

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до дипломного проекту (роботи)

магістра

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: **Обґрунтування параметрів тримких конструкцій
розкидача ПРТ-9**

Виконав: студент (ка) 6 курсу, групи МСзм-61

напряму підготовки (спеціальності)

«133 Галузеве машинобудування»

(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

Трач Б.П.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Керівник

(підпис)

Хомик Н.І.

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

(підпис)

Довбуш А.Д.

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(підпис)

Ляшук О.Л.

(прізвище та ініціали)

Факультет Інженерії машин, споруд та технологій

Кафедра технічної механіки та сільськогосподарських машин

Освітній ступінь магістр

Напрямок підготовки _____

(шифр і назва)

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри Гевко Р.Б.

« _____ » _____ 2019 р.

ЗАВДАННЯ НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТУ

Трачу Богдану Петровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Обґрунтування параметрів тримких конструкцій розкидача ПРТ-9

Керівник проекту (роботи) Хомик Надія Ігорівна, к.т.н., доц.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом по університету від « 11 » вересня 2019 року № 4/7-799

2. Термін подання студентом проекту (роботи) грудня 2019 року

3. Вихідні дані до проекту (роботи) Розрахунок конструктивної системи розкидача твердих органічних добрив із подальшим обґрунтуванням розмірів поперечних перетинів ; процес механічної обробки деталі; робоче креслення деталі; річна програма випуску деталей.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

Анотація. Вступ. 1. Аналіз особливостей об'єкту проектування. 2. Обґрунтування основних параметрів об'єкту розробки. 3. Дослідження параметрів об'єкту розробки.

4. САПР сільськогосподарських машин. 5. Розробка технологічного процесу механічної обробки деталі. 6. Обґрунтування економічної ефективності. 7. Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях. 8. Екологія. Загальні висновки

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

1. Технологічна схема утилізації гною (1А1). 2. Технологічна схема розкидання твердих органічних добрив (1А1). 3. Машина для внесення твердих органічних добрив ПРТ-9.

Загальний вигляд (1А1). 4. Шасі машини для внесення твердих органічних добрив ПРТ-9.

Загальний вигляд (1А1). 5. Машина для внесення твердих органічних добрив ПРТ-9.

Кінематична схема (1А1). 6 САПР. Оцінка НДС рами ПРТ-9 (1А1).

7. Деталювання (2А1). 9-10. Спеціальні верстатні пристосування (2А1).

11. Інструментальна наладка на операції (1А1).

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ		Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
			завдання видав	завдання прийняв
Спеціальна частина	САПР сільськогосподарських машин	Сташків М.Я., доцент		
	Розробка технологічного процесу механічної обробки деталі	Олексюк В.П., доцент		
	Обґрунтування економічної ефективності	Дмитрів Д.В., доцент		
Розділи	Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях	Окіпний І.Б., доцент		
	Екологія	Зварич Н.М., доцент		
		Клепчик В.М., ст.викл.		

7. Дата видачі завдання

11 вересня 2019 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Термін виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
	Основна частина		
1	Аналіз особливостей об'єкту проектування	до 20.09.19	
2	Обґрунтування основних параметрів об'єкту розробки	до 20.10.19	
3	Дослідження параметрів об'єкту розробки	до 30.10.19	
	Спеціальна частина		
4	САПР сільськогосподарських машин	до 10.11.19	
5	Розробка технологічного процесу механічної обробки деталі	до 25.11.19	
	Розділи:		
6	Обґрунтування економічної ефективності	до 30.11.19	
7	Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях	до 05.12.19	
8	Екологія	до 10.12.19	
9	Анотація. Вступ. Висновки.	до 12.12.19	
10	Графічна частина. Специфікації	до 18.12.19	

Студент

_____ (підпис)

Трач Б.П.

_____ (прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)

_____ (підпис)

Хомик Н.І.

_____ (прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

стр.

ОСНОВНА ЧАСТИНА:

АНОТАЦІЯ

ВСТУП

1. АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ ОБ'ЄКТУ ПРОЕКТУВАННЯ

1.1. Аналіз рамних конструкцій

1.2. Аналіз методів розкриття статичної невизначеності
конструктивних систем

1.2.1. Метод сил

1.2.2. Метод переміщень

1.2.3. Метод мінімуму потенціальної енергії деформації

1.2.4. Метод скінченних елементів

1.3. Обґрунтування теми дипломної роботи магістра

2. ОБГРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ

2.1. Обґрунтування створення математичної моделі навантаження
несучої системи розкидача органічних добрив

2.2. Обґрунтування запису функцій внутрішніх силових факторів рами
розкидача твердих органічних добрив

2.3. Запис функцій потенціальних енергій деформацій

2.3.1. Запис функцій потенціальних енергій деформацій
елементів першої частини конструктивної системи

2.3.2. Запис функцій потенціальних енергій деформацій
елементів другої частини конструктивної системи

2.3.3. Запис функцій потенціальних енергій деформацій
елементів центральної частини конструктивної системи

2.4. Енергетична модель потенціальних енергій деформацій рами

3. ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ

3.1. Обґрунтування необхідності вдосконалення

елементів рами розкидача

3.2. Аналіз напруженого стану ділянки кріплення колісної пари

3.2.1 Визначення геометричних характеристик

бокового елемента рами

3.2.2. Визначення максимальних нормальних напружень

в найбільш навантаженому боковому елементі рами
розкидача

3.2.3. Визначення геометричних характеристик

центрального елемента рами

3.2.4. Визначення максимальних нормальних напружень

в найбільш навантаженому центральному елементі рами
розкидача

3.3. Вдосконалення конструктивних параметрів рами розкидача

СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА:

4. САПР СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

4.1. Методи та системи САПР сільськогосподарської техніки

4.2. Розробка моделі об'єкту проектування

4.3. Проектування

5. РОЗРОБКА ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ ДЕТАЛІ

5.1. Аналіз конструктивних особливостей і технологічність деталі

5.2. Проектування технологічного процесу механічної розробки

5.3. Розробка спеціальних верстатних пристроїв

6. ОРГАНІЗАЦІЙНО ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

6.1. Оцінка технічного рівня виробу

6.2. Розрахунок економічної ефективності машини

7. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

7.1. Організація робіт по техніці безпеки та охороні праці

7.2. Загальні вимоги безпеки до тракторів і самохідних
сільськогосподарських машин

7.3. Розрахунок штучного освітлення

7.4. Безпека в надзвичайних ситуаціях

8. ЕКОЛОГІЯ

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

ДОДАТКИ

АНОТАЦІЯ

Завданням кваліфікаційної роботи магістра є обґрунтування параметрів тримких конструкцій розкидача ПРТ-9. Робота містить такі розділи:

1. Аналіз особливостей об'єкту проектування. У цьому розділі описано характеристики кормів та їх класифікація, проведено огляд конструкцій машин для підготовки концентрованих кормів та відведення відходів.

2. Обґрунтування основних параметрів об'єкту розробки. У розділі проведено огляд рамних конструкцій; аналіз методів розкриття статичної невизначеності конструктивних систем таких як: метод сил, метод переміщень, метод мінімуму потенціальної енергії деформації та метод скінченних елементів.

3. Дослідження параметрів об'єкту розробки. У цій частині обґрунтовано створення математичної моделі навантаження несучої системи розкидача органічних добрив; записано функції потенціальних енергій деформацій всіх елементів конструктивної системи; створена енергетична модель потенціальних енергій деформацій рами розкидача твердих органічних добрив.

4. САПР сільськогосподарських машин. У цьому розділі описано перетворення математичних моделей; розроблено модель об'єкту проектування; проведено обробку даних, побудова діаграм за результатами проектування.

5. Розробка технологічного процесу механічної обробки деталі. У цьому розділі проведено аналіз конструктивних особливостей і технологічність деталі; проведено проектування технологічного процесу виготовлення та розробка спеціальних верстатних пристроїв.

6. Обґрунтування економічної ефективності. У розділі описана оцінка технічного рівня виробу; проведено розрахунок економічної ефективності машини для розкидання твердих органічних добрив із вдосконаленням рамної конструкції.

7. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях. У цьому розділі описано організацію робіт по техніці безпеки та охороні праці; загальні вимоги безпеки до тракторів і самохідних сільськогосподарських машин; безпеку в надзвичайних ситуаціях.

8. Екологія. У цьому розділі описано актуальність охорони навколишнього середовища.

Загальні висновки. Наведені загальні висновки від результатів впровадження у виробництво запропонованих у кваліфікаційній роботі магістра рішень.

Об'єм кваліфікаційної роботи магістра: графічна частина складається із 11 листів креслення формату А1; розрахунково-пояснювальна записка містить ___ стр. машинописного тексту, з них ___ стр. додатків, у тому числі 27 рисунки і 13 таблиць, 35 посилань на літературні джерела.

ВСТУП

На сучасному рівні розвитку сільськогосподарської техніки, можливостей розвитку технічних засобів та відповідного програмного забезпечення, актуальним є розвиток методів обґрунтування експлуатаційної надійності машин. Основна вимога до надійності сільськогосподарських машин: це забезпечення заданого рівня довговічності їхніх несучих систем, тобто повинні мати довговічність, рівну ресурсу машини до капітального ремонту або списання.

Оцінка довговічності металоконструкцій несучих систем мобільних сільськогосподарських машин, які працюють в складних експлуатаційних умовах при циклічних навантаженнях, пов'язана з вирішенням ряду завдань. А саме оцінка експлуатаційного навантаження; визначення характеристик опору втомі, вузлів рамної конструкції, що обмежують її довговічність; аналітичні дослідження формування складних напружено-деформованих та граничних станів, систем критеріїв деформацій та руйнування. Характерною особливістю є те, що граничні стани з достатньою точністю ідентифікуються на етапі проектування при певному досвіді експлуатації аналогічних об'єктів, але є важко ідентифікованими прогнозованими для малосерійних об'єктів. Граничний стан це технічний стан, розглядуваного об'єкта, при якому його подальша експлуатація недопустима. Для характеристик умов і моменту настання граничного стану, контролю показників надійності встановлюються критерії станів, які є базою розрахункової оцінки показників надійності технічних систем.

Складність вироблення критеріїв оцінки міцності і прогнозування ресурсу роботи, у різнопрофільному наборі складових елементів цих конструкцій та специфіки їх з'єднань між собою. Оптимізувати такі конструкції складно через відсутність фактичних характеристик їх дефектостійкості, а також геометрії перетинів тонкостінних елементів

відкритого та замкнутого профілю. Важливим фактором раціонального заощадження матеріальних і енергетичних ресурсів є зменшення металомісткості робочих органів і несучих конструкцій, які забезпечують функціонування сільськогосподарських машин.

1. АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ ОБ'ЄКТУ ПРОЕКТУВАННЯ

1.1 Аналіз рамних конструкцій

Довговічність зварної рамної конструкції характеризується її здатністю зберігати робоздатність при заданій схемі експлуатації до настання граничного стану. Показники довговічності - середній термін служби і ресурс робото здатності за ГОСТ 13377-75.

В оцінку міцності зварних конструкцій входять три частини:

- розрахунок внутрішніх зусиль для визначення розмірів поперечного перетину і вибору матеріалів у відповідності показникам міцності;
- розрахунок на витривалість найбільш навантажених зварних вузлів для оцінки міцності і довговічності конструкції в цілому;
- розрахунок на місцеву стійкість в умовах статичного і динамічного навантаження.

Конструкція рам сільськогосподарських машин, складає 12-48% її ваги, визначає довговічність машини в цілому.

Рама - система зі стержнів, які жорстко або шарнірно з'єднані у вузлах. Рама сільськогосподарської машини складається з багатьох замкнутих або напівзамкнутих контурів, які є статично невизначеними.

Статично невизначеною є система, для визначення зусиль в якій недостатньо одних рівнянь статики. Розрахунок статично невизначеної системи розпочинають з аналізу її схеми, в результаті чого встановлюють ступінь статичної невизначеності. Різниця між числом невідомих зусиль в системі і числом незалежних рівнянь статики, які можна скласти при розрахунку цієї системи, визначають ступінь її статичної невизначеності.

Характерна особливість статично невизначених систем полягає в тому, що розподіл зусиль (внутрішніх силових факторів) залежить від розмірів

поперечних перетинів та матеріалів, а також від виду деформацій, на які працюють елементи конструктивних систем.

Жорсткість стержня конструкції залежить від виду деформацій, а саме: для розтягу-стиску - EF , для зрізу GF , для прямого поперечного згину EI , для кручення GI_K , де E - модуль пружності; G - модуль зсуву; F - площа поперечного перетину; I - осьовий момент інерції площі поперечного перетину; I_K - полярний момент інерції площі поперечного перетину.

Для будь-якої плоскої конструктивної системи (рама) навантаженої зовнішніми силами в одній площині (рис 1.1) можна скласти лише три рівняння статички: $\sum X = 0; \sum Y = 0; \sum M_z = 0$, а навантаженої просторовою системою сил (рис.1.2) - шість:

$$\sum X = 0; \sum Y = 0; \sum Z = 0; \sum M_x = 0; \sum M_z = 0, \sum M_y = 0. \quad (1.1)$$

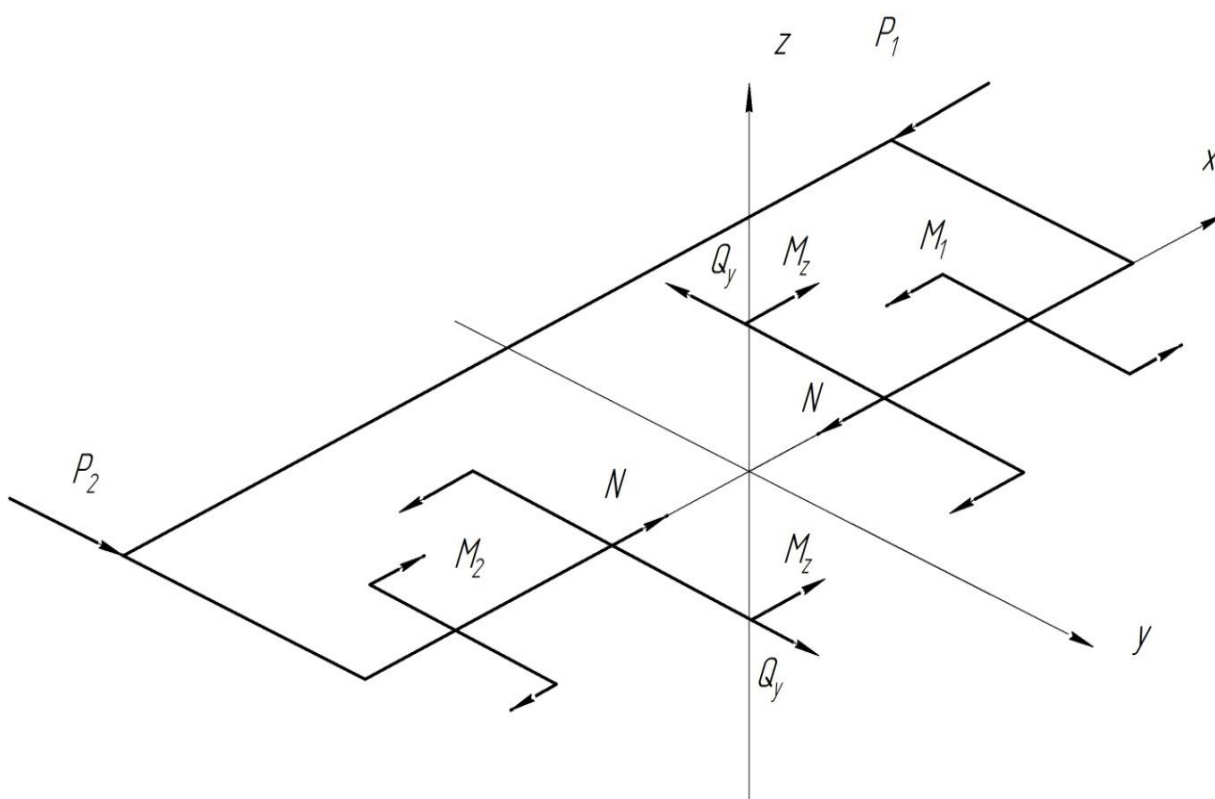
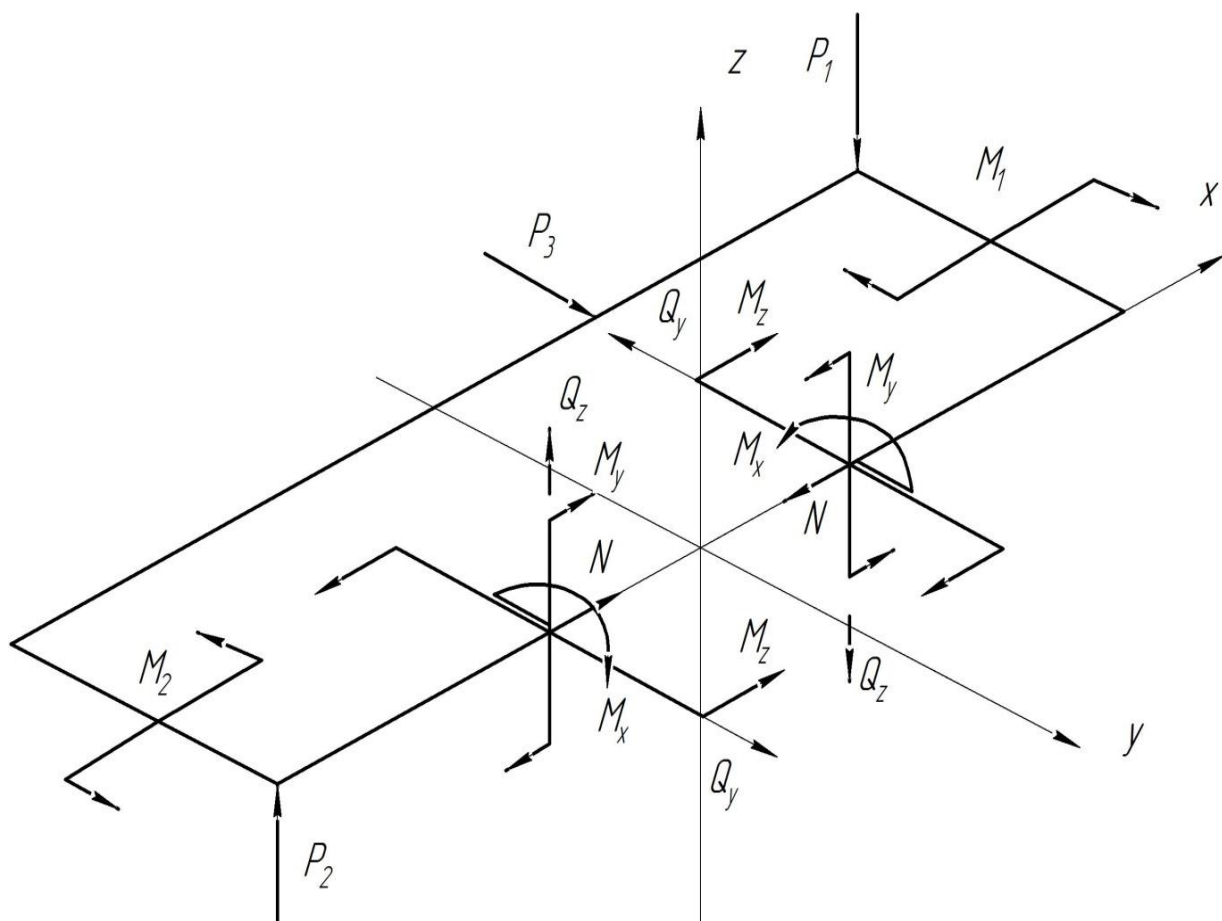


Рисунок 1.1 Плоска рама завантажена в одній площині



Риснок 1.2 Плоска рама завантажена просторовою системою сил

Існуючі теорії досліджень несучих рам [1, 2, 3, 4, 5, 6] описують систему навантаженості металоконструкцій рам симетричними та косиметричними вертикальними і горизонтальними зусиллями. Симетричні зусилля виникають при русі з швидкостями близькими до максимальних для даного виду робіт. Коливання мас у вертикальній площині викликають деформацію згину лонжеронів у горизонтальній площині. Косиметричні зусилля виникають при відносно невисоких швидкостях для даного виду робіт, призводячи до закручування елементів рами внаслідок переїзду перешкод. При русі полем можливе перекошування рами тому, в елементах рами виникають напруження, викликані згином у вертикальній площині. Величина цих напружень може перевищувати напруження від стисненого кручення і згину у вертикальній площині [6].

При аналітичних розрахунках рамних конструкцій рамних конструкцій важливим є точність та коректність обчислень несучих рамних

металоконструкцій з позиції забезпечення максимальної достовірності кількісної оцінки компонентного складу сумарних напружень.

Для визначення невідомих внутрішніх силових факторів використовують такі методи: 1 - метод сил; 2 - метод переміщень; 3 - метод мінімуму потенціальної енергії деформації; 4 - метод кінцевих елементів, та інші.

1.2 Аналіз методів розкриття статичної невизначеності конструктивних систем.

1.2.1. Метод сил

Одним з перших методів розрахунку статично невизначених систем, тобто визначення всіх невідомих зусиль, прикладених до конструктивної системи, як внутрішніх так і зовнішніх, є метод сил. Визначення зусиль в статично невизначених системах пов'язано з необхідністю складання додаткових рівнянь, рівнянь переміщень системи. Для цього необхідно перетворити задану n разів статично невизначену систему в статично визначену, відкинувши від неї зайві зв'язки, тобто, ті зв'язки, які створюють статичну невизначеність системи. Отримана таким шляхом система, називається основною. [6-8]

Відкидання будь-яких зайвих зв'язків не повинно нести зміни значень внутрішніх силових факторів, деформацій, які виникають в заданій системі, тому до основної системи прикладають додаткові сили і моменти, які представляють реакції відкинутих зв'язків. Таким чином, якщо до основної системи, крім заданого навантаження прикласти реакції відкинутих зв'язків, то основна система стане заданою або еквівалентною системою. В еквівалентній системі за напрямками жорстких зв'язків лінійні та кутові переміщення повинні дорівнювати нулю.

Умова рівності нулю переміщень за напрямком будь-якої з n відкинутих зв'язків на основі закону незалежності дії сил може бути представлена у такому вигляді:

$$\Delta_i = \Delta_{i1} + \Delta_{i2} + \dots + \Delta_{i,n-1} + \Delta_{i,n} + \Delta_{i,p} = 0, \quad (1.2)$$

де $\Delta_{i,n}$ - переміщення за напрямком зв'язку i , викликане реакцією зв'язку n ; Δ_{ip} - переміщення за напрямком зв'язку i , отримане від дії зовнішнього навантаження на основну систему.

Наведенні перші індекси означають напрямок переміщення і одночасно номер відкинутого зв'язку, а другі показують на причини, які спричиняють це переміщення.

Позначивши величину реакції n (у вигляді сили або моменту) через X_n , а переміщення від одиничного навантаження в даному напрямку через δ_{in} , тоді переміщення в даному напрямку $\Delta_{in} = X_n \delta_{in}$. Відповідно рівняння (1.2) перепишемо у вигляді:

$$\Delta_i = X_1 \delta_{i1} + X_2 \delta_{i2} + \dots + X_{n-1} \delta_{i,n-1} + X_n \delta_{in} + \Delta_{ip} = 0. \quad (1.3)$$

Умова еквівалентності основної і заданої систем математично зводиться до розв'язку системи n лінійних рівнянь:

$$\begin{array}{l}
 \text{Головна діагональ} \quad \text{Побічні діагоналі} \\
 \left\{ \begin{array}{l}
 X_1 \delta_{11} + X_2 \delta_{12} + \dots + X_{n-1} \delta_{1(n-1)} + X_n \delta_{1(n)} + \Delta_{1p} = 0; \\
 X_1 \delta_{21} + X_2 \delta_{22} + \dots + X_{n-1} \delta_{2(n-1)} + X_n \delta_{2(n)} + \Delta_{2p} = 0; \\
 X_1 \delta_{31} + X_2 \delta_{32} + \dots + X_{n-1} \delta_{3(n-1)} + X_n \delta_{3(n)} + \Delta_{3p} = 0; \\
 \dots \\
 X_1 \delta_{(n-1)1} + X_2 \delta_{(n-1)2} + \dots + X_{n-1} \delta_{(n-1)(n-1)} + X_n \delta_{(n-1)n} + \Delta_{(n-1)p} = 0; \\
 X_1 \delta_{n1} + X_2 \delta_{n2} + \dots + X_{n-1} \delta_{n(n-1)} + X_n \delta_{nn} + \Delta_{np} = 0.
 \end{array} \right. \quad (1.4) \\
 \text{Побічні діагоналі}
 \end{array}$$

Вільні члени $\Delta_{1p} \dots \Delta_{np}$ та коефіцієнти δ_{in} при невідомих $X_1, X_2 \dots X_n$ визначають за формулами Максвелла-Мора:

$$\Delta_{np} = \sum \frac{1}{EI} \int M_p \cdot M_n \cdot dx, \quad (1.5)$$

$$\delta_{in} = \sum \frac{1}{EI} \int M_i \cdot M_n \cdot dx, \quad (1.6)$$

де M_p - функції згинальних моментів від зовнішніх навантажень в основній системі;

M_i, M_n - функції згинальних моментів від одиничних навантажень в основній системі.

Інтеграли Максвелла-Мора для спрощення вичислюють за правилом Мюллера-Бреслау:

$$\int M_n \cdot M_i \cdot dx = \omega_n \cdot y_{ci}, \quad (1.7)$$

де ω_n - площа епюри згинальних моментів від n -го навантаження,

y_{ci} - ордината прямолінійної епюри від i -го одиничного

навантаження, що знаходиться під центром ваги площі епюри ω_n .

Рівняння (1.4) є додатковими рівняннями переміщень, які дозволяють розкрити статичну невизначеність системи. Перше з рівнянь виражає рівність нулю переміщення в основній системі за напрямком першого відкинутого зв'язку (за напрямком сили або моменту X_1), друге - за напрямком другого відкинутого зв'язку і т.д.

Рівняння (1.4) називають канонічним рівнянням методу сил. Така назва вказує на те, що рівняння складають за певним законом (каноном), а невідомими у рівнянні є сили чи моменти, представлені реакціями відкинутих зв'язків. Число рівнянь рівне числу відкинутих зв'язків, тобто, ступеню статичної невизначеності системи [7, 8].

Для розкриття n -разів статично невизначеної конструктивної системи методом сил необхідно побудувати епюру згинальних моментів в основній системі від зовнішніх навантажень, а також n епюр згинальних моментів в основній системі від одиничних навантажень. Необхідно провести обчислення $3n$ коефіцієнтів та n вільних членів канонічного рівняння.

Метод сил раціонально використовувати для плоских конструктивних систем навантаженими зовнішніми силовими факторами в даній площині, ступінь статичної невизначеності яких не більша 3-х. Перевага цього методу полягає в простоті побудови епюр згинальних моментів від зовнішніх і одиничних навантажень.

Системи для яких ступінь статичної невизначеності більше 4-5 раз, застосовувати метод сил є громіздким процесом, і тому його не раціонально використовувати в конструкторській практиці. Даний метод при визначенні зайвих невідомих не враховує переміщення від деформацій розтягу-стиску та зрізу, а при наявності деформації кручення значно ускладнює аналітично-графічні розрахунки.

1.2.2. Метод переміщень

При розрахунку задач методом сил визначають зусилля, а потім переміщення. Методом переміщень задачу розв'язують навпаки, спочатку одним з відомих методів визначають переміщення, а потім зусилля, яке викликає це переміщення. За даним методом за "зайві" невідомі приймають пружні переміщення, нехтуючи впливом нормальних і поперечних сил, аналогічно, як і в методі сил, враховуючи лише деформації згину.

Переваги та недоліки даного методу аналогічні перевагам і недолікам методу сил.

1.2.3. Метод мінімуму потенціальної енергії деформації

Згідно закону збереження енергії, робота зовнішніх сил не зникає, а трансформується у потенціальну енергію, яка в свою чергу накопичується у пружному тілі. Отже, величина накопиченої потенціальної енергії деформації залежить від величини роботи зовнішніх сил. Ця енергія проявляється у вигляді роботи, яка утворюється при розвантаженні конструктивної системи внутрішніми силами. Забираючи, наприклад, частину вантажів, прикладених до балки, спостерігатимемо, що балка випрямиться і підніме вантажі, які залишились. Таким чином, пружне тіло може акумулювати механічну енергію, яку можна повернути при розвантаженні.

У сучасному конструюванні сільськогосподарських машин одна з найбільш важливих задач - пошук досконалих і ефективних методів розрахунку міцності основних тримких вузлів цих машин. При розрахунку конструкцій рам с/г машин найбільш ефективним виявився метод мінімуму потенціальної енергії деформації - метод Кастильяно [6]. Він дозволяє враховувати основні особливості конструкції, тобто вплив на напружено - деформований стан рам різних видів енергії деформації - згин, кручення і т.д., а загальний вираз енергій формується так, щоб враховувати вплив лише най суттєвіших видів деформації.

Основні положення методу мінімуму потенціальної енергії деформації. При розрахунку пружних конструкцій більшість задач можна розглядати як задачі знаходження мінімуму функції потенціальної енергії цих систем.

Назва "метод мінімуму потенціальної енергії деформації стержневих систем" поєднує в собі ряд теорем теорії пружності, опору матеріалів, вищої математики, тому прийнята назва є узагальненням синтезу положень цих галузей науки. Основні з них:

Потенціальна енергія деформації. Функція потенціальної енергії деформації - однорідна функція другої степені від зовнішніх сил або переміщень.

Розглянемо стержень довжиною l симетричного поперечного перетину. Нехай стержень розтягується силою $N=P$, прикладеною до його осі симетрії. Усі наступні твердження справедливі при виконанні для матеріалу стержня закону Гука.

Внаслідок деформації у стержні накопичується потенціальна енергія розтягу U_N , чисельно рівна роботі зовнішніх сил A (рис.1.3):

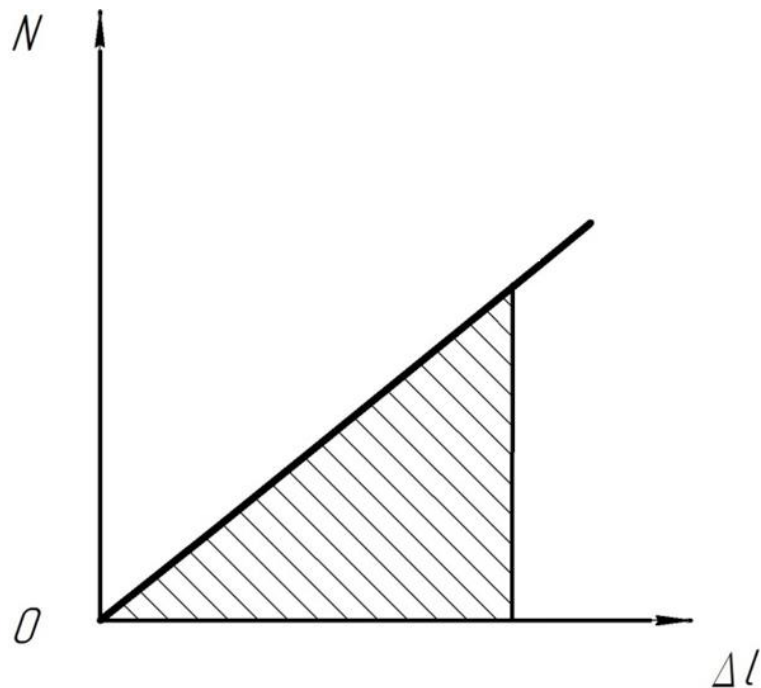


Рисунок.1.3 Робота деформації при розтягу.

$$U_N = A = N \cdot \frac{1}{2} \Delta l. \quad (1.9)$$

Згідно закону Гука, який встановлює залежність між абсолютною поздовжньою деформацією і діючими зусиллям,

$$\Delta l = N \cdot \frac{l}{EF}, \quad (1.10)$$

Підставивши (1.9) в (1.10),

$$U_N = A = \frac{N^2 \cdot l}{2EF}. \quad (1.11)$$

Отже, отримано потенціальну енергію деформації розтягу (стиску) стержня як однорідну функцію внутрішніх силових факторів другої степені.

Нехай на стержень діє згинальний M і крутний K моменти. На основі аналогічних міркувань знаходимо вирази потенціальної енергії деформації згинання U_M і кручення U_K :

$$U_M = \frac{M^2 \cdot l}{2EI}; \quad U_K = \frac{K^2 \cdot l}{2GI_K}. \quad (1.12)$$

Принцип додавання дії сил, або принцип незалежності дії сил полягає у тому, що ефект дії від декількох сил рівний сумі ефектів від дії кожної сили зокрема.

Нехай для матеріалу стержня справджується закон Гука і виконується принцип додавання дії сил. Вираз роботи від внутрішньої системи сил, наприклад P_1, P_2, P_3 , буде:

$$A = \frac{P_1 \cdot \delta_1}{2} + \frac{P_2 \cdot \delta_2}{2} + \frac{P_3 \cdot \delta_3}{2} + \dots \quad (1.13)$$

Вважаємо що $\delta_1, \delta_2, \delta_3$ - лінійні функції сил P_1, P_2, P_3 . Підставивши $\delta_1, \delta_2, \delta_3$ згідно (1.9), отримаємо вираз функції повної потенціальної енергії деформації у вигляді однорідної функції другої степені від зовнішніх сил, тобто $U_P = A$. Якщо сили записати лінійними функціями від переміщень, то отримаємо вираз потенціальної енергії у вигляді однорідної функції від переміщень.

Для миттєво змінної системи, (рис.1.4) принцип додавання сил немає змісту, тому що у даному випадку переміщення не пропорційні силі.

