

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ і НАУКИ УКРАЇНИ
ТАВРІЙСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

На правах рукопису

МАСАЛАБОВ ВАСИЛЬ МИКОЛАЙОВИЧ

УДК 631.37 + 631.3.004.65

**ОБҐРУНТУВАННЯ СХЕМИ
ТА КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ
ДВОМАШИННОГО ПОСІВНОГО АГРЕГАТУ
НА ОСНОВІ ТРАКТОРА ТЯГОВОГО КЛАСУ 1,4**

05.05.11 – Машини і засоби механізації
сільськогосподарського виробництва

Дисертація
на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Науковий керівник: Надикто В.Т.,
доктор технічних наук,
професор, член-кореспондент
НААН України, Заслужений
діяч науки і техніки України

Мелітополь – 2016

ЗМІСТ

ВСТУП.....	с. 4
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ПРОБЛЕМИ ТА ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	8
1.1. Шляхи підвищення продуктивності посівних МТА.....	8
1.2. Аналіз конструкцій зчіпок сільськогосподарського призначення..	11
1.3. Аналіз повороткості машинно-тракторних агрегатів.....	21
1.4. Висновки по розділу і постановка задач дослідження.....	30
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ПОВОРОТКОСТІ ДВОМАШИННОГО МТА.....	31
2.1. Загальні положення та припущення, прийняті при складанні рівнянь повороту двомашинного МТА.....	31
2.2. Обґрунтування довжини подовжувача двомашинної зчіпки.....	33
2.3. Визначення точки приєднання правої сівалки.....	40
2.4. Аналіз динамічної повороткості двомашинного посівного агрегату.....	42
2.4.1. Математична модель повороту МТА.....	42
2.4.2. Методика дослідження математичної моделі посівного агрегату....	48
2.4.3. Динаміка усталеного повороту двомашинного МТА.....	51
2.4.4. Динаміка неусталеного повороту двомашинного МТА.....	60
2.5. Визначення показника режиму повороткості МТА.....	62
Висновки по розділу.....	66
РОЗДІЛ 3 ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	68
3.1. Об'єкт, програма та методика експериментальних досліджень....	68
3.2. Вимірні параметри, застосовані прилади та обладнання.....	70
3.3. Методика обробки експериментальних даних.....	79
3.4. Методика перевірки математичної моделі повороту посівного машинно-тракторного агрегату на адекватність.....	82
РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПОСІВНОГО МТА.....	84
4.1. Перевірка математичної моделі двомашинного посівного машинно - тракторного агрегату на адекватність.....	84
4.2. Оцінка трудоемкості агрегування посівного МТА.....	86
4.3. Визначення дійсної значини показника режиму повороту дослідного МТА.....	90
4.4. Експлуатаційно-технологічна оцінка роботи двомашинного агрегату.....	96
4.5. Практичні рекомендації з вибору схеми і параметрів двомашинного посівного МТА на основі напівнавісної зчіпки.....	101
Висновки по розділу.....	103
РОЗДІЛ 5 ТЕХНІКО – ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ДВОМАШИННОГО ПОСІВНОГО МТА	105

5.1. Вихідні дані для порівняльного техніко – економічного аналізу нового та базових агрегатів.....	105
5.2. Розрахунок річного економічного ефекту від впровадження нового посівного агрегату.....	110
ВИСНОВКИ.....	111
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	114
ДОДАТКИ.....	123

ВСТУП

Актуальність теми.

Ефективне ведення виробництва в аграрному секторі потребує такого матеріально-технічного оснащення, яке здатне забезпечити виконання всього обсягу механізованих робіт в оптимальні строки з високою якістю і раціональними витратами.

Одним із шляхів розв'язання такої задачі є використання високопродуктивних машинно-тракторних агрегатів (МТА). В значній мірі це стосується посівних МТА на основі широко розповсюджених в Україні універсально-просапних тракторів тягового класу 1,4. Аналіз показує, що п підвищення продуктивності їх праці доцільно здійснювати за рахунок збільшення ширини захвату агрегату шляхом використання двох причіпних зернових сівалок замість однієї.

Проте, таке агрегування вказаних машин потребує застосування зчіпки. Використання останньої у причіпному варіанті характерне значною довжиною виїзду посівного МТА. В результаті це призводить до суттєвого (не менше 38%) збільшення ним питомих витрат часу зміни на повороти.

Найбільш перспективним варіантом збільшення ширини захвату агрегату є застосування відсутньої нині напівнавісної зчіпки. Причому, її конструкція повинна унеможливлювати зіткнення причіпних машин на поворотній смузі, а показник режиму повороту МТА має забезпечувати підвищення техніко - економічних показників його роботи. Практичне розв'язання саме такої задачі і обумовлює **актуальність** даної дисертаційної роботи.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами.

Дисертаційну роботу виконано відповідно до плану наукових досліджень Таврійського державного агротехнологічного університету за підпрограмою 1.1 «Розробити та перевірити в умовах півдня України комплекси машин на основі нових енергетичних засобів» (державний реєстраційний номер №0106U001219), яка є складовою науково-технічної програми №1 «Розробка наукових систем, технологій і технічних засобів для забезпечення продовольчої безпеки південного регіону України».

Метою дослідження є підвищення техніко-економічних показників роботи двомашинного посівного МТА на базі трактора тягового класу 1,4 шляхом обґрунтування його схеми та конструктивно-технологічних параметрів.

В основу досягнення поставленої мети покладено перевірку сформульованої робочої гіпотези, суть якої полягає в наступному: застосування напівнавісної зчіпки з обґрунтованою довжиною подовжувача дозволить зменшити кінематичну довжину двомашинного агрегату та підвищити техніко-економічні показники його роботи.

Програма перевірки вказаної робочої гіпотези передбачає розв'язання наступних задач дослідження:

- розробити статичну та динамічну моделі повороту двомашинного агрегату і на її основі обґрунтувати точки приєднання причіпних сівалок

- до напівнавісної зчіпки;
- дослідити вплив конструктивно-технологічних параметрів двомашинного посівного агрегату на динаміку його повороту;
- вивести кінематичний показник режиму повороту двомашинного посівного МТА, який би забезпечував підвищення техніко-економічних показників його роботи;
- розробити науково-обґрунтовані рекомендації з вибору схеми та конструктивно-технологічних параметрів двомашинного посівного МТА на основі трактора тягового класу 1,4 і у виробничих умовах перевірити ефективність їх впровадження.

Об'єкт дослідження – процес руху двомашинного посівного агрегату із напівнавісною зчіпкою на поворотній смузі.

Предмет дослідження – закономірності впливу схемних і конструктивно-технологічних рішень на параметри повороту і невиробничі витрати змінного часу двомашинним посівним агрегатом на базі трактора тягового класу 1,4.

Методи дослідження. Синтез схемних рішень, конструктивних параметрів і режимів роботи двомашинного посівного МТА на основі трактора тягового класу 1,4 здійснювали шляхом математичного моделювання на ЕОМ умов його функціонування на поворотній смузі з використанням основних положень вищої математики, теоретичної механіки і статистичної динаміки.

Експериментальні дослідження проводили із застосуванням реєструючовимірювального обладнання, аналогово-цифрового перетворювача і портативної ЕОМ. Обробку отриманих даних здійснювали з використанням теорії ймовірності.

Наукова новизна одержаних результатів.

На основі розробленої математичної моделі двомашинного посівного МТА вперше отримано закономірності, які дають можливість здійснити вибір схеми та конструктивно-технологічних параметрів агрегату, виходячи із умов його руху на поворотній смузі.

Встановлено нові аналітичні залежності, які описують умови безконтактного повороту причіпних сівалок при їх агрегуванні з напівнавісною зчіпкою.

Виведено новий показник повороту двомашинного агрегату на основі напівнавісної зчіпки, який пов'язує його конструктивні параметри з режимом руху на поворотній смузі.

Практичне значення одержаних результатів.

Розроблена автором напівнавісна двомашинна зчіпка під маркою СН-7,2 виготовляється Державним підприємством Мелітопольський завод «Гідромаш».

На основі отриманих теоретичних та експериментальних даних розроблено практичні рекомендації з налаштування та експлуатації МТА у складі трактора тягового класу 1,4 (типу МТЗ-80), напівнавісної зчіпки та двох причіпних сівалок типу СЗ-3,6. Такий машинно-тракторний агрегат впроваджено на площі 300 га у багатофункціональному кооперативі «Дружба» (Запорізька обл., Мелітопольський р-н, с. Терпіння), на площі 150 га – у приватному підприємстві «Єськова» (Запорізька обл., Мелітопольський р-н, с. Зарічне), на площі 120 га – у навчально-дослідному центрі ТДАТУ (Запорізька обл., Мелітопольський р-н, с. Лазурне).

Матеріали дисертаційної роботи автора використовуються в навчальному процесі кафедри машиновикористання в землеробстві Таврійського державного агротехнологічного університету.

Особистий внесок здобувача полягає:

- в розробці математичної моделі повороту посівного МТА у складі універсально-просапного трактора, нової напівнавісної зчіпки та двох причіпних зернових сівалок;
- в розробці методики теоретичних та експериментальних досліджень двомашинного посівного агрегату;
- в організації і безпосередній участі при проведенні лабораторно – польових наукових досліджень;
- в обробці отриманих експериментальних даних;
- в розробці практичних рекомендацій із настроювання та експлуатації МТА у складі трактора тягового класу 1,4 (типу МТЗ-80), напівнавісної зчіпки та двох причіпних сівалок типу СЗ-3,6.

Апробація результатів дисертації. Основні результати дисертаційної роботи викладено в доповідях на науково-технічних конференціях викладачів та аспірантів Таврійського державного агротехнологічного університету (м. Мелітополь, 2009...2013 рр.), на XV міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні проблеми землеробської механіки» (м. Житомир, Житомирський національний агроекологічний університет, 2014 р.), на II міжнародній науково-технічній конференції «Крамаровські читання» і на XVI міжнародній науковій конференції «Сучасні проблеми землеробської механіки» (м. Київ, Національний університет біоресурсів і природо використання України, 2015).

Публікації. За результатами досліджень здобувачем опубліковано 11 друкованих праць, із яких 6 – у фахових видання України, 1 – у закордонному виданні, 1 патент, 2 – тези доповідей. Із одинадцяти публікацій 7 написані автором особисто.

Структура та обсяг дисертації.

Дисертаційна робота складається із вступу, 5 розділів, списку літератури та додатків. Дисертація викладена на 122 сторінках машинопису і містить 57 рисунків та 9 таблиць, перелік використаних джерел містить 100 найменувань.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ПРОБЛЕМИ ТА ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1. Шляхи підвищення продуктивності посівних МТА

Однією з вимог сучасної аграрної політики виступає цілеспрямованість розвитку форм господарювання на селі на засадах ринкових відносин та приватної власності, які передбачають конкурентне функціонування різних господарських форм як рівноправних учасників ринку. В структурі суб'єктів господарювання Запорізької обл., наприклад, основними серед них (тобто суб'єктів) за кількістю є фермерські господарства (табл. 1.1).

Таблиця 1.1

Діючі суб'єкти господарювання у сільському господарстві
Запорізької області

Організаційно-правові форми господарювання	Роки					
	2000-2001	2002-2003	2004-2005	2006-2007	2008-2009	2010-2011
Виробничі кооперативи	149	162	69	57	46	41
Господарські товариства	346	515	409	426	471	470
Приватні підприємства	139	189	198	210	256	260
Фермерські господарства	2141	2294	2165	2075	2091	2052
Державні підприємства	34	33	26	31	28	28
Підприємства інших форм	28	109	66	99	107	112
Всього	2836	3301	2932	2897	2998	2962

Важливо, що серед них, як і серед інших об'єктів господарювання, найбільша питома вага припадає на ті, які мають посівні площі, більші за 1000 га (табл. 1.2). Ефективне ведення виробництва в такому секторі потребує належного технологічного та матеріально-технічного забезпечення, використання новітніх досягнень науки і техніки, здатних забезпечити виробництво конкурентоспроможної сільськогосподарської продукції. Для цього кількісний та якісний склад машино-тракторного парку даних аграрних формувань повинен забезпечити виконання всього обсягу механізованих робіт в оптимальні терміни з високою якістю і раціональними затратами. Розв'язати таку задачу можна на основі використання високопродуктивних МТА.

Таблиця 1.2

Розподіл діючих сільськогосподарських підприємств Запорізької області
за розміром сільськогосподарських угідь

Показники	Середня площа одного підприємства, га	Кількість підприємств	Питома вага в загальній кількості	Площа сільськогосподарських угідь	Питома вага в загальній площі
-----------	---------------------------------------	-----------------------	-----------------------------------	-----------------------------------	-------------------------------

			підприємств, %	, тис. га	с.-г. угідь, %
Підприємства, що мали сільськогосподарські угіддя	479,2	2674	100	1359,3	100,0
у т.ч. площею, га:					
до 50	28,4	1285	48,1	37,5	2,7
51–100	68,8	315	11,8	22,6	1,7
101–500	223,7	559	20,9	136,9	10,1
501–1000	702,6	173	6,5	126,8	9,3
1001–2500	1628,6	188	7,0	312,2	23,0
2501–5000	3461,5	108	4,0	374,5	27,5
більше 5000	6400,0	46	1,7	348,8	25,7

В цілому продуктивність праці машинно-тракторного агрегату (W), як відомо, залежить від трьох основних факторів:

- 1) швидкості робочого руху (V_p , км/год);
- 2) робочої ширини захвату (B_p , м);
- 3) ефективності використання часу зміни (коефіцієнт τ).

В символічному представленні це виглядає так [1]:

$$W = 0,1 \cdot V_p \cdot B_p \cdot \tau.$$

Обмежувальним фактором підвищення продуктивності праці за рахунок збільшення швидкості робочого руху посівного МТА є агротехнічні вимоги. Згідно з ними для основної маси подібних агрегатів цей показник не повинен перевищувати 7...9 км/год. [2, 3]. Для тих посівних машин, швидкість руху яких може бути збільшена до 12 км/год, дуже часто обмежувальним фактором виступає мікропрофіль поля. За певної амплітуди та частоти його нерівностей трактор, із-за підвищених вертикальних коливань, не може реалізувати свої потенційні енергетичні можливості [4 – 10, 95, 96].

До тепер серед науковців поширеною була думка, що максимум продуктивності праці МТА припадає на той режим його руху, який обумовлений максимумом тягового коефіцієнта корисної дії (ККД) трактора [11–15]. Водночас, по мірі збільшення їх енергонасиченості максимум тягового ККД зміщується в зону таких високих швидкостей (11...13 м/год), які досить проблематично реалізувати на практиці [16 – 22]. Певною мірою і із-за тих причин, які викладено вище.

З огляду на це підвищення продуктивності праці за рахунок збільшення робочої ширини захвату агрегату нині є більш реальним. Дійсних шляхів реалізації цього напрямку два:

- 1) застосування широкозахватних машин моноблочної (в тому числі – модульної [23 – 28]) конструкції;
- 2) використання зчіпок.

Перший шлях має як свої переваги, так і недоліки. Процес агрегування моноблочної конструкції машини потребує менше часу. Водночас, потреба відпо відності її вимогам щодо дальнього транспортування призводить до зростання складності і ціни [29, 30]. Більше того, моноблочна широкозахватна машина

агрегатується лише з одним енергетичним засобом відповідного тягового класу.

Натомість, застосування зчіпок дозволяє більш ефективно використовувати менш широкозахватні машини/знаряддя: у зчепі вони агрегатується з одним трактором, а кожна окремо – з іншим.

Із приблизно 15 тис. тракторів в Запорізькій області майже половина припадає на універсально-просапні тягового класу 1,4. В основному це енергетичні засоби сімейств МТЗ і ЮМЗ. Як показує аналіз, значна кількість із них використовується на сівбі зернових колосових культур лише із однією сівалкою типу СЗ-3,6. Водночас, тягово-енергетичні показники сучасних тракторів серій МТЗ і ЮМЗ класу 1,4 дозволяють агрегування принаймні із двома такими машинами. Приблизні збитки від неефективної експлуатації вказаних енергетичних засобів лише на сівбі с.-г. культур становлять щонайменше 12 тис. грн в рік на один трактор.

Вищезначена проблема обумовлена відсутністю ефективних технічних засобів для компонування широкозахватних агрегатів на основі тракторів тягового класу 1,4.

1.2. Аналіз конструкцій зчіпок сільськогосподарського призначення

Як уже підкреслювалось вище, технологічну частину широкозахватних машинно-тракторних агрегатів (МТА) досить часто доцільно формувати з допомогою зчіпок. Останні бувають причіпними, напівнавісними і навісними.

Причіпні зчіпки типу СПУ-11, СП-16, СГ-21 тощо мають відносно просту конструкцію і є зручними в експлуатації та обслуговуванні. Вони дають можливість приєднувати до трактора два і більше знарядь/машин. Ці машини бувають або безколісними, або обладнані власною ходовою системою. Перші знайшли застосування для комплектування дво-, або тримашинних агрегатів (рис. 1.1).

