Присвоїмо значення отриманих напружень відповідно головним напруженням на площадках:

$$\sigma_{1(3)} = 47.08 \text{ МПа}; \quad \sigma_{2(3)} = 26.42 \text{ МПа}; \quad \sigma_{3(3)} = -6.25 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{1(4)} = 33.91 \text{ МПа}; \quad \sigma_{2(4)} = 20.79 \text{ МПа}; \quad \sigma_{3(4)} = -6.25 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{1(5)} = 25.69 \text{ МПа}; \quad \sigma_{2(5)} = 17.50 \text{ МПа}; \quad \sigma_{3(5)} = -6.25 \text{ МПа}.$$

Звідси знаходимо еквівалентні напруження

$$\sigma_{екв.IV(3)} = \sqrt{\frac{1}{2} \left[(47.08 - 26.42)^2 + (26.42 + 6.25)^2 + (-6.25 - 47.08)^2 \right]} = 46.57 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{екв.IV(4)} = \sqrt{\frac{1}{2} \left[(33.91 - 20.79)^2 + (20.79 + 6.25)^2 + (-6.25 - 33.91)^2 \right]} = 35.47 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{екв.IV(5)} = \sqrt{\frac{1}{2} \left[(25.69 - 17.50)^2 + (17.50 + 6.25)^2 + (-6.25 - 25.69)^2 \right]} = 28.73 \text{ МПа}.$$

Отже, еквівалентні напруження показують, що навіть при товщині стінки 3 мм умова міцності повністю задовольняється, тобто

$$\sigma_{екв.(3)} = 46.57 \text{ МПа} < [\sigma] = 400 \text{ МПа}.$$

Даний висновок дозволяє рекомендувати виготовляти стінки штанги мінімальної товщини із подальшою перевіркою на прогин.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Основні правила безпеки при роботі з малогабаритними обприскувачами

Сьогодні обробки рослин пестицидами – невід’ємна частина догляду за ними. На жаль, без таких обробок розплодилися шкідники і хвороботворні гриби просто «з’їдять» як декоративні, так і овочеві культури.

Як правило, використовуються препарати досить безпечні для людини. Однак, тільки при правильному застосуванні.

Всі пестициди є виборчими отрутами. Це речовини, які більш отруйні для комах, кліщів, а також хвороботворних грибів, ніж для культурних рослин, і нас – ссавців. Дуже добре, якщо використовуваний препарат не отруйний для риб, бджіл і корисних комах [37, 40, 49].

Однак, повністю безпечних для людини просто немає. Але не все так страшно – при правильному використанні шкода від пестициду буде мінімальною.

Дізнатися, наскільки небезпечний цей препарат для людини, подивившись на упаковці так званий клас безпеки ВООЗ. Це система, розроблена Всесвітньою організацією охорони здоров'я, дозволяє швидко оцінити потенційну небезпеку при обробці.

Класифікація безпеки препаратів.

Клас безпеки препарату обов'язково вказується на пакеті або пляшці з ним.

До першого класу відносяться вкрай і дуже небезпечні для людини пестициди. Вони токсичні для неї навіть в малих концентраціях. Фактично, до першого класу безпеки відносяться бойові отруйні речовини. На щастя, в сільському господарстві, а особливо, в особистих присадибних господарствах такі речовини не використовуються.

Другий клас – помірно небезпечні речовини. Вони токсичні для людини,

в середньому, в концентраціях 200-2000 мг / кг можуть викликати смерть. До таких пестицидів відноситься кілька фосфорорганічних сполук, дозволених для застосування. Однак, таку кількість речовини, практично неможливо отримати, працюючи з цими пестицидами. Тому вони дозволені до застосування, але вимагають ретельного дотримання заходів особистої безпеки при роботі. Частіше за все, до помірно небезпечних відносять тільки концентрати таких препаратів, бакові суміші з водою вже можна віднести до третього класу – малонебезпечних пестицидів.