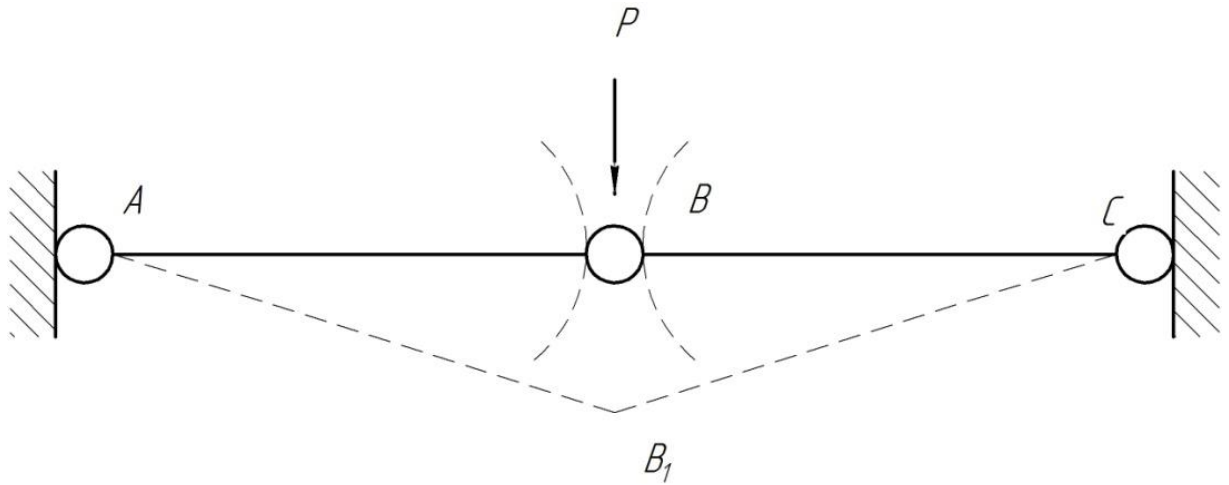


Рисунок 1.4. Миттєво змінна (нелінійна) стержнева система

Теорема Кастильяно. Нехай пружна система статично навантажена довільним навантаженням Q і деякою узагальненою силою P (рис.1.5). Визначимо потенціальну енергію, яка накопичується при деформації системи. Для зручності приймемо такий порядок навантажень. Спочатку навантажуюмо систему силою P . Переміщення точки прикладання сили за її напрямом і від її дії позначимо Δ_{PP} . Потім прикладаємо навантаження Q . У результаті додаткової деформації сила P отримає переміщення Δ_{PQ} . Повне (узагальнене) переміщення точки прикладання сили [8]:

$$\Delta_P = \Delta_{PP} + \Delta_{PQ}. \quad (1.14)$$

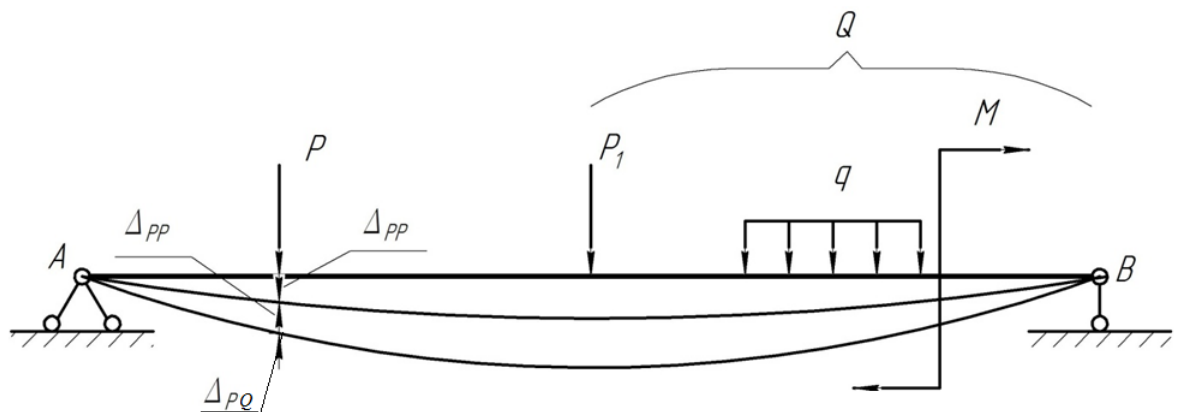


Рисунок.1.5. Пружна система завантажена навантаженням Q та силою P

Очевидно накопичена потенціальна енергія деформації чисельно рівна роботі зовнішніх сил:

$$U = \frac{1}{2} P \Delta_{PP} + P \Delta_{PQ} + U_{QQ}, \quad (1.15)$$

де U_{QQ} - енергія, накопичена в результаті деформації системи тільки силами Q , чисельно рівна роботі сил Q на викликаних ними переміщеннях.

Другий член в формулі (1.15) не має $1/2$, так як на переміщення Δ_{PQ} сила P , виконуючи роботу, не змінює свого значення. Так як $\Delta_{PP} = P \delta_{PP}$, тоді формулу (1.15) можна записати у вигляді:

$$U = \frac{1}{2} P^2 \delta_{PP} + P \Delta_{PQ} + U_{QQ}, \quad (1.16)$$

де δ_{PP} - переміщення, викликане силою $\bar{P} = 1$.

Продиференціюємо вираз (1.16) по силі P з врахуванням рівності (1.14) :

$$\frac{\partial U}{\partial P} = P \delta_{PP} + \Delta_{PQ} = \Delta_{PP} + \Delta_{PQ} = \Delta_P. \quad (1.17)$$

Таким чином:

$$\Delta_P = \frac{\partial U}{\partial P}. \quad (1.18)$$

Переміщення точки прикладеної узагальненою силою за напрямком її дії рівне власній частинці від потенціальної енергії деформації по цій силі.

Теорема про найменшу роботу. Дана теорема є прямим наслідком теореми Кастиліано і дає вдалий спосіб для знаходження "зайвих невідомих" у статично невизначених системах. При розгляді таких систем "зайві невідомі" відкидаються і вплив їх на систему замінюється поки, що невідомими силами X, Y, Z, \dots . Якщо зайві закріплення такі, що переміщення за напрямками сил X, Y, Z, \dots рівні нулю, то з теореми Кастиліано випливає, що:

$$\frac{\partial U}{\partial X} = 0; \quad \frac{\partial U}{\partial Y} = 0; \quad \frac{\partial U}{\partial Z} = 0. \quad (1.19)$$

Число цих рівнянь рівне числу "зайвих" невідомих. Формули (1.19) виражають суть методу мінімуму потенціальної енергії, деформацій.

Правило Лейбніца. На практиці при вирішенні конкретних інженерних задач, особливо розрахунків міцності складних просторових систем, вирази функції потенціальної енергії, зокрема підінтегральні вирази цих функцій, досить громіздкі. Як вже відзначалось, потенціальна енергія є функцією другої степені. Допустимо, що у підінтегральні вирази цих функцій входить сума (різниця), яка складається з десяти (і більше) членів. Ці вирази необхідно підняти до квадрату, проінтегрувати і, скориставшись формулою (1.19), скласти систему канонічних рівнянь. Такий підхід викладено у роботі Джузеппе Мозікато [6], у котрій розрахунок досить простої плоскої рами вилився (перетворився) в об'ємну складну задачу.

Задачу можна значно спростити, застосувавши правило Лейбніца, котре можна подати наступною формулою (формула Лейбніца):

$$\left[\int_{\alpha}^b f(x, \alpha) dx \right]'_{\alpha} = \int_{\alpha}^b f'_{\alpha}(x, \alpha) dx. \quad (1.20)$$

Якщо у підінтегральну функцію входять параметр α і змінна x , то незалежно можна диференціювати за параметром α та інтегрувати за змінною x . На практиці при розрахунку, наприклад, конструкції рам, параметрами в основному є внутрішні невідомі, реакції опор чи будь-які шукані величини; змінна x характеризує довжини ділянок, на котрих діють шукані або відомі силові фактори.

У методі мінімуму потенціальної енергії використовується ще одна властивість теорії вичислення означених інтегралів, інтеграл суми рівний сумі інтегралів.

$$\int_{\alpha}^b (c + k + \dots + n) x dx = \int_{\alpha}^b c \cdot x \cdot dx + \int_{\alpha}^b k \cdot x \cdot dx + \dots + \int_{\alpha}^b n \cdot x \cdot dx. \quad (1.21)$$

Метод мінімуму потенціальної енергії деформації. Загальний вираз потенціальної енергії деформації при розкритті статичної невизначеності будь-яких стержневих систем [6]:

$$U = U_M + U_K + U_Q + U_N, \quad (1.22)$$

де $U_M = \sum \int \frac{M^2}{2EI} ds$ – потенціальна енергія деформацій згину елементів конструкції;

$U_K = \sum \int \frac{1}{2GI_P} K^2 ds$ – потенціальна енергія деформацій кручення елементів конструкції;

$U_Q = \sum \int \frac{1}{2kIF} Q^2 ds$ – потенціальна енергія деформацій зсуву елементів конструкції;

$U_N = \sum \int \frac{1}{2EF} N^2 ds$ – потенціальна енергія деформацій розтягу (стиску) конструкції;

k – коефіцієнт форми поперечного перетину.

Потенціальну енергію системи можна записати як функцію внутрішніх або зовнішніх сил. За умови, що число шуканих параметрів вибирають так, щоб вони були лінійно незалежними, то задача зводиться до дослідження цієї функції на звичайний екстремум. Якщо за допомогою рівнянь статички з виразу потенціальної енергії деформації виключити можливу кількість невідомих, то її записують як функцію статично невизначених силових факторів M_i, K_i, Q_i, N_i :

$$U=U(M_i, K_i, Q_i, N_i). \quad (1.23)$$

В такому випадку функція потенціальної енергії досліджується на звичайний екстремум [9, 10]. Використовуємо дану властивість методу мінімуму потенціальної енергії деформації. Розглядаючи статично невизначені системи «зайві» в'язі відкидають, а їх вплив на систему замінюють невідомими силами. У випадку, коли закріплення такі, що переміщення у напрямку цих сил рівні нулю, а за теоремою Кастильяно часткові похідні від виразу потенціальної енергії за цими зусиллями рівні переміщенням, то згідно теореми про найменшу роботу отримаємо [8]:

$$\frac{\partial U}{\partial X_i} = 0. \quad (1.24)$$

Це і є основа методу мінімуму потенціальної енергії. Кількість рівнянь відповідає кількості статично невизначених зусиль.

1.2.4. Метод скінченних елементів

Метод скінчених елементів (МСЕ) — це числова техніка знаходження розв'язків інтегральних та часткових диференціальних рівнянь (ЧДР). Процес

розв'язання побудованих або на повному усуненні диференціального рівняння для стаціонарних задач, або на розкладі ЧДР в апроксимуючу систему звичайних диференціальних рівнянь, які потім розв'язуються використанням якої-небудь стандартної техніки, такої як метод Ейлера, Рунге-Кутти, тощо.

При розв'язанні часткових диференціальних рівнянь, головною метою є створення рівності, що апроксимує досліджувану рівність, і є числовою стабільною, тобто помилки у вхідних даних і проміжних обчисленнях не акумулюються і не спричиняють беззмислових результатів. Для реалізації цього є багато способів, кожен зі своїми плюсами і мінусами. Метод скінченних елементів є добрим вибором при розв'язуванні ЧДР, які описують складні середовища (такі як машини, чи нафтогони); при змінності цих середовищ; коли бажана точність змінюється у різних ділянках середовища; чи коли розв'язку не вистачає гладкості. Наприклад, при моделюванні фронтального розбиття машини, є можливість збільшити точність моделювання у важливіших зонах, таких, як передня частина машини, і зменшити її при обрахунку того, що відбудеться із задньою частиною машини (тим самим зменшивши ресурсоємність моделювання). Іншим прикладом може служити моделювання погоди на Землі, при якому важливішою є погода над сушею, ніж над безкраїми морськими просторами.

Алгоритм розв'язку (МСЕ) відповідної системи рівняння відносно значення функції у вузлах найпростіше знаходиться заміщенням згаданої системи диференціальних рівнянь відповідними варіаційними диференціалами. Часто, для задач пружного деформування тіл при дії різноманітних сил застосовується функціонал Лагранжа [11]:

$$\Pi_L(\bar{U}) = \int_V \left\{ \frac{1}{2} \bar{\epsilon}^T \cdot \bar{\sigma} - \bar{U}_T \cdot \bar{F} \right\} dV - \int_S \bar{U}^T \bar{P} \cdot dS. \quad (1.25)$$

Величина Π_L є потенціальною енергією тіла: перший доданок визначає енергію деформації, інші - роботу зовнішніх сил на переміщеннях. Далі інтеграл

(1.25) представляється у вигляді суми інтегралів по об'ємах множин СЕ. Після підстановки апроксимацій деформацій ε , напружень σ , і зусиль \bar{P} і \bar{F} функціонал (1.25) перетворюється у функцію вузлових переміщень :

$$\Pi_L \{v\} = \frac{1}{2} \{v\}^T \cdot K \{v\} - \{v\}^T \cdot \{Q\}, \quad (1.26)$$

де K - матриця жорсткості,

$\{Q\}$ - вектор навантаження СЕ в локальній системі координат.

Наведений вище алгоритм є математичною основою пакетів універсальних прикладних програм COSMOS Works, ANSYS, NASTRAN, APM WinMachine, «Ліра» та інші, які успішно можуть застосовуватися для розрахунку НДС несучих рамних металоконструкцій с/г машин.

1.3 Обґрунтування теми дипломної роботи магістра

Метод скінчених елементів (МСЕ), який реалізований в багатьох числових програмах, при сучасному рівні розвитку засобів обчислювальної техніки дозволяє проводити дослідження НДС складних об'єктів при різноманітних видах навантажень. Проте напруження у рамі вантажного автомобіля, отримані МСЕ і експериментальним (тензометричним) методом [12], можуть суттєво відрізнятись (на 30-40 %). Подібні порівняльні дані отримані в при дослідженні НДС методом СЕ та експериментально несучої конструкції кормозбиральної машини УЭС - 250 «Полесьє» [13]. Розрахунки рами проведено для випадку статичного навантаження з експериментально визначеними коефіцієнтами динамічності $k_d = 2 \dots 2,5$.

Отже, вірогідність результатів можна забезпечити лише при коректному моделюванні геометрії і фізичних властивостей конструкції.

У пропонованій роботі провести розрахунки на міцність елементів несучої конструктивної системи розкидача твердих органічних добрив ПРТ-9 , обґрунтувати геометричні параметри елементів рамної конструкції виходячи з умов рівномірності , провести розрахунки за матеріаломісткістю та підвищенням надійності аналітичним методом і методом СЕ, запропонувати обґрунтовану конструкцію рами машини.

В роботі подати розробку технологічного процесу механічної обробки деталі, обґрунтувати техніко-економічними розрахунками доцільність проекту. Розробити заходи з охорони праці, цивільного захисту та захисту навколишнього середовища.

Розроблені конструктивні рішення відобразити в графічній частині.

2. ОБҐРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ

2.1. Обґрунтування створення математичної моделі навантаження несучої системи розкидача органічних добрив

Машин сільськогосподарського виробництва, як правило, працюють циклічно, в залежності від пори року. В більшості випадків їх робота залежить від стану ґрунтів, а також перевезення різнотипних вантажів при нестационарних режимах роботи.

Основою будь-якої машини, в тому числі та сільськогосподарської є рама. Рама – це несуча конструктивна система машини, яка сприймає весь спектр зовнішніх навантажень, а також вібрації, температурні коливання, дію агресивних середовищ і т.д. На рамі монтують механізми та вузли для виконання технологічного процесу, а також сировину (насінневий матеріал, органічні та неорганічні добрива, коренеплоди і т.п.).

Органічні добрива підвищують екологічність кінцевого результату сільськогосподарського виробництва. Дані добрива утворенні з суміші речовин тваринного походження, рослинних залишків та харчових відходів, маса яких залежить від їх вологості та складу.

Завантажують органічні добрива на кузов гноєрозкидачів за допомогою транспортерів або ковшової техніки. В результаті такого навантаження не вдається досягнути рівномірного розподілу ваги органічних добрив по поверхні кузова розкидача ПРТ-9 [2].

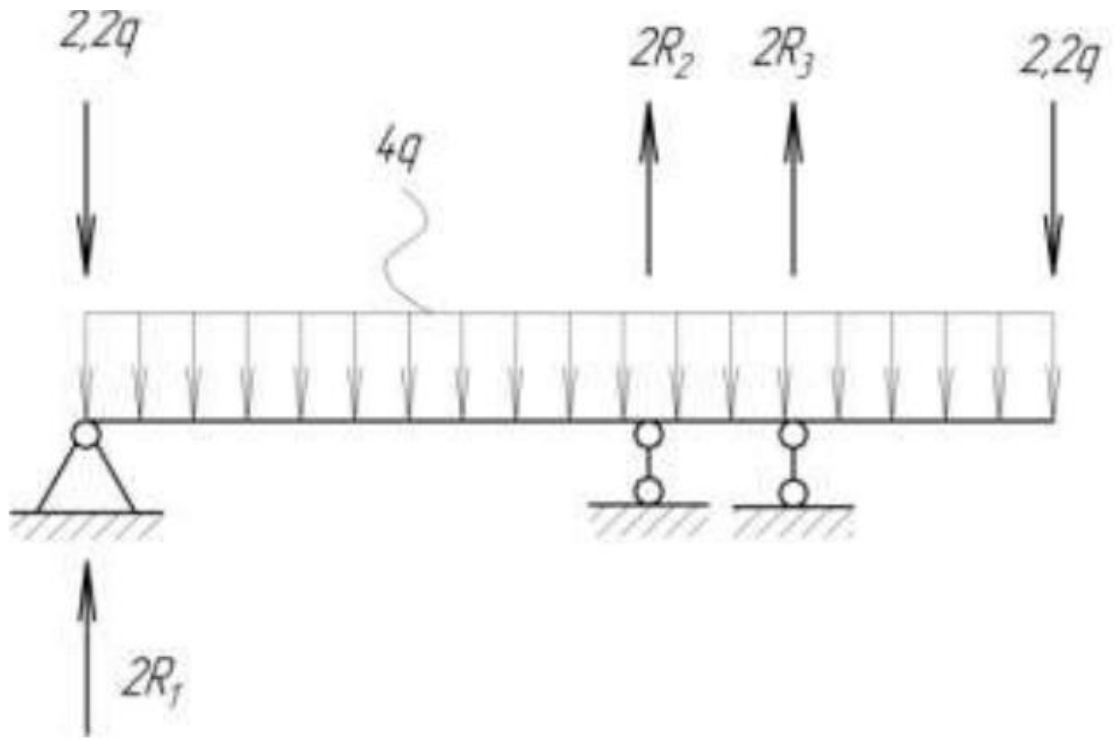


Рисунок 2.1. Схематизація розподілу навантаженості площини кузова розкидача добрив ПРТ-9:

Оптимальним розміщенням органічних добрив на кузові гноєрозкидача вважаємо симетричним відносно осі рами. При такому розподілі навантаження відсутня деформація кручення в поздовжніх та поперечних елементах рами. У випадках несиметричного розміщення добрив відносно осі рами, виникнення динамічних навантажень внаслідок наїзду на перешкоду, виникають несиметричні навантаження, які призводять до появи суттєвих моментів кручення в елементах рами [рибак довбуш]

Бокові елементи рами ПРТ-9 з поперечинами з'єднанні за допомогою зварки див рис. 2.1. Такий вид з'єднання запобігає деформаціям в перерізах їх стику. Така конструкція з'єднання елементів рами веде до утворення деформації стисненого кручення [рибак]. Стиснене кручення або депланація перерізу елемента рами залежить від його довжини. При збільшенні віддалі між перерізами з'єднання збільшується їх депланація. В результаті в стержнях виникає поєднання двох видів деформації, згину та кручення, тобто діють нормальні та дотичні напруження. Такий вид складного опору називають стисненим крученням.

Для проведення розрахунків на міцність чи перевірки на міцність матеріалу елементів конструктивної системи розкидача добрив необхідно визначити внутрішні силові фактори. Рама розкидача добрив складається з восьми замкнутих контурів див. рис. 2.1. Поздовжні елементи конструктивної системи з поперечними елементами з'єднанні за допомогою зварки.

Рама розкидача органічних добрив ПРТ-9 (рис. 2.2) складається з трьох поздовжніх елементів Z – подібного профілю з'єднаних між собою поперечними елементами пустотілого трубчастого перерізу. Дані елементи конструктивної системи контактують з кузовом сільськогосподарської машини на яку діє вага органічних добрив та засоби які передбаченні для їх розкидання. Два поперечних елементи, які з'єднані із поздовжніми елементами призначенні для встановлення колісної пари.

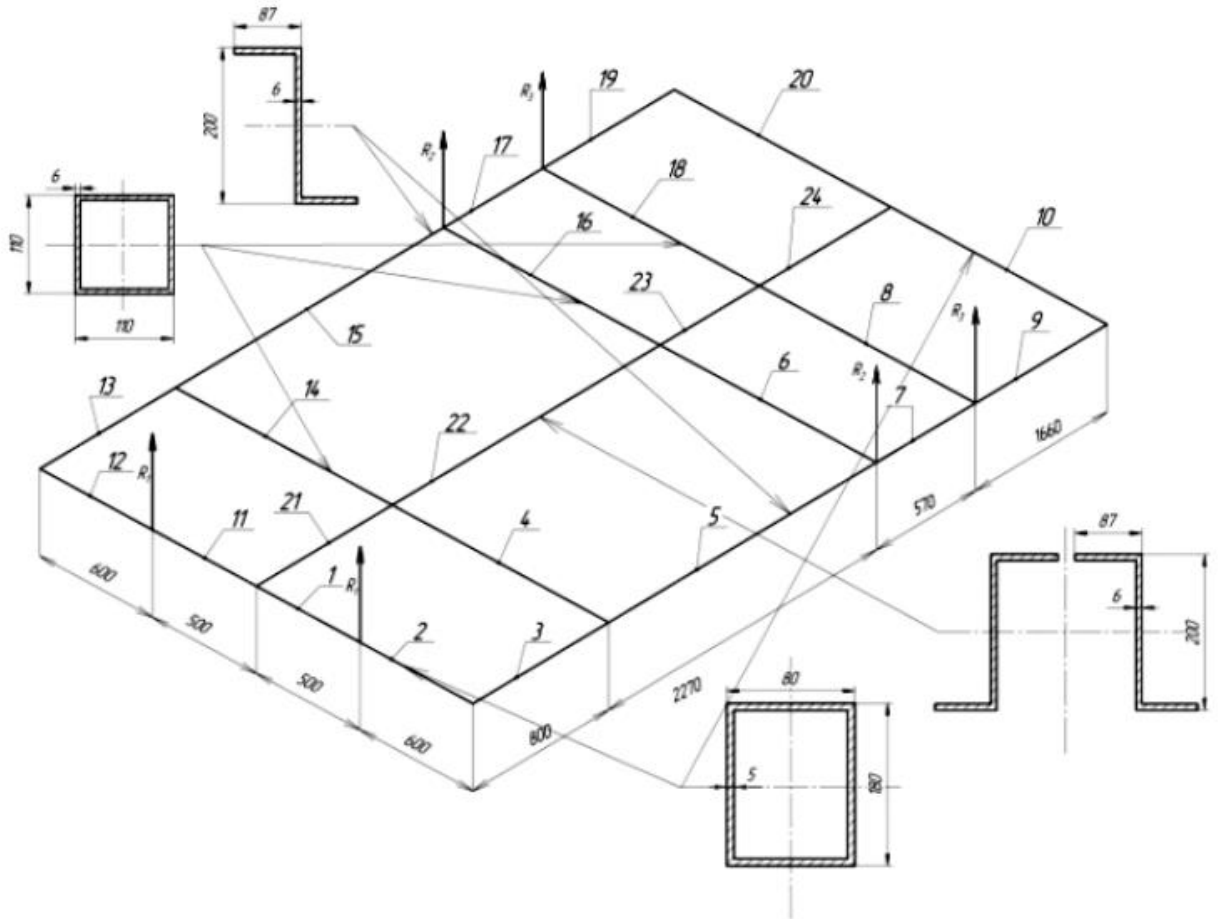


Рис. 2.2. Схематизація несучої системи і профілів розкидача добрив ПРТ-9

На рисунку 2.2. показана схема рами ПРТ-9, проведено розбиття на окремі елементи з вказаною формою поперечних перерізів. Для подальшого розрахунку конструктивної системи розкидача добрив, створення розрахункової моделі проводимо розбивку рами на окремі елементи.

I – правий боковий елемент Z-подібного перерізу, з ділянками - 3, 5, 7, 9, які мають лінійні розміри – $b_{11}, b_{21}, b_{31}, b_{41}$.

II – лівий боковий елемент Z-подібного перерізу, з ділянками 13, 15, 17, 19, які мають лінійні розміри – $b_{11}, b_{21}, b_{31}, b_{41}$.

III – центральний елемент рами складених з двох Z-подібних профілів, з ділянками 21, 22, 23, 24, які мають розміри – $b_{11}, b_{21}, b_{31}, b_{41}$.

IV – передній елемент рами трубчастого поперечного перерізу з ділянками 1, 2, 11, 12, які мають розміри – $a_{11}, a_{21}, a_{12}, a_{22}$. Лінійні розміри від центрального

елемента рами до кріплення тягового елемента – a_{11} , a_{12} . Лінійні розміри від крайнього елемента рами до кріплення тягового елемента – a_{21} , a_{22} .

V, *VI*, *VII* – середні поперечні елементи трубчастих поперечних перерізів, з ділянками 4, 14; 6, 16; 8, 18, які мають розміри – $a_{11} + a_{21}$, $a_{12} + a_{22}$.

VIII – задній поперечний елемент трубчастого поперечного перерізу з ділянками 10, 20, які мають розміри – $a_{11} + a_{21}$, $a_{12} + a_{22}$.

Отримана розрахункова модель базової рами ПРТ-9 (див. рис. 2.2) дає можливість записати функції внутрішніх силових факторів для реального навантаження, що діє на елементи конструктивної системи.

На рисунку 2.3 схематизовано розподіл зовнішніх навантажень на елементи рами.

Загальна вага Q_0 , що діє на основу рами розкидача для будь-якого виду зовнішнього навантаження визначається за формулою [4, 5].

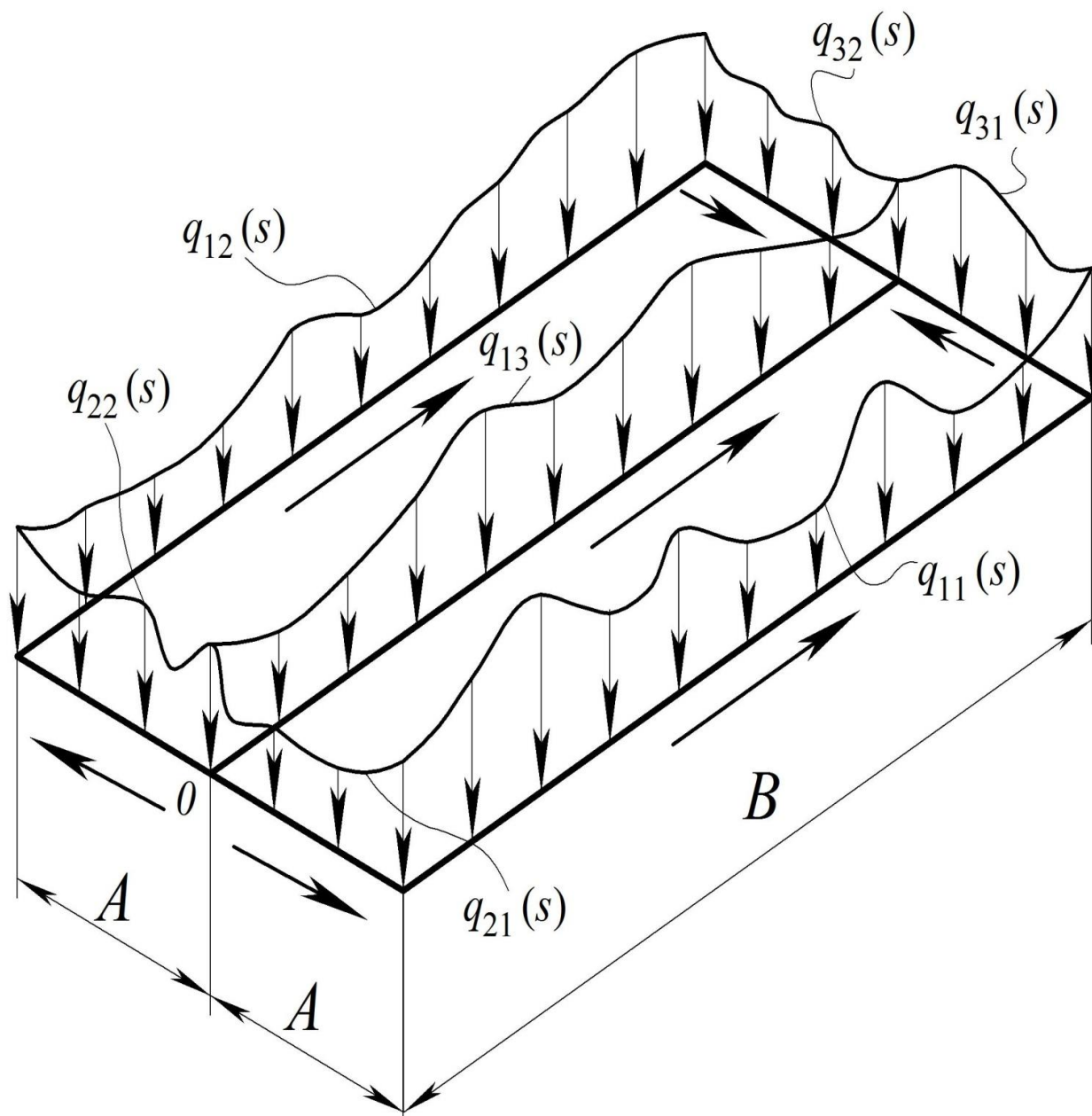


Рисунок. 2.3. Схематизація дії зовнішніх навантажень на елементи рами розкидача

$$\begin{aligned}
 Q_0 = & \int_0^B q_{11}(s) ds + \int_0^A q_{21}(s) ds + \int_0^A q_{31}(s) ds + \int_0^B q_{12}(s) ds + \\
 & + \int_0^A q_{22}(s) ds + \int_0^B q_{31}(s) ds + \int_0^B q_{32}(s) ds + \int_0^B q_{13}(s) ds,
 \end{aligned}
 \tag{2.1}$$

де $q_{11}(s)$, $q_{21}(s)$, $q_{31}(s)$, $q_{12}(s)$, $q_{22}(s)$, $q_{32}(s)$, $q_{31}(s)$, $q_{32}(s)$, $q_{13}(s)$ – функції розподілу навантаження, що розподіляються по елементах рами;

A , B – лінійні розміри кузова розкидача.

Конструктивна система машини ПРТ-9 складна система з багатьма невідомими. Визначення внутрішніх силових факторів для таких конструктивних систем – це громізка аналітична задача. Використання відомих класичних методів призводить до складних розв’язків і не завжди їх можливо реалізувати.

Для визначення внутрішніх силових факторів складних стержневих систем доцільно використовувати модифікований метод мінімуму потенціальної енергії деформації [4]

Всі розрахунки в роботі велися за допомогою пакету прикладних програм Компас 3Д, Lira 9.6, Matcad.

Для формування рівнянь методу мінімуму потенціальної енергії деформації необхідно записувати функції внутрішніх силових факторів, які включають навантаження $q(s)$. Для уніфікації записів функції згинальних моментів

Функція силових факторів на ділянці $(a_{11} + a_{21} + \dots + a_{n1}) \leq s \leq (a_{11} + a_{21} + \dots + a_{n1} + a_{(n+1)1})$, (рис. 2.4):

$$M(s) = Q_{a_{11}+a_{21}+\dots+a_{n1}} \cdot (s - s_c) + Q_{s-(a_{11}+a_{21}+\dots+a_{n1})} \cdot (s - s_{c(n+1)1}), \quad (2.2)$$

де $Q_{a_{11}+a_{21}+\dots+a_{n1}}$ – сумарна поперечна сила на проміжках

$(a_{11}, a_{21}, \dots, a_{n1})$, запишемо у вигляді

$$Q_{a_{11}+a_{21}+\dots+a_{n1}} = \int_0^{a_{11}+a_{21}+\dots+a_{n1}} q(s) \cdot ds;$$

s_c – точка прикладання сумарної поперечної сили

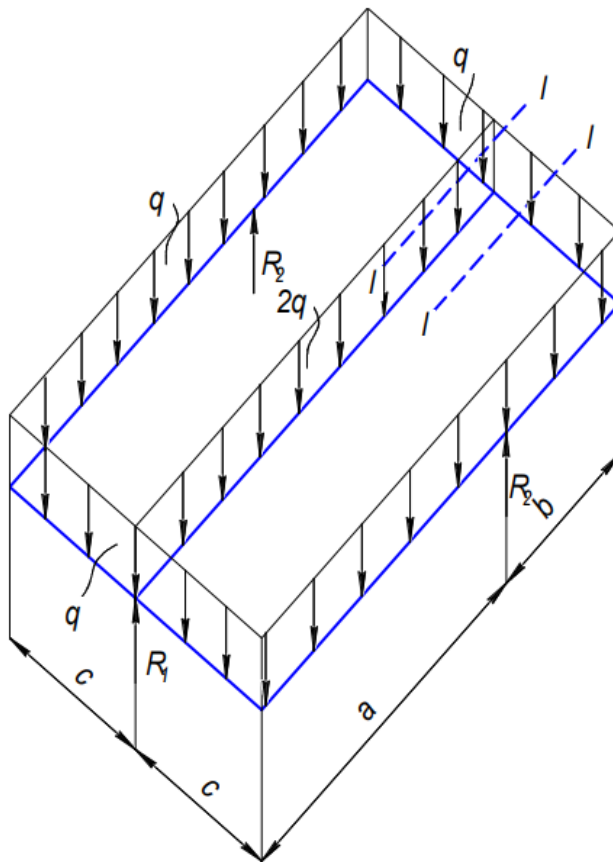


Рисунок 2.4. Уніфікація довільного зовнішнього навантаження на рамну конструкцію

Рівняння (2.2) перепишемо у вигляді:

$$\begin{aligned}
 M(s) = & \int_0^{a_{11}+a_{21}+\dots+a_{n1}} q(s) \cdot ds \cdot \left(s - \frac{\int_0^{a_{11}+a_{21}+\dots+a_{n1}} q(s) \cdot s \cdot ds}{\int_0^{a_{11}+a_{21}+\dots+a_{n1}} q(s) \cdot ds} \right) + \\
 & + \int_{a_{11}+a_{21}+\dots+a_{n1}}^x q(s) \cdot ds \cdot \left(s - \frac{\int_0^{a_{11}+a_{21}+\dots+a_{n1}} q(s) \cdot s \cdot ds}{\int_0^s q(s) \cdot ds} \right).
 \end{aligned}
 \tag{2.3}$$

Залежність (2.3) дозволяє уніфікувати запис функції згинального моменту для будь-якого елемента рами.

2.2. Обґрунтування запису функцій внутрішніх силових факторів рами розкидача твердих органічних добрив

Конструктивної системи розкидача органічних добрив, яка складається, з восьми замкнутих стержневих контурів і опирається на ґрунт в чотирьох точках та опирається на раму трактора в двох точках, є складною статично невизначеною системою (рис.2.5). У роботі пропонується використання методу мінімуму потенціальної енергії деформації для визначення опорних реакцій та внутрішніх силових факторів у кожному елементі рами [4, 5].

Розв'язок проблеми вирішується використанням аналітичного методу розкриття статичної невизначеності, складанням системи рівнянь модифікованим методом мінімуму потенціальної енергії. Під час розв'язку використовуємо рівняння (2.3), яке дозволяє використовувати даний метод при будь-якому розподілі зовнішнього навантаження по зовнішніх елементах контуру рами.