Рис. 1.1 – Схема МТА з безколісною причіпною зчіпкою:

1 – трактор; 2 – безколісна причіпна зчіпка; 3 – причіпна машина

На практиці безколісні зчіпки мають певне застосування при комплектуванні таких сівалок (або інших машин), які дозволяють їх фронтальне шеренгове розміщення (СЗП-3,6; СЗ-2,1 і т. ін.).

Причіпні зчіпки, обладнані власною ходовою системою, використовуються для агрегування двох і більше причіпних машин/знарядь з одним енергетичним засобом (рис. 1.2).

Рис. 1.2 – Трактор ХТЗ-160 в агрегаті з причіпною зчіпкою борін СГ-21

Крім того, вони дають можливість створювати комбіновані агрегати, до складу яких входять сільськогосподарські машини і знаряддя різного технологічного призначення (рис. 1.3).

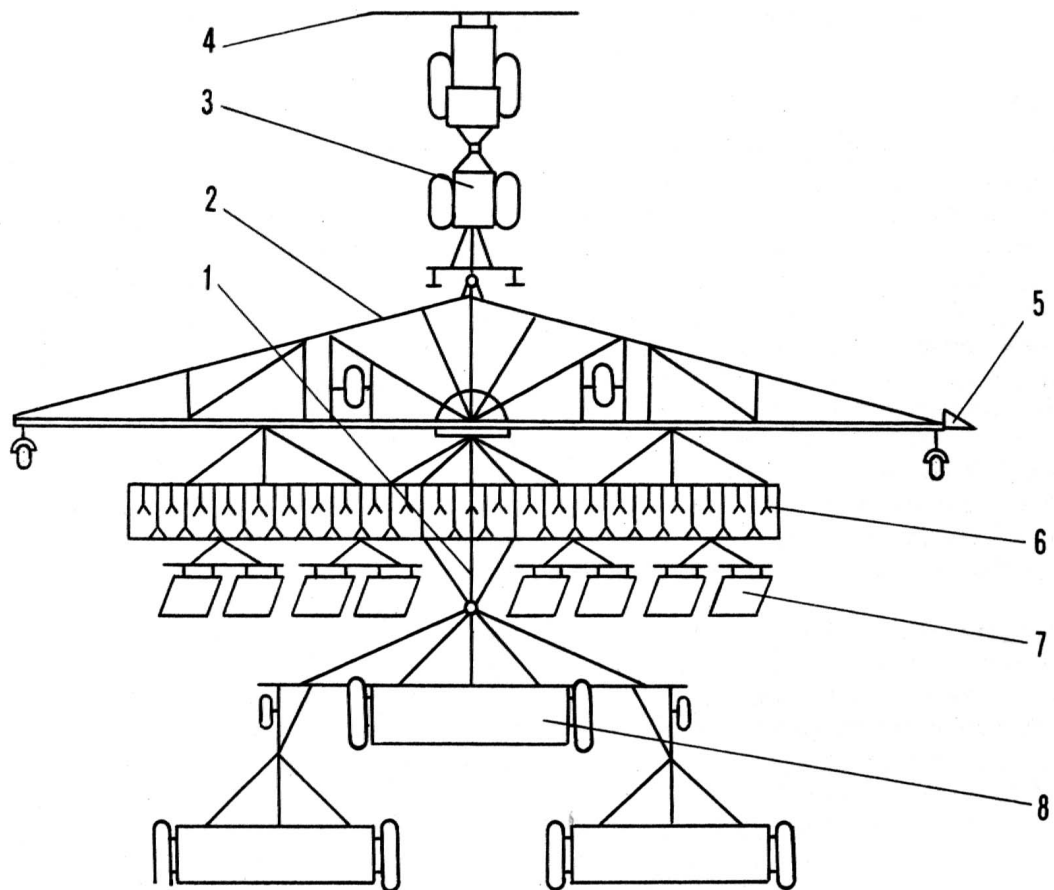


Рис. 1.3 – Схема широкозахватного МТА:

- 1 – брус; 2 – причіпна зчіпка; 3 – трактор; 4 – слідопоказчик;
5 – маркер; 6 – культиватор; 7 – борони; 8 – сіялки зернові

Проте, МТА на їх основі мають велику кінематичну довжину (l_k), яка представляє собою, як відомо [31, 32], проекцію відстані між кінематичним центром агрегату (ЦА) і лінією розташування найбільш віддаленого робочого органу при прямолінійному русі (рис. 1.4).

від витрат часу t_n і визначаються наступним чином:

$$\tau_{21} = \frac{10 \cdot \sum t_n \cdot W_o}{L_r \cdot B_p},$$

де W_o – продуктивність роботи агрегату за год основного часу, га/год;
 L_r – довжина гону поля, км;
 B_p – робоча ширина захвату агрегату, м.

В свою чергу, зі збільшенням питомих витрат часу τ_{21} зменшується час основної роботи будь-якого агрегату (T_1). І це зменшення становить [33]:

$$T_1 = T_n - T_{311} - T_{321}/K_m - T_{322} - T_5 - T_6 - T_{71}$$

$$1 + \tau_{21} + \tau_{321} + \tau_{33} + \tau_{41} + \tau_{62}$$

де T_n – нормативна тривалість зміни, год;
 T_{311} – витрати часу на щозмінне технічне обслуговування машини/знаряддя, год;
 T_{321} – середня значина тривалості перевodu МТА із транспортного положення в робоче і навпаки, год;
 K_m – коефіцієнт змінності використання машини в зоні;
 T_{322} – витрати часу на агрегування машини з трактором, год;
 T_5 – витрати часу на відпочинок механізатора, год;
 T_6 – витрати часу на холості переїзди, год;
 T_{71} – витрати часу на щозмінне технічне обслуговування машини, агрегатованої з випробовуваною, год;
 τ_{21} – питомі витрати часу на повороти;
 τ_{321} – питомі витрати часу на переведення МТА із транспортного положення в робоче і навпаки;
 τ_{33} – питомі витрати часу на налагодження та регулювання МТА;
 τ_{41} – питомі витрати часу на усунення технологічних відмов;
 τ_{62} – питомі витрати часу на переїзди з поля на поле.

А зменшення часу основної роботи – це прямий шлях відповідного зниження змінного виробітку машинно-тракторного агрегату з усіма впливаючими звідси негативними наслідками [34].

Крім того, використання причіпної технологічної частини агрегату дуже часто обмежує потенційну поворотність трактора (рис. 1.5).

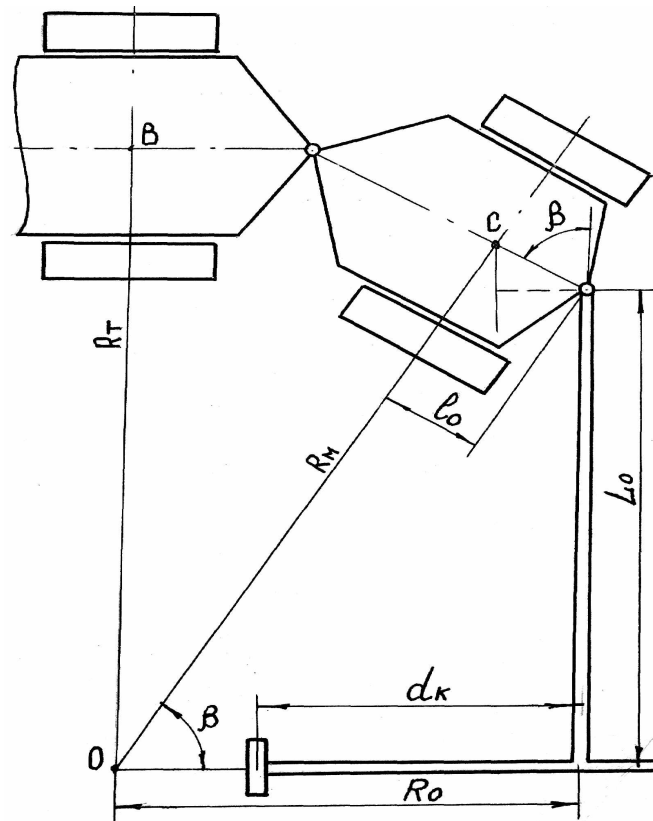


Рис. 1.5 – Схема повороту причіпного МТА

В роботі [35] приводиться наступний алгоритм аналізу поворотності причіпного МТА (див. рис. 1.5):

- 1) задаються конструктивні параметри d_K , L_o , l_o , $R_{M \min}$ і $\beta_{\text{д.доп}}$; останній з них визначає максимально припустиму для даного агрегату значину кута повороту енергетичного засобу відносно подовжньої осі симетрії причіпного знаряддя;
- 2) вирішується система рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} R_{M \min} \cdot \sin \beta_{\max} + l_o \cdot \cos \beta_{\max} &= L_o; \\ R_{M \min} \cdot \cos \beta_{\max} + l_o \cdot \sin \beta_{\max} &= R_o; \end{aligned} \right\} \quad (1.1)$$

- 3) отримані в результаті рішення системи (1.1) конструктивні параметри R_o і $\beta_{\max}$ аналізуються на предмет виконання умов:

$$0 < \beta_{\max} \leq 90^\circ; \quad (1.2)$$

$$R_o \geq d_K; \quad (1.3)$$

$$\beta_{\text{д.доп}} \geq \beta_{\max}. \quad (1.4)$$

Невиконання хоча б однієї із умов (1.2...1.4) означає неможливість реалізації енергетичним засобом у складі даного причіпного МТА своєї власної поворотності. Правильний маневр агрегату на поворотній смузі в даному випадку можливий з радіусом, який є більшим за мінімальний радіус повороту енергетичного засобу. А це, в свою чергу, призводить до зростання невиробничих витрат часу [36].

Нині напівнавісні зчіпки в країні практично не випускаються. Проте, раніше вони досить широко застосовувалися у сільськогосподарському виробництві. Для прикладу можна взяти широко відому в минулому зчіпку СН-75 (рис. 1.6).

Бокові крила цієї зчіпки мали власні навісні механізми для агрегування з с.-г. машинами/знаряддями. Слід підкреслити, що машини такої конструкції були вільні від багатьох недоліків, притаманних причіпним зчіпкам [37]. І хоча вони значно складніші за конструкцією, але дозволяли реалізувати різні системи агрегування машин і знарядь. Так, крім фронтального, цю зчіпку допускали бокове і навіть заднє навішування [38 – 40] сільськогосподарських машин і знарядь. При цьому виявилось, що дуже важливим моментом є правильний вибір точок кріплення її передніх розтяжок 12 як на крилах зчіпки 5, так і на самому енергетичному засобі 1, з яким вони агрегуються (рис. 1.7, [40]).



Рис. 1.6 – Посівний МТА на основі напівнавісної зчіпки СН-75

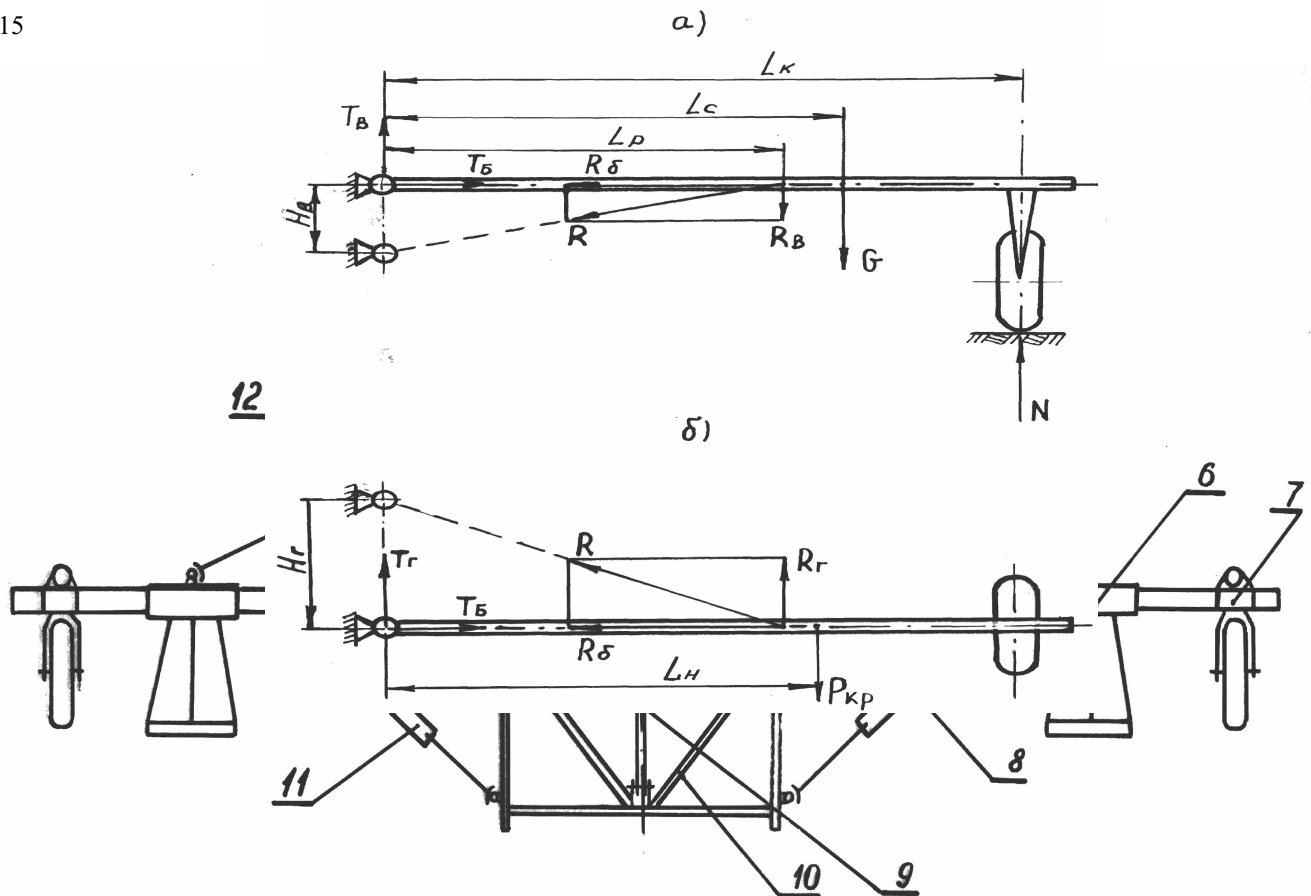


Рис. 1.7 – Варіант агрегування зчіпки СН-75 ззаду енергозасобу [38]:

1 – МЭС-200; 2 – задній навісний механізм МЭС-200; 3 – замок автозчіпки; 4 – центральна секція СН-75; 5 – крило зчіпки СН-75; 6 – навісний механізм крила СН-75; 7 – опорне колесо; 8 – шарнірне з'єднання; 9 – розкос; 10 – опорна рамка; 11 – задня розтяжка; 12 – передня розтяжка

Така постановка питання обумовлена тим, що при певних значинах цих конструктивних параметрів, як показали багаторічні лабораторно-польові дослідження [38, 40], можуть мати місце або значне перевантаження опорних коліс зчіпки, або навпаки, – відривання їх від ґрунту. В окремих випадках можливий навіть вихід з ладу (розрив) розтяжок.

Рішення поставленої задачі вчені здійснювали шляхом розгляду статичної системи сил [40], що діють на крило зчіпки у поперечно-вертикальній і горизонтальній площинах (рис. 1.8).

Рис. 1.8 – Схема сил, які діють на крило зчіпки у вертикальній (а) і горизонтальній (б) площинах [40]

Рівняння, що описують положення рівноваги, і вирази для деяких, використовуваних в розрахунках сил, мають при цьому наступний вигляд [40]:

$$\begin{aligned}
 T_B + N - G - R_B &= 0; \\
 R_B \cdot L_P + G \cdot L_C - N \cdot L_K &= 0; \\
 R_B &= P_{кр} \cdot L_H \cdot H_B / (L_P \cdot H_r); \\
 R_r &= P_{кр} \cdot L_H / L_P; \\
 R_\delta &= P_{кр} \cdot L_H / H_r;
 \end{aligned}
 \tag{1.5}$$

$$R = (R_b^2 + R_r^2 + R_6^2)^{1/2},$$

де T_b – реакція (Н) в шарнірі 8 крила зчипки 5 (рис. 1.7);

N – реакція на опорному колесі зчипки, Н;

G – сила ваги крила зчипки, Н;

R, R_b, R_r, R_6 – діюча на розтяжку сила і її проекції, Н;

$P_{кр}$ – тяговий опір, прикладений до крила зчипки, Н;

L_p – координата точки кріплення розтяжки на крилі зчипки, м;

H_b, H_r – вертикальна і горизонтальна координати точки кріплення розтяжки зчипки на рамі трактора, м;

L_c, L_k, L_n конструктивні параметри, м (рис. 1.8).

