

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ  
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ  
ТЕХНОЛОГІЙ  
КАФЕДРА АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

на тему: “Покращення експлуатаційних властивостей самоскидного автомобільного причепа завдяки удосконалення рами”

Виконав: студент групи Ат-42сп  
Спеціальності 274 „Автомобільний транспорт”

(шифр і назва)

Володимир КИЛЮШИК

(ім'я та прізвище)

Керівник: Ростислав ПАСЛАВСЬКИЙ

(ім'я та прізвище)

Дубляни 2024

УДК 631.358.1: 78

Килюшик В. С. “Покращення експлуатаційних властивостей самоскидного автомобільного причепа завдяки удосконалення рами”: Кваліфікаційна робота. Дубляни: Львівський національний університет природокористування, 2024. 61 с.

Табл. 8; бібліогр. джерел 12.

У кваліфікаційній роботі здійснено конструктивний розрахунок удосконаленої рами та балки осі причепа. Також проведено розрахунок деталей вдосконалення на міцність та технологічного процесу їх виготовлення.

Розглянуто стан охорони праці та довкілля і запропоновано заходи з їх покращення.

Проведено розрахунок економічної доцільності впровадження запропонованого вдосконалення одновісного причепа.

## ЗМІСТ

	Стор.
ВСТУП .....	5
1. АНАЛІЗ ПРОТОТИПІВ ОДНОВІСНИХ ПРИЧЕПІВ .....	6
2. КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА .....	10
2.1 Обґрунтування прийнятої конструкції .....	10
2.2 Опис прийнятої конструкції .....	14
3. РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА .....	18
3.1 Розрахунок рами .....	18
3.1.1. Визначення сил, що діють на раму .....	20
3.1.2. Визначення згинаючих моментів та перерізуючи сил в рамі .....	23
3.1.3. Розрахунок поперечки рами для кріплення гідроциліндра .....	29
3.1.4. Визначення напружень в лонжеронах рами .....	33
3.1.5. Підбір поперечки рами до якої кріпиться гідро циліндр .....	34
3.1.6. Розрахунок зварного шва тягової труби з рамою .....	37
3.2 Розрахунок балки осі причепа .....	39
4. ОХОРОНА ПРАЦІ .....	44
4.1 Особливості конструкції та експлуатації причепа-самоскида .....	44
4.2 Розрахунок причепа на поздовжню стійкість .....	45
5. АНАЛІЗ СТАНУ ЕКОЛОГІЧНОЇ БЕЗПЕКИ .....	48
5.1. Еколого-економічна характеристика діяльності товариства .....	50
5.2. Шляхи покращення екологічної безпеки .....	52
6. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА .....	54
6.1. Визначення економічної ефективності та норми внутрішньої рентабельності проекту .....	56
Висновки та пропозиції .....	60
Список використаної літератури .....	61

## ВСТУП

Із збільшенням насиченості сільського господарства транспортними засобами продуктивність його в цілому зростає. Але використання високопродуктивних збиральних машин викликає необхідність застосування великої кількості транспортних засобів, а різке підвищення інтенсивності ведення господарства значно підвищує енергетичні затрати на транспортні роботи (збільшується об'єм перевезень органічних і мінеральних добрив, значно збільшується валовий збір сільськогосподарських культур з тих же площ).

Ефективність роботи транспортного засобу визначається максимальною продуктивністю, тобто перевезення найбільшої кількості вантажу за одиницю часу.

Один із найбільш ефективних методів підвищення продуктивності транспорту і зниження собівартості перевезень є застосування поїздів, які складаються з тягача (автомобіля або трактора) і причепів різних типів.

В сільському господарстві причепи набувають великого значення як засоби масових перевезень сільськогосподарської продукції, тварин, добрив та інших вантажів, що забезпечує ефективне використання трактора впродовж року [5].

Метою кваліфікаційної роботи є розробка конструкції одновісного автомобільного причепа-самоскида вантажопідйомністю 2 т. завданням є проектування ходової частини даного причепа.

## 1. АНАЛІЗ ПРОТОТИПІВ ОДНОВІСНИХ ПРИЧЕПІВ

Автомобілі з причепами призначені для перевезень на великі відстані у більшості випадках у сприятливих дорожніх умовах.

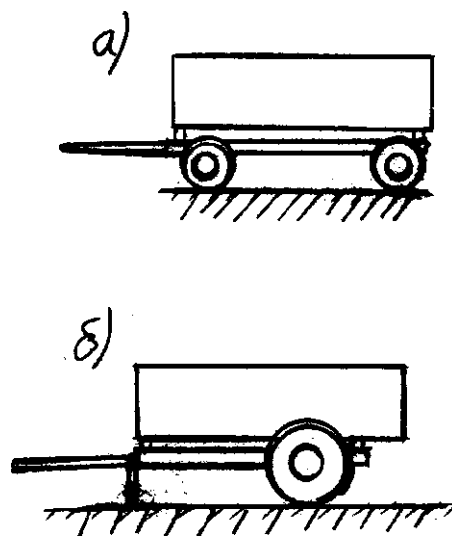
Причепа в агрегаті з автомобілем утворюють автопоїзд, який може бути складений:

- а) із одного або декількох причепів;
- б) із одного напівпричепа або напівпричепа з причепом.

За призначенням транспортні засоби поділяються на машини універсальні (загального призначення) і спеціальні. Універсальні транспортні засоби служать для перевезення різних вантажів, які не потребують спеціальних пристосувань при транспортуванні.

Спеціальні транспортні засоби обладнані спеціалізованими кузовами для перевезення вантажів або пристроями для виконання деяких умов транспортування, наприклад забезпечення потрібної температури.

По числу осей автомобільні причепа поділяються на одновісні та двовісні (рис. 1.1)



а) двовісний причеп; б) одновісний причеп

Рисунок 1.1. Типи автомобільних причепів:

По методу розподілення навантаження на осі транспортні машини поділяються на причеп, напівпричепи, навісні.

Причіпними транспортними машинами (причепами) називаються двовісні машини, що передають все вертикальне навантаження на опорну поверхню через свої колеса.

Напівпричіпними машинами (напівпричепами) називаються одновісні та двовісні машини, що передають вертикальне навантаження на опорну поверхню через свої колеса та через зчіпний пристрій на задню вісь трактора.

Навісними називаються платформи, що передають все вертикальне навантаження на колеса трактора. Навісні платформи найменш металомісткі, оскільки не мають власної ходової частини і рами [3, 5].

Перевага автомобільних поїздів з напівпричепом полягає в тому, що частина ваги завантаженого напівпричепи передається на задній міст трактора, в результаті чого такий поїзд має більшу прохідність і маневреність. Крім того, одновісний причеп має більш просту будову і значно менший двовісного причепа, дешевший у виготовленні і простіший в експлуатації.

Перевагою двовісних причепів є те, що вони можуть працювати в агрегаті як з трактором, так і зі збиральною машиною.

По прохідності транспортні машини поділяються на звичайні (дорожні), призначені для руху в основному по дорогах, та підвищеної прохідності, призначені для експлуатації у важких дорожніх умовах та в умовах бездоріжжя.

Транспортні машини підвищеної прохідності можуть бути одновісні і двовісні; переважно застосовуються одновісні причепи з шинами низького тиску, з рисунком протектора підвищеної прохідності, обладнані ведучою віссю з гідروприводом [4].

При визначенні основних конструктивних елементів нових типів машин виходять з таких вимог:

1. Машина повинна бути універсальна і саморозвантажувальна, з перекиданням кузова на три боки. Конструкція причепа та напівпричепа повинна передбачити можливість встановлення з'ємного обладнання і знімних кузовів для перевезення різних вантажів, роздачі кормів, а також цистерн для перевезення рідких вантажів.

Виготовлення причепів та напівпричепів вантажопідйомністю більше 6 т допускається з двостороннім перекиданням кузова, а навісні платформи з перекиданням на один бік.

Механізми перекидання повинні працювати від гідравлічної системи трактора.

2. Амортизація причіпних машин повинна забезпечувати перевезення легко пошкоджуваних вантажів.

3. Кузова причепів та напівпричепів повинні дозволяти перевозити насипні сільськогосподарські вантажі без втрат. При перевезенні вантажів з різною об'ємною вагою вантажопідйомність машин повинна використовуватися повністю.

4. Максимальна швидкість руху причепа і напівпричепа повинна бути не менше 90 км/год.

5. Причеп і напівпричеп повинні мати надійно діючі гальма, керовані під час руху поїзда трактористом, або діючі автоматично. Гальмівні системи повинні забезпечити автоматичне гальмування при аварійному відриві від трактора.

Причепи повинні мати стоянкове гальмо, яке забезпечує його гальмування з вантажем у відчепленому стані на схилі не менше 12°.

6. Ширина колії причепів повинна бути рівна або близька до колії трактора, з яким вони працюють.

7. Для забезпечення підвищеної прохідності при русі по ріллі і в період дощів причепа та напівпричепа повинні мати ведучі осі, спеціальні машини сільськогосподарського типу з низьким внутрішнім тиском в шинах і просвіт під осями не менший, ніж просвіт трактора, з яким він працює.

Питомий тиск коліс на ґрунт у причепів та напівпричепів не повинен перевищувати питомого тиску коліс трактора, з яким вони працюють.

На причепи і напівпричепи з ведучими осями повинні встановлюватися шини з протекторами, що мають рисунок підвищеної прохідності, а на решта машинах – шини з протекторами, що мають поздовжні ребра невеликої висоти, що чергуються з вузькими поздовжніми канавками. Такі шини мають малий опір кочення і забезпечують добру амортизацію при їзді по нерівному полю.

8. Безресорна підвіска осей спрощує і полегшує конструкцію, амортизація машин повинна проводитися за рахунок еластичності шин з низьким внутрішнім тиском.

Але, оскільки шини для сільськогосподарських причепів мають значний внутрішній тиск, тракторні причепи можуть вготовлятися з ресорами, що збільшує надійність та термін служби машини.

9. Для маневрування тракторного поїзда заднім ходом причепи повинні мати блокування поворотного механізму.

10. Навантажені причепи і напівпричепи повинні забезпечити передачу осьової ваги на поверхню дороги відповідно до ДСТУ 9314.



## 2. КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

### 2.1. Обґрунтування прийнятої конструкції

Рама служить для кріплення кузова і всіх механізмів та агрегатів причепа.

Всі навантаження, що діють на причеп в умовах експлуатації, передаються на його несучу систему (раму). До них відносяться: вага агрегатів і корисні навантаження, зусилля, що діють від амортизаторів і пружних елементів, сил інерції, що виникають при коливання, розгоні, гальмуванні і повороті причепа, а також навантаження від тягово-зчіпного пристрою [2].

Загальні вимоги до рам:

1. При мінімальній вазі рама повинна бути надійною і довговічною, відповідно до терміну служби цілого причепа.

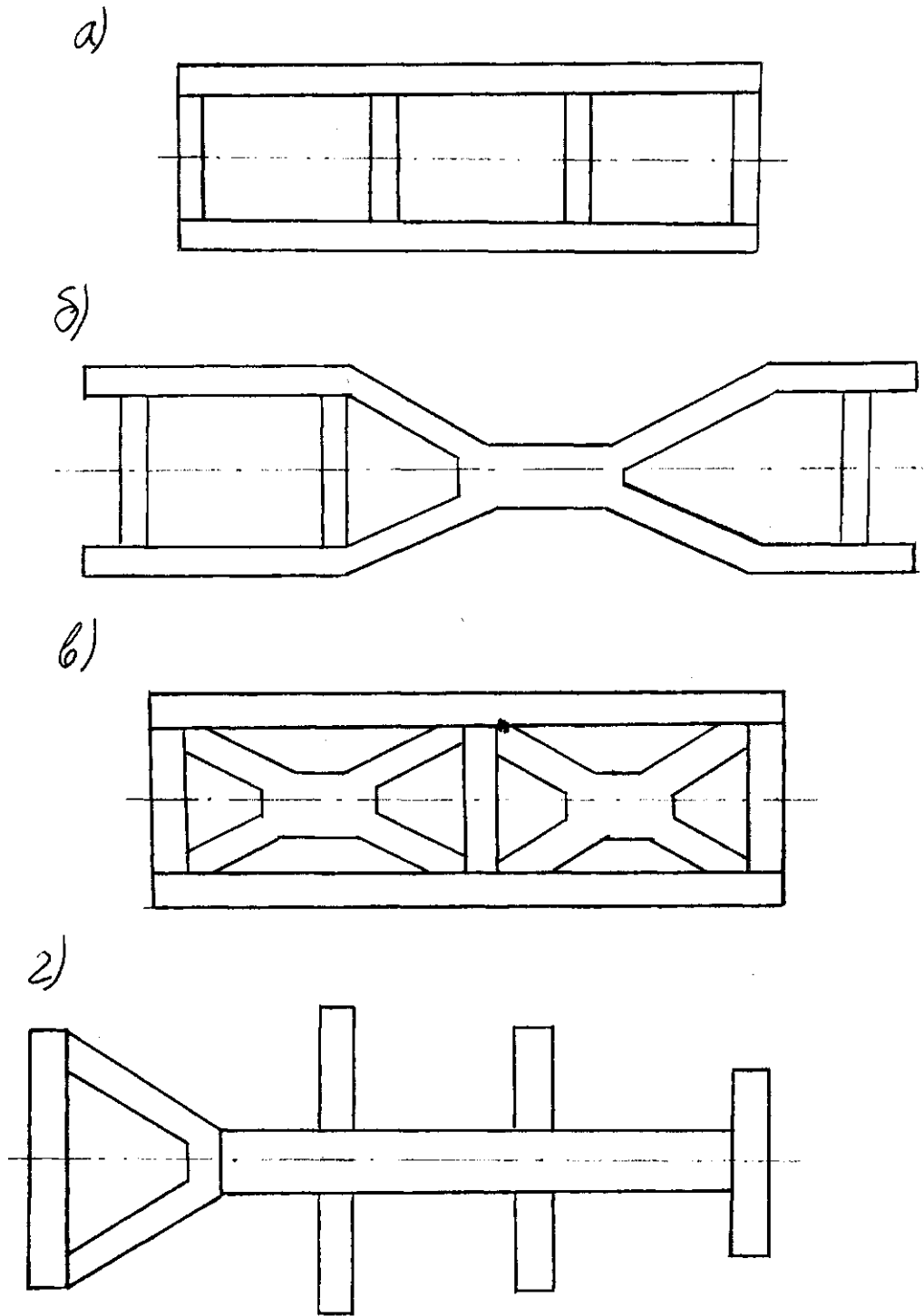
2. Жорсткість рам повинна бути достатньою, щоб її деформації не порушували умови роботи агрегатів і механізмів причепа. При недостатній жорсткості в ній при перекосах виникають додаткові напруження, в результаті чого можливі поломки або обриви кріплень.

3. Форма рами повинна забезпечити зручність монтажу агрегатів, низьке положення центра ваги причепа і малу завантажувальну висоту кузова.

Розглянемо конструкції існуючих рам, конструктивні схеми яких наведені на рис. 2.1.

Найбільше розповсюдження отримали лонжеронні рами (рис. 2.1. а)

Лонжерони змінного перерізу по довжині штамнуються і листового матеріалу товщиною 2,5 – 3, мм для легкових та 5 – 10 мм для вантажних та автобусів. Лонжерони повинні бути максимально віддалені один від другого для того, щоб забезпечити найбільшу жорсткість конструкції і достатній простір для розміщення вузлів і агрегатів між ними.



а – лонжеронна; б – Х-подібна;  
 в – лонжеронна з Х-подібними попереками; г – хребтова

Рисунок 2.1. Конструктивні схеми рам:

Для того, щоб по можливості полегшити конструкцію рами і без різких перепадів висоти профілю перерізу, лонжерони вантажних автомобілів часто виготовляють з підсиленням у найбільш навантажених ділянках.

Поперечки з'єднують лонжерони рами, надають їй жорсткості і служать опорою для ряду вузлів.

Найбільше застосування мають лонжерони відкритого профілю – швелер з повернутими до середини полками. Вони мають малу жорсткість при крученні. Необхідна кутова жорсткість досягається шляхом застосування для основних поперечок закритих профілів.

Опір рами поздовжньому зсуву лонжеронів збільшується із застосування розкосів і косичок в місцях приєднання поперечок.

Робота лонжеронів рам покращується при відсутності концентраторів напружень (опорів, зварних швів) основним чином в полках перерізу. Тому кріплення поперечок і силових кронштейнів до лонжеронів тільки за вертикальні стінки підвищує міцність та довговічність рами.

X-подібна рама (рис. 2.1, б) складається з середньої балки, що має закритий трубчатий профіль, передньої і задньої вилчатих частин. Для кріплення кузова до середньої частини необхідні консольні кронштейни. Жорсткість такої рами при скручуванні створюється середньою частиною і поперечками вилок.

На деяких причепах і спеціальних автомобілях застосовуються лонжеронні рами з X-подібними поперечками (рис. 2.1, в). Стержні поперечок приварюються до лонжеронів. При перекосах рами вони працюють на згин і на кручення і забезпечують високу жорсткість навіть при застосуванні відкритих профілів.

Хребтові рами (рис. 2.1, г) на легкових автомобілях вийшли із застосування, а на вантажних автомобілях застосовуються дуже рідко.

Для виготовлення рам застосовують вуглецеві сталі марок 25сп, 30Т з межею текучості 280-350 МПа і низьколеговані сталі марок 15 ГЮТ, 10

ХСНД, 19ХГС з межею текучості 350-400 МПа; для поперечок – в основному вуглецеві сталі 20, 25, 25кп з межею текучості 2250-30 МПа.

В останні роки розроблені і застосовуються для лонжеронів низьколеговані сталі з межею текучості до 800 МПа; а для поперечок – до 500 МПа [8].

З'єднання елементів рами може здійснюватися за допомогою кленок, болтів або зварки. На вантажних автомобілях отримали найбільше розповсюдження клепані рами, як найбільш технологічні і прості у виготовленні і майже не потребують догляду під час експлуатації. Болтові з'єднання елементів рами застосовуються інколи в мало серійному виробництві і для кріплення кронштейнів. Суцільно зварні рами застосовуються для надважких самоскидів і легкових автомобілів.

Рами причепів у більшості випадків виконуються зварними із штампованих, гнутих і прокатаних профілів. Для з'єднання елементів рами причепів переважно застосовується ручна дугова зварка.

Основною причиною поломок рам є руйнування в перерізах, ослаблених концентраторами напружень (отворами, зварними швами). Межа витривалості штампованих і гнутих профілів на 25-35% вище, ніж у прокатаних. Зварні шви володіють межею витривалості в 4-5 разів менше листового матеріалу і потребують зміцнення зони шва: чеканка, місцеве пластичне обтискання або нагрів біля кінців шва.

В розвитку конструкцій рам виявились такі тенденції: перехід від поперечок складної форми до простих швелерних форм; відмова від підсилення рам: розширення застосування термооброблювальних низьколегованих сталей [11].

Розглянувши існуючі автомобільні рами та рами причепів, оцінивши їхні переваги та недоліки, ми сконструювали раму для нашого причепа-самоскида.

Основним критерієм при конструюванні даної рами була уніфікація її з існуючими рамами причепів, які виготовляються на машинобудівних заводах.

Тому за основу була взята лонжеронна рама, яка підходила нам по вантажопідйомності, але з конструктивних міркувань її необхідно було вкоротити на 100 мм. Тягово-зчіпний пристрій теж уніфікований з тягово-зчіпним пристроєм серійних причепів, що полегшує технологію виготовлення рами.

Детальна конструкція рами причепа представлена у наступному розділі.

## 2.2 Опис прийнятої конструкції

Сконструйований нами одновісний тракторний причеп-самоскид вантажопідйомністю 2 т має суцільнозварну лонжеронну раму з чотирма поперечками (схема рами приведена на рис. 2.2). Лонжерони 2 на крайні поперечки 12 та 13 виготовлені із швелера  $\left( \begin{matrix} \text{швелер} \\ \text{Ст3ГОСТ535-78} \end{matrix} \right)$  і повернуті полками до середини. На кінцях лонжерони та поперечки зварюються (як показано на рис. 2.3).

Роль двох інших поперечок виконують опора 7 гідроциліндра та труба 14 кріплення тягово-зчіпного пристрою.

Опора 7 гідроциліндра розміщена за віссю причепа і кріпиться до лонжеронів 2 за допомогою двох пластин 11 зваркою. Підбір профілю поперечного перерізу гідроциліндра наведені у наступному розділі. Посередині опори 7 приварені два кронштейни 19 для кріплення гідроциліндра. Ширина опори 260 мм, що при з'єднанні її з лонжеронами рами підвищує опір поздовжньому зсуву. Тому відпадає необхідність монтування розкосів та косинок.

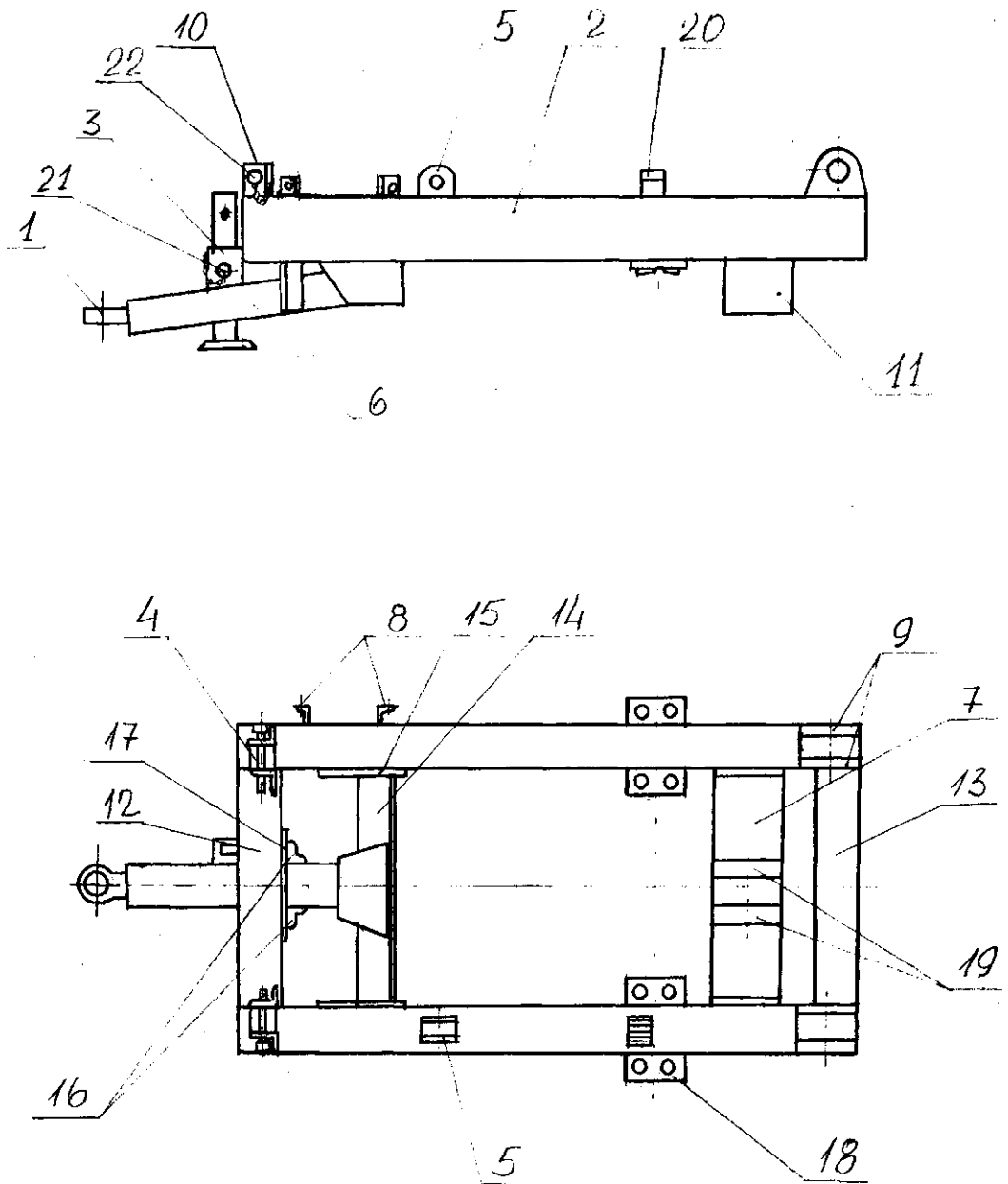
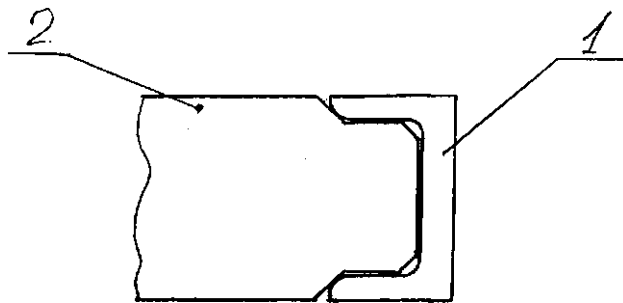


Рисунок 2.2. Схема рами причепа



1 – лонжерон; 2 – поперечка

Рисунок 2.3. Схема зварного з'єднання лонжерон з поперечкою:

Тягова труба 6 приварена в одному місці до труби 14, яка з'єднує між собою два лонжерони, а в іншому місці – до передньої поперечки рами за допомогою двох кутників 16 і пластини 17.

У задній частині рами на кінцях лонжеронів приварені два кронштейни, за допомогою яких платформа кузова шарнірно з'єднується з рамою причепа.

Балка осі причепа кріпиться до рами стрем'янками. Опора 18 кріплення балки осі має знизу профіль, який відповідає профілю балки осі, що робить балку нерухомою.

В передній частині рами до поперечки приварені дві опори 10 з кутників, які мають механізм фіксації платформи кузова у транспортному положенні (за допомогою пальців 22), а також амортизуючий елемент 4 під опорою платформи кузова, що зменшує шум при їзді по нерівній дорозі.

До правого лонжерону із зовнішньої сторони рами приварені два кутники 8, до яких кріпиться ресивер гальмівної системи причепа.

На лівому лонжероні зверху приварений кронштейн відмінно, до якого шарнірно кріпиться упор, а також вилка 20, в якій фіксується упор у транспортному положенні.

У передній частині рами до тягової труби і поперечки приварений телескопічний стояк 3. Він має два положення (транспортне і стоянкове), які фіксуються за допомогою пальця 21. У неробочому стані, коли причеп від'єднаний від трактора, стояк виконує роль стоянкового гальма. Пальці 21 і 22 з'єднані з рамою причепа ланцюгом, що не дозволяє їм загубитися під час експлуатації причепа.

Пальці 21 і 22 з одного боку мають головку, яка більша за отвір, в який вони входять, а з другого боку – поперечний отвір, в який входить запобіжна шпилька.

Рама причепа виготовлена із Сталі 3, для якої межа текучості  $\sigma_T = 210$  МПа, тимчасовий опір  $\sigma_{T0} = 340-470$  МПа (по ДСТУ 38071).

Сталь 3 – вуглецева сталь звичайної якості, добре обробляється, не схильна до крихкості при гарячій механічній обробці. З неї виготовляють деталі, для яких не потрібна велика міцність. Дана сталь добре проварюється і не потребує спеціальної технологічної зварки. З неї добре виготовляти без термічної обробки зварні конструкції, деталі, що працюють з малими навантаженнями без тертя, кожухи, щитки, кришки.

Розрахунок елементів рами та балки осі причепа наведені в наступному розділі.



### 3. РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА

#### 3.1. Розрахунок рами

Дані для розрахунку:

Вага кузова $P_{1,H}$	3500
Вага вантажу в кузові $P_{2,H}$	3500
Віддаль від точки опори кузова до точки обертання $l_1$ , м	2,4
Ширина рами, $l_{III}$ , м	0,95
Віддаль від серги до центра ваги кузова, м:	
а) при транспортуванні $l_T$	2,68
б) при повному відкиданні кузова $l_B$	3,14
Віддаль від серги до передньої опори $l_{II}$ , м:	1,18
Віддаль від серги до точки перекидання $l_{по}$ , м:	3,58
Віддаль від серги до точки опори гідроциліндра $l_o$ , м:	3,14
Віддаль від серги до точки кріплення гідроциліндра до рами $l_k$ , м:	3,255
Віддаль від серги до осі коліс $l_x$ , м:	3,036
Зусилля в гідроциліндрі, Н:	
а) на початку розвантаження $Q_{гц1}$	78000
б) вкінці розвантаження $Q_{гц1}$	74000
Кут нахилу гідроциліндра:	
а) до площини рами в транспортному положенні $\beta^\circ$	76

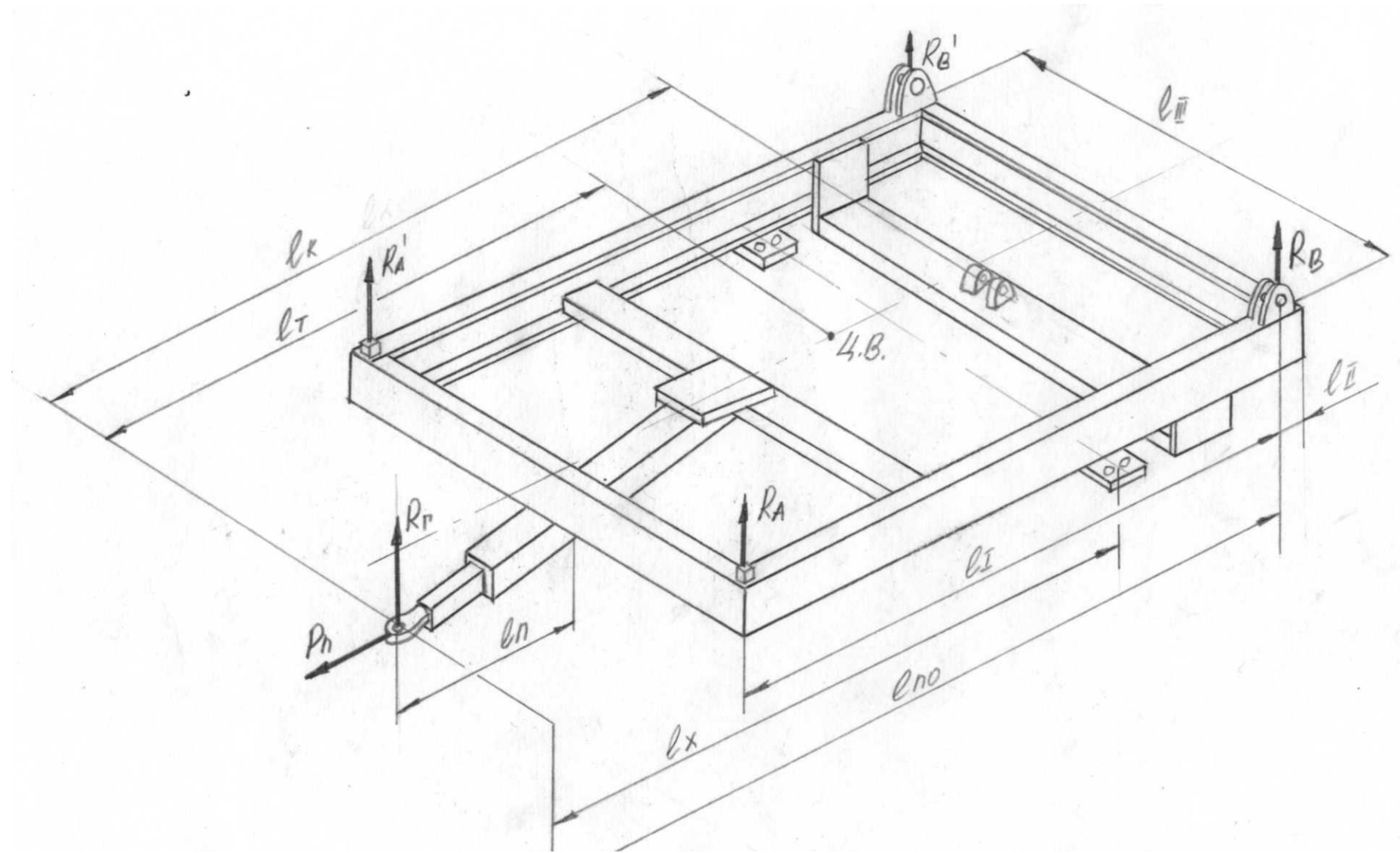


Рисунок 3.1. Схема для розрахунку рами причепа

### 3.1.1. Визначення сил, що діють на раму

У транспортному положенні вважається, що навантаження розподілені симетрично відносно поздовжньої осі причепа. Тому для визначення реакцій в опорах вважається, що кузов опирається на здвоєні опори (спереду і ззаду) в точці А і точці В (рис. 3.2).

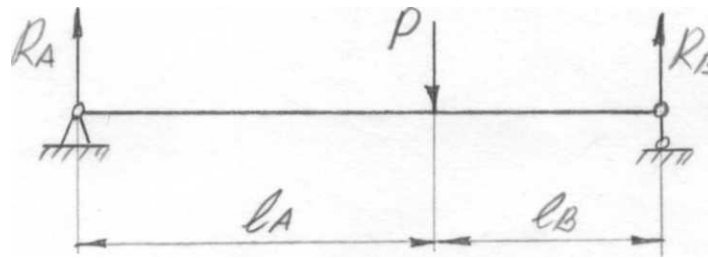


Рисунок 3.2. Схема дії сил на раму причепа

Складаємо систему рівнянь для схеми, зображеної на рис. 3.2.

$$\begin{cases} R_A + R_B = P \\ R_A(l_A + l_B) - P \cdot l_B = 0, \end{cases} \quad (3.1)$$

де  $R_A$ ,  $R_B$  – реакції в опорах А і В, Н;

$l_A$ ,  $l_B$  – відстані від осі прикладання сили відповідно до опори А і опори В, м;

$P$  – сила, що діє на раму, Н.

Розв'язавши систему рівнянь, отримуємо:

$$R_A = \frac{P \cdot l_B}{(l_A + l_B)}; \quad (3.2)$$

$$R_B = \frac{P \cdot l_A}{(l_A + l_B)}; \quad (3.3)$$

$$l_A = l_T - l_n \quad (3.4)$$

$$l_B = l_I - l_A \quad (3.5)$$

$$P = P_1 + P_2, \quad (3.6)$$

де  $l_T$  – віддаль від серги до центра ваги кузова при транспортуванні, м;

$l_n$  – віддаль від серги до передньої опори кузова, м;

$l_I$  – віддаль між опорами кузова, м;

$P_1$  – вага кузова, Н;

$P_2$  – вага вантажу, Н

Підставивши числові дані отримаємо:

$$l_A = 2,68 - 1,18 = 1,5 \text{ м};$$

$$l_B = 2,4 - 1,5 = 0,9 \text{ м};$$

$$P = 20000 + 3500 = 23500 \text{ Н};$$

$$R_A = \frac{23500 \cdot 0,9}{(0,9 + 1,5)} = 8810 \text{ Н};$$

$$R_B = \frac{23500 \cdot 1,5}{(1,5 + 0,9)} = 14690 \text{ Н};$$

б) при розвантажуванні.

В цьому випадку навантаження на раму від кузова з вантажем передається в трьох точках: точка опори гідроциліндра (точка С на рис. 3.3) і дві симетрично розміщені відносно поздовжньої осі причепа точки обертання кузова при розвантаженні (точка В).

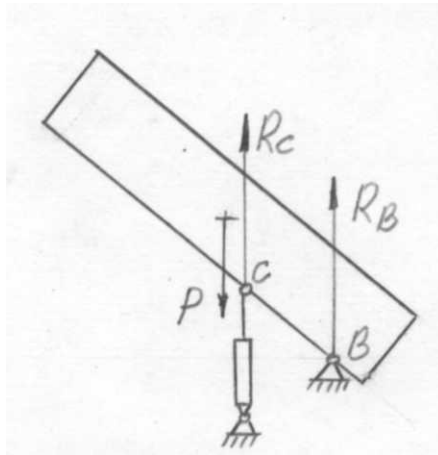


Рисунок 3.3. Схема дії сил на раму причепа при розвантажуванні

Для визначення реакцій в опорах, розглянемо схему, зображену на рис.

3.4.

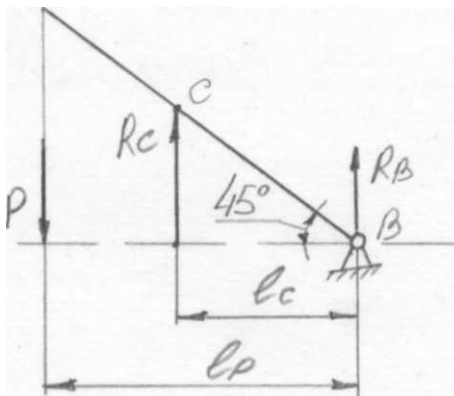


Рисунок 3.4. Розрахункова схема для визначення реакцій в опорах причепа

Складаємо систему рівнянь відповідно до схеми.

$$\begin{cases} P = R_C + R_B \\ P \cdot l_p = R_C \cdot l_c, \end{cases} \quad (3.7)$$

$$l_p = (l_{n0} - l_T) \cdot \cos 45^\circ; \quad (3.8)$$

$$l_c = (l_{n0} - l_0) \cdot \cos 45^\circ; \quad (3.9)$$

$$\begin{cases} R_C = P - R_B \\ P \cdot (l_{n0} - l_T) \cos 45^\circ = R_C \cdot (l_{n0} - l_0) \cos 45^\circ, \end{cases} \quad (3.10)$$

Розв'язавши систему рівнянь отримуємо:

$$R_C = P \cdot \frac{l_{n0} - l_T}{l_{n0} - l_0} \quad (3.11)$$

$$R_B = P \cdot \frac{l_T - l_{n0}}{l_{n0} - l_0} \quad (3.12)$$

де  $P$  – вага кузова з вантажем, Н;

$l_T$  – віддаль від серги до центра ваги кузова в транспортному положенні, м;

$l_0$  – віддаль від серги до точки опори гідроциліндра, м;

$l_{n0}$  – віддаль від серги до точки обертання кузова, м.

Підставивши числові значення, отримуємо:

$$R_B = 23500 \cdot \frac{2,68 - 3,14}{3,58 - 3,14} = -24570 \text{ Н};$$

$$R_C = 23500 \cdot \frac{3,58 - 2,68}{3,58 - 3,14} = 48070 \text{ Н}.$$

### 3.1.2. Визначення згинаючих моментів та переріжуючи сил в рамі

Представлена рама є статично невизначеною. Тому, для спрощення розрахунку будемо зводити її до статично визначеної системи. Такий розрахунок дасть дещо завищені значення зусиль в елементах рами, але дозволить оцінити міцність рами.

Рама розраховується у двох положеннях: в транспортному і при розвантаженні.

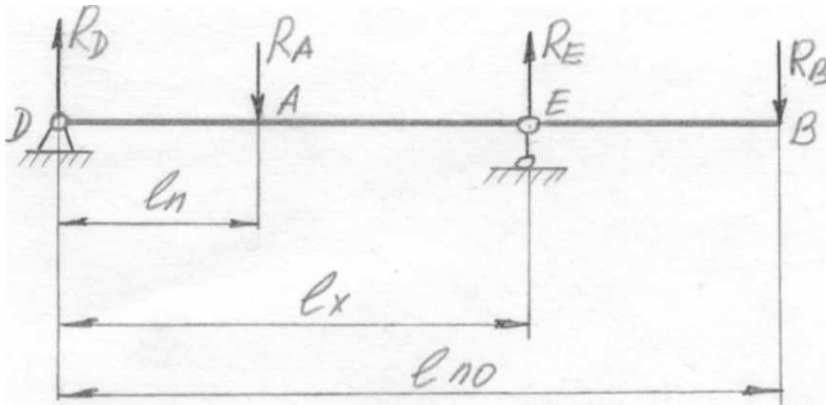


Рисунок 3.5. Схема для розрахунку на міцність рами у транспортному положенні

Запишемо рівняння статки для даної розрахункової схеми (рис. 3.5)

$$\begin{cases} R_D + R_E = R_A + R_B \\ R_A \cdot l_n + R_B \cdot l_{n0} = R_E \cdot l_x, \end{cases} \quad (3.13)$$

Розв'язавши систему рівнянь, отримуємо:

$$R_E = \frac{R_A \cdot l_n - R_B \cdot l_{n0}}{l_x}; \quad (3.14)$$

$$R_D = R_A + R_B - \frac{R_A \cdot l_n + R_B \cdot l_{n0}}{l_x} = R_A + R_B - R_E. \quad (3.15)$$

Підставивши числові значення, отримаємо:

$$R_D = \frac{8810 \cdot 1,18 + 14690 \cdot 3,58}{3,036} = 20750 \text{ Н.}$$

$$R_D = 8810 + 14690 - 20750 = 2750 \text{ Н.}$$

Побудуємо епюри перерізуючих сил та згинаючих моментів, для чого визначаємо значення цих силових факторів в окремих точках:

на ділянці EA:

$$Q(x) = R_B - R_E = 14690 - 20750 = -6060 \text{ Н}; \quad (3.16)$$

на ділянці AD:

$$Q(x) = R_B = 14690 \text{ Н}; \quad (3.17)$$

на ділянці BE:

$$Q(x) = R_B + R_A - R_E = 14690 + 8810 - 20760 = 2750 \text{ Н}. \quad (3.18)$$

Згинаючий момент:

в точці B:

$$M(x) = 0;$$

в точці E:

$$M(x) = R_B(l_{n0} - l_x) = 14690(3,58 - 3,036) = 7991,4 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad (3.19)$$

в точці A:

$$\begin{aligned} M(x) &= R_B(l_{n0} - l_x) - R_E(l_x - l_n) = 14690(3,58 - 1,18) - 20750(3,036 - 1,18) = \\ &= -3256 \text{ Н}\cdot\text{м}; \end{aligned} \quad (3.20)$$

в точці D:

$$M(x) = R_B \cdot l_{n0} - R_E \cdot l_x + R_A \cdot l_n = 14690 \cdot 3,58 - 20750 \cdot 3,036 + 8810 \cdot 1,18 = 0.$$

Епюри перерізуючих сил та згинаючих моментів для рами в транспортному положенні приведені на рис. 3.6.



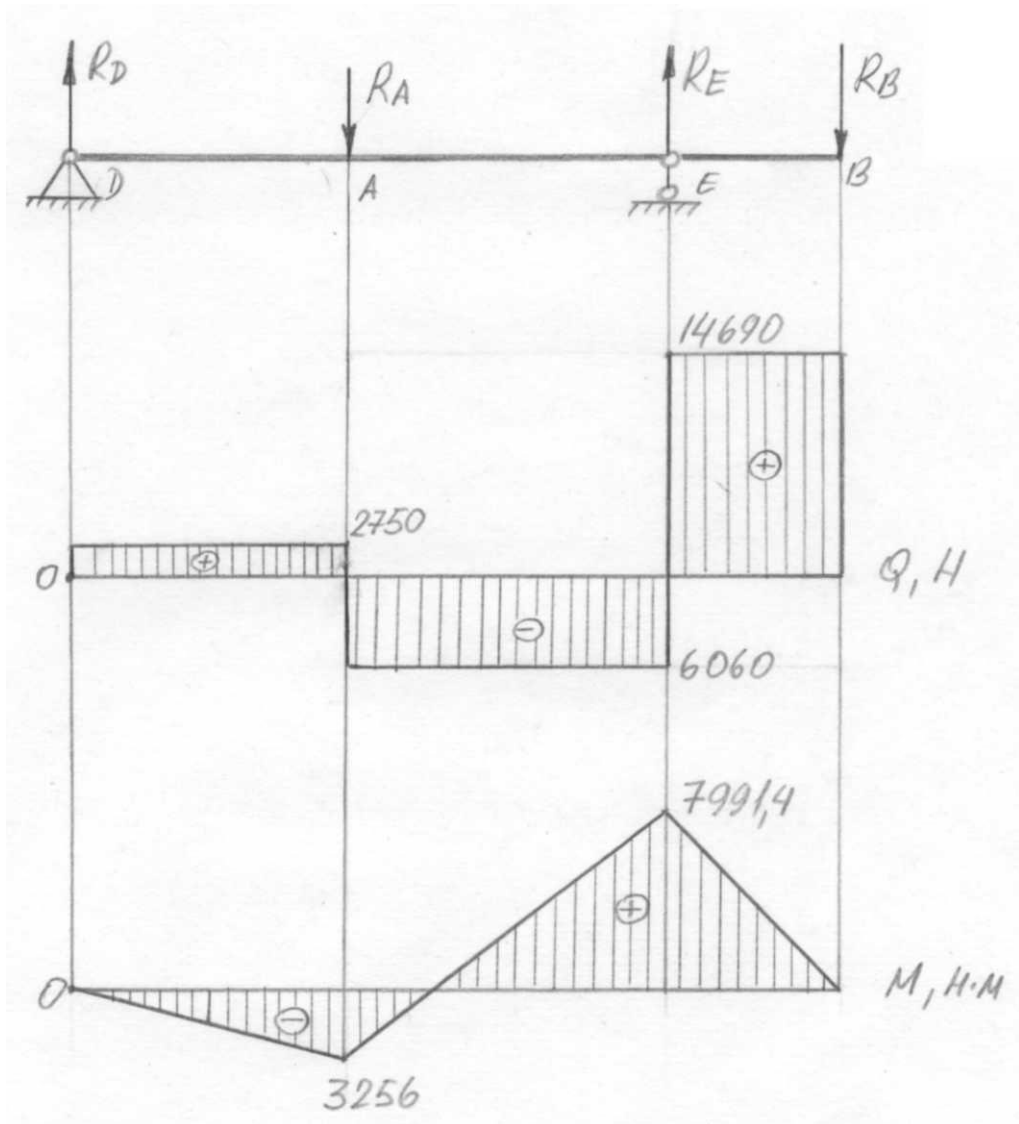


Рисунок 3.6. Епюри перерізуючі сил та згинних моментів у поздовжніх елементах конструкції рами у транспортному положенні

Зобразимо схему дії сил на раму причепа при його розвантаженні (рис. 3.7.)

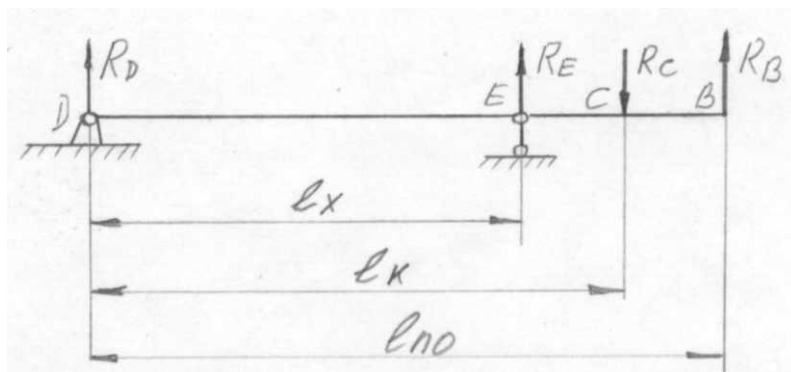


Рисунок 3.7. Схема дії сил на раму причепа при його розвантаженні

Запишемо рівняння статки для заданої розрахункової схеми (рис. 3.7)

$$\begin{cases} R_D + R_E + R_B = R_C \\ R_E \cdot l_x + R_B \cdot l_{n0} = R_C \cdot l_k \end{cases} \quad (3.21)$$

Розв'язавши систему рівнянь отримуємо:

$$R_E = \frac{R_C \cdot l_k - R_B \cdot l_{n0}}{l_x} \quad (3.22)$$

$$R_E = \frac{48070 \cdot 3,255 - 2457 \cdot 3,58}{3,036} = 22560 \text{ Н.}$$

$$R_D = R_C - R_E - R_B . \quad (3.23)$$

$$R_D = 48070 - 22560 - 24570 = 940 \text{ Н.}$$

Побудуємо епюри перерізуючі сил та згинних моментів. Для цього визначаємо значення силових факторів в окремих точках:

на ділянці BC:

$$Q(x) = -R_B = -24570 \text{ Н;} \quad (3.24)$$

на ділянці CE:

$$Q(x) = -R_B + R_C = -24570 + 48070 = 23500 \text{ Н}; \quad (3.25)$$

на ділянці ED:

$$Q(x) = R_C - R_B - R_E = 48070 - 24570 - 22560 = 940 \text{ Н}. \quad (3.26)$$

Епюри перерізуючи сил та згинаючих моментів для рами при розвантаженні приведені на рис. 3.8.

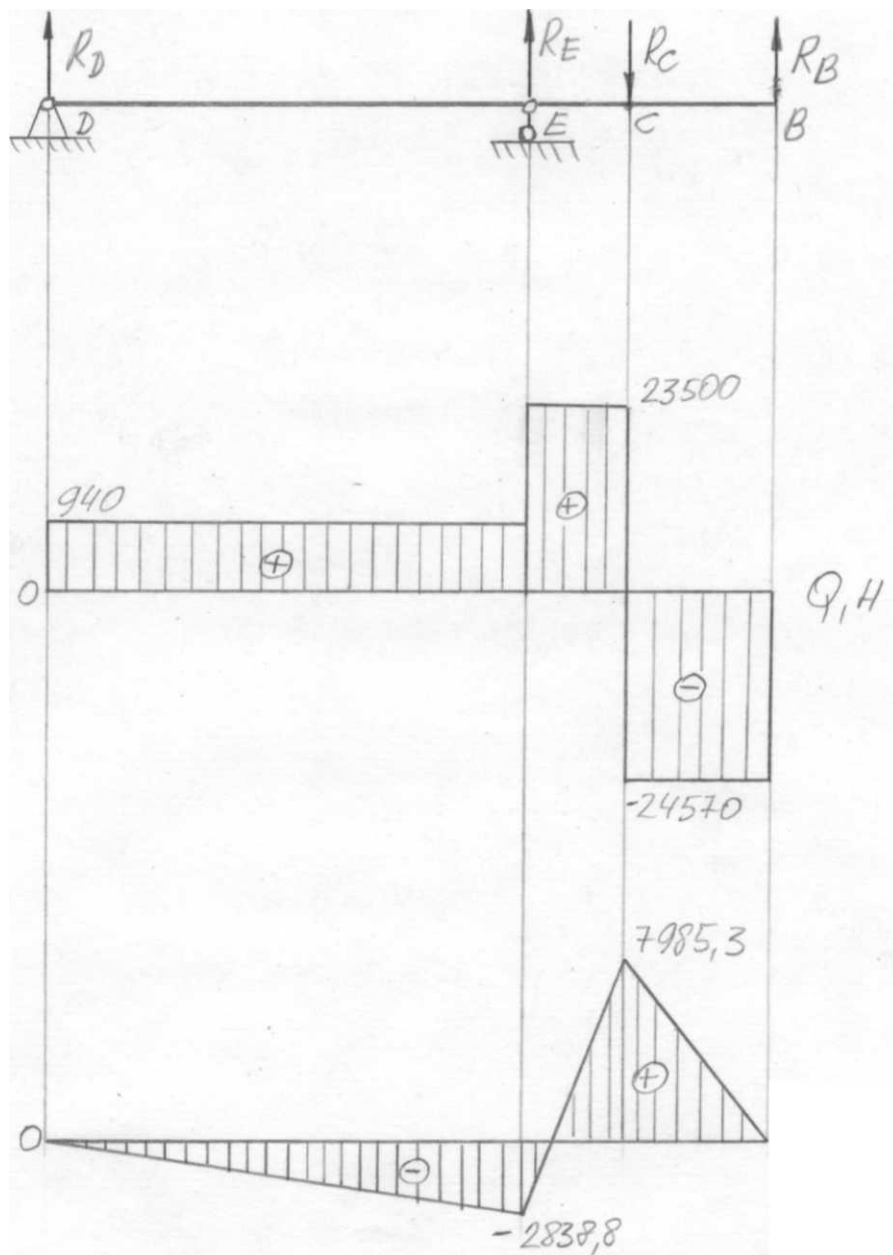


Рисунок 3.8. Епюри перерізуючи сил та згинаючих моментів у поздовжніх елементах конструкції рами при розвантаженні причепа

Згинаючі моменти:

в точці В:

$$M(x) = 0;$$

в точці С:

$$M(x) = R_B(l_{n0} - l_x) = 24570(3,58 - 3,255) = 7985,3 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad (3.27)$$

в точці Е:

$$\begin{aligned} M(x) &= R_C(l_k - l_x) - R_B(l_{n0} - l_x) = 48070(3,255 - 3,036) - 20570(3,58 - 1,036) = \\ &= -2838,8 \text{ Н}\cdot\text{м}; \end{aligned} \quad (3.28)$$

в точці D:

$$\begin{aligned} M(x) &= R_C \cdot l_k - R_B \cdot l_{n0} - R_E \cdot l_x = 48070 \cdot 3,255 - 24570 \cdot 3,58 - 22560 \cdot 3,036 = \\ &= 0. \end{aligned}$$

### 3.1.3. Розрахунок поперечки рами для кріплення гідроциліндра

Вважаємо, що найбільше зусилля на поперечку рами діє в початковий момент підйому кузова і чисельно рівне максимальному зусиллю гідроциліндра.

В даному випадку кут нахилу гідроциліндра (а значить і лінії дії сили) до площини рами становить  $\beta = 76^\circ$ .

Для визначення зусиль в поперечці рами використовуємо розрахункову схему (рис. 3.9)

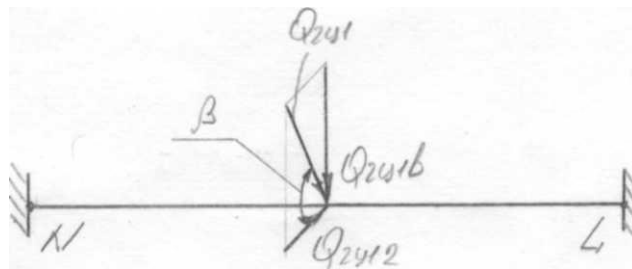


Рисунок 3.9. Схема дії сил на поперечку рами, до якої кріпиться гідроциліндр

Оскільки лінія дії сили гідроциліндра на поперечку рами розміщена під кутом  $\beta = 76^\circ$  до площини рами, то розкладаємо її на вертикальну  $Q_{\text{гц1в}}$  і горизонтальну  $Q_{\text{гц1г}}$  складові і будуємо епюри згинних моментів та перерізуючи сил у двох взаємо перпендикулярних площинах.

$$Q_{\text{зц1в}} = Q_{\text{зц1}} \cdot \sin \beta = 78000 \cdot \sin 76^\circ = 75680 \text{ Н}; \quad (3.29)$$

$$Q_{\text{зц1г}} = Q_{\text{зц1}} \cdot \cos \beta = 78000 \cdot \cos 76^\circ = 18860 \text{ Н}. \quad (3.30)$$

Визначаємо значення силових факторів у конкретних точках поперечки рами:

а) у вертикальній площині:

$$\text{в точці L: } M(x)_L = -0,5^3 \cdot Q_{\text{зц1в}} \cdot l \text{ III} \quad (3.31)$$

$$Q(x)_L = 0,5^2 \cdot (1 + 2 \cdot 0,5) \cdot Q_{\text{зц1в}} \quad (3.32)$$

$$\text{в точці N: } M(x)_N = -0,5^3 \cdot Q_{\text{зц1в}} \cdot l \text{ III} \quad (3.33)$$

$$Q(x)_N = 0,5^2 \cdot (1 + 2 \cdot 0,5) \cdot Q_{\text{зц1в}} \quad (3.34)$$

$$\text{в точці K: } M(x)_K = 2 \cdot 0,5^4 \cdot Q_{\text{зц1в}} \cdot l \text{ III} \quad (3.35)$$

б) у горизонтальній площині:

$$\text{в точці L: } M(x)_L = -0,5^3 \cdot Q_{\text{зц1г}} \cdot l \text{ III} \quad (3.36)$$

$$Q(x)_L = 0,5^2 \cdot (1 + 2 \cdot 0,5) \cdot Q_{\text{зц1г}} \quad (3.37)$$

$$\text{в точці N: } M(x)_N = -0,5^3 \cdot Q_{\text{зц1г}} \cdot l \text{ III} \quad (3.38)$$

$$Q(x)_N = 0,5^2 \cdot (1 + 2 \cdot 0,5) \cdot Q_{\text{зц1г}} \quad (3.39)$$

$$\text{в точці K: } M(x)_K = 2 \cdot 0,5^4 \cdot Q_{\text{зц1г}} \cdot l \text{ III} \quad (3.40)$$

Підставивши числові значення, отримаємо:

а) у вертикальній площині:

$$M(x)_L = M(x)_N = 0,5^3 \cdot 75680 \cdot 0,95 = 8987 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M(x)_K = 2 \cdot 0,5^4 \cdot 75680 \cdot 0,95 = 8987 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$Q(x)_L = 0,5^2 \cdot (1 + 2 \cdot 0,5) \cdot 75680 = 37840 \text{ H}$$

б) у горизонтальній площині:

$$M(x)_L = M(x)_N = 0,5^3 \cdot 18860 \cdot 0,95 = 2239,6 \text{ H} \cdot \text{м}$$

$$M(x)_K = 2 \cdot 0,5^4 \cdot 18860 \cdot 0,95 = 2239,6 \text{ H} \cdot \text{м}$$

$$Q(x)_L = Q(x)_N = 0,5^2 \cdot (1 + 2 \cdot 0,5) \cdot 18860 = 9430 \text{ H}$$

Побудова епюр перерізаючих сил та згинаючих моментів поперечки рами, до якої кріпиться гідро циліндр, в момент початку розвантаження приведена на рис. **3.10**.

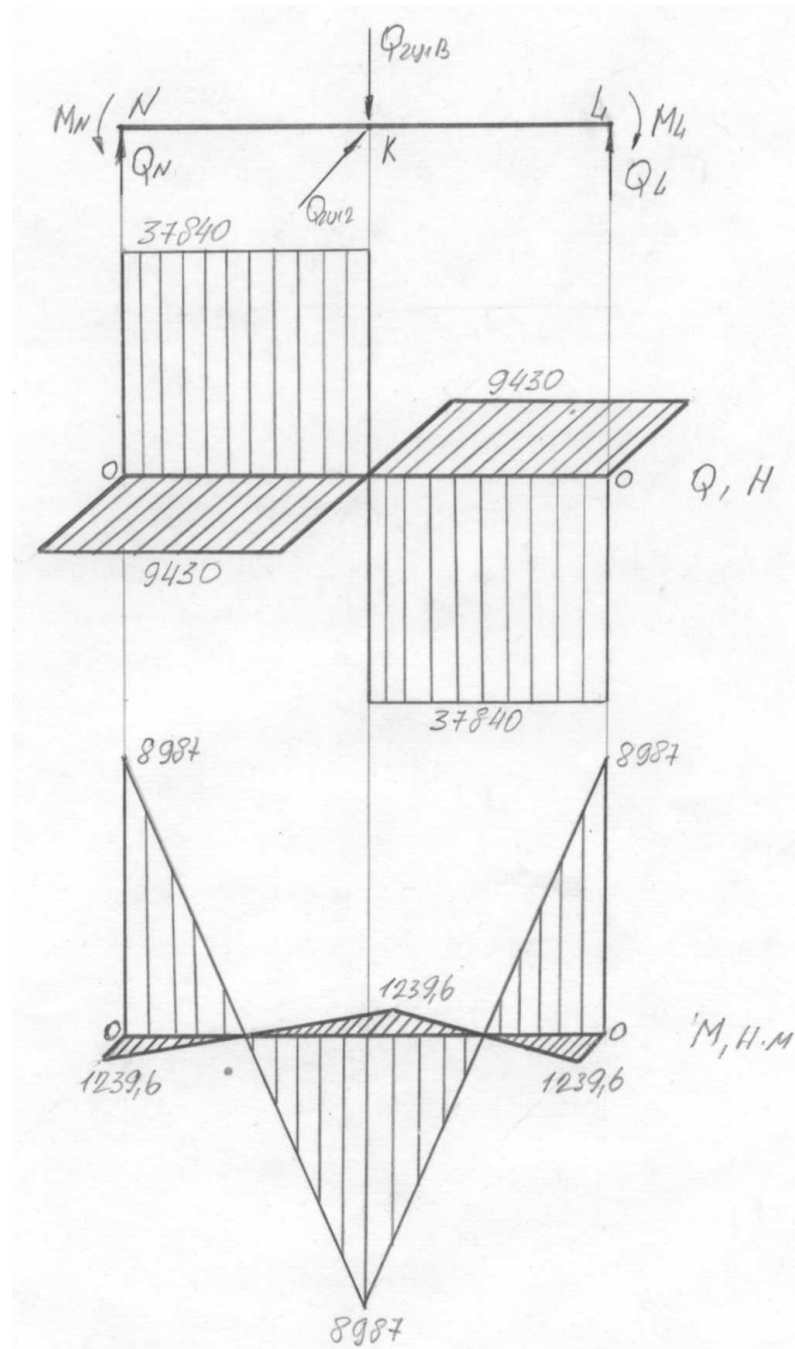


Рисунок 3.10. Епюри перерізаючих сил і згинних моментів, що діють на поперечку рами, до якої кріпиться гідроциліндр

### 3.1.4. Визначення напружень в лонжеронах рами

Проаналізувавши епюри, отримані в п. 3.1.2., бачимо, що найбільш небезпечним місцем на рамі є точка Е (у транспортному положенні) та точка С (при розвантаженні). Для визначення міцності лонжерону досить визначити напруження в одній з цих точок.

Нормальне напруження визначається за формулою:

$$\sigma = \frac{M}{W}, \quad (3.41)$$

де  $M$  – згинний момент в перерізі, Н·м;

$W$  – момент опору згину, мм<sup>3</sup>.

Дотична напруження визначається за формулою:

$$\tau = \frac{Q}{F}, \quad (3.42)$$

де  $Q$  – перерізаюча сила, Н;

$F$  – площа поперечного перерізу, мм<sup>2</sup>

Для точки С маємо:

перерізуюча сила  $Q = 23500$  Н;

згинний момент  $M = 7985,3$  Н·м.

В основу рами взятий швелер  $\frac{12\text{ГОСТ}8240-72}{\text{Ст}3\text{ГОСТ}535-78}$ , для якого:

$$F = 13,3 \cdot 10^2 \text{ мм}^2;$$

$$J_x = 304 \cdot 10^4 \text{ мм}^4;$$

$$W_x = 50,6 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

Але мусимо враховувати, що при розрахунку лонжерона ми визначали зусилля, що припадає на два поздовжніх елементи, тому для визначення  $\sigma$  і  $\tau$  потрібно прийняти момент опор згину у два рази більшим, тому:



$$\sigma = \frac{7985,3}{2 \cdot 50,6} = 78,9 \text{ МПа};$$

$$\tau = \frac{23500}{2 \cdot 133 \cdot 10^2} = 8,83 \text{ МПа};$$

Сумарне напруження, згідно четвертої енергетичної теорії:

$$\sigma_{\max} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{78,9^2 + 3 \cdot 8,83^2} = 80,4 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 160 \text{ МПа}, \quad (3.43)$$

де  $[\sigma] = 160 \text{ МПа}$  – граничне напруження для сталі 3.

Ці напруження є меншими від допустимих, тому міцність поздовжніх елементів рами забезпечується.

### 3.1.5. Підбір поперечки рами до якої кріпиться гідроциліндр

Напруження будемо визначати за формулами:

$$\sigma_{\max} = \sigma_x + \sigma_y; \quad (3.44)$$

$$\sigma_x = \frac{M_x}{W_x}; \quad \sigma_y = \frac{M_y}{W_y},$$

де  $W_x, W_y$  – момент опору згину відповідно в площині  $x$  і  $y$ ,  $\text{мм}^3$ ;

$M_x, M_y$  – момент, що діє в перерізі відповідно в площині  $x$  та  $y$ ,  $\text{Н}\cdot\text{м}$ .

Визначимо тепер характер перерізу поперечки, для чого задаємося його формою (рис. 3.11) та одним з розмірів.

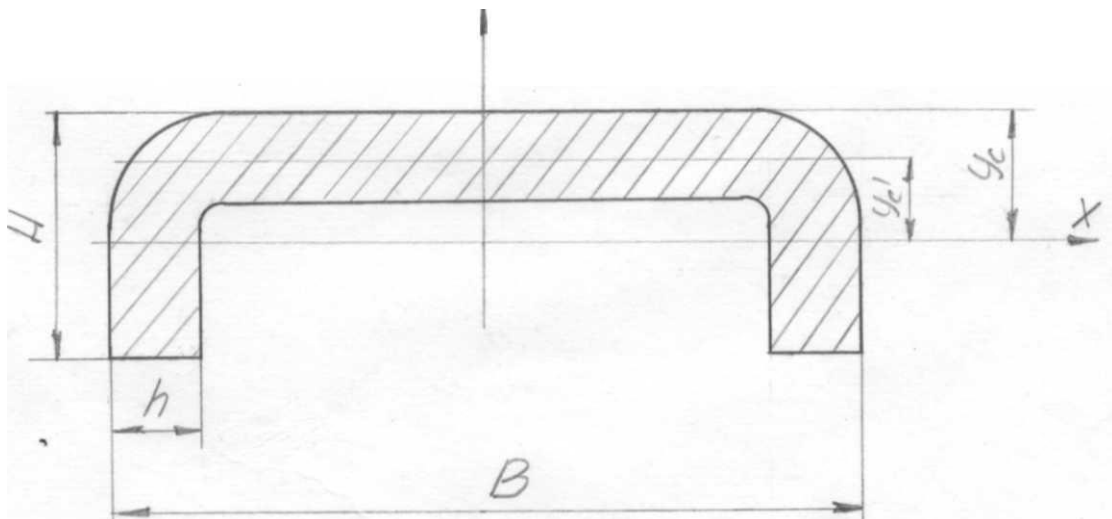


Рисунок 3.11. Форма поперечного перерізу опори гідроциліндра

Площа даного перерізу визначається за формулою:

$$F = B \cdot h + 2(H - h) \cdot h; \quad (3.45)$$

$$Y'_c = \frac{2(H - h) \cdot h \cdot \left( \frac{h}{2} + \frac{H - h}{2} \right)}{F}; \quad (3.46)$$

$$Y_c = Y'_c + \frac{h}{2}; \quad (3.47)$$

$$J_x = \left( \frac{B \cdot h^3}{12} + Y_c'^2 \cdot B \cdot h \right) + 2 \left[ \frac{h(H - h)^3}{12} + \left( \frac{H}{2} - Y_c' \right) (H - h) \cdot h \right] \quad (3.48)$$

$$J_y = \frac{B \cdot h^3}{12} + 2 \left[ \frac{h(H - h)^3}{12} + \left( \frac{B}{2} - \frac{h}{2} \right)^2 (H - h) \cdot h \right] \quad (3.49)$$

$$W_x = \frac{J_x}{H - Y_c}; \quad W_y = \frac{J_y}{B/2}. \quad (3.50)$$

Методом підбору при фіксованих  $H = 70$  мм;  $M_x = 8987$  Н·м;  $M_y = 2239,6$  Н·м;  $[\sigma] = 160$  МПа, визначаємо, що потрібним перерізом є такий для якого  $B = 260$  мм;  $h = 24$  мм.

Для даного перерізу згідно наведених вище формул знаходимо:

$$\begin{aligned} F &= 8448 \text{ мм}^2; \\ J_x &= 298,673 \cdot 10^4 \text{ мм}^4; \\ J_y &= 6600 \cdot 10^4 \text{ мм}^4; \\ W_x &= 54,997 \cdot 10^3 \text{ мм}^3; \\ W_y &= 507,709 \cdot 10^3 \text{ мм}^3. \end{aligned}$$

Для даного профілю:

$$\begin{aligned} \sigma_x &= 163,40 \text{ МПа}; \\ \sigma_y &= 4,4112 \text{ МПа}; \\ \sigma &= 163,4 + 4,4112 = 167,8 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Максимальне напруження майже не перевищує допустимих значень(перевищує на 5%).

Пластина, за допомогою якої поперечка кріпиться до рами, працює на розтяг. Тому площу її поперечного перерізу шукаємо за формулою:

$$F = \frac{Q_x}{[\sigma]}, \quad (3.51)$$

де  $Q_x$  – максимальна розтягуючи сила, Н

$$F = \frac{37840}{160} = 236,5 \text{ мм}^2$$

З конструктивних міркувань вибираємо пластину з такими параметрами поперечного перерізу: ширина  $a = 260$  мм; товщина  $b = 5$  мм.

### 3.1.6. Розрахунок зварного шва тягової труби з рамою

Сила тягового опору, що виникає в причепі, визначається за формулою:

$$P_n = R_E \cdot f, \quad (3.52)$$

де  $R_E$  – реакція на вісь ходових коліс, Н;

$f$  – коефіцієнт опору кочення.

Згідно даного розрахунку  $R_E = 20750$  Н. Максимальний коефіцієнт опору коченню при русі по піску  $f = 0,25$ .

$$P_n = 20750 \cdot 0,25 = 5180 \text{ Н.}$$

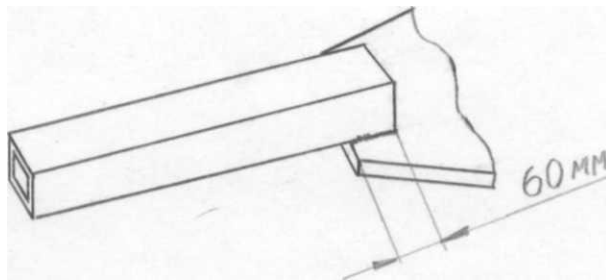


Рисунок 3.12. Схема зварного з'єднання тягової труби з поперечною рами

Так як труба нахилена під кутом  $8^\circ$  до площини рами, то максимальне зусилля на тяговому гаку:

$$P_{n \max} = \frac{P}{\cos 8^\circ} = \frac{5180}{0,99} = 5230 \text{ Н.} \quad (3.53)$$

Приймаємо катет зварного шва  $K = 4$  мм, труба тяги  $80 \times 80 \times 8$ .

На пластину труба знаходить на 60 мм. Тоді повний периметр шва:

$$L_{\text{шва}} = 2 \cdot 60 + 80 = 200 \text{ мм.}$$

Напруження у зварному шві визначаються за формулою:

$$\tau = \frac{P_{n \max}}{L_{\text{шва}} \cdot 0,7 \cdot K} \leq [\tau_{зв}] \quad (3.54)$$

де  $P_{n \max}$  – максимальне зусилля, що діє на зварний шов, Н;

$L_{\text{шва}}$  – периметр шва, мм;

$K$  – катет шва, мм;

$[\tau_{зв}]$  – допустиме напруження для зварного шва, МПа.

При зрізі:

$$[\tau_{зв}] = 0,65 \cdot \sigma_p;$$

$$\sigma_p = \frac{\sigma_T}{n \cdot \beta}, \quad (3.55)$$

де  $\sigma_T$  – межа текучості основного матеріалу, МПа (для сталі 3  $\sigma_T = 210$  МПа);

$n$  – коефіцієнт запасу (приймаємо  $n = 1,6$ );

$\beta$  – ефективний коефіцієнт концентрації ( $\beta = 1,2$ ).

$$\sigma_p = \frac{210}{1,6 \cdot 1,2} = 109,3 \text{ МПа};$$

$$[\tau_{зв}] = 0,65 \cdot 109,3 = 71 \text{ МПа};$$

$$\tau = \frac{5230}{200 \cdot 0,7 \cdot 4} = 9,4 \text{ МПа} \leq [\tau_{зв}] = 71 \text{ МПа}.$$

Отже, умова міцності зварного з'єднання тягової труби з поперечною рами виконується.

### 3.2. Розрахунок балки осі причепа

Дані для розрахунку:

Вага, що припадає на балку осі причепа $G$ , Н	35000
Плече дії сили на балку з боку колеса $l$ , мм	0,505
Радіус колеса $r_k$ , мм	0,443
Моменти опору перерізу балки, мм <sup>3</sup> :	
а) у вертикальній площині $W_y$	35282,15
б) у горизонтальній площині $W_x$	56909,19
в) при крученні $W_k$	29684,25
Допустимі напруження, МПа:	
а) при згині $[\sigma]$	350
б) при крученні $[\tau]$	200
Максимальний коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою $\phi_{зч}$	0,8
Реакція, що діє на колесо, Н:	
а) при рівномірному розподіленні навантаження $R_z$	17500
б) при зосередженні навантаження на одному колесі $R'_z$	3500

Балка осі причепа розраховується на згин і кручення при таких умовах:

- 1) навантаження на колеса розподілено рівномірно;
- 2) все навантаження зосереджено н одному колесі (при наїзді на перешкоду чи підскоку одного колеса);
- 3) на колесах реалізується максимальна гальмівна сила.

На колеса діє сила  $R_z$  (див. рис. 3.13), яка створює у вертикальній площин згинаючий момент  $M_B$ , котрий досягає максимуму в місцях кріплення балки до рами(переріз I – I або II – II):

$$M_B = R_z \cdot l, \quad (3.56)$$

де  $R_z$  – вертикальна реакція, що діє на колесо, Н;

$l$  – плече дії сили, мм.

Напруження, що виникає при цьому в перерізі балки визнається за формулою:

$$\sigma = \frac{M_B}{W_y}, \quad (3.57)$$

де  $W_y$  – момент опору балки у вертикальній площині,  $\text{мм}^3$ ;

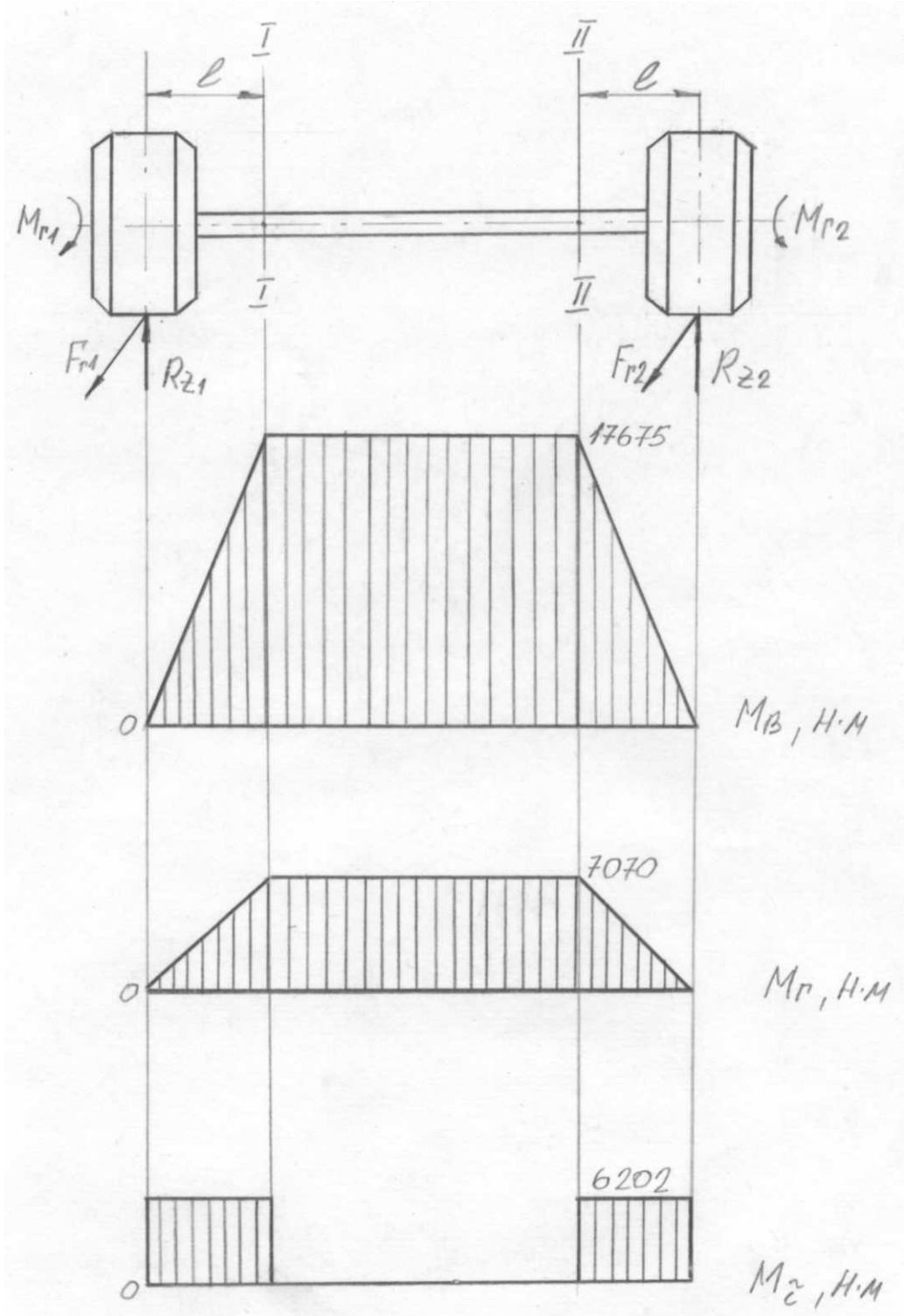


Рисунок 3.13. Схема сил і епюри моментів, що діють на балку осі причепа

$$M_B = 17500 \cdot 0,505 = 8837,5 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$\sigma = \frac{8837,5 \cdot 10^3}{56909,19} = 155,3 \text{ МПа} \leq [\sigma],$$

де  $[\sigma]$  – допустиме напруження при згині. Для сталі 40  $[\sigma] = 350$  МПа.

При наїзді на перешкоду чи підскоку одного колеса все навантаження зосереджується на одному колесі. У вертикальній площині буде виникати згинний момент, який перевищує попередньо розрахований

$$M_B = 35000 \cdot 0,505 = 17675 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$\sigma = \frac{17675 \cdot 10^3}{56909,16} = 310,6 \text{ МПа} \leq [\sigma],$$

При різкому гальмуванні на сухому асфальті (на колесах при цьому реалізується максимальна гальмівна сила  $F_T$ ) ,балка осі згинається у горизонтальній та вертикальній площинах, а також іде скручування балки гальмівним моментом , що створюється на колесі.

Згинаючий момент знаходиться за формулою:

у вертикальній площині

$$M_B = K_z \cdot l = 17500 \cdot 0,505 = 8837,5 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (3.58)$$

у горизонтальній площині

$$M_T = F_T \cdot l, \quad (3.59)$$

де  $F_T$  – сила тертя коліс з дорогою, Н



$$F_T = \frac{G \cdot \varphi_{32}}{2}, \quad (3.60)$$

де  $G$  – вага причепа, Н;

$\varphi_{32}$  – коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою

$$F_T = \frac{35000 \cdot 0,8}{2} = 14000 \text{ Н},$$

$$M_\Gamma = 14000 \cdot 0,505 = 7070 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

Сумарне нормальне напруження в балці осі від згинних моментів у вертикальній площині та горизонтальній площині:

$$\sigma = \frac{M_B}{W_y} + \frac{M_\Gamma}{W_x} = \frac{8837,5 \cdot 10^3}{56909,19} + \frac{7070 \cdot 10^3}{35282,15} = 356,7 \text{ МПа}. \quad (3.61)$$

Знайдене напруження не перевищує допустиме ( $[\sigma] = 350 \text{ МПа}$ ) більше як на 5%.

Дотичне напруження:

$$\tau = \frac{M_K}{W_K}, \quad (3.62)$$

де  $M_K$  – крутний момент, Н·м;

$W_K$  – момент опору крученню, мм<sup>3</sup>;

$$M_K = F_T \cdot r_K, \quad (3.63)$$

де  $r_K$  – радіус кочення колеса, м.

$$M_K = 14000 \cdot 0,443 = 6202 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$\tau = \frac{6202 \cdot 10^3}{29684,25} = 208,9 \text{ МПа}.$$

Знайдене напруження не перевищує допустиме ( $[\tau] = 200 \text{ МПа}$ ) більше як на 5%.

## 4. ОХОРОНА ПРАЦІ

### 4.1. Особливості конструкції та експлуатації причепа-самоскида

Оскільки проєктований причеп-самоскид є одновісний, то в конструкції рами необхідно внести стояк. За допомогою цього стояка тракторист може самостійно, без наслідків травматизму проводити зчіпання і розчіпання автомобіля та причепа, а також залишати причеп самостійно (з вантажем чи без нього) без великих перекосів кузова.

Для підвищення безпеки руху на причепі змонтована гальмівна система з приводом на всі колеса, яка працює синхронно з гальмівною системою трактора. Контроль тиску гальмівної системи причепа ведеться за показами манометра гальмівної системи трактора.

Для підвищення маневреності тракторного поїзда дишло виготовлене з труби, що значно зменшує радіус повороту і дозволяє розворот тракторного поїзда на невеликій площадці.

Над колесами причепа змонтовані бризговики, що запобігає забрудненню трактора та причепа при русі по болотистій місцевості.

Для безпеки руху трактора з причепом у нічний час та по дорогах загального користування на причепі змонтована система освітлення номерного знаку та система світлової сигналізації.

Конструкцією причепа передбачений упор піднятого кузова. Він є важливим елементом, що забезпечує безпеку тракториста та обслуговуючого персоналу, попереджує травматизм та покращує доступ до елементів гідросистеми, гальмівної системи, освітлювальної системи, які знаходяться під платформою кузова.

Весь причеп – рама, кузов, ходова частина (крім коліс) виготовлені з металу, що підвищує пожежну безпеку при експлуатації і технічному огляді та ремонті причепа.

Для забезпечення стійкості руху по дорогах та в умовах бездоріжжя необхідно розрахувати причеп на поздовжню і поперечні стійкість.

## 4.2. Розрахунок причепа на поздовжню стійкість

Розробляючи конструкції типу одновісних причепів необхідно, перш за все, вирішувати питання пов'язані з їх поздовжньою стійкістю. Це означає, що компоновка основних складальних одиниць на несучій рамі з врахуванням їх оптимальної довжини повинна забезпечувати додатню вертикальну реакцію на причіпній петлі трактора при транспортуванні порожнього причепа та деяку обмежену величину цієї реакції при повному його завантаженні. Разом з тим повинні бути підібрані параметри основних несучих елементів конструкції по відповідних критеріях міцності.

Вертикальна реакція на причіпній петлі при повному завантаженні причепа не повинна перевищувати допустимих значень  $[R_a] = 2943 \text{ Н}$ . Виходячи з цієї умови знаходимо місце розташування осі причепа, записуючи рівняння сил, (рис. 4.1)

$$R_A l_5 + m_3 \cdot g(l_3 - l_5) = m_1 \cdot g(l_5 - l_1) + m_2 \cdot g(l_5 - l_2) + m_4 \cdot g(l_5 - l_2) \quad (4.1)$$

Звідси одержуємо:

$$l = \frac{-m_3 l_3 - m_1 l_1 - m_2 l_2 - m_4 l_4}{\frac{R_A}{g} - m_3 - m_1 - m_2 - m_4} =$$

$$= (25 \cdot 3,215 + 118 \cdot 2,370 + 350 \cdot 2,680 + 2000 \cdot 2,680) : (3000 - 250 - 118 - 350 - 2000) = 3,036 \text{ м}. \quad (4.2)$$

Реакція на причіпній петлі при незавантаженому причепі визначається за формулою:

$$R'_A = g \frac{m_1(l_5 - l_1) + m_2(l_5 - l_1) - m_3(l_3 - l_5)}{l_5} =$$

$$= \frac{9,81}{3,036} [118(3,036 - 2,370) + 350(3,036 - 2,680) - 25(3,215 - 3,036)] = 642 \text{ Н}, \quad (4.3)$$

що є в межах допустимого ( $[R'_A] \leq 981 \text{ Н}$ ).

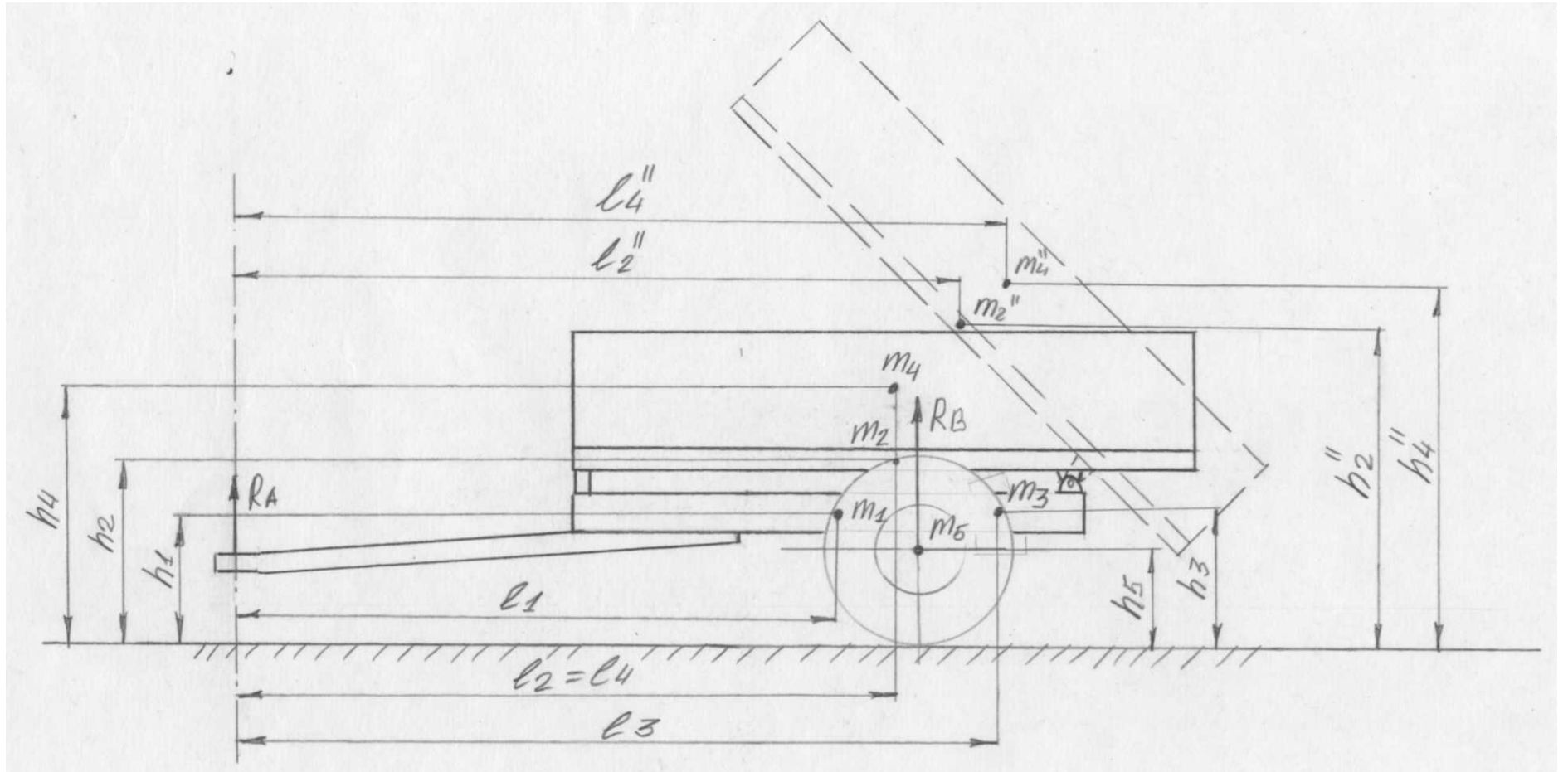


Рисунок 4.1. Розрахункова схема для розрахунку поздовжньої стійкості причапа-самоскида

Визначення вертикальної реакції на осі ходової частини причепа для робочого режиму навантаження проводиться за формулою:

$$R_B = \frac{g}{l_5} (m_1 l_1 + m_2 l_2 + m_3 l_3 + m_4 l_4 + m_5 l_5) =$$

$$= \frac{9,81}{3,036} (118 \cdot 2,37 + 350 \cdot 2,680 + 25 \cdot 3,215 + 2000 \cdot 2,680 + 262 \cdot 3,036) = 24,1 \text{ кН}. \quad (4.4)$$

Визначення вертикальної реакції на осі ходової частини порожнього причепа проводиться за формулою:

$$R'_B = \frac{g}{l} (m_1 l_1 + m_2 l_2 + m_3 l_3 + m_5 l_5) =$$

$$= \frac{9,81}{3,036} (118 \cdot 2,37 + 350 \cdot 2,680 + 25 \cdot 3,215 + 262 \cdot 3,036) = 6,8 \text{ кН}. \quad (4.5)$$

Отже, розроблений нами одновісний автомобільний причеп-самоскид вантажопідемністю 2 тони має необхідну поздовжню і поперечну стійкість при експлуатації.

## 5. АНАЛІЗ СТАНУ ЕКОЛОГІЧНОЇ БЕЗПЕКИ

Господарська діяльність людини зумовила пошкодження і вичерпування природних ресурсів, що призводить до деформації сформованих протягом багатьох мільйонів років природного кругообігу речовин та енергетичних потоків на планеті. Внаслідок цього почалося прогресуюче руйнування біосфери Землі, що може набути характеру незворотних процесів і навколишнє середовище може стати непридатним для існування.

За цих умов на планеті виникла нова система „суспільство – природа”. Наука, яка вивчає закономірності взаємодії суспільства з навколишнім природним середовищем і розробляє наукові принципи гармонізації цієї взаємодії, називається соціоекологією.

Саме вона є теоретичною базою охорони природи і раціонального використання природних ресурсів. Основним об'єктом цієї науки є соціоекосистеми, які визначаються як територіальні, соціоприродні системи, динамічна рівновага в яких забезпечується людським суспільством.

Протягом останніх років в динаміці здоров'я населення намітився ряд негативних тенденцій, певною мірою пов'язаних з незадовільними екологічними обставинами. Україні притаманні екологічні проблеми, такі як кислотні дощі, транскордонне забруднення, руйнування озонового шару, потепління клімату, накопичення відходів, особливо токсичних та радіаційних, зниження біологічного різноманіття. Аварія на Чорнобильській атомній електростанції 1986 року з її величезними медико-біологічними наслідками спричинила в Україні ситуацію, що наближається до рівня глобальної екологічної катастрофи.

Зростання масштабів природоохоронної діяльності ставить серйозні завдання перед спеціалістами сільського господарства. Їм насамперед належить вирішити ряд складних проблем, безпосередньо пов'язаних з охороною і використанням земельних угідь.

Загальна земельна площа ТзОВ “Туринка” становить 1370 га. Рілля у структурі загальної земельної площі становить 64,2%, сінокоси та пасовища – 30%. Члени агрофірми стараються раціонально та економно використовувати природні ресурси. Сільськогосподарські угіддя використовуються, як правило, за призначенням. Для захисту від вітрової та водної ерозії насаджуються лісосмуги.

Вітчизняними та зарубіжними ученими, існуючою практикою господарювання доведено, що при підвищенні сільськогосподарської освоєності і розораності земельних угідь істотно знижується екологічна стабільність ландшафтів, оскільки, як відомо, екологічно стійкі земельні угіддя, зокрема ліси і болота природного походження, лісосмуги, ставки позитивно впливають на стан довкілля. Для визначення діапазону впливу угідь на навколишні землі використовуємо формулу:

$$D = \frac{100 \times \ln P}{\ln(10/K_2)}, \quad (5.1)$$

де  $D$  – діапазон впливу угідь, м;

$P$  – площа екологічно стійких угідь, га;

$K_2$  – коефіцієнт екологічного впливу території на навколишні землі.

Діапазон впливу угідь на навколишні землі в досліджуваному господарстві становить:

$$D = \frac{100 \times \ln 279}{\ln(10/1,71)} = 319,7 \text{ м.}$$

Отримана при розрахунку величина  $D$  означає, що в прилеглий до екологічно стійких угідь зоні радіусом 319,7 м складається сприятлива екологічна ситуація



### 5.1. Еколого-економічна характеристика діяльності товариства

У досліджуваному нами господарстві дуже мало коштів скеровується на заходи з охорони навколишнього середовища. Так, протягом досліджуваного періоду в даний фонд щоразу направлялось і використовувалось лише 400-420 гривень. Протягом досліджуваного нами періоду ці суми використовувались для проведення економічної експертизи земель господарства, а для оплати послуг районної лабораторії по перевірці якості готової для реалізації продукції. Однак, зазначимо, що ці суми аж ніяк не можуть сприяти ефективній організації екологічної безпеки сільськогосподарського виробництва (таблиця 5.1).

Таблиця 5.1 - Аналіз частки витрат на екозаходи

Показники	2021р.	2022р.	2023р.	2023р.до 2021р.,%
Виручка від реалізації продукції, тис. грн.	506,5	529,9	532,1	105,1
Повна собівартість реалізованої продукції, тис. грн.	563,8	515,0	530,1	94,0
в т.ч.витрати на екозаходи	4,2	6,2	5,1	121,4
Частка витрат на екозаходи в повній собівартості, %	0,7	1,2	1,0	142,8

Як бачимо частка витрат на екозаходи в повній собівартості дуже мала, хоч і зростає. Керівництву господарства необхідно прикласти чимало зусиль для того, щоб підвищити екологічну безпеку сільськогосподарського виробництва. Наприклад, якщо відводити землі під заліснення, на продуктивних землях необхідно застосовувати агротехнічні заходи та провести інтенсифікацію виробництва (оптимізувати систему удобрення, ввести нові високоврожайні районовані сорти та ґрунтозберігаючі технології їх вирощування, запровадити використання високопродуктивної техніки,

здійснити комплекс поліпшення стану земельних угідь, які дозволять підвищити урожайність сільськогосподарських культур на 10%). За багаторічними спостереженнями виведення малопродуктивних земель для наступного заліснення забезпечить підвищення врожайності на 7,6%. Тобто в цілому буде досягнуте зростання урожайності не менше, як на 17,6%.

Зважаючи на напруженість продовольчої проблеми, необхідно перейти до інтегрованого землеробства, яке включало б найкращі риси біологічної (органічної, натуральної, екологічної) системи землеробства, припускаючи в розумних межах застосування хімічних добрив і пестицидів. Раціональне використання добрив, пестицидів, хімічних меліорантів та інших потенційно небезпечних для природи препаратів повинне стимулюватись економічними важелями.

Комплекс агротехнічних заходів повинен ґрунтуватись на суворому дотриманні сівозмін, введенні до їх складу бобових культур, збереженні рослинних решток, застосуванні гною, компостів і сидератів, проведенні механічних культивацій, захисту рослин біологічними методами. За рахунок проведення біологічного землеробства, як свідчить зарубіжний досвід, можна досягти отримання продукції, що не містить залишків хімікатів, збереження ґрунтової родючості і в кінцевому підсумку охорони навколишнього природного середовища.

## 5.2. Шляхи покращення екологічної безпеки

За величиною зон та рівнем забруднення ґрунтів поділяється на фонове, локальне, регіональне, глобальне.

Фоновим вважається такий вміст забруднюючих речовин в ґрунті, котрий відповідає або близький до його природного складу.

Локальним вважається забруднення ґрунту поблизу одного або сукупності декількох джерел забруднення.

Регіональним є таке забруднення ґрунту, котре виникає внаслідок переносу забруднюючих речовин на віддаль не більше 40 км від техногенних та більше 10 км від сільськогосподарських джерел забруднення.

Глобальними називають забруднення ґрунту, котрі виникають внаслідок дальнього переносу забруднюючої речовини на віддаль більше 1000 км від будь-яких джерел забруднення.

Важливою умовою раціонального природокористування в ТзОВ “Туринка” є оптимальне поєднання галузей землеробства й тваринництва. Це пов'язано насамперед з тим, що вплив тваринництва на ефективність природокористування відбувається через взаємовикористання продукції обома галузями: чим з меншими питомими втратами кормів виробляється тваринницька продукція, тим більше зберігається природних ресурсів, зокрема сільськогосподарських угідь.

Велике значення в забезпеченні екологічнобезпечного функціонування підприємства має також висока культура землеробства, що забезпечується найсучаснішими засобами механізації сільськогосподарського виробництва. Адже низька забезпеченість технікою виробничих процесів у сільському господарстві призводить до порушення технологічних вимог організації і виконання останніх, що, в свою чергу, негативно впливає на природне середовище. Успішне вирішення цієї проблеми можливе лише шляхом модернізації техніки, передусім у напрямі зменшення питомого тиску на ґрунт

тракторів і комбайнів, а також скорочення кількості проходів кожного з них по площі. Отже, необхідні суттєві заходи, а тому й кошти (таблиця 5.2).

Таблиця 5.2 - Розрахунок коштів на екозаходи для ТзОВ “Туринка”

Статті витрат	Загальна сума, тис. грн.	Структура, %
Агротехнічні заходи	5,4	34,4
Інтенсифікація виробництва	8,1	51,6
Переведення малопродуктивних земель в екологічно стійкі угіддя	2,2	14,0
Разом	15,7	100,0

Звичайно ці кошти господарство не зможе виділити протягом одного року, та це й не потрібно, оскільки всі заходи одночасно не можливо здійснити. Однак розпочинати роботу в цьому напрямку необхідно, починаючи із інтенсифікації виробництва із застосуванням агротехнічних заходів. В результаті цього можна буде виділити малопродуктивні землі і перевести їх в більш екологічно стійкі угіддя.

## 6. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

Техніко-економічна частина кваліфікаційної роботи дає обґрунтування доцільності виготовлення розроблюваного автомобільного причепа-самоскида і впровадження його у виробництво з точки зору економічної ефективності.

Собівартість виготовлення рахується за такими статтями:

1. Матеріали, напівфабрикати, покупні вироби. Основні матеріали на одиницю виробу, необхідна їх кількість, а також ціна на них – приведені в табл. 6.1.

Таблиця 6.1 - Основні матеріали (з розрахунком на одиницю виробу)

№ пп	Матеріал	Вага, кг	Ціна 1 кг, грн.	Загальна ціна, грн.
1	Кутник $\frac{40 \times 40 \times 2,5 \text{ГОСТ}19771 - 74}{\text{ВСтЗкп}2\text{ГОСТ}11474 - 65}$	1,4	116	162
2	Кутник $\frac{70 \times 70 \times 4 \text{ГОСТ}19771 - 74}{\text{ВСтЗкп}2\text{ГОСТ}11474 - 65}$	0,6	125	75
3	Швелер $\frac{12 \text{ГОСТ}8240 - 72}{\text{СтЗГОСТ}535 - 58}$	34,7	123	4268
4	Труба $\frac{100 \times 100 \times 5 \text{ГОСТ}19240 - 73}{\text{СтЗГОСТ}535 - 74}$	16,5	154	2541
5	Труба $\frac{80 \times 80 \times 4 \text{ГОСТ}19240 - 73}{\text{СтЗГОСТ}535 - 74}$	4,5	142	639
6	Лист $\frac{Б2,0 \times 1000 \times 2000 \text{ГОСТ}19904 - 74}{3 - III - \text{СтЗГОСТ}16523 - 70}$	2,3	92	212
7	Лист $\frac{Б4,0 \times 1000 \times 2000 \text{ГОСТ}19904 - 74}{3 - III - \text{СтЗГОСТ}16523 - 70}$	1,4	86	121
Всього ціна основних матеріалів, грн.:		8018		

Покупним матеріалом є вісь в зборі. Закупочна ціна для заводу 5360 грн за штуку.

Затрати на матеріали, напівфабрикати та покупні вироби :

$$(8018+5360)=13378 \text{ грн.}$$

Результати розрахунку заносимо в таблицю.

Транспортно-заготівельні витрати становлять 10-15% вартості основних матеріалів, напівфабрикатів та покупних виробів:

$$13378 \cdot 0,15 = 2006,7 \text{ грн.}$$

Результати розрахунку заносимо в таблицю.

Для визначення основної та додаткової заробітної плати виробничих робітників, необхідно перш за все визначити трудомісткість та вартість робіт з виготовлення шасі причепа, для чого складаємо таблицю.

Таблиця 6.2 - Норма часу і розрахунку по виготовленню шасі причепа

№ п/п	Деталь чи агрегат	Зміст робіт	Розцінка, грн.	Кількість деталей на шасі	Розряд робітника	Трудомісткість робіт, нормо-год.
1	Основа упору	Складання, зварка	3,62	1	2	0,068
2	Серга	Склад., зварка Зачистка	10,72 4,02	1	2 2	0,236
3	Онова рами	Склад, прихват Зварка, зачистка	499,63 48,19	1	3 2	7,005 0,907
4	Вісь	Збірка, зварка Зачистка	8,03 2,41	1	2 2	0,121 0,030
5	Опора	Склад, зварка Зачистка	6,66 1,33	1	2 2	0,110 0,030
6	Дишло	Склад, зварка Зачистка	36,14 6,43	1	3 2	0,558 0,121
7	Опора гідроциліндра	Склад, зварка Зачистка	65,06 9,64	1	3 2	1,200 0,101
8	Кронштейн під ресивер	Склад, зварка Зачистка	2,57 0,32	2	2 2	0,038 0,010
9	Задня опора кузова	Склад, зварка Зачистка	10,04 3,61	2	2 2	0,180 0,040
10	Передня опора кузова	Склад, зварка Зачистка	12,05 4,02	2	2 2	0,210 0,050
Всього			6770,8		2,17	11,015

Отже, трудомісткість виготовлення шасі причепа (табл. 6,2) становить 11,015 нормо годин, а вартість робіт відповідно 6770,8 грн.

Дійсна трудомісткість та вартість виготовлення шасі причепа (з врахуванням транспортування, фарбування та сушки виробу) становить:

$$T = 22,4 \text{ нормо-год.}$$

$$C = 9645 \text{ грн.}$$

Відрахування на соціальне страхування становить 37% від фонду заробітної плати виробничих робітників:

$$9645 \cdot 0,37 = 3569 \text{ грн.}$$

Відрахування у фонд Чорнобиля становить 12% від фонду заробітної плати виробничих робітників:

$$9645 \cdot 0,12 = 1157 \text{ грн.}$$

Відрахування у фонд зайнятості становить 3% від фонду заробітної плати виробничих робітників:

$$9645 \cdot 0,03 = 289 \text{ грн.}$$

Накладні витрати становлять 2,35% від заробітної плати виробничих робітників:

$$9645 \cdot 0,235 = 2265 \text{ грн.}$$

Отримані дані відображено на арк. 6.

### **6.1. Визначення економічної ефективності та норми внутрішньої рентабельності проекту**

Для оцінки ефективності капіталовкладень використовуємо метод базовий на дисконтуванні ефекту від інвестованих капіталовкладень.

Можливість розрахунку за цією методикою ґрунтується на наявності даних про необхідні для впровадження проекту капіталовкладення ( $K_t$ ) за

кожен  $t$ -тий рік з періоду  $T=1, T+1$  та отримуваний від реалізації продукції прибуток ( $\Pi_t$ ) за цей період.

Ефект, який визначається як різниця  $\Pi_t - K_t$  впродовж часу  $T+1$  змінює своє значення з від'ємного на додатне, коли прибуток за рік компенсує капіталовкладення за цей ж період часу.

Умовою ефективності інвестованих капіталовкладень є компенсація від'ємного економічного ефекту додатним за період окупності капіталовкладень. При цьому враховується, що економічний ефект дисконтується (знецінюється) в часі на величину ставки складного банківського проценту, який могли б принести інвестовані капіталовкладення у випадку знаходження їх на депозиті в банку, а не інвестування у організаційно-технічний проект (тобто замороження даних інвестицій на певний період).

Термін окупності капіталовкладень можна визначити з умови:

$$\sum_{t=1}^{T+1} (\Pi_t - K_t) \cdot A_t = 0; \quad (6.1)$$

$$\text{Якщо } A_t = \frac{1}{(1 + E_x)^{(t-1)}}, \quad (6.2)$$

де  $T$  – термін окупності капіталовкладень, рік;

$t$  – індекс поточного року для якого ведеться розрахунок;

$\Pi_t$  – прибуток в  $t$ -тий рік, грн.;

$K_t$  – капіталовкладення в  $t$ -тий рік, грн.;

$A_t$  – коефіцієнт дисконтування ефекту за  $t$ -тий рік;

$E_x$  – норма дисконтування капіталовкладень, в десятих долях від цілого. ( $E_x = 0,015 \dots 2$ ).

Прибуток на капіталовкладення за наступні за першим роки визначаються за формулами:

$$\Pi_t = \Pi_1 \cdot k_{nt}, \quad (6.3)$$



$$K_t = K_1 \cdot k_{kt}, \quad (6.4)$$

де  $\Pi_1$  – прибуток за перший рік, грн.;

$K_1$  – капіталовкладення за перший рік, грн.;

$k_{nt}, \cdot k_{kt}$  – поправочні коефіцієнти викликані зміною прибутку капіталовкладень в часі.

Дані коефіцієнти за наступним за першим роком ( $t \geq 2$ ) визначаються:

Коефіцієнт поправки до прибутку:

$$k_{nt} = 2,6 \cdot e^{\frac{(t-3)^2}{1,652^2}} + 0,4;$$

Коефіцієнт поправки до прибутку:

$$k_{kt} = 7,407 \frac{t - 0,394}{1 + 11,519 \cdot (t - 0,394)^2} + 0,123;$$

$$(e = 2,718); t 2, 3, 4 \dots E, E+1;$$

Розрахунок вести доти, доки знак не зміниться на протилежний (з від'ємного на додатній).

Величина терміну окупності капіталовкладень (в роках) розраховується за формулами:

Якщо економічний ефект за перший рік вже додатній, то:

$$T_{OK} = \frac{K_1}{\Pi_1} \geq 1; \quad (6.5)$$

Якщо економічний ефект за перший рік від'ємний, то:

$$T_{OK} = T + \frac{|S_T|}{S_{T+1} + |S_T|}; \quad (6.6)$$

Економічний ефект від впровадження проекту

$$E_n = \frac{1}{T_{OK}} \quad (6.7)$$

Отже, здійснивши розрахунки, знаходимо термін окупності проекту:

$$T_{OK} = 3 + \frac{73873,4}{44926,6 + 73873,4} = 3,62 \text{ років.}$$

Економічний ефект від впровадження проекту:

$$E_n = \frac{1}{3,62} = 0,276.$$

## Висновки

В результаті виконання кваліфікаційної роботи розроблена конструкція одновісного автомобільного причепа-самоскида вантажопідємністю 2 тони, яка дещо відрізняється від попередніх конструкцій.

Даний причеп має металевий кузов з нарощуваними бортами, тентом і відкидним трапом для завантаження і розвантаження тварин. Це дозволяє перевозити вантажі різноманітного характеру, а також тварин, що робить причеп універсальним при експлуатації на невеликих фермерських господарствах.

При виконанні дипломного проекту розрахунковим шляхом обґрунтовані основні конструктивні параметри рами та ходової частини причепа. Розроблені заходи по цивільній обороні та охороні праці.

Проведено також техніко-економічний аналіз, в результаті чого можна очікувати, що впровадження розробленого нами одновісного автомобільного причепа-самоскида вантажопідємністю 2 тони у виробництво забезпечить економічний ефект 0,276 при окупності 3,62 року.

### Список використаної літератури

1. Гришкевич А. І., Ломако Д. М. Автомобілі: конструкція, конструювання і розрахунок. Київ: Юнівест Маркетинг. 2008. 280 с.
2. Дмитриченко М.Ф., Вікович І.А. Динаміка мобільних машин з начіпними функціональними елементами. Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2008. 496 с.
3. Висоцкий М. В. Автомобільні причепа. Чернігів: "Десна", 2014. 194с.
4. Автомобільні поїзда. Під ред. В. В. Гулькова. Одеса: АЩ БФХВА, 2018. 348 с.
5. Безкортовайний М. І. Будова й експлуатація автомобілів: Підручник. 6-те вид. Київ: Либідь, 2006. 400 с.
6. Малащенко В. О., Янків В.В., Деталі машин. Курсове проектування. Львів: Новий світ, 2007. 252 с.
7. Андреев В. І. Довідник конструктора. Київ: ТОВ "Комплекс Віта", 2018. 297 с.
8. Сукач О.М., Миронюк О.С., Паславський Р.І., Шевчук В.В. Методичні рекомендації для виконання кваліфікаційних робіт здобувачами першого (бакалаврського) рівня вищої освіти за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт» Львів: ЛНУПІ, 2023. 50 с.
9. [Булгаков В.М.](#), [Черниш О.М.](#), [Адамчук В.В.](#), [Березовий М.Г.](#), [Яременко В.В.](#) Теорія механізмів і машин. Київ Центр учбової літератури, 2019 608 с.
10. Шевчук Р.С. Експлуатаційні показники автомобілів: практикум з розрахунку показників. Львів: Львівський національний аграрний університет, 2019. 171 с.
11. Сирота В. І. Основи конструкції автомобілів. Навчальний посібник для вузів. Київ: Арістей, 2005. 280 с.
12. Гряник А.П. Охорона праці. Київ: Урожай. 2014. 187 с.