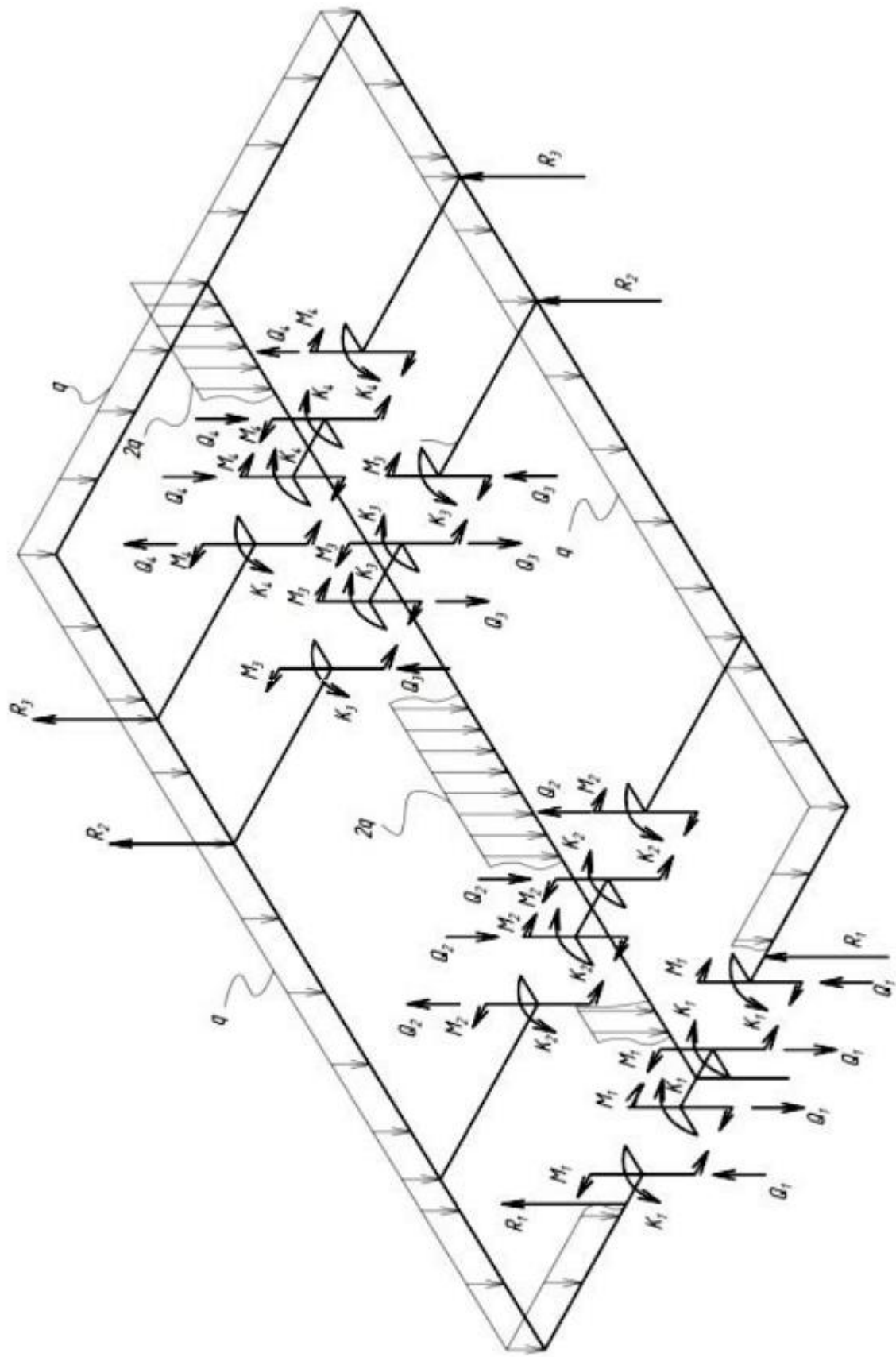


Рисунок 2.5. Зовнішні та внутрішні силові фактори конструкції

Інтенсивність навантаження $q(s)$ в залежності від завантаження рами визначаємо з рівняння (2.1).

Запис функцій згинальних та крутних моментів для кожного елемента рами виконуємо користуючись схемою розкидача добрив (див. рис. 2.5).

Відповідно до схеми на елементи рами діють зовнішні навантаження $q_{11}(s), q_{12}(s), q_{21}(s), q_{22}(s), q_{31}(s), q_{32}(s)$, сили реакцій $R_{11}, R_{21}, R_{31}, R_{12}, R_{22}$ та R_{32} .

Проводимо два симетричних поперечних перерізи в результаті яких виникають наступні внутрішні силові фактори:

$Q_{11}, Q_{12}, \dots, Q_{42}$ – перерізуючі сили в перерізах рами;

$M_{11}, M_{12}, \dots, M_{42}$ – згинальні моменти в перерізах рами;

$K_{11}, K_{12}, \dots, K_{42}$ – крутні моменти в перерізах рами.

Для визначення зовнішніх реакцій опор конструктивної системи записуємо рівняння статки (див. рис. 2.5).

$$\sum Z = 0, \quad R_{11} + R_{21} + R_{31} + R_{12} + R_{22} + R_{32} - Q_0 = 0; \quad (2.4-2,6)$$

Для спрощення розрахунків, приймаємо $M_{11} = M_{13(1)}, M_{12} = M_{13(2)} \dots$ [14].

При записі функцій потенціальних енергій енергіями деформацій від перерізуючі та нормальних сил нехтуємо [15].

В результаті для визначення внутрішніх силових факторів, які виникають в елементах рами, необхідно розв'язати систему рівнянь з 24 невідомими.

2.3. Запис функцій потенціальних енергій деформацій

2.3.1. Запис функцій потенціальних енергій деформацій елементів першої частини конструктивної системи

Запис функцій внутрішніх силових факторів та потенціальних енергій деформацій проводимо відповідно до рис. 2.3, рис. 2.5, та використовуючи формулу (2.3) [4, 5]:

$$\begin{aligned}
U_1 = & \int_0^{a_{11}} \frac{\left(Q_{11}(s) - \left(\int_0^s \frac{q_{21}(s)}{1} ds \right) \left(x - \left(\int_0^s \frac{q_{21}(s) \cdot s}{1} ds \right) / \left(\int_0^s \frac{q_{21}(s)}{1} ds \right) \right) + M_{11} \right)^2}{2EI_1} ds + \\
& + \int_{a_{11}}^{a_{11}+a_{21}} \frac{1}{2EI_1} \left(Q_{11}(s) - \left(\int_{a_{11}}^s \frac{q_{21}(s)}{1} ds \right) \left(s - \left(\int_{a_{11}}^s \frac{q_{21}(s) \cdot s}{1} ds \right) / \left(\int_{a_{11}}^s \frac{q_{21}(s)}{1} ds \right) \right) - \right. \\
& - \left. \left(\int_0^{a_{11}} \frac{q_{21}(s)}{1} ds \right) \left(s - \left(\int_0^{a_{11}} \frac{q_{21}(s) \cdot s}{1} ds \right) / \left(\int_0^{a_{11}} \frac{q_{21}(s)}{1} ds \right) \right) + M_{11} + R_{11}(s - a_{11}) \right)^2 ds + \\
& + \int_0^{b_{11}} \frac{\left(Q_{11}(s) - K_{11} - \left(\int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{q_{21}(s)}{1} ds \right) (s) - \left(\int_0^s \frac{q_{11}(s)}{1} ds \right) \left(s - \left(\int_0^s \frac{q_{11}(s) \cdot s}{1} ds \right) / \left(\int_0^s \frac{q_{11}(s)}{1} ds \right) \right) + R_{11}(s) \right)^2}{2EI_3} dx + \\
& + \int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{(Q_{21}(s) + M_{21})^2}{2EI_2} ds + \\
& + \int_{b_{11}}^{b_{21}+b_{11}} \frac{1}{2EI_3} \left(\left(Q_{11}(s) + R_{11}(s) - K_{11} + Q_{21}(s - b_{11}) - K_{21} - \left(\int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{q_{21}(s)}{1} ds \right) (s) - \right. \right. \\
& - \left. \left(\int_0^{b_{11}} \frac{q_{11}(s)}{1} ds \right) \left(s - \left(\int_0^{b_{11}} \frac{q_{11}(s) \cdot s}{1} ds \right) / \left(\int_0^{b_{11}} \frac{q_{11}(s)}{1} ds \right) \right) - \right. \\
& - \left. \left. \left(\int_{b_{11}}^s \frac{q_{11}(s)}{1} ds \right) \left(s - \left(\int_{b_{11}}^s \frac{q_{11}(s) \cdot s}{1} ds \right) / \left(\int_{b_{11}}^s \frac{q_{11}(s)}{1} ds \right) \right) \right) \right)^2 ds + \\
& + \int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{(Q_{31}(s) + M_{31})^2}{2EI_2} ds + \int_{b_{11}+b_{21}}^{b_{31}+b_{21}+b_{11}} \frac{1}{2EI_3} \left(\left(Q_{11}(s) + R_{11}(s) - K_{11} - \left(\int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{q_{21}(s)}{1} ds \right) (s) - \right. \right. \\
& - \left. \left(\int_0^{b_{11}+b_{21}} \frac{q_{11}(s)}{1} ds \right) \left(s - \left(\int_0^{b_{11}+b_{21}} \frac{q_{11}(s) \cdot s}{1} dx \right) / \left(\int_0^{b_{11}+b_{21}} \frac{q_{11}(s)}{1} ds \right) \right) - \left(\int_{b_{11}+b_{21}}^x \frac{q_{11}}{1} ds \right) \cdot \right. \\
& \cdot \left. \left. \left(s - \left(\int_{b_{11}+b_{21}}^s \frac{q_{11}(s) \cdot s}{1} ds \right) / \left(\int_{b_{11}+b_{21}}^s \frac{q_{11}(s)}{1} ds \right) \right) + Q_{21}(s - b_{11}) - K_{21} + Q_{31}(s - b_{11} - b_{21}) - K_{31} + \right.
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + R_{21}(s - b_{11} - b_{21}))^2) ds + \int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{(Q_{41}(s) + M_{41})^2}{2EI_2} ds + \int_{b_{11}+b_{21}+b_{31}}^{b_{41}+b_{31}+b_{21}+b_{11}} \frac{1}{2EI_3} ((Q_{11}(s) + R_{11}(s) - K_{11} - \\
& - \left(\int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{q_{21}(s)}{1} ds \right) (s) - \left(\int_0^{b_{11}+b_{21}+b_{31}} \frac{q_{11}(s)}{1} ds \right) \left(s - \left(\int_0^{b_{11}+b_{21}+b_{31}} \frac{q_{11}(s) \cdot s}{1} ds \right) / \left(\int_0^{b_{11}+b_{21}+b_{31}} \frac{q_{11}(s)}{1} ds \right) \right) - \\
& - \left(\int_{b_{11}+b_{21}+b_{31}}^x \frac{q_{11}(s)}{1} ds \right) \left(s - \left(\int_{b_{11}+b_{21}+b_{31}}^s \frac{q_{11}(s) \cdot s}{1} ds \right) / \left(\int_{b_{11}+b_{21}+b_{31}}^s \frac{q_{11}(s)}{1} ds \right) \right) + Q_{21}(s - b_{11}) - K_{21} + Q_{31}(s - b_{11} - b_{21}) - \\
& - K_{31} + R_{21}(s - b_{11} - b_{21}) + Q_{41}(s - b_{11} - b_{21} - b_{31}) - K_{41} + R_{31}(s - b_{11} - b_{21} - b_{31}))^2) ds + \\
& + \int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{1}{2EI_1} (((Q_{11}(s) - Q_{11}(a_{11} + a_{21}) + R_{11}(s) - R_{11}(a_{21}) - M_{11} + Q_{21}(s) - Q_{21}(a_{11} + a_{21}) - M_{21} + \\
& + Q_{31}(s) - Q_{31}(a_{11} + a_{21}) - M_{31} + R_{21}(s) + Q_{41}(s) - Q_{41}(a_{11} + a_{21}) - M_{41} + R_{31}(s) - \\
& - \left(\int_0^{b_{11}+b_{21}+b_{31}+b_{41}} \frac{q_{11}(s)}{1} ds \right) (s) - \left(\int_0^s \frac{q_{31}(s)}{1} ds \right) \left(s - \left(\int_0^s \frac{q_{31}(s) \cdot s}{1} ds \right) / \left(\int_0^s \frac{q_{31}(s)}{1} ds \right) \right) - \left(\int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{q_{21}(s)}{1} ds \right) (s) + \\
& + \left(\int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{q_{21}(s)}{1} ds \right) \left(a_{11} + a_{21} - \left(\int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{q_{21}(s)}{1} ds \right) / \left(\int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{q_{21}(s)}{1} ds \right) \right) \right)^2 ds + \int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{(K_{11})^2}{2GIk_1} ds + \\
& + \int_0^{b_{11}} \frac{\left(Q_{11}(a_{11} + a_{12}) + R_{11}(a_{21}) + M_{11} - \left(\int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{q_{21}(s)}{1} ds \right) \left(a_{11} + a_{21} - \left(\int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{q_{21}(s) \cdot s}{1} ds \right) / \left(\int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{q_{21}(s)}{1} ds \right) \right) \right)^2}{2GIk_3} ds + \\
& + \int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{(K_{21})^2}{2GIk_2} ds + \int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{(K_{31})^2}{2GIk_2} ds + \int_{b_{11}}^{b_{11}+b_{21}} \frac{Q_{11}(a_{11} + a_{12}) + R_{11}(a_{21}) + M_{11}}{2GIk_3} ds - \\
& \int_{b_{11}}^{b_{11}+b_{21}} \frac{\left(\int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{q_{21}(s)}{1} ds \right) \left(a_{11} + a_{21} - \left(\int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{q_{21}(s) \cdot s}{1} ds \right) / \left(\int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{q_{21}(s)}{1} ds \right) \right) + Q_{21}(a_{11} + a_{21}) + M_{21})^2}{2GIk_3} ds + \\
& + \int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{(K_{41})^2}{2GIk_2} ds + \int_{b_{11}+b_{21}}^{b_{11}+b_{21}+b_{31}} \frac{1}{2GIk_3} (Q_{11}(a_{11} + a_{21}) + R_{11}(a_{21}) + M_{11} - \left(\int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{q_{21}(s)}{1} ds \right) \cdot \\
& \cdot \left(a_{11} + a_{21} - \left(\int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{q_{21}(s) \cdot s}{1} ds \right) / \left(\int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{q_{21}(s)}{1} ds \right) \right) + Q_{21}(a_{11} + a_{21}) + M_{21} + Q_{31}(a_{11} + a_{21}) + M_{31})^2 ds +
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + \int_{b_{11}+b_{21}+b_{31}}^{b_{11}+b_{21}+b_{31}+b_{41}} \frac{1}{2GIk_3} (Q_{11}(a_{11} + a_{21}) + R_{11}(a_{21}) + M_{11} - \left(\int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{q_{21}(s)}{1} ds \right)) \cdot \\
& \cdot \left(a_{11} + a_{21} - \left(\int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{q_{21}(s) \cdot s}{1} ds \right) / \left(\int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{q_{21}(s)}{1} ds \right) \right) + Q_{21}(a_{11} + a_{21}) + M_{21} + Q_{31}(a_{11} + a_{21}) + M_{31} + \\
& Q_{41}(a_{11} + a_{21}) + M_{41})^2 dx + \int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{1}{2GIk_1} ((Q_{11}(b_{11} + b_{21} + b_{31} + b_{41}) + R_{11}(b_{11} + b_{21} + b_{31} + b_{41}) - K_{11} - \\
& - \left(\int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{q_{21}(s)}{1} ds \right) (b_{11} + b_{21} + b_{31} + b_{41}) - \left(\int_0^{b_{11}+b_{21}+b_{31}+b_{41}} \frac{q_{11}(s)}{1} ds \right) (b_{11} + b_{21} + b_{31} + b_{41} - \\
& - \left(\int_0^{b_{11}+b_{21}+b_{31}+b_{41}} \frac{q_{11}(s) \cdot s}{1} ds \right) / \left(\int_0^{b_{11}+b_{21}+b_{31}+b_{41}} \frac{q_{11}(s)}{1} ds \right)) + Q_{21}(b_{21} + b_{31} + b_{41}) - K_{21} + Q_{31}(b_{31} + b_{41}) - \\
& - K_{31} + R_{21}(b_{31} + b_{41}) + R_{31}(b_{41}) + Q_{41}(b_{41}) - K_{41})^2 ds \tag{2.7}
\end{aligned}$$

2.3.2. Запис функцій потенціальних енергій деформацій елементів другої частини конструктивної системи

Запис функцій внутрішніх силових факторів та потенціальних енергій деформацій проводимо відповідно до рис. 2.3, рис. 2.5, та використовуємо формулу (2.3) [4, 5]:

$$\begin{aligned}
U_2 = & \int_0^{a_{11}} \frac{\left(Q_{12}(s) - \left(\int_0^s \frac{q_{22}(s)}{1} ds \right) \left(s - \left(\int_0^s \frac{q_{22}(s) \cdot s}{1} ds \right) / \left(\int_0^s \frac{q_{22}(s)}{1} ds \right) \right) + M_{12} \right)^2}{2EI_1} dx + \\
& + \int_{a_{11}}^{a_{11}+a_{21}} \frac{1}{2EI_1} \left(Q_{12}(s) - \left(\int_{a_{11}}^s \frac{q_{22}(s)}{1} ds \right) \left(s - \left(\int_{a_{11}}^s \frac{q_{22}(s) \cdot s}{1} ds \right) / \left(\int_{a_{11}}^s \frac{q_{22}(s)}{1} ds \right) \right) - \right. \\
& - \left. \left(\int_0^{a_{11}} \frac{q_{22}(s)}{1} ds \right) \left(s - \left(\int_0^{a_{11}} \frac{q_{22}(s) \cdot s}{1} ds \right) / \left(\int_0^{a_{11}} \frac{q_{22}(s)}{1} ds \right) \right) + M_{12} + R_{12}(s - a_{11}) \right)^2 ds + \\
& + \int_0^{b_1} \frac{\left(Q_{12}(s) - K_{12} - \left(\int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{q_{22}(s)}{1} ds \right) (s) - \left(\int_0^s \frac{q_{12}(s)}{1} ds \right) \left(s - \left(\int_0^s \frac{q_{12}(s) \cdot s}{1} ds \right) / \left(\int_0^s \frac{q_{12}(s)}{1} ds \right) \right) + R_{12}(s) \right)^2}{2EI_3} ds + \\
& + \int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{(Q_{22}(s) + M_{22})^2}{2EI_2} ds + \int_{b_1}^{b_2+b_1} \frac{1}{2EI_3} \left(\left(Q_{12}(s) + R_{12}(s) - K_{12} + Q_{22}(s - b_{11}) - K_{22} - \left(\int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{q_{22}(s)}{1} ds \right) (s) - \right. \right. \\
& - \left. \left. \left(\int_0^{b_1} \frac{q_{12}(s)}{1} ds \right) \left(s - \left(\int_0^{b_1} \frac{q_{12}(s) \cdot s}{1} ds \right) / \left(\int_0^{b_1} \frac{q_{12}(s)}{1} ds \right) \right) - \left(\int_{b_1}^s \frac{q_{12}(s)}{1} ds \right) \left(s - \left(\int_{b_1}^s \frac{q_{12}(s) \cdot s}{1} ds \right) / \left(\int_{b_1}^s \frac{q_{12}(s)}{1} ds \right) \right) \right) \right)^2 ds + \\
& + \int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{(Q_{32}(s) + M_{32})^2}{2EI_2} ds + \int_{b_1+b_{21}}^{b_{31}+b_{21}+b_{11}} \frac{1}{2EI_3} \left(\left(Q_{12}(s) + R_{12}(s) - K_{12} - \left(\int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{q_{22}(s)}{1} ds \right) (s) - \right. \right. \\
& - \left. \left. \left(\int_0^{b_1+b_{21}} \frac{q_{12}(s)}{1} ds \right) \left(x - \left(\int_0^{b_1+b_{21}} \frac{q_{12}(s) \cdot s}{1} ds \right) / \left(\int_0^{b_1+b_{21}} \frac{q_{12}(s)}{1} ds \right) \right) - \left(\int_{b_1+b_{21}}^s \frac{q_{12}(s)}{1} ds \right) \right. \right. \\
& \cdot \left. \left. \left(s - \left(\int_{b_1+b_{21}}^s \frac{q_{12}(s) \cdot s}{1} ds \right) / \left(\int_{b_1+b_{21}}^s \frac{q_{12}(s)}{1} ds \right) \right) + Q_{22}(s - b_{11}) - K_{22} + Q_{32}(s - b_{11} - b_{21}) - K_{32} + \right. \right. \\
& \left. \left. + R_{22}(s - b_{11} - b_{21}) \right) \right)^2 dx + \int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{(Q_{42}(s) + M_{42})^2}{2EI_2} ds + \int_{b_1+b_{21}+b_{31}}^{b_{41}+b_{31}+b_{21}+b_{11}} \frac{1}{2EI_3} \left(\left(Q_{12}(s) + R_{12}(s) - K_{12} - \right. \right.
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& - \left(\int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{q_{22}(s)}{1} ds \right) (s) - \left(\int_0^{b_{11}+b_{21}+b_{31}} \frac{q_{12}(s)}{1} ds \right) \left(s - \left(\int_0^{b_{11}+b_{21}+b_{31}} \frac{q_{12}(s) \cdot s}{1} ds \right) / \left(\int_0^{b_{11}+b_{21}+b_{31}} \frac{q_{12}(s)}{1} ds \right) \right) - \\
& - \left(\int_{b_{11}+b_{21}+b_{31}}^s \frac{q_{12}(s)}{1} ds \right) \left(s - \left(\int_{b_{11}+b_{21}+b_{31}}^s \frac{q_{12}(s) \cdot s}{1} ds \right) / \left(\int_{b_{11}+b_{21}+b_{31}}^s \frac{q_{12}(s)}{1} ds \right) \right) + Q_{22}(s-b_{11}) - K_{22} + Q_{32}(s-b_{11}-b_{21}) - \\
& - K_{32} + R_{22}(s-b_{11}-b_{21}) + Q_{42}(s-b_{11}-b_{21}-b_{31}) - K_{42} + R_{32}(s-b_{11}-b_{21}-b_{31}) \Big)^2 ds + \\
& + \int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{1}{2EI_1} \left((Q_{12}(s) - Q_{12}(a_{11} + a_{21}) + R_{12}(s) - R_{12}(a_{21}) - M_{12} + Q_{22}(s) - Q_{22}(a_{11} + a_{21}) - M_{22} + \right. \\
& + Q_{32}(s) - Q_{32}(a_{11} + a_{21}) - M_{32} + R_{22}(s) + Q_{42}(s) - Q_{42}(a_{11} + a_{21}) - M_{42} + R_{32}(s) - \\
& - \left. \left(\int_0^{b_{11}+b_{21}+b_{31}+b_{41}} \frac{q_{12}(s)}{1} ds \right) (s) - \left(\int_0^s \frac{q_{32}(s)}{1} ds \right) \left(s - \left(\int_0^s \frac{q_{32}(s) \cdot s}{1} ds \right) / \left(\int_0^s \frac{q_{32}(s)}{1} ds \right) \right) - \left(\int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{q_{22}(s)}{1} ds \right) (s) + \right. \\
& + \left. \left. \left(\int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{q_{22}(s)}{1} ds \right) \left(a_{11} + a_{21} - \left(\int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{q_{22}(s) \cdot s}{1} ds \right) / \left(\int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{q_{22}(s)}{1} ds \right) \right) \right) \right)^2 ds + \int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{(K_{12})^2}{2GIk_1} ds + \\
& + \int_0^{b_{11}} \frac{\left(Q_{12}(a_{11} + a_{12}) + R_{12}(a_{21}) + M_{12} - \left(\int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{q_{22}(s)}{1} ds \right) \left(a_{11} + a_{21} - \left(\int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{q_{22}(s)}{1} ds \right) / \left(\int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{q_{22}(s)}{1} ds \right) \right) \right)^2}{2GIk_3} dx + \\
& + \int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{(K_{22})^2}{2GIk_2} ds + \int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{(K_{32})^2}{2GIk_2} ds + \int_{b_{11}}^{b_{11}+b_{21}} \frac{(Q_{12}(a_{11} + a_{12}) + R_{12}(a_{21}) + M_{12} -}{2GIk_3} - \\
& - \frac{\left(\int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{q_{22}(s)}{1} ds \right) \left(a_{11} + a_{21} - \left(\int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{q_{22}(s) \cdot s}{1} ds \right) / \left(\int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{q_{22}(s)}{1} ds \right) \right) + Q_{22}(a_{11} + a_{21}) + M_{22}}{2GIk_3} \Big)^2}{2GIk_3} dx + \\
& + \int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{(K_{42})^2}{2GIk_2} ds + \int_{b_{11}+b_{21}}^{b_{11}+b_{21}+b_{31}} \frac{1}{2GIk_3} \left(Q_{12}(a_{11} + a_{21}) + R_{12}(a_{21}) + M_{12} - \left(\int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{q_{22}(s)}{1} ds \right) \cdot \right. \\
& \cdot \left. \left(a_{11} + a_{21} - \left(\int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{q_{22}(s) \cdot s}{1} ds \right) / \left(\int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{q_{22}(s)}{1} ds \right) \right) + Q_{22}(a_{11} + a_{21}) + M_{22} + Q_{32}(a_{11} + a_{21}) + M_{32} \right)^2 ds +
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + \int_{b_{11}+b_{21}+b_{31}}^{b_{11}+b_{21}+b_{31}+b_{41}} \frac{1}{2GIk_3} (Q_{12}(a_{11} + a_{21}) + R_{12}(a_{21}) + M_{12} - \left(\int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{q_{22}(s)}{1} ds \right) \cdot \\
& \cdot \left(a_{11} + a_{21} - \left(\int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{q_{22}(s) \cdot s}{1} ds \right) / \left(\int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{q_{22}(s)}{1} ds \right) \right) + Q_{22}(a_{11} + a_{21}) + M_{22} + Q_{32}(a_{11} + a_{21}) + M_{32} + \\
& Q_{42}(a_{11} + a_{21}) + M_{42} \Big)^2 ds + \int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{1}{2GIk_1} ((Q_{12}(b_{11} + b_{21} + b_{31} + b_{41}) + R_{12}(b_{11} + b_{21} + b_{31} + b_{41}) - K_{12} - \\
& - \left(\int_0^{a_{11}+a_{21}} \frac{q_{22}(s)}{1} ds \right) (b_{11} + b_{21} + b_{31} + b_{41}) - \left(\int_0^{b_{11}+b_{21}+b_{31}+b_{41}} \frac{q_{12}(s)}{1} ds \right) (b_{11} + b_{21} + b_{31} + b_{41} - \\
& - \left(\int_0^{b_{11}+b_{21}+b_{31}+b_{41}} \frac{q_{12}(s) \cdot s}{1} ds \right) / \left(\int_0^{b_{11}+b_{21}+b_{31}+b_{41}} \frac{q_{12}(s)}{1} ds \right)) + Q_{22}(b_{21} + b_{31} + b_{41}) - K_{22} + Q_{32}(b_{31} + b_{41}) - \\
& - K_{32} + R_{22}(b_{31} + b_{41}) + R_{32}(b_{41}) + Q_{42}(b_{41}) - K_{42})^2 ds \tag{2.8}
\end{aligned}$$

2.3.3. Запис функцій потенціальних енергій деформацій елементів центральної частини конструктивної системи

Запис функцій внутрішніх силових факторів та потенціальних енергій деформацій проводимо відповідно до рис. 2.3, рис. 2.5, та використовуючи формулу (2.3) [4, 5]:

$$\begin{aligned}
U_3 = & \int_0^{b_{11}} \frac{\left(-Q_{11}(s) - Q_{12}(s) + K_{11} + K_{12} - \left(\left(\int_0^s \frac{q_{13}(s)}{1} ds \right) \left(s - \left(\int_0^s \frac{q_{13}(s) \cdot s}{1} ds \right) / \left(\int_0^s \frac{q_{13}(s)}{1} ds \right) \right) \right)^2}{2EI_4} ds + \\
& + \int_{b_{11}}^{b_{11}+b_{21}} \frac{1}{2EI_4} \left((-Q_{11}(s) - Q_{12}(s) + K_{11} + K_{12} - \left(\int_0^{b_{11}} \frac{q_{13}(s)}{1} ds \right) \left(s - \left(\int_0^{b_{11}} \frac{q_{13}(s) \cdot s}{1} ds \right) / \left(\int_0^{b_{11}} \frac{q_{13}(s)}{1} ds \right) \right) - \right.
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& - \left(\int_{b_{11}}^s \frac{q_{13}(s)}{1} ds \right) \left(s - \left(\int_{b_{11}}^s \frac{q_{13}(s) \cdot s}{1} ds \right) / \left(\int_{b_{11}}^s \frac{q_{13}(s)}{1} ds \right) \right) - Q_{21}(s - b_{11}) - Q_{22}(s - b_{11}) + K_{21} + K_{22} \Big)^2 ds + \\
& + \int_{b_{11}+b_{21}}^{b_{11}+b_{21}+b_{31}} \frac{1}{2EI_4} \left((-Q_{11}(s) - Q_{12}(s) + K_{11} + K_{12} - \left(\int_0^{b_{11}+b_{21}} \frac{q_{13}(s)}{1} ds \right) \left(s - \left(\int_0^{b_{11}+b_{21}} \frac{q_{13}(s) \cdot s}{1} ds \right) / \left(\int_0^{b_{11}+b_{21}} \frac{q_{13}(s)}{1} ds \right) \right) - \right. \\
& - \left. \left(\int_{b_{11}+b_{21}}^s \frac{q_{13}(s)}{1} ds \right) \left(s - \left(\int_{b_{11}+b_{21}}^s \frac{q_{13}(s) \cdot s}{1} ds \right) / \left(\int_{b_{11}+b_{21}}^s \frac{q_{13}(s)}{1} ds \right) \right) - Q_{21}(s - b_{11}) - Q_{22}(s - b_{11}) + K_{21} + \right. \\
& + K_{22} - Q_{31}(s - b_{11} - b_{21}) - Q_{32}(s - b_{11} - b_{21}) + K_{31} + K_{32} \Big)^2 ds + \int_{b_{11}+b_{21}+b_{31}}^{b_{11}+b_{21}+b_{31}+b_{41}} \frac{1}{2EI_4} \left((-Q_{11}(s) - \right. \\
& - Q_{12}(s) + K_{11} + K_{12} - \left(\int_0^{b_{11}+b_{21}+b_{31}} \frac{q_{13}(s)}{1} ds \right) \left(s - \left(\int_0^{b_{11}+b_{21}+b_{31}} \frac{q_{13}(s) \cdot s}{1} ds \right) / \left(\int_0^{b_{11}+b_{21}+b_{31}} \frac{q_{13}(s)}{1} ds \right) \right) - \right. \\
& - \left. \left(\int_{b_{11}+b_{21}+b_{31}}^s \frac{q_{13}(s)}{1} ds \right) \left(s - \left(\int_{b_{11}+b_{21}+b_{31}}^s \frac{q_{13}(s)}{1} ds \right) / \left(\int_{b_{11}+b_{21}+b_{31}}^s \frac{q_{13}(s)}{1} ds \right) \right) - Q_{21}(s - b_{11}) - Q_{22}(s - b_{11}) + K_{21} + \right. \\
& + K_{22} - Q_{31}(s - b_{11} - b_{21}) - Q_{32}(s - b_{11} - b_{21}) + K_{31} + K_{32} - Q_{41}(s - b_{11} - b_{21} - b_{31}) - Q_{42}(s - b_{11} - b_{21} - b_{31}) + \\
& + K_{41} + K_{42} \Big)^2 ds + \int_0^{b_{11}} \frac{1}{2GIk_4} \left((M_{12} - M_{11})^2 \right) ds + \int_0^{b_{11}+b_{21}} \frac{1}{2GIk_4} \left((M_{12} - M_{11} + M_{22} - M_{21})^2 \right) ds + \\
& + \int_{b_{11}+b_{21}}^{b_{11}+b_{21}+b_{31}} \frac{1}{2GIk_4} \left((M_{12} - M_{11} + M_{22} - M_{21} + M_{32} - M_{31})^2 \right) ds + \\
& + \int_{b_{11}+b_{21}+b_{31}}^{b_{11}+b_{21}+b_{31}+b_{41}} \frac{1}{2GIk_4} \left((M_{12} - M_{11} + M_{22} - M_{21} + M_{32} - M_{31} + M_{42} - M_{41})^2 \right) ds. \quad (2.9)
\end{aligned}$$

2.4. Енергетична модель потенціальних енергій деформацій рами

Сумарна потенціальна енергію конструктивної системи розкидача твердих органічних добрив визначаємо за формулою [4]:

$$U = U_1 + U_2 + U_3. \quad (2.10)$$

де U_1 – загальна потенціальна енергія першої частини конструктивної системи (2.7) ;

U_2 – загальна потенціальна енергія другої частини конструктивної системи (2.8) ;

U_3 – загальна потенціальна енергія центральної частини системи (2.9) ;

«3. ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ «

3.1. Обґрунтування необхідності вдосконалення елементів рами розкидача

Проводимо розрахунок рами для найбільш ймовірного способу завантаження кузова розкидача твердими органічними добривами рис. 3.1.

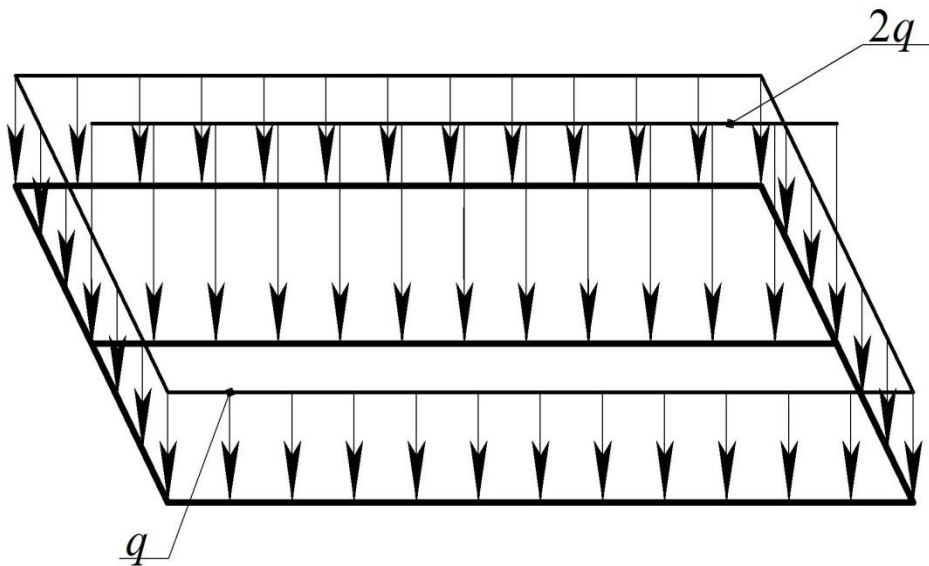


Рисунок 3.1. Розрахункова схема розподілу ваги добрив на кузов розкидача

Розв'язуючи рівняння (2.1), отримаємо:

$$Q_0 = 4q \cdot B + 4q \cdot A = 4q \cdot (B + A), \quad (3.1)$$

де B – довжина рами, $B = 5,3\text{ м}$;

$2A$ – ширина рами, $A = 1,1\text{ м}$.

Q_0 – сумарна вага рами розкидача та органічних добрив, $Q_0 = 135000\text{ Н}$.

$$q = \frac{Q_0}{4(B + A)} = \frac{135000}{4(5,3 + 1,1)} \approx 5275 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$

Використовуючи пакет прикладних програм Matlab, розв'язуємо рівняння (2.10), яке включає рівняння (2.7-2.9). У результаті розв'язку отримали числові значення внутрішніх силових факторів, які заносимо в таблицю 3.1.

Таблиця 3.1. Значення силових факторів залежно від характеру зовнішніх навантажень

Зусилля	Схема навантаження (рис. 3.1)	Зусилля	Схема навантаження (рис. 3.1)
1	2	3	4
$q_{11}(s)$	q	R_{31}, H	53533
$q_{21}(s)$	q	R_{12}, H	19177
$q_{31}(s)$	q	R_{22}, H	-5190
$q_{12}(s)$	q	R_{32}, H	53533
$q_{22}(s)$	q	$M_{11}, Hм$	-593
$q_{32}(s)$	q	$M_{21}, Hм$	486
$q_{13}(s)$	$2q$	$M_{31}, Hм$	9460
$q, H/м$	5275	$M_{41}, Hм$	10943
R_{11}, H	19177	$K_{11}, Hм$	-526
R_{21}, H	-5190	$K_{21}, Hм$	-716
$K_{31}, Hм$	-860		

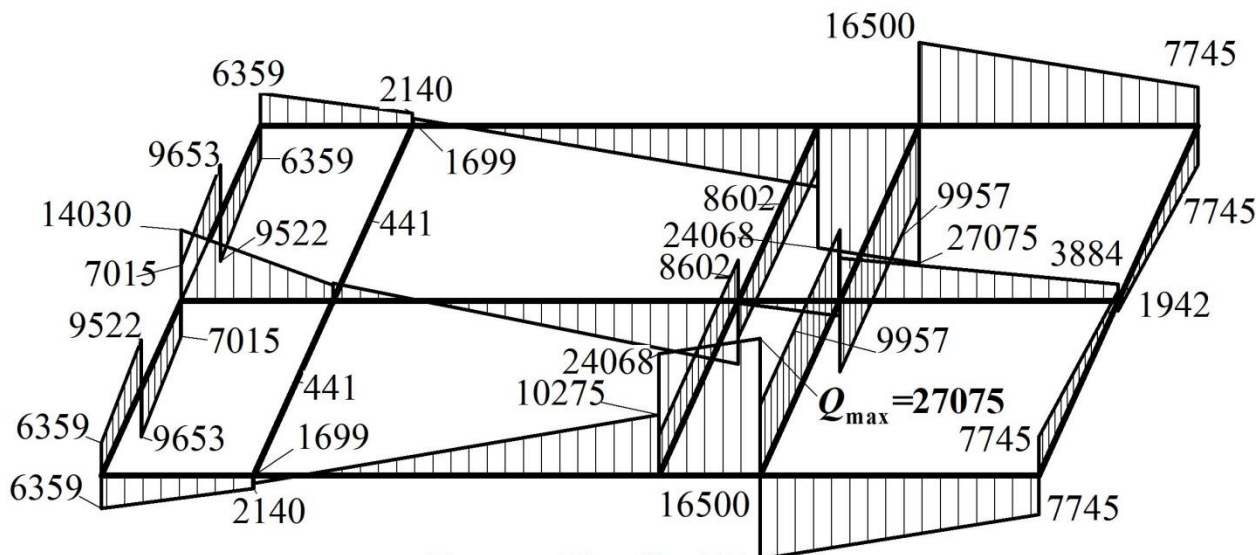
Закінчення таблиці 3.1

1	2	3	4
K_{41} , Нм	-111	K_{12} , Нм	-526,241
Q_{11} , Н	-7015	K_{22} , Нм	-716,776
Q_{21} , Н	-441	K_{32} , Нм	-860,837
Q_{31} , Н	-8602	K_{42} , Нм	-111,185
Q_{41} , Н	-9957	Q_{12} , Н	-7015,44
M_{12} , Нм	-593	Q_{22} , Н	-441,412
M_{22} , Нм	486,45	Q_{32} , Н	-8602,54
M_{32} , Нм	9460,94	Q_{42} , Н	-9957,38
M_{42} , Нм	10943,00		

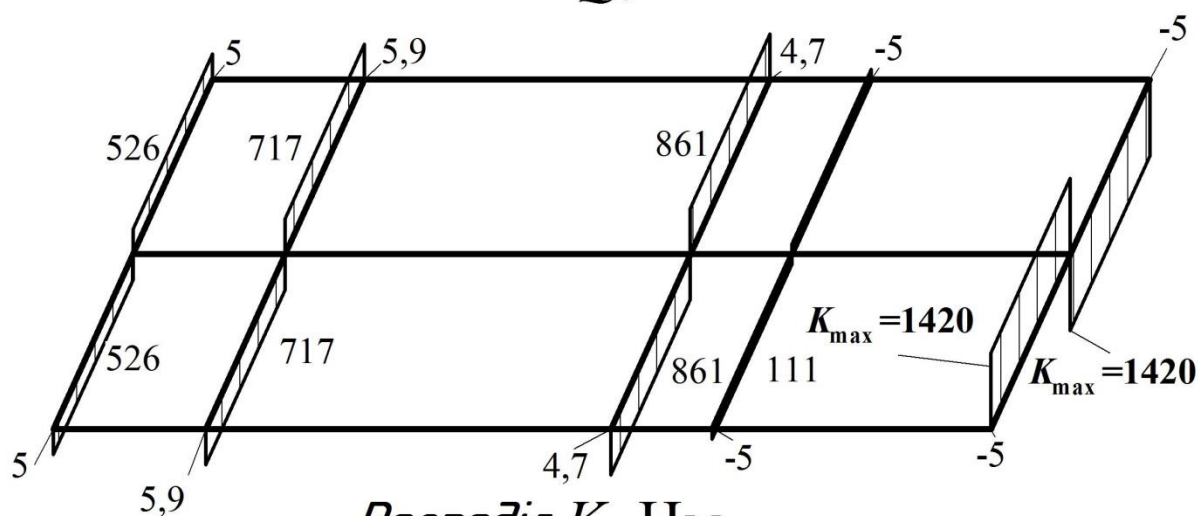
За отриманими результатами будемо епюри перерізуючі сил, крутних та згинальних моментів (рис.3.2).

Аналізуючи результати вичислень (табл. 3.1) та епюри внутрішніх силових факторів (рис.3.2) приходимо до висновку, що максимальне навантаження конструктивної системи виникає на ділянці кріплення колісної пари: $M_{\max}=18808$ Нм; $Q_{\max}=27075$ Н; $K=4,7$ Нм.

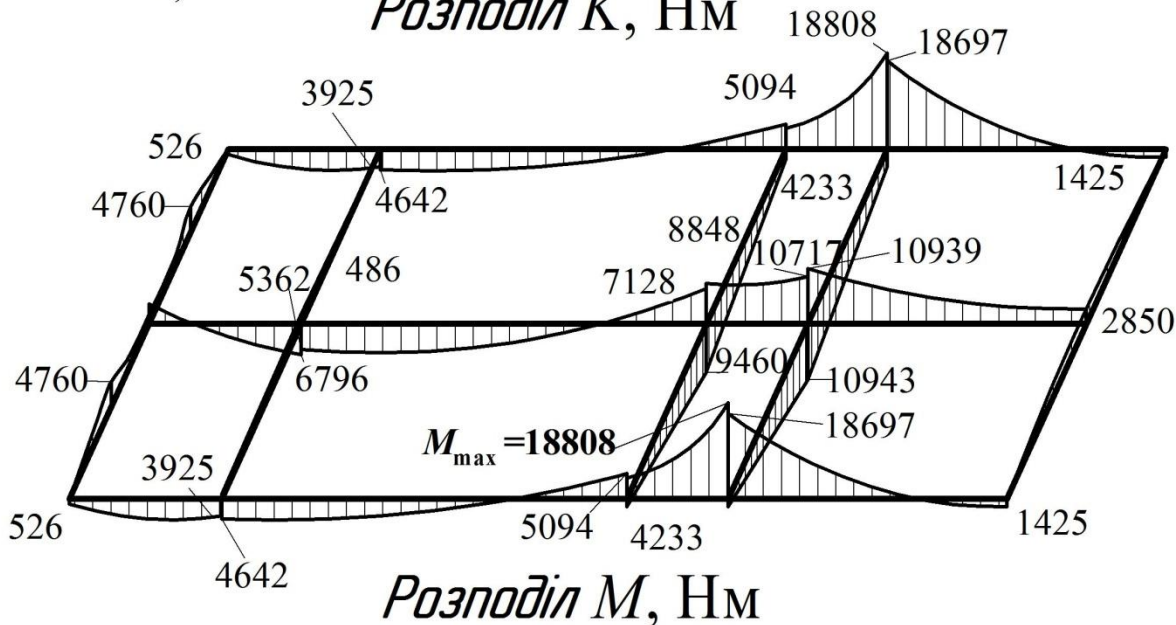
Стаavimo за мету провести уточнюючий аналіз напруженого даної ділянки конструктивної системи.



Розподіл Q , Н



Розподіл K , Нм



Розподіл M , Нм

Рисунок 3.2. Епюри внутрішніх силових факторів рами розкидача

3.2. Аналіз напруженого стану ділянки кріплення колісної пари

Схематизація дії зовнішніх навантажень та внутрішніх силових факторів ділянки кріплення колісної пари показана на рис. 3.3.

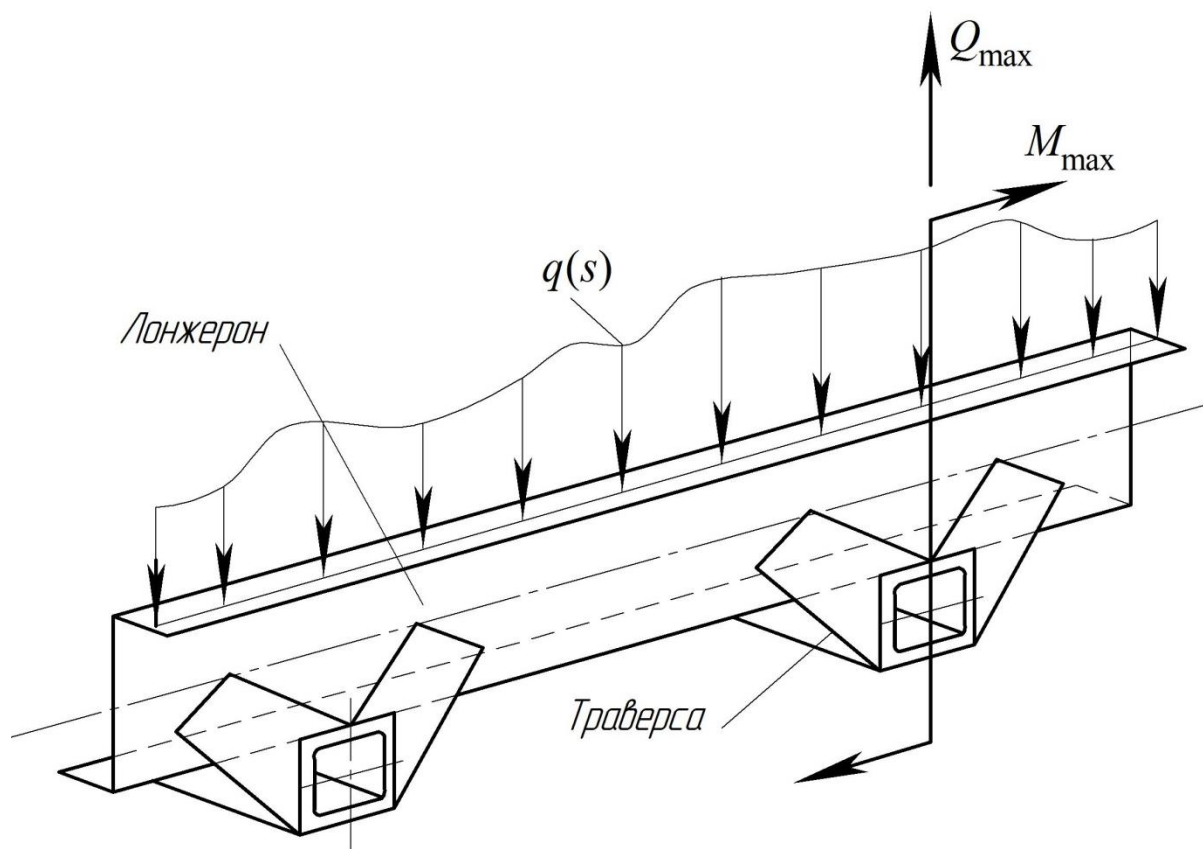


Рисунок 3.3. Схематизація дії зовнішніх навантажень та внутрішніх силових факторів ділянки кріплення колісної пари

При подальших розрахунках проводимо дослідження при рівномірному розміщенні твердих добрив по поверхні кузова (рис. 3.1).

Уточнююча схема дії зовнішніх та внутрішніх зусиль на ділянку кріплення колісної пари показана на рисунку 3.4.

Приймаємо, що на полицю Z – подібного профілю рівномірно-розподілене навантаження діє по середній лінії полиці (рис.3.4 а). Результат цієї дії, це виникнення рівномірно-розподіленого крутного моменту (3.2).

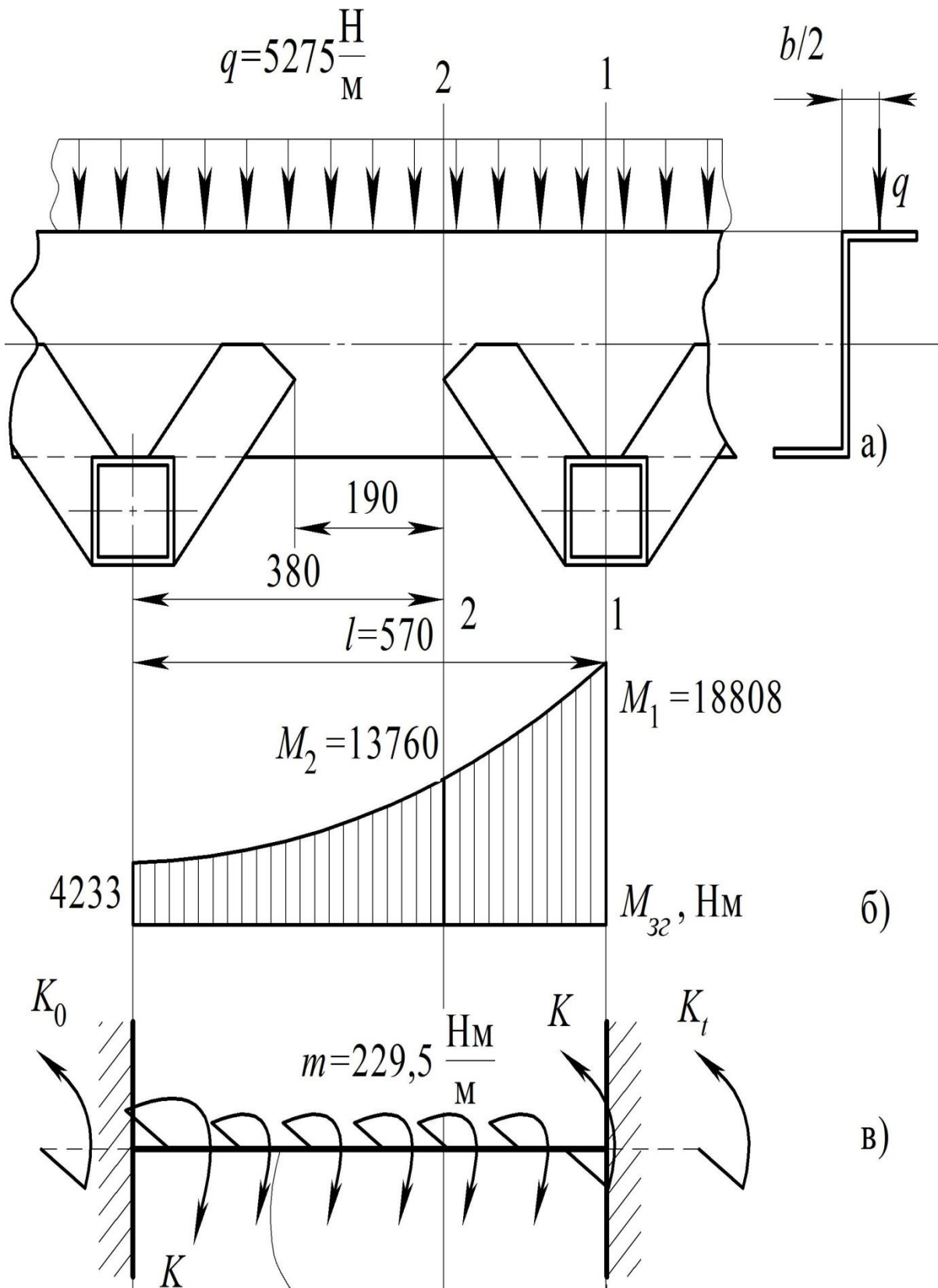


Рисунок 3.4. Уточнююча схема дії зовнішніх та внутрішніх навантажень на ділянку кріплення колісної пари

$$m = \frac{q \cdot b}{2} = \frac{5275 \cdot 0,087}{2} = 229,5 \text{HМ/М.} \quad (3.2)$$

Епюра згинальних моментів для даної ділянки рами показана на рисунку 3.4 б

Елемент рами колісної пари який знаходиться між двома поперечинами є статично-невизначеною системою по відношенню до внутрішніх силових факторів.

Значення K_0 та K_t визначимо з рівнянь.

$$K_0 = \frac{ml}{2} + K ; \quad (3.3)$$

$$K_t = \frac{ml}{2} - K , \quad (3.4)$$

де K – крутний момент (див. рис. 3.2), $K = 4,7$ Нм;

K_0, K_t – моменти в закріпленнях.

Розв'язуємо рівняння (3.3, 3.4), отримаємо

$$K_0 = \frac{229,5 \cdot 0,57}{2} + 4,7 = 70,1 \text{ Нм};$$

$$K_t = \frac{229,5 \cdot 0,57}{2} - 4,7 = 60,7 \text{ Нм}$$

3.2.1. Визначення геометричних характеристик бокового елемента рами

лінійні розміри елемента рами кріплення колісної пари показані на рис. 3.5.

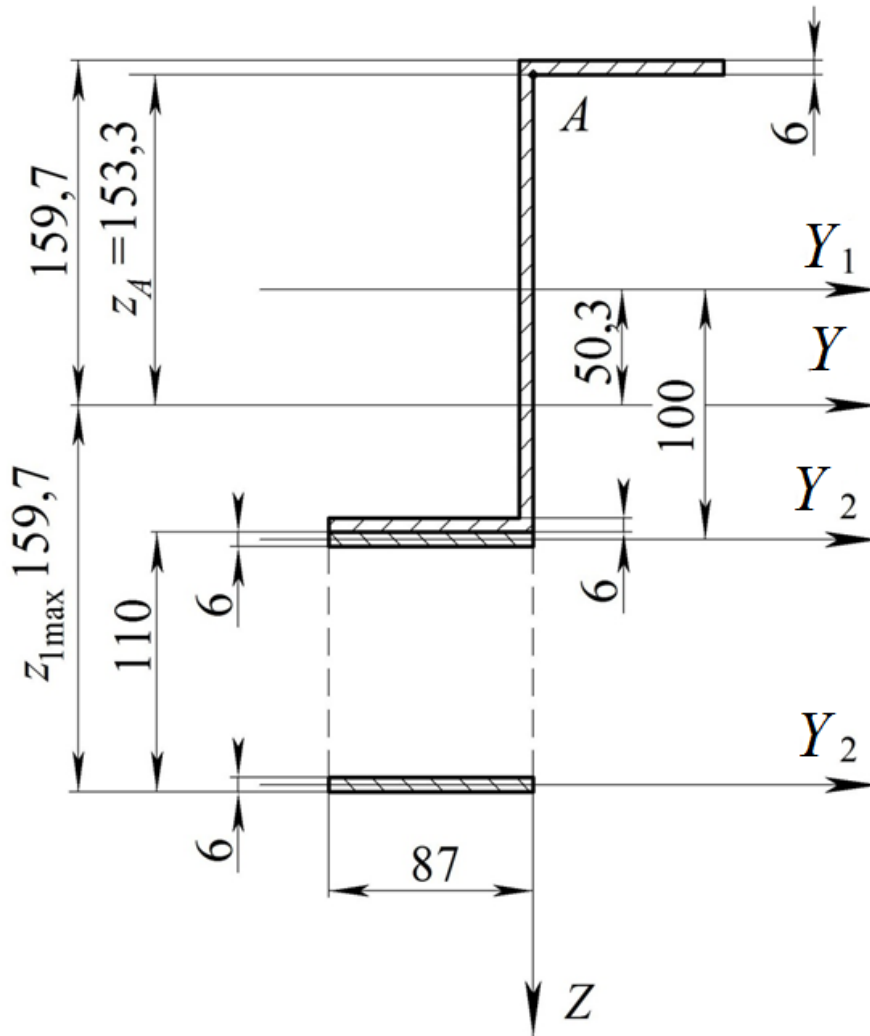


Рисунок 3.5. Поперечний перетин місця кріплення колісної пари

Визначаємо центр ваги поперечного перетину місця кріплення колісної пари [8]:

$$z_{C1} = \frac{\sum S_1}{\sum F} = \frac{F_1 \cdot z_1 + F_2 \cdot z_2 + F_2 \cdot z_{22}}{F_1 + 2F_2}, \quad (3.5)$$

де F_1 – площа поперечного перетину Z-подібного профілю,

$$F_1 = 20 \cdot 0,6 + 2(8,1 \cdot 0,6) = 21,72 \text{ см}^2;$$

F_2 – площа поперечного перетину полоси, $F_2 = 8,7 \cdot 0,6 = 5,22 \text{ см}^2$;

z_1 – координата центра ваги Z-подібного профілю, $z_1 = 0$;

z_2 – координата центра ваги першої смуги, $z_2 = 100 + 3 = 103 \text{ мм}$;

z_{22} – координата центра ваги другої смуги, $z_2 = 100 + 107 = 207 \text{ мм}$.

Підставивши числові дані у формулу (3.5), отримаємо:

$$z_{C_1} = \frac{0 + 5,22 \cdot 103 + 5,22 \cdot 207}{21,72 + 2 \cdot 5,22} = 50,3 \text{ мм.}$$

Осьовий момент інерції перерізу рами розкидача добрив в місці кріплення колісної пари

$$\begin{aligned} I_Y = I_{Y1} + F_1 \cdot 5,03^2 + I_{Y2} + F_2 \cdot (10,3 - 5,03)^2 + \\ + I_{Y2} + F_2 \cdot (21,0 - 0,3 - 5,03)^2, \end{aligned} \quad (3.6)$$

розраховуємо осьовий момент інерції Z-подібного поперечного перетину в числових значеннях (рис. 3.6) [16]

$$I_y = 2 \left(\frac{87 \cdot 6^3}{2} + 87 \cdot 6 \cdot 97^2 \right) + \frac{6 \cdot 188^3}{12} = 13,15 \cdot 10^6 \text{ мм}^4,$$

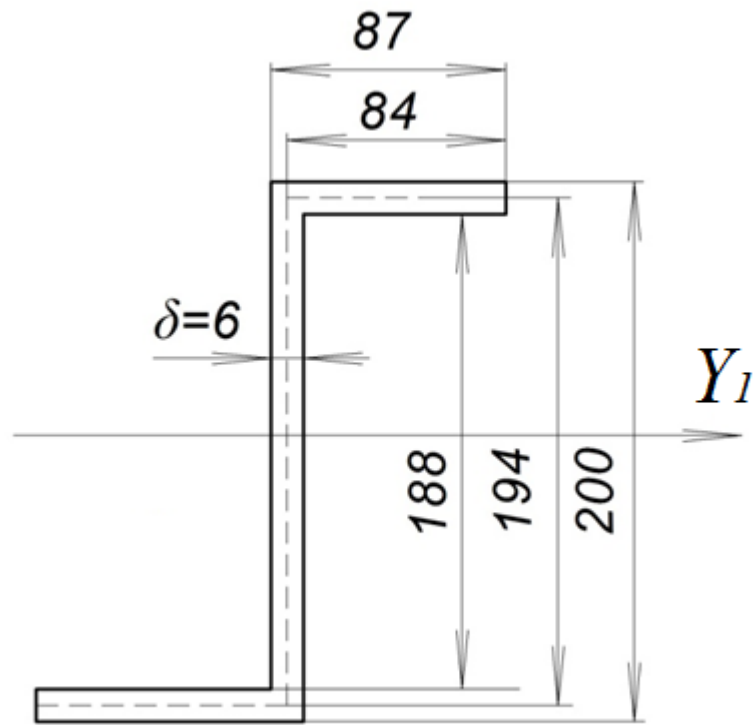


Рисунок 3.6. Схематизація Z-подібного поперечного перетину

I_{Y1} – осьовий момент інерції Z-подібного профілю,

$$I_{Y1} = 1315 \text{ см}^4;$$

$$I_{Y2} \text{ – осьовий момент інерції смуги, } I_{Y2} = \frac{8,7 \cdot 0,6^3}{12} = 0,1566 \text{ см}^4.$$

Підставивши дані, отримаємо

$$I_Y = 1315 + 21,78 \cdot 5,03^2 + 0,1566 + 5,22 \cdot (10,3 - 5,03)^2 + 0,1566 + 5,22 \cdot (21,0 - 0,3 - 5,03)^2 = 3292 \text{ см}^4.$$

3.2.2 Визначення максимальних нормальних напружень в найбільш навантаженому боковому елементі рами розкидача

Максимальні нормальні навантаження від згину в елементах рами [8]

$$\sigma_{\max 1} = \frac{M_1}{I_Y} \cdot z_{1 \max}; \quad (3.7)$$

$$\sigma_{\max 2} = \frac{M_2}{I_{Y_1}} \cdot z_{2 \max}, \quad (3.8)$$

де M_1 , M_2 – згинальні моменти,

$$M_1 = 18808 \text{ Нм}, \quad M_2 = 13760 \text{ Нм (див. рис. 3.4 б);}$$

$z_{2 \max}$ – максимально віддалена координата віддалена від центральної осі, яка знаходиться на поперечному перетині Z-подібного профілю,

$$z_{2 \max} = 100 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Після підстановки отримаємо

$$\sigma_{\max 1} = \frac{18808 \cdot 10^{-6}}{3292 \cdot 10^{-8}} \cdot 159,7 \cdot 10^{-3} = 91,2 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\max 2} = \frac{13760 \cdot 10^{-6}}{1315 \cdot 10^{-8}} \cdot 100 \cdot 10^{-3} = 104,6 \text{ МПа.}$$

3.2.3. Визначення геометричних характеристик центрального елемента рами

Центральний елемент конструктивної системи розкидача складається з двох спарених Z-подібних профілів (рис. 3.7).

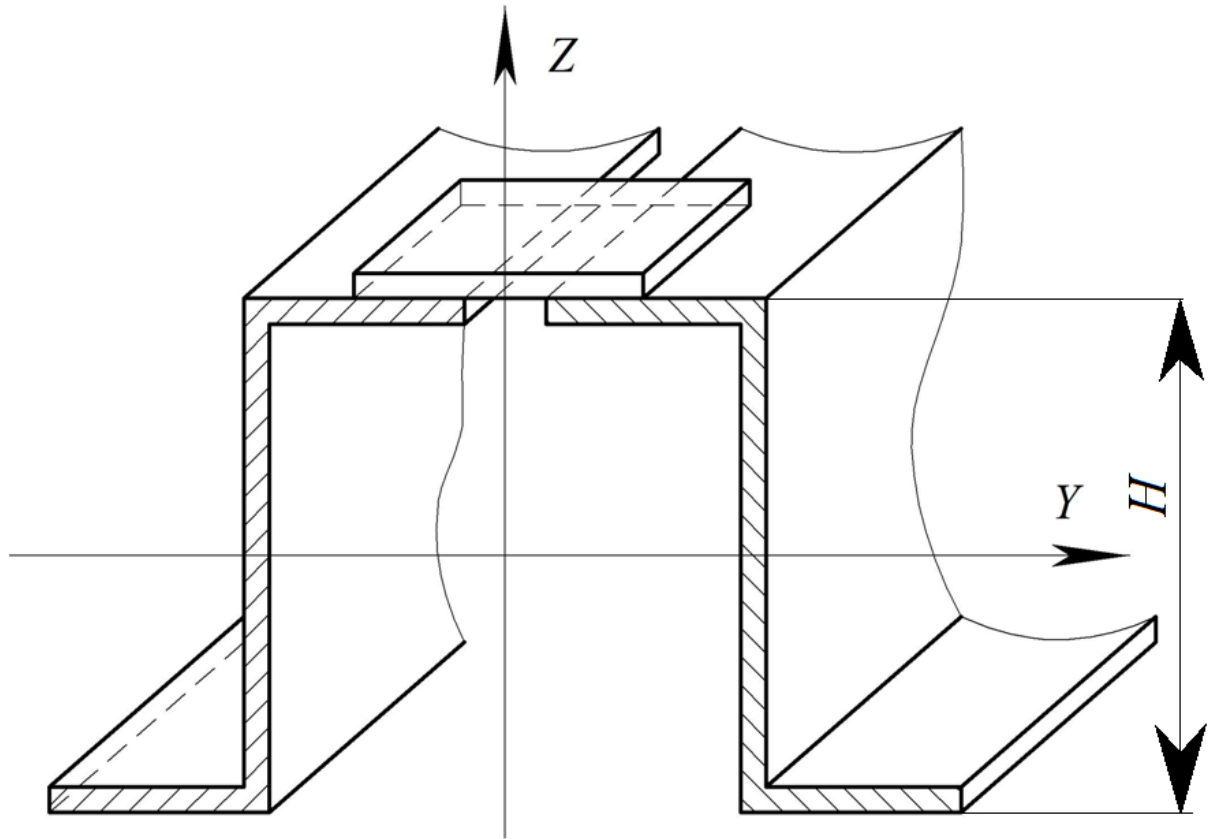


Рисунок 3.7. Поперечний перетин центрального елемента рами

Z-подібні профілі з'єднані через певний інтервал половою для забезпечення жорсткості елемента, тому поперечний переріз полоси неврахований в сумарний момент інерції поперечного перерізу.

$$I_{y_2} = 2I_y = 2 \cdot 13,15 \cdot 10^6 = 26,30 \cdot 10^6 \text{ мм}^4.$$

3.2.4 Визначення максимальних нормальних напружень в найбільш навантаженому центральному елементі рами розкидача

З побудованої епюри згинальних моментів див. рис. 3.2 в небезпечному перетині центрального елемента рами діє $M_{z_2} = 10939 \text{ Нм}$.

Найбільше нормальне напруження в даному перетині дорівнюють

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{32}}{I_Y} \cdot \frac{H}{2}, \quad (3.9)$$

де I_Y – осьовий момент інерції спарених Z - подібних профілів,

$$I_Y = 26,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4.$$

Визначаємо напруження

$$\sigma_{\max} = \frac{10939 \cdot 10^{-6}}{26,3 \cdot 10^{-6}} \cdot \frac{0,2}{2} = 41,6 \text{ МПа.}$$

Як показують вичислення два елементи рами працюють в різних напружених станах, для центрального елемента $\sigma_{\max 1} = 41,6$ МПа, для бокових елементів, $\sigma_{\max 2} = 104,6$ МПа. Таким чином, бокові елементи рами перенапружені в $n = \frac{104,6}{41,6} = 2,51$ рази.

3.3 Вдосконалення конструктивних параметрів рами розкидача

Для забезпечення рівномірності рами розкидача твердих органічних добрив проводимо заміну поперечного перерізу центрального елемента рами з двох спарених Z – подібних на прямокутний пустотілий профіль (рис. 3.8)

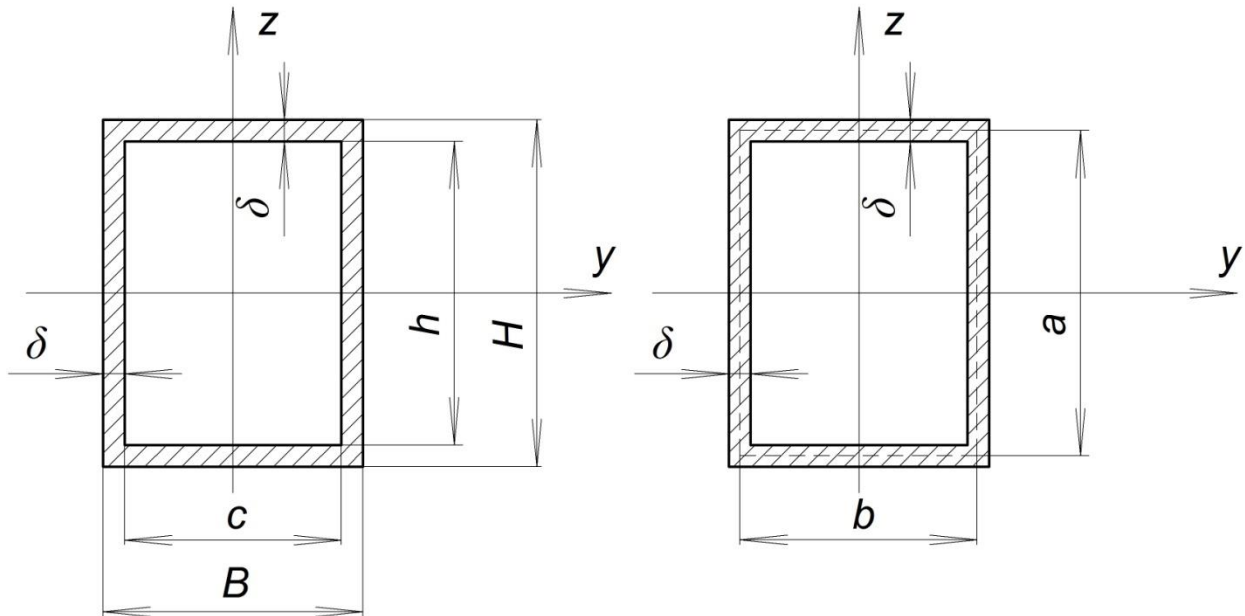


Рисунок 3.8 Поперечний переріз прямокутного пустотілого профілю

Для даного поперечного пустотілого профілю, приймаємо $H=200$ мм,
 $\delta=5$ мм, тоді:

$$h = H - 2\delta; \quad (3.10)$$

$$h = 200 - 2 \cdot 5 = 180;$$

$$c = B - 2\delta; \quad (3.11)$$

$$c = B - 2 \cdot 5 = B - 10.$$

Осьові моменти інерції поперечного перерізу:

$$I_y = \frac{BH^3}{12} - \frac{ch^3}{12} = \frac{B \cdot 200^3}{12} - \frac{(B-10) \cdot 180^3}{12}. \quad (3.11)$$

Максимальні нормальні напруження в центральному елементі рами

$$\sigma_{\max 2b} = \frac{M_{32}}{I_y} \cdot \frac{H}{2}; \quad (3.12)$$

$$\begin{aligned}\sigma_{\max 2b} &= \frac{M_{3z}}{B \cdot 200^3 - \frac{(B-10) \cdot 180^3}{12}} \cdot \frac{H}{2} = \\ &= \frac{M_{3z}}{B \cdot 200^3 - \frac{(B-10) \cdot 180^3}{12}} \cdot \frac{200}{2}.\end{aligned}\quad (3.13)$$

Розв'язуючи рівняння (3.13) визначаємо необхідну ширину прямокутного поперечного пустотілого перетину

$$B = \frac{1200 \cdot M_{3z} - 180^3 \cdot 10 \cdot \sigma_{\max 2b}}{(200^3 - 180^3) \cdot \sigma_{\max 2b}} \quad (3.14)$$

Підставивши вихідні дані, отримаємо

$$B = \frac{1200 \cdot 10939000 - 180^3 \cdot 10 \cdot 104,6}{(200^3 - 180^3) \cdot 104,6} = 32,6 \text{ мм},$$

приймаємо $B = 40$ мм.

В результаті аналітичних вичислень отримали рівномічні елементи рами. Бокові елементи Z-подібний профіль, центральний елемент – пустотілий прямокутний поперечний переріз розмірами 200x40x5.

4.САПР СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

4.1. Методи та системи САПР сільськогосподарської техніки

«ЛІРА» проектування і розрахунок будівельних і машинобудівних конструкцій. Програмний комплекс ЛІРА є сучасним інструментом для чисельного дослідження міцності і стійкості конструкцій і їх автоматизованого проектування [18, 19].

ПК ЛІРА включає наступні основні функції: розвинену інтуїтивне графічне середовище користувача; набір багатofункціональних процесорів; розвинену бібліотеку кінцевих елементів, що дозволяє створювати комп'ютерні моделі практично будь-яких конструкцій: стрижневі плоскі і просторові схеми, оболонки, плити, балки-стілки, масивні конструкції, мембрани, тенти, а також комбіновані системи, що складаються з кінцевих елементів різної мірності (плити і оболонки підперті ребрами, рамно-зв'язевим системи, плити на пружній підставі і ін.); розрахунок на різні види динамічних дій (вібраційні навантаження, імпульс, удар, відповідь-спектр); розрахунок на вітрові навантаження з урахуванням пульсації і сейсмічні дії за нормативами країн СНД, Європи, Африки, Азії та США; конструюють системи залізобетонних і сталевих елементів відповідно до нормативів країн СНД, Європи і США; редагування баз сталевих сортаментів; зв'язок з іншими графічними і документуються системами (AutoCAD, Allplan, Stark, ArchiCAD, MS Word, HyperSteel, AdvanceSteel, Vocad, Revit і інших) на основі DXF, MDB, IFC та ін. файлів.

Програма "Ліра 9.6" включає в себе розвинену систему допомоги, зручну систему документування. Можливість зміни мови (російська / англійська) інтерфейсу і / або документування на будь-якому етапі роботи;

Різні системи одиниць вимірювання і їх комбінації. ПК ЛПА має низку додаткових унікальних можливостей: швидкодіючі алгоритми складання і рішення систем рівнянь без обмеження на кількість вузлів та елементів; суперелементні моделювання з візуалізацією на всіх етапах розрахунку, що дозволяє в ряді випадків прискорити вирішення завдання і знизити вплив поганої обумовленості великорозмірних матриці; модулі обліку фізичної не лінійності на основі різних нелінійних залежностей, що забезпечують можливість комп'ютерного моделювання процесу вантаження як моно-, так і б-матеріальних конструкцій, з дослідженням розвитку тріщин, проявом деформацій повзучості і текучості, аж до отримання картини руйнування конструкції. Присутні модулі обліку геометричної не лінійності, що дозволяють розраховувати, як конструкції спочатку геометрично незмінні (гнучкі плити і балки, гнучкі ферми та ін.) так і конструкції спочатку геометрично змінні, для розрахунку яких необхідно спочатку визначити рівноважну форму під заданий вид навантаження (окремі канати, вантові ферми, вантові покриття, тенти, мембрани та ін.).

Великий набір спеціальних кінцевих елементів, що дозволяють складати адекватні комп'ютерні моделі для складних і неординарних споруд. Наприклад: кінцевий елемент, що моделює податливість вузлів; кінцевий елемент, що моделює роботу ґрунту за межами конструкції; кінцевий елемент, що моделює натяжний пристрій (форкопф) і що дозволяє забезпечувати задане первинне натяг конструкції або знаходити необхідне натягнення, що забезпечує задану геометрію (наприклад, тенту або вантової мережі);

"Ліра 9.6" Спеціалізований процесор МІСТ, що дозволяє будувати поверхні впливу в призначених користувачем елементах мостової конструкції від рухомого навантаження, визначає невідповідні поєднання зусиль і переміщень. Включає в себе спеціалізований процесор МОНТАЖ-плюс, що дозволяє відстежувати напружений стан споруди в процесі його зведення, багаторазове зміна розрахункової схеми, установка і видалення тимчасових опор і т.п. Цей процесор дозволяє також проводити комп'ютерне моделювання зведення висотних будівель з монолітного залізобетону з урахуванням змін жорсткості і міцності бетону, викликаних тимчасовим заморожуванням покладеної суміші та

іншими факторами. Спеціалізований процесор Динаміка плюс, який реалізує метод прямого інтегрування рівнянь руху за часом і дозволяє проводити комп'ютерне моделювання поведінки конструкції під динамічними навантаженнями, у тому числі з урахуванням не лінійності.

Спеціалізована система ЛПА-КМ, що дозволяє в автоматизованому режимі отримувати робочі креслення КМ (маркувальні схеми, відомості елементів, вузли, специфікації). На відміну від численних графічних систем (AdvanceSteel, StruCad, Vocad, RealSteel і багато ін.) Орієнтованих тільки на автоматизацію графіки при проектуванні сталевих конструкцій, технологічний ланцюжок ЛПА - ЛП-СТК - ЛП-КМ дозволяє розрахувати, підібрати (перевірити) і уніфікувати перерізу сталевих елементів і конструкції вузлів з подальшим отриманням креслень КМ;

Ліра включає спеціалізовану систему ГРУНТ, що дозволяє за даними інженерно-геологічних вишукувань (розташування та характеристика свердловин) будувати тривимірну модель ґрунтової основи з наступним визначенням змінних по області фундаментної плити коефіцієнтів пастелі за різними методиками. Спеціалізована система ВАРІАЦІЇ МОДЕЛЕЙ, що дозволяє в рамках однієї задачі варіювати жорсткості елементів і граничними умовами (при збереженні топології системи), що забезпечує облік таких факторів як зміна жорсткості ґрунтової основи при динамічних (в тому числі і сейсмічних) впливах, форс-мажорний вихід з ладу окремих елементів при вирішенні задач стійкості до прогресуючого обвалення і ін.

Покращений розрахунковий процесор. Значно збільшено швидкодію розрахункових процесорів (статика, динаміка, стійкість, не лінійність, монтаж). ПК ЛПА 9.6 адаптований до роботи під управлінням операційної системи Windows 7.

4.2. Розробка моделі об'єкту проектування

Мета розрахунку рами [20, 21]:

- провести статичний розрахунок просторової рами;
- розкрити статичну невизначеність;
- побудувати епюри згинальних моментів та нормальних напружень;

Розрахунок поділяється на 5 етапів.

Перший етап створення задачі.

Для створення нової задачі виконують пункт меню **Файл** \Rightarrow **Новий**.

В створеному діалоговому вікні задаємо наступні параметри ім'я (довільно) та признак схеми - шість ступенів свободи. Після чого підтверджуємо діалогове вікно.

Другий етап створення геометричної схеми

За допомогою пункту меню **Схема** \Rightarrow **Створення** \Rightarrow **Просторові рами** виведе на екран діалогове вікно **Просторова рама**. В цьому діалоговому вікні задаються наступні параметри просторової рами: кількість частин рами кути нахилу вузлів.

Третій етап задавання силових факторів проходить у такій послідовності задаємо моменти, сили, рівномірно розподіленні навантаження та точки їх прикладання.

Четвертий етап проводимо розрахунок рами та визначення згинальних моментів. Після чого робимо аналіз та визначаємо найбільш та найменш навантажені елементи рамної конструкції.

П'ятий етап розраховуємо напруження в найбільш навантажених елементах рами. Великі напруження вузлів зменшуємо за рахунок підбору більшого поперечного перетину та збільшення міцності. Після чого проводимо повторний розрахунок та визначаємо напруження. Аналогічно для вузлів із малими напруженнями підбираємо менший поперечний перетин та перераховуємо напруження.

4.3. Проектування

Розподіл ваги органічних добрив на площині кузова розкидача переважно має змінну форму, як у поперечній так і в поздовжній площинах. Функціонально описати характер впливу розподіленого навантаження на тримку здатність елементів розкидача складає важливу для інженерно-конструкторської практики задачу. Розглядаємо найбільш ймовірніші випадки розподілу зовнішнього навантаження на кузов розкидача (рис. 4.1).

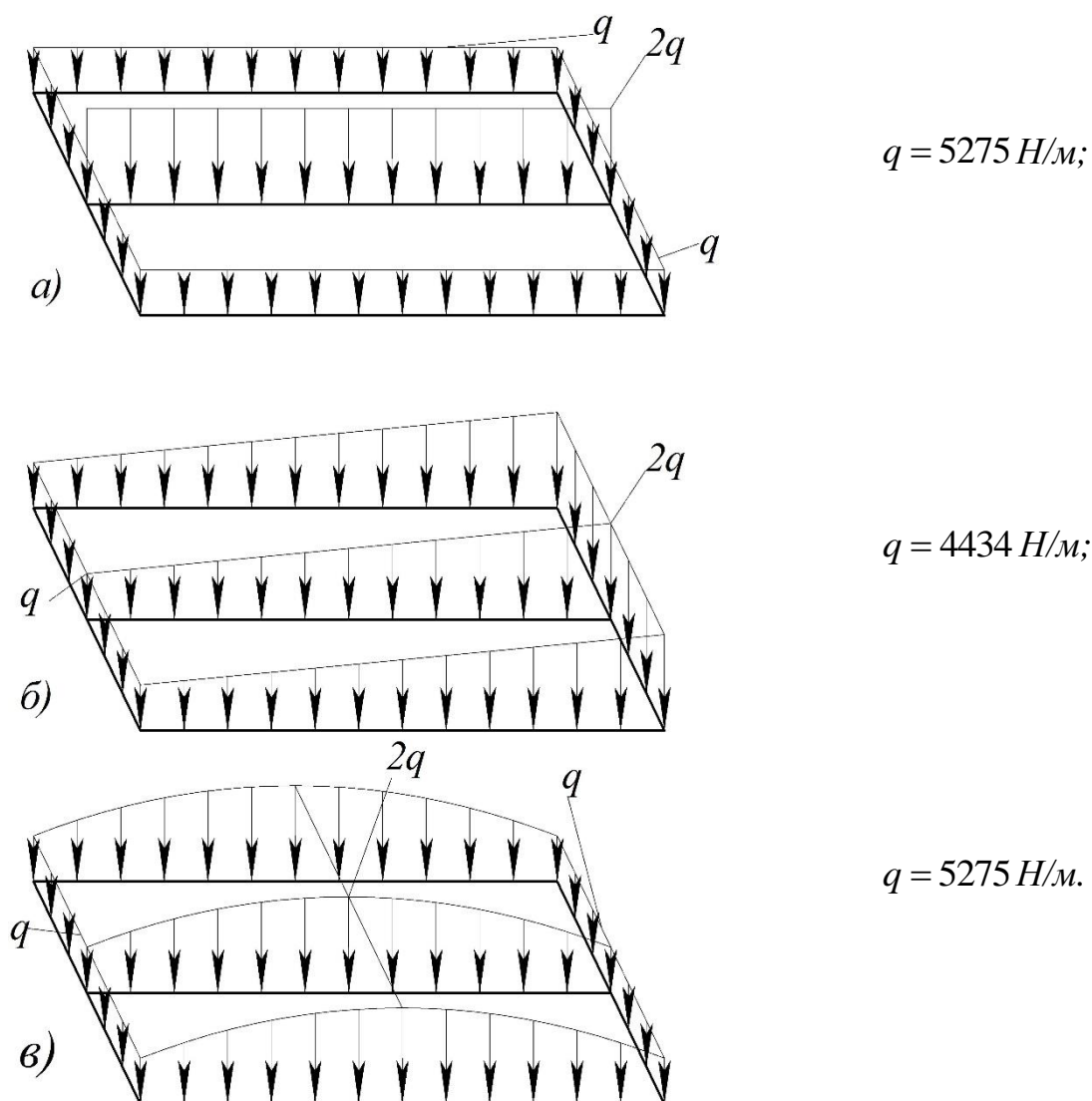


Рисунок 4.1 Схеми розподілу зовнішнього навантаження

Використовуючи формулу (2.1) і схеми розподілу зовнішнього навантаження для яких записані функції $q(s)$ (табл. 4.1.) (рис. 4.1) по контуру рами, визначаємо навантаження q .

Таблиця 4.1. Характеристики зовнішніх навантажень

Зусилля	Схематизація навантаженості (рис. 4.1а)	Схематизація навантаженості (рис. 4.1б)	Схематизація навантаженості (рис. 4.1в)
1	2	3	4
$q_{11}(s)$	q	$q+q s/5,3$	$((-4q/B^2)(s-B/2)^2+2q)$
$q_{21}(s)$	q	q	q
$q_{31}(s)$	q	$2q$	q
$q_{12}(s)$	q	$q+q s/5,3$	$((-4q/B^2)(s-B/2)^2+2q)$
$q_{22}(s)$	q	q	q
$q_{32}(s)$	q	$2q$	q
$q_{13}(s)$	$2q$	$q+q s/5,3$	$((-4q/B^2)(s-B/2)^2+2q)$
q , Н/м	5275	4434	4703

Визначення величин інтенсивності навантаження для 3-х випадків розподіленого зовнішнього навантаження (рис. В.1), (рис. 2.7) формула (2.1).

Для схеми див. рис. 4.1 а, таблиця 4.1 визначаємо:

$$Q_0 = 4q_1B + 4q_1A = 4q_1(B + A), \quad (4.1)$$

де B – довжина рами, $B = 5,3$ м;

$2A$ – ширина рами, $A = 1,1$ м.

Q_0 - загальне навантаження на кузов рами, $Q_0 = 135000$ Н.

$$q_1 = \frac{Q_0}{4(B + A)} = \frac{135000}{4(5,3 + 1,1)} \approx 5275 \frac{H}{m}$$

Для схеми див. рис. 4.1 б, таблиця 4.1 визначаємо:

$$Q_0 = 3 \cdot \frac{q_2 + 2q_2}{2} \cdot B + 2q_2A + 4q_2A = q_2(4,5B + 6A),$$

$$q_2 = \frac{Q_0}{(4,5B + 6A)} = \frac{135000}{(4,5 \cdot 5,3 + 6 \cdot 1,1)} \approx 4434 \frac{H}{м}.$$

Для схеми див. рис. 4.1 в, таблиця 4.1 визначаємо:

$$Q_0 = 3 \cdot \int_0^B \left(-\frac{4q_3}{B^2} \right) \cdot \left(s - \frac{B}{2} \right)^2 + 2q_3 ds + 4q_3A = q_3(4,59 \cdot B + 4 \cdot A),$$

$$q_3 = \frac{Q_0}{(4,59 \cdot B + 4 \cdot A)} = \frac{135000}{(4,59 \cdot 5,3 + 4 \cdot 1,1)} \approx 4703 \frac{H}{м}.$$

За отриманими результатами будемо епюри перерізуючи сил, крутних та згинальних моментів (рис.4.2-4.4).

Аналізуючи результати вчислень та епюри внутрішніх силових факторів приходимо до висновку, що максимальне навантаження конструктивної системи виникає на ділянці кріплення колісної пари: для схеми навантаження (див. рис. 4.1 в), для якого : $M_{\max}=28283$ Нм; $Q_{\max}=43299$ Н; $K=5,3$ Нм.

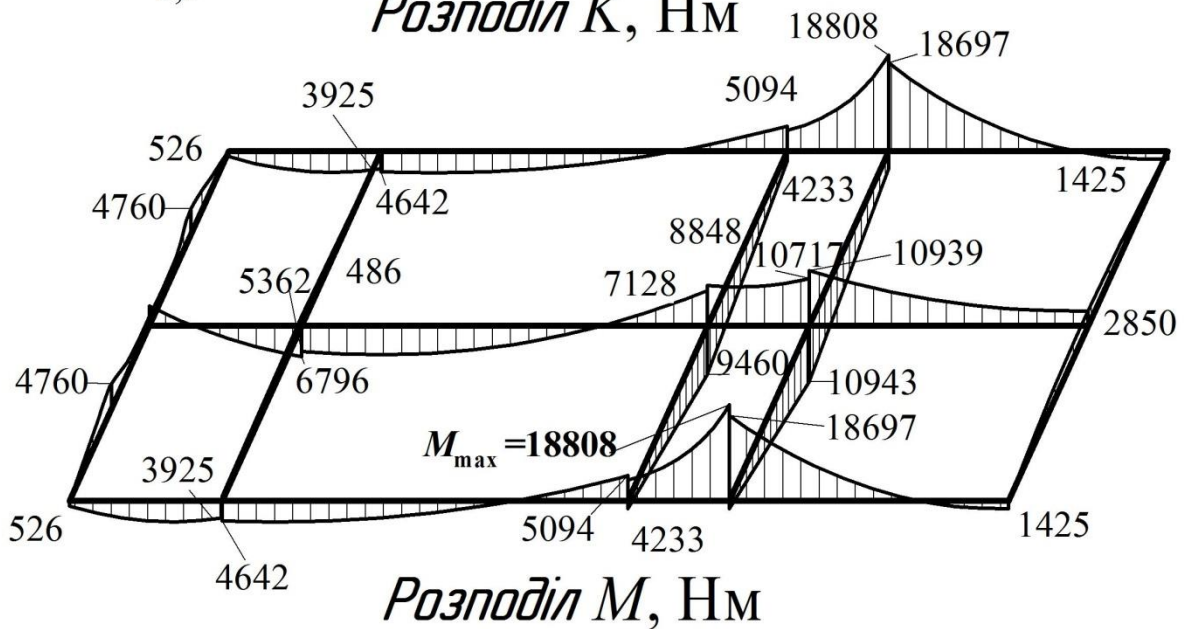
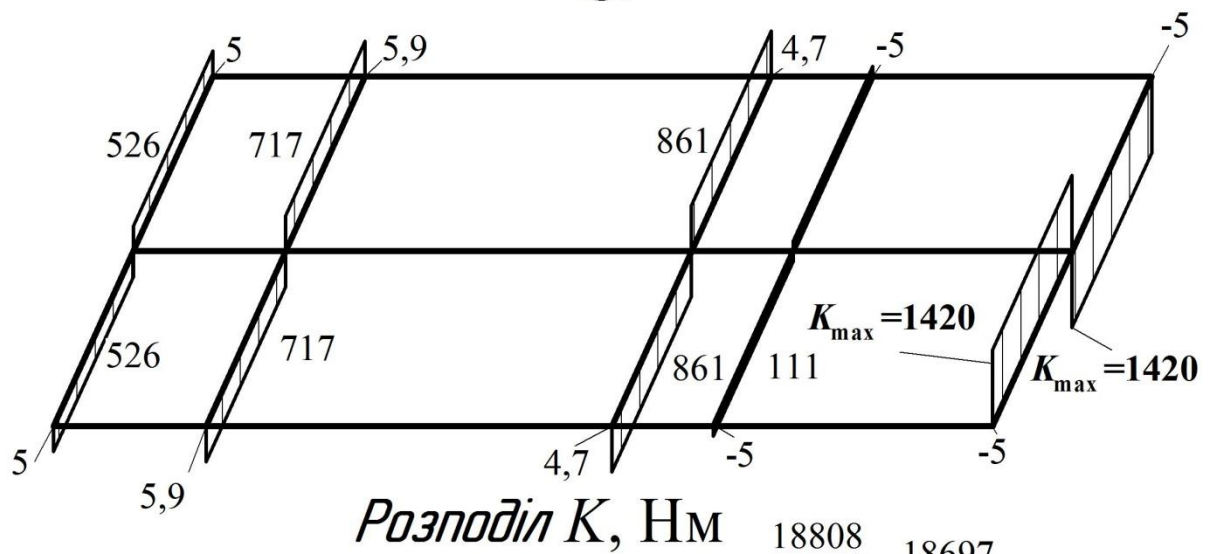
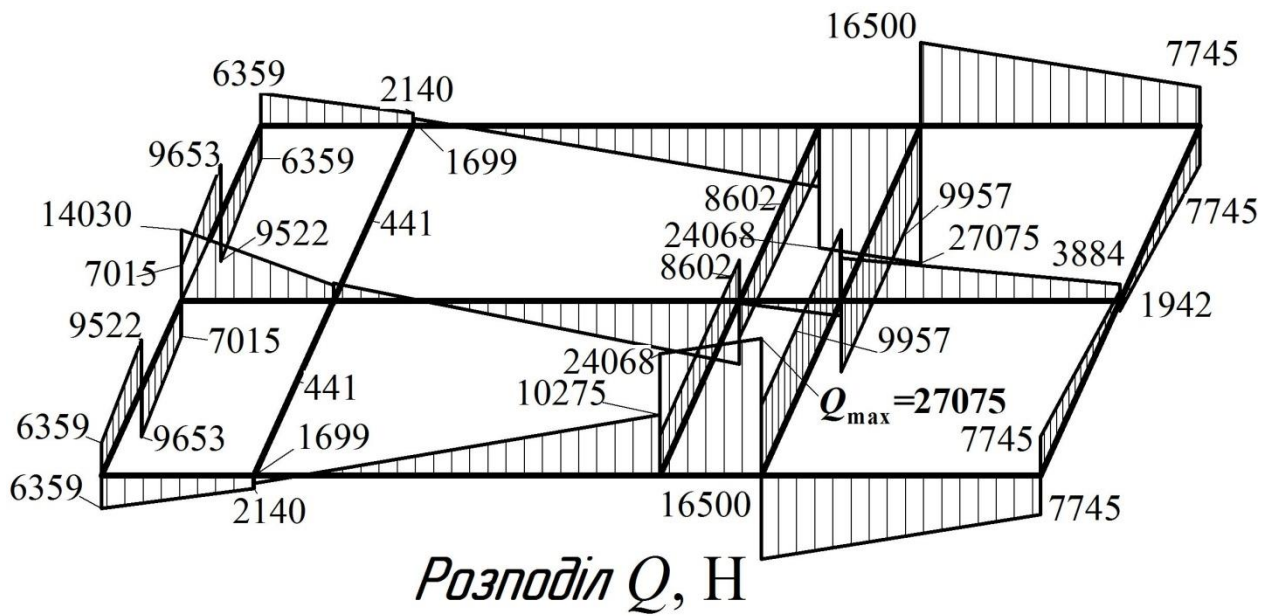


Рисунок 4.2. Характер розподілу внутрішніх силових факторів для прямокутної схеми (див. рис. 4.1 а) навантаження рами розкидача ПРТ-9

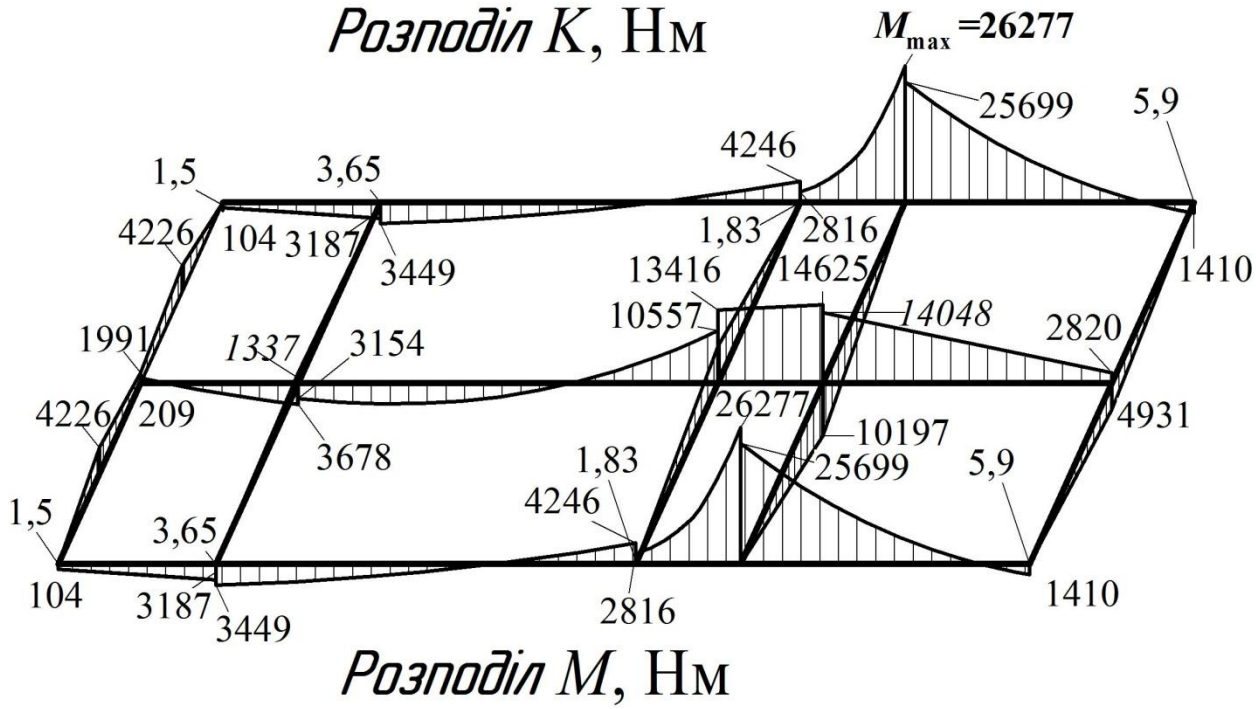
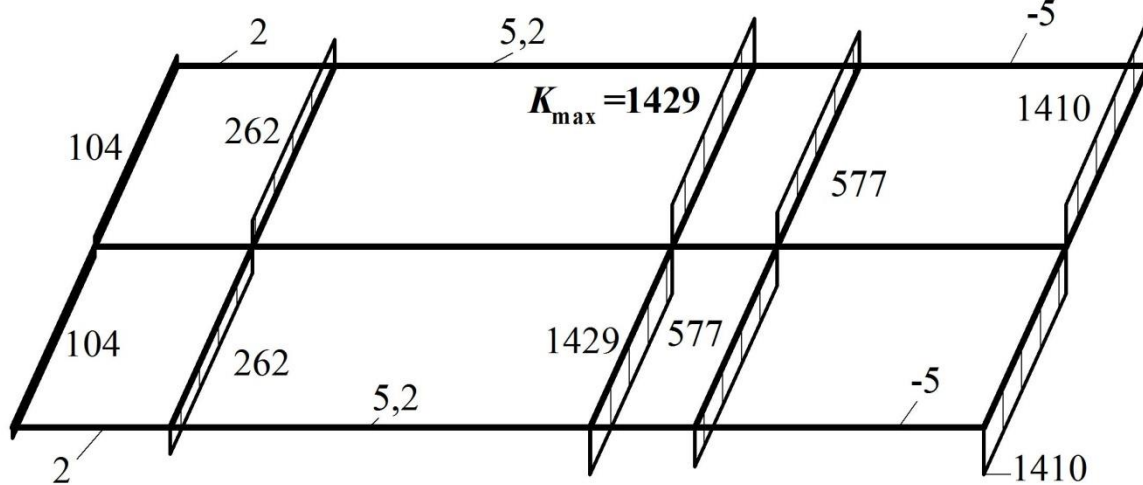
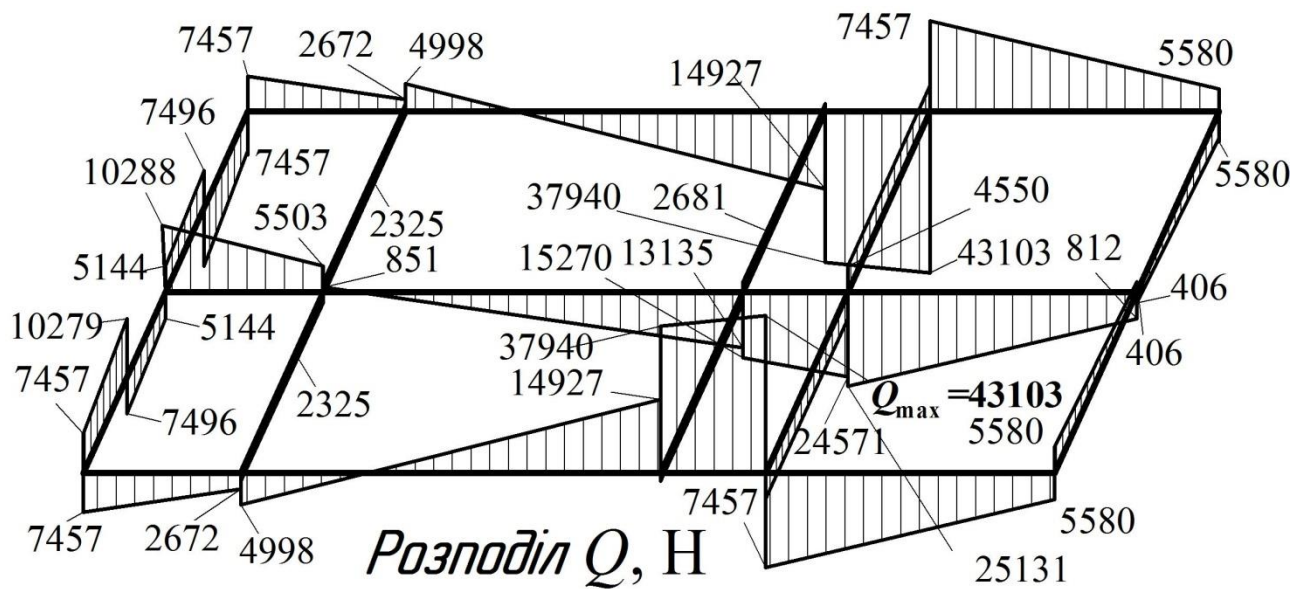


Рисунок 4.3. Характер розподілу внутрішніх силових факторів для трапецеїдальної схеми (див. рис. 4.1 б) навантаження рами розкидача ПРТ-9

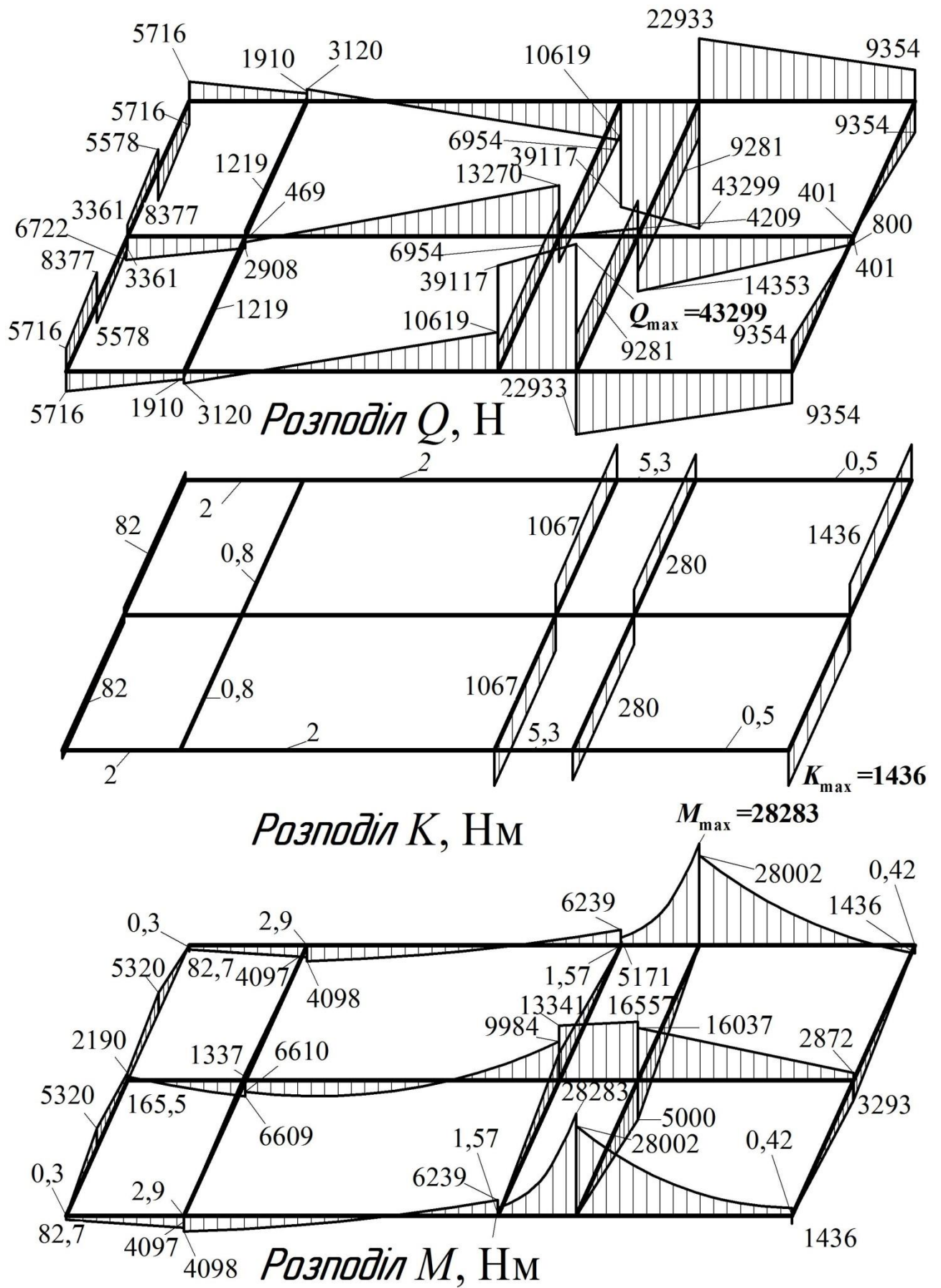


Рисунок. 4.4. Характер розподілу внутрішніх силових факторів для параболічної схеми (див. рис. 4.1 в) навантаження рами розкидача ПРТ-9

5. РОЗРОБКА ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ ДЕТАЛІ

5.1. Аналіз конструктивних особливостей і технологічність деталі

Опис призначення та конструкції деталі. Аналіз технічних умов

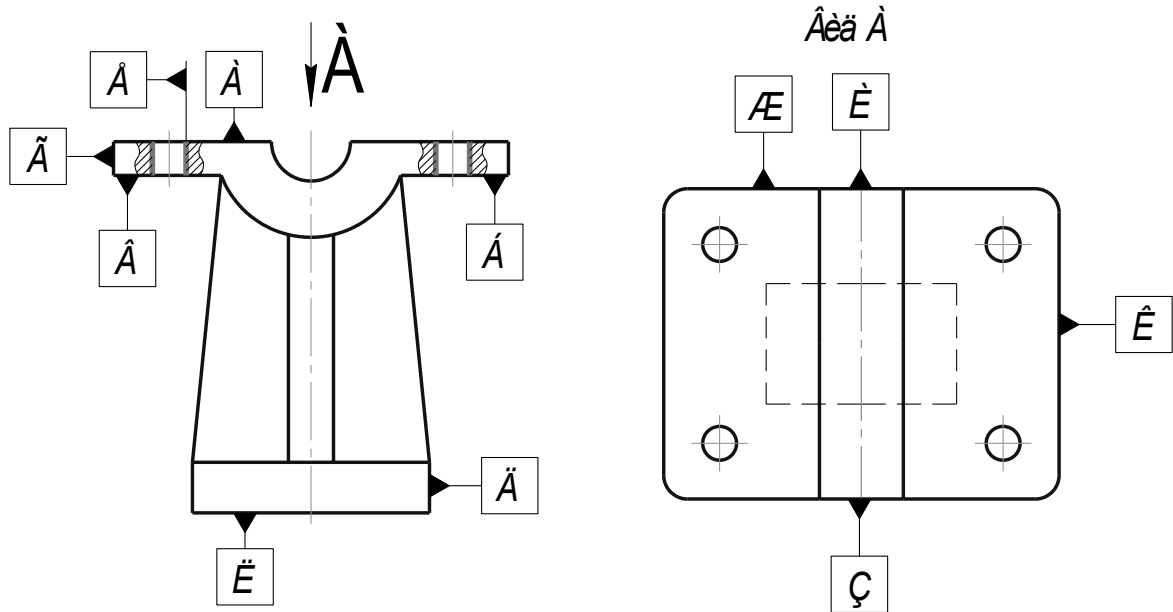


Рисунок 5.1 – Основні поверхні деталі-кронштейн ПРТ-16.301

Деталь-кронштейн ПРТ-16.301 є складовою тримкою конструкції розкидача ПРТ-9 [22].

До основних поверхонь деталі відносять наступні:

Поверхні (Б,В,Г,Д,И,Л і К) - є установочними і призначені для базування і установки кронштейну на тримкий елемент.

Поверхні (А,Л,Е) – основні оброблювальні поверхні.

Поверхня (Е) – призначена для входження у неї кріпильних елементів, наприклад, болтів.

Інші поверхні є другорядними, механічній обробці не підлягають і принципового значення не мають.

Для виготовлення заготовки даної деталі необхідно застосовувати матеріал, який має високу міцність поряд з добрими ливарними властивостями та хорошою оброблюваністю.

Враховуючи конструктивні особливості деталі, її форму, а також те, що деталі не підлягають зварюванню, застосовують сталь 35 Л ГОСТ 977-75 з наступними характеристиками [22-24]:

Таблиця 5.1 – Хімічний склад сталі 35 Л

C, %	Mn, %	Si, %	P, %	S, %	Cr, %	Ni, %	Cu, %
0,32-0,4	0,4-0,9	0,2-0,52	0,04	до 0,045	до 0,3	до 0,3	до 0,3

Таблиця 5.2 – Механічні властивості сталі 35Л

σ_B - межа короточасної міцності, [МПа]	σ_T - межа текучості, [МПа]	δ_5 -відносне видовження при розриві, [%]	ψ -відносне звуження, [%]	KCU - Ударна в'язкість, [кДж / м ²]	Твердість по Брінеллю, [МПа]
500	280	15	25	350	HB10 ⁻¹ =137-229

На основі аналізу робочого креслення і технічних вимог визначимо методи і засоби, за допомогою яких можна виконати відповідні вимоги, а також методи їх контролю в умовах даного виробництва.

Дані зводимо у таблицю 5.3.

Таблиця 5.3 – Аналіз технічних умов

Поверхня	Технічна умова або вимога	Метод виконання	Метод контролю
	Забезпечити задану точність,	Свердління отворів за один	Штангенциркуль

Е,З,И	шорсткість поверхні та співвісність двох отворів	установ	ШЦ-I-125-0,1
А,Ж,К,Л	Забезпечити точність та шорсткість поверхні	Одночасне фрезерування двох площин	- // -
Б,В,Г,Д	Забезпечити точність та паралельність поверхні	Одночасне фрезерування двох площин	- //-

Технологічний контроль креслення деталі

На робочому кресленні деталь зображено в трьох проекціях, що дає змогу уявити деталь в просторі, а також розташувати усіх її поверхонь.

На кресленні присутня достатня кількість перерізів, котрі в повній мірі відображають необхідну інформацію.

Для не оброблювальних поверхонь встановлено показник шорсткості, що визначається способом одержання заготовки.

Для розмірів загального призначення встановлено загальний допуск і квалітет точності.

На робочі розміри і відповідальні поверхні встановлено допуски і квалітети точності згідно діючих ГОСТів.

На відповідальній поверхні встановлено спеціальні показники шорсткості.

Також вказано основні базові поверхні, відносно яких визначаються поверхні відхилення: співвісності отворів та паралельності поверхонь.

Отже, креслення деталі виконано згідно діючих стандартів, і в повній мірі відображає необхідну інформацію, що потрібна для виготовлення даної деталі.

Аналіз технологічності конструкції деталі

Деталь – кронштейн ПРТ -16.301 є відливкою третього класу точності і тому одержання заготовки не складає значних труднощів [25].

Конфігурація деталі дозволяє отримати заготовку шляхом відливання.

З точки зору механічної обробки конструкція деталі дозволяє обробку усіх поверхонь на прохід.

Розміщення деяких поверхонь дозволяє застосовувати пристрої та кондуктори з пневматичним затиском.

До всіх оброблюваних поверхонь кронштейну ПРТ -16.301 є вільний доступ ріжучого інструменту.

Отже деталь є достатньо технологічною по конструкції.

Аналіз існуючого технологічного процесу виготовлення деталі

Базовий технологічний процес механічної обробки деталі є задовільним і забезпечує постановлені вимоги до якості точності і шорсткості поверхонь отримуваної деталі. Щодо методу одержання заготовки (литво в земляні форми), то для даних умов виробництва він є доцільним. Хоча, звичайно, заготовку для деталі кронштейн ПРТ-16.301 можна отримати і іншими способами, для прикладу, литвом в металеві форми, по виплавляємим моделям та ін. [22-25].

Реальна заготовка досить точно відповідає кресленню деталі.

Щодо баз, то вони вибрані правильно, з дотримання принципу поєднання і суміщення баз.

Також виконується умова, що при першій операції вибрано такі базові поверхні, які в подальшому не обробляються.

Операції технологічного процесу механічної обробки кронштейну ПРТ-16.301 встановлено правильно, що дозволяє досягнути задану точність.

Як видно із технологічного процесу, режими різання відповідають прогресивним.

Щодо обладнання, яке застосовується, то воно в повній мірі задовольняє всі вимоги.

З приводу різального інструменту, який використовується при механічній обробці, то він використовується стандартизований.

На рахунок зауважень до базового технологічного процесу:

Для операції 015 - вертикально-свердлильна в базовому технологічному процесі застосовується верстат моделі 2Н150. Оскільки він не в повній мірі завантажений за потужністю на даних операціях, то можна використати більш дешевший верстат моделі 2Н135.

5.2. Розробка технологічного процесу виготовлення деталі

Визначення типу та організаційної форми виробництва

Тип виробництва характеризується коефіцієнтом закріплення операції. Його значення приймається для планового періоду рівного одному місяцю і визначається згідно формули [25-26]:

$$K_{zo} = \frac{O}{P}, \quad (5.1)$$

де O - число різних операцій;

P - число робочих місць з різними операціями.

Число операцій закріплених за одним робочим місцем знаходимо згідно формули:

$$O = \frac{60 \cdot F_m \cdot k_v \cdot \eta_n}{T_{ш.к} \cdot N_m}, \quad (5.2)$$

де: F_m - місячний фонд часу роботи обладнання при однозмінному режимі, визначаємо його за формулою:

$$F_m = \frac{2030}{12} = 169,2 \text{ год}, \quad (5.3)$$

k_e - середній коефіцієнт виконання норм часу. $k_e = 1,3$;

η_n - коефіцієнт завантаження верстатів; $\eta_n = 0,8$;

$T_{ш.к.}$ - штучно-калькуляційний час виконання операцій на даному верстаті
визначаємо його за формулою:

$$T_{ш.к.} = \varphi_k \cdot T_0, \quad (5.4)$$

де: T_0 - основний час обробки;

φ_k - коефіцієнт;

N_m - місячна програма випуску деталей; визначаємо за формулою:

$$N_m = \frac{N}{12} = \frac{48000}{12} = 4000 \text{ шт.},$$

де N - річна програма випуску деталей.

Введемо коефіцієнт K для спрощення розрахунків.

$$K = \frac{60 \cdot F_m \cdot K_e \cdot \eta_n}{N_m} = \frac{60 \cdot 169,2 \cdot 1,3 \cdot 0,8}{4000} = 2,64. \quad (5.5)$$

1. 005 Карусельно-фрезерна:

$$\varphi_k = 1,84; T_{01} = 0,004 \cdot l,$$

де: l - довжина оброблюваної поверхні, $l = 96$ мм;

$$O_1 = \frac{K}{\varphi_k \cdot T_{01}} = \frac{2,64}{1,84 \cdot 0,004 \cdot 96} = 3,71.$$

2. 010 Карусельно-фрезерна:

$$l = 60 \text{ мм};$$

$$O_2 = \frac{K}{\varphi_k \cdot T_{02}} = \frac{2,64}{1,82 \cdot 0,004 \cdot 60} = 6.$$

3. 015 Вертикально-свердлильна:

$$\varphi_k = 1,72; T_{03} = 0,00052dl,$$

де: l - довжина оброблюваної поверхні, $l = 8$ мм;

d - діаметр отвору що обробляється, $d = 11$ мм;

$$O_3 = \frac{K}{\varphi_k \cdot T_{03}} = \frac{2,64}{1,72 \cdot 0,00052 \cdot 11 \cdot 8} = 33,42;$$

Тоді коефіцієнт закріплення операцій буде рівний:

$$K_{30} = \frac{O_1 + O_2 + O_3}{P} = \frac{3,71 + 6 + 33,42}{2} = 21,75. \quad (5.6)$$

Отже, тип виробництва – дрібно-серійний, так як $20 < K_{30} < 40$.

Згідно ГОСТ 14312-74 приймаємо потокову форму організації виробництва, яка характеризується узгодженим і ритмічним виконанням всіх операцій технологічного процесу на основі постійного такту випуску, розміщенням робочих місць в послідовності згідно технологічного процесу.

Величина такту випуску:

$$t_e = \frac{F\partial \cdot 60}{N} = \frac{2030 \cdot 60}{48000} = 2,54, \quad (5.7)$$

де F_∂ - дійсний річний фонд часу роботи обладнання, $F_\partial = 2030$ год.

Величина скоректованої партії визначається за формулою:

$$n = \frac{N \cdot a}{F} = \frac{48000 \cdot 10}{240} = 2000 \text{ шт}, \quad (5.8)$$

де a - число днів, на яке необхідно мати запас деталей $a = 10$;

F - число робочих днів у році, $F = 240$.

Техніко – економічне обґрунтування вибору заготовки

Заготовками для даної деталі можуть бути відливки, одержані литвом різними способами. В даному випадку її отримують методом лиття в земляні форми із сталі 35-Л ГОСТ 977-75, що забезпечує вимоги точності і шорсткості не оброблювальних поверхонь [25].

Дану заготовку можна одержати і литтям по виплавляємим моделям. При цьому технологічний процес механічної обробки не змінюється.

Для того, щоб вибрати метод одержання заготовки, визначимо собі вартість заготовки одержаної литвом у земляні форми і литвом по виплавляємим моделям.

Деталь – відливка із сталі 35-Л третього класу точності, 1-ї групи складності, маса деталі 1,14 кг; маса заготовки 1,35 кг.

Введемо коефіцієнт поправки на ціну - $k_x = 20$.

Вартість заготовки, одержуваної литвом з достатньою для дипломного проектування точністю визначаємо згідно формули:

$$S_{заг} = \left(\frac{C}{1000} Q \cdot k_m \cdot k_c \cdot k_e \cdot k_m \cdot k_n \right) - (Q - q) \frac{S_{відх}}{1000}, \quad (5.9)$$

де C - базова вартість 1 тони заготовок;

Q - маса деталі, $Q = 1,14$ кг;

q - маса заготовки, $q = 1,35$ кг;

$S_{відх}$ - ціна на 1 тону відходів металу, $S_{відх} = 14,4k_x = 286$ грн;

k_m, k_c, k_e, k_m, k_n - відповідно коефіцієнти, які залежать від класу точності; групи складності; маси; марки матеріалу, об'єму випуску заготовок.

1. Варіант. Литво у земляні форми

$C_1 = 106k_x = 2120$ грн; $k_m = 1$; $k_m = 1,21$; $k_c = 0,7$; $k_e = 1$; $k_n = 1$;

$$S_{заг1} = \left(\frac{2120}{1000} 1,35 \cdot 1 \cdot 0,7 \cdot 1 \cdot 1,21 \cdot 1 \right) - (1,35 - 1,14) \frac{286}{1000} = 2,35 \text{ грн.}$$

2. Варіант. Литво по виплавляємим моделям

$C_2 = 240k_x = 4800$ грн; $k_m = 1$; $k_m = 1$; $k_c = 1$; $k_e = 0,62$; $k_n = 1,23$;

$$S_{заг2} = \left(\frac{4800}{1000} 1,35 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,62 \cdot 1 \cdot 1,23 \right) - (1,35 - 1,14) \frac{286}{1000} = 4,88 \text{ грн.}$$

Економічний ефект від застосування прогресивнішого методу одержання заготовки розрахуємо згідно формули:

$$\Sigma = |(S_{заг1} - S_{заг2})| \cdot N. \quad (5.10)$$

$$\Sigma = |(2,35 - 4,88)| \cdot 48000 = 121440 \text{ грн.}$$

Отже, одержання заготовок для деталі кронштейн ПРТ -16.301 литвом у земляні форми є більш доцільним.

Економічний ефект від застосування литва у земляні форми складає 121440 грн у рік в порівнянні із литвом по виплавляємим моделям.

Вибір технологічних баз

Вихідними даними для вибору технологічних баз є:

- робоче креслення деталі;
- технічні умови;
- вид заготовки та якість її поверхонь.

При виборі технологічних баз важливою умовою є те, щоб при першій операції вибрати базою такі поверхні, які б в подальшому не оброблялися. На наступні операції необхідно вибрати такі базові поверхні, які б служили базами для багатьох операцій.

Від правильності вибору технологічних баз в значній мірі залежать:

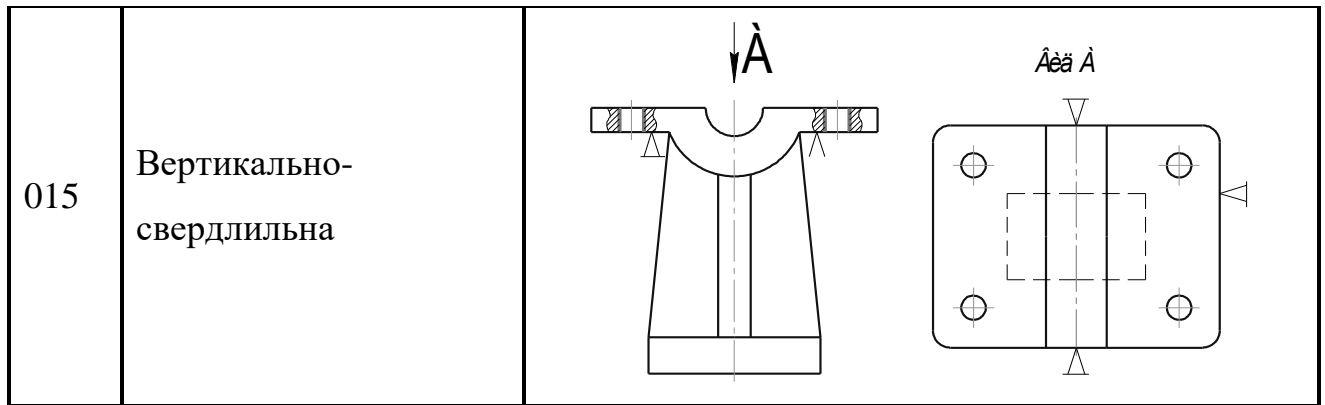
- 1) фактична точність виконання лінійних розмірів, заданих конструктором;
- 2) правильність розміщення оброблювальних поверхонь;
- 3) точність обробки, яку повинен витримати робітник при виконанні запроєктованої технологічної операції;
- 4) степінь складності і конструкція необхідних пристроїв, ріжучих і вимірювальних інструментів;

5) загальна продуктивність обробки заготовок.

Вибір технологічних баз проводимо у вигляді таблиці у якій покажемо схеми базування деталі на кожній операції.

Таблиця 5.4 – Вибір технологічних баз

№ опер.	Назва операції	Схема базування
005	Карусельно – фрезерна	
010	Карусельно – фрезерна	



Вибір варіанту технологічного маршруту механічної обробки

Для визначення доцільності вибраного технологічного маршруту механічної обробки необхідно провести техніко-економічні порівняння декількох варіантів обробки.

Складаємо два варіанти технологічного маршруту механічної обробки деталі кронштейн ПРТ-16.301 [26-28].

Таблиця 5.5 – Маршрут обробки 1-го варіанту (базовий)

№ опер.	Назва операції та зміст переходу	Оброблювана поверхня	Базова поверхня	Обладнання
005	Карусельно-фрезерна 1. Фрезерувати деталь в розмір 1.	А,К,Ж	Б,В,Г,И	ЛГ22
010	Карусельно-фрезерна 1. Фрезерувати деталь в розмір 1.	Л,Д	А,З	ЛГ22

015	Вертикально-свердлильна 1. Свердлити одночасно 4 отвори в розмір 1,2,3.	Е	Б,В,И,З,К	2Н150
-----	--	---	-----------	-------

Таблиця 5.6 – Маршрут обробки 2-го варіанту (проектний)

№ операції	Назва операції, Зміст переходу	Оброблювана поверхня	Базова поверхня	обладнання
005	Карусельно-фрезерна 1. Фрезерувати деталь в розмір 1.	А,К,Ж	Б,В,Г,И	ЛГ22
010	Карусельно-фрезерна 1. Фрезерувати деталь в розмір 1.	Л,Д	А,З	ЛГ22
015	Вертикально-свердлильна 1. Свердлити одночасно 4 отвори в розмір 1,2,3.	Е	Б,В,И,З,К	2Н135

Для того, щоб вибрати із двох варіантів обробки кращий, необхідно провести їх техніко-економічне обґрунтування. Для цього слід знайти вартість механічної обробки по відмінних операціях.

Величина годинних приведених витрат:

$$C_{n.з} = \frac{C_з}{M} + C_{ч.з} + E_n(K_c + K_з) \text{ коп/год}, \quad (5.11)$$

де: $C_з$ - основна і додаткова заробітна плата, а також перерахування на соціальне страхування і наладчику за фізичний час роботи обслуговуючих машин:

$$C_з = C_{m.ф} \cdot 1,53 \cdot k \text{ коп/год}, \quad (5.12)$$

$C_{m.ф}$ - погодинна тарифна ставка верстатника відповідного розряду;

$$C_{m.ф} = 56,0;$$

k - коефіцієнт, що враховує заробітну плату наладчика, $k=1$;

M - коефіцієнт багатOVERстатності, $M=2$;

$C_{ч.з}$ - годинні затрати на експлуатацію робочого місця, розраховуємо за формулою :

$$C_{ч.з} = C_{ч.з}^{б.у} \cdot k_m, \quad (5.13)$$

де: $C_{ч.з}^{б.у}$ - практичні скоректовані годинні затрати на базовому робочому місті.

$$C_{ч.з}^{б.у} = 43,9 \cdot k_x = 36,3 \cdot 20 = 726 \text{ коп.}$$

k_m - машино-коефіцієнт, який показує в скільки раз затрати, пов'язані з роботою даного верстату, більші, порівняно з аналогічними затратами у базового верстату, $k_m = 0,7$;

E_n - нормативний коефіцієнт економічної ефективності капіталовкладень,

$$E_n = 0,2;$$

K_c - питомі годинні капітальні вкладення у верстат, розраховуємо за формулою:

$$K_c = \frac{Ц \cdot 100}{3200} \text{ коп/год}, \quad (5.14)$$

де $Ц$ - балансова вартість верстату, $Ц = 3200 \cdot k_x = 3200 \cdot 10 = 32000$ грн.;

$K_з$ - питомі годинні капітальні вкладення у будівлі;

$$K_3 = \frac{F \cdot 75 \cdot 100}{3200} \text{ коп/год}; \quad (5.15)$$

де F - виробнича площа, яку займає верстат з урахуванням проходів

$$F = f \cdot k_f, \text{ м}^2 \quad (5.16)$$

де f - виробнича площа, яку займає верстат;

k_f - коефіцієнт, що враховує додаткову виробничу площу (на проходи переїзди і т.д.), $k_f = 4$;

Вартість механічної обробки на операції, що розглядається:

$$C_0 = \frac{C_{н.з} \cdot T_{ум}}{60} \quad (5.17)$$

Базовий технологічний процес

Вертикально-свердильний верстат мод. 2Н150

$C = 32000 \cdot 1,1 = 35200$ грн.;

$f = 1,29 \cdot 0,88 = 1,14 \text{ м}^2$;

$k_f = 4,0$;

$M = 2$;

розряд роботи – 4-й;

$T_{ум} = 1,72 \cdot 2,3 = 3,96$ хв;

$C_3 = 56 \cdot 10 \cdot 1,53 \cdot 1 = 856,8$ коп/год;

$C_{ч.з} = 726 \cdot 1,2 = 871,2$ коп/год;

$k_m = 1,2$;

$K_c = \frac{32000 \cdot 100}{3200} = 1000$ коп/год;

$K_3 = \frac{1,14 \cdot 4 \cdot 75 \cdot 100}{3200} = 10,87$ коп/год;

$C_{н.з} = \frac{856,8}{2} + 871,2 + 0,2(1000 + 10,87) = 1511,5$ коп/год;

$$C_{0B} = \frac{1511,5 \cdot 3,96}{60} = 99,76 \text{ коп.}$$

Проектний технологічний процес

Вертикально – свердлильний верстат мод. 2Н135

$$Ц = 21500 \cdot 1,1 = 23650 \text{ грн.};$$

$$f = 1,24 \cdot 0,81 \approx 1,0 \text{ м}^2;$$

$$k_f = 4,0;$$

$$M = 2;$$

розряд роботи – 4-й;

$$T_{ум} = 1,72 \cdot 2,3 = 3,96 \text{ хв};$$

$$C_3 = 56 \cdot 10 \cdot 1,53 \cdot 1 = 856,8 \text{ коп/год};$$

$$C_{ч.з} = 726 \cdot 0,7 = 508,2 \text{ коп/год};$$

$$k_m = 0,7;$$

$$K_c = \frac{23650 \cdot 100}{3200} = 739,01 \text{ коп/год};$$

$$K_3 = \frac{1 \cdot 4 \cdot 75 \cdot 100}{3200} = 9,38 \text{ коп/год};$$

$$C_{н.з} = \frac{856,8}{2} + 508,2 + 0,2(739,01 + 9,38) = 1086,28 \text{ коп/год};$$

$$C_{0П} = \frac{1086,28 \cdot 3,96}{60} = 71,7 \text{ коп.}$$

Річний економічний ефект при застосуванні проектного варіанту технологічного маршруту виготовлення деталі в порівнянні з базовим складає:

$$\Sigma = (C_{0Б} - C_{0П}) \cdot N; \quad (5.18)$$

Підставивши отримані значення, річний економічний ефект становитиме:

$$\Sigma = \frac{(99,76 - 71,7) \cdot 48000}{100} = 13468,8 \text{ грн.}$$

Дані розрахунки свідчать про те, що проєктивний маршрут виготовлення деталі кронштейн ПРТ-16.301 економічно доцільніший.

Визначення припусків та міжопераційних розмірів, проєктування заготовки

Розраховуємо припуск на обробку отвору $\varnothing 11 \text{ H}14^{(+430)}$; це 14 квалітет ЄСКД.

Мінімальний припуск на обробку заданої поверхні $\varnothing 11 \text{ H}14^{(+430)}$ визначимо за формулою:

$$2Z_{i\min} = 2(R_{zi-1} + T_{i-1} + \rho_{i-1} + \varepsilon_{yi}), \quad (5.19)$$

де: $2Z_{i\min}$ - мінімальний припуск на переході, що виконується, мкм;

R_{zi-1} - висота нерівностей профілю на попередньому переході, мкм;

T_{i-1} - товщина дефектного поверхневого шару, на попередньому переході або початкової заготовки, мкм;

Шорсткість та величину поверхневого шару виписуємо з таблиць:

$$T_3 = 500;$$

$$R_{z1} = 40; T_3 = 60;$$

ρ_{i-1} - сумарні значення просторових відхилень розташування поверхні на попередньому переході або початкової заготовки, мкм;

Значення просторових відхилень заготовки визначаються за формулою:

$$\rho = \rho_{\hat{e}\hat{i}\hat{o}} = \Delta \hat{e} \cdot l = 0,9 \cdot 96 = 84,4 \hat{i}\hat{e}\hat{i} \quad (5.20)$$

де: Δ_k - кривизна заготовки, $\Delta_k=0,9$;

Просторові відхилення свердління визначають за формулою :

$$\rho_{св} = \sqrt{C_0^2 + (\Delta_y \cdot l)^2}, \quad (5.21)$$

де: C_0 - зміщення вісі отворів при свердлінні, мкм $C_0 = 20$;

Δ_y - питомий відвід свердла, мкм; $\Delta_y = 0,7$;

l - довжина свердління отвору; $l=6$ мм.

$$\rho_{св} = \sqrt{20^2 + (0,7 \cdot 6)^2} = 20,4 \text{ мкм.}$$

ε_{yi} - похибка встановлення заготовки на переході, що виконується, мкм.

Її величина буде складати:

$$\varepsilon_y = \sqrt{\varepsilon_{\delta}^2 + \varepsilon_3^2 + \varepsilon_{np}^2}, \quad (5.22)$$

де ε_{δ} - похибка базування; $\varepsilon_{\delta} = 0,18$;

ε_3 - похибка закріплення; $\varepsilon_3 = 350$;

ε_{np} - похибка розташування заготовки, $\varepsilon_{np} = 0$.

Похибка встановлення становить:

$$\varepsilon_y = \sqrt{0,18^2 + 350^2} = 350 \text{ мкм.}$$

Розрахунковий припуск на обробку становить:

$$2Z_{i \min} = 2(40 + 500 + 84,4 + 350) = 2 \cdot 974,4 = 1948,4 \text{ мкм.}$$

Розрахункові розміри для переходів технологічного процесу визначається за формулою:

$$D_{p.заг} = D_{\max.деталі} - 2Z_{\min} \quad (5.23)$$

$$D_{pc} = D_{\max.деталі} \quad (5.24)$$

Підставивши дані, одержимо:

$$D_{p.зaг} = 11,43 - 2 \cdot 0,974 = 9,484;$$

$$D_{pc} = 11,43.$$

Визначаємо допуски δ :

$$\delta_{зaг} = 0,36 \text{ мм};$$

$$\delta_c = 0,43 \text{ мм}.$$

Визначаємо граничні розміри $D_{\max i}$ по переходах, округлюючи розрахункові розміри D_{pi} в сторону збільшення припуску, відповідно:

$$D_{\max зaг} = D_{\max} - 2Z_{\min} = 11,43 - 2 \cdot 0,974,4 = 9,48 \text{ мм};$$

$$D_{\max c} = 11 \text{ мм}.$$

Граничні розміри $D_{\min i}$ по переходах визначаються за формулою:

$$D_{\min i} = D_{\max i} - \delta_i. \quad (5.25)$$

Підставивши дані, одержимо:

$$D_{\min зaг} = 9,48 - 0,36 = 9,12 \text{ мм};$$

$$D_{\min 1} = 11 - 0,43 = 10,57 \text{ мм}.$$

Розрахункові граничні значення припусків $2z_{i \max}^{np}$, $2z_{i \min}^{np}$ визначаємо за формулами:

$$2z_{i \max}^{np} = D_{\min i} - D_{\min i-1}; \quad (5.26)$$

$$2z_{i \min}^{np} = D_{\max i} - D_{\max i-1}.$$

Підставивши дані, одержимо:

$$2z_{\min}^{np} = |9,12 - 10,57| = 1,45 \text{ мм} = 1450 \text{ мкм};$$

$$2z_{\max}^{np} = |9,48 - 11| = 1,52 \text{ мм} = 1520 \text{ мкм}.$$

Проводимо перевірку за формулою:

$$2Z_{i\max}^{np} - 2Z_{i\min}^{np} = \delta_{i-1} - \delta_i.$$

Підставивши дані, одержимо:

$$1520 - 1450 = 70 \text{ мкм};$$

$$0,43 - 0,36 = 0,07 \text{ мм} = 70 \text{ мкм};$$

$$70 = 70.$$

Розрахунки проведено вірно.

Заносимо всі визначені величини в розрахункову таблицю 5.7.

Таблиця 5.7 – Розрахункові припуски та граничні розміри на механічну обробку поверхні

Технологічні переходи обробки поверхні Ø11 Н14	Елементи припуску, мкм				Розрахунковий припуск $2Z_{\min}$.Мкм	Розрахунковий розмір D_p , мм	Допуск δ , мм	Граничні розміри, мм		Розрахункові граничні припуски, мкм	
	Rz	T	ρ	ε				D_{\min}	D_{\max}	$2z_{i\max}^{np}$	$2z_{i\min}^{np}$
Заготовка	-	500	84,4	-	-	9,48	0,36	9,12	9,48	-	-
Свердління	40	60	20,4	350	1948,8	11,43	0,43	10,57	11	1520	1450

Припуски на поверхні, які підлягають механічній обробці визначаємо табличним способом з використанням ГОСТ 1855-85 із довідників.

Призначені припуски і допуски на оброблювані поверхні зводимо у таблицю 5.8.

Таблиця 5.8 – Припуски і допуски на оброблювані поверхні деталі кронштейн ПРТ-16.301

Поверхня	Розмір	Припуск	Допуск
А	37,5	2	± 0.62
Б,В	28,5	2	$\pm 0,52$
Г,Е	6	2	+0.3
Д	40	2	+0.62
Ж	96	3	$\pm 0,87$
Л	60	3	+0,74
К	70	3	+0,74

На основі даних розрахунків будемо схему графічного розташування припусків та допусків для обробки поверхні $\varnothing 11H14$.

005	Карусельно-фрезерна Фрезерувати деталь в Розмір (1).	Фреза 250 Т15К6 2214-4008	Штангенциркуль ШЦ – I - 125 – 0.1 ГОСТ 166 – 80
010	Карусельно-фрезерна Фрезерувати деталь в розмір (1).	Фреза Т15К6 2214-4008	Шаблон 8100 – 6021
015	Вертикально – свердлильна Свердлити одночасно 4 отвори в розмір (1), (2), (3).	Свердло Ø11 2301 – 0046 ГОСТ 1093-77	Штангенциркуль ШЦ – I – 125 – 0.1 ГОСТ 166 – 80 Калібр на розміщення 8150 – 4586

Розрахунок режимів різання по операціях

Розрахуємо режими різання для операції 015 Вертикально – свердлильна. Операція проводиться на вертикально – свердлильному верстаті мод. 2Н135 і складається із одного переходу – свердління чотирьох отворів в розмір Ø11мм. Із довідника вибираємо свердло свердло Ø11 2301-0046 ГОСТ 1093-77 із робочою частиною із швидкорізальної сталі Р18 [26-28].

Геометричні елементи:

- форма заточки – подвійна з підточуванням поперечної кромки і стрічки;
- $\alpha = 12^\circ$;
- $2\varphi = 118^\circ$;
- $2\varphi_0 = 90^\circ$;
- $\psi = 45 \div 55^\circ$;
- при стандартній заточці $\psi = 55^\circ$;
- $\alpha = 11^\circ$;
- $\omega = 24...32^\circ$; у стандартних свердел.

Для свердління сталі 35 Л і діаметром свердла $D = 10 - 15 \text{ мм}$, подача - $S_0 = 0,25 \dots 0,35 \text{ мм/об}$.

Приймаємо, що $S_0 = 0,3 \text{ мм/об}$.

Коректуємо подачу за паспортними даними верстату: $S_0 = 0,28 \text{ мм/об}$.

Перевіряємо прийняту подачу по осьовій силі різання, яка допускається міцністю механізму подачі верстату. Для цього визначаємо осьову силу різання:

$$P_0 = C_P \cdot D^{q_P} \cdot S_0^{y_P} \cdot K_P. \quad (5.27)$$

Коефіцієнти і показники степеней формули:

- $C_P = 68$;

- $q_P = 1$;

- $y_P = 0,7$;

- $K_P = K_{MP} = \left(\frac{\sigma_b}{75} \right)^{n_P}$, $n_P = 1,5$.

Підставивши дані, одержимо:

$$K_P = K_{MP} = \left(\frac{500}{75} \right)^{1,5} = 0,54.$$

Осьова сила різання (в системі СІ) буде становити:

$$P_0 = 9,81 \cdot 68 \cdot 11^1 \cdot 0,28^{0,7} \cdot 0,54 = 2053 \text{ Н}.$$

Необхідно, щоб $P_0 < P_{\max}$, де P_{\max} - максимальне значення осьової сили різання, яке допускається механізмом подачі верстату. За паспортними даними верстату 2Н135: $P_{\max} = 1500 \text{ кгс} \approx 15000 \text{ Н}$.

$2053 < 15000$, отже, призначена подача $S_0 = 0,28 \text{ мм/об}$ є допустимою.

Призначаємо період стійкості свердла - $T = 15 \text{ хв}$.

Допустиме зношування свердла - $h_3 = 0,4 \dots 0,8 \text{ мм}$.

Швидкість головного руху різання, яке допускається ріжучими властивостями свердла визначаємо за формулою:

$$v_u = \frac{C_v \cdot D^{q_v}}{T^m \cdot t^{x_v} \cdot S_0^{y_v}} \cdot K_v. \quad (5.28)$$

Коефіцієнти і показники степеней формули:

- $C_v = 7$;

- $q_v = 0,4$;

- $y_v = 0,7$;

- $m = 0,2$;

- $x_v = 0$.

- $K_v = K_{M_v} = C_m \cdot \left(\frac{75}{\sigma_b}\right)^{n_v}$, $n_v = 0,9$, $C_m = 1$.

Підставивши дані, одержимо:

$$K_v = K_{M_v} = 1 \cdot \left(\frac{75}{50}\right)^{0,9} = 0,93.$$

Підставивши дані, одержимо:

$$v_u = \frac{7 \cdot 11^{0,4}}{15^{0,2} \cdot 0,28^{0,7}} \cdot 0,93 = 24 \text{ м/хв (0,4 м/с)}.$$

Частоту обертання шпинделя знаходимо за формулою:

$$n = \frac{1000 \cdot v_u}{\pi \cdot D}; \quad (5.29)$$

$$n = \frac{1000 \cdot 24}{3,14 \cdot 11} = 695 \text{ хв}^{-1}.$$

Коректуємо частоту обертання шпинделя за паспортними даними верстату та встановлюємо дійсну частоту обертання: $n_{\delta} = 710 \text{ хв}^{-1}$.

Дійсна швидкість головного руху різання буде становити:

$$v_{\delta} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_{\delta}}{1000}. \quad (5.30)$$

Підставивши дані, одержимо:

$$v_{\delta} = \frac{3,14 \cdot 11 \cdot 710}{1000} = 24,5 \text{ м/хв} (\approx 0,41 \text{ м/с}).$$

Крутний момент від сили опору різання при свердлінні визначаємо за формулою:

$$M = C_M \cdot D^{q_M} \cdot S_0^{y_M} \cdot K_P. \quad (5.31)$$

Коефіцієнти і показники степеней формули:

- $C_M = 0,0345$;
- $q_M = 2$;
- $y_M = 0,8$;
- $K_P = K_{M_P} = 0,54$.

Підставивши дані (в системі СІ) одержимо:

$$M = 9,81 \cdot 0,0345 \cdot 11^2 \cdot 0,28^{0,8} \cdot 0,54 = 9,97 \text{ Нм} (0,98 \text{ кгс} \cdot \text{м}).$$

Потужність, яка затрачається на різання буде становити:

$$N_{\text{різ}} = \frac{M \cdot n}{975}. \quad (5.32)$$

$$N_{\text{різ}} = \frac{0,98 \cdot 710}{975} = 0,71 \text{ кВт}.$$

При одночасному свердлінні 4-ох отворів потужність різання становитиме:

$$N = 4 \cdot 0,71 = 2,84 \text{ кВт.}$$

Перевіряємо чи є достатньою потужність верстату. Обробка можлива якщо: $N_{\text{різ}} < N_{\text{ун}}$.

Потужність на шпинделі - $N_{\text{ун}} = N_D \cdot \eta$. У верстата 2Н135:
 $N_D = 4,5 \text{ кВт}$; $\eta = 0,8$. Підставивши дані одержимо:

$$N_{\text{ун}} = 4,5 \cdot 0,8 = 3,6 \text{ кВт.}$$

$N_{\text{різ}} < N_{\text{ун}}$ ($2,84 < 3,6$) - обробка можлива.

Визначаємо основний час із залежності:

$$T_0 = \frac{L}{n \cdot S_0}, \quad (5.33)$$

де L - довжина робочого ходу різця, мм.

Довжина робочого ходу визначається із залежності:

$$L = l + y + \Delta, \quad (5.34)$$

де y - врізання різця; при двійній заточці різця та визначається із виразу:

$$y = 0,4 \cdot D = 0,4 \cdot 11 = 4,4 \text{ мм.}$$

Δ - перебіг різця $\Delta = 1 \dots 3 \text{ мм}$. Приймаємо $\Delta = 2 \text{ мм}$.

Довжина робочого ходу становить:

$$L = 6 + 4,4 + 2 = 12,4 \text{ мм.}$$

Підставивши дані одержимо:

$$T_0 = \frac{12,4}{710 \cdot 0,28} = 0,06 \text{ хв.}$$

Для усіх інших операцій режими різання вибираємо із довідника і зводимо у таблицю

Таблиця 5.10 – Зведена таблиця режимів різання

№ опер.	Зміст операції Переходу	L, мм	t, мм	i	S, мм/хв	n, об/хв	V, м/хв	T _о , хв	N, кВт
005	Карусельно-фрезерна. 1. Фрезерувати деталь в розмір (1)	96	3	2	315	200	157	0,87	4,2
010	Карусельно-фрезерна. 1. Фрезерувати деталь в розмір (1)	60	3	2	315	200	157	1	2,5
015	Вертикально-свердлильна. 1. Свердлити одночасно 4 отвори в розміри (1) (2) (3)	8	5,5	4	0,14	340	15	0,36	2,84

Вибір обладнання та визначення його кількості. Побудова графіків

завантаження та використання обладнання

Для механічної обробки застосовується наступне обладнання з технічними характеристиками: карусельно-фрезерний верстат ЛГ22 та вертикально-свердлильний верстат 2Н135.

Карусельно-фрезерний ЛГ22

Розмір робочої поверхні стола, мм - 320*1250

Найбільше переміщення столу, мм:

Поздовжнє – 800;

Поперечне – 250;

Вертикальне – 420;

Внутрішній конус шпинделя, мм – 50;

Число швидкостей шпинделя – 18;

Частота обертання шпинделя, об/хв – 31,5 – 1600;

Число робочих подач столу -18;

Подача столу, мм/хв:

Поздовжня 25 – 1250;

Поперечна – 25 – 1250;

Вертикальна – 8,3 - 416,6;

Швидкість швидкого переміщення столу, мм/хв;

Поперечного – 3000;

Поздовжнього – 3000;

вертикального – 1000;

Потужність електродвигуна, кВт - 7,5;

Габаритні розміри, мм:

довжина – 2305;

ширина – 1950;

висота - 1680;

Маса, кг - 2900.

Вертикально-свердлильний 2Н135

Найбільший діаметр свердління на столі, мм – 35;

Найбільше зусилля подачі, Н - 16000;
Відстань від шпинделя до плити, мм – 700 - 1120;
Відстань від центра шпинделя до вертикальних направляючих, мм – 300;
Найбільша відстань від торця шпинделя до столу, мм – 750;
Конус отвору шпинделя - №4;
Кількість ступенів обертів шпинделя – 12 ;
Межі чисел обертів за хвилину – 31,5 – 1400;
Найбільше переміщення шпинделя, мм - 250;
Кількість ступенів подач – 9;
Межі подач шпинделя, мм/об – 0,1- 1,6;
Розміри столу, мм 450*500;
Потужність електродвигуна, кВт – 4;
Габаритні розмір верстату, мм:
- довжина – 1240;
- ширина - 810.

Правильний вибір обладнання визначає його раціональне використання по часу. При виборі верстатів для розробленого технологічного процесу цей фактор повинен враховуватись таким чином, щоб виключити їх простої.

Коефіцієнт завантаження η_3 верстату визначається із залежності:

$$\eta_3 = \frac{m_p}{m_n}, \quad (5.35)$$

де m_p - розрахункова кількість верстатів;

m_n - прийнята кількість верстатів.

Розрахункова кількість верстатів визначається за формулою:

$$m_p = \frac{T_{шк}}{t_в}, \quad (5.36)$$

де $t_в$ - такт випуску;

$T_{шк}$ - штучний час на даній операції.

Ступінь використання обладнання по основному часу характеризується коефіцієнтом використання обладнання за основним часом і визначається за формулою:

$$\eta_0 = \frac{T_0}{T_{\text{ук}}}, \quad (5.37)$$

де T_0 - основний час.

Величину використання обладнання за потужністю визначають за формулою:

$$\eta_N = \frac{N_p}{N_b}, \quad (5.38)$$

де N_p - розрахункова потужність;

N_b - потужність приводу верстату.

Вертикально-свердильний 2Н135

$$T_{\text{ук}} = 2,48 \text{ хв}; t_g = 2,54 \text{ шт/ хв}; T_0 = 0,06 \text{ хв}; N_p = 2,84 \text{ кВт}; N_b = 4 \text{ кВт}.$$

$$m_p = \frac{2,48}{2,54} = 0,97;$$

$$\eta_3 = \frac{0,97}{1} = 0,97;$$

$$\eta_0 = \frac{0,06}{0,1} = 0,6;$$

$$\eta_N = \frac{2,84}{4} = 0,71.$$

Приймаємо 1 верстат.

Карусельно-фрезерний верстат ЛГ22

$$T_{\text{ук}} = 1,6 \text{ хв}; t_g = 2,54 \text{ шт/ хв}; T_0 = 0,87 \text{ хв}; N_p = 2,84 \text{ кВт}; N_b = 7,5 \text{ кВт}.$$

$$m_p = \frac{1,6}{2,84} = 0,56;$$

$$\eta_3 = \frac{0,56}{2} = 0,28;$$

$$\eta_0 = \frac{0,87}{1,6} = 0,54;$$

$$\eta_N = \frac{2,84}{7,5} = 0,38.$$

Приймаємо 2 верстати.

Знаходимо середні значення коефіцієнтів завантаження і використання обладнання:

$$\eta_{3\text{сеп}} = \frac{0,97 + 0,28}{2} = 0,625;$$

$$\eta_{0\text{сеп}} = \frac{0,6 + 0,54}{2} = 0,57;$$

$$\eta_{N\text{сеп}} = \frac{0,71 + 0,38}{2} = 0,545.$$

За отриманими даними будуюмо графіки завантаження обладнання, завантаження за потужністю і основному часу.

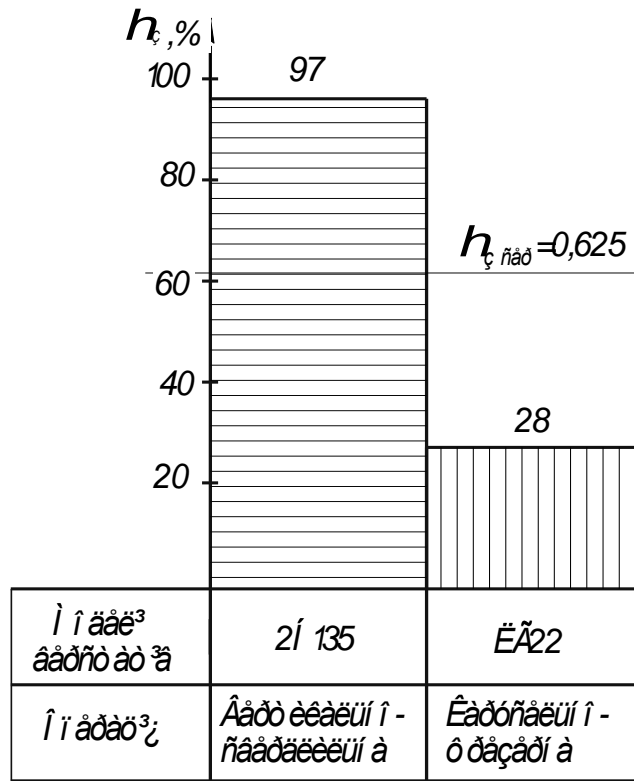


Рисунок 5.3 – Графік завантаження обладнання

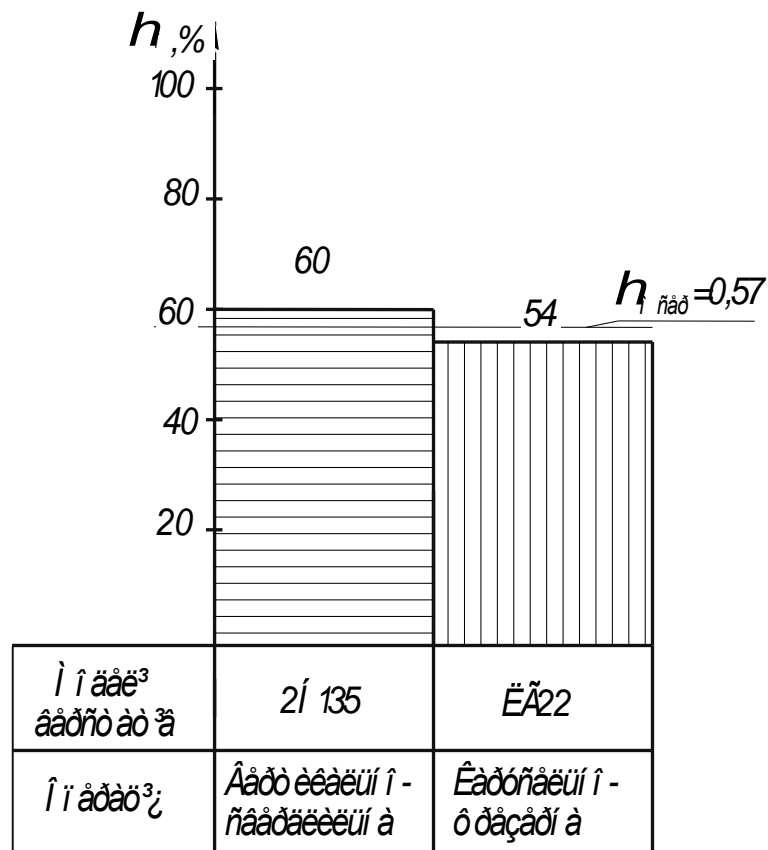


Рисунок 5.4 – Графік використання обладнання за основним часом

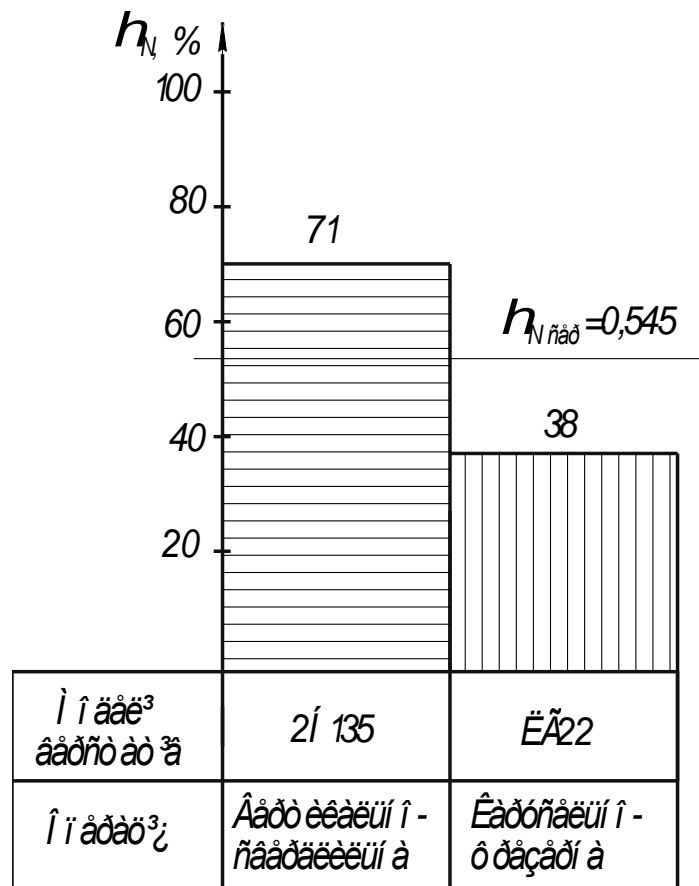


Рисунок 5.5 – Графік використання обладнання за потужністю

5.3. Розробка спеціальних верстатних та контрольних пристроїв

Кондуктор для свердління чотирьох отворів Ø11мм

Приспосіблення – кондуктор до вертикально-свердлильного верстату 2Н135 для операції 015 механічної обробки отворів – свердління чотирьох отворів діаметром 11 мм із заданою точністю згідно креслень деталі кронштейн ПРТ-16.301.

У відповідності із параметрами обробки і вихідними даними приймаємо схему одномісного одно позиційного пристосування.

Кондуктор складається із корпусу (3) до якого кріпиться планка(16) на котру встановлено чотири пластинки (49), які служать опорою для деталі. На планку встановлено підставку (14) на яку встановлюють деталь. На планці встановлено також кондукторну плиту (15) у яку впресовано кондукторну втулку (39), яка служить для направлення ріжучого інструменту.

Затиск деталі здійснюється від пневмоциліндра: через поршень (7) рух передається на тягу (13) а потім відповідно і на втулку (8), до якої прикріплено прижими (17), який здійснює затиск деталі.

Встановлюється кондуктор на стіл вертикально-свердлильного верстату 2Н135.

Точність базування кондуктора забезпечується двома направляючими шпонками (52). Закріплюється кондуктор за допомогою гвинтів, що входять у Т-подібну пази стола верстату.

Відкріплюється деталь за допомогою того ж пневмоциліндра.

Деталь витягується вручну.

Приспосіблення для фрезерування в розмір 96 мм

Приспосіблення – пристрій для фрезерування до карусельно- фрезерного верстату ЛГ22 для операції 005 та 010 механічної обробки – фрезерування двох пазів у розмірі 96 мм із заданою точністю згідно креслень деталі кронштейн ПРТ-16.301.

У відповідності із параметрами обробки і вихідними даними приймаємо схему двохмісного однопозиційного пристосування.

Приспосіблення складається із корпусу (1), у який впресовані пальці (11) по яких здійснюється базування деталі. В корпусі також розміщено коромисло (4) у якому по осях (17) встановлено прижими (6), які з'єднані пружиною (12), для фіксації прижиму передбачено колодки (5). Затиск деталей здійснюється за допомогою пневмоциліндра: рух від стола передається на важіль (7), далі через

вісь (13) на прижими (6). Встановлюється пристрій на стіл горизонтально – фрезерного верстату ЛГ22.

Точність базування пристосування забезпечується двома направляючими шпонками (27). Закріплюється пристрій за допомогою 4-ох гвинтів, що входять у Т-подібні пази стола верстату.

Відкріплюється деталь за допомогою того ж пневмоциліндра.

Деталь витягується вручну.

6. ОРГАНІЗАЦІЙНО-ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

6.1. Оцінка технічного рівня виробу

Карта технічного рівня і якості продукції ГОСТ 2.116-84

1. Найменування виробу: розкидач твердих органічних добрив машина ПРТ-9
2. Область застосування: внесення органічних добрив.
3. Коротка характеристика: продуктивність 1,04 га/год; швидкість розкидання 1,8 км/год; ширина захвату 6 метрів.
4. Технічний рівень (таблиця 6.1).

Визначаємо значення відносних показників якості нового виробу.

$$q_i = \frac{k_{2i}}{k_{1i}} \text{ - для бажаних показників; } q_i = \frac{k_{1i}}{k_{2i}} \text{ - для небажаних показників}$$

де $i=1 \dots n$ – номенклатура показників якості.

Обчислюємо узагальнений показник якості продукції Q . Проектним вважається варіант у якого $Q > 1,05$

$$Q = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n q_i \quad (6.1)$$

$$Q = \frac{1}{7} (1 + 1 + 1 + 1.36 + 1 + 1 + 1) = 1.051$$

$$Q = 1.051 > 1.05$$

Таблиця 6.1 Карта технічного рівня і якості продукції (форма 2 ГОСТ 2.116-84)

Група, назва, одиниця показників якості виробу	Бажаність “+”, “-”	Значення за конструктивними варіантами		
		Базового виробу, k_1	Нового виробу	
			K_2	q
1. Призначення				
Продуктивність, га/год	+	1,04	1,04	1
Ширина захвату, м	+	2,7	2,7	1
Робоча швидкість, км/год	+	1,8	1,8	1
2. Надійність				
Термін напрацювання до відмови, год	+	5000	6800	1,36
Гарантійний термін роботи, років	+	3	3	1
3. Економного використання ресурсів				
Розхід палива	-	24,4	24,4	1
4. Обмеження шкідливих дій				
Пошкодження	+	5,8	5,8	1

6.2. Розрахунок економічної ефективності машини

Вдосконалена рама розкидача відрізняється від серійного тим, що в його конструкції застосовується удосконалена рама. Галузева собівартість удосконаленої рами на стадії технічного завдання визначається за формулою [29,30]

$$C_{осб} = G_n \cdot (\lambda \cdot H \cdot K_n + M) + C_{нв} \cdot K_{мз}, \text{ грн} \quad (6.2)$$

де G_n – чиста маса нової рами;

$\lambda = 0,8$ – коефіцієнт конструктивної складності нової рами в порівнянні з базовою;

H – затрати на виготовлення нової рами, що припадають на 1 кг чистої маси, без урахування покупних виробів;

K_n – коефіцієнт, що враховує програму випуску, $K_n = 1,1$;

M – вартість 1 кг чистої маси матеріалів для нової рами, грн/кг;

C_{nv} – вартість покупних виробів нової рами;

$K_{mз}$ – коефіцієнт транспортно-заготівельних витрат. $K_{mз} = 0,1$.

Отже

$$C_{ocb} = 240 \cdot (0,8 \cdot 60,0 \cdot 1,1 + 30) + 1500 \cdot 0,1 = 49392 \text{ грн.}$$

Нормативний прибуток визначається з виразу

$$\Pi = \frac{C_{ocb} \cdot P_o}{100}, \quad (6.3)$$

де C_{ocb} – галузева собівартість нової рами;

$P_o = 14-16\%$ - норматив галузевої рентабельності, приймаємо $P_o = 15\%$.

Отже,

$$\Pi = \frac{49392 \cdot 15}{100} = 7408 \text{ грн.}$$

Оптова ціна нової рами становитиме:

$$\begin{aligned} C_o &= C_{ocb} + \Pi, \text{ грн.} \\ C_o &= 49392 + 7408 = 56806 \text{ грн.} \end{aligned} \quad (6.4)$$

Балансова ціна нової рами визначається з виразу:

$$C_{\delta} = 1,2 \cdot C_0, \text{ грн} \quad (6.5)$$

$$C_{\delta} = 1,2 \cdot 56806 = 68168 \text{ грн.}$$

Приймаємо $C_{\delta} = 68168$ грн.

Визначення показників економічної ефективності розробки

До основних показників економічної ефективності машин відносяться: питоми капіталовкладення в сфері експлуатації; питома металомісткість; повна собівартість робіт, що виконуються машиною; прямі видатки на експлуатацію машини; річна економія грошових засобів на експлуатацію машини; економічний ефект від зменшення втрат і пошкоджень продукції; термін окупності виробу.

Питомі капіталовкладення в сфері експлуатації викопуючого пристрою залежать від балансової ціни, продуктивності, річного завантаження та визначаються за формулою

$$K_{num} = \frac{C_{\delta}}{W_e \cdot t_p}, \text{ грн/га} \quad (6.6)$$

де C_{δ} – балансова ціна рами розкидача;

W_e – годинна продуктивність розкидача, га/год;

t_p – річне завантаження розкидача, год.

Отже для нової

$$K_{num.n} = \frac{68168}{1,04 \cdot 126} = 520 \text{ грн/га;}$$

Для базової

$$K_{num.б} = \frac{72689}{1,04 \cdot 126} = 554 \text{ грн/га.}$$

Питома металомісткість рами розкидача визначаємо з виразу:

$$M_{num} = \frac{G}{Q}, \text{ кг/га} \quad (6.7)$$

де G – маса рами розкидача;

Q – річний обсяг робіт.

Отже, для нової рами розкидача питома металомісткість становить:

$$M_{\text{н.н}} = \frac{240}{131} = 1,83 \text{ кг/га};$$

Для базового

$$M_{\text{н.б}} = \frac{270}{131} = 2,06 \text{ кг/га}.$$

Повна собівартість на одиницю продуктивності визначається з виразу

$$C_3 = 3П + A + R + P + Z + U_{em}, \text{ грн/га} \quad (6.8)$$

де $3П$ – питома заробітна плата оператора, грн/га;

A – питома амортизаційні відрахування на реновацію;

R – питома видатки на ремонт та техогляд;

P – питома затрати на паливо-мастильні матеріали необхідні для трактора;

Z – питома затрати на зберігання розкидача;

U_{em} – питома затрати на експлуатаційні матеріали.

Питома заробітна плата оператора визначається з виразу

$$3П = \frac{Л \cdot f_{em}}{W_2}, \text{ грн/га} \quad (6.9)$$

де $Л$ – кількість обслуговуючого персоналу;

f_{em} – тарифна годинна ставка оператора;

W_2 – продуктивність розкидача за годину часу зміни.

Оскільки продуктивність і заробітна плата для базової і нової рами однакові, то для обох розробок:

$$ЗП = \frac{1 \cdot 36}{1,04} = 35 \text{ грн/га.}$$

Питомі амортизаційні відрахування на реновацію розкидача визначаємо з виразу:

$$A = \frac{Ц_{\delta} \cdot a}{100 \cdot W_{\varepsilon} \cdot t_p}, \text{ грн/га} \quad (6.10)$$

де $Ц_{\delta}$ – балансова ціна рами;

a – нормативний коефіцієнт відрахувань на реновацію рами;

W_{ε} – продуктивність крзкидача за годину часу зміни;

t_p – річне завантаження розкидача.

Отже, для нової:

$$A_n = \frac{68168 \cdot 14,2}{100 \cdot 1,04 \cdot 126} = 73,86 \text{ грн/га;}$$

Для базової:

$$A_{\delta} = \frac{72689 \cdot 14,2}{100 \cdot 1,04 \cdot 126} = 78,76 \text{ грн/га.}$$

Питомі видатки на ремонт та техогляд рами визначаємо за формулою:

$$R = \frac{Ц_{\delta} \cdot r}{100 \cdot W_{\varepsilon} \cdot t_p}, \text{ грн/га} \quad (6.11)$$

де $Ц_{\delta}$ – балансова вартість рами;

r – норма щорічних відрахувань на ремонт та техогляд;

W_{ε} – продуктивність машини за годину часу зміни;

t_p – річне завантаження машини, год.

Для нової рами питомі видатки на ремонт та техогляд складають:

$$R_n = \frac{68168 \cdot 6,5}{100 \cdot 1,04 \cdot 126} = 33,81 \text{ грн/га;}$$

Для базової:

$$R_6 = \frac{72689 \cdot 6,5}{100 \cdot 1,04 \cdot 126} = 36,05 \text{ грн/га.}$$

Питомі затрати на паливо-мастильні матеріали необхідні для машини визначаються за формулою:

$$P = \frac{N \cdot \alpha_d \cdot g \cdot Ц_n}{W_z}, \text{ грн/га} \quad (6.12)$$

де N – ефективна потужність двигуна;

α_d – коефіцієнт використання потужності двигуна;

g – питома витрата пального;

$Ц_n$ – вартість палива;

W_z – продуктивність машини за годину часу зміни;

Оскільки всі показники, що входять до формули для обох машин однакові:

$$P = \frac{118 \cdot 0,85 \cdot 0,255 \cdot 25}{1,04} = 615 \text{ грн/га;}$$

Питомі затрати на зберігання рами пов'язані, в основному, з підготовкою його до зберігання, оскільки саме зберігання передбачене на відкритому майданчику і додаткових затрат не вимагає. Затрати визначаємо з виразу:

$$Z = \frac{T_n \cdot f_{mc}}{Q}, \text{ грн/га;} \quad (6.13)$$

де T_n – норматив витрат праці на підготовку рами для

зберігання, приймаємо $T_n = 5$ люд·год;

f_{mc} – годинна тарифна ставка слюсаря при виконанні робіт пов'язаних з підготовкою рами до зберігання;

Q – річний обсяг робіт.

Приймаємо, що витрати на зберігання нової та базової рами будуть

однаковими, тобто:

$$Z_n = Z_{\delta} = \frac{5 \cdot 36}{131} = 1,37 \text{ грн/га.}$$

Питомі затрати на матеріали, що використовуються при підготовці до зберігання рами визначаємо з виразу:

$$U_n = q_n \cdot C_m, \text{ грн/га} \quad (6.14)$$

де q_n – питома витрата матеріалів на підготовку до зберігання рами ;

C_m – прейскурантна ціна матеріалів.

Приймаємо, що для підготовки до зберігання машин після сезону необхідні матеріали, що зведені в таблиці. Відрахування на матеріали в розрахунку на 1 га можна визначити за формулою

$$U_{em} = \frac{U_n}{Q}, \text{ грн/кг} \quad (6.15)$$

де U_n – витрати на матеріали, що використовуються при зберіганні рами

Q – річний обсяг робіт.

Таблиця 6.2 Дані про витратні матеріали

Назва матеріалу	Кількість q , кг	Ціна C_m , грн/кг	Вартість U_n , грн
Масло консерваційне СХК, ГОСТ 11059-64	0,4	120	48
Масло захисне НГ-204 МРТУ 12Н№69-63	0,2	290	58
Фарба	0,4	320	128
Уайт-спирт ГОСТ 3134-52	0,4	250	100

Обтиральний матеріал	0,4	8	3,2
Шліфувальна шкірка (м ²)	0,2	330	66
Разом U_n :			403

Отже, для обох рам ці відрахування становитимуть:

$$U_{em} = \frac{403}{131} = 3,07 \text{ грн/га.}$$

Повна собівартість робіт для нової рами :

$$C_{з.н} = 520+35+73,86+33,81+615 +1,37+3,07 = 1282,11 \text{ грн/га,}$$

а для базової:

$$C_{з.н} = 554+35+78,76+33,05+615 +1,37+3,07 = 1320,25 \text{ грн/га,}$$

Прямі експлуатаційні витрати на одиницю продуктивності не включають відрахування на реновацію і визначаються з виразу:

$$U = 3П+R+P+Z+U_{em}, \text{ грн/га,} \quad (6.16)$$

де $3П$ – питома заробітна плата оператора, грн/га;

R – питомі видатки на ремонт та техогляд;

P – питомі затрати на паливо-мастильні матеріали;

Z – питомі затрати на зберігання рами;

U_{em} – питомі затрати на експлуатаційні матеріали.

Для нової рами прямі експлуатаційні витрати на одиницю продуктивності становитимуть:

$$U_n = 520 + 35 + 73,86 + 33,81 + 615 + 1,37 + 3,07 = 1282,11 \text{ грн/га,}$$

а для базової:

$$U_{\bar{o}} = 554 + 35 + 78,76 + 33,05 + 615 + 1,37 + 3,07 = 1320,25 \text{ грн/га,}$$

Річна економія грошових засобів на прямих експлуатаційних витратах при використанні одної рами визначається з виразу:

$$E_{pe} = Q \cdot (U_{\bar{o}} - U_n), \text{ грн.} \quad (6.17)$$

де Q – річний обсяг робіт;

$U_{\bar{o}}, U_n$ – прямі експлуатаційні витрати нового та базового:

$$E_{pe} = 131 \cdot (1320,25 - 1282,11) = 4996 \text{ грн.}$$

Крім економії грошових засобів на прямих експлуатаційних витратах прогнозований економічний ефект розробки створюється за рахунок того, що всі елементи конструкції рами працюють в однаковому навантаженому стані і є рівноміцними. Таким чином, підвищується надійність та довговічність рамної конструкції

Загальний річний економічний ефект на одну машину складе:

$$E_p = E_{pe} = 4996 \text{ грн.}$$

На один гектар площі:

$$E_p' = \frac{E_p}{W_2 \cdot t_h} = \frac{4996}{1,04 \cdot 126} = 38,12 \text{ грн/га.}$$

Термін окупності визначається з виразу:

$$T_{ок} = \frac{K_n}{E_p},$$

де K_n – капіталовкладення на придбання металопрокату для нової рами.

Для придбання металопрокату необхідні капіталовкладення в розмірі його балансової ціни, тобто $K_n = Ц_{бсб} = 2340$ грн.

Тоді термін окупності нової рами становитиме: $T_{ок} = \frac{2340}{2960} = 0,79$ року.

7. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

7.1. Організація робіт по техніці безпеки та охороні праці

Керівництво і відповідальність за організацію роботи з охорони праці в галузі технічного обслуговування машинно-тракторного парку покладається в господарствах на головного інженера, на пунктах технічного обслуговування, та безпосередніх керівників цими підрозділами [31,32].

Особи, відповідальні за техніку безпеки в області організації технічного обслуговування (інженери по експлуатації, механіки, бригадири, майстри й інші працівники), зобов'язані:

- не допускати перевірку тракторів, комбайнів і самохідних машин, що знаходяться в русі;
- не допускати до роботи на пересувних засобах технічного обслуговування, металообробних верстатах, до електро-газозварочних, ковальських і інших робіт осіб, що не мають відповідних чи посвідчень інших документів;
- стежити за справним станом пересувних засобів технічного обслуговування й устаткування, що знаходиться на стаціонарному пункті технічного обслуговування, а також за наявністю і справністю всіх передбачених правилами техніки безпеки запобіжних пристроїв, огорожень і індивідуальних засобів захисту, що забезпечують безпечні умови праці на відповідному ділянці роботи;
- визначати маршрути проходження пересувних засобів технічного обслуговування до місця роботи;
- вимагати дотримання робітниками і людьми, що працюють за

угодою, правил і інструкцій з техніки безпеки, строго стежити за застосуванням безпечних методів праці і використанням усіх наявних запобіжних і захисних засобів; усі робітники, що надходять на роботу,

повинні пройти вступний інструктаж на робочому місці, а потім через кожні шість місяців відбути періодичний інструктаж. Робітники, зайняті на особливо небезпечних роботах (електро-газозварочні, ковальські, зарядка акумуляторів і ін.), періодичний інструктаж проходять через три місяці.

7.2. Загальні вимоги безпеки до тракторів і самохідних сільськогосподарських машин

Загальні вимоги безпеки до тракторів і самохідних сільськогосподарських машин установлені ДСТ12.2.019—76 і Однаковими вимогами до конструкції тракторів і сільськогосподарських машин по безпеці і гігієні праці. Машини повинні відповідати вимогам ДСТ 12.2.003—74 і бути обладнані: фарами заднього виду, гальмовими сигналами, габаритними вогнями, передніми і задніми ліхтарями, покажчиками поворотів, двох світловими фарами і (перемиканням на ближнє і далеке світло, підніжками, поручнями, ручками, якщо кути поперечної статичної стійкості повинні складати не менш 35° для тракторів і 30° для самохідних сільськогосподарських машин [33].

Параметри шуму не повинні перевищувати величин, установлених нормами. Рівень звуку в кабінах машин і зовнішнього шуму на відстані 7м не повинний перевищувати 70 дБ. Машини повинні бути обладнані кабінами. Переконуються у відсутності течі олії з коробок.

Оглядають, регулюють вузли і механізми в строгій відповідності з правилами «нічного обслуговування за бурякозбиральними комбайнами. Особливо звертають увагу на регулювання запобіжних муфт.

При підйомі комбайна за допомогою домкрата треба підкласти під його раму міцну підставку, до підйому під колеса встановлюють упори.

Робочі органи від бадилля, рослинних залишків і землі очищають тільки різаком.

Щоб полегшити умови праці при установці пружин теребильних апаратів, теребильного ланцюга і виправленню пальців вирівнювачів,

застосовують спеціальне пристосування. Під час чи заточення виправлення дискових ножів забороняється гримувати пристосування чи руками сторонніми предметами, а також знаходитися на основній рамі бурякокомбайна. При заточенні, а також правленню бруска заточувального пристосування треба користатися захисними окулярами щоб уникнути влучення абразиву в очі.

Пускати в експлуатацію комбайн, якщо немає огорожувального пристрою карданної передачі і надійної сигналізації, не дозволяється. Безпека іспиту двигунів, коробка передач, задніх мостів і інших вузлів в міцному кріпленні їх на стендах, надійному з'єднанні обертових і лин, що рухаються; у наявності захисних кожухів на сполучних муфтах, іороджень на приводних органах.

Пристрої нормалізації мікроклімату (якщо вони встановлені) в кабінах машин повинні бути в робочому стані. Кабіни самохідних сільськогосподарських машин повинні бути оснащені справними склоочисниками передніх, а інших машин - передніх та задніх стекол. Кабіни колісних тракторів повинні бути оснащені омивачами передніх стекол, якщо вони передбачені конструкцією. Вікна кабін лісопромислових тракторів зі сторони робочих механізмів повинні бути засклені стеклами підвищеної міцності або мати з зовнішньої сторони загороджувальні пристрої. Машини повинні мати справний пристрій, який запобігає запотіванню та обмерзанню передніх стекол у зонах, які очищають склоочисники.

Двері кабіни машини повинні мати справні замки, які закриваються на ключ, та фіксатор для утримування їх у крайньому відкритому положенні. Допускається наявність одного замка на одних дверях за наявності на других внутрішнього замка. Вітрове скло не повинно мати тріщин та інших пошкоджень. Не допускається наявність на вітровому склі предметів, що погіршують оглядовість з місця машиніста. Дзеркала заднього виду (якщо передбачені конструкцією) не повинні мати механічних пошкоджень. Їх кріплення повинно забезпечувати можливість фіксації в потрібному положенні. Перевірка відповідності виконується методом візуального огляду та випробування пристроїв.

Не допускається блокування аварійних виходів, а пристрої для приведення їх у дію повинні бути справні. Перевірка робочого стану здійснюється шляхом випробування. Підніжки та поручні (або елементи конструкції, які використовуються з цією метою) повинні бути в робочому стані.

Машини повинні мати місця для встановлення домкратів. Ці місця маркують на машині умовними позначеннями або символами. Машини, які призначені для хімічного захисту рослин, повинні мати попереджувальні написи про заборону роботи обслуговуючого персоналу без засобів індивідуального захисту. Напис повинен бути чітким та таким, що не змивається. Підіймальні машини повинні мати чіткі та такі, що не змиваються, написи стосовно їх вантажопідйомності, які повинні бути нанесені на стрілі підіймальних механізмів.

Рухомі частини машин, які є ймовірним джерелом травмування, повинні бути огорожені або розташовані так, щоб виключити можливість дотику до них працівника. Якщо функціональне призначення рухомих частин або інших засобів, які становлять небезпеку, не дозволяє використання огорож, то конструкція повинна бути обладнана сигналізацією про пуск обладнання, а також мати сигнальні кольори та знаки безпеки.

Тягово-зчіпні пристрої або швидкозмінні навісні засоби повинні бути в належному стані. Замкові пристрої (за наявності) повинні працювати без заїдань та бути в належному стані.

Пристрої для фіксації робочих органів у піднятому положенні повинні знаходитись у належному стані. Не допускається наявність корозії, деформації, механічних пошкоджень цих пристроїв.

Пристрої для фіксації кузова в піднятому положенні машин з перекидними кузовами повинні бути в робочому стані.

Спрацювання сполучених робочих поверхонь тягового гака, зчіпної петлі, зчіпного шворня не повинно перевищувати значення, встановленого експлуатаційною документацією.

Замки (засуви) бортів вантажної платформи, засуви горловин цистерн повинні бути в робочому стані. Відповідність встановлюється шляхом

вибіркового випробування однотипних пристроїв. Тракторні причепи та напівпричепи повинні бути обладнані страховими ланцюгами (тросами). Їх стан та кріплення повинні відповідати їхньому призначенню. Причепи, ширина яких перевищує габарити тягача, повинні бути обладнані світлоповертачами. Задні світлоповертачі повинні бути червоного, передні - білого кольорів. Розташування їх на причепі - згідно з ГОСТ 8769.

Допускається замість світлоповертачів нанесення на елементи конструкції машини червоних та білих або жовтих та червоних смуг під кутом 45° до вертикалі, які чергуються з відстанню між ними 50мм. Вони можуть бути нанесені також на сигнальні щитки розміром не менше 250 x 250мм.

Смуги повинні бути виконані із світловідбивальних матеріалів.

На причепах та напівпричепах повинен бути знак обмеження максимальної швидкості. На цих машинах має бути зазначена максимальна вантажопідйомність. Таблички та написи щодо безпеки повинні бути розбірливими та видимими. Робочі органи, призначені для різання та подрібнення з великим моментом інерції, повинні бути обладнані сигналізацією, яка попереджає про небезпеку і діє до повного зупинення робочих органів; їх захисні огорожі повинні мати попереджувальний напис: "Увага, небезпечно!" На бортах кузовів (ємностей) повинен бути попереджувальний напис: "Перевезення людей заборонено!"

7.3. Розрахунок штучного освітлення

Розрахунок штучного освітлення зводиться до вибору типу світильників, їх числа і раціонального їх розміщення. Визначаємо значення мінімально-допустимої освітленості 75,0 Лк, для ламп розжарювання, виходячи з того, що відповідно до ГОСТ II-4-79, СП-271, ПУЕ технологічний процес виробництва кормів можна віднести до процесів з підвищеним виділенням вологи і пилу. Для штучного освітлення приміщення проектного цеху приймаємо світильники для сирих і особливо сирих приміщень з корпусом патрона з вологостійкого

матеріалу з роздільним введенням проводів типу ПВА. Коефіцієнт запасу освітленості приймаємо рівним $K = 1,5$.

Для створення рівномірності освітлення встановлюємо відстань між світильниками L_{cp} [31, 32, 33]:

$$L_{cp} = 1,4 \div 1,8 \cdot H_h, (\text{м}) \quad (7.1)$$

де H_h - висота підвіски світильників, $H_h = 2,5$ м;

$$L_{cp} = 1,4 \cdot 2,5 = 3,5 \text{ м.}$$

Відстань від стін до крайнього ряду світильників приймаємо рівним $0,5 \cdot L_p$, тобто 1,75 м. Визначаємо кількість N світильників: $N=10$ (виходячи з розмірів приміщення цеху).

Визначаємо показник приміщення:

$$i = \frac{L \cdot B}{H_p \cdot (L + B)} = \frac{16 \cdot 7,0}{2 \cdot (16 + 7)} = 2,44. \quad (7.2)$$

За показником приміщення, обраному типу світильників і коефіцієнта відображення визначаємо коефіцієнт використання світлового потоку: $K_n = 0,28$.

Визначаємо потрібний розрахунковий світловий потік однієї лампи:

$$F_l = \frac{F_{\min} \cdot K_z \cdot S_n}{N \cdot K_n} = \frac{75,0 \cdot 1,33 \cdot 112}{10 \cdot 0,28} = 3990 \text{ Лм} \quad (7.3)$$

За напругою в мережі $U_c = 220$ В і світловому потоці визначаємо в бік збільшення табличне значення світлового потоку $F_{лм} = 5950$ Лм, потужність ламп $W_l = 200$ Вт.

Визначаємо діючу освітленість:

$$E_{\partial} = \frac{F_{\text{лм}} \cdot N \cdot K_n}{K_3 \cdot S_n} = \frac{5950 \cdot 10 \cdot 0,28}{1,33 \cdot 112} = 111,84 \text{ Лк.} \quad (7.4)$$

Визначаємо потужність освітлювальної установки:

$$W_y = W_{\text{л}} \cdot N = 200 \cdot 10 = 2000 \text{ Вт} = 2,0 \text{ кВт.} \quad (7.5)$$

За потужністю визначаємо силу струму, по якій можна вибрати перетин плавної вставки запобіжника або міні автоматичного відключення:

$$I_y = 1,2 \cdot \frac{W_y}{U_c} = 1,2 \cdot \frac{2000}{220} = 10,98 \text{ А.} \quad (7.6)$$

7.4. Безпека в надзвичайних ситуаціях

Оцінка можливої хімічної обстановки. Цивільна оборона України організовується за територіально-виробничим принципом на всій території і являє собою сукупність структур державного управління, підприємств, організацій і спеціально створених органів керівництва та сил цивільної оборони. Заходи цивільної оборони проводяться на всій території держави, як правило, заздалегідь, з врахуванням особливостей кожного району. Цивільна оборона організовується за територіально-виробничим принципом. Згідно з класифікацією надзвичайних ситуацій, затвердженою постановою Кабінету Міністрів України 15.07.1998 р. №1099 надзвичайні ситуації (НС) на території України поділяються на: НС техногенного; НС природного; НС соціально-політичного; НС воєнного характеру [34, 35].

Крім того, з такою класифікацією добре узгоджується класифікація небезпечних і шкідливих виробничих факторів, встановлена ГОСТ 12.0.003-74.

У більшості випадків техногенні аварії пов'язані з неконтрольованим, мимовільним виходом у навколишнє простір речовини чи енергії. Мимовільне вивільнення енергії приводить до промислових вибухів, а речовини - до вибухів, пожежам і хімічному забрудненню навколишнього середовища.

Вибух - процес швидкого некерованого фізичного чи хімічного перетворення системи, що супроводжується переходом її потенційної енергії в механічну роботу. Механічна робота, чинена при вибуху, обумовлена швидким розширенням газів чи пари. Причиною вибухового процесу можуть лежати як фізичні так і хімічні перетворення.

Фізичний вибух найчастіше зв'язаний з неконтрольованим вивільненням потенційної енергії стиснутих газів із замкнутих обсягів машин і апаратів, сила вибуху стиснутого чи зрідженого газу залежить від внутрішнього тиску цього резервуара.

Параметрами, по яких визначають потужність вибуху, є енергія вибуху і швидкість її виділення. Енергія вибуху визначається фізико-хімічними перетвореннями, що протікають при різних типах вибухів.

У виробничих умовах можливі наступні основні види вибухів: вільний повітряний, наземний, вибух у безпосередній близькості від об'єкта, а також вибух усередині об'єкта (виробничого спорудження).

Суттєву небезпеку становлять пожежі.

Під пожежею розуміють неконтрольований процес горіння, що супроводжується знищенням матеріальних цінностей і створює небезпеку для життя людей. Причиною виникнення пожеж на промислових об'єктах можна розділити на двох груп. Перша - це порушення протипожежного режиму чи необережне поводження з вогнем, друга - порушення пожежної безпеки при проектуванні і будівництві будинків. Пожежі можуть виникнути при вибуху в чи приміщеннях виробничих апаратах при вибоках і аварійних викидах пожежовибухонебезпечних середовищ в обсяги виробничих приміщень.

Пожежа є хімічною реакцією між горючими речовинами і киснем повітря (чи іншим видом окисного середовища). Для того щоб виникла пожежа необхідно три компоненти: пальне, кисень і первісне джерело теплоти з енергією, достатньої для початку реакції горіння.

Утворення полум'я пов'язано з газоподібним станом речовини, тому горіння рідких і твердих речовин, що супроводжується виникненням полум'я, припускає їхній попередній перехід у газоподібну фазу.

При пожежах існує кілька різних небезпечних факторів. Перший з них - це підвищені температури в зоні горіння. Вони можуть привести до теплових опіків поверхні шкіри і внутрішніх органів людей, а також викликати втрату несучої здатності будівельних конструкцій будинків і споруджень. Другим фактором є надходження в повітря робочої зони значної кількості шкідливих продуктів згорання, у більшості випадків, що приводить до гострих отруєнь людей.

На багатьох підприємства для технологічних цілей застосовують шкідливі, у тому числі сильнодіючі отруйні речовини (СДОР). Так, наприклад, часто застосовуються хлор і аміак. Широко застосовуються також луи, кислоти й інші агресивні і сильнодіючі речовини. При аварійних розгерметизаціях ємкостей, устаткування, зі змістом токсичних чи речовин їхнім перевезенням, пов'язані з підвищеним ризиком небезпек, тому що при виході на рудію цих речовин приводить до перевищення гранично припустимої концентрації, що може викликати людські жертви.

У залежності від термодинамічного стану рідини при збереженні в ємності є три варіанти протікання процесу при розгерметизації ємності:

- при великих перегрівих рідина може цілком переходити в зважений і пароподібний стан з утворенням токсичних, шкідливих і пожежовибухонебезпечних сумішей;

- при низьких енергетичних параметрах рідини відбувається спокійний її пролив на тверду поверхню, а випар здійснюється шляхом тепловіддачі від твердої поверхні;

- проміжний режим, коли в початковий момент відбувається різке скипання рідини з утворенням мілкодисперсної фракції, а потім настає режим вільного випару з відносно низькими швидкостями.

Ряд речовин у промислових умовах зберігається і використовується при низьких температурах (криогенних температурах) у рідкому стані. Найбільше часто зустрічаються: рідкий кисень і азот, рідкий водень, гелій і т.д. Ці речовини в загальноприйнятому розумінні не можна назвати отруйними чи токсичними, але надходження їхній в атмосферу у великій кількості може викликати витиснення з її кисню, що також створить визначених розмірів небезпечну зону. Крім того деякі з цих речовин є чи окислювачами пожежовибухонебезпечними речовинами, низькі температури цих речовин можуть привести до додаткових небезпечних факторів, таким як потенційна небезпека опіків поверхні тіла і внутрішніх органів у людей, а також до втрати несучої здатності силових елементів будинків, машин і механізмів за рахунок холодоломкості.

8. ЕКОЛОГІЯ

Охорона навколишнього середовища й раціональне використання її ресурсів в умовах бурхливого зростання промислового виробництва стала однією з проблем сучасності. Результати впливу людини на природу необхідно розглядати не тільки у світлі розвитку технічного прогресу й росту населення, але й залежно від соціальних умов, у яких вони проявляються. Відношення до природного середовища є мірою соціальних і технічних досягнень людського суспільства, характеристикою рівня цивілізації.

Однією з проблем, що стоїть перед країнами з перехідною економікою - фінансування заходів, пов'язаних з охороною навколишнього середовища. В 70-80 роки існувало бюджетне фінансування охорони природи, що давало хоч невеликі, але стабільні засоби на цю мету. На даний час традиційні бюджетні джерела різко скоротилися. У зв'язку із цим загострилася проблема пошуку нових фінансових ресурсів. У країнах з розвинутою ринковою економікою фінансування аналогічних витрат ґрунтується на принципі «забруднювач платить». Державні витрати, пов'язані з наданням колективних екологічних послуг фінансуються за рахунок зборів і податків з користувачів.

Встановлюється наступний порядок вирахування збору за забруднення навколишнього середовища:

- суми збору, що стягуються за викиди стаціонарними джерелами забруднення, за скидання й розміщення відходів, обчислюються платниками самостійно щокварталу наростаючим підсумком з початку року виходячи з фактичних обсягів викидів, нормативів збору й установлених по місцезнаходженню цих джерел коригувальних коефіцієнтів;

- суми збору, що стягуються за викиди пересувними джерелами забруднення, обчислюються платниками самостійно щокварталу наростаючим підсумком з початку року, виходячи з кількості фактично використаного пального і його виду, на підставі нормативів збору за ці викиди й певних по місцю податкової реєстрації платників коригувальних коефіцієнтів;

- суми збору, що стягуються за скидання у водні об'єкти, обчислюються платниками самостійно щокварталу нарастаючим підсумком з початку року на підставі затверджених лімітів, виходячи з фактичних обсягів скидів, нормативів збору й певного по місцезнаходженню джерела забруднення коригувального коефіцієнта.

Значним забруднювачем довкілля є транспортна галузь, зокрема її рухомі засоби (транспортні засоби), що використовують як пальне різні види нафтопродуктів, а також стаціонарні об'єкти матеріально-технічного забезпечення (склади паливо-мастильних матеріалів, заправні станції, станції технічного обслуговування, майстерні тощо). Значної шкоди довкіллю завдають відпрацьовані гази транспортних засобів, пально-мастильні матеріали, зливні води після миття транспортних засобів та їх агрегатів, пари різних шкідливих речовин, кислот, матеріалів, які використовуються в технологічних процесах ремонту транспортних засобів. Через великі обсяги використання пального автотранспорт забруднює навколишнє природне середовище токсичними компонентами: на рівні 25 відсотків - солями свинцю, на рівні 50 відсотків - оксидом вуглецю. У 24 великих містах України, зокрема в Києві, Харкові, Одесі, шкідливі викиди в атмосферне повітря внаслідок роботи транспортних засобів перевищують 50 відсотків загальної їх кількості.

Потужним забруднювачем довкілля в області є транспорт. Протягом 2013 - 2014 рр. викиди шкідливих речовин від транспорту склали 84 тис. т, що на 9% більше, ніж за 2012 рік.

Значна питома вага 89% (75 тис.т) викидів шкідливих речовин припадає на автотранспорт. Найбільша частка 77% (58 тис.т) викидів забруднюючих речовин припадає на автотранспорт, який працює на бензині. Від транспортних засобів, що використовують дизельне паливо, потрапило в атмосферу 11 тис.т, стиснений та зріджений газ – 6 тис.т.

Основними токсичними компонентами, якими забруднюється повітря області від автотранспорту, є оксид вуглецю – 58 тис.т або 77%, неметанові леткі органічні сполуки – 9 тис.т (11%), діоксид азоту – 7 тис.т (9%), крім того діоксид вуглецю – 833 тис.т.

Обсяг викидів забруднюючих речовин від автотранспорту в цілому по області у розрахунку на душу населення становить 44,7 кг та щільність викидів у розрахунку на квадратний кілометр території – 2,8 т, тоді як по містах обласного підпорядкування ці показники значно більші.

Для поліпшення якості атмосферного повітря, запобігання і зменшення впливу на атмосферу забруднюючих речовин від транспортних засобів треба здійснити заходи щодо зниження до 2020 року порівняно з 2010 роком валового обсягу викидів від автотранспорту більше ніж на 40 відсотків, запобігти викидам свинцю. З цією метою плануються такі основні заходи: вдосконалення положень у системі законодавства, що стимулюють впровадження природоохоронних заходів; оснащення нових транспортних засобів ефективними системами і пристроями зниження викидів (каталітична нейтралізація, автомати пуску і прогрівання, системи уловлювання пари пального); збільшення парку транспортних засобів, які працюють на газоподібному паливі; припинення до 2015 року випуску і використання етилового бензину; виробництво пального та мастил, які зменшують негативний вплив двигунів внутрішнього згоряння на навколишнє природне середовище; розробка та впровадження нових типів двигунів внутрішнього згоряння з підвищеними економічними характеристиками; створення діагностичних комплексів для визначення технічного стану двигунів, вмісту забруднюючих речовин у відпрацьованих газах транспортних засобів; розробка нових видів екологічно чистого автотранспорту з використанням альтернативних джерел енергії; розроблення нормативів для будівництва та експлуатації доріг, спрямованих на зниження шкідливих викидів автотранспорту; розширення мережі доріг з поліпшеним покриттям.

Для розв'язання екологічних проблем на автотранспорті необхідно: забезпечити жорсткіші екологічні нормативи щодо конструкції нових моделей транспортних засобів та двигунів; розробити та впровадити систему сертифікації транспортних засобів та двигунів на екологічну безпеку і контролю за їх відповідністю сертифікатам; створити систему сертифікації шляхових засобів та оснастити її необхідним випробувальним устаткуванням та приладами;

розробити комплекс типових прогресивних технологій та проектних рішень щодо будівництва та реконструкції в автопідприємствах споруд очищення використаної води; розробити комплекс технологій, методик та технічних засобів для оцінки екологічної безпеки транспортних засобів транспортних засобів при їх експлуатації; розробити комплекс технологій і технічних засобів для оцінки та захисту довкілля від забруднення у виробничих зонах автопідприємств.

Екологічна безпека - такий стан навколишнього природного середовища, при якому забезпечується попередження погіршення екологічного стану та виникнення небезпеки для здоров'я людей. Екологічна безпека гарантується громадянам України здійсненням широкого комплексу взаємопов'язаних політичних, екологічних, технічних, організаційних, державно-правових та інших заходів

Громадяни України зобов'язані виконувати й інші обов'язки у галузі охорони навколишнього природного середовища відповідно до законодавства України.

Екологічна безпека - це складова глобальної і національної безпеки, тобто такого стану розвитку суспільних відносин в галузі екології, при якому системою державно-правових, організаційних, науково-технічних, економічних та інших соціальних засобів забезпечується регулювання екологічно небезпечної діяльності, режим використання природних ресурсів, охорона природного навколишнього середовища, безпечного для життя та здоров'я людей, попередження погіршення екологічної обстановки та виникнення небезпеки для природних систем та населення.

З 1 жовтня 2001 року остаточно набрали сили екологічні норми Euro 3. Тепер їм повинні відповідати усі вантажні транспортних засобів, які реєструються в країнах ЄС. Європейський парламент схвалив дані норми ще в листопаді 1999 року, а з 1 жовтня 2000 року вони стали поширюватися і на нові сертифіковані двигуни.

Перші норми Euro, покликані помітно «озеленити» вихлопні гази машин, були введені ще в 1988 році. Через 4 роки прийняли Euro 1, а 1996 рік став роком

народження Euro 2. Усі ці міри спрямовані на скорочення викиду шкідливих речовин в атмосферу, зменшення до мінімуму їхнього шкідливого впливу на живу природу і людину. Адже мільйони людей щодня вдихають з вихлопними газами такі отруйні викиди:

- CO (окис вуглецю) – погіршує кровообіг;
- HC (вуглеводень) – притупляє слух, має канцерогенну дію, руйнує озоновий шар атмосфери;
- NOx (окис азоту) – подразнює дихальні шляхи, сприяє проникненню в бронхи інфекції;
- окис азоту є «ініціатором» кислотних дощів і теж руйнує озоновий шар;
- тверді частки (сажа, смоли і т.п.) легко розносяться вітром і негативно впливають на легені людей.

Виправити положення допоможе тільки введення усе більш строгих лімітів на автомобільний вихлоп – на Euro 3 справа не закінчилась. Так, у жовтні 2005 року прийнято норми Euro 4, а через три роки (2008 рік) – Euro 5.

Уже сьогодні багато виробників готові до цього, удосконалюючи екологічність двигунів вантажівок. Автовиробники розробили фільтр, що саморегенерується, для очищення вихлопних газів – CRT (Continuously Regenerating Trap).

Він являє собою симбіоз каталітичного нейтралізатора і спецфільтра, що затримує тверді частки.

У результаті вміст окису вуглецю, вуглеводню і твердих часток у вихлопі зменшується на 80-90%. На жаль в Україні до поширення «зелених» правил ще далеко: відсутня відповідна законодавча база.

Для розв'язання екологічних проблем на автотранспорті необхідно: забезпечити жорсткіші екологічні нормативи щодо конструкції нових моделей транспортних засобів та двигунів; розробити та впровадити систему сертифікації транспортних засобів та двигунів на екологічну безпеку і контролю за їх відповідністю сертифікатам; створити систему сертифікації шляхових засобів та оснастити її необхідним випробувальним устаткуванням та приладами;

розробити комплекс типових прогресивних технологій та проектних рішень щодо будівництва та реконструкції в автопідприємствах споруд очищення використаної води; розробити комплекс технологій, методик та технічних засобів для оцінки екологічної безпеки транспортних засобів при їх експлуатації; розробити комплекс технологій і технічних засобів для оцінки та захисту довкілля від забруднення у виробничих зонах транспортних засобів.

Таблиця 7.1. Екологічні норми Euro

Норми	Дата введення	Концентрація викидів (у г/кВт)				
		CO	HC	NOx	Тверді частки	Димність
Euro 1	1992 (<115 к.с.)	4,5	1,1	8,0	0,612	-
	(>115 к.с.)	4,5	1,1	8,0	0,36	-
Euro 2	жовтень 1996	4,0	1,1	8,0	0,25	-
	жовтень 1998	4,0	1,1	7,0	0,15	-
Euro 3	жовтень 2000	2,1	0,66	5,0	0,10/0,13	0,8
Euro 4	жовтень 2005	1,5	0,46	3,5	0,02	0,5
Euro 5	жовтень 2008	1,5	0,46	2,0	0,02	0,5

Екологічна безпека - такий стан навколишнього природного середовища, при якому забезпечується попередження погіршення екологічного стану та виникнення небезпеки для здоров'я людей. Екологічна безпека гарантується громадянам України здійсненням широкого комплексу взаємопов'язаних політичних, екологічних, технічних, організаційних, державно-правових та інших заходів

Екологічна безпека - це складова глобальної і національної безпеки, тобто такого стану розвитку суспільних відносин в галузі екології, при якому системою державно-правових, організаційних, науково-технічних, економічних та інших соціальних засобів забезпечується регулювання екологічно небезпечної діяльності, режим використання природних ресурсів, охорона природного навколишнього середовища, безпечного для життя та здоров'я людей,

попередження погіршення екологічної обстановки та виникнення небезпеки для природних систем та населення.

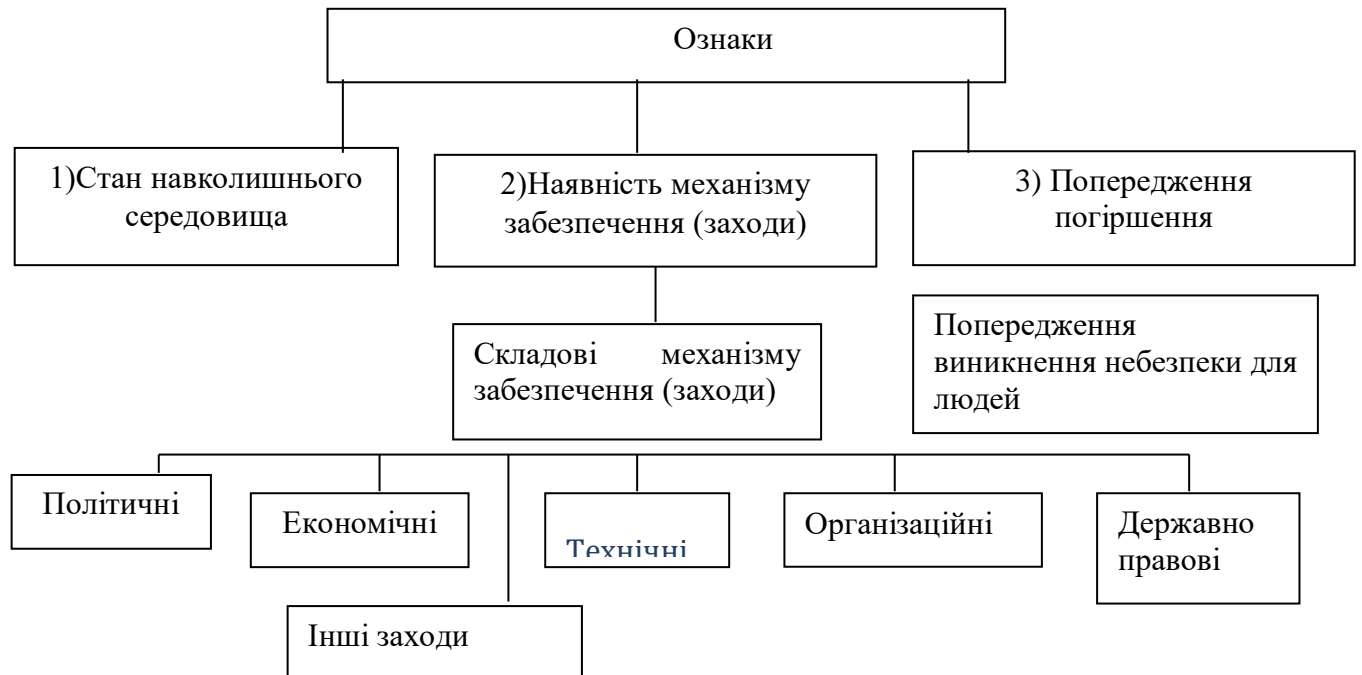


Рис. 7.1. Комплекс взаємопов'язаних заходів, що гарантують екологічну безпеку

Громадяни України зобов'язані виконувати й інші обов'язки у галузі охорони навколишнього природного середовища відповідно до законодавства України.

«ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ»

Проаналізовано методи оцінки НДС конструктивних структур мобільної сільськогосподарської техніки показано їхні переваги та недоліки. Відзначено, що достовірність результатів можна забезпечити при коректному моделюванні фізичних і геометричних характеристик конструкції із застосуванням різного методу розрахунку.

На основі реального навантаження на кузов розкидача побудовано його розрахункова модель.

На основі оцінки НДС елементів конструкції запропоновано конструктивні зміни, що забезпечили зменшення матеріаломісткості рами.

Викладені підходи до оцінки НДС пропонується застосовувати для інших типів конструктивних систем машин з врахуванням особливостей їх експлуатації.

Якщо елементи конструкції сприймають потенціальну енергію деформації кручення, то вона є домінуючою для даної металоконструкції і складає біля 97 % від сумарної енергії.

Для визначення невідомих, які в металоконструкції викликають деформацію кручення, є доцільним використовувати лише потенціальну енергію деформації кручення. Вирази загальних крутних моментів за якими визначаємо потенціальну енергію деформації є більш простими при аналітичному записі.

Домінуючою потенціальною енергією деформації для елементів рамних конструкцій відкритого профілю є крутний момент, який в свою чергу складається з моменту чистого кручення - M_k , та згинально-крутильного моменту - M_w : $K = M_k + M_w$.

Дані приклади показують універсальність ММПЕД, яка полягає в тому, що достатньо записати вирази будь-якої потенціальної енергії деформації моментів конструктивної системи для того щоб розкрити статичну невизначеність. Використовувалися методичне забезпечення кафедри [36-40].

Бібліографія:

1. Балан С.О. Проектування конструкцій зварних рам. – Одеса: Астропринт, 2001. – 111 с.
2. Зузов В.Н. Рациональное моделирование несущих систем колесных тракторов // Весник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. „Машиностроение”. – 2004. – № 4. – С. 91 – 106.
3. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин на прочность и надежность / Под ред. П.М. Волкова, М.М. Тененбаума. – М.: Машиностроение, 1977. – 310 с.
4. Рибак Т.І. Пошукове конструювання на базі оптимізації ресурсу мобільних сільськогосподарських машин. – Тернопіль: ВАТ ТВПК „Збруч”, 2003. – 332 с.
5. Довбуш Т.А. Оцінка ресурсу роботи і обґрунтування конструкції несучої системи розкидачів добрив: дисертація на здобуття наук. ступ. к.т.н.; спеціальність 05.05.11/ Т.А. Довбуш. – Тернопіль: ТНТУ, 2016. – 189 с.
6. Рибак Т.І. Пошукове конструювання на базі оптимізації ресурсу мобільних сільськогосподарських машин. – ВАТ ТВПК «Збруч», 2003.- 332с.
7. Дарков А.В. Т.І "Строительная механика". Москва «Высшая школа», 1976.- 600с.
8. Писаренко Г.С. Т.І "Сопротивления материалов". Киев «Вища школа», 1986.- 776с.
9. Работнов Ю.Н. Механика деформируемого твердого тела. – М.: Наука, 1988. – 712 с.
10. Особливості застосування методу мінімуму потенціальної енергії деформації для розрахунку статично невизначених систем / М. Підгурський , М.Сташків, Т. Довбуш, І. Тихий // Збірник тез доповідей XIV наукових конференцій ТНТУ ім. Івана Пулюя 27-28 жовтня 2010 р. – т. II «Металознавство та машинобудування» - Тернопіль: ТНТУ 2010. – с.46.
11. Еременко С.Ю. Методы конечных элементов в механике

деформируемых тел. – Харьков: Основа, 1991. – 272 с.

12. Черников С.А., Садчиков К.В. О достоверности расчетных оценок НДС рамы грузового автомобиля / Проблемы машиностроения и надежность машин, 1998. – №3. – С. 117-121.

13. Вырский А.Н. Исследование нагруженности рамных конструкций // Тракторы и сельхозмашины, 1990. - № 11. – С. 26 – 27.

14. Волков П.М. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин на прочность и надежность [Текст] / Под ред. П.М. Волкова, М.М. Тененбаума. – М.: Машиностроение, 1977. – 310 с.

15. Рибак Т.І., Довбуш Т.А., Цьонь Г.Б. Обґрунтування модифікації методу мінімуму потенціальної енергії деформації (ММПЕД) // Технічний сервіс машин для рослинництва. Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Х.: ХНТУСГ. – 2013. – Вип. 134, С.260-266.

16. Рудицын М.Н. Справочное пособия по сопротивлению материалов [Текст]/. Рудицын М.Н., Артемов П.Я., Любошиц – Минск : "Вышэйшая школа", 1970. – 640 с.

17. Melnychuk A.V. Energy costs of grinding feed grain. A.V. Melnychuk, B.P. Trach, I.V. Anoshkin. Actual problems of modern technologies : book of abstracts of the IV International scientific and technical conference of young researchers and students, (Ternopil, 27th-28th of November 2019.) / Ministry of Education and Science of Ukraine, Ternopil Ivan Puluj National Technical Universtiy [and other.]. – Ternopil : TNTU, 2019. – P. 117-118.

18. Еременко С.Ю. Методы конечных элементов в механике деформируемых тел. – Харьков: Основа, 1991. – 272 с.

19. Черников С.А., Садчиков К.В. О достоверности расчетных оценок НДС рамы грузового автомобиля / Проблемы машиностроения и надежность машин, 1998. – №3. – С. 117-121.

20. Вырский А.Н. Исследование нагруженности рамных конструкций // Тракторы и сельхозмашины, 1990. - № 11. – С. 26 – 27.

21. Резников Р.А. Методы решения задач строительной механики на электронных цифровых машинах. - М.: Стройиздат, 1964.-317 с.

22. Горбацевич А.Ф. и др. Курсовое проектирование по технологии машиностроения. – Минск: Высшая школа, 1983. – 298 с.
23. Горошкин А.К. Приспособления для металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1979. – 130 с.
24. Данилевский В.В. Справочник молодого машиностроителя. – М.: Высшая школа, 1973. – 647 с.
25. Клецкин А.П. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин. Т.3. – М.: Агропромиздат, 1978. – 365 с.
26. Режимы резания. Справочник /Под. ред. Ю.В. Барановского. – М.: Машиностроение, 1972.
27. Клецкин А.П. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин. Т.3. – М.: Агропромиздат, 1978. – 365 с.
28. Нефедов И.М., Осипов М.К. Сборник задач и примеров по резанию металлов и режущему инструменту. – М.: Машиностроение, 1978.
29. Техника сельскохозяйственная. Методы экономической оценки. ГОСТ 23728-88, ГОСТ 23730-88.
30. Автухов І.В., Гряник Г.М. Охорона праці в сільському господарстві. – К.: Вища школа, 1970. – 216 с.
31. Гогіташвілі Г.Г., Лапін В.М. Основи охорони праці. – Львів: Новий світ, 2000. – 230 с.
32. Лапін В.М. Безпека життєдіяльності людини. – Львів: ЛБК НБУ; Київ: . Знання, 2000. – 188с.
33. Шкрабак В.С., Казлаускас Г.К. Охрана труда. – М.: Агропромиздат, 1989. – 480 с.
34. Цивільна оборона. Підручник /За ред. В.С. Франчука, Львів: ЛБК НБУ; Київ: Знання, 2001. – 256с.
35. Кучерявий В.П. Екологія. Підручник. – Львів: Світ, 2001. – 500 с.
36. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційних магістерських робіт для студентів денної та заочної форм навчання спеціальності «Машини

та обладнання сільськогосподарського виробництва» (8.090215) / Н.І. Хомик, А.Д. Довбуш, М.Я. Сташків. – Тернопіль: Вид-во ТНТУ, 2010. – 44 с.

37. Методичний посібник до дипломного проектування для студентів денної та заочної форм навчання напряму підготовки – 6.050503 «Машинобудування» з професійним спрямуванням на спеціальність «Машини та обладнання сільськогосподарського виробництва» (7.05050312, 8.05050312) /Н.І. Хомик, В.П. Олексюк, М.Я. Сташків. – Тернопіль: ФОП Паляниця, 2016. – 148с.

38. Гевко Р.Б., Гарькавий А.Д., Гладич Б.Б., Павх І.І., Павелчак О.Б. Оцінка ринкової вартості та конкурентоспроможності машин і технологій. – Тернопіль: ТДПУ, 2004.- 199с.

39. Гевко Р.Б., Ткаченко І.Г., Павх І.І. Машини сільськогосподарського виробництва. - Тернопіль, 2005.- 228с.

40. Данильченко М. Г., Гладич Б. Б., Гевко Р. Б., Ткаченко І. Г. Експертно-аналітична оцінка технологічних і економічних показників сільськогосподарської техніки: Навчально-методичний посібник для студентів економічних спеціальностей. – Тернопіль: Економічна думка, 2001. – 61с.