Оптимальні значення конструктивних параметрів L_p, H_b і H_r повинні бути такими, щоб задовольнялись наступні рівняння:

$$\left. \begin{aligned} 0 < N \leq N_{ст}; \\ R \rightarrow \min, \end{aligned} \right\} \quad (1.6)$$

де $N_{ст}$ – навантаження (Н) на колесі зчипки за відсутності $P_{кр}$.

В результаті д.т.н. Надикто В.Т. встановлено, що значення вертикальної реакції на колесі зчипки залежить тільки від координат точки приєднання розтяжок до трактора H_b і H_r (рис. 1.9а).

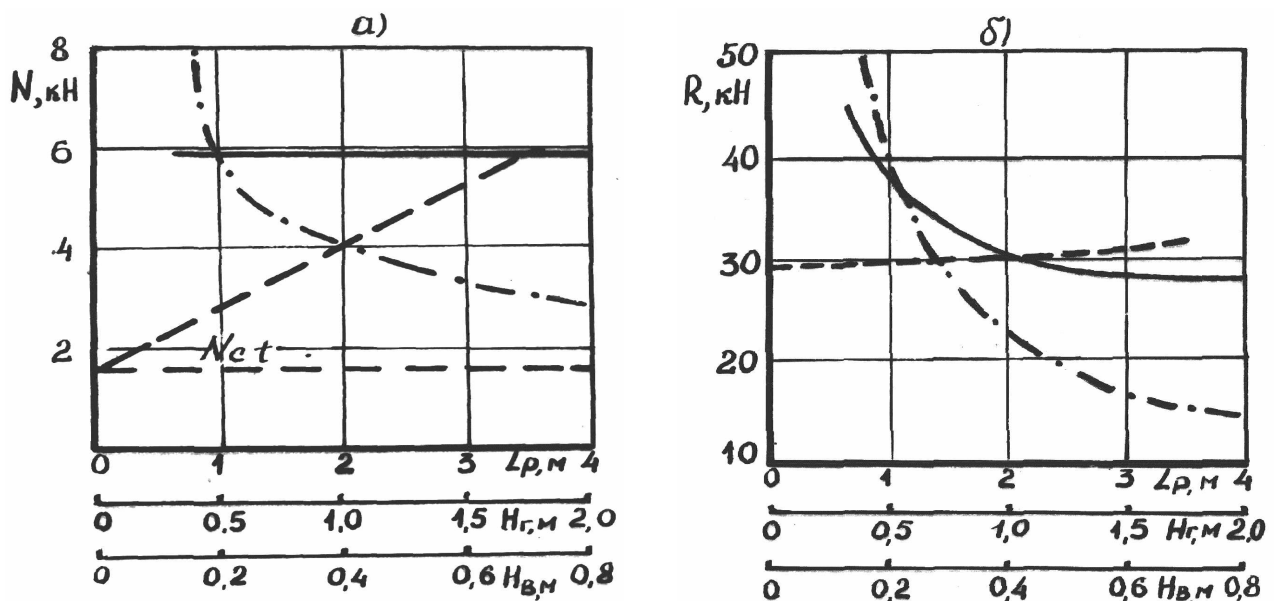


Рис. 1.9 – Залежності вертикальної реакції на колесі зчипки (N) і розтягувального зусилля в розтяжці (R) від координат її закріплення L_p (—), H_r (-.-.-) і H_b (- - -) [40]

Але, якщо із зростанням H_r величина N зменшується, то при збільшенні H_b – навпаки. У діапазоні зміни параметра H_r опорні колеса зчеплення весь час довантажені. Таким чином, забезпечення виконання першої умови системи (1.6) можливо тільки шляхом зміни величини H_b . При нульовому значенні цього параметра реакція N зменшується до рівня $N_{ст}$. Установка ж точки кріплення розтяжки на тракторі вище за брус зчеплення приводить не тільки до розвантаження опорних коліс, а і до відриву їх від ґрунту, що негативно позначається на роботі використовуваного сільськогосподарського знаряддя.

Що стосується сили R , яка діє на розтяжку, то вона залежить практично теж тільки від двох оцінюваних параметрів L_p і H_r (рис. 1.96). Якісний характер цієї залежності однаковий, а кількісний – дещо різний: величина H_r ефективніше впливає на силу R .

Сумісне вирішення системи (1.5) з обмеженнями (1.6) показує, що значення координати H_b повинне бути близьким до 0, а величини координат L_p і H_r повинні дорівнювати максимально можливим (для кожної конкретної конструкції МТА) значенням.

Нині науковцями Таврійського державного агротехнологічного університету розроблено нову схему такої зчіпки (рис. 1.10).

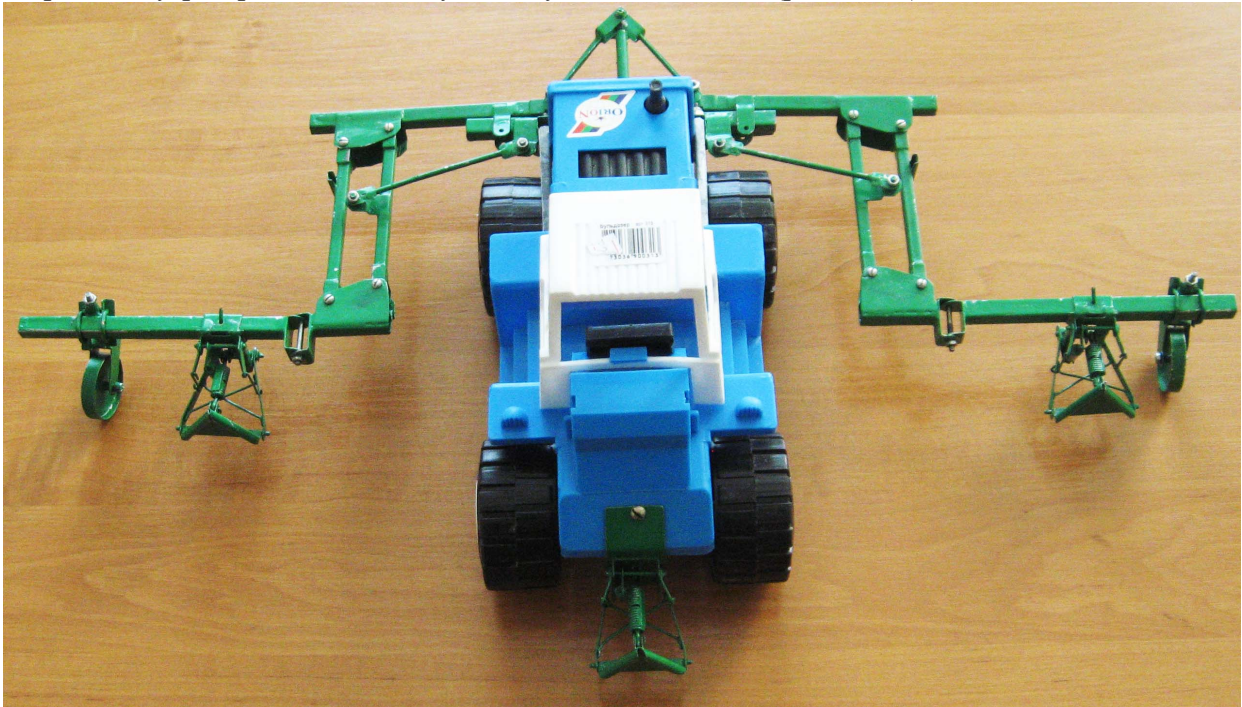


Рис. 1.10 – Перспективна схема напівнавісної двомашинної зчіпки

В новій перспективній конструкції враховано вище викладені негативні моменти агрегування напівнавісної зчіпки типу СН-75.

Що стосується навісних зчіпок, то окремим виробом вони не виступають. Як правило, ці машини в основному застосовуються для агрегування легких навісних машин/знарядь (борін, наприклад). Саме до таких відноситься зчіпка типу СНБ-8, яка випускається у Росії. Її опорні колеса використовуються не для транспорту, а для забезпечення кращого копіювання машиною позовжнього профілю оброблюваного поля.

1.3. Аналіз повороткості машинно-тракторних агрегатів на основі зчіпок

Одним із найрозповсюджених машинно-тракторних агрегатів на півдні України є МТА у складі трактора тягового класу 1,4 (МТЗ-80, ЮМЗ-80) та причіпної зернової сіялки типу СЗ-3,6. Водночас, виробнича практика показує, що вказаний енергетичний засіб може агрегуватися з двома такими машинами. Цілоком зрозуміло, що для цього необхідно мати зчіпку. Із аналізу, викладеному у попередньому параграфі, витікає, що вона має бути навісною або напівнавісною.

Певна проблема в агрегуванні таких причіпних машин, як СЗ-3,6 обумовлена зовнішнім розташуванням їх коліс. Із-за цього неможливо шеренгове приєднання сівалок до зчіпки. А єдино можливе в цьому випадку ешелоноване приєднання машин слід здійснити так, щоб уникнути їх зіткнень під час виконання агрегатом поворотів. Причому як вліво, так і вправо.

Подібна задача уже розглядалась вченими для трисівалкового машинно-тракторного агрегату [39, 41], складеного на основі напівнавісної зчіпки СН-75 (рис. 1.11). Дослідженнями було виведено наступну умову [39]:

$$4 \cdot [(l_c + r_c)^2 + (B_c/2 + b_c)^2] < 4 \cdot K_o^2 + [B_c + B_{\text{ц}} - B_{\text{т}} - b_{\text{ш}}]^2, \quad (1.7)$$

де l_c – відстань між віссю коліс сівалки та точкою її приєднання до зчіпки, м;
 r_c, b_c, B_c – радіус і ширина шини колеса, та ширина захвату бокової сівалки, м

;

$B_{\text{ц}}$ – ширина захвату центральної сівалки, м;

$B_{\text{т}}, b_{\text{ш}}$ – колія та ширина шини трактора, м.

Рис. 1.11 – Схема повороту трисівалкового МТА

Залежність (1.7) дозволяє визначити потрібну ширину захвату центральної сівалки для забезпечення безаварійного повороту МТА у випадку невідповідності дійсної значини параметра l_c бажаній. Безпосередньо з отриманого рівняння видно, що при зростанні l_c величину $B_{\text{ц}}$ слід також збільшувати. Коли мати на увазі, що $B_{\text{сц}} = 2 \cdot B_c$, то при $B_{\text{ц}} = B_c$ вираз (1.7) стає таким :

$$4 \cdot [(l_c + r_c)^2 + (B_c/2 + b_c)^2] < 4 \cdot K_o^2 + (B_{\text{сц}} - B_{\text{т}} - b_{\text{ш}})^2. \quad (1.8)$$

Проте, вираз (1.8) для розв'язання поставленої нами задачі використати не можна, адже він не описує момент зіткнення причіпних машин між собою.

Аналіз літературних джерел показує, що проблемі вибору конструктивних параметрів зчіпок присвячено дуже мало досліджень. Одним із розглянутих питань є доказ необхідності застосування цих машин в причіпному варіанті із самоустановлювальними колесами [65]. Цілком зрозуміло, що встановлення цього факту є результатом досить тривіальним і особливої складності воно не становить.

Слід підкреслити, що взагалі питанню повороткості сільськогосподарських машинно-тракторних агрегатів присвячено велику кількість наукових досліджень. Водночас, значна частка із них направлена на вивчення цього питання стосовно МТА на основі трактора із шарнірно-зчленованою рамою [42 – 48]. У зв'язку з цим отримані науковцями залежності практично не можуть бути використані нами для аналізу повороткості машинно-тракторного агрегату на базі енергетичного засобу класичної компоновки. Причина полягає в принциповій різниці кінематичної схеми повороту цими тракторами.

Тим більше непридатними для подальшого аналізу є наукові результати отримані науковцями при дослідженні процесу повороту агрегатів на основі енергетичних засобів із трьома мостами [49].

Наступний момент полягає в тому, що більшість питань повороткості розглядалося для МТА, у яких технологічна частина була представлена не

фізично, а відображалась своїм впливом на трактор через силу тягового опору та кута повороту у горизонтальній площині [45, 50, 51].

Багато науковців вважають, що визначальними оцінювальними параметрами МТА є мінімальний радіус та час повороту. Проте отримані ними результати є неоднозначними. Так, в роботах [52 – 56] підкреслюється, що зі збільшенням швидкості повороту час маневрування агрегатом зменшується. І це, особливо при незмінному радіусі повороту МТА, є результатом цілком логічним.

Натомість, в роботі [57] встановлено зовсім іншу закономірність. Зі збільшенням швидкості маневру ($V_{\text{п}}$) час на його виконання спочатку до певної значини зменшується, а потім починає зростати. Таке можливе лише за умови, коли зі зростанням $V_{\text{п}}$ одночасно росте і радіус повороту МТА. Проте автор роботи [57] про це нічого не говорить.

Деякі науковці до оцінювальних критеріїв повороткості машинно-тракторного агрегату відносять ширину поворотної смуги [58, 97], або кінематичну площу МТА [34]. Такі точки зору, на наш погляд, мають суттєві недоліки. По-перше, ширина поворотної смуги, як відомо, залежить від довжини виїзду агрегату (e). А цей параметр, в свою чергу, визначається конструкцією технологічної частини і змінювати його на користь покращення повороткості МТА може бути принципово неможливим. Приблизно те ж саме можна сказати і про кінематичну площу агрегату, яка є добутком його кінематичної ширини ($d_{\text{к}}$) на кінематичну довжину ($l_{\text{к}}$). Це пояснюється тим, що суттєвий вплив на величину виїзду агрегату (e) здійснює конструктивний параметр $l_{\text{к}}$.

У порівнянні з кінематикою, питанню вивчення динаміки повороту машинно-тракторних агрегатів приділялося значно менше уваги. Серед відомих робіт виділяються наступні точки зору. Перша стосується швидкості руху агрегату на поворотній смузі. У більшості випадків цей параметр дійсно не перевищує значини 10 км/год. У зв'язку з цим пропонується сили інерції трактора, а також технологічної частини машинно-тракторного агрегату при виконанні ним поворотного маневру не враховувати [59].

На нашу думку такий підхід доцільний для таких причіпних (і навіть навісних) МТА, конструктивна ширина захвату яких перевищує 10...12 м. В протилежному випадку силу інерції все-таки слід враховувати.

В роботі [60] для відносно вузькозахватних агрегатів взагалі пропонується швидкість руху МТА на поворотній смузі виражати в залежності від прискорення вільного падіння g :

$$V_{\text{п}} = (\beta \cdot g \cdot R_{\text{а}})^{1/2}, \quad (1.9)$$

де β – коефіцієнт, який показує яку долю g може скласти допустиме відцентрове прискорення при повороті МТА.

Інша справа, як в реальних умовах експлуатації визначити вказаний коефіцієнт? Більше того, як його зв'язати з конструктивними параметрами агрегату? На всі ці питання автори роботи [60] чіткої відповіді не дають, а тому виразом (1.9) на практиці користуватися практично неможливо.

Повороткість того чи іншого машинно-тракторного агрегату суттєво залежить від кутів уводу шин енергетичного засобу. В роботах [61 – 63] це висвітлено досить повно. Водночас, принаймні на першому етапі досліджень

деякі вчені вважають за доцільне приймати до уваги куту уводу лише передніх коліс [64].

Як показує практика, такий підхід дозволяє дослідити процес повороту МТА з допомогою відносно нескладної математичної модулі. Спрощення останньої саме і обумовлено врахуванням кутів уводу лише керованих рушіїв енергетичного засобу.

Проте, більш достовірними є результати, які отримані з урахуванням кутів уводу і задніх рушіїв енергетичного засобу.

Слід підкреслити, що прийняття у якості таких оцінювальних величин поворотності МТА, як мінімальний радіус і час повороту, не дозволяють здійснити обґрунтований вибір його (агрегату) конструктивних та інших параметрів. Досить часто це пов'язано з тим, що в отриманих аналітичних залежностях, які описують розглядуваний процес руху агрегату на поворотній смузі, не представлені параметри технологічної частини МТА. А при необґрунтованому їх виборі, як впливає із залежностей (1.1)...(1.4), енергетичний засіб може не реалізовувати власну поворотність в агрегаті з тими, чи іншими машинами/знаряддями. Більше того, може мати місце рух МТА з невиправдано більшим радіусом і/або часом повороту.

В роботі [66], наприклад, встановлено, що під час виконання маневру на поворотній смузі водій досить часто зменшує оберти двигуна. В результаті на 1,4...1,7с збільшується запізнення реакції агрегату на керуючий вплив. Негативні наслідки цього процесу цілком зрозумілі. Звідси напрошується висновок, що швидкість зміни керуючого впливу і швидкість поступального руху агрегату під час виконання повороту повинні бути відповідним чином погоджені.