Малонебезпечні речовини – такі, які викликають загибель тварин при концентраціях вище 2000 мг / кг – більшість сучасних пестицидів. Однак техніку безпеки при роботі з ними дотримуватися все одно необхідно. Подразнення слизової оболонки очей, носа, рота, кашель, болі в печінці, нудота – часті наслідки потрапляння пестицидів в організм.

Техніка безпеки при обробках.

Часто фахівці з догляду за рослинами і любителі ставляться до техніки безпеки при роботах з «хімією» дещо безвідповідально. Допоможе уникнути проблем дотримання нескладних правил.

При розмішуванні розчинів використовувати рукавички, щоб не наливати чи насипати препарати голими руками.

Обов'язково використовувати респіратор. Якісний респіратор повністю захистить від потрапляння препарату в легені, на слизові оболонки носа і рота. Здоров'я – дорожче, ніж незручності при роботі та знімні фільтри.

Раз на два місяці потрібно, обов'язково, міняти фільтри респіратора. Якщо вони відкриті, то поступово втрачають поглинальну здатність незалежно від того, працювали ви в респіраторі чи ні. Дешеві маски «пелюстка», на жаль, слабо поглинають шкідливі речовини з повітря. Вони можуть вберегти тільки від пилу.

Обов'язково використовуйте при обробках спеціальний одяг і взуття. Щільний комбінезон, гумові чоботи, захисні рукавички та окуляри – це те, що захистить шкіру від попадання препаратів. Обробки в шортах і футболці – не

найкраща ідея для садівника. Навіть невеликі концентрації пестицидів, які проникли через шкіру, можуть негативно позначитися на вашому здоров'ї.

Не забудьте прийняти душ, з милом вимити обличчя і руки відразу після роботи з «хімією». Чим швидше ви зробите це, тим краще буде для вашої печінки.

Нарешті, не забудьте промити обприскувач відразу після роботи з пестицидами. Залишок розчину з бака потрібно вилити і утилізувати, а сам бачок, трубки і форсунки – промити чистою водою. Залишивши частину бакової суміші в обприскувачі, при наступному використанні можна отримати найнесподіваніші ефекти від взаємодії препаратів.

4.2 Виникнення надзвичайних ситуацій при отруєнні пестицидами

Щоб не виникла надзвичайно ситуація, потрібно розуміти яким шляхами пестициди можуть потрапити в організм людини [40, 47].

На сьогодні відомо такі три основні шляхи проникнення:

- можна вдихнути пестицидну пару або пил;
- на шкіру можуть потрапити пестициди;
- можна випадково їх проковтнути.

Розпізнавання отруєння пестицидами.

Як і всякі інші хімікати, пестициди можуть шкідливо впливати на здоров'я людини двома шляхами: зовнішнім та впливом на внутрішні органи.

Зовнішній вплив може проявлятися у виникненні хвороб подразнювального характеру (почервоніння, свербіж, прищі тощо) або алергічну реакцію шкіри, яка викликає почервоніння, опухання та пухирі. Дуже чутливі до хімікатів слизові оболонки очей, носа, рота і горла. Почервоніння і подразнення очей можуть спричинятися попаданням у них бризок пестицидів, протиранням очей рукавами або рукою, яка забруднена хімікатом. Висип на шкірі і подразнення очей можуть мати серйозні наслідки, тому необхідно

звернутися до лікаря.

Вплив на внутрішні органи людини залежить від того куди потрапила отрута. Ураження легенів може викликати сильну задишку, слинотечу, прискорене дихання. Нудота, блювання, спазми у животі, пронос є результатом отруєння шлунково-кишкового тракту. Ушкодження нервової системи спричиняє надмірну втомлюваність, сонливість, головний біль, м'язові судоми і втрату відчуттів. Взагалі різні види пестицидів викликають різні симптоми отруєння.

Утруднене дихання, виділення слизу з рота і носа, зменшення зіниць і непритомність – це ознаки дуже серйозного отруєння, яке може спричинити смерть. Тому, якщо у людини з'являються такі симптоми, їй негайно треба надати медичну допомогу.

Найбільш загальні симптоми отруєння пестицидами – це сонливість, головний біль, запаморочення, надмірне потіння, порушення зору, блювота, біль у м'язах, біль у животі та судоми.

При отруєнні пестицидами звичайно спостерігається три або більше цих симптомів. Ознаки отруєння, як правило, виявляються під час використання пестицидів або трохи пізніше.

Отже, якщо після роботи з пестицидами з'являються якісь симптоми, слід негайно звернутися за медичною допомогою, щоб визначити, чи не пов'язані ці симптоми з впливом пестицидів. Пам'ятайте, що зменшення негативного впливу пестицидів на організм залежить від ефективно наданої першої медичної допомоги.

Перша допомога.

Перша допомога є важливим кроком при лікуванні отруєння пестицидами при різних випадках ураження.

Ураження бризками пестицидів або пилом. Пестициди можуть потрапити на шкіру під час роботи. Вони можуть бути знесені вітром або випадково розпилені на вас. Передусім необхідно:

- зупинити шкідливу дію отрути, змивши пестицид зі шкіри й одягу.

Використайте для цього найближче джерело води;

- якомога швидше прийняти душ з милом. За відсутності душу ретельно вимийте руки, волосся, обличчя, прополощіть водою порожнини рота і носа;
- після душу вдягнути чистий одяг і випрати забруднений, перед тим, як знову його вдягти.

Отруєння парами пестицидів.

Вдихання парів деяких типів пестицидів може спричинити тяжке отруєння організму. Тому необхідно застосовувати безпечні методи їх використання. Враховуючи наступні поради, ви можете зменшити ризик наразитися на небезпеку при роботі з пестицидами:

- усі пестициди, що продаються в Україні, повинні мати етикетку, на якій вказується вся інформація про них;
- перед застосуванням пестициду прочитайте повністю всю етикетку, навіть якщо раніше вже користувались цим препаратом – не покладайтесь на свою пам'ять.
- користуйтеся рекомендаціями етикетки, яка є найкращим порадищем для безпечного та економічного використання пестицидів;
- не застосовуйте пестициди обмеженого використання, ці препарати занадто небезпечні, щоб працювати з ними без спеціальної підготовки;
- суворо дотримуйтеся інструкції по застосуванню пестициду, використовуйте лише зазначену кількість, у певний час, за тих умов, для тієї мети, яка вказана;
- не використовувати більше пестицидів, ніж вказано на етикетці;
- знайдіть на лицевому боці етикетки одне з сигнальних слів, яке проінформує вас про те, наскільки небезпечним є вплив пестициду на організм людини:
 - «Небезпечно для життя!» – означає сильно отруйний;
 - «Небезпечно!» – це помірно небезпечний;
 - «Обережно!» – значить найменш небезпечний;
- не заходьте на поле, яке позначене попереджувальними плакатами;

- не паліть під час роботи з пестицидами або на обробленому ними полі;
- не використовуйте воду з дренажних канав або зрошувальних систем, щоб попити або вимити овочі та фрукти. Ця вода може бути забруднена пестицидами;
- не беріть із собою їжу та напої в поле, що обробляється пестицидами;
- ніколи не беріть тару з-під пестицидів для використання вдома. Це небезпечно;
- не спалюйте упаковку пестициду, при згорянні вона може виділяти отруйні пари;
- ніколи не зберігайте пестициди в немаркованій тарі;
- ніколи не перемішуйте пестициди руками;
- змішуйте пестициди в добре провітрюваному приміщенні або надворі;
- заливаючи промивальну речовину в бак для розпилювання рідких пестицидів, не проливайте її на землю, стійте так, щоб пестицид не зносило на вас вітром;
- зберігайте пестициди закритими у місцях, недоступних для людей.

Виконання цих настанов дозволить уникнути небезпечних ситуацій, і можна буде безпечно працювати з пестицидами, не зашкодивши при цьому своєму здоров'ю та довкіллю.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Виконана кваліфікаційна робота спирається на такі результати:

Проаналізовано способи виконання хімічного захисту обприскуванням, де встановлено діапазони витрати робочого препарату на гектар оброблюваної площі, що складає не менше 150 л/га, звідки вибрано продуктивність насоса – 0,8 м³/год.

За патентним пошуком та аналізом конструкцій обприскувачів спроектовано малогабаритну машину робочою шириною захвату 3.8 м, з місткістю бака 150 л та чистою продуктивністю 2,28 га/год, що має універсальну штангу.

Розрахунками встановлено потрібний робочий тиск – $P \geq 1.2$ МПа. Потрібна кількість обертів на валу насоса – $n=90$ об/хв; Потужність насоса із врахуванням механічних втрат – 0,309 кВт. Потужність, яку потрібно затратити на привод обприскувача для виконання ним технологічного процесу складає – 1,321 кВт. Продуктивність з врахуванням коефіцієнта використання робочого часу зміни ($\tau=0,7$) – 1,6 га/год. Хвилинна витрата робочої рідини через розпилювачі при максимальній технічно допустимій витраті 300 л/га – 11,4 л/хв. При дослідженні міцності та жорсткості бака обприскувача зі склопластикового матеріалу отримано ряд графічних залежностей, де показано зміну напружень, переміщень тощо, що дозволяє об'єктивно оцінити та обґрунтувати його параметри. За розрахунками параметрів штанги визначено внутрішній діаметр трубопроводу ($d=22$ мм), який матиме задовільну пропускну здатність та забезпечить відповідну міцність конструкції.

Використовуючи формули Ляма, проаналізовано напружений стан трубопроводів під дією внутрішнього тиску та розподіленого поперечного навантаження. Прораховані різні варіанти, що представлено у вигляді графічних залежностей.

Також в роботі розкрито суть основних правил безпеки при роботі з малогабаритними обприскувачами та проаналізовано можливості виникнення надзвичайних ситуацій при отруєнні пестицидами.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Andreykiv O., Babii A., Dolinska I., Yadzhak N., Babii M. Residual lifetime prediction of field sprayer booms under the action of manoeuvre loading and corrosive environment. *Procedia Structural Integrity*. Volume 36, 2022, Pages 36-42.
2. Andrii Babii, Taras Dovbush, Nadiia Khomuk, Anatolii Dovbush, Anna Tson, Vasyl Oleksyuk, 2022. Mathematical model of a loaded supporting frame of a solid fertilizers distributor. *Procedia Structural Integrity* No 36, .203-210.
3. Babii A. (2019) Parameters investigation for independent pendular suspension of sprayer boom. *Scientific Journal of TNTU (Tern.)*, vol 96, no 4, pp. 90–100.
4. 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.*
5. 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.*
6. Babii A., Babii M. (2019) Taking impact of oscillation amplitude of bearing frame sections of boom sprayers into account on its resource. *Scientific Journal of TNTU (Tern.)*, vol. 95, no 3, pp. 97-104.
7. 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.
8. Leshchak R.L., Babii A.V., Barna R.A., and Syrotyuk A.M. Corrosion resistance of steel of the frames of boom sprayers. *Materials Science*. Vol. 56. No. 3. November, 2020. P. 425–431.

9. Rybak T. I., Babii A.V., Bortnyk I. M., Tsion G. B., and Konovalenko S. I. Estimation of resource of frame steel sections of barbell field sprinklers // *Materials Science*. 2019. 55, No 6. P. 68–74.
10. Анурьев В.Н. Справочник конструктора машиностроителя: В 3-х т. М.: Машиностроение, 1982. Т.1. 736.; Т.2. 584.;Т.3. 576.
11. Бабий, А. Математическая модель нагрузки привода режущего аппарата косилки [Текст] / А. Бабий, М. Бабий, Т. Рыбак // *Motrol*, 2014. – Commission of motorization and energetics in agriculture. – Lublin. Vol. 16, No 4. – С.275–284.
12. Бабій А., Бабій М. Дослідження міцності елементів конструкції функціонально–транспортуючих мобільних засобів. Науковий журнал «Інженерія природокористуванн, 2019. №3 (13) С. 87–91.
13. 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.
14. Бабій А.В. Дослідження впливу горизонтальних коливань штанги на рівномірність обприскування. Матеріали Всеукраїнської наукової конференції молодих учених і науково-педагогічних працівників. Умань: ВПЦ «Візаві», 2020. С.121-123.
15. Бабій А.В. Дослідження ефективності захисного фарбового покриття каркасу штанги обприскувача. Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції «Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва: проблеми теорії та практики» – Тернопіль 29-30 вересня 2022. С.129-130.
16. 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.
17. 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.

18. 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.

19. 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.

20. Бабій А.В., Бабій М.В., Вічко О.І. Пристрій для визначення кількості та рівномірності розпилення продукту робочим органом штангового обприскувача. Деклараційний патент на корисну модель 141105 B05B 3/00, B05B 12/00, G01F 3/36 (2006.01); заявл. 16.07.2019, u201908385, опубл. 25.03.2020, бюл. № 6/2020.

21. Бабій А.В., Бортник І.М., Сташків М.Я., Олексюк В.П. Штанга обприскувача. Деклараційний патент на корисну модель 137527 A01M11/00, A01M7/00; заявл. 15.04.2019, u201903846; опубл. 25.10.2019, бюл. № 20.

22. Бабій А.В., Головецький І.В., Герасимович П.В. Проблеми та перспективи розвитку картоплярства в Україні. Збірник тез доповідей X Міжнародної науковопрактичної конференції молодих учених та студентів „Актуальні задачі сучасних технологій“. Тернопіль 24-25 листопада 2021 року. ФОП Паляниця ВА. Т.1. С. 25-26.

23. Бабій А.В., Коноваленко С.І., Бабій М.В., Цепенюк М.І. Причіпний пристрій широкозахватної машини. Деклараційний патент на корисну модель 140142 A01B 59/06 (2006.01). Заявлено 24.06.2019, u201907015 опубліковано 10.02.2020, бюл. № 3/2020.

24. Бабій А.В., Олійник В.Є., Михалків А.Й. Дослідження впливу положення штанги обприскувача на відхилення норми внесення робочого препарату. Матеріали Всеукраїнської наукової конференції молодих учених і науково-педагогічних працівників. Умань: ВПЦ «Візаві», 2021. С.155-157.

25. Бабій А.В., Рибак Т.І., Попович П.В., Господарський Я.Я., Сікорський С.П. Механізм зміни ширини колії. Деклараційний патент на корисну модель 73090 A01B 51/00; заявл. 01.03.2012, опубл. 10.09.2012, бюл. № 17.

26. Бабій М. В. Дослідження роботи енергозберігаючого приводного механізму косарки / Марія Василівна Бабій, Андрій Васильович Бабій // Вісник ТНТУ — Тернопіль : ТНТУ, 2015. – Том 77. – № 1. – С. 149-161. – (Машинобудування, автоматизація виробництва та процеси механічної обробки).

27. Бабій А. В., Рибак Т.І., Попович П.В. Поворотно-фіксуєчий механізм штанги обприскувача. Деклараційний патент на корисну модель 59390 A01M 7/00 A01M 11/00; заявл. 17.11.2010 U201013645, опубл. 10.05.2011, бюл. № 9.

28. 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.

29. Бабій А.В., Рибак Т.І. Штанга малогабаритного обприскувача. Деклараційний патент на винахід 55199 А 7 А01М7/00 А01М11/00 заявлено 18.07.2002 опубліковано 17.03.2003 Бюлетень № 3.

30. 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.

31. Блащак Б.О., Бабій А.В. Дослідження ефективності роботи картоплепосадочних апаратів. Матеріали Міжнародної науково-практичної

конференції «Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва: проблеми теорії та практики» – Тернопіль 29-30 вересня 2022. С.68-69.

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

33. Врочинский К. К., Маковский В. Н. Применение пестицидов и охрана окружающей среды. Киев: Вища школа, 1979. 208 с.

34. Головецький І.В., Бабій А.В. Аналіз типу приводу робочих органів картоплекопача. Матеріали IV Міжнародної науково-практичної конференції "Підвищення надійності і ефективності машин, процесів і систем. Improving the reliability and efficiency of machines, processes and systems", 13-15 квітня 2022 р. Кропивницький : ЦНТУ, 2022. С.100-102.

35. Гурник В. Обґрунтування геометричних параметрів шнекового механізму видалення гною із ферми. V Міжнародна студентська науково-технічна конференція «Природничі та гуманітарні науки. Актуальні питання». ТНТУ. 2022. С.12-13.

36. Довбуш Т.А., Хомик Н.І., Бабій А.В., Цьонь Г.Б., Довбуш А.Д. Опір матеріалів: навчальний посібник до виконання розрахунково-графічних робіт і самостійної роботи. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2022. 220 с..

37. Желібо Є.П., Заверуха Н.М., Зацарний В.В. Безпека життєдіяльності: Навчальний посібник / За ред. Є.П. Желібо, В.М.Пічі. Львів: „Новий світ–2000”, 2002. – 328 с.

38. Иванов М.Н. Детали машин. М.: Высш. шк., 1991. 383 с.

39. Карпенко А.Н., Халанский В.М. Сельскохозяйственные машины. – 6-е изд., перераб. и доп. М.: Агропромиздат, 1989. 527 с.

40. Керб Л. П. Основи охорони праці: Навч. пос. К.: КНЕУ, 2003. 215с.

41. Левицький Б. Причини зниження ефективності обприскування / Матеріали III Міжнародної студентської науково – технічної конференції / Тернопіль: ТНТУ ім. І.Пуллюя, 2020. С.33.

42. Левицький Б.Б., Бабій А.В. Дослідження опору переміщенню обприскувача. Матеріали IV Міжнародної науково-практичної конференції "Підвищення надійності і ефективності машин, процесів і систем. Improving the reliability and efficiency of machines, processes and systems", 13-15 квітня 2022 р. Кропивницький : ЦНТУ, 2022. С.106-107.

43. Левицький Б.Б., Бабій А.В. Концептуальні рішення для проектування малогабаритного обприскувача. Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції «Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва: проблеми теорії та практики» – Тернопіль 29-30 вересня 2022. С.51-52.

44. Лещак Р.Л., Бабій А.В., Барна Р.А., Бабій М.В., Гіряк Р.С., Сиротюк А.М. Корозійна тривкість покриття каркаса штанги сільськогосподарського обприскувача. ФІЗИКО-ХІМІЧНА МЕХАНІКА МАТЕРІАЛІВ. Том 58, №2. Львів: Фізико–механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України, 2022. С. 116–121.

45. Опір матеріалів. Під заг. ред. акад. АН УРСР Г. С. Писаренко. К.:Вища школа, 1974. 304 с.

46. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин. К.: Вища шк., 1993. 556 с.

47. Правила поведінки при виникненні екстремальних ситуацій вдома (побутові отруєння, отруєння пестицидами, поводження з домашніми тваринами). URL : <https://desn.kyivcity.gov.ua/content/pravy-la-povedinky-pry-vynyknenni-ekstremalnyh-sytuaciy-vdoma-pobutovi-otruieniya-otruieniya-pestycydamy-povodzhennya-z-domashnimy-tvarynamy.html>.

48. Рибак Т.І., Бабій А.В., Довбуш А.Д., Смук З.В. Пристрій для стабілізування пульсацій тиску робочої рідини обприскувача. Деклараційний патент на винахід 65916 А 7 F16L55/04 F17D1/20, заявлено 01.07.2003, опубліковано 15.04.2004, Бюлетень № 4.

49. Техніка безпеки при обробках рослин. URL : https://leto.ua/ua/article/tehnika_bezopasnosti_pri_obrobotkah_rasteniy.

50. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. М.: Наука, 1979. 560 с.

ДОДАТКИ