

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ

ЛІГУС АРТЕМ ГЕННАДІЙОВИЧ

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ
завідувач кафедри механізації
сільського господарства
канд. техн. наук, доцент
_____ Анатолій ПОЛЯКОВ
«__» _____ 2023 р.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ТЕХНОЛОГІЧНОГО МОДУЛЯ НА РУШІЙ
ТРАКТОРА
Спеціальність 208 Агроінженерія

Кваліфікаційна робота
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

Керівник:
канд. техн. наук, доцент
Вадим ВОЛОХ

Оцінка: ____ / ____ / ____
бали/за шкалою ЄКТС/за національною шкалою

Київ – 2023

1 АНАЛІЗ СХЕМ, КОНСТРУКЦІЙ АГРЕГАТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ТРАНСПОРТНОГО МОДУЛЯ

1.1 Технологічні схеми тракторного транспортного агрегату та їх аналіз

Для перевезення сільськогосподарських вантажів використовуються як автомобільний транспорт, так і тракторні причепа і напівпричепа, а також технологічні транспортні засоби у вигляді розкидачів добрив [10, 26].

Тракторний транспорт використовують переважно на базі колісних тракторів, як найбільш пристосованих для транспортних робіт. Ефективність застосування колісних тракторів на внутрішньогосподарських перевезеннях обґрунтовується, передусім, можливістю їх руху як по асфальтованих, так і по ґрунтових дорогах. Питома вага перевезень тракторним транспортом складає 50-60 % від загального об'єму внутрішньогосподарських перевезень в сільському господарстві [3, 4, 16].

Колісні трактори використовують на: прибиранні цукрового буряка, вивезенні гною з тваринницьких ферм, транспортуванні соломи і силосу, підвезенні насіння, внесенні добрив, доставки кормів на тваринницькі ферми і так далі [25, 37].

Останнім часом споживачі сільськогосподарських тракторів вважають за краще використовувати моделі усе більш високої потужності [44, 48].

Проведений аналіз технічних характеристик тракторів, що випускаються, підтверджує зростання їх енергонасиченості [1, 4, 5].

На сучасному етапі розвитку сільського господарства існує проблема раціонального використання тракторів. При роботі двигуна на номінальному швидкісному режимі потужність, що розвивається ним, на деяких сільськогосподарських операціях використовується не повністю [18, 45, 52].

Отже, недовикористання потужності призводить до зниження продуктивності МТА, збільшується матеріаломісткість агрегатів і питомої

витрати палива, у результаті зменшується економічна ефективність [7, 11, 36, 50, 54, 70].

При роботі тракторного транспортного агрегату (ТТА) неминуче відбувається дія рушіїв на ґрунт. Тиск рушіїв машин на ґрунт негативно позначається на врожайності сільськогосподарських культур.

Практика показує, що сумарна площа слідів приблизно в 2 рази перевищує площу поля, з цієї причини недобір урожаю досягає 40 % [12, 17, 40, 47, 65]. Існує ГОСТ 26955-86, який обмежує тиск рушіїв машин на ґрунт, але у сучасних тракторів значення максимального тиску на ґрунт значно більше допустимого.

Запобігання негативній дії рушіїв на ґрунт вирішується по трьох напрямках: технологічному, агрономічному і конструкторському [8, 33].

Можна виділити три головні напрями вирішення цієї проблеми.

1. Технологічне, яке полягає в розробці раціональних маршрутів руху машин, облаштуванні постійних смуг для проїзду техніки, використанні перевантажувальної технології при взаємодії з транспортними засобами та ін. Ці заходи широко використовуються у вітчизняній практиці останніми роками (індустріальні технології).

2. Агрономічне (торкається ґрунтів, що є сільськогосподарськими угіддями), яке полягає в підвищенні здатності ґрунту протистояти ущільнюючим і зрушуючим навантаженням і дотриманню якісних показників при обробці ґрунту, введенні додаткових операцій того, що розуцільняє.

3. Конструкторське, яке полягає у вдосконаленні техніки і її рушіїв, сприяючих усуненню або зниженню негативних дій на ґрунт. Завдяки цьому напряму ґрунт можна оберігти від переущільнення, що приведе до збереження її потенційної і ефективної родючості і дозволить уникнути також зайвих витрат енергії на ґрунтообробку, які нині дуже значні.

Конструкторський напрям є ефективним засобом вирішення проблеми, оскільки відносно легше (і дешевше) запобігти механічній дії рушіїв на ґрунт, чим потім усувати його наслідки [41].

При вдосконаленні техніки і її рушіїв часто стикаються з проблемою прохідності колісних тракторів [42, 66].

Способи підвищення прохідності колісних тракторів нерозривно пов'язані з поліпшенням тягово-зчіпних властивостей. Основними заходами, спрямованими на поліпшення тягових якостей і прохідності колісних тракторів являються: збільшення зчіпної маси; застосування раціональних розмірів шин і рисунку протектора; встановлення оптимального тиску повітря в шинах; використання усіх коліс трактора як ведучих; раціональний розподіл по осях експлуатаційної маси; збільшення опорної поверхні і ефективності зачеплення провідних коліс (застосування додаткових пристосувань); застосування активних причепів і робочих органів сільськогосподарських машин; блокування диференціалів провідних коліс [23, 47].

Усі ці способи можна класифікувати за наступними ознаками:

1. Ділення потоку потужності двигуна.
2. Зміна зчіпної ваги трактора.
3. Вдосконалення ходової системи (таблиця 1.1).

Найпоширенішими способами поліпшення тягово-зчіпних властивостей трактора є способи, спрямовані на збільшення зчіпної маси. Збільшення зчіпної маси здійснюють навішуванням на ведучі колеса додаткових вантажів, а також заповнення рідиною шин провідних коліс [30, 38, 39, 69]. Проте ці заходи збільшують, з одного боку, силу тяги, а з іншої - енергію що витрачається двигуном на переміщення баласту.

У нашій країні для транспортування вантажів в сільському господарстві використовують напівпричепи і причепи, що сполучаються з енергетичними засобами за допомогою зчіпного пристрою, гідрокрюка або сидельного пристрою.

Кожна з вказаних компоновальних схем ТТА має свої позитивні і негативні сторони.

Таблиця 1.1 – Класифікація способів поліпшення тягово-зчіпних властивостей колісних тракторів

Способи	Ознаки
Розподіл потоку потужності двигуна	Привід двигателя причепів
	Колісна схема 4×4
	Підкатні модулі
Зміна зчіпної ваги агрегату	Навішування баласту
	Заливання рідини в пневматичні шини
	Використання сидельної схеми агрегування
	Використання напівпричепів
	Використання гідрозбільшувача зчіпної ваги
	Використання тягово-довантажуючих пристроїв
Вдосконалення колісного ходу	Використання подвійних шин
	Вдосконалення ґрунтозацепів
	Використання напівгусеничного ходу

Враховуючи взаємозв'язок експлуатаційних показників, таких як: питомі витрати енергії, буксування, продуктивність, тиск шин на ґрунт роблять аналіз ефективності різних схем ТТА.

Основу тракторного парку причепів складають причепа загального призначення - 70-75%, інша частка доводиться на розкидання органічних і мінеральних добрив - 25-30% [34]. Причіпний варіант ТТА найбільш поширений, оскільки він відрізняється простотою агрегування і не залежить від конструкції ходової і несучої частини трактора. Найбільша ефективність застосування причіпного ТТА досягається при збільшенні його зчіпної ваги.

Дослідження роботи різних схем тракторного транспорту в труднопрохідних дорожніх умовах представлено в роботі [14]. Авторами були проведені дослідження ефективності напівпричіпного ТТА, за допомогою гідрокрюка, що агрегується, і сідельного пристрою. При русі сідельної схеми агрегату, загальної маси 6 т, по снігу буксування трактора досягало 35%, а у трактора сполученого з напівпричепом за допомогою гідрокрюка - 65%. У трактора, сполученого з напівпричепом за допомогою сідельного пристрою, в початковий момент руху відбувається відрив переднього моста від дороги. Пов'язано це з тим, що висота приєднання дишла напівпричепи до трактора 1,4 м, а довантаження від напівпричепи складає 1 т. Зі збільшенням вантажопідйомності сідельної схеми агрегату, при русі по перезволоженій ґрунтовій дорозі, безперервно зростає і продуктивність, але при загальній масі агрегату понад 9 т ріст продуктивності помітно знижується.

При русі по снігу найбільший ріст продуктивності спостерігається при загальній масі агрегату 5,5 т, подальше збільшення маси вантажу, що транспортується, призводить до різкого зростання буксування, а в слідстві до зниження продуктивності ТТА.

Також в роботі [14] проводилися дослідження по ефективності причіпного ТТА в труднопрохідних дорожніх умовах. При русі по снігу глибиною 40-45 см трактор типу 4×4 загальною масою 3 т при масі вантажу в причепі до 5 т, з розподілом маси по осях - 1/3 на передню і 2/3 на задню, буксував повністю. При русі по перезволоженій ґрунтовій дорозі при масі вантажу 10 т буксування склало 50%.

Автори, оцінюючи ефективність причіпного ТТА, отримали наступні результати: при масі вантажу в причепі більше 8 т, при русі по перезволоженій ґрунтовій дорозі, продуктивність ТТА зменшується; при русі по снігу зниження продуктивності ТТА відбувається при масі вантажу понад 3 т. Пояснюється це тим, що при збільшенні маси вантажу в причепі різко зростає буксування трактора, а відбувається це через нестачу зчіпної ваги.

На підставі отриманих результатів досліджень різних схем ТТА при русі в труднопрохідних дорожніх умовах можна зробити висновок, що продуктивність сідельної схеми ТТА вище порівняно з причіпною схемою ТТА. У свою чергу, вантажопідйомність причіпної схеми ТТА лімітується тягово-зчіпними властивостями трактора, а сідельної схеми ТТА стійкістю і керованістю.

У роботі [43] розглядається рух сідельної схеми ТТА на схилах від 3 до 8 градусів, а за показниками керованості і зчеплення з опорною поверхнею визначаються граничні значення мас вантажу, що транспортується. Тягові якості трактора оцінюються можливістю повороту на підйомах і коефіцієнтом буксування.

Автор рекомендує зменшити висоту точки з'єднання машин і зміщувати її у базу трактора для поліпшення умов керованості, оскільки високе становище сидла призводить до створення перевертаючого моменту від сили тяги. Але варто відмітити, що для трактора ЛТЗ-145 зменшення висоти точки з'єднання до значення менше 1,4 м і можливість зрушення точки транспортного модулю вперед більш ніж на 0,4 м представляється маловірогідним із-за конструкції трактора (заважає кабіна). Отримані результати досліджень допомогли авторові відмітити ряд істотних недоліків: складне приєднання сідельного напівпричепа; погана керованість і стійкість сідельного варіанту; великий в порівнянні з гідрокрюком його вага; відсутність спеціальних сідельних напівпричепів до універсально-просапних тракторів.

На підставі виконаних досліджень був зроблений висновок, що зниження висоти точки з'єднання машин і зміщення її у базу трактора приведуть до збільшення вантажопідйомності агрегату.

Автори робіт [13, 28] вказують на необхідність довантаження трактора вагою від напівпричепа. Для проведення досліджень був узятий ТТА що складається з трактора Т-5 схем 4×4 з колесами однакового діаметру з сідельним напівпричепом 1ПТС-6С. При розгляді руху ТТА по полю,

підготовленому під посів, починаючи із загальної маси напівпричепа 5,3 т, довантаження заднього моста трактора напівприцепом призводить до зменшення буксування і питомих витрат енергії. Так при загальній масі вантажу 10 т мінімум витрат енергії досягатиметься при довантаженні 2 т. Для напівпричепа загальною масою 6 т збільшення довантаження приведе до зменшення витрат енергії. І тільки для напівпричепа загальною масою 4 т необхідності в довантаженні немає, оскільки вона спричиняє за собою незначне збільшення витрат енергії. Виходячи з цих даних, можна зробити висновок, що зниження буксування і витрат енергії спостерігатиметься при загальній масі вантажу від 5 т до 10 т. Необхідно відмітити, що показники будуть подібними при русі ТТА по перезволоженій ґрунтовій дорозі.

При русі по снігу тенденція зміни буксування і витрат енергії зберігатиметься, але в порівнянні з рухом по перезволоженій дорозі і полю підготовленому до посіву буде ще різкіше виражена. При загальній масі вантажу 4,5 т і нульовому довантаженню настає повне буксування, а при загальній масі напівпричепа 6 т і довантаженню трактора 2 т буксування не перевищує 35%.

На підставі отриманих результатів дослідження були зроблені наступні висновки: при русі ТТА (у різних по прохідності дорожніх умовах) збільшення довантаження трактора від ваги напівпричепа до 2 т сприяє поліпшенню прохідності і зниженню питомих енерговитрат; гранична величина довантаження трактора типу Т-5 лімітується характеристиками міцності трактора.

Використання напівпричепів, що агрегатуються за допомогою гідрокрюка, дозволяє збільшити зчіпну вагу ТТА за рахунок довантаження задніх коліс трактора від дишла напівпричепа і перерозподілу ваги з передньої осі трактора. В результаті часткового розвантаження переднього моста може спостерігатися погіршення керованості трактора, тому навантаження на гідрокрюк від напівпричепа обмежують. Наприклад, для тракторів класу 1,4 навантаження на гідрокрюк трактора складає 1 т [38]. Крім того, з ростом

вантажопідйомності напівпричіпного ТТА, порівняно з причіпним варіантом, збільшується тиск провідних коліс на ґрунт.

Використання сидельних напівпричепів дозволяє не допустити розвантаження передніх коліс трактора за рахунок дії довантажуючого зусилля від напівпричепа.

При цьому сидельний пристрій зміщують у базу трактора ближче до кабіни або розміщують над заднім мостом. Для цього потрібні трактори з розподілом ваги по осях - $1/3$ на задню, $2/3$ на передню і зі зміщеною від заднього моста до кабіни. Зважаючи на особливості конструкції більшості тракторів реалізувати сидельну схему ТТА не надається можливим.

Також у сидельної схеми ТТА маса вантажу, що транспортується, обмежена із-за високого становища сидла, що веде до створення великого перевертаючого моменту. З цих причин сидельна схема ТТА найменш поширена в сільськогосподарському виробництві і використовується в основному при транспортуванні великотоннажних вантажів на тракторах класу 3 або на вантажних автомобілях.

Причіпний варіант тракторного транспортного агрегату менш ефективний, оскільки не здійснюється довантаження трактора, а отже унеможливується і зниження буксування провідних коліс підвищення вантажопідйомності агрегату.

1.2 Технічні рішення по довантаженню трактора з боку транспортного модулю та їх аналіз

Як було показано вище найбільш високі можливості підвищення вантажопідйомності і керованості у сидельного агрегату, менші - у напівпричіпного, оскільки збільшення вертикального навантаження на причіпне облаштування трактора з боку напівпричепа обмежується передусім стійкістю і керованістю на підйомах. Причіпний варіант ТТА менш ефективний, оскільки не здійснюється довантаження трактора, а отже

унеможливується і зниження буксування провідних коліс підвищення вантажопідйомності агрегату.

З метою підвищення ефективності причіпних ТТА запропонований ряд тягово-довантажувальних засобів, розглянемо їх. Відоме облаштування для підвищення прохідності колісних тракторів при роботі з причепами. Метою створення цього пристрою є автоматичне регулювання зчіпної ваги, що доводиться на задні колеса трактора залежно від тягового опору транспортного модулю, зниження коливань тягового навантаження на крію трактора і поліпшення керованості агрегату (рис. 1.1).

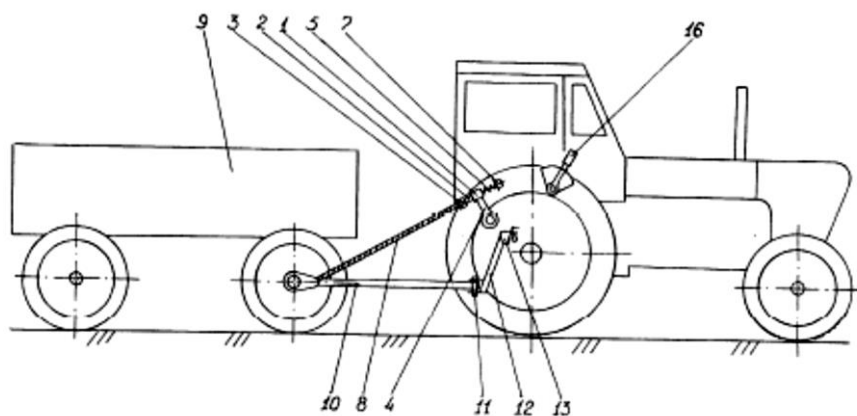


Рисунок 1.1 - Загальний вигляд транспортного засобу з пристроями для підвищення прохідності колісних тракторів

1 – траверси, 2 - тяга, 3 - ролик, 4 - підйомні важелі, 5 - пружина, 6 - опорна шайба, 7 - гайка, 8 - гнучкий елемент (трос), 9 - передня вісь причепа, 10 - дишло причепа, 11 - причіпна планка, 12 - важіль, 13 - серезка силового датчика, 14 - пружина, 15 - тяга, 16 - руків'я, 17 - пальці.

Пристрій містить траверсу 1 і тягу 2 з роликом 3. Траверси 1 закріплена на підйомних важелях 4 навісні механізми трактора. Тяга 2 має пружину 5 з опорною шайбою 6 і зафіксована на траверсі 1 гайкою 7. Через ролик 3 пропущений гнучкий елемент (трос) 8, який своїми кінцями закріплений на передній осі причепа 9. Дишло 10 причепа сполучено з причіпною планкою 11 важеля 12 серезок 13 силового датчика, пружина 14 якого через тягу 15

пов'язана із золотниковим пристроями регулятора, керованого руків'ям 16. Важіль 12 кріпиться на сережці 13 двома пальцями 17.

Пристрій дозволяє забезпечувати однакове розвантаження обох передніх коліс транспортного модулю, що покращує керованість транспортного засобу при криволінійному русі, особливо на крутих поворотах.

Недоліком цього пристрою є необхідність зміни конструкції гідроначіпки трактора або дишла транспортного модулю.

Відоме облаштування для підвищення прохідності колісних тракторів при роботі з двовісними транспортними модулями (рис. 1.2). Винахід відноситься до колісних тракторів, обладнаних автоматичним силовим регулятором навісної системи, а саме до пристроїв для підвищення прохідності і продуктивності колісних тракторів при агрегуванні їх з двоосними транспортними модулями. Воно містить причіпний крюк 1 з пружиною 2. Дишло транспортного модулю шарнірно сполучене з причіпним крюком 1, виконаним у згоді з штоком 3.

Опорами штока є підшипники кочення 4, які встановлені в задній кришці 5 корпусів буксирного пристрою 6. Витя пружина 2 встановлена між буфером 7 і наполегливою шайбою 8, розташованими в корпусі 6. Ця пружина виконує функції силового датчика, оскільки шток 3 переднім кінцем кінематично за рахунок важелів 9 і 10 і тяги 11 і 12 пов'язаний з приводом золотника силового регулятора 13.

Для забезпечення довантаження задніх коліс трактора на підйомні важелі його навішування встановлена поперечна траверси 15, яка має гнучкий зв'язок (трос 16 з пружиною 17) з балкою переднього моста транспортного модулю 18. Попередній натяг пружини 17 забезпечується за рахунок гайки 19.

Пристроями для підвищення прохідності колісних тракторів при роботі з двовісними транспортними модулями знижується не лише буксування задніх коліс трактора, але і коливання тягового опору транспортного модулю.

Недоліком цього пристрою є значне зниження керованості трактора і необхідність зміни конструкції гідроначіпки трактора.

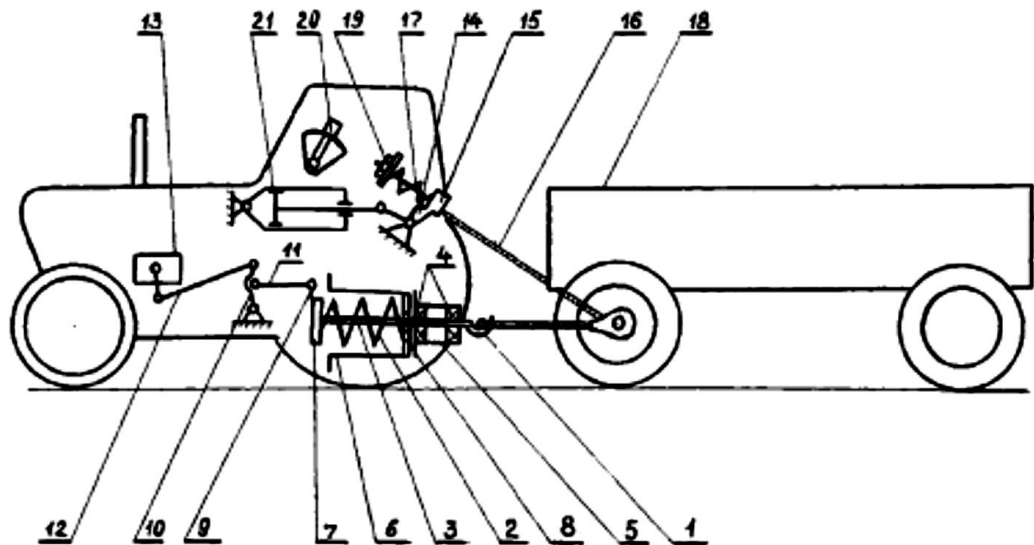


Рисунок 1.2 - Загальний вигляд транспортного засобу з пристроями для підвищення прохідності колісних тракторів при роботі з двовісними транспортними модулями

1 – причіпний крюк, 2 - пружина, 3 - шток, 4 - підшипники кочення, 5 - задня кришка, 6 - корпус буксирного пристрою, 7 - буфер, 8 - наполеглива шайба, 9,10 - важелі, 11,12 - тяга, 13 - силовий регулятор, 14 - підйомні важелі, 15 - поперечна траверси; 16 - трос, 17 - пружина, 18 - причіп, 19 - гайка, 20 - руків'я управління, 21 - гідроциліндр.

Відомий зчіпний пристрій для з'єднання колісного трактора з транспортним модулем (рис . 1.3). Мета винаходу - створення пристрою, що дозволяє поліпшити прохідність трактора при роботі з двовісним причепом за рахунок автоматичного регулювання сили натягнення і кута нахилу до горизонту гнучкого силового зв'язку цього трактора з транспортним модулем. Винахід відноситься до колісного трактора, обладнаного позиційно-силовим регулятором навішування, а саме до зчіпних пристроїв для з'єднання цього трактора з двовісним при транспортним модулем .

Пристрій містить жорсткий силовий зв'язок, що сполучає дишло 1 транспортного модулю 2 з гідрокрюком 3 трактора 4 і гнучкий силовий зв'язок, що сполучає поперечку 5 нижньої подовжньої тяги 6 навішувань трактора 4 з передньою віссю транспортного модулю 2. Гнучкий силовий зв'язок поперечки 5 з передньою віссю транспортного модулю 2 утворена тросом 7, пропущеним через ролик 8. Ролик 8 закріплений на тязі 9, пов'язаною з поперечкою 5 через пружину 10, яка має опорну шайбу 11 і зафіксована на поперечці 5 гайкою 12. Пружина 10 через сполучну ланку 13 і зворотний зв'язок 14 пов'язана з силовим регулятором 15, який сполучений з гідроциліндром 16. Управління регулятором 15 здійснює руків'я 17 його налаштувань.

Поперечка 5 кінематично сполучена з датчиком 18, пов'язаним через зворотний зв'язок 19 з позиційним регулятором 15. Зворотні зв'язки 14 і 19 можуть бути механічного або електричного типу залежно від типу позиційно-силового регулятора.

Застосування пропонованого пристрою сприяє зниженню буксування задніх провідних коліс трактора, що веде до поліпшення його прохідності при роботі з двовісним причепом, збільшенню вантажоперевезень і поліпшенню керованості даного трактора.

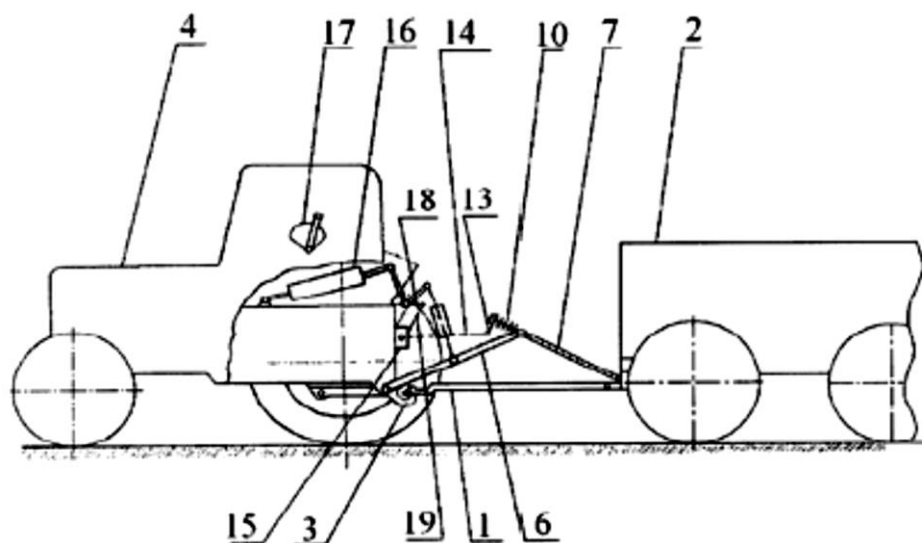


Рисунок 1.3 - Загальний вигляд колісного трактора з причепом, зчпним оснащенням

1 – дишло, 2 - причіп, 3 - гідрокрюк, 4 - трактор, 5 - поперечка, 6 - подовжня тяга навішування трактора, 7 - трос, 8 - ролик, 9 - тяга, 10 - пружина, 11 - опорна шайба, 12 - гайка, 13 - сполучна ланка, 14,19 - зворотний зв'язок, 15 - силовий регулятор, 16 - гідроциліндр, 17 - руків'я, 18 - датчик.

Недоліком цього пристрою є те, що із-за високого розташування поперечки, до якої кріпиться траверси, відбувається різке розвантаження передніх коліс трактора.

Відомий допоміжний пристрій - автоматичний коректор зчіпної ваги колісних тракторів при їх агрегуванні з двовісними транспортними модулями (рис. 1.4).

Допоміжний пристрій - автоматичний коректор зчіпної ваги колісних тракторів при їх агрегуванні з двовісними транспортними модулями, що містить жорсткий силовий зв'язок, що сполучає дишло транспортного модулю із зчіпним пристроями трактора, датчики буксування і розподілу зусиль і додатковий гідроциліндр, що відрізняється тим, що додатковий гідроциліндр встановлений під дишлом транспортного модулю між зчіпним пристроями трактора і мостом (балкою) транспортного модулю, додатковий гідроциліндр сполучений з основною гідравлічною системою трактора сполучними гідравлічними шлангами, а датчики буксування і розподілу зусилля встановлені на провідний колесо задній вісь трактор.

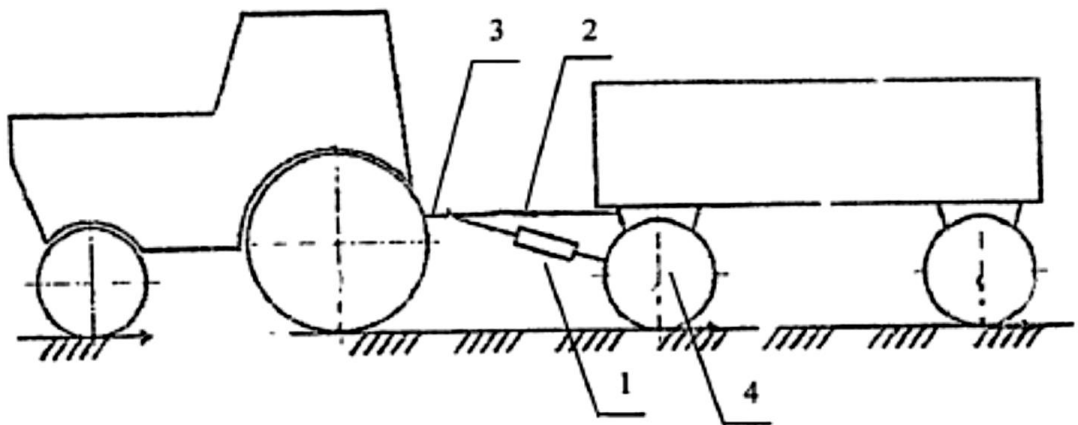


Рисунок 1.4 - Загальний вигляд колісного трактора з причепом, оснащеним автоматичним коректором зчїпної ваги

1 – автоматичний коректор зчїпної ваги, 2 - дишло причепа, 3 - зчїпне облаштування трактора, 4 - задня вїсь причепа.

Недолїком цього пристрою є розташування запропонованого тягового елемента під гострим кутом до дишла транспортного модулю, що вимагає великих зусиль для передачі сили, що довантажує трактор, і примушує працювати гїдроциліндр в нерациональному режимі. Відоме облаштування для підвищення прохідності колісного трактора з двовісним причепом (рис. 1.5). Винахід відноситься до області транспортного машинобудування. Завдання винаходу - підвищення прохідності транспортного агрегату за рахунок збільшення зчїпної ваги провідних колїс трактора і зменшення опору на перекочування транспортного модулю. Пристрій містить причїпний крїк 1. Дишло 2, яке шарнірно сполучене з двовісним причепом 3 і гїдронавісну систему трактора 4, за допомогою шарніра 5. Передню вїсь транспортного модулю 6 сполучена з гїдроциліндром 7, який має шток 8 сполучений з важелем 9. Датчик буксування провідних колїс трактора 10, пов'язаний з приводом золотника розподільника 11 гїдронавісної системи 4. Гїдронавісна система трактора 4 сполучена з гїдроциліндром 7 транспортного модулю 3, що має поршень 12, який через систему важелів пов'язаний з передньою вїссю транспортного модулю 13.

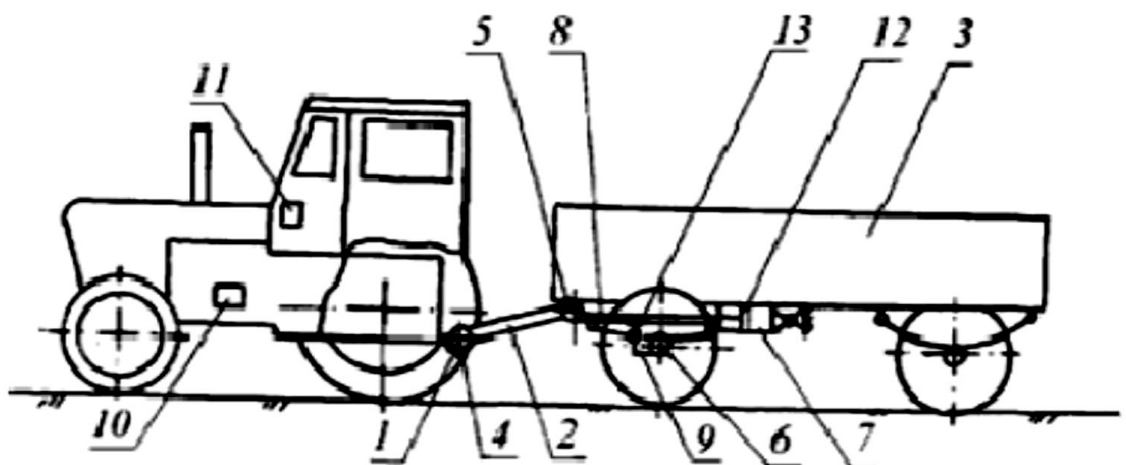


Рисунок 1.5 - Загальний вигляд транспортного засобу з пристроями для підвищення прохідності колісного трактора з двовісним транспортним модулем.

1 - причіпний крюк, 2 - дишло, 3 - причіп, 4 - гідронавісна система трактора, 5 - шарнір, 6 - передня вісь транспортного модулю, 7 - гідроциліндр, 8 - шток, 9 - важіль, 10 - датчик буксування провідних коліс трактора, 11 - привід золотника розподільника, 12 - поршень, 13 - передня вісь причепа.

Застосування пропонованого пристрою робить можливим автоматично регулювати буксування провідних коліс трактора, тим самим підвищувати прохідність і знижувати витрати палива ТТА.

Недоліком цього пристрою є складність руху агрегату по пересіченій місцевості і неможливість коригування вертикальних навантажень на колеса ТТА.

Відомий автоматичний коректор зчіпної ваги для збільшення прохідності і підвищення продуктивності колісних тракторів при їх агрегуванні з транспортними модулями (рис. 1.6). Винахід відноситься до сільськогосподарського транспорту, а саме до додатково встановлюваних допоміжних пристроїв для збільшення прохідності і підвищення продуктивності колісних тракторів при їх агрегуванні з транспортним модулем в умовах руху по слизькій дорозі, бездоріжжю, малій здатності до зчеплення ґрунтів, наявності підстилаючого мерзлого шару.

Мета - збільшення прохідності і підвищення продуктивності колісних тракторів при їх агрегуванні з транспортним модулем в умовах руху по слизькій дорозі, бездоріжжю, малій здатності ґрунтів, що несе, наявність підстилаючого мерзлого шару при досить простій конструкції допоміжного пристрою, простоті його виготовлення, високої надійності, зручності в обслуговуванні і експлуатації.

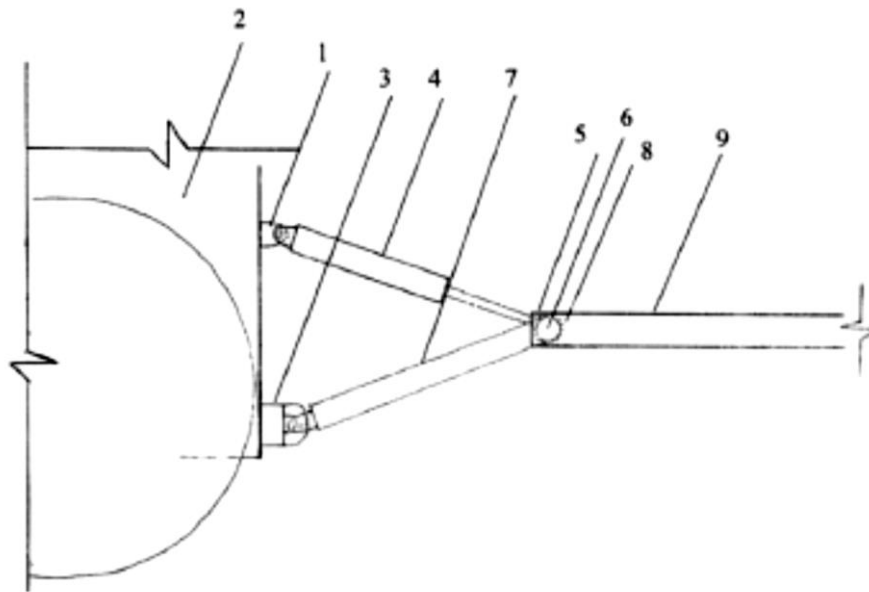


Рисунок 1.6 - Принципова схема автоматичного коректора зчпної ваги для збільшення прохідності і підвищення продуктивності колісних тракторів при їх агрегуванні з транспортними модулями

1 – кронштейн, 2 - трактор, 3 - зчпний пристрій, 4 - гідроциліндр, 5 - шток, 6 - кріпильний шарнір, 7 - рухливе зчленоване дишло, 8 - поворотна пружина, 9 - балка основного дишла.

Пристрій містить кронштейн 1, має вигляд карданного шарніра з хрестовиною, встановлений на корпусі трактора 2 вище за його зчпний пристрій 3, закріплений на кронштейні 1 додатковий гідроциліндр 4, робоча частина штока 5 якого упирається в кріпильний шарнір 6 рухливого зчленованого дишла 7, підпружиненого горизонтальною поворотною пружиною 8 і основного дишла, що входить у балку, 9 транспортного модулю, що агрегується. Датчики буксування і розподіли зусиль, встановлені на провідних колесах задньої осі трактора, еластичні сполучні гідравлічні шланги подання гідрорідини. Недоліком цього пристрою є значне розвантаження передніх коліс трактора із-за збільшення плеча докладання зусилля крюка.

2 МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1 Загальна методика теоретичних досліджень

Проблема підвищення вантажопідйомності транспортних модулів, що агрегатуються з трактором, є основною при використанні ТТА. Одним з напрямів вирішення цієї проблеми, заснованим на поліпшенні тягово-зчіпних властивостей колісних тракторів, є перерозподіл ваги тракторного транспортного агрегату по опорах.

Встановлено, що застосування в ТТА додаткового силового зв'язку, окрім зв'язку трактора з причепом через дишло, забезпечує довантаження задніх коліс трактора на 55 % і знижує навантаження на передні колеса до 50% по відношенню до роботи без додаткового зв'язку.

Ці умови забезпечують можливість роботи ТТА в дорожніх і польових умовах з низьким коефіцієнтом зчеплення. Використання розробленого тягово-зчіпного пристрою з позиційним регулюванням навішування трактора, для автоматичного коригування вертикальних навантажень на колеса ТТА, дозволить підвищити продуктивність в середньому на 8,5%, а питому витрату палива понизити на 13%.

Варто відмітити, що за належних дорожніх умов значного ефекту від застосування тягово-зчіпного пристрою з універсальними регуляторами навішування трактора не отримано, а при максимального гідродовантаження трактора відбувається погіршення поворотності ТТА із-за розвантаження передніх коліс трактора.

Для того, щоб визначити яким чином відбувається розподіл ваги ТТА по опорах, загальну схему агрегату розчленовують і взаємний вплив трактора і транспортного модулю замінюють відповідними силами і моментами. При визначенні буксування провідних коліс трактора за основу береться дотична сила тяги, оскільки вона сприяє розвантаженню провідних коліс трактора, коли є такою, що штовхає, а якщо є гальмівною силою, то довантажує їх.

Встановлено, що застосування активного тягового моста транспортного модулю дозволяє підвищити тягово-зчіпні властивості, робочу швидкість на 33,1%, продуктивність на 16% і понизити витрату палива ТТА. Використання трактора МТЗ-80/82 з експериментальним причепом дозволяє зменшити техногенну дію ТТА на ґрунт, твердість ґрунту зменшилася на 11%, щільність на 10%, глибина колії стала менше на 48% в порівнянні з серійним варіантом.

Отримані результати роботи дозволять скоротити витрати часу і матеріальних засобів при конструюванні, вдосконаленні і доопрацювання конструкції тягових мостів транспортних засобів.

Методика експериментальних досліджень знайшла своє застосування при випробуваннях колісних сільськогосподарських тракторів. Коригування вертикальних навантажень на колеса ТТА, для підвищення ефективності його використання є метою роботи [15].

Завдання - обґрунтувати необхідність коригування вертикальних навантажень по опорах ТТА при його русі, що встановився, в режимі гальмування і розгону за рахунок додаткового довантажуючого зв'язку трактора з причепом; розробити спосіб визначення раціональної вантажопідйомності тракторного транспортного модулю при коригуванні вертикальних навантажень на колеса ТТА; стосовно трактора тягового класу 1,4 оцінити працездатність системи автоматичного регулювання навішування (САРН) і розробити метод прискореної оцінки її працездатності.

Для вирішення поставлених завдань дослідження пропонується використати тягово-довантажувальний пристрій з САРН позиційно-силового типу для з'єднання трактора з причепом, яке дозволить раціоналізувати процес довантаження задніх коліс трактора при роботі з двовісними транспортними модулями за рахунок використання гідрокрюка трактора, понизити розвантаження його передніх коліс і збільшити довантажуючі сили. ТДП складається з основного (тяговою) силового зв'язку, який сполучає дишло транспортного модуля з гідрокрюком трактора, додаткового (до) силового зв'язку, який сполучає передню вісь транспортного модулю з нижньою

подовжньою тягою механізму навішування трактора. В якості критеріїв оцінки ефективності використання ТДП з САРН позиційно-силового типу при різних режимах руху ТТА прийняті продуктивність і шлях гальмування при різній вантажопідйомності транспортного модулю і різної міри довантаження.

Проведені теоретичні дослідження дозволили зробити висновок, що коригування вертикальних навантажень на колеса ТТА при різних режимах його руху (рух, що встановився, при гальмуванні і розгоні) підвищить ефективність використання ТТА за рахунок збільшення зчіпної ваги трактора, на 9-23% понизить шлях і на 11-44% зменшить час гальмування в поганих по прохідності дорожніх умовах і на 15-24% понизить час розгону ТТА до швидкості, що встановилася.

Для збільшення зчіпної ваги і підвищення його тягово-зчіпних властивостей ТТА в роботі виконуються наступні завдання: теоретично обґрунтувати ефективність установки на ТТА коректора зчіпної ваги; встановити вплив коректора зчіпної ваги на тягово-зчіпні властивості агрегату, залежно від тягово-зчіпних властивостей трактора визначити продуктивність ТТА; досліджувати техногенну дію на ґрунт від ТТА.

Завдання вирішуються за схемою: принципом можливих переміщень визначається реакція в шарнірі зчеплення, і наводяться залежності реакції від кута і точки прикладення додаткового навантаження; визначається дотична сила тяги трактора; розраховується коефіцієнт використання зчіпної ваги; величина буксування; по номограмі визначається продуктивність ТТА.

Для розробки пристрою, що дозволяє перерозподілити частину навантаження з коліс транспортного модулю на ведучі колеса ТТА і змінювати положення точки причепа транспортного агрегату з трактором, були проведені теоретичні дослідження і встановлені математичні залежності прийнятих показників.

Отримані аналітичні вирази для визначення величини дотичної сили тяги провідних коліс ТТА дозволяють зробити висновок, що буксування і продуктивність ТТА залежить від величини зміщення точки причепа

транспортного агрегату і зміни додаткового навантаження в шарнірі зчеплення.

Дослідження по підвищенню тягово-зчіпних властивостей ТТА проводилися стосовно лісопаркових зон, де має місце високий опір переміщенню транспортних засобів, а над економічними показниками переважають екологічні.

Можна зробити висновок, що перерозподіл навантажень між осями запобігає руйнуванню ґрунтового покриву в лісопаркових зонах, знижує експлуатаційні витрати по обслуговуванню лісопаркових зон і робить їх привабливішими для відвідування людей.

Таким чином, проведені дослідження підтверджують, що шляхом регульованого коригування вертикальних навантажень на колеса напівпричіпного ТТА слід чекати ріст продуктивності і зниження витрати палива на одиницю вантажу, що перевозиться.

3 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОЗПОДІЛУ ВАГИ ПРИЧІПНОГО ТТА ПО ЙОГО ОПОРАХ

3.1 Визначення допустимого вертикального навантаження на гідроначіпка трактора з боку транспортного модулю

Подолання підйому і рух ТТА по пересіченій місцевості - це найбільш складні умови при взаємодії зчіпного облаштування трактора з причепом. Розглянемо елементи руху ТТА на підйомі.

В цьому випадку, в подовжній площині на агрегат в складі трактор 4×2 кл. 1,4, що агрегуються з причепом за допомогою зчіпного пристрою, діють наступні сили (рисунок 3.1).

А. в причепі:

1. Вага навантаженого транспортного модулю G_{PP} з координатами (a_{PP} , h_{PP}).
2. Z_{T1} , Z_{T2} - реакції опорної поверхні на колеса транспортного модулю.
3. X_{T1} , X_{T2} - сили опору коченню коліс транспортного модулю.
4. $P_{i PP}$ - сила інерції поступально мас транспортного модулю, що рухаються, з координатами (a_{PP} , h_{PP}).
5. R_{KP} - реакція взаємодії трактора і транспортного модулю прикладена в точці їх з'єднання, з координатами (L_{KP} , h_{KP}).

Б. в тракторі:

1. Вага трактора G_{TP} прикладена в центрі мас з координатами (a_{TP} , h_{TP}).
2. Реакція опорної поверхні Z_K - на передні, Z_j - на задні колеса.
3. X_j - рушійна сила; X_K - сила опору коченню керованих коліс.
4. P_{KP} - сила взаємодії трактора і транспортного модулю прикладена в точці їх з'єднання, з координатами (h_{KP} , L_{KP}).
5. $P_{i TP}$ - сумарна сила інерції поступально мас трактора, що рухаються, з координатами (a_{TP} , h_{TP}).

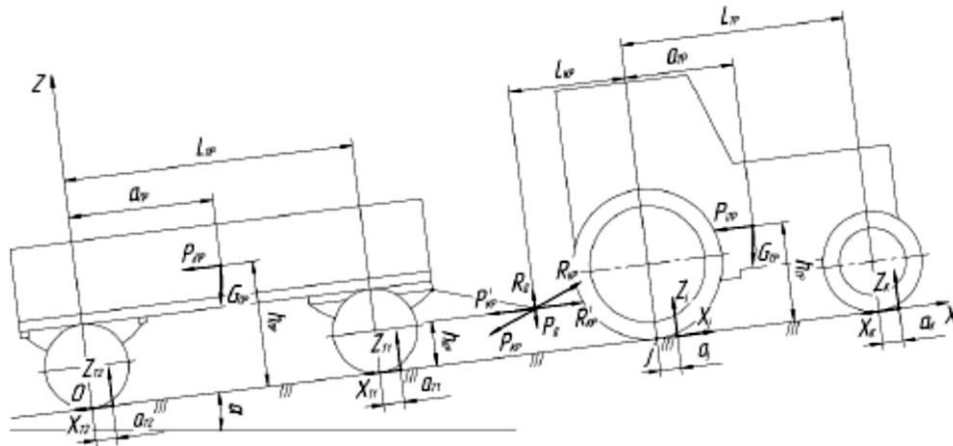


Рисунок 3.1 - Сили, які діють на тракторний транспортний причіпний агрегат в подовжній площині

Також в подовжній площині діють дотичні сили інерції деталей розміщених, що обертаються, на поперечних валах: деталі трансмісії, колеса. Моментами, створюваними вказаними дотичними силами інерції, а також опором повітря, нехтуємо зважаючи на їх відносно невеликий вплив на загальну динаміку агрегату [56, 67].

Сила P_{KP} , прикладена в точці з'єднання трактора з причепом, характеризує їх взаємодію. Для визначення сили P_{KP} відкинемо зв'язок транспортного модулю з трактором, а силу P_{KP} замінимо рівною по модулю, але зворотною по напрямку реакцією R_{KP} . Реакцію R_{KP} розкладемо на дві складові: R_D - діючу уздовж осі O_z (вертикальну) і R^I_{KP} - діючу уздовж осі O_x (горизонтальну).

Для визначення реакції R^I_{KP} , запишемо рівняння проекцій сил на вісь абсцис, діючих в причепі. Рівняння проекція сил має вид:

$$R^I_{KP} - X_{T1} - X_{T2} - G_{PP} \cdot \sin \alpha - P_{iPP} = 0,$$

де $X_{T1} + X_{T2}$ - сила опору коченню транспортного модулю

$$P_{f_{\text{ПП}}} = G_{\text{ПП}} \cdot f_{\text{ПП}} \cdot \cos \alpha$$

то α - кут схилу опорної поверхні; $f_{\text{ПП}}$ - коефіцієнт опору пересуванню транспортного модулю.

Вираження для визначення реакції $R_{\text{КР}}^j$:

$$R_{\text{КР}}^j = G_{\text{ПП}} \cdot f_{\text{ПП}} \cdot \cos \alpha + G_{\text{ПП}} \cdot \sin \alpha + P_{i_{\text{ПП}}} \quad (3.1)$$

При режимі руху, що встановився, тобто за відсутності інерційних дій,

($P_{i_{\text{ПП}}} = 0$), вираження для визначення реакції $R_{\text{КР}}^j$ прийме вид:

$$R_{\text{КР}}^j = G_{\text{ПП}} \cdot f_{\text{ПП}} \cdot \cos \alpha + G_{\text{ПП}} \cdot \sin \alpha \quad (3.2)$$

З вираження 2.2 витікає, що реакція $R_{\text{КР}}^j$ залежить від ваги транспортного модулю, коефіцієнта опору коченню транспортного модулю, кута схилу опорної поверхні. Збільшення будь-якого доданку приведе до росту реакції $R_{\text{КР}}^j$.

Напрямок $R_{\text{КР}}^j$ залежить від виду руху агрегату. На спуску, при гальмуванні двигуном сила спрямована до трактора, а на підйомі, при розгоні або гальмуванні робочою гальмівною системою, сила спрямована від трактора.

Щоб визначити допустиме довантаження зчіпного облаштування трактора з боку транспортного модулю $P_{\text{Д}}$, складемо рівняння моментів сил відносно точки j .

Для цього, відкидаємо зв'язок трактора з причепом і прикладаємо силу взаємодії трактора і транспортного модулю $R_{\text{КР}}^j$ рівну по модулю реакції $R_{\text{КР}}^j$, але що має протилежний напрямок. Силу $P_{\text{КР}}$ розкладемо на дві складові: $P_{\text{Д}}$ -

діючу уздовж осі Oz (вертикальну) і R_{KP}^I - діючу уздовж осі Ox (горизонтальну).

Складемо рівняння моментів сил при режимі руху, що встановився, відносно точки j :

$$Z_K \cdot L_{TP} - G_{TP} \cdot (a_{TP} \cdot \cos \alpha - h_{TP} \cdot \sin \alpha) + P_D \cdot L_{KP} + P_{KP}^I \cdot h_{KP} - 0 \quad (3.3)$$

де L_{TP} - подовжня база трактора.

Знаючи, що за показниками безпеки руху агрегату [19] навантаження на передню вісь трактора Z_K при русі на підйом складає $0,2G_{TP}$, а

$$P_{KP}^I = R_{KP}^I = G_{PP} \cdot f_{PP} \cdot \cos \alpha + G_{PP} \cdot \sin \alpha$$

, вираження для визначення P_D набере

вигляду:

$$P_D = \frac{G_{TP} \cdot (a_{TP} \cdot \cos \alpha - h_{TP} \cdot \sin \alpha) - 0,2G_{TP} \cdot L_{TP} - G_{PP} \cdot h_{KP} \cdot (f_{PP} \cdot \cos \alpha + \sin \alpha)}{L_{KP}} \quad (3.4)$$

Отже, в загальному вигляді допустиме довантаження зчіпного облаштування трактора з боку транспортного модулю може бути представлене у вигляді функції:

$$P_D = F(G_{TP}; G_{PP}; f_{PP}; \alpha) \quad (3.5)$$

Якщо вагу трактора і транспортного модулю можливо прийняти постійним, то коефіцієнт опору пересуванню транспортного модулю і кут схилу опорної поверхні величини змінні і випадкові, ймовірно вони підкоряються певним законам розподілу, тобто

$$\overline{f_{PP}} = F(f) \text{ и } \overline{\alpha} = F(\alpha).$$

Тому середнє значення допустимого довантаження зчіпного облаштування трактора з боку транспортного модулю повинне визначатися з урахуванням випадкового характеру зміни аргументів f_{PP} і α тобто у вигляді математичного очікування функції [84]:

$$\overline{P_d} = \int_{\alpha_H}^{\alpha_K} \int_{f_{ПРН}}^{f_{ПРК}} F(G_{TP}; G_{ПР}; f_{ПР}, \alpha) z(f_{ПР}) z(\alpha) df_{ПР} d\alpha, \quad (3.6)$$

де $f_{ПРН}$; $f_{ПРК}$; α_H ; α_K - початкове і кінцеве значення діапазонів зміни відповідно коефіцієнтів опору переміщення транспортного модулю і кутів схилу опорної поверхні.

Для відомого причіпного ТТА змінними є лише коефіцієнт опору пересуванню і кут схилу поля, які варіюються досить в широких межах. Дослідженнями [29] встановлений закон щільності вірогідності розподілу кутів схилу полів і визначені його основні параметри: $a = 2,5$; $b = 1,65$.

Закон щільності вірогідності коефіцієнта опору пересування транспортного агрегату не встановлений, тому провести розрахунки по залежності (3.6) не представляється можливим. У першому наближенні обмежуємося розрахунками по середніх значеннях змінних, а саме $a = 2,5$; $f = 0,12$ [101], тобто допустиме вертикальне навантаження на гідроначіпку трактора МТЗ-80 з боку транспортного модулю 2ПТС-4 при номінальній його вантажопідйомності 4 т визначимо для середніх умов: $a = 2,5$; $f = 0,12$.

Результати розрахунків представлені на рисунку 3.2.

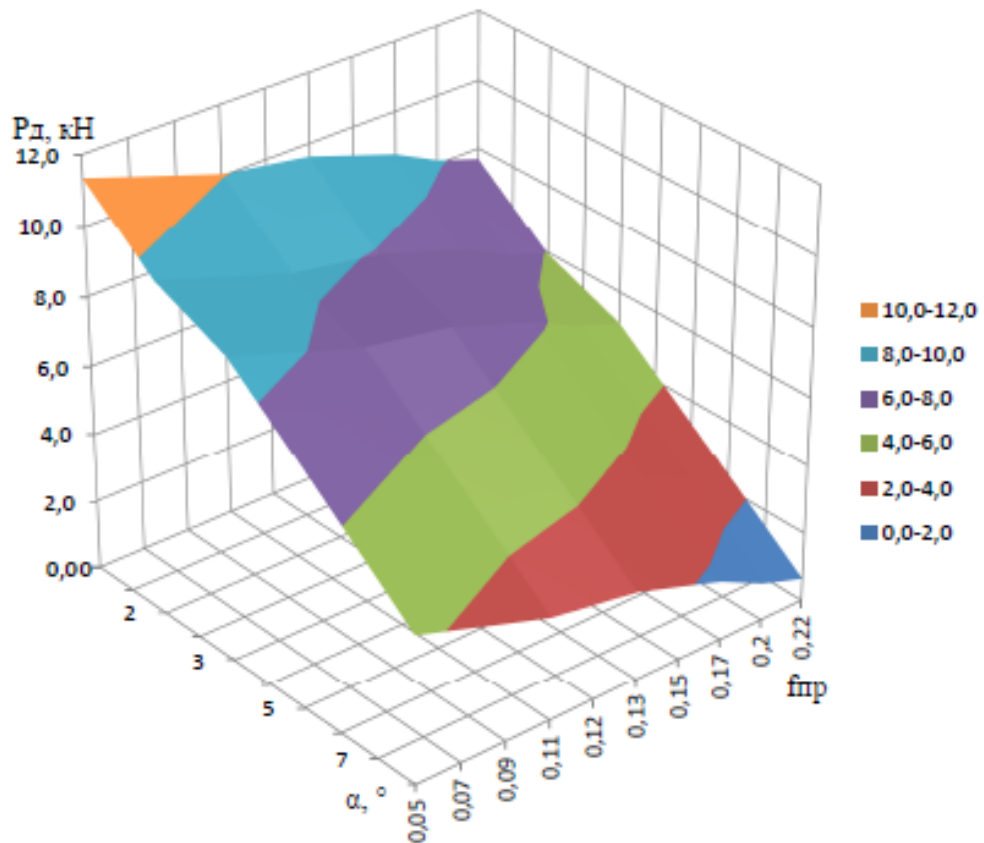


Рисунок 3.2 - Зміна довантаження трактора МТЗ- 80 з боку транспортного модулю 2ПТС- 4 від кута схилу і коефіцієнта опору пересуванню транспортного модулю

Аналіз рисунку 3.2 показує, що зі збільшенням коефіцієнта опору пересуванню і кута схилу поля допустиме вертикальне навантаження P_d на гідроначіпку трактора зменшується. Для середніх значень кута схилу полів і коефіцієнта опору пересуванню транспортного модулю вона дорівнює 7,7 кН.

Коли причіпний ТГА рухається при вугіллі схилу близькому нулю, а коефіцієнт опору пересуванню транспортного модулю дорівнює 0,05, то вертикальне навантаження на гідроначіпку трактора дорівнює 11,2 кН. Згідно з керівництвом по експлуатації вертикальне навантаження на гідроначіпка трактора типу МТЗ - 80 не повинна перевищувати 14 кН [53]. Отримані результати розрахунку не суперечать керівництву по експлуатації трактора МТЗ- 80.

3.2 Розробка конструктивно-технологічної схеми ТДП до транспортного модулю

Дослідження показали, що при дотриманні керованості трактора, коли на передні колеса доводиться не менше 20% ваги трактора, на його гідроначіпку, для середніх коефіцієнта опору пересуванню транспортного модулю і кута схилу полів, можливо прикладати силу до 7,7 кН. Це вказує на те, що при агрегуванні транспортного модулю з трактором він може бути також вантажонесучим, тобто необхідно використати ТДП до транспортного модулю. Огляд технічних рішень по довантаженню трактора з боку транспортного модулю показав різноманіття конструктивних рішень, їх недоліки відмічені в першому розділі, але загальним недоліком є відсутність використання сили опору пересуванню транспортного модулю в якості тієї, що довантажує гідроначіпку трактора.

Нами запропоноване ТДП до транспортного модулю, де сила опору його пересування P_{KP} довантажує трактор [59, 60, 62]. Воно складається (рис. 3.3) з рами 1 поворотного візка транспортного модулю, до нижньої частини якої в подовжньому напрямі по центру жорстко закріплений упор 2, а до передньої шарнірно закріплено дишло 3. До протилежного кінця дишла 3 жорстко прикріплена муфта 4, куди з можливістю подовжнього переміщення поміщений кронштейн 5, передній кінець якого жорстко сполучений з тяговим кільцем 6. До муфти 4 шарнірно прикріплена балка 7, поміщена під рамою 1 поворотного візка транспортного модулю, причому задній кінець балки 7 за допомогою сережки 8 шарнірно сполучений з серединою задньої частини рами 1 поворотного візка транспортного модулю. До балки 7 в середній її частині з можливістю подовжнього переміщення шарнірно закріплений маятник 9, верхній кінець якого оснащений роликом 10, що контактує з упором 2, причому маятник 9 відносно упору 2 розміщений під гострим кутом.

Задній кінець кронштейна 5 шарнірно сполучений з тягою 11, протилежний кінець якої з можливістю подовжнього переміщення шарнірно сполучений з середньою частиною маятника 9.

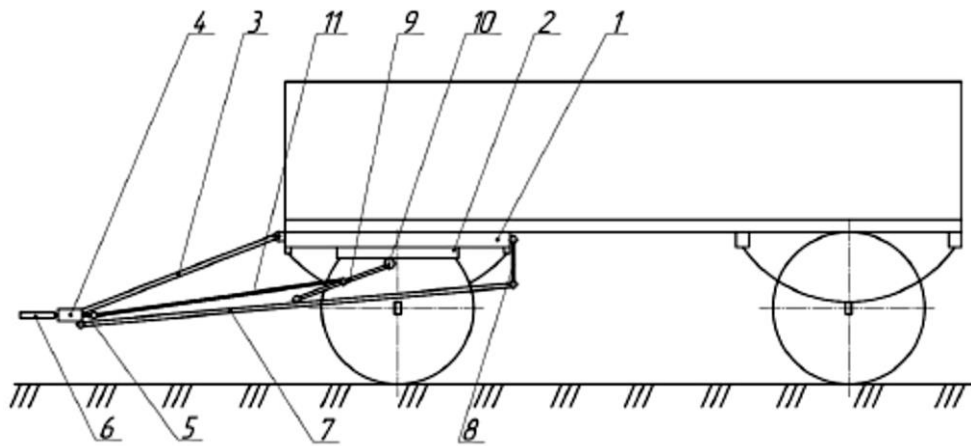


Рисунок 3.3 - Конструктивно - технологічна схема ТДП до транспортного модулю

1 - рама поворотного візка транспортного модулю; 2 - упор; 3 - дишло; 4 - муфта; 5 - кронштейн; 6 - тягове кільце; 7 - балка; 8 - сережка; 9 - маятник; 10 - ролик; 11 – тяга.

Взаємодія конструктивних елементів ТДП один з одним і вплив їх зрештою на гідроначіпку трактора здійснюється таким чином: силу опору пересуванню транспортного модулю P_{KP} (рисунок 3.3) трактор долає шляхом дії на тягове кільце 6, кронштейн 5, шарнірно прикріплену до кронштейна 5 тягу 11, протилежний кінець якої шарнірно сполучений з середньою частиною маятника 9. У точці кріплення тяги 11 до маятника 9 виникає реакція сили R_M , рівна значенню P_{KP} , але спрямована в протилежну сторону, яка розподіляється на дві складові сили : R_O і R_{III} (рисунок 3.4). Реакція опори R_O в точці D діє перпендикулярно упору 2, а в точці A , що лежить на балці 7, R_{III} - спрямована горизонтально.

Сила R_{III} є складова сумарної сили, діючої з боку нижнього кінця маятника 9 на балку 7. Вертикальна складова сила R_B в точці A дорівнює за величиною силі R_O і спрямована вниз, вона урівноважується реакціями сил, що виникають в тяговому кільці 6, - сила P_D і сережці 8 - сила P_C (рисунок 3.4).

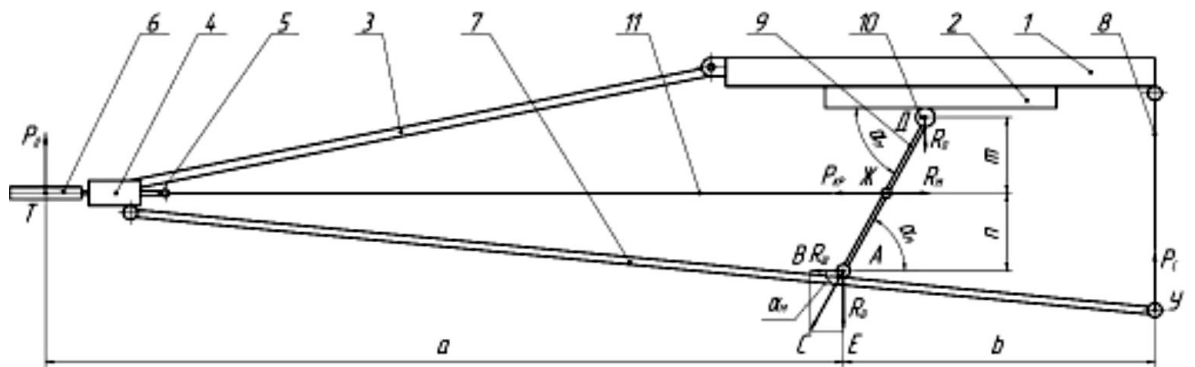


Рисунок 3.4 - Схема сил, діючих на ТДП до транспортного модулю

Таким чином, застосування запропонованого тягово-довантажувального пристрою до транспортного модулю дозволяє використати силу крюка P_{KP} в якості тієї, що довантажує трактор сили P_D , але при цьому спостерігається розвантаження передньої осі транспортного модулю, що вказує на можливість коригування номінальної його вантажопідйомності.

3.3 Схема руху причіпного ТТА з ТДП по пересіченій місцевості

При русі причіпного тракторного транспортного агрегату по путівцю, виїзді його з поля на дорогу путівця або профільованій трактор і причіп знаходяться не в одній площині, тому і конструктивні елементи тягово-довантажувального пристрою також змінять своє положення один відносно одного [57].

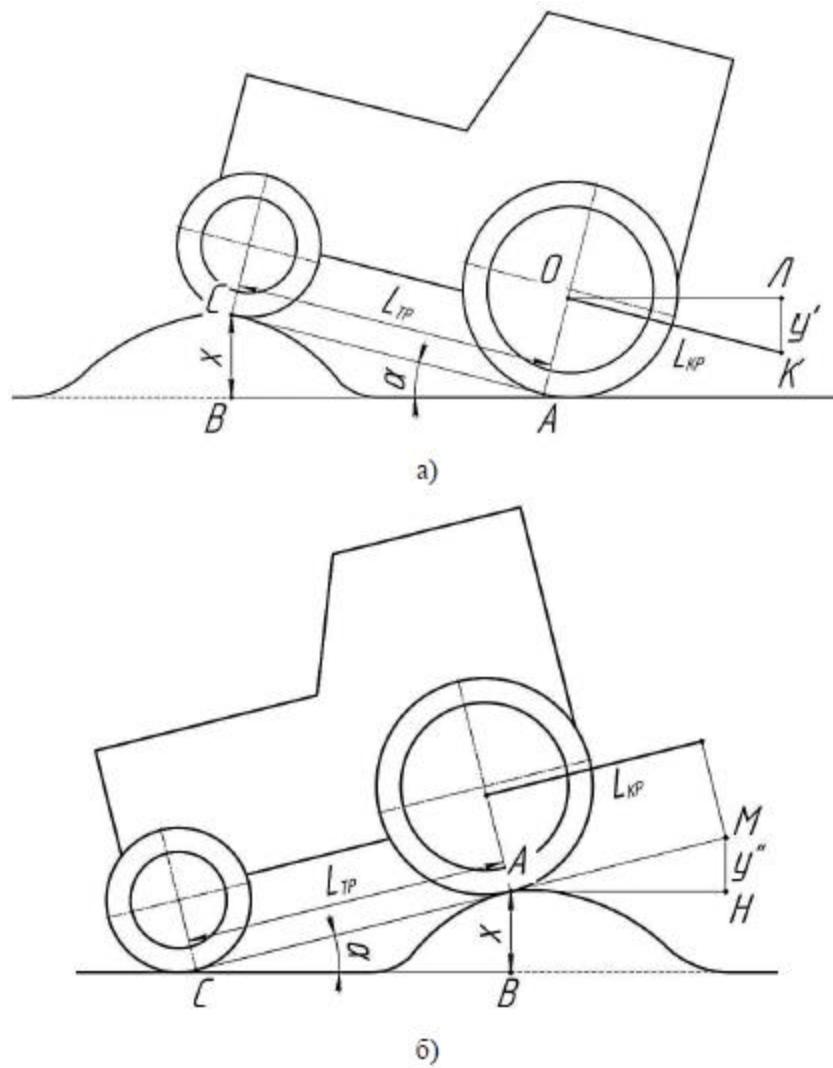


Рисунок 3.5 - Схема подолання нерівності трактором

а) наїзд передніми колесами;

б) наїзд задніми колесами;

L_{KP} - кінематична довжина трактора;

L_{TP} - база трактора;

x - висота подоланної нерівності;

y' і y'' - відповідно величина опускання або підйому тягового кільця транспортного модулю відносно початкового положення над опорною поверхнею.

Гідроначіпка трактора в «замкненому» положенні гідросистеми можливо розглядати як єдине ціле з трактором, тому при наїзді трактора

передніми колесами на нерівність задній кінець гідроначіпка - «гідрокрюк» опускатиметься вниз, а разом з ним і тягове кільце дишла транспортного модулю (рисунок 3.5). Коли на перешкоду наїжджають задні колеса трактора, тягове кільце дишла транспортного модулю піднімається на деяку висоту відносно початкового положення (коли трактор і причіп знаходяться в одній площині).

Встановимо залежність зміни положення тягового кільця відносно площини, де знаходиться агрегат при переїзді нерівності трактором, а також параметри конструктивних елементів ТДП до транспортного модулю.

Схема подолання нерівності, коли трактор наїжджає на неї передніми колесами, показана на рис.3.5а. Величину опускання тягового кільця дишла транспортного модулю відносно опорної поверхні визначимо з умови, що трикутник OLK подібний до трикутника ABC оскільки вони прямокутні і кут α утворений взаємно перпендикулярними сторонами.

$$\frac{x}{y'} = \frac{L_{TP}}{L_{KP}}, \text{ откуда } y' = \frac{x \cdot L_{KP}}{L_{TP}}. \quad (3.7)$$

При наїзді трактора на нерівність задніми колесами тягове кільце відносно початкового положення піднімається на величину y'' (рисунок 3.5)

б), її значення знайдемо з умови подібності трикутників SAB і AMH :

$$\frac{x}{y''} = \frac{L_{TP}}{L_{KP}}, \text{ откуда } y'' = \frac{x \cdot L_{KP}}{L_{TP}}. \quad (3.8)$$

Тягове кільце дишла причепа при подоланні агрегатом нерівності заввишки x змінює своє початкове положення відносно опорної поверхні на величину:

$$y = y' + y'' = \frac{2x \cdot L_{KP}}{L_{TP}}. \quad (3.9)$$

Оскільки тягове кільце за допомогою кронштейна і тяги сполучене з маятником, шарнірно закріпленим в середній частині балки, яка також шарнірно сполучена з передньою частиною дишла транспортного модулю і

заднім кінцем рами поворотного візка, то названі конструктивні елементи ТДП до транспортного модулю здійснюватимуть переміщення один відносно одного і вузлів поворотного візка [7]. Це обумовлює необхідність знаходження їх основних геометричних параметрів з метою забезпечення кінематики при русі причіпного тракторного транспортного агрегату по пересіченій місцевості.

Встановимо в першому наближенні їх геометричні параметри.

Аналіз конструктивно-технологічної схеми ТДП (рисунок 3.6) показує, що довжина балки повинна дорівнювати сумі довжин дишла і рами поворотного візка, причому, якщо виявиться, що тягове кільце дишла транспортного модулю за певних умов буде вище за точку її кріплення до рами поворотного візка, то слід передбачити її вигин у вертикальній площині:

$$l_{\sigma} = m_{\sigma} + r, \quad (3.10)$$

де $l_{\sigma}, m_{\sigma}, r$ - довжина відповідно балки, дишла транспортного модулю і рами поворотного візка.

Коли передні колеса трактора знаходяться на подоланій нерівності тягове кільце дишла розташоване в крайньому нижньому положенні, але оскільки балка розміщена між рамою поворотного візка і віссю передніх коліс транспортного модулю, виникає необхідність у визначенні довжини сережки l_c , що шарнірно-сполучає задній кінець балки і рами поворотного візка, для цього необхідно знати відстані від опорної поверхні до верхньої частини осі l_o передніх коліс, до рами поворотного візка l_p і її довжина r , а також відстань від опорної поверхні до тягового кільця дишла причіпа l_d (рисунок 3.6), коли трактор і причіп знаходяться на одній площині.

Для знаходження величини l_c необхідно знати проекцію дишла транспортного модулю на горизонтальну вісь. Встановимо її величину з трикутника ABC , для цього потрібно знати кут CAB , він рівний:

$$\frac{BC}{AB} = \sin\varphi, \quad \varphi = \arcsin \frac{l_p + y' - l_o}{m_o}, \quad \text{тогда} \quad \frac{AC}{m_o} = \cos\varphi, \quad AC = m_o \cdot \cos\varphi. \quad (3.11)$$

Довжина сержки l_c рівна (рис. 3.6) :

$$l_c = l_p - HM - MK \quad (3.12)$$

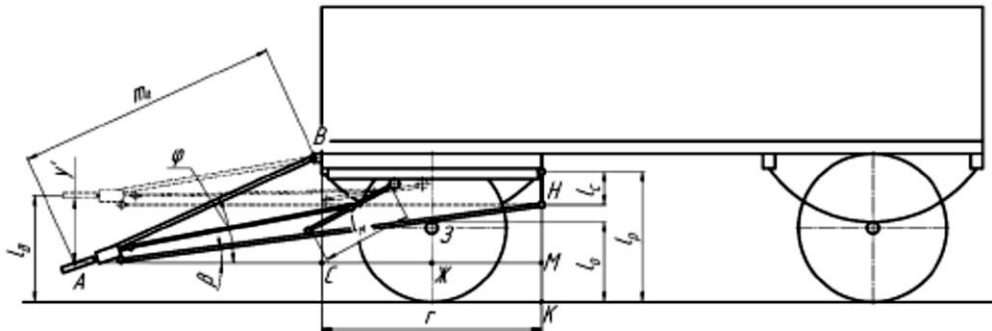


Рисунок 3.6 - Схема переміщення конструктивних елементів ТДП при подоланні нерівності агрегатом

Як видно з рисунку 3.6 величина MK рівна:

$$MK = l_o - y'. \quad (3.13)$$

Довжину відрізка HM знаходимо з подібності трикутників $AZЖ$ і $АНМ$

:

$$\frac{HM}{ЗЖ} = \frac{AM}{АЖ} \quad \text{или} \quad \frac{HM}{l_o - MK} = \frac{AC + r}{AC + \frac{r}{2}}, \quad (3.14)$$

але MK рівне $MK = l_o - y'$, тоді:

$$\frac{HM}{l_o + y' - l_o} = \frac{m_o \cdot \cos\varphi + r}{m_o \cdot \cos\varphi + \frac{r}{2}}, \quad \text{откуда} \quad HM = (l_o + y' - l_o) \cdot \frac{m_o \cdot \cos\varphi + r}{m_o \cdot \cos\varphi + \frac{r}{2}}. \quad (3.15)$$

Отже:

$$l_c = l_p - (l_o + y' - l_o) \cdot \frac{m_o \cdot \cos\varphi + r}{m_o \cdot \cos\varphi + \frac{r}{2}} + y' - l_o. \quad (3.16)$$

Залежно від висоти x подоланої нерівності вираження (3.16) прийме вид:

$$l_c = l_p - \left(l_o + \frac{x \cdot L_{KP}}{L_{TP}} - l_o \right) \cdot \frac{m_o \cdot \cos \varphi + r}{m_o \cdot \cos \varphi + \frac{r}{2}} + \frac{x \cdot L_{KP}}{L_{TP}} - L_{KP} \quad (3.17)$$

Аналіз отриманої залежності (3.17) показує, що довжина сережки залежить від висоти x подоланої нерівності і конструктивних параметрів транспортного модулю : довжини диска m_o і рами поворотного візка транспортного модулю r , а також відстаней від опорної поверхні до верхньої частини осі передніх коліс l_o і рами поворотного візка l_p .

Одним з основних конструктивних параметрів тягово-довантажувального пристрою є довжина маятника. Її знайдемо з умови, що кут нахилу маятника до упору завжди залишається гострим, але при його розміщенні, коли балка знаходиться в нижньому положенні (передні колеса трактора на вершині нерівності), а ролик контактує з переднім кінцем упору, кут нахилу маятника близький до 90° (рисунок 3.7).

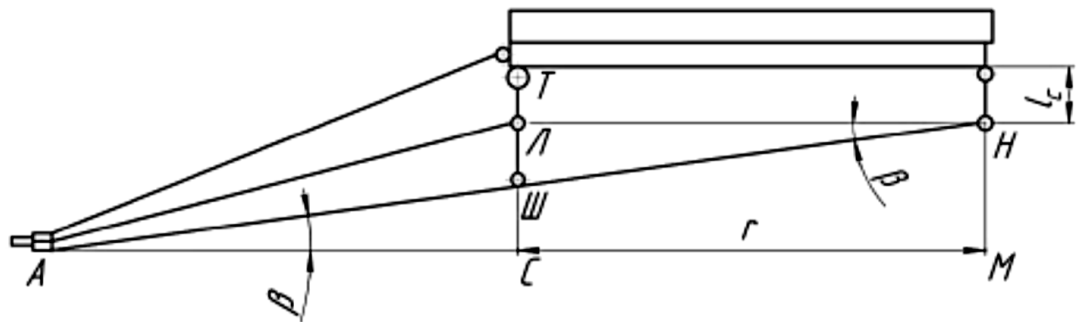


Рисунок 3.7 - Схема розташування конструктивних елементів тягово-довантажувального пристрою при переїзді через нерівність

З рисунка 3.7 видно, що мінімальна довжина маятника $TШ$ рівна $TШ = ТЛ + ЛШ$, але відрізок $ТЛ$ дорівнює довжині сережки $ТЛ = l_c$, а величину $ЛШ$ знайдемо з прямокутного трикутника $ЛШН$, причому, його кут $ЛНШ$

дорівнює куту HAM в трикутнику AMH , як кути, що навхрест лежать, але кут HAM дорівнює:

$$\frac{HM}{AM} = \operatorname{tg}\beta; \quad \beta = \operatorname{arctg}\frac{HM}{AM}, \quad (3.18)$$

Значення відрізків HM і AM при фіксованому нижньому положенні дишла транспортного модулю легко встановлюються за допомогою застосування тригонометричних функцій, отже, відрізок $ЛШ$ рівний:

$$\frac{ЛШ}{r} = \operatorname{tg}\beta; \quad ЛШ = r \cdot \operatorname{tg}\beta, \quad (3.19)$$

тоді мінімальна довжина маятника складе:

$$ТШ = l_m = l_c + r \cdot \operatorname{tg}\beta. \quad (3.20)$$

Помітимо, що місце кріплення маятника до балки визначимо після того, як буде встановлена залежність, що зв'яже силу крюка і геометричні параметри ТДП до транспортного модулю.

На рисунку 3.8 показаний вплив висоти x подоланої нерівності на довжину сержки l_c і маятника l_m ТДП до причепа 2ПТС- 4.

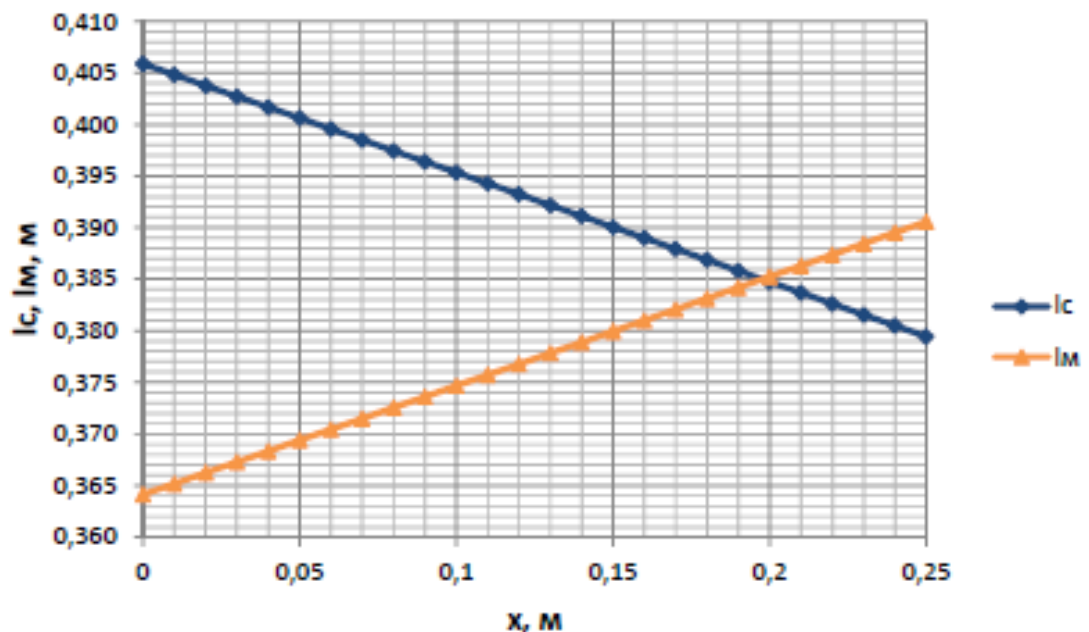


Рисунок 3.8 - Вплив висоти подоланої нерівності на довжину сержки і маятника ТДП до транспортного модулю

З рисунка 3.8 витікає, що при зміні висоти x подоланої нерівності від 0 до 0,25 м довжина сержки l_3 і маятника l_m зміняться лише на 0,026 м, що вказує на доцільність їх виготовлення завдовжки висоти x подоланої нерівності, що відповідає найбільшому значенню.

3.4 Дослідження силових параметрів ТДП до транспортного модулю

У першому розділі обґрунтовано допустиме вертикальне навантаження на гідроначіпку трактора з боку транспортного модулю, а в другому і третьому була розроблена конструктивно-технологічна схема ТДП до транспортного модулю і розглянута кінематика руху причіпного тракторного транспортного агрегату по присіченій місцевості. Необхідно визначити ряд силових і геометричних параметрів ТДП, які дозволять реалізувати допустиме вертикальне навантаження трактора з боку транспортного модулю. Визначимо вплив зусилля крюка і основних конструктивних параметрів ТДП на величину вертикального навантаження гідроначіпки трактора.

У точці кріплення тяги 11 до маятника 9 виникає реакція сили $M R$, рівна значенню P_{KP} (рисунок 3.4), але спрямована в протилежну сторону, яка розподіляється на дві складові сили : R_O і R_{III} . Реакція опори R_O в точці Д діє перпендикулярно упору 2, а в точці А, що лежить на балці 7, R_{III} - спрямовано горизонтально. Значення реакції опори R_{III} знаходимо з рівняння моментів сил відносно точки Д (рисунок 3.4).

$$R_{III} \cdot (m + n) - R_M \cdot m = 0, \quad (3.21)$$

$$R_{III} = \frac{R_M \cdot m}{(n + m)}, \quad (3.22)$$

але $R_M = P_{KP}$, тоді

$$R_{III} = P_{KP} \cdot \frac{1}{1 + \frac{n}{m}}, \quad (3.23)$$

де m і n - проекції верхньої і нижньої частини маятника на вертикаль.

Сила R_{III} є складова сумарної сили, діючої на балку 7.

Вертикальну складову силу R_B в точці А знаходимо з силового трикутника ABC (рис. 3.4). У трикутнику ABC сторона $AB = R_{III}$, а сторона $BC = AE = R_B$ тоді

$$\frac{BC}{AB} = \operatorname{tg} \alpha_M, \quad (3.24)$$

звідки

$$BC = AB \cdot \operatorname{tg} \alpha_M \quad \text{чи} \quad R_B = P_{KP} \cdot \frac{1}{1 + \frac{n}{m}} \cdot \operatorname{tg} \alpha_M, \quad (3.25)$$

де α_M - кут нахилу маятника до горизонталі.

Вертикальна сила R_B , діюча на балку 7 в точці А, урівноважується реакціями сил, що виникають в тяговому кільці 6, - сила і сережці 8 - сила P_c . Реакцію сили P_d визначимо з рівняння моментів відносно точки у (рис. 3.4).

$$P_d = R_B \cdot \frac{b}{a+b} = P_{KP} \cdot \frac{1}{1 + \frac{n}{m}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{a}{b}} \cdot \operatorname{tg} \alpha_M. \quad (3.26)$$

У свою чергу реакція сили P_c в сережці 8 рівна:

$$P_c = R_B - P_d = P_{KP} \cdot \frac{1}{1 + \frac{n}{m}} \cdot \operatorname{tg} \alpha_M - P_{KP} \cdot \frac{1}{1 + \frac{n}{m}} \cdot \operatorname{tg} \alpha_M \cdot \frac{1}{1 + \frac{a}{b}} = P_{KP} \cdot \frac{1}{1 + \frac{n}{m}} \cdot \operatorname{tg} \alpha_M \cdot \left(1 - \frac{1}{1 + \frac{a}{b}} \right), \quad (3.27)$$

де a і b - довжина відповідно переднього і заднього кінців балки.

Таким чином сила, що довантажує гідроначіпку трактора P_d прямо пропорційна зусиллю крюка P_{KP} і тангенсу кута нахилу маятника до упору і обернено пропорційна до стосунків нижньою і верхньою частин маятника, і переднього і заднього кінців балки [80, 86]. Для умов: вантажопідйомність транспортного модулю $Q_{TP} = 4$ т, кут схилу поля $\alpha = 2,5$, коефіцієнт опору пересуванню транспортного модулю $f = 0,12$, тобто $= 8,83 P_{KP}$ кН побудовані графіки залежності впливу відношення переднього a і заднього b кінців балки

a/b , а також нижньою n і верхньою m частин маятника n/m на величину довантаження гідроначіпки трактора P_D з боку транспортного модулю при різних кутах нахилу M а маятника до упору (рисунок 3.9, 3.10, 3.11, 3.12 і). Аналіз рисунків 3.9 і 3.10 показує, що допустиме довантаження трактора $P_D = 7,7$ кН при куті нахилу маятника M а до упору рівному 60° , не забезпечується ні при яких співвідношеннях a/b і n/m . З аналізу рисунку 3.11 видно, що при куті нахилу маятника до упору рівному $\alpha_M = 75^\circ$ зі збільшенням відношення a/b сила, що довантажує гідроначіпку трактора знижується при значеннях відношення n/m в діапазоні від 0,1 до 1, так з ростом відношення a/b від 1 до 3 при відношенні n/m рівному 0,1 довантаження гідроначіпку трактора знижується з 15 кН до 7,5 кН. Аналогічний вплив на довантаження гідроначіпки трактора робить і зміна відношення нижньої і верхньої частин маятника n/m (рисунок 3.12). Так зі збільшенням відношення n/m в діапазоні 0,1-1 при значенні $a/b = 3$ довантаження знижується від 7,5 до 4,1 кН.

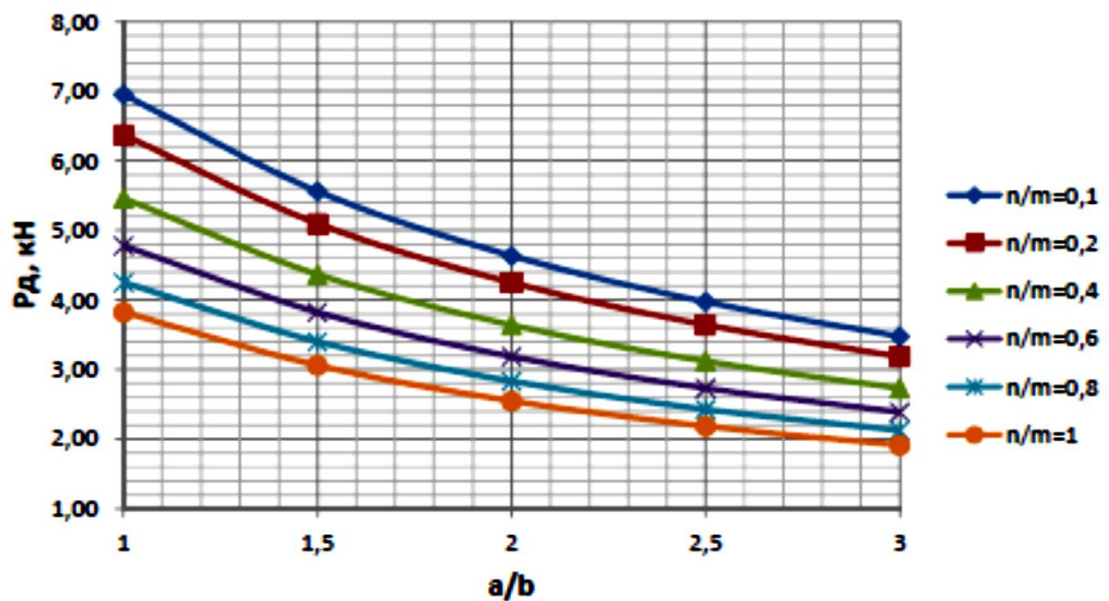


Рисунок 3.9 - Вплив співвідношення плечей балки a/b на величину довантаження гідроначіпки трактора P_D з боку транспортного модулю при куті нахилу маятника до упору $\alpha_M = 60^\circ$

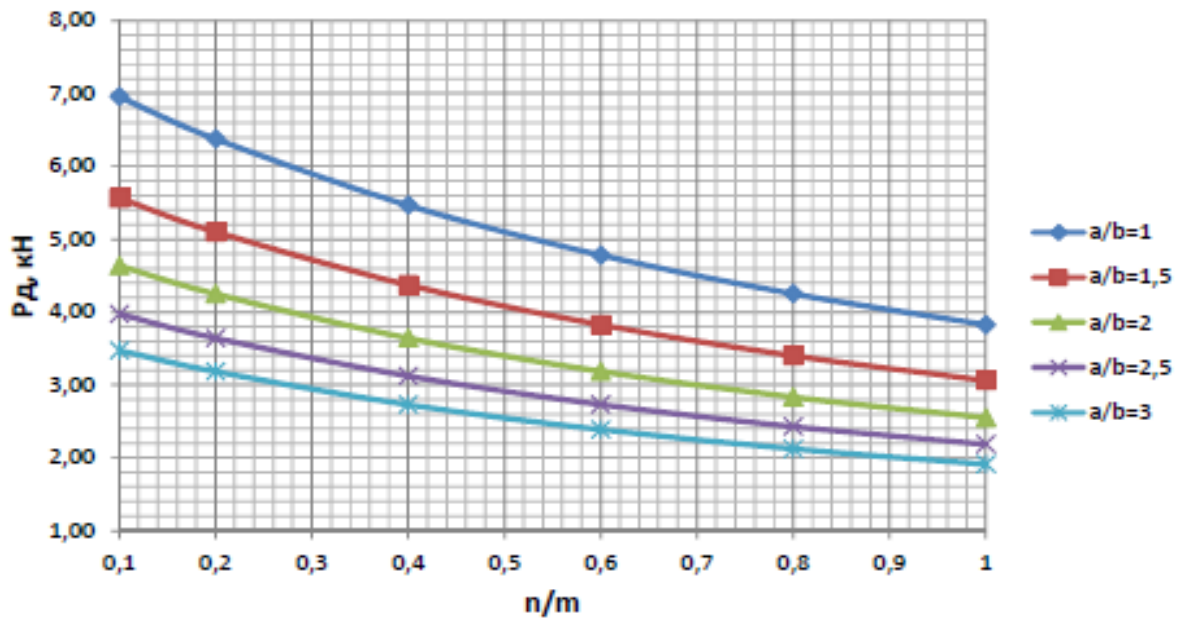


Рисунок 3.10 - Вплив співвідношення плечей маятника n/m на величину довантаження гідроначіпки трактора P_{Dz} з боку транспортного модулю при куті нахилу маятника до упору $\alpha_M = 60^\circ$

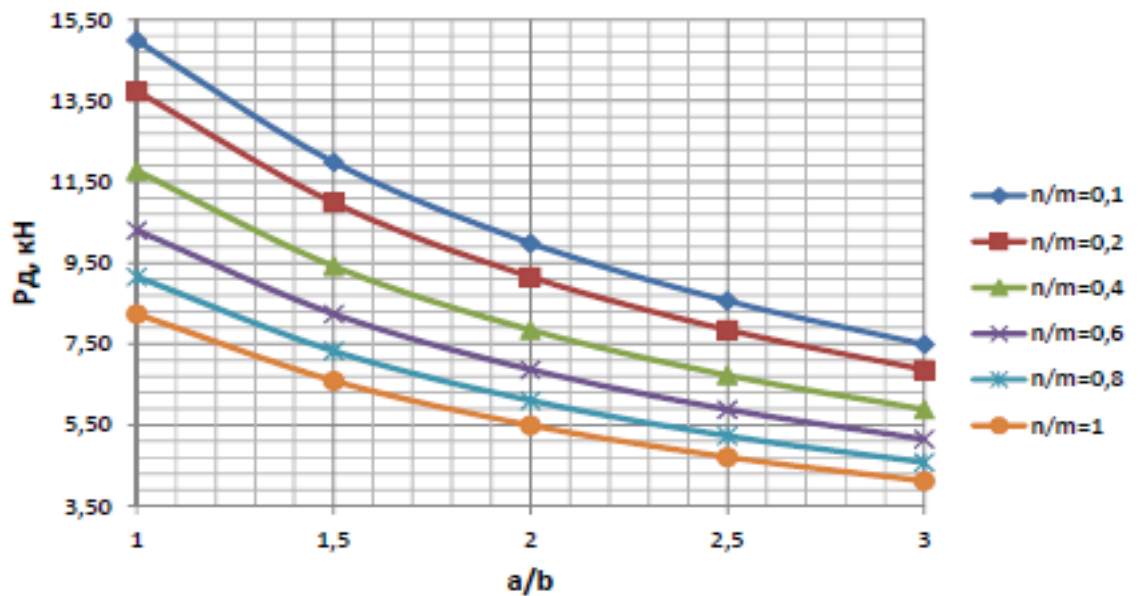


Рисунок 3.11 - Вплив співвідношення плечей балки a/b на величину довантаження гідроначіпки трактора P_{Dz} з боку транспортного модулю при куті нахилу маятника до упору $\alpha_M = 75^\circ$

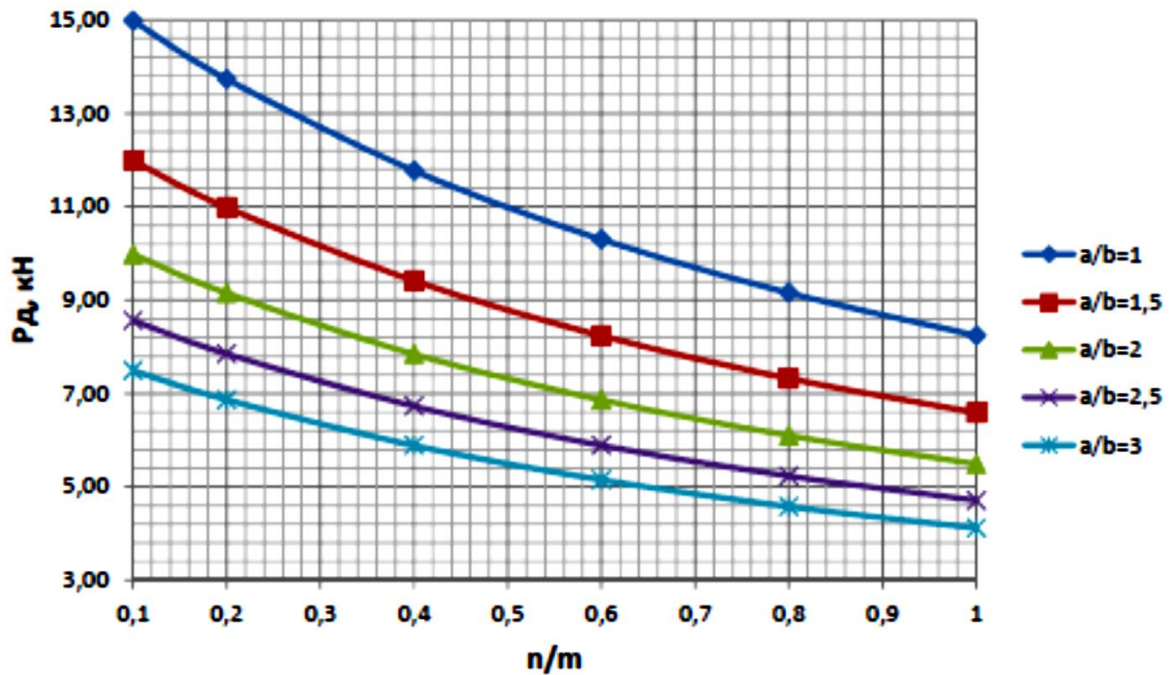


Рисунок 3.12 - Вплив співвідношення плечей маятника n/m на величину довантаження гідроначіпки трактора $P_{Дз}$ боку транспортного модулю при куті нахилу маятника до упору $\alpha_M = 75^\circ$

Аналіз рисунків 3.9, 3.10, 3.11, 3.12 вказує на те, що : - при зусиллі крока рівному 8,83 кН, зміні стосунків a/b і n/m відповідно в діапазонах від 1 до 3 і від 0,1 до 1, а кута α_M нахилу маятника до упору від 60° до 80° довантаження на гідроначіпку трактора змінюють від 1,9 кН до 22,8 кН;

- кут нахилу маятника до упору робить істотний вплив на величину довантаження гідроначіпки трактора, це підтверджує рисунку 3.14, де спостерігається різке збільшення довантажуючої сили. Так при збільшенні кута нахилу маятника до упору з 60° до 65° довантажуюча сила гідроначіпки трактора зросла на 0,87 кН, але при збільшенні кута нахилу маятника до упору від 75° до 80° збільшення довантажуючої сили складає вже 4,07 кН.

Характер спільного впливу стосунків a/b і n/m на величину довантажування гідроначіпки трактора видно на тривимірному графіку (рисунок 3.13).

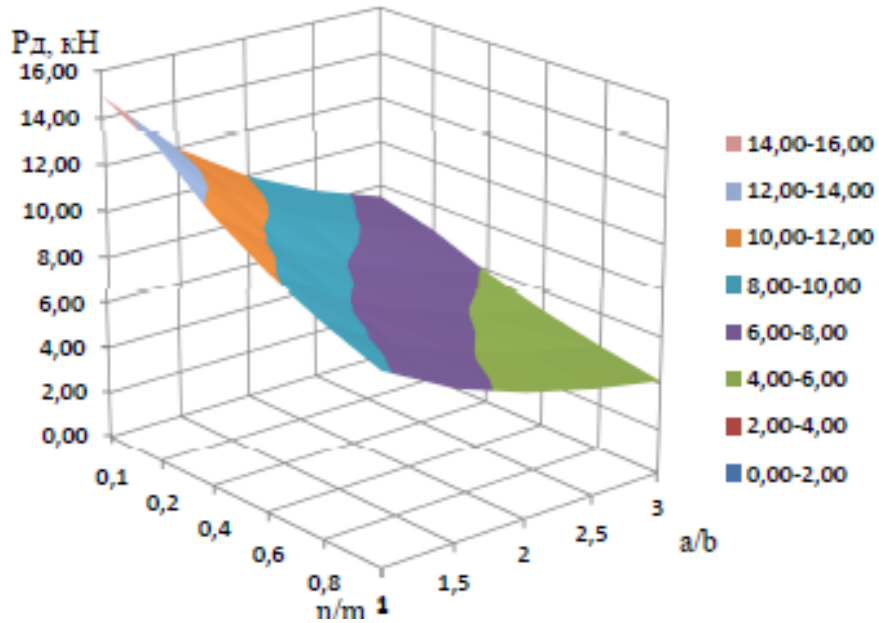


Рисунок 3.13 - Вплив співвідношення плечей балки a/b і кінців маятника n/m на величину довантаження трактора P_d з боку причепа при куті нахилу маятника до упору $\alpha_M = 75^\circ$

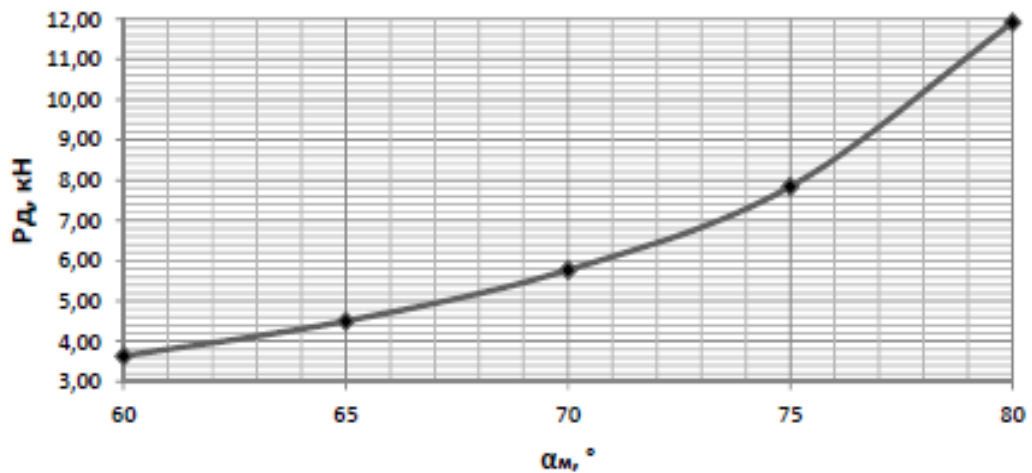


Рисунок 3.14 - Зміна довантажуючого зусилля P_d від кута нахилу маятника до упору α_M (при $a/b=2,5$; $n/m=0,2$)

Проведений аналіз залежності 3.26 вказує на широкі можливості регулювання довантаження гідроначіпки трактора з боку причепа залежно від умов використання причіпного ТТА, оснащеного запропонованим ТДП.

3.5 Визначення раціональної вантажопідйомності тракторного транспортного модулю, оснащеного ТДП

Запропоноване ТДП до транспортного модулю забезпечує довантаження гідроначіпки трактора, величина якого визначається залежністю (3.26). Іншими словами ТДП розвантажує причіп на величину рівну P_D і робить трактор вантажонесучим транспортним засобом. Отже відкривається можливість збільшення номінальної вантажопідйомності транспортного модулю на величину P_D , тобто:

$$Q_{PP}^* = Q_{PP} + P_D, \quad (3.28)$$

де Q_{PP}^* - значення раціональної вантажопідйомності транспортного модулю, оснащеного ТДП;

У загальному вигляді з урахуванням залежності (3.26) вираження (3.28) запишеться так:

$$Q_{PP}^* = Q_{PP} + P_{KP} \cdot \frac{1}{1 + \frac{n}{m}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{a}{b}} \cdot \operatorname{tg} \alpha_M, \quad (3.29)$$

але значення зусилля крюка визначається формулою (3.2).

Тоді в загальному вигляді раціональна вантажопідйомність транспортного модулю, оснащеного ТДП, визначатиметься залежністю:

$$Q_{PP}^* = Q_{PP} + G_{PP} (f_{PP} \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) \cdot \frac{1}{1 + \frac{n}{m}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{a}{b}} \cdot \operatorname{tg} \alpha_M. \quad (3.30)$$

Тобто, раціональна вантажопідйомність транспортного модулю є функція параметрів, що характеризують умови експлуатації - f_{PP} , а і конструкцію ТДП - a , b , n , m , α_M . Для вибраних значень стосунків $a/b=2,5$, $n/m=0,2$ і $\alpha_M = 75^\circ$ зміна раціональної вантажопідйомності залежно від

коефіцієнта опору пересуванню транспортного модулю і кута схилу полів представлено на рисунку 3.15.

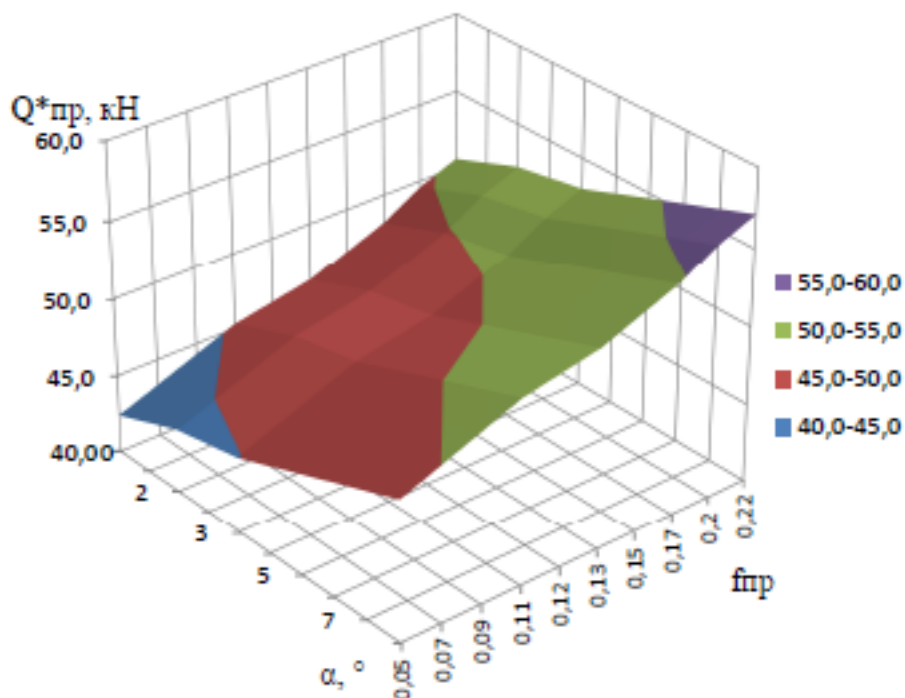


Рисунок 3.15 - Залежність вантажопідйомності транспортного модулю 2ПТС- 4, оснащеного ТДП, від коефіцієнта опору пересуванню і кута схилу поля (при $a/b=2,5$; $n/m=0,2$; $= 75 a_M$)

Для середніх значень кута схилу поля $a = 2,5^\circ$ і коефіцієнта опору пересуванню транспортного модулю $f = 0,12$ раціональна вантажопідйомність причепа 2ПТС- 4, оснащеного ТДП рівна,

$$Q_{\text{пр}}^* = 4,785m.$$

3.6 Дослідження впливу ТДП до транспортного модулю на розподіл його ваги по опорах

Перенесення частини ваги транспортного модулю на гідроначіпку трактора дозволяє збільшити кількість вантажу, що перевозиться, агрегатом при тій же номінальній вантажопідйомності транспортного модулю.

Помітимо, що усе пропоновані ТДП до транспортного модулю [15, 22, 24, 27, 55] забезпечують розвантаження передньої осі транспортного модулю, але збільшують на деяку величину навантаження на задні колеса, а при

збільшенні кількості вантажу, що перевозиться, з рівномірним його розподілом по платформі кузова, задні колеса випробовуватимуть ще більше навантаження. Визначимо величину перевантаження задніх коліс.

Схема сил, діючих на причіп при русі агрегату, показана на рисунку 3.16.

Складемо рівняння моментів сил відносно точки B (рисунок 3.17) [61]:

$$P_d \cdot AB - P_c \cdot BC + G_{\text{пр}} \cdot BD - R_B \cdot KB - R_O \cdot B\Gamma - P_3 \cdot BE = 0. \quad (3.31)$$

Оскільки вертикальна складова сили R_B дорівнює за величиною силі R_O (рисунок 3.4), а відрізок $KB+B\Gamma=Z$, то навантаження на задню вісь транспортного модулю P_3 , рівна:

$$P_3 = \frac{P_d \cdot AB - P_c \cdot BC + G_{\text{пр}} \cdot BD - R_B \cdot Z}{BE}. \quad (3.32)$$

Позначимо величину BE в рівнянні (3.31) символом $L_{\text{пр}}$.

Тоді значення перевантаження задніх коліс транспортного модулю запишеться так:

$$\Delta P_3 = \frac{P_d \cdot AB - P_c \cdot BC + G_{\text{пр}} \cdot BD - R_B \cdot Z}{L_{\text{пр}}} - \frac{G_{\text{пр}}}{2}. \quad (3.33)$$

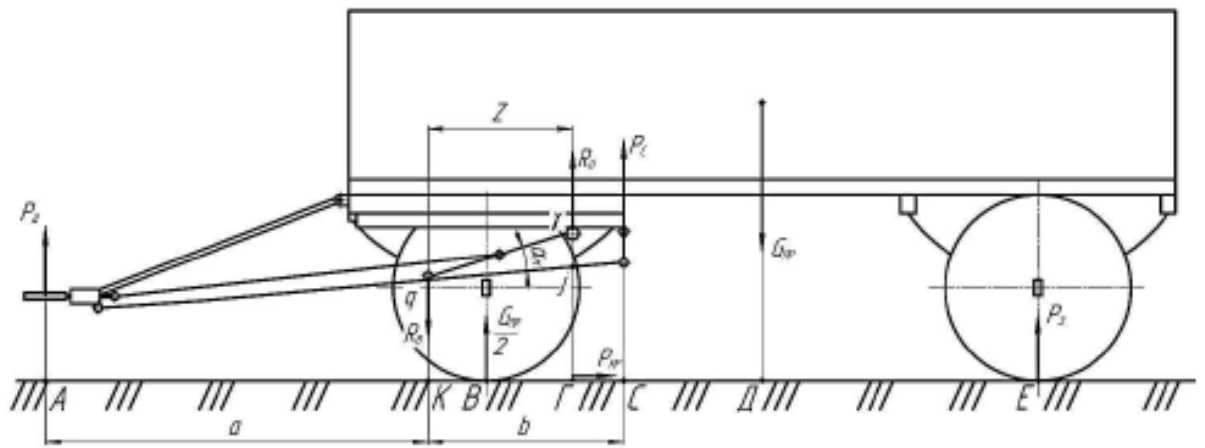
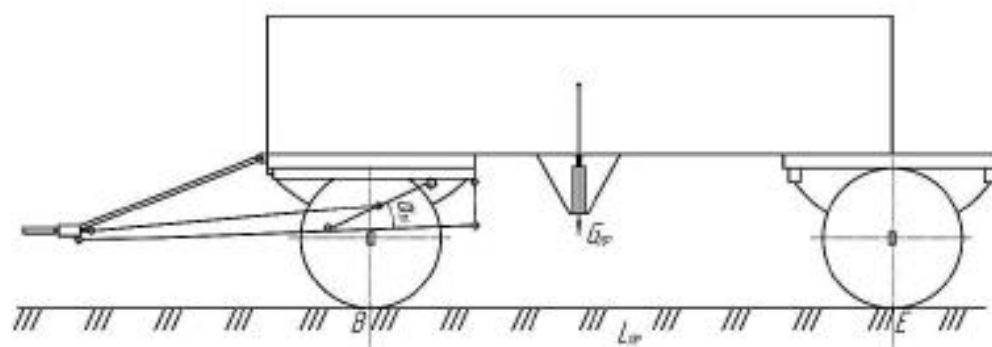


Рисунок 3.16 - Схема сил діючих на причіп при русі агрегату

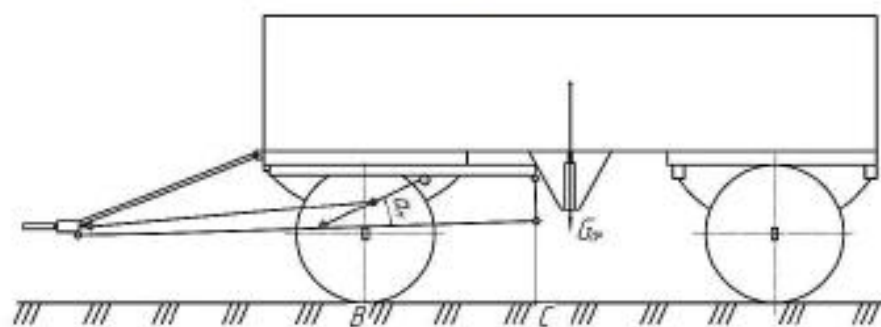
Аналіз залежності (3.33) показує, що навантаження на задні колеса транспортного модулю, використовуваного з ТДП, можливо понизити декількома способами :

- збільшити базу транспортного модулю, при збереженні початкового положення кузова відносно рами (рисунок 3.17 а);
- збільшити довжину балки і упору (рисунок 3.17 б);
- змістити центр маси вантажу ближче до передньої осі транспортного модулю, шляхом зміни форми кузова (рисунок 3.17 в);
- збільшити довжину маятника (рисунок 3.17 г).

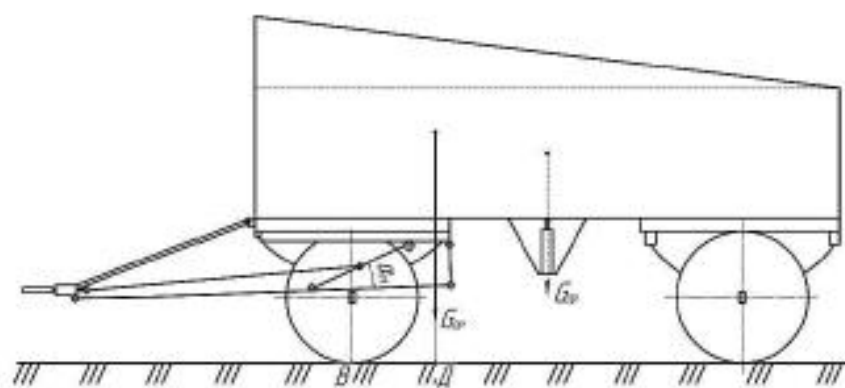
Оскільки значення бази транспортного модулю $L_{ПР}$ у виразі (3.33) знаходиться в знаменнику, то найбільш ефективним способом зниження перевантаження задніх коліс транспортного модулю є перший із запропонованих варіантів, за умови, що кузов залишається в початковому положенні відносно рами.



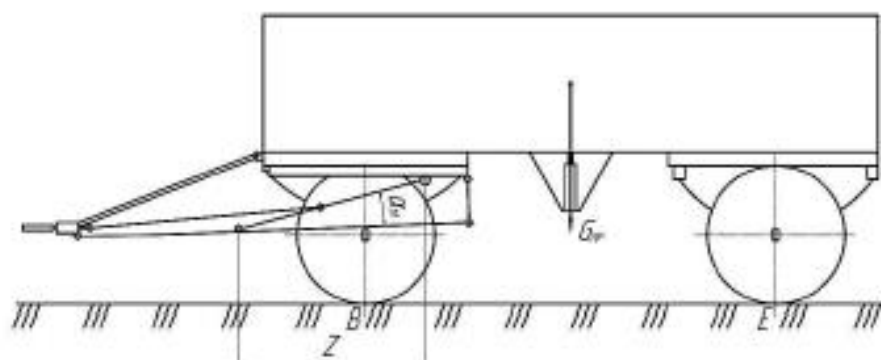
a)



б)



в)



г)

Рисунок 3.17 - Схеми способів зниження навантаження на задні колеса транспортного модулю при використанні його з тягово-довантажувальним пристроєм

Вплив бази транспортного модулю на величину перевантаження задніх коліс показаний на рисунку 3.18.

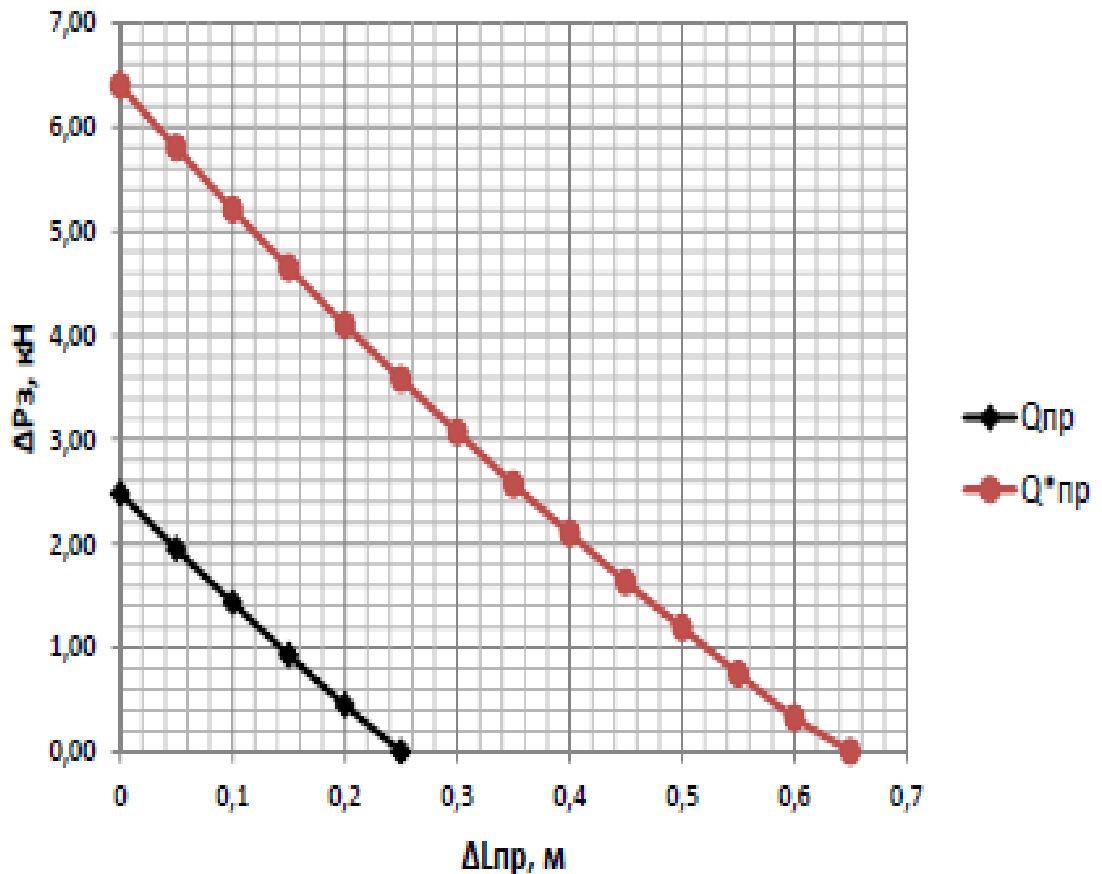


Рисунок 3.18 - Вплив збільшення бази ΔL_{pr} причепа 2ПТС- 4 на перевантаження його задніх коліс при вантажопідйомності $Q_{pr} = 4\text{ т}$ і $Q^*_{pr} = 4,785\text{ т}$.

Як видно з рисунку 3.18 перевантаження задніх коліс транспортного модулю, оснащеного ТДП, при початковій його базі $L_{pr} = 2,7\text{ м}$ дорівнює 2,5 кН (при $Q_{pr} = 4\text{ т}$) і 6,4 кН (при $Q_{pr} = 4,785\text{ т}$), зі збільшенням бази вона знижується і досягає нульового значення при ΔL_{pr} рівному 0,25 м (при $Q_{pr} = 4\text{ т}$) і 0,65 м (при $Q_{pr} = 4,785\text{ т}$), тобто виключити перевантаження задніх коліс

причепи 2ПТС- 4 можливо шляхом збільшення його бази на 0,25 м ($Q_{\text{ДП}} = 4$ т) і 0,65 м (при $Q_{\text{ДП}} = 4,785$ т).

Проте слід зауважити, що збільшення бази транспортного модулю веде до втручання в конструкцію його ходової системи.

Збільшення довжини балки і упору мають обмежені можливості із-за наявності гідроциліндра підйому кузова, розміщеного нижче рами транспортного модулю.

Зміщення центру мас вантажу ближче до передньої осі транспортного модулю веде також до зміни конструкції транспортного модулю.

Збільшення довжини маятника і перенесення точки його кріплення на балці веде до зменшення кута його нахилу до горизонталі, а як виходить з вираження (3.26) зменшення кута нахилу маятника веде до зменшення довантажуючого зусилля на трактор з боку транспортного модулю.

Не унеможливаючи використання кожного із запропонованих способів зниження навантаження на задні колеса транспортного модулю і їх поєднань, рахуємо ефективнішим способом заміну шин задніх коліс на шини з більшою вантажонесучою здатністю (наприклад: шини Я- 324 А, встановлювані нині на причіп 2ПТС- 4 з вантажонесучою здатністю 1650 кг [9, 32], замінити на шини Ф- 277 з максимальним навантаженням 2240 кг [31]). В цілях незначного дорожчання транспортного модулю заміну шин слід робити тільки на задніх колесах.

На підставі виконаних досліджень встановлено:

1. Граничне допустиме навантаження на гідроначіпку трактора МТЗ-80, що виключає погіршення стійкості і керованості трактора для середніх значень коефіцієнта опору пересуванню 0,12 і кута схилу полів $2,5^\circ$ дорівнює 7,7 кН.

2. При зміні висоти нерівностей від 0 до 0,25 м довжина сережки і маятника ТДП змінюються трохи - на 0,026 м.

3. Запропоноване ТДП до транспортного модулю дозволяє силу крюка використати в якості тієї, що довантажує гідроначіпку трактора, причому величина довантаження знаходиться в прямій залежності від сили опору

пересуванню транспортного модулю, тангенса кута нахилу маятника до упору і обернено пропорційна до стосунків переднього і заднього кінців балки a/b , а також нижньою і верхньою частин маятника n/m , так при вугіллі нахилу маятника до упору рівному 75° , збільшення відношення a/b від 1 до 3 при відношенні n/m рівному 0,1 веде до зменшення довантаження гідроначіпки трактор від 15 кН до 7,5 кН. Аналогічне зниження довантаження гідроначіпки трактора спостерігається і при збільшенні відношення n/m , якщо збільшити стосунки n/m від 0,1 до 1, при відношенні $a/b=3$, величина довантаження гідроначіпки трактора зменшується від 7,5 до 4,1 кН.

4. Збільшення кута нахилу маятника до упору веде до різкого підвищення довантажуючої сили, при зміні кута нахилу маятника до упору від 60° до 65° довантажуюча сила гідроначіпки трактора зросла на 0,87 кН, а при збільшенні його від 75° до 80° вже на 4,07 кН.

5. Оснащення транспортного модулю ТДП веде до перевантаження його задніх коліс, величина якого залежить від конструктивних параметрів транспортного модулю і ТДП. Найбільший вплив на зниження перевантаження задніх коліс робить збільшення бази причепа при початковому розміщенні кузова. Перевантаження задніх коліс причепа 2ПТС-4 виключається, якщо збільшити базу транспортного модулю на 0,25 м (при $Q_{ПР} = 4$ т) і 0,65 м ($Q_{ПР} = 4,785$ т), при початковому положенні кузова відносно рами. Найбільш ефективний спосіб виключає перевантаження шин задніх коліс - заміна їх на шини з більшою довантажуючою здатністю.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Заходи з охорони праці, техніки безпеки та протипожежної профілактики

В умовах підприємства забезпечення заходів безпеки праці регламентується статтею 2 Закону України «Про охорону праці», де вказується, що охорона праці: «поширюється на всі підприємства, установи, організації незалежно від форм власності та видів їх діяльності», тому розгляд питань щодо функціонування охорони праці на підприємстві є актуальним [88].

З метою вирішення питання щодо забезпечення працівників безпечними робочими місцями потрібно розробити заходи з охорони праці і попередньо проаналізувати стан охорони праці на підприємстві. Заходи з охорони праці наводяться згідно з «Законом України про охорону праці» [88]. Відповідно до цього закону основним принципом є пріоритет життя та здоров'я працівників. Дія цього закону розповсюджується на всі підприємства незалежно від форм власності, на всіх громадян, що працюють на цих підприємствах. Необхідно виділити та дослідити існуючі шкідливі та небезпечні фактори з тим, щоб за допомогою організаційних, технічних заходів максимально захистити робочий персонал. Впровадження заходів охорони праці необхідні на даному підприємстві щоб максимально знизити рівень виробничого травматизму. Організацію і керівництво роботою по охороні праці здійснює його керівник (власник-роботодавець). При розробці дипломної роботи враховано, що керівник підприємства відповідно ст. 13 розділ III Закону України «Про охорону праці» створює на робочому місці, в кожному структурному підрозділі умови праці відповідно до нормативно-правових актів, а також забезпечує додержання вимог законодавства щодо прав працівників у галузі охорони праці [88]. З цією метою роботодавець забезпечує функціонування системи управління охороною праці (СУОП). Координує всю діяльність

служби охорони праці. Задачі служби охорони праці та її функції розроблені відповідно до «Типового положення про службу охорони праці» [77, 78, 79].

Наказом директора підприємства загальне керівництво і відповідальність за правильну постановку роботи по охороні праці і пожежної безпеки покладається на головного інженера при цьому відповідальність за безпосередню організацію роботи по охороні праці, здійснення контролю за дотриманням правил і норм техніки безпеки, заходів щодо створення здорових і безпечних умов праці, видачу засобів індивідуального захисту покладається на інженера по охороні праці. Розробка і виконання заходів щодо охорони праці покладені на керівників структурних підрозділів. Контроль і нагляд за виконанням і дотриманням вимог охорони праці здійснюється міськими та обласним відділенням з охорони праці управління сільського господарства і промисловості [80].

На підприємствах повинна існувати треступінчата система контролю за дотриманням правил охорони праці. За наслідками виявлених недоліків і порушень по охороні праці директором заводу видаються накази по їх усуненню і накладаються стягнення на винних осіб. Також недотримання вимог веде до висунення догани та звільнення. Процес планування заходів з охорони праці складається з обговорення, схвалення, проектування та інших елементів управління.

Планування робіт може бути визначене як перспективне, поточне та оперативне. На підприємстві застосовується поточне планування робіт, що передбачає реалізацію заходів до покращення умов праці, створення кращих побутових і соціальних умов на виробництві. Питання охорони праці можуть відбиватись в планах соціального розвитку колективу, наукових організацій праці, механізації важких і ручних робіт, охорона праці жінок.

Фінансування робіт з охорони праці проводиться за рахунок коштів підприємства. Працівник не несе ніяких витрат на заходи з охорони праці. Достатнє асигнування коштів на охорону праці складає майже 2% від об'єму

загальновиробничих фондів. Стимулювання робіт з охорони праці проводиться в моральному та матеріальному аспекті.

На підставі «Типового положення про навчання з питань охорони праці» на підприємстві організоване навчання і перевірка знань по охороні праці керівників і фахівців, пов'язаних з організацією, керівництвом і проведенням роботи безпосередньо на робочих місцях і виробничих ділянках із здійсненням нагляду і технічного контролю за проведенням робіт. Перевірка знань по охороні праці керівників, що поступили на роботу і фахівців проводиться не пізніше ніж за один місяць після призначення на посаду, для працюючих – періодично, не рідше одного разу в три роки [78].

Керівники, що поступили на роботу і фахівці проводять ввідний інструктаж, який проводить інженер по охороні праці. Позачергова перевірка знань на підприємстві проводиться незалежно від терміну проведення попередньої. Оцінка стану охорони праці на підприємстві в цілому базується на аналізі даних атестації робочих місць [71].

Найбільш поширеними небезпечними умовами при експлуатації МТА, які можуть призвести до аварій є – незадовільний стан обладнання, необережність, несвоєчасний інструктаж та незадовільний стан робочого місця, несправність контролюючих приладів. Посилаючись на аналіз можливих небезпек і наслідків в ході експлуатації, необхідно виконувати вимоги безпеки. Необхідно дотримуватись правил внутрішнього розпорядку. Отже, доцільно розробити комплекс заходів безпеки і рекомендувати їх до практичного застосування на підприємстві, а саме: щоб запобігти незадовільному стану технологічного обладнання та виходу його з ладу, необхідно своєчасно проводити технічний огляд обладнання, усувати несправності. А перед початком роботи обов'язково проводити його огляд, забезпечити наявність всіх пробних огорож. При відсутності знань та навичок робочого персоналу, потрібно провести відповідне навчання, щоб працівники отримали відповідний допуск до роботи; при несвоєчасному інструктажі працівників можуть статися надзвичайні ситуації, тому для їх запобігання,

інструктажі повинні проводитись вчасно і відповідно до вимог законодавства та підприємства. Перед початком роботи працівник повинен оглянути та перевірити робоче місце, прибрати всі зайві предмети, переконатися в справності основних вузлів, агрегатів, а також перевірити їх роботу на холостому ходу [74, 76].

Техніка та виробниче обладнання має бути пожежо- і вибухобезпечним. Вони не повинні створювати небезпеки в результаті дії вологості, сонячної радіації, механічних коливань, високих і низьких тисків і температур, агресивних речовин і мікроорганізмів. Важливою умовою безпечної експлуатації обладнання є дотримання вимог санітарних норм і правил, галузевих стандартів і правил техніки безпеки щодо розмірів виробничих та додаткових приміщень. Рухомі частини обладнання, що є джерелом небезпеки, повинні бути огорожені, за виключенням частин, огороження яких не допускається за їх функціональним призначенням. У цих випадках передбачається сигналізація, що попереджує про пуск машин у роботу, засоби зупинки і відключення джерел енергії. Елементи конструкцій виробничого обладнання не повинні мати гострих кутів, кромки і поверхні, з нерівностями, що становлять собою джерело небезпеки, якщо їх наявність не визначається функціональними призначенням обладнання [72, 73, 87].

Конструкція обладнання повинна виключати можливість випадкового дотику працюючих до гарячих і переохолоджених частин. Виділення та поглинання обладнанням тепла, а також виділення ним вологи у виробничих приміщеннях не повинно перевищувати гранично допустимі рівні (концентрації) в межах робочої зони. Насоси, які встановлені на фундаменті, надійно закріплені, а муфтові з'єднання насосів з електродвигунами мають бути добре закріплені. Електродвигуни відкритого типу, які приводять до руху насоси, захищені з'ємними металічними кожухами [89, 90].

Робоче місце необхідно тримати в чистоті і порядку. Під час експлуатації техніки та обладнання: слід контролювати тиск в пневмо і гідросистемах, систематично перевіряти запобіжні пристрої, дотримуватись

обережності під час експлуатації МТА. Не залишати працююче техніку та обладнання без нагляду.

Не дозволяється на ходу одягати привідні паси на шківи, проводити крипильні роботи двигунів, контрприводів і трансмісій та інш. Не проводити ремонт, наладку і змащування обладнання без його зупинки. В цехах і дільницях, де експлуатують технологічне обладнання з підвищеним рівнем небезпеки, біля кожної такої машини та апарату вивісити на помітних і доступних місцях інструкції по безпечному технічному обслуговуванню та догляду за ними, а також інструкції по наданню першої допомоги при нещасних випадках; не допускати до роботи некваліфікованих працівників, які недостатньо обізнані в питаннях експлуатації обладнання.

По закінченню роботи все обладнання повинно бути від'єднано від електромережі.; обладнання, апаратура, інвентар, після закінчення роботи повинні підлягати прибиранню та дезінфекції; під час миття технологічного обладнання не допускати потрапляння води на електродвигуни та інші електротехнічні пристрої та прилади. Слідкувати за дотриманням працівниками правил особистої гігієни і підтримуванням чистоти робочого місця; приміщення повинні бути чистими і відповідати санітарно-гігієнічним вимогам. Не допускати до роботи на техніці та обладнанні осіб, що з'явилися на роботу в стані алкогольного чи наркотичного сп'яніння. Проводити навчання працівників щодо дій в надзвичайних ситуаціях та при аварії, щодо надання першої долікарської допомоги; своєчасно комплектувати аптечки та протипожежні пункти. Протипожежний захист передбачає: максимально можливе застосування негорючих і важкогорючих речовин і матеріалів; ізоляцію горючих середовищ; організацію пожежної охорони на підприємстві і евакуацію людей.

Згідно з законодавством про працю забороняється експлуатацію техніки та обладнання на підприємстві, які не відповідають вимогам охорони праці. Ці вимоги направлені на забезпечення безпеки робітників, на захист населення від шкідливих викидів в атмосферу і гідросферу, вище граничних норм [87].

Засоби боротьби з шумом та вібрацією

З метою попередження негативного впливу шуму та вібрації на організм людини, під час експлуатації та ТОР МТА, використовують гумові ущільнення, амортизуючи муфти, проводять балансування неврівноважених частин обладнання, своєчасний догляд за обладнанням і його ремонт, а також індивідуальні засоби захисту від шуму (наушники, які знижують рівень шуму до 3,5 – 4,5 Дб) [81, 82].

Для зменшення шуму на підприємстві використовують п'ять методів: зменшення шуму в джерелі його виникнення; зміна напрямку поширення від джерела шуму; будівельно-акустичний метод; зменшення шуму на шляху його розповсюдження; використання індивідуальних засобів захисту. В якості індивідуальних засобів захисту від шуму та вібрації пропонується використання навушників, які забезпечують зменшення рівня шуму до 3,5 – 4,5 дБ. Для зменшення вібрації застосовують віброізоляцію, полімерні матеріали замість металевих та ін. [75, 81, 82]

Розробка заходів пожежної безпеки

У Законі України «Про пожежну безпеку», говориться, що: «Забезпечення пожежної безпеки є невід'ємною частиною державної діяльності щодо охорони життя та здоров'я людей, національного багатства і навколишнього природного середовища. Цей Закон визначає загальні правові, економічні та соціальні основи забезпечення пожежної безпеки на території України, регулює відносини державних органів, юридичних і фізичних осіб у цій галузі незалежно від виду їх діяльності та форм власності». У статті 2 цього Закону говориться, що: «забезпечення пожежної безпеки є складовою частиною виробничої та іншої діяльності посадових осіб, працівників підприємств, установ, організацій та підприємців. Це повинно бути відображено у трудових договорах (контрактах) та статутах підприємств, установ та організацій. Забезпечення пожежної безпеки підприємств, установ

та організацій покладається на їх керівників і уповноважених ними осіб, якщо інше не передбачено відповідним договором [83, 84, 85].

Оцінка вибухопожежонебезпеки об'єкта здійснюється за результатами відповідного аналізу пожежної небезпеки будівель, приміщень, інших споруд, характеру технологічних процесів і пожежонебезпечних властивостей речовин, що в них застосовуються, з метою виявлення можливих обставин і причин виникнення вибухів і пожеж та їх наслідків. Імовірнісний підхід, що ґрунтується на концепції допустимого ризику, передбачає недопущення впливу на людей і матеріальні цінності небезпечних факторів пожежі з імовірністю, яка перевищує нормативну. Детермінований підхід базується на розподілі об'єктів за ступенем вибухопожежонебезпеки на категорії і класи з позначенням їх конкретних кількісних меж залежно від параметра, що характеризує можливі наслідки пожежі та вибуху [86].

Вибухопожежна безпека об'єкта забезпечується системами: попередження вибухів і пожеж; протипожежного та противибухового захисту; організаційно-технічних заходів. Система попередження вибухів і пожеж має за мету не допустити виникнення вибухів і пожеж [86].

Вихідні положення системи попередження пожежі (вибухів): пожежа (вибух) можливі за наявності 3 чинників: горючої речовини, окислювача і джерела запалювання; за відсутності будь-якого зі згаданих чинників або обмеженні його визначального параметра безпечною величиною, пожежа неможлива. Система протипожежного та проти вибухового захисту спрямована на створення умов обмеження розповсюдження і розвитку пожеж і вибухів за межі осередку при їх виникненні, на виявлення та ліквідацію пожежі, на захист людей та матеріальних цінностей від дії шкідливих та небезпечних факторів пожеж і вибухів [83, 84, 86].

Підводячи підсумок можна зауважити, що з метою недопущення випадків травматизму необхідно ознайомитися з правилами експлуатації обладнання, технікою безпеки і слід дотримуватися пропонованих заходів на підприємствах. Необхідно дотримуватись розроблених вимог, що дозволить

підтримувати охорону праці на досить високому рівні. На підприємстві повинні бути створені безпечні умови праці, питання з охорони праці потребують постійної уваги з боку керівника підприємства, спеціалістів, а також самих працівників.

4.2 Заходи з охорони навколишнього середовища

Загалом сільськогосподарські підприємства є джерелом забруднення води, повітря, ґрунту.

Одним з найпоширеніших питань екології є питання стічних вод. Стічні води головним чином утворюються від миття обладнання, виробничих приміщень автоцистерн, продуктів відходу життєдіяльності тварин. Стічні води при виробництвах повинні очищатися на очисних спорудах підприємства і відповідати «Санітарним правилам і нормативам охорони поверхневих вод від забруднення» №4630.

Стічні води на підприємствах сільськогосподарського виробництва можуть очищуватися механічно-хімічним чи біологічним методом. Для механічного очищення стічних вод від скла застосовують відстійні криниці з решітками. Механічно-хімічний метод полягає у використанні гашеного вапна, хлорного заліза чи глинозему для коагуляції органічних домішок. Біологічне очищення стічних вод здійснюється в аеротенках, біологічних фільтрах та на полях зрошування.

З дозволу санітарно-епідеміологічної станції стічні води дозволяється випускати в міську каналізацію після очищення від скла у відстійниках з решітками. Стічні води можуть бути спущені у водоймища при біологічному споживанні кисню протягом 5 днів не більше 6мг/л, відсутності погашеної мікрофлори, колі-індекс не більше 1000. Залишкова кількість хлору після дезінфекції повинна бути не менша 1,5мг/л, а сухого залишку у стічній воді повинно бути не більше 1000мг/л.

Контроль за шкідливими викидами в атмосферу здійснюється у відповідності по ГОСТ 1723-02 і санітарними правилами по охороні

атмосферного повітря населених місць. Контроль за вмістом шкідливих речовин у повітрі витяжних шахтах вентиляцій здійснюється з метою дотримання підприємством встановлених нормативів оперативного реагування підприємством у разі виявлення перевищень.

Контроль здійснюється шляхом прямих інструментальних викидів згідно графіка погодженого Державним управлінням екології та природних ресурсів.

Викиди в атмосферу поділяються на такі, що утворюються при виробництві енергії, а також в результаті використання транспортних засобів з двигунами внутрішнього згорання. А також на викиди, що утворилися в результаті технологічного процесу, а також викиди допоміжних цехів.

Газові викиди котельні містять сірководень, окис вуглецю, окисид сірки азоту. Більш різноманітні гази виділяються, якщо теплові установки працюють на мазуті та дизельному паливі. В цьому випадку склад газів наближається до складу газів автотранспорту, в цих газах містяться вуглеводні, альдегідні, сполуки сірки та азоту.

Атмосферу можуть забруднювати не лише котельні та автотранспорт, а і майстерні, токарні станки. Охорона ґрунтів від забруднення побутовими та промисловими відходами здійснюється у відповідності з вимогами «Санітарних правил утримання територій населених місць» № 42-128-4690. Для твердих відходів на підприємстві знаходяться спеціально відведені місця. Тверді речовини через певний час повинні вивозити на утилізацію.

До твердих відходів належать відпрацьовані люмінесцентні лампи, електроліт із батареї та акумуляторів відпрацьованих, відпрацьовані нафтопродукти, відходи поліетилену, полімерні відходи, шини відпрацьовані, пошкоджені або забруднені під час експлуатації, брухт чорних та кольорових металів, макулатура, змішані побутові відходи і використані предмети особистого вжитку.

5. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ВИКОРИСТАННЯ ПРИЧІПНОГО ТТА З ТДП

ТДП до транспортного модулю дозволяє підвищити вантажопідйомність агрегату шляхом передачі частини навантаження з боку транспортного модулю на трактор і доведення його вантажопідйомності до номінальної. Підвищення вертикального навантаження на гідроначіпку трактора підвищить його зчіпну вагу і понизить буксування провідних коліс, як наслідок буде понижена витрата палива.

Тому техніко-економічну оцінку використання причіпного ТТА проведемо за допомогою порівняння базового варіанту: МТЗ-80+2ПТС- 4 з пропонуваним: МТЗ-80+2ПТС- 4+ТДП на прикладі вивезення гною у бурти на полі за наступними показниками:

- продуктивність за годину (т/год);
- питома витрата палива (кг/т);
- буксування (%);
- приведені витрати засобів (грн/т).

5.1 Визначення продуктивності причіпного ТТА

Продуктивність за годину транспортного засобу $T_{\text{Ч}} W$, т/год, визначається залежністю:

$$W_{\text{Ч}}^T = \frac{Q_{\text{ПР}} K_{\text{Г}}}{T_{\text{об}}} \tau_p = \frac{Q_{\text{ПР}} K_{\text{Г}} \tau_p}{t_{\text{но}} + t_{\text{з}} + t_{\text{дз}} + t_{\text{дст}} + t_p + t_{\text{дхт}} + t_{\text{дхд}}}, (5.1)$$

де $Q_{\text{ПР}}$ - вантажопідйомність транспортного модулю, т;

$T_{\text{об}}$ - час рейсу (обороту), год;

τ_p - коефіцієнт використання робочого часу зміни (приймаємо рівним 0,85);

$K_{\text{Г}}$ - коефіцієнт використання вантажопідйомності (приймаємо рівним 1);

$t_{\text{но}}$ - час під'їзду під навантаження і від'їзду з-під навантаження транспортного засобу (приймаємо рівним 0,0166), год;

t_3 - час завантаження, год;

$t_{\partial z \partial}$; $t_{\partial z n}$ - відповідно час руху транспортного засобу з вантажем по дорозі і по полю, год;

t_p - час розвантаження (приймаємо рівним 0,1), год;

$t_{\partial x \partial}$; $t_{\partial x n}$ - відповідно час руху транспортного засобу в неодружену по дорозі і по полю, год.

Час завантаження t_3 , год, знаходиться по формулі:

$$t_3 = \frac{Q_{PP}}{W_{noz}}, \quad (5.2)$$

де W_{noz} - продуктивність навантажувача, т/год.

Базовий

$$t_3 = \frac{4}{80} = 0,05$$

Спроектований

$$t_3 = \frac{4,785}{80} = 0,0598$$

Час руху транспортного засобу з вантажем і в неодружену, по дорозі і по полю, год:

$$\begin{aligned} t_{\partial z \partial} &= \frac{l_{\partial}}{V_{\partial z \partial}}; t_{\partial z n} = \frac{l_n}{2V_{\partial z n}}, \\ t_{\partial x \partial} &= \frac{l_{\partial}}{V_{\partial x \partial}}; t_{\partial x n} = \frac{l_n}{2V_{\partial x n}}, \end{aligned} \quad (5.3)$$

де l_{∂} і l_n - відповідно протяжність дороги і поля, км;

$V_{\partial z \partial}$; $V_{\partial z n}$ - відповідно швидкість руху транспортного засобу з вантажем по дорозі і по полю, км/год;

$V_{\partial x \partial}$; $V_{\partial x n}$ - відповідно швидкість руху транспортного засобу в неодружену по дорозі і по полю, км/год.

Довжину поля приймемо рівною $l_n = 800$ м [58], а відстань від ферми до поля $l_d = 3560$ м [58].

Базовий:

$$t_{\text{дод}} = \frac{3,56}{7,6} = 0,468 \text{ч}; t_{\text{дзн}} = \frac{0,8}{2 \cdot 9,6} = 0,042 \text{ч},$$

$$t_{\text{дох}} = \frac{3,56}{7,5} = 0,475; t_{\text{дох}} = \frac{0,8}{2 \cdot 9,5} = 0,0421 \text{ч},$$

$$W_{\text{ч}}^T = \frac{4 \cdot 1 \cdot 0,85}{0,0166 + 0,05 + 0,468 + 0,042 + 0,1 + 0,475 + 0,0421} = 2,85,$$

Спроектований:

$$t_{\text{дод}} = \frac{3,56}{7,5} = 0,475 \text{ч}; t_{\text{дзн}} = \frac{0,8}{2 \cdot 9,2} = 0,043$$

$$t_{\text{дох}} = \frac{3,56}{7,7} = 0,462; t_{\text{дох}} = \frac{0,8}{2 \cdot 9,5} = 0,0421$$

$$W_{\text{ч}}^T = \frac{4,785 \cdot 1 \cdot 0,85}{0,0166 + 0,0598 + 0,475 + 0,043 + 0,1 + 0,462 + 0,0421} = 3,39$$

Початкові дані до розрахунку продуктивності причіпного ТТА і результати розрахунку заносимо в таблицю 5.1.

Таблиця 5.1 - Початкові дані до розрахунку продуктивності причіпного ТТА

№ п/п	Показники	Значення показників по варіантах		Відхилення (%)
		Базовий	Спроектований	
1.	Q_{np} , Т	4	4,785	+19,63
2.	W_{noz} , Т/ГОД	80	80	-
3.	t_3	0,05	0,051	+2
4.	$V_{\text{дод}}$	7,6	7,5	-1,3
5.	$V_{\text{дзн}}$	9,6	9,2	-4,2
6.	$V_{\text{дох}}$	7,5	7,7	+2,7
7.	$V_{\text{дох}}$	9,5	9,5	-

8.	$W_{\text{ч}^T}$, т/ГОД	2,85	3,30	+18,95
----	--------------------------	------	------	--------

5.2 Розрахунок економічної ефективності використання причіпного ТТА

У основу визначення економічної ефективності відповідно до методики [28] покладемо приведені витрати засобів, при цьому базовим варіантом як і в попередньому параграфі буде агрегат: МТЗ-80+2ПТС-4, відмінність від спроектованого варіанту полягає в тому, що причіп 2ПТС-4 оснащується тягово-довантажувальним пристроєм, окрім цього шини задніх коліс моделі Я-324 А замінюються на модель Ф-277, що приведе до підвищення балансової ціни транспортного модулю.

Річний економічний ефект від експлуатації модернізованого транспортного модулю E_p , грн., визначають за наступним виразом:

$$E_p = M \times (\Pi_{\delta} - \Pi_m) \quad (5.4)$$

де Π_{δ} і Π_m - приведені витрати відповідно по базовому і спроектованому варіантам, грн/т;

M - планований річний об'єм вантажу, що перевозиться, т.

Приведені витрати на одиницю напрацювання Π , грн., визначають по формулі:

$$\Pi = Y + D_o \times E \quad (5.5)$$

де Y - прямі експлуатаційні витрати, грн./т;

D_o - капіталовкладення (балансова вартість транспортного модулю) на одну тонну, грн/т;

E - нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень ($E = 0,15$).

У свою чергу прямі експлуатаційні витрати Y , грн/т, визначимо по формулі:

$$Y = Z + G + P + A \quad (5.6)$$

де Z - заробітна плата тракториста, грн/т;

G - витрати на паливно-мастильні матеріали, грн/т;

P - витрати на технічне обслуговування, поточний і капітальний ремонт, грн/т;

A - витрати на реновацію, грн/т.

Заробітна плата тракториста Z , грн/т, знаходиться по формулі:

$$Z = \frac{T \cdot K_T}{W_q^T}, \quad (5.7)$$

де T - тарифна ставка тракториста за 1 годину змінного часу, грн/год (прийmemo 19,06);

K_T - коефіцієнт, що враховує доплати (класність, стаж і так далі, прийmemo 2,2).

Витрати на паливно-мастильні матеріали Γ , грн/т, визначимо з вираження:

$$\Gamma = g \cdot \Pi_{TSM}, \quad (5.8)$$

де g - витрата на паливно-мастильні матеріалів, кг/т;

Π_{TSM} - ціна одного кг палива (включаючи вартість мастильних матеріалів, що доводяться на 1 кг основного палива), грн/кг

Витрата паливно-мастильних матеріалів g , кг/т :

$$g = g_T + g_{CM}, \quad (5.9)$$

де g_T - витрата палива за рейс, кг/т;

g_{CM} - витрата мастильних матеріалів за рейс (приймається 3% від витрати палива за рейс [90]), кг/т.

Витрата палива за рейс g_T , кг :

$$g_T = \frac{g_{\partial\partial\partial} \cdot t_{\partial\partial\partial} + g_{\partial\partial n} \cdot t_{\partial\partial n} + g_{\partial\partial\partial} \cdot t_{\partial\partial\partial} + g_{\partial\partial n} \cdot t_{\partial\partial n} + g_o \cdot (t_z + t_p)}{Q_{IP}}, \quad (5.10)$$

де $g_{\partial\partial\partial}$; $g_{\partial\partial n}$ - відповідно витрата палива при русі транспортного засобу з вантажем по дорозі і по полю, кг/год;

$g_{\partial\partial\partial}$; $g_{\partial\partial n}$ - відповідно витрата палива при русі транспортного засобу в неодружену по дорозі і по полю, кг/год;

g_o - витрата палива при зупинці транспортного засобу для вантаження і розвантаження (приймаємо 1,4 [63]), кг/год.

Витрати на технічне обслуговування, поточний і капітальний ремонт P , грн/т, знайдемо по формулі:

$$P = \frac{B(r_T + r_K)}{W_q^T \cdot T_T}, \quad (5.11)$$

де r_T ; r_K - відповідно коефіцієнти відрахувань на поточний ремонт, технічне обслуговування і капітальний ремонт;

T_T - річне нормативне завантаження (трактора, транспортного модулю), год;

B_u - балансова вартість машини (трактора, транспортного модулю), грн.

Витрати на реновацію A , грн/т:

$$A = \frac{B \cdot a}{W_q^T \cdot T_T}, \quad (5.12)$$

де a - коефіцієнт відрахувань на реновацію машини (трактора, транспортного модулю).

Капіталовкладення (балансиова вартість транспортного модулю) на одну тону D_o , грн/т:

$$K = \frac{B}{W_q^T \cdot T_T}, \quad (5.13)$$

Планований об'єм вантажу, що перевозиться, за рік M , т, визначимо по формулі:

$$M = W_q^T \cdot T_T. \quad (5.14)$$

Початкова інформація до визначення економічної ефективності використання причіпного тракторного транспортного агрегату представлена в таблиці 5.2.

Базовий варіант:

Заробітна плата тракториста :

$$z = \frac{19,06 \cdot 2,2}{2,85} = 14,71.$$

Витрата палива при русі транспортного засобу з вантажем і в без вантажу, по дорозі і по полю приймаємо.

Таблиця 5.2 - Початкова інформація до визначення економічної ефективності використання тягово-довантажувального пристрою до транспортного модулю [46].

№ п/п	Показники	Значення показників по варіантам		Відхилення, (%)
		Базовий	Спроектований	
1.	B_T , грн	645000	645000	-
2.	B_n , грн	200000	207500	-3,05
3.	$W_{\text{ч}}^T$ т/ГОД	2,85	3,39	-18,95
4.	$T_{ГТр}$, ГОД	1350	1350	-
5.	$T_{ГПр}$, ГОД	800	800	-
6.	$r_{ГТр}$, %	9,9	9,9	-
7.	$r_{КТр}$, %	5	5	-
8.	$a_{Гр}$, %	10	10	-
9.	$r_{ГПр}$, %	13	13	-
10.	$r_{КПр}$, %	-	-	-
11.	$a_{Пр}$, %	14,2	13,2	-
12.	g_T , кг/т	1,63	1,29	-20,86

Тоді питома витрата палива T_g на тонну перевезеного вантажу буде рівний:

$$g_T = \frac{6,23 \cdot 0,468 + 10,75 \cdot 0,042 + 5,51 \cdot 0,475 + 7,16 \cdot 0,0421 + 1,4 \cdot (0,05 + 0,1)}{4} = 1,63 \text{ кг/т};$$

$$g = 1,63 + 0,0489 = 1,68 \text{ кг/т}.$$

Ціна одного кг палива (включаючи вартість мастильних матеріалів, що доводяться на 1 кг основного палива) дорівнює 35 грн.

$$\Gamma = 1,68 \times 35 = 58,8 \text{ грн/т.}$$

Витрати на технічне обслуговування, поточний і капітальний ремонт :

$$P = 24,98 + 11,4 = 36,38 \text{ грн/т.}$$

Витрати на реновацію:

$$A = 16,76 + 12,46 = 29,22 \text{ грн/т.}$$

Прямі експлуатаційні витрати:

$$U = 14,71 + 58,8 + 36,38 + 29,22 = 139,11 \text{ грн/т.}$$

Капіталовкладення (балансова вартість транспортного модулю) на одну тону:

$$K = \frac{200000}{2,85 \cdot 800} = 87,72.$$

Приведені витрати на одиницю напрацювання :

$$П_{\bar{a}} = 139,11 + 87,72 \cdot 0,15 = 152,27.$$

Спроектований варіант:

Заробітна плата тракториста :

$$З = \frac{19,06 \cdot 2,2}{3,39} = 12,37.$$

Витрата палива при русі транспортного засобу оснащеного ТДП з вантажем і без вантажу, по дорозі і по полю.

$$g_{\Gamma} = \frac{6,11 \cdot 0,475 + 10,23 \cdot 0,043 + 5,07 \cdot 0,462 + 6,24 \cdot 0,0421 + 1,4 \cdot (0,0598 + 0,1)}{4,785} = 1,29 \text{ кг/т,}$$

$$g = 1,29 + 0,0387 = 1,33 \text{ кг/т.}$$

$$\Gamma = 1,3 \times 35 = 46,55 \text{ грн/т.}$$

Витрати на технічне обслуговування, поточний і капітальний ремонт :

$$P_{\Gamma} = \frac{645000 \cdot (0,099 + 0,05)}{3,39 \cdot 1350} = 21,$$

Вартість виготовлення тягово-довантажувального пристрою дорівнює 5000 грн, а ціна шини задніх коліс моделі Ф-100 277, що встановлюється

замість шини Я-324 А (3750 грн) [32], рівна по каталогу - 5000 грн. [31], те балансова вартість транспортного модулю складе 207500 грн.

$$P_{пр} = \frac{207500 \cdot 0,13}{3,39 \cdot 800} = 9,95$$

$$P = 21 + 9,95 = 30,95$$

Витрати на реновацію:

$$A_{тр} = \frac{645000 \cdot 0,1}{3,39 \cdot 1350} = 14,09$$

$$A_{дп} = \frac{207500 \cdot 0,142}{3,39 \cdot 800} = 10,86$$

$$A = 14,09 + 10,86 = 24,95$$

Прямі експлуатаційні витрати:

$$U = 12,37 + 46,55 + 30,95 + 24,95 = 114,82 \text{ грн/т.}$$

Капіталовкладення (балансова вартість транспортного модулю) на одну тонну:

$$K = \frac{207500}{3,39 \cdot 800} = 76,51$$

Приведені витрати на одиницю напрацювання :

$$П_{н} = 114,82 + 76,51 \cdot 0,15 = 126,3$$

Проводячи порівняння приведених витрат засобів і витрати палива на тонну вантажу (гною), що перевозиться, по базовому і запропонованому варіантам бачимо, що і приведені витрати і витрата палива на тонну вантажу, що перевозиться, у запропонованого варіанту ТТА нижче відповідно на 17,06 % і 20,86 %.

Планований об'єм вантажу, що перевозиться, за рік :

$$M = 2,85 \times 800 = 2280 \text{ т.}$$

Річний економічний ефект при експлуатації модернізованого транспортного модулю складе:

$$EG = 2280 \times (152,27 - 126,3) = 59211,6 \text{ грн.}$$

ВИСНОВКИ

1. Аналіз використання тракторно-транспортних агрегатів різного компонування показав, що причіпна схема ТТА порівняно з сідельною і напівпричіпною має перевагу по керованості і стійкості руху, проте поступається в можливості підвищення вантажопідйомності агрегату і наявності значного буксування провідних коліс трактора.

2. Розроблені аналітичні залежності розподілу ваги транспортного модулю, оснащеного ТДП, по його опорах, конструктивні параметри, що враховують її, і величину сили крюка, дозволяють визначити допустиме навантаження на гідроначіпку трактора, що виключає порушення його стійкості і керованості.

3. Отримана залежність, що дозволяє з урахуванням умов використання причіпного ТТА, оснащеного ТДП, (кут схилу полів, коефіцієнт опору пересуванню) визначати його раціональну вантажопідйомність, що забезпечує підвищення техніко-економічної ефективності.

4. Встановлені закономірності, що враховують висоту подоланих причіпним ТТА нерівностей при виїзді його з поля на дорогу, які дозволяють знайти основні параметри конструктивних елементів ТДП. З урахуванням закону розподілу висоти подоланих нерівностей з характеристиками: максимальне значення висоти - 0,12 м, середнє - 0,05 м, залежними від бази трактора, визначені довжини: балки - 3,205 м, сережки - 0,393 м, маятника - 0,377 м.

5. Встановлено, що довантаження з боку транспортного модулю, оснащеного ТДП, на гідроначіпку трактора пропорційна зусиллю крюка, тангенсу кута нахилу маятника до упору і обернено пропорційна до відношення переднього і заднього кінців балки і нижньою і верхньою частин маятника, відповідно в діапазонах від 1 до 3 і від 0,1 до 1, а кута нахилу маятника до упору від 60° до 80° довантаження на гідроначіпку трактора змінюють від 1,9 кН до 22,8 кН.. Для середніх значень кута схилу полів $2,5^\circ$,

коефіцієнта опору пересуванню причепа 2ПТС-4 рівний 0,12 довантаження гідроначіпки трактора складає 7,7 кН, при цьому колеса передньої осі розвантажуються на 10,3 кН, а задні перевантажуються на 2,47 кН.

6. Визначена раціональна вантажопідйомність причепа 2ПТС-4, оснащеного ТДП, рівна 4,785 т, в цьому випадку перевантаження задніх коліс транспортного модулю складає 6,4 кН, яка виключається шляхом збільшення його бази на 0,65 м, за умови збереження початкового положення кузова відносно рами, або заміною шин на шини з більшою вантажонесучою здатністю.

7. Очікується, що застосування ТДП в агрегаті МТЗ-80+2ПТС-4 забезпечує підвищення вантажопідйомності на 19,63%. Питома витрата палива на тонну вантажу, що перевозиться, при відстані транспортування $L = 3,56$ км і вантажопідйомності 4,785 т скорочується на 20,86 %. Розрахунковий річний економічний ефект складає 59,2 тис. грн.

8. Пропонуємо виробникам тракторних причепів типу 2 ПТС-4 доцільно виготовляти тягово-довантажувальні пристрой, як додаткове обладнання до транспортного модулю з двома шинами підвищеною вантажонесучою здатністю для коліс задньої осі.