Аналіз літературних джерел показує, що питанню розробки своєрідного показника поворотності МТА дослідники приділяли певну увагу. Так свого часу С.А. Іофінов [67] запропонував оцінювальний показник (K_p) у вигляді

$$K_p = R_a \cdot S,$$

де R_a – радіус повороту МТА, м;

S – шлях повороту, який здійснює кінематичний центр (ЦА) агрегату, м.

Водночас, запропонований вираз зовсім не враховує параметри технологічної частини агрегату. Оцінка поворотності МТА за допомогою цього показника є абстрактною і, на наш погляд, може використовуватися лише для порівняння агрегатів між собою.

В роботах [68 – 71] дійсний радіус повороту МТА аналітично зв'язується із кутовою швидкістю (ω) повороту керованих коліс трактора:

$$R_a = k \cdot L \cdot \operatorname{ctg} \omega t, \quad (1.10)$$

де k – коефіцієнт збільшення радіуса повороту агрегату;

L – база енергетичного засобу, м.

В цих же роботах пропонується показник поворотності K_p , який залежить від низки факторів. Основними із них є швидкість руху агрегату на поворотній смузі (V_p) та середній кут повороту керованих коліс трактора (α_{cp}):

$$K_p = (1 + C_1 \cdot V_p) \cdot L \cdot \operatorname{ctg} \alpha_{cp} \cdot l,$$

де C_1 – коефіцієнт відносного збільшення радіусу повороту на одиницю приросту швидкості руху МТА, с/м;

погло... (тобто 28...40°). На наш
предста... величина $\alpha_{\text{ср}}$ може
коліс трактор... ку кута повороту керованих

Віншій інтер... чик $K_{\text{п}}$ авторами праці [71] подається уже так:

$$K_{\text{п}} = V_{\text{п}}^2 \cdot t \cdot (2 \cdot t_{\text{к}} - t) / \pi,$$

де t – тривалість перемінного керуючого впливу, с;

$t_{\text{к}}$ – тривалість повороту поздовжньої осі трактора на кут $\pi/2$ від напрямку його початкового прямолінійного руху, с.

Аналізуючи запропоновані показники $K_{\text{п}}$, доходимо до висновку про складність їх практичного застосування. Тим більше, що з конструктивними параметрами технологічної частини агрегату вони не зв'язані.

Показник повороткості, суттю якого є відношення поступальної швидкості руху МТА на поворотній смузі до кутової швидкості повороту керованих коліс трактора (тобто $K_{\text{п}} = V_{\text{п}}/\omega$), розглянуто в роботах [72 – 74]. Здійснення маневру агрегату в режимі $K_{\text{п}}$ сприяє зменшенню довжини и часу на повороти на 4,5...11, 2%, а ширини поворотної смуги – на 4,9...12,1% [74].

Водночас, вказаний показник те ж не містить взаємозв'язку з конструктивними параметрами машинно-тракторного агрегату. Особливо із тими, які притаманні технологічній його частині. А без цієї наукової інформації проаналізувати повороткість розглядуваного нами МТА у складі напівнавісної зчипки та двох причіпних сівалок немає можливості.

Задачу зв'язку кінематичного показника з конструктивними параметрами агрегатованої частини МТА розв'язував у своїх дослідженнях д.т.н. Надикто В.Т. Здійснював він це як для блоково-модульних [35, 38, 75], так і для звичайних машинно-тракторних агрегатів [36, 76]. В роботі [76] він запропонував діапазон зміни значини показника повороткості $K_{\text{п}} = V_{\text{п}}/\omega$. Зокрема: мінімальна його значина $K_{\text{пmin}} = 4,5$ м/рад., а максимальна – $K_{\text{пmax}} = 25,0$ м/рад. Причому, величини $K_{\text{пmin}}$ і $K_{\text{пmax}}$ є точками. Оптимальна величина показника режиму повороту агрегату становить 11,4 м/рад (рис. 1.12).

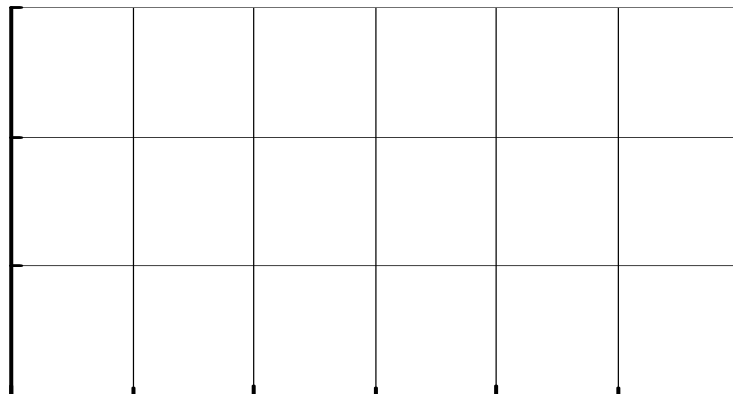


Рис. 1.12 – Діапазон зміни показника режиму повороту агрегату ($K_{\text{п}}$) [76].

Для розглядуваного цим вченим у роботі [76] причіпного валкового агрегату показник режиму повороту має такий вид:

$$\text{де } \varepsilon_{\text{тах}} - \text{максимальний кут повороту агрегату у момент завершення ним «входження в поворот», рад;}$$

$$\gamma_{\text{тах}} - \text{максимальна значина кута між подовжньою віссю трактора і сницею причіпної валкової жниварки, рад;}$$

$$L - \text{поздовжня база трактора, м;}$$

$$l - \text{довжина сниці валкової жниварки, м;}$$

$$D - \text{відстань від осі задніх коліс трактора до точки приєднання причіпної валкової жниварки, м.}$$
(1.11)

Аналіз виразу (1.11) показує, що практична реалізація оптимальної значини показника K_p можлива тільки в автоматичному режимі. Для цього необхідно в режимі реального часу вимірювати швидкість руху МТА на поворотній смузі (V_p) і кутову швидкість повороту керованих коліс трактора (ω). Методика і техніка фіксації цих параметрів досить детально викладена в літературі [77 – 80]. Далі, з метою прийняття необхідного рішення, потрібен механізм порівняння дійсної значини показника K_p із заданою (оптимальною). У разі їх неспівпадання автомат змінює кутову швидкість керованих коліс трактора, або швидкість руху агрегату на поворотній смузі.

Слід, однак, підкреслити, що розглянуті вище методики визначення показника режиму руху придатні для аналізу таких навісних або причіпних машинно-тракторних агрегатів, у яких відсутня проблема набігання агрегатованих машин/знарядь один на одного.

Подібну задачу пробував розв'язати в своїх дослідженнях А.А. Міценко [81]. Він запропонував коефіцієнт кінематичної погодженості $K_{ксп}$ у вигляді:

$$K_{ксп} = \frac{B}{t_p \cdot V_p},$$
(1.12)

де B – робоча ширина захвату МТА, м;
 t_p – час повороту агрегату на 180° по найкоротшому шляху, с.

На думку цього вченого показник $K_{ксп}$ є найбільш загальним параметром, який характеризує кінематику агрегату. Більш того, він більш повно відображає маневреність та поворотність МТА, ніж такі параметри, як радіус повороту та довжина його виїзду на поворотній смузі. Автор іде далі, стверджуючи, що запропонований ним показник дає певну уяву про експлуатаційну надійність агрегату. А саме, чим більша значина $K_{ксп}$, тим рідше одна машина набігає на іншу, а тому менше технічних неполадок тощо.

Проаналізуємо справедливості тверджень автора. По-перше, збільшення ширини захвату МТА, як впливає із виразу (1.12), вимагає відповідного зменшення часу на його повний поворот. Інакше значина показника $K_{ксп}$ буде небажано збільшуватися.

Водночас, зі збільшенням величини B зменшити час маневру агрегату t_p можна шляхом збільшення швидкості його руху на поворотній смузі. А такий

прийом тим проблематичніший, чим більша ширина захвату машинно-тракторного агрегату.

По-друге, наперед стверджувати про неможливість зіткнення машин, виходячи лише із природи показника (1.12), немає ніякої можливості. А.А. Міценко наголошує, що величина $K_{кс}$ залежить від конструктивних параметрів технологічної частини агрегату. Реально, як впливає із виразу (1.12), це стосується лише ширини захвату МТА (B). Вплив інших параметрів на величину $K_{кс}$ невідомий. В усякому разі безпосередньо.

Із вищевикладеного аналізу напрошується висновок, що розроблювана зчіпка для двох сівалок має бути напівнавісною (рис. 1.13).

Рис. 1.13 – Схема двомашинної напівнавісної зчіпки:

1 – рама; 2 – замок авто зчіпки; 3 – подовжувач; 4 – опорне колесо; 5 – серга

Аби її конструкція дозволяла агрегування двох причіпних сівалок, рама зчіпки має бути обладнана подовжувачем 3 (рис. 1.13). Задача полягає у виборі такої довжини останнього, яка б унеможлиблювала зіткнення сівалок під час виконання руху машинно-тракторного агрегату на поворотній смузі. Крім цього, потребує обґрунтування вибору точки приєднання правої сівалки (поз. 5, рис. 1.13).

Насамкінць, слід вивести такий показник режиму повороту двомашинного посівного агрегату $K_{п}$, який би забезпечував здійснення повороту останнього у оптимальному режимі [98, 99].

1.4. Висновки по розділу і постановка задач дослідження

Підвищення продуктивності праці посівного МТА на основі трактора тягового класу 1,4 доцільно здійснювати за рахунок збільшення його ширини захвату шляхом використання двох причіпних сівалок замість однієї. Для практичної реалізації цього напрямку потрібна напівнавісна зчіпка, конструкція якої унеможлиблювала б зіткнення причіпних машин і забезпечувала зменшення невиробничих витрат часу посівним машинно-тракторним агрегатом.

Наявність потенційних переваг напівнавісної двомашинної зчіпки створює передумови для проведення досліджень, метою яких є підвищення техніко-економічних показників роботи двомашинного посівного МТА на базі трактора тягового класу 1,4 шляхом обґрунтування його схеми та конструктивно-технологічних параметрів.

В основу досягнення поставленої мети покладено перевірку сформульованої нами робочої гіпотези, суть якої полягає в наступному: застосування напівнавісної зчіпки з обґрунтованою довжиною подовжувача дозволить зменшити кінематичну довжину двомашинного агрегату та підвищити техніко-економічні показники його роботи.

Програма перевірки вказаної робочої гіпотези передбачає розв'язання наступних задач дослідження:

- розробити статичну та динамічну моделі повороту двомашинного агрегату і на її основі обґрунтувати точки приєднання причіпних сівалок

- до напівнавісної зчіпки;
- дослідити вплив конструктивно-технологічних параметрів двомашинного посівного агрегату на динаміку його повороту;
- вивести кінематичний показник режиму повороту двомашинного посівного МТА, який би забезпечував підвищення техніко-економічних показників його роботи;
- розробити науково-обґрунтовані рекомендації з вибору схеми та конструктивно-технологічних параметрів двомашинного посівного МТА на основі трактора тягового класу 1,4 і у виробничих умовах перевірити ефективність їх упровадження.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ПОВОРОТКОСТІ ДВОМАШИННОГО МТА

2.1. Загальні положення та припущення, прийняті при складанні рівнянь повороту двомашинного МТА

Визначальний вплив на повороткість того чи іншого машинно-тракторного агрегату здійснюють його відповідні конструктивні, кінематичні та експлуатаційні параметри. Із їх числа найбільш важливу роль відіграє мінімальний (R_{amin}) радіус повороту МТА. При цьому слід враховувати, що у розглядуваного нами агрегату він має бути таким, щоб забезпечувати:

- 1) мінімальні витрати часу на поворот;
- 2) неможливість зіткнення причіпних сівалок як між собою, так і з напівнавісною зчіпкою.

При написанні рівнянь руху дослідного МТА на поворотній смузі будемо виходити із загальноприйнятого поняття правильності повороту, згідно з яким:

- 1) всі колеса агрегату перекочуються без бокового ковзання;
- 2) перетин продовження їх осей здійснюється в точці, яка є центром кривизни пройденого шляху [82].

З метою спрощення задачі складання рівнянь кінематики повороту розглядуваного МТА приймаємо наступні припущення.

1. Поверхня руху (поля) є горизонтальною, крен і диферент машинно - тракторного агрегату відсутні.
2. Бокова взаємодія шин з деформованою поверхнею описується гіпотезою «бокового уводу».
3. Зміна швидкості поступального руху агрегату на поворотній смузі настільки мала, що вона приймається постійною і приблизно рівною для середин переднього і заднього мостів трактора.
4. Тангенціальні сили інерції та інерційні моменти опору повороту ланок машинно-тракторного агрегату із-за їх малозначності не враховуються.
5. Різниця кутів уводу шин однієї геометричної осі досить мала і нею можна зневажити.
6. Коефіцієнти опору уводу шин однієї геометричної осі розглядуваного машинно-тракторного агрегату є рівними.

Правомірність першого припущення пояснюється наявністю на основній частині території України таких агротехнічних фонів (полів), коливаннями макрорельєфу яких можна знехтувати.

Для відтворення природи бокової взаємодії шин коліс машинно-тракторного агрегату із деформованою поверхнею (грунтовым середовищем) науковці найчастіше застосовують гіпотезу «бокового уводу» [83, 84] як в лінійній, так і нелінійній її інтерпретаціях. В останньому випадку вказана гіпотеза виправдана при дослідженні уводу шин на твердому фоні (асфальті, бетоні, ущільненій ґрунтовій дорозі тощо). Водночас, при переміщенні машинно-тракторного агрегату (в тому числі і розглядуваного) по відносно м'якому агротехнічному фоні, гіпотеза «бокового уводу» дозволяє отримати цілком достовірні результати. А це, в свою чергу, є достатнім обґрунтуванням для прийняття другого припущення.

Третє припущення підтверджується як результатами багаторічних досліджень вчених, що вивчали поворотність МТА [38, 59, 61], так і даними власних випробувань. В якості показника мінливості (варіабельності) того чи іншого параметра досить часто використовують коефіцієнт варіації (V). Мінливість прийнято вважати незначною, якщо коефіцієнт V не перевищує 10%, середньою – коли він менший за 20%, і значною – при його значині більше 20% [85]. Під час проведення попередніх досліджень встановлено, що за максимальної швидкості руху двомашинного агрегату на поворотній смузі, яка не перевищувала 1,8 м/с (6,5 км/год.), коефіцієнт варіації цього параметра становив менше 2,5%. Відносна помилка визначення середньої значини швидкості руху МТА на поворотній смузі не перевищувала при цьому 1%.

Правомірність четвертого припущення впливає із рівномірності поступального руху двомашинного посівного агрегату під час виконання ним переміщень на поворотній смузі.

При прийнятті п'ятого і шостого припущень враховували наступні міркування вчених [35, 86]. Кут уводу і коефіцієнт опору уводу будь-якої шини залежить від низки експлуатаційних чинників. Переважне місце серед них займають відцентрові сили і тяговий опір технологічної частини машинно-тракторного агрегату. Від останнього, як відомо, неможливо абстрагуватися навіть при холостому рухові МТА на поворотній смузі. Водночас, значина цього опору значна менша за ту, яка має місце під час робочого руху агрегату. Крім того, із-за відносно невисокої швидкості повороту тяговий опір технологічної частини агрегату (двох сівалок) практично рівномірно розподіляється між лівим та правим бортами ходової системи трактора. Це ж саме стосується і розподілу вертикального навантаження між лівими і правим колесом кожної причіпної сівалки.

Саме із-за відносно малих значин відцентрових сил і тягового опору посівного МТА під час його руху на поворотній смузі з рівномірною і невеликою швидкістю, різницею в кутах і коефіцієнтах опору уводу шин однієї геометричної осі трактора та сівалок можна знехтувати. А позаяк радіус повороту МТА значно більший за колію енергетичного засобу, то без великої погрішності замість кутів уводу шин можна розглядати кути уводи середин його переднього і заднього мостів.

2.2. Обґрунтування довжини подовжувача двомашинної зчіпки

Спочатку розглянемо правосторонній маневр досліджуваного машинно-тракторного агрегату (рис.2.1). Кінцевою метою при цьому є встановлення такої довжини подовжувача напівнавісної двомашинної зчіпки (l_y), яка б унеможливила зіткнення сівалок між собою.

Для розв'язання такої задачі достатньо розглянути вказаний вище маневр посівного МТА без урахування уводу шин коліс трактора та сівалок. Закон і параметри повороту усіх ланок агрегату визначаються кутом повороту керованих коліс трактора α . При максимальній його значині ($\alpha_{\max}$) агрегат буде рухатися з мінімальним радіусом ($R_a = O_{\text{п}}A$) відносно полюсу повороту (т. $O_{\text{п}}$, див. рис. 2.1):

$$R_a = L \cdot \operatorname{ctg} \alpha_{\max},$$

де L – база трактора, м.

SHAPE * MERGEFORMAT Рис. 2.1 – Схема повороту посівного МТА вправо

Сівалки при цьому повертатимуться на різні кути (φ_1 і φ_2) так, що продовження осей їх ходових систем весь час проходитимуть через точку $O_{\text{п}}$.

Під час здійснення маневру агрегатом за відповідних умов (а саме – неправильно вибраній довжині подовжувача зчіпки l_y) можливе зіткнення посівних машин у т. С (див. рис. 2.1).

Уникнути цього можна тоді, коли буде виконуватися хоча б одна із наступних двох вимог щодо співвідношення поздовжніх і поперечних координат точок C_1 і C_2 лівої та правої сівалок відповідно:

$$\left. \begin{aligned} X_{C_1} &< X_{C_2}; \\ Y_{C_1} &> Y_{C_2}. \end{aligned} \right\} \quad (2.1)$$

Як видно із рис. 2.1, ці точки знаходяться на зовнішніх крайках відповідних внутрішніх коліс сівалок. Їх поздовжні координати є наступними:

$$\left. \begin{aligned} X_{C_1} &= R_1 \cdot \sin(\gamma_1 + \varphi_1); \\ X_{C_2} &= l_{\text{сн}} + R_2 \cdot \sin(\varphi_2 - \gamma_2), \end{aligned} \right\} \quad (2.2)$$

де R_1 – відстань між точкою приєднання лівої сівалки до подовжувача зчіпки і точкою на її колесі C_1 , м;

R_2 – відстань між точкою приєднання правої сівалки до зчіпки і точкою на її колесі C_2 , м;

$l_{\text{сн}}$ – фронт зчіпки, м;

γ_1, γ_2 – кути (рад) – конструктивні параметри сівалок (див. рис. 2.1), які визначаються довжиною сніци ($l_{\text{сн}}$) сівалки, радіусом (r_k) її колеса та вищевказаними відстанями R_1 і R_2 .

Що стосується вертикальних (тобто поздовжніх) координат згадуваних вище точок C_1 і C_2 , то вони є такими:

$$\left. \begin{aligned} Y_{C_1} &= l_t + l_y + R_1 \cdot \cos(\gamma_1 + \varphi_1); \\ Y_{C_2} &= l_t + R_2 \cdot \cos(\varphi_2 - \gamma_2), \end{aligned} \right\} \quad (2.3)$$

де l_t – відстань від осі задніх коліс трактора до рами напівнавісної

двомашиної зчіпки, м.

Для здійснення в подальшому необхідних розрахунків, виведемо залежності, із яких можна визначити кути γ_1 і γ_2 . Із аналізу рис. 2.1 бачимо, що:

$$R_1 \cdot \cos \gamma_1 = l_{\text{сн}} - r_{\text{к}};$$

$$R_2 \cdot \cos \gamma_2 = l_{\text{сн}} + r_{\text{к}}.$$

Звідси в остаточному вигляді можна записати наступне:

$$\gamma_1 = \arccos[(l_{\text{сн}} - r_{\text{к}})/R_1];$$

$$\gamma_2 = \arccos[(l_{\text{сн}} + r_{\text{к}})/R_2].$$

В системах рівнянь (2.2) і (2.3) невідомими є кути повороту сівалок ϕ_1 і ϕ_2 . Для їх визначення проаналізуємо наступні співвідношення, які впливають із аналізу рис. 2.1. В першу чергу розглянемо прямокутний трикутник $O_{\text{п}}OY_1$. Для нього отримуємо, що

$$OY_1/OO_{\text{п}} = \operatorname{tg} \phi_1.$$

Катети цього трикутника є наступними:

$$OY_1 = l_{\text{т}} + l_{\text{у}} + K_1 Y_1;$$

$$OO_{\text{п}} = R_{\text{а}} + l_{\text{сц}}/2.$$

Коли врахувати, що

$$K_1 Y_1 = l_{\text{сн}}/\cos \phi_1,$$

то в кінцевому рахунку отримуємо:

$$\operatorname{tg} \phi_1 = \frac{l_{\text{т}} + l_{\text{у}} + l_{\text{сн}}/\cos \phi_1}{R_{\text{а}} + l_{\text{сц}}/2}. \quad (2.4)$$

Кут повороту правої сівалки ϕ_2 знайдемо із трикутника $O_{\text{п}}X_2Y_2$. Для нього справедливою є така залежність:

$$X_2Y_2/X_2O_{\text{п}} = \operatorname{tg} \phi_2$$

або

$$(X_2K_2 + K_2Y_2)/X_2O_{\text{п}} = \operatorname{tg} \phi_2.$$

З урахуванням того, що

$$X_2K_2 = l_{\text{т}};$$

$$K_2Y_2 = l_{\text{сн}}/\cos \phi_2;$$

$$X_2O_{\text{п}} = R_{\text{а}} - l_{\text{сц}}/2,$$

остаточно отримуємо:

$$\operatorname{tg} \phi_2 = \frac{l_{\text{т}} + l_{\text{сн}}/\cos \phi_2}{R_{\text{а}} - l_{\text{сц}}/2}. \quad (2.5)$$

Отримані залежності (2.4) і (2.5) дають можливість безпосередньо визначити такі невідомі параметри, якими є кути ϕ_1 і ϕ_2 .

В кінцевому рахунку система (2.1) представляє собою 9 рівнянь із такою ж кількістю невідомих параметрів. А саме:

- 4 координати ($Y_{\text{с1}}, Y_{\text{с2}}, X_{\text{с1}}, X_{\text{с2}}$);

- 4 кути ($\phi_1, \phi_2, \gamma_1, \gamma_2$);

- радіус повороту МТА – $R_{\text{а}}$.

В розгорнутому вигляді вона має такий вид:

$$Y_{\text{с1}} = l_{\text{т}} + l_{\text{у}} + R_1 \cdot \cos(\gamma_1 + \phi_1);$$

Ra, м

t, с

1

2

 α , рад

$$Y_{C2} = l_T + R_2 \cdot \cos(\varphi_2 - \gamma_2);$$

 Y_a , м

$$l_T + l_y + (l_{CH}/\cos\varphi_1)$$

м

$$\operatorname{tg}\varphi_1 =$$

4 ;

5 ;

$$R_a + (l_{CH}/2)$$

6

1

$$l_T + (l_{CH}/\cos\varphi_2)$$

2

$$\operatorname{tg}\varphi_2 =$$

$$R_a - (l_{CH}/2)$$

3

(2.6)

 $\times 10^{-3}$ рад

$$X_{C1} = R_1 \cdot \sin(\gamma_1 + \varphi_1);$$

 $\times 10^{-3}$ рад δ_a

$$X_{C2} = l_{CH} + R_2 \cdot \sin(\varphi_2 - \gamma_2),$$

 α , рад

$$\gamma_1 = \arccos[(l_{CH} - r_k)/R_1];$$

 δ_b

$$\gamma_2 = \arccos[(l_{CH} + r_k)/R_2];$$

1

2

$$R_a = L \cdot \operatorname{ctg}\alpha.$$

3

Система рівнянь (2.6) дозволяє встановити за якої довжини подовжувача зчіпки l_y буде унеможливлене зіткнення сівалок при правосторонньому повороті МТА. Для цього розглянемо динаміку зміни координат точок C_1 і C_2 , отриману із системи рівнянь (2.6) при заданій постійній довжині подовжувача зчіпки l_y та перемінній величині кута повороту керованих коліс трактора α (рис.2.3).

Указаній вище системі (2.6) вирази для знаходження кутів φ_1 і φ_2 представлені в неявному вигляді. У зв'язку з цим розв'язок поставленої задачі здійснювали у програмному середовищі MathCad, вбудовані оператори якого дозволяють встановити значини усіх дев'яти невідомих (2.6) при задаванні вхідних величин – кута повороту керованих коліс трактора α і довжини подовжувача зчіпки l_y .

В розрахунках значини величин, які входять до системи рівнянь (2.6), прийнято такими: $l_T = 1,0$ м; $l_{CH} = 2,15$ м; $l_{CH} = 3,6$ м; $R_1 = 2,5$ м; $R_2 = 3,4$ м; $L = 2,37$ м; $r_k = 0,62$ м; $\alpha = 0,02 \dots 0,53$ рад ($1 \dots 30^\circ$).

Результати теоретичних досліджень показують, що за довжини подовжувача зчіпки менше 2,5 м не можна унеможливити зіткнення сівалок під час здійснення агрегатом повороту вправо. Так, наприклад, коли $l_y = 2,0$ м, система умов (2.1) виконується лише при куті повороту керованих коліс трактора до 0,12 рад та більше 0,17 рад (рис. 2.2).

 α , рад δ_b

6

5

4

3

2

1

 $\times 10^{-3}$ рад $\times 10^{-3}$ рад δ_a

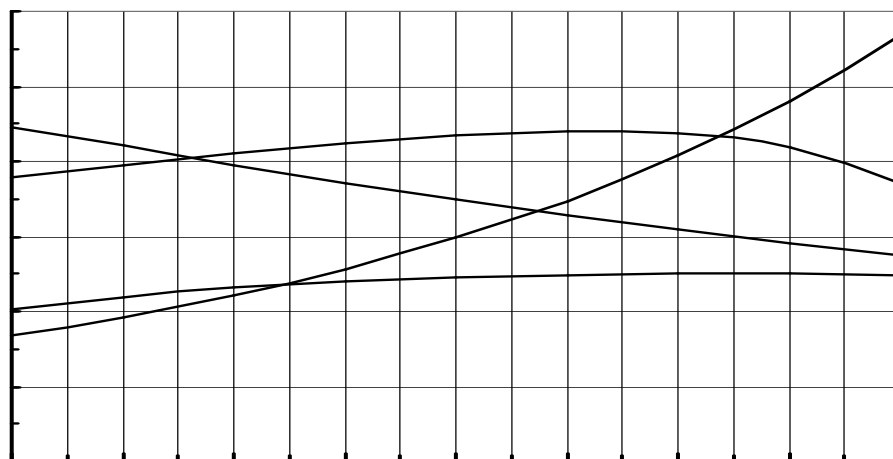


Рис. 2.2 – Залежність координат сівалок Y_{c1} , Y_{c2} , X_{c1} , X_{c2} від кута повороту керованих коліс трактора (α) при довжині подовжувача зчіпки 2,0 м

А саме, на першій ділянці ($\alpha = 0,02 \dots 0,12$ рад) справедлива друга вимога системи (2.1), тобто $Y_{c1} > Y_{c2}$. На другій ділянці ($\alpha > 0,17$ рад), навпаки, виконується перша умова цієї системи.

В інтервалі ж між цими значинами кута α не виконується обидві умови, оскільки маємо:

$$\begin{aligned} X_{c1} &> X_{c2}; \\ Y_{c1} &< Y_{c2}. \end{aligned}$$

Практично це означає що при повороті керованих коліс трактора на кут, більший за 0,12 рад (тобто 70), відбудеться зіткнення причіпних сівалок двомашинного МТА.

Водночас, при довжині подовжувача зчіпки l_u якого результату, коли в усьому діапазоні зміни кута повороту керованих коліс трактора зіткнення причіпних сівалок неможливе.

Так, при l_u

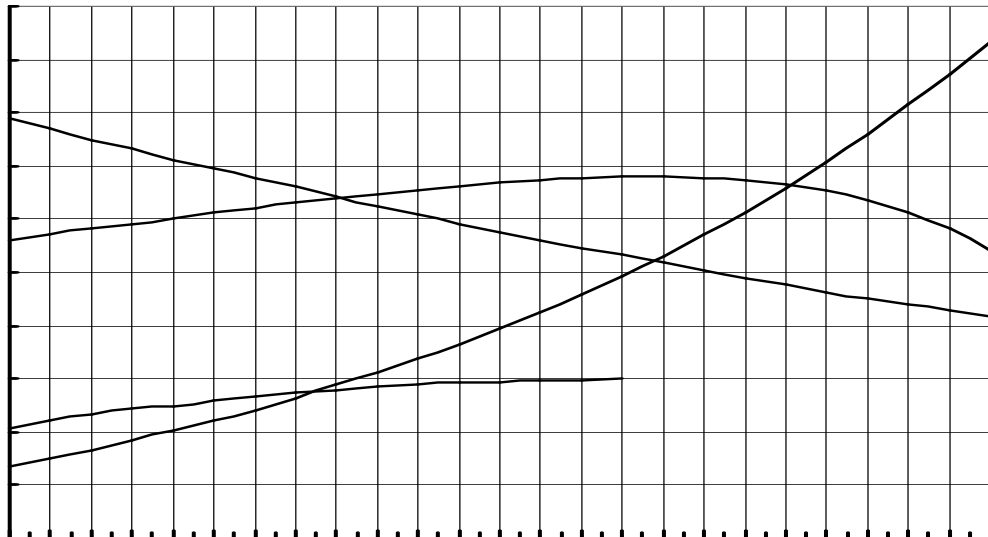


Рис. 2.3 – Залежність координат сівалок Y_{c1} , Y_{c2} , X_{c1} , X_{c2} від кута повороту керованих коліс трактора (α) при довжині подовжувача зчіпки 2,5 м

В цьому випадку маємо наступне. На першій ділянці виконується друга умова системи (2.1), тобто $Y_{c1} > Y_{c2}$. На другому відрізку задовольняються обидві умови. І, нарешті, на третій із вказаних ділянок виконується перша умова системи (2.1), тобто $X_{c1} < X_{c2}$.

При довжині подовжувача зчіпки більшій за 2,5 м маємо такий же позитивний результат стосовно умов системи (2.1). Відміна полягає лише ширині кожного із трьох інтервалів, розмежування яких відбувається в точках, де X_{c12} і Y_{c12} .

Отримані результати теоретичних розрахунків дають можливість сформулювати такий висновок, що задля запобігання зіткнення причіпних сівалок у двомашинному посівному агрегаті довжина подовжувача напівнавісної зчіпки має бути не меншою за 2,5 м.

2.3. Визначення точки приєднання правої сівалки

При лівосторонньому повороті посівного двомашинного МТА з мінімальним радіусом права сівалка своїм лівим колесом за певних умов може зіткнутися із рамою зчіпки в т. С3 (рис. 2.4).

Рис. 2.4 – Схема повороту посівного агрегату вліво
(ліва сівалка не показана)

Таке явище матиме місце тоді, коли сівалка повернеться на кут φ_3 , значину якого можна знайти із наступної залежності:

$$\varphi_3 = 90 - \gamma_3.$$

Звідси випливає, що запобігти зіткненню причіпної сівалки з рамою зчіпки можна за умови, коли кут її (сівалки) повороту вліво не перевищуватиме певної

значини. Тобто

$$\varphi_3 < 90 - \gamma_3. \quad (2.7)$$

Зазначимо, що за своєю природою кут γ_3 дорівнює куту γ_1 (див. рис. 2.1). З урахуванням цього умову (2.7) можна переписати так:

$$\varphi_3 < 90 - \gamma_1$$

або

$$\varphi_3 < 90 - \arccos[(l_{\text{сн}} - r_k)/R_1]. \quad (2.8)$$

Залежність (2.8) вказує на те, що максимальна значина кута повороту сівалки φ_3 визначається її конструктивними параметрами. З іншого боку ця величина залежить від максимальної значини кута повороту керованих коліс трактора (α). Тому, якщо при α_{max} умова (2.8) буде задовольнятися, то сівалку можна приєднувати безпосередньо до рами зчипки. У протилежному випадку її слід агрегатувати теж через подовжувач відповідної довжини.

Для того, щоб знайти залежність кута φ_3 від кута повороту керованих коліс трактора α , розглянемо трикутник $K_3O_{\text{п}}O$. Із нього випливає, що

$$\text{tg}\varphi_3 = OK_3/O_{\text{п}}O = (OK_2 + K_2K_3)/O_{\text{п}}O.$$

А оскільки

$$OK_2 = l_{\text{т}};$$

$$K_2K_3 = l_{\text{сн}}/\cos\varphi_3;$$

$$O_{\text{п}}O = R_{\text{а}} + l_{\text{сц}}/2 = L \cdot \text{ctg}\alpha + l_{\text{сц}}/2,$$

то

$$\text{tg}\varphi_3 = \frac{l_{\text{т}} + l_{\text{сн}}/\cos\varphi_3}{L \cdot \text{ctg}\alpha + l_{\text{сц}}/2}.$$

З урахуванням отриманого умову запобігання зіткнення сівалки МТА з рамою зчипки можна виразити наступною системою рівнянь:

$$(2.9) \quad \left. \begin{aligned} \varphi_3 &< 90 - \arccos[(l_{\text{сн}} - r_k)/R_1]; \\ \text{tg}\varphi_3 &= (l_{\text{т}} + l_{\text{сн}}/\cos\varphi_3)/(L \cdot \text{ctg}\alpha + l_{\text{сц}}/2). \end{aligned} \right\}$$

Розрахунками системи (2.9) встановлено, що величина $90^\circ - \gamma_3 = 38^\circ$ (0,67 рад). Значить, для виконання умови (2.8) необхідно, щоб максимальна значина кута φ_3 не перевищувала саме цієї величини. Із другого рівняння системи (2.9) встановлюємо, що при $\alpha_{\text{max}} = 0,50$ рад $\varphi_{3\text{max}} = 0,51$ рад, що менше за $90^\circ - \gamma_3 = 0,67$ рад. А це означає, що для безаварійного повороту МТА права сівалка може приєднуватися безпосередньо (без подовжувача) до рами зчипки.

2.4. Аналіз динамічної повороткості двомашинного посівного агрегату

2.4.1. Математична модель повороту МТА

Для роботи з двома сівалками типу СЗ-3,6 достатньо трактора, який має лише задній ведучий міст. Створюваного ним тягового зусилля вистачає для здійснення як маневрування на поворотній смузі, так і виконання робочого руху посівного МТА. Тим більше, що під час його холостого ходу (тобто повороту) тяговий опір сівалок визначається лише опором їх перекочування.

При повороті на розглядуваний машинно-тракторний агрегат діє низка відповідних сил. В першу чергу, це рушійна сила задніх ($F_{\text{а}}$) і сила опору коченню

передніх (P_{fa}) коліс трактора (рис. 2.5). Прикладені вони в точках А і В, які представляють середини відповідних мостів. Для здійснення подальших кроків саме в цих точках доцільно розмістити на розділену на дві частини масу трактора. Причому, масу, яка зосереджена в середині заднього моста, збільшимо на масу жорстко (в горизонтальній площині) навішеної зчипки. Масою її подовжувача (l_y) можна знехтувати.

З урахуванням вищевикладеного в точках А і В зосередимо відцентрові сили інерції P_{ja} і P_{jb} та бокові сили T_a і T_b . Причому, якщо перші направлені вдовж радіусів $O_{пA}$ і $O_{пB}$, то другі – перпендикулярно площинам коліс відповідних мостів трактора.

При здійсненні руху на поворотній смузі вплив технологічної частини агрегату на трактор зі зчипкою представлений силами опору кочення причіпних сівалок P_{f1} і P_{f2} (див. рис. 2.5).

Під впливом зовнішніх сил колеса трактора перекочуються з уводом шин, кути яких для передньої осі – δ_a , а для задньої – δ_b . Із-за прояву явища уводу шин миттєвий центр повороту машинно-тракторного агрегату зміщується у поздовжньому напрямку на величину Y_a (див. рис. 2.5). В результаті це призводить до збільшення радіусу повороту МТА. Неважко побачити, що за однакової значини кута α величина параметра R_a при динамічному повороті (рис. 2.5) однозначно більша за аналогічний параметр при оцінюванні маневреності агрегату при відсутності уводу шин трактора (рис. 2.1).

SHAPE * MERGEFORMAT

Рис. 2.5 – Схема динамічного повороту двомашинного МТА

Таким чином, для розглядуваного агрегату невідомими є два параметри: радіус повороту R_a і зміщення центру миттєвого повороту Y_a . Для їх визначення достатньо мати систему із двох незалежних рівнянь. Ними можуть бути сума проекцій всіх сил на вісь АУ та сума створюваних цими силами моментів відносно т. А. Тобто

$$\left. \begin{aligned} \sum AY &= 0; \\ \sum M(A) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2.10)$$

Складемо перше рівняння системи (2.10). В даному випадку воно є таким:

$$P_{jb} \cdot \sin(\alpha - \delta_b) - P_{fb} \cdot \cos(\alpha - \delta_b) - T_b \cdot \sin \alpha + F_a \cdot \cos \delta_a - P_{ja} \cdot \sin \delta_a - P_{f2} \cdot \cos \varphi_2 - P_{f1} \cdot \cos \varphi_1 = 0.$$

Відомо [87, 88], що кути уводу тракторних шин навіть при виконанні повороту є такими малими, для яких можна прийняти наступне:

$$\sin \delta_a \approx \tan \delta_a \approx \delta_a; \quad \sin \delta_b \approx \tan \delta_b \approx \delta_b; \quad \cos \delta_a \approx 1; \quad \cos \delta_b \approx 1.$$

З урахуванням цього маємо:

$$P_{jb} \cdot \sin(\alpha - \delta_b) - P_{fb} \cdot \cos(\alpha - \delta_b) - T_b \cdot \sin \alpha + F_a - P_{ja} \cdot \delta_a - P_{f2} \cdot \cos \varphi_2 - P_{f1} \cdot \cos \varphi_1 = 0. \quad (2.11)$$

Вирази $\sin(\alpha - \delta_b)$ і $\cos(\alpha - \delta_b)$ замінимо на наступні [89]:

$$\left. \begin{aligned} \sin(\alpha - \delta_b) &= \sin \alpha \cdot \cos \delta_b - \cos \alpha \cdot \sin \delta_b = \sin \alpha - \cos \alpha \cdot \delta_b; \\ \cos(\alpha - \delta_b) &= \cos \alpha \cdot \cos \delta_b + \sin \alpha \cdot \sin \delta_b = \cos \alpha + \sin \alpha \cdot \delta_b. \end{aligned} \right\} \quad (2.12)$$

Підставивши їх у залежність (2.11), після перетворень отримаємо:

$$P_{jb} \cdot (\sin \alpha - \cos \alpha \cdot \delta_b) - P_{fb} \cdot (\cos \alpha + \sin \alpha \cdot \delta_b) - T_b \cdot \sin \alpha + F_a - P_{ja} \cdot \delta_a - P_{f2} \cdot \cos \varphi_2 - P_{f1} \cdot \cos \varphi_1 = 0. \quad (2.13)$$

Що стосується другого рівняння системи (2.10), то воно має такий вид:

$$T_B \cdot \cos \alpha \cdot L - P_{jB} \cdot \cos(\alpha - \delta_B) \cdot L - P_{fB} \cdot \sin(\alpha - \delta_B) \cdot L + P_{f2} \cdot \cos \varphi_2 \cdot l_{cII} / 2 - P_{f1} \cdot \cos \varphi_1 \cdot l_{cII} / 2$$

$$- P_{f2} \cdot \sin \varphi_2 \cdot l_T - P_{f1} \cdot \sin \varphi_1 \cdot l_T = 0.$$

З урахуванням (2.12) його можна записати так:

$$T_B \cdot \cos \alpha \cdot L - P_{jB} \cdot (\cos \alpha + \sin \alpha \cdot \delta_B) \cdot L - P_{fB} \cdot (\sin \alpha - \cos \alpha \cdot \delta_B) \cdot L + P_{f2} \cdot (\cos \varphi_2 \cdot l_{cII} / 2 - \sin \varphi_2 \cdot l_T)$$

$$- P_{f1} \cdot (\sin \varphi_1 \cdot l_T + \cos \varphi_1 \cdot l_{cII} / 2). \quad (2.14)$$

Бокові сили в рівняннях (2.13) і (2.14) можна виразити так:

$$\left. \begin{aligned} T_a &= k_a \cdot \delta_a; \\ T_b &= k_b \cdot \delta_b, \end{aligned} \right\} \quad (2.15)$$

де k_a і k_b – коефіцієнти опору уводу шин задніх і передніх коліс трактора, Н/рад.

Вказані коефіцієнти пропонується визначати із формул, запропонованих Р.

Смілеєм і В.Горном [12]:

$$- h/D < 0,0885$$

$$k = 145 \cdot [1,75 \cdot (h/D) - 12,7 \cdot (h/D)^2] \cdot \rho_{ш} \cdot b^2;$$

$$- h/D > 0,0885$$

$$k = 145 \cdot [0,095 - 0,49 \cdot (h/D)] \cdot \rho_{ш} \cdot b^2;$$

де h – глибина колії, м;

D – зовнішній діаметр шини, м;

$\rho_{ш}$ – тиск повітря в шині, Па;

b – ширина шини, м;

Q – вертикальне навантаження на шину, Н.

Для визначення кутів уводу шин трактора звернемося до рис. 2.5. Із його аналізу випливає, що

$$\sin \delta_a \approx a_a / R_a.$$

Умовимося величину $1/R_a$ називати кривизною і позначимо її символом K .

Тоді з урахуванням цього та мализни кута δ_a остаточно отримуємо:

$$\sin \delta_a \approx \delta_a \cdot K. \quad (2.16)$$

Кут уводу шин задніх коліс трактора можна знайти із наступної залежності:

$$\operatorname{tg}(\alpha - \delta_b) = (L - Y_a) / R_a \cdot \cos \delta_a.$$

Враховуючи мализну кута уводу δ_b , а також те, що [89]:

$$\operatorname{tg}(\alpha - \delta_b) = \frac{\operatorname{tg} \alpha - \operatorname{tg} \delta_b}{1 + \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \delta_b},$$

остаточно отримуємо:

$$\frac{\operatorname{tg} \alpha - (L - Y_a) \cdot K}{1 + \operatorname{tg} \alpha \cdot (L - Y_a) \cdot K} = \delta_b. \quad (2.17)$$

Тепер знайдемо відцентрові сили інерції. Формули для їх розрахунку мають наступний вид:

$$P_{jaa} \cdot V_a \cdot \omega_a;$$

$$P_{jvv} \cdot V_v \cdot \omega_v,$$

де M_a, M_v – маси трактора, які припадають на його задній і передній мости відповідно, кг;

V_a, V_v – лінійні швидкості середин мостів трактора, м/с;

ω_a, ω_v – абсолютні кутові швидкості середин мостів трактора, с⁻¹.

Під час здійснення повороту машинно-тракторного агрегату на основі відносно такого короткобазового енергетичного засобу, яким є універсально-просапний трактор тягового класу 1.4, різницею між лінійними швидкостями середин його мостів можна зневажити і вважати, що

$$V_a \approx V_v \approx V_p,$$

де V_p – швидкість руху МТА на поворотній смузі, м/с.

З урахуванням цього маємо:

$$P_{jaa} \cdot V_p \cdot \omega_a;$$

$$P_{jvv} \cdot V_p \cdot \omega_v.$$

Кутові швидкості повороту середин мостів трактора можна знайти із таких міркувань. Точка А, наприклад, обертається за годинниковою стрілкою відносно центру повороту агрегату O_p зі швидкістю V_a/R_a (див. рис. 2.5). Одночасно з цим вона у зворотному напрямку повертається на кут уводу δ_a зі швидкістю δ_a . В результаті маємо:

$$\omega_{aa}/R_a - \delta_a \cdot K - \delta_a.$$

Після визначення похідної з урахуванням (2.16), в кінцевому рахунку отримаємо:

$$P_{jaa} \cdot V_p \cdot (V_p \cdot K - Y_a \cdot K - Y_a \cdot \dot{K}).$$

Для точки В аналогічно отримуємо:

$$\omega_{vp} \cdot K - \delta_v.$$

Похідна кута повороту середини передньої осі трактора має дещо складніший вигляд і є такою:

$$\delta_v = \frac{[Y_a \cdot K + Y_a \cdot \dot{K} - L \cdot \dot{K}] \cdot [1 + \operatorname{tg}^2 \alpha]}{[1 + \operatorname{tg} \alpha \cdot (L - Y_a) \cdot K]^2}$$

Відцентрова сила інерції при цьому має наступний вигляд:

$$P_{jvv} \cdot V_p \cdot \{V_p \cdot K - [Y_a \cdot K + K \cdot (Y_a - L)] \cdot [1 + \operatorname{tg}^2 \alpha] / [1 + \operatorname{tg} \alpha \cdot (L - Y_a) \cdot K]^2\}.$$

Знаючи кути уводу, бокові сили, які діють на трактор, тепер можна записати таким чином:

$$T_{aa} \cdot Y_a \cdot K;$$

$$T_{vv} \cdot [\operatorname{tg} \alpha - (L - Y_a) \cdot K] / [1 + \operatorname{tg} \alpha \cdot (L - Y_a) \cdot K].$$

За умови наявності уводу шин коліс трактора формули для розрахунку кутів повороту сівалок матимуть інший вид. З метою їх визначення спочатку розглянемо трикутник $O_p O_1 Y_1$ (рис. 2.6).

Рис. 2.6 – Схема для визначення кутів повороту причіпних сівалок φ_1 і φ_2 SHAPE
 * MERGEFORMAT

Із нього випливає, що

$$\operatorname{tg}\varphi_1 = O_n O^1 / O_1 Y_1.$$

В свою чергу:

$$O_n O^1 = R_a \cdot \cos \delta_a + AO = R_a \cdot \cos \delta_a + l_{cn}/2 = R_a + l_{cn}/2;$$

$$O_1 Y_1 = Y_a + l_t + l_y + K_1 Y_1 = Y_a + l_t + l_y + (l_{cn}/\cos \varphi_1).$$

Звідси, з урахуванням того, що $1/R_a = K$, маємо:

$$\operatorname{tg}\varphi_1 = \frac{K \cdot [Y_a + l_t + l_y + (l_{cn}/\cos \varphi_1)]}{1 + (l_{cn}/2) \cdot K}.$$

Для знаходження другого кута розглянемо трикутник $O_n X_1 Y_2$. Міркуючи аналогічно, із його аналізу остаточно маємо:

$$\operatorname{tg}\varphi_2 = \frac{K \cdot [Y_a + l_t + (l_{cn}/\cos \varphi_2)]}{1 - (l_{cn}/2) \cdot K}.$$

В кінцевому рахунку математичну модель повороту розглядуваного двомашинного МТА можна записати у вигляді наступної системи двох диференційних (основних) і восьми алгебраїчних (додаткових) рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} 1) & P_{j_b} \cdot (\sin \alpha - \cos \alpha \cdot \delta_b) - P_{f_b} \cdot (\cos \alpha + \sin \alpha \cdot \delta_b) - T_b \cdot \sin \alpha + F_a - P_{j_a} \cdot \delta_a - \\ & - P_{f_2} \cdot \cos \varphi_2 - P_{f_1} \cdot \cos \varphi_1 = 0; \\ 2) & T_b \cdot \cos \alpha \cdot L - P_{j_b} \cdot (\cos \alpha + \sin \alpha \cdot \delta_b) \cdot L - P_{f_b} \cdot (\sin \alpha - \cos \alpha \cdot \delta_b) \cdot L + \\ & + P_{f_2} \cdot (\cos \varphi_2 \cdot l_{cn}/2 - \sin \varphi_2 \cdot l_t) - P_{f_1} \cdot (\sin \varphi_1 \cdot l_t + \cos \varphi_1 \cdot l_{cn}/2) = 0; \\ 3) & P_{j_a} = M_a \cdot v_n \cdot (v_n \cdot K - \dot{Y}_a \cdot K - Y_a \cdot K); \\ 4) & P_{j_b} = M_b \cdot v_n \cdot \{v_n \cdot K - [Y_a \cdot K + K(Y_a - L)] \cdot [1 + \operatorname{tg}^2 \alpha] / [1 + \operatorname{tg} \alpha \cdot (L - Y_a) \cdot K]^2\}; \\ 5) & T_a = k_a \cdot Y_a \cdot K; \\ 6) & T_b = k_b \cdot [\operatorname{tg} \alpha - (L - Y_a) \cdot K] / [1 + \operatorname{tg} \alpha \cdot (L - Y_a) \cdot K]; \\ 7) & \operatorname{tg}\varphi_1 = K \cdot [Y_a + l_t + l_y + (l_{cn}/\cos \varphi_1)] / [1 + (l_{cn}/2) \cdot K]; \\ 8) & \operatorname{tg}\varphi_2 = K \cdot [Y_a + l_t + (l_{cn}/\cos \varphi_2)] / [1 - (l_{cn}/2) \cdot K]; \\ 9) & \delta_a = Y_a \cdot K; \\ 10) & \delta_b = [\operatorname{tg} \alpha - (L - Y_a) \cdot K] / [1 + \operatorname{tg} \alpha \cdot (L - Y_a) \cdot K]. \end{aligned} \right\} \quad (2.18)$$

2.4.2. Методика дослідження математичної моделі посівного агрегату

У отриманій моделі невідомими виступають два параметри:

- 1) кривизна траєкторії руху $K=1/R_a$;
- 2) координата зміщення центру повороту Y_a .

Вхідними параметрами, які задають динаміку руху дослідного МТА, є:

- кут повороту керованих коліс трактора α ;
- швидкість руху МТА на поворотній смузі v_n .

У якості перемінних параметрів математичної моделі, вибір яких потребує обґрунтування, виступають:

- тиск в шинах передніх і задніх коліс трактора, виражений через значини коефіцієнтів опору уводу його шин δ_a і δ_b ;
- довжина подовжувача зчіпки l_y ;
- фронт зчіпки l_{cn} ;

- відстань від зчіпки до осі задніх коліс трактора l_t ;
- баластування переднього мосту трактора, виражене через його масу M_b .

Силу опору коченню переднього мосту трактора P_{fb} знаходимо із наступного загальновідомого виразу:

$$P_{fb} = M_b \cdot g \cdot f_k,$$

де f_k – коефіцієнт опору кочення;

g – прискорення вільного падіння, m/c^2 .

Робота досліджуваного нами МТА здійснюється на полі, підготовленому до сівби. Для цього фону $f_k = 0,16$ [90].

Експлуатаційна вага трактора тягового класу 1,4 (МТЗ-80, наприклад), становить 3300 кг. Із них приблизно 40%, тобто 1320 кг припадає на передній міст. З урахуванням цього маємо:

$$P_{fb} = 1320 \cdot 9,81 \cdot 0,16 = 2070 \text{ Н.}$$

Тяговий опір сівалок типу СЗ-3,6 на поворотній смузі практично однаковий і становить:

$$P_{f1} = P_{f2} = M_c \cdot g \cdot f_k,$$

де M_c – експлуатаційна маса сівалки. У повністю заправленому стані вона складає 1580 кг.

В результаті отримуємо:

$$P_{f1} = P_{f2} = 1580 \cdot 9,81 \cdot 0,16 = 2480 \text{ Н.}$$

Сила тяги задніх коліс трактора (F_a) з достатньою для практики точністю може бути знайдена із наступної залежності:

$$F_a = P_{fb} + P_{f1} + P_{f2} = 2072 + 2 \cdot 2480 = 7032 \text{ Н.}$$

Параметр зчіпки l_t (див. рис. 2.5) будемо змінювати в інтервалі 1,0...2,0 м, а довжину подовжувача l_y – в межах 2,5...3,5 м. Інші конструктивні параметри МТА – такі ж, як і в параграфі 2.2.

Визначимося з діапазонами зміни коефіцієнтів опору ведення шин трактора. На кожне із передніх коліс трактора, розмір яких 7,50-20, припадає вертикальне навантаження в 6075 Н. Ширина шини становить при цьому 0,20 м, а зовнішній діаметр – 0,91 м. Тиск повітря в шинах – 0,1 МПа.

Для цих коліс, згідно з приведеною вище формулою Р. Смілея і В. Горна, відношення $h/D = 0,063$, що менше за 0,0885. В цьому випадку коефіцієнт опору уводу визначається і виразу:

$$k = 145 \cdot [1,75 \cdot (h/D) - 12,7 \cdot (h/D)^2] \cdot \rho_{ш} \cdot b^2.$$

В нашому випадку коефіцієнт опору уводу k_b репрезентує передній міст в цілому, тому формула для його визначення є такою:

$$k_b = 2 \cdot 145 \cdot [1,75 \cdot (h/D) - 12,7 \cdot (h/D)^2] \cdot \rho_{ш} \cdot b^2.$$

Звідси знаходимо:

$$k_b = 2 \cdot 145 \cdot [1,75 \cdot 0,063 - 12,7 \cdot (0,063)^2] \cdot 100000 \cdot 0,2^2 = 69000 \text{ Н/рад.}$$

Домовимося, що в процесі математичного моделювання значину параметра k_b будемо змінювати в межах 60...80 кН/рад.

Задні колеса трактора типу МТЗ-80 мають типорозмір 15,5R38. Для них зовнішній діаметр становить 1,57 м, а ширина шини дорівнює 0,39 м. За вертикального навантаження на одне колесо $(3300 - 1320) \cdot 9,81 / 2 = 9712 \text{ Н}$ і

тиску повітря 0,14 мПа, відношення $h/D = 0,023$.

Розрахуванням цього отримуємо:

$$k_a = 2 \cdot 145 \cdot [1,75 \cdot 0,023 - 12,7 \cdot (0,023)^2] \cdot 140000 \cdot 0,39^2 = 200000 \text{ Н/рад.}$$

Виходячи з цього, під час моделювання руху посівного МТА значину параметра k_a можна змінювати в межах 180...210 кН/рад. Цьому відповідає діапазон зміни тиску повітря в задніх шинах коліс трактора від 0,09 до 0,18 мПа.

Швидкістю руху посівного агрегату на поворотній смузі будемо варіювати від 1 до 3 м/с з інтервалом через кожний 1 м/с.

Що стосується кута повороту керованих коліс трактора, тобто керуючого впливу, то його значину будемо змінювати в діапазоні 0,02...0,50 рад з інтервалом 0,06 рад.

$Y_a, \text{ м}$

м 2.4.3. Динаміка усталеного повороту двомашинного МТА

4

Для усталеного повороту, коли $\dot{Y}_a = \dot{K} = 0$, систему рівнянь (2.18) можна записати у такому вигляді:

$$\left. \begin{aligned} 1) & P_{jB} \cdot (\sin \alpha - \cos \alpha \cdot \delta_B) - P_{fB} \cdot (\cos \alpha + \sin \alpha \cdot \delta_B) - T_B \cdot \sin \alpha + F_a - P_{ja} \cdot \delta_a - \\ & - P_{f2} \cdot \cos \varphi_2 - P_{f1} \cdot \cos \varphi_1 = 0; \\ 2) & T_B \cdot \cos \alpha \cdot L - P_{jB} \cdot (\cos \alpha + \sin \alpha \cdot \delta_B) \cdot L - P_{fB} \cdot (\sin \alpha - \cos \alpha \cdot \delta_B) \cdot L + \\ & + P_{f2} \cdot (\cos \varphi_2 \cdot l_{cH}/2 - \sin \varphi_2 \cdot l_T) - P_{f1} \cdot (\sin \varphi_1 \cdot l_T + \cos \varphi_1 \cdot l_{cH}/2) = 0; \\ 3) & P_{jA} = M_a \cdot V_{\pi}^2 \cdot K; \\ 4) & P_{jB} = M_B \cdot V_{\pi}^2 \cdot K; \\ 5) & T_a = k_a \cdot Y_a \cdot K; \\ 6) & T_B = k_B \cdot [\operatorname{tg} \alpha - (L - Y_a) \cdot K] / [1 + \operatorname{tg} \alpha \cdot (L - Y_a) \cdot K]; \\ 7) & \operatorname{tg} \varphi_1 = K \cdot [Y_a + l_T + l_y + (l_{cH}/\cos \varphi_1)] / [1 + (l_{cH}/2) \cdot K]; \\ 8) & \operatorname{tg} \varphi_2 = K \cdot [Y_a + l_T + (l_{cH}/\cos \varphi_2)] / [1 - (l_{cH}/2) \cdot K]; \\ 9) & \delta_a = Y_a \cdot K; \\ 10) & \delta_B = [\operatorname{tg} \alpha - (L - Y_a) \cdot K] / [1 + \operatorname{tg} \alpha \cdot (L - Y_a) \cdot K]. \end{aligned} \right\} \quad (2.19)$$

Розв'язок системи рівнянь (2.19) в середовищі Mathcad дозволив отримати наступні результати. В першу чергу було встановлено вплив довжини подовжувача зчипки l_y на поздовжню координату зміщення центру повороту (Y_a) і радіус маневру агрегату ($R_a = 1/K$).

Як виявилось, збільшення довжини подовжувача зчипки з 2,5 до 3,5 м мало впливає на радіус повороту машинно-тракторного агрегату. Теоретично він зростає (рис. 2.7), але при максимальній значині керуючого впливу (кута α) різниця між значинами цього параметра при мінімальному (2,5 м) і максимальному (3,5 м) рівнях величини l_y не перевищує 0,5 м (менше 10%).

$\times 10^{-3} \text{ рад}$

$\times 10^{-3} \text{ рад}$

δ_a

$\alpha, \text{ рад}$

δ_B

6

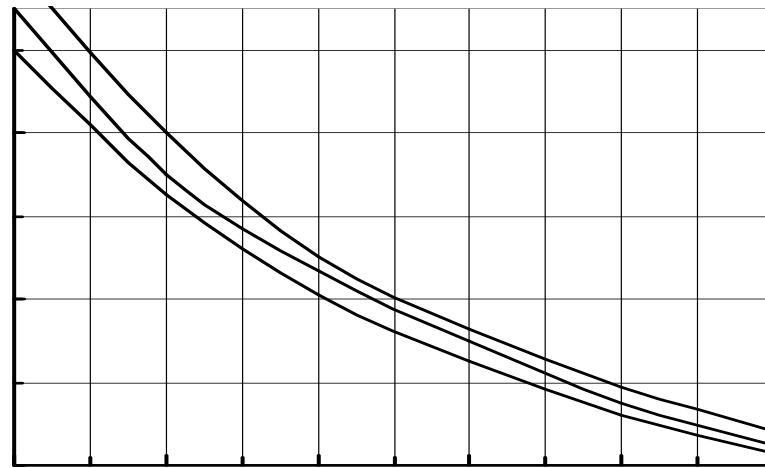


Рис. 2.7 – Залежність радіусу повороту МТА від керуючого впливу при різних значинах довжини подовжувача зчипки l_y :
1 – 2,5 м; 2 – 3,0 м; 3 – 3,5 м

Крім радіуса повороту, зі збільшенням значини керуючого впливу зменшується величина поздовжньої координати його центру - Y_a . Проте, остання залишається при цьому постійною від'ємною і її абсолютна значина тим більша, чим більшою є довжина подовжувача зчипки l_y (рис.2.8).

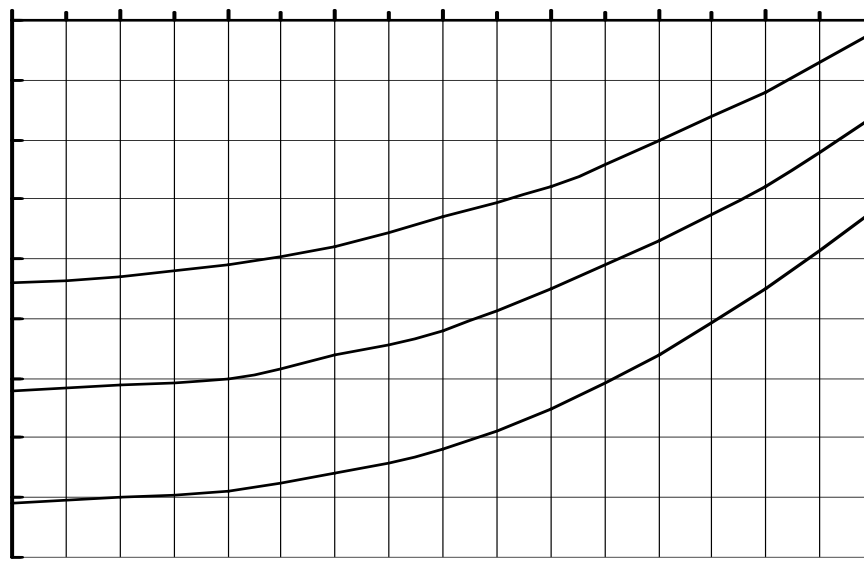


Рис. 2.8 – Залежність координати Y_a від кута повороту керованих коліс трактора при різних значинах довжини подовжувача зчипки l_y :
1 – 2,5 м; 2 – 3,0 м; 3 – 3,5 м

Слід підкреслити, що отримана залежність між l_y і Y_a є майже постійною в усьому діапазоні зміни кута повороту керованих коліс трактора.

$l_{\text{сц}}$ γ_3 φ_3 Op

Як показує теоретичний аналіз, від'ємна значина параметра Y_a обумовлена напрямом кута уводу шин задніх коліс енергетичного засобу (δ_a). В даному випадку він протилежний тому, що зображений на рис. 2.5. Причому, його значина при збільшенні довжини подовжувача зчіпки до 3,0 м в якісному і кількісному представленнях змінюється мало (рис. 2.9). Помітно зростає вона лише після збільшення параметра l_y до 3,5 м.

 $Y_a, \text{м}$ 1 $R_a, \text{м}$ $t, \text{с}$ 1 2 3 4 5 6 1 2 3 4

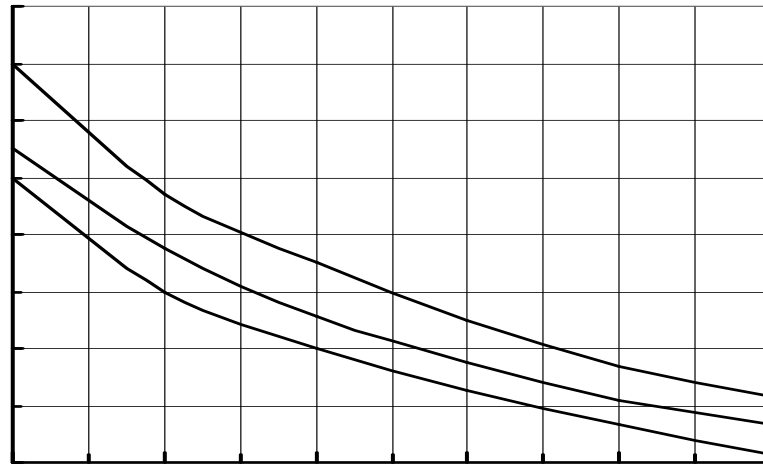


Рис. 2.10 – Залежність радіусу повороту МТА від керуючого впливу при різних значинах віддалення зчіпки від осі задніх коліс енергетичного засобу l_t :
1 – 1,0 м; 2 – 1,5 м; 3 – 2,0 м

Причиною такого результату є те, що віддалення зчіпки від енергетичного засобу дозволяє причіпним сівалкам повертатися на більший кут. Одночасно з цим зменшується координата зміщення центру повороту МТА (Y_a). З умови, коли l_t взагалі стає позитивною (рис. 2.11).

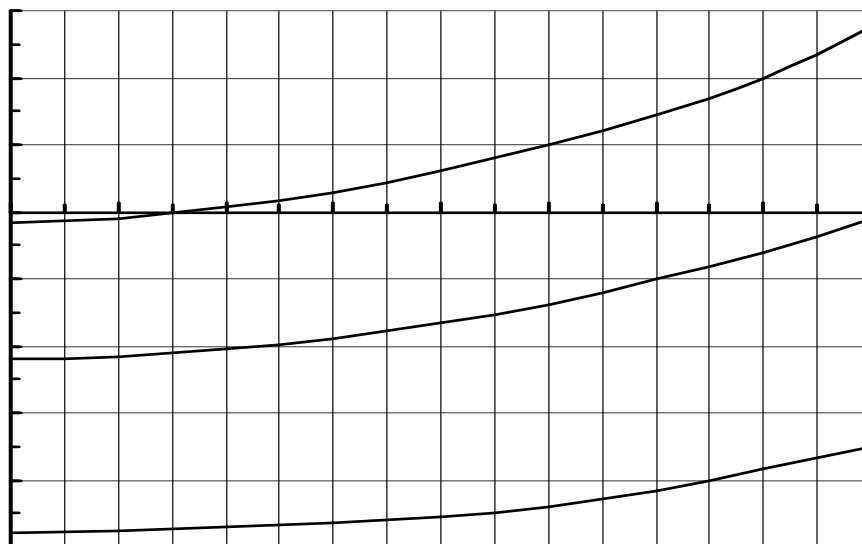


Рис. 2.11 – Залежність координати Y_a від кута повороту керованих коліс трактора при різних значинах віддалення зчіпки від осі задніх коліс енергетичного засобу l_t : 1 – 1,0 м; 2 – 1,5 м; 3 – 2,0 м

Цілком зрозуміло, що це відбувається завдяки зміні знаку (напрямку) кута вводу шин задніх коліс трактора (крива 6, рис. 2.12).

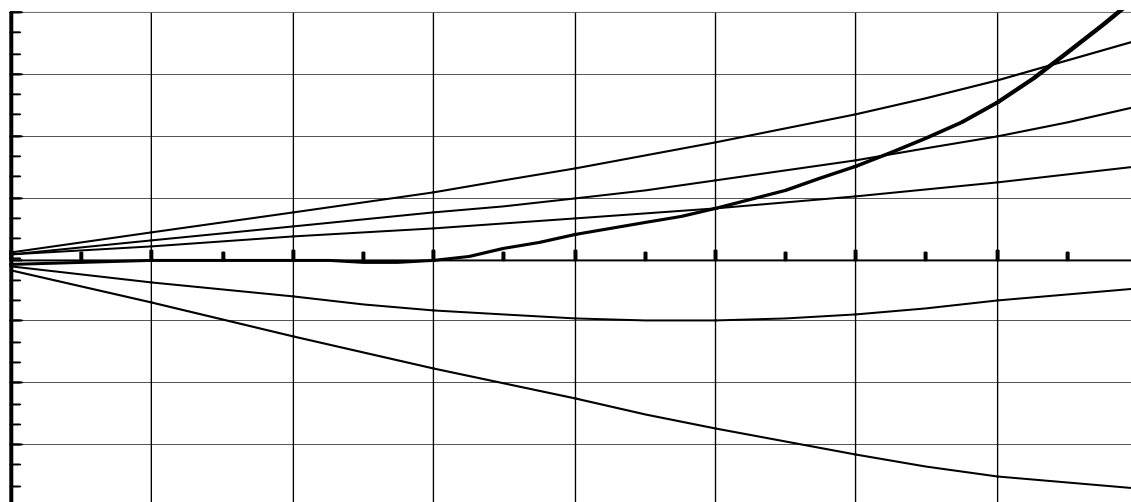


Рис. 2.12 – Залежність кутів уводу передніх (1 – 3) і задніх (4 – 6) шин трактора від керуючого впливу при різних значинах віддалення зчіпки від осі задніх коліс енергетичного засобу l_t :
1,4 – 1,0 м; 2,5 – 1,5 м; 3,6 – 2,0 м

За значини керуючого впливу, близької до максимальної, кут δ_a перевищує кут уводу шин передніх коліс енергетичного засобу. Однією із найімовірніших причин цього є те, що при збільшенні кутів повороту причіпних сівалок (ϕ_1 і ϕ_2), обумовлених зростанням параметра l_t , збільшуються поперечні складові сил P_{f1} та P_{f2} . Саме це і обумовлює зростання кутів уводу шин задніх коліс трактора δ_a .

Слід, однак, підкреслити, що подальше збільшення ($> 2,0$ м) параметра l_t недоцільне, оскільки воно призводить до небажаного зростання кінематичної довжини машинно-тракторного агрегату.

Відомо, що кут уводу тієї чи іншої шини трактора залежать від коефіцієнта опору цьому впливу. Розглянемо вплив останнього на параметри повороту машинно-тракторного агрегату. Як показує аналіз досліджень, зі зміною k_v в межах 60...80 кН/рад значина R_a збільшується, а Y_a – зменшується. Однак практично ці зміни є незначними (як і для k_a

δ_a
 α , рад

δ_v

1

2

3

Y_a , м

α , рад

α , рад

R_a , м

3

1

2

6

5

4

3

2

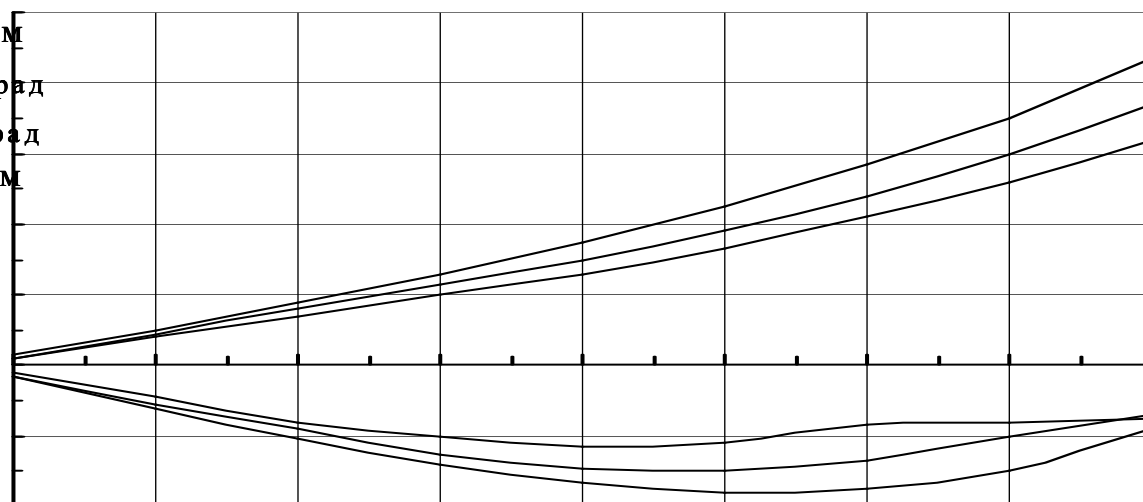


Рис. 2.13 – Залежність кутів уводу передніх (1-3) і задніх (4-6) рушіїв трактора від крутного впливу при різних значинах коефіцієнта опору уводу передніх шин енергетичного засобу кв:

1,4 – 60 кН/рад; 2,5 – 70 кН/рад; 3,6 – 80 кН/рад

δ_a

α , рад

δ_v

6

Не менш важливою задачею досліджень є встановлення впливу швидкості руху досліджуваного МТА на параметри його маневру. Результати моделювання показують, що зі збільшенням швидкості руху агрегату з 1,0 до 3,0 м/с радіус повороту машинно-тракторного агрегату змінюється мало (рис. 2.14).

3

2

1

$\times 10^{-3}$ рад

$\times 10^{-3}$ рад

δ_a

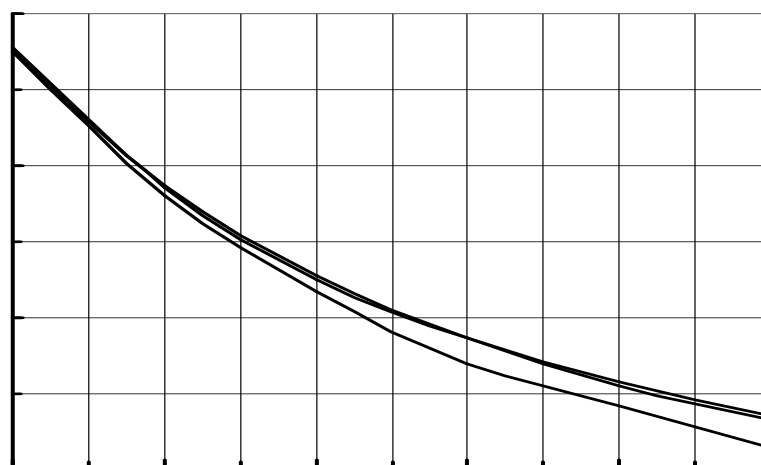
α , рад

δ_v

1

2

3



α , рад

Y_a , м

Рис. 2.14 – Залежність радіусу повороту МТА від швидкості його руху на поворотній смузі $V_{п}$: 1 – 1,0 м/с; 2 – 2,0 м/с; 3 – 3 м/с.

В цілому ж цей процес має тенденцію до зменшення, яка більш яскраво

виражена при швидкості агрегату, більшій за 2,0 м/с. Отриманий результат вимагає пояснення, оскільки найчастіше збільшення швидкості руху МТА

$R_a, \text{ м}$
 $t, \text{ с}$
 1
 2
 4 приводит до збільшення радіусу його повороту.
 5 В нашому випадку такий характер залежності R_a п) обумовлений
 $\alpha, \text{ рад}$ зменшенням абсолютної значини від'ємної координати зміщення центру повороту
 $Y_a, \text{ м}$ МТА Y_a при поступовому зростанні $V_{п}$
 1 Коли ж швидкість руху агрегату на поворотній смузі становить 3,0 м/с, а
 4 керуючий вплив більший за 0,32 рад, вказана координата приймає позитивну
 5 значину (крива 3, рис. 2.15).
 6 $\times 10^{-3} \text{ рад}$
 1 $\times 10^{-3} \text{ рад}$

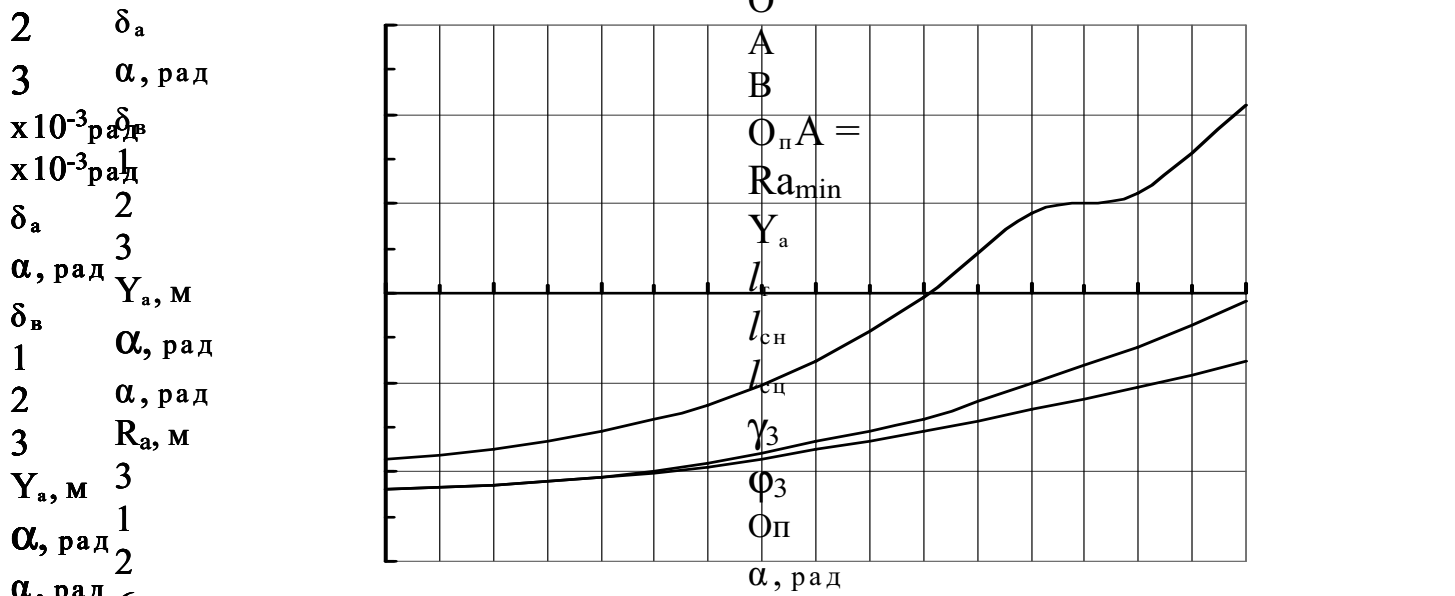


Рис. 2.15 – Залежність координати Y_a від кута повороту керованих коліс трактора при різних значинах швидкості руху МТА на поворотній смузі $V_{п}$:
 1 – 1,0 м/с; 2 – 2,0 м/с; 3 – 3,0 м/с

І хоча при подальшому збільшенні керуючого впливу від 0,32 до 0,50 рад
 значина Y_a зростає, радіус повороту машинно-тракторного агрегату замість
 1 збільшення (на перший погляд) збільшення в дійсності продовжує поступово
 2 зменшуватися (крива 3, рис. 2.14).
 В основі пояснення цього факту лежить динаміка зміни кутів уводу шин
 3 передніх (δ_v) і задніх (δ_a) шин трактора. Справа в тому, що при рухові МТА на
 4 поворотній смузі зі швидкістю 3,0 м/с і керуючому впливі більшому за 0,32 рад
 5 кут уводу шин задніх рушіїв енергетичного засобу δ_a змінює напрям на
 6 протилежний (позитивний). При $\alpha = 0,5$ рад його значина взагалі зростає до 0,09
 1 рад, що майже дорівнює значині кута уводу шин передніх рушіїв енергетичного
 2 засобу (криві 6 і 3, рис. 2.16).
 3
 4
 5
 6
 1
 2
 3
 4
 5
 6
 1
 2
 3
 4
 5
 6

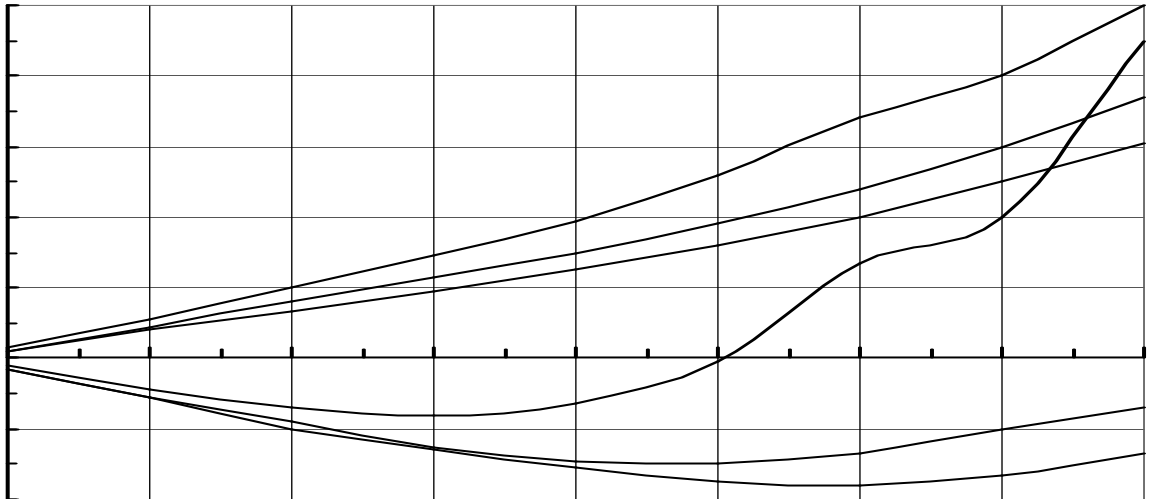


Рис. 2.16 – Залежність кутів уводу передніх (1-3) і задніх (4-6) рушіїв трактора від керуючого впливу при різних значинах швидкості руху МТА на поворотній смузі V_p : 1,4 – 1,0 м/с; 2,5 – 2,0 м/с; 3,6 – 3,0 м/с

Водночас, інтенсивність зростання кутів $\delta_{в}$ і $\delta_{а}$ в діапазоні зміни керуючого впливу $\alpha = 0,32 \dots 0,50$ рад – різна: а саме, у першого вона вища, ніж у другого. Так, якщо значина кута $\delta_{а}$ при збільшенні α від 0,32 до 0,50 рад зростає практично вдвічі (крива 3, рис. 2.16), то значина кута $\delta_{в}$ збільшується при цьому більше, ніж у 90 разів (крива 6, рис. 2.16). Отримане випередження зростання кута уводу шин задніх коліс трактора по відношенню до кута уводу шин його передніх рушіїв і обумовлює такий стан речей, при якому зростання координати зміщення центру повороту МТА приводить не до збільшення, а до зменшення радіуса його маневру на поворотній смузі.

Натомість, збільшення тягового опору зі сторони сівалок призводить до зростання величини R_a . Так, при $\alpha = 0,5$ рад і V_p вдвічі обумовлює зростання R_a від 5,3 до 5,8 м (тобто на 9,4%).

Під впливом тягового опору технологічної частини МТА (двох сівалок) передній міст енергетичного засобу може певною мірою розвантажуватися. В результаті це, як випливає із викладених вище залежностей P . Смілея і В. Горна, приводить до зменшення коефіцієнта уводу шин керованих коліс трактора, а відтак – і до відповідної зміни параметрів повороту МТА.

Вертикальне навантаження на керованих колесах енергетичного засобу можна змінити шляхом баластування його переднього мосту. В розрахунках при цьому слід врахувати відповідне збільшення/зменшення сили опору коченню передніх рушіїв трактора – P_{fv} (рис. 2.5).

Як показало математичне моделювання, баластування переднього мосту трактора масою 180 кг обумовлює зменшення радіусу повороту агрегату. Інша справа, що відчутним воно є лише при куті повороту керованих коліс трактора більшим за 0,32 рад (180). За максимальної значини керуючого впливу ($\alpha = 0,5$ рад) зменшення радіусу повороту МТА від баластування передшого мосту трактора

3
х₄₅10⁻³рад
х10⁻³рад

становить 0,8 м (тобто 15%).

Координата зміщення центру повороту при цьому те ж зменшується.

Причому, за кута повороту керованих коліс енергетичного засобу більше 0,44 рад

її значина змінює знак із негативного на позитивний (рис. 2.17).

1

2

3

Y_a, м

α, рад

α, рад

R_a, м

3

1

2

6

5

4

3

2

1

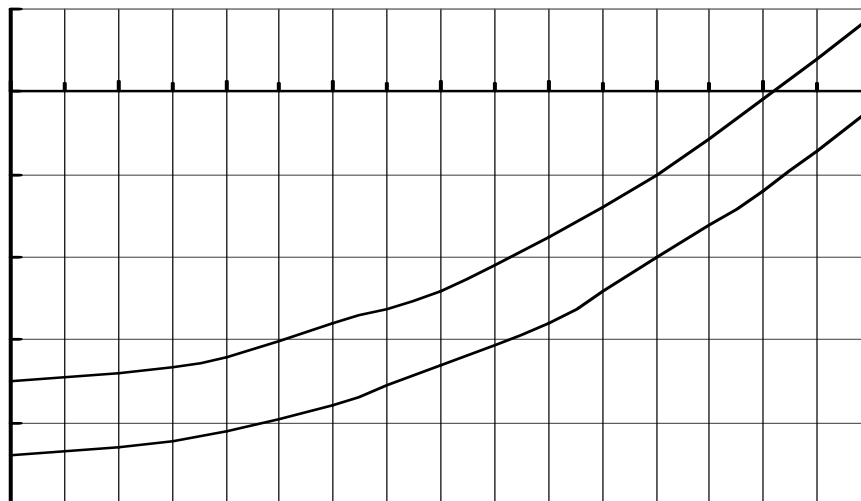


Рис. 2.17 – Залежність координати Y_a від кута повороту керованих коліс трактора при різних значинах баластування його переднього мосту:

1 – 0 кг; 2 – 180 кг

х10⁻³рад

2.4.4. Динаміка неусталеного повороту двомашинного МТА

δ_a

α, рад В дисертаційній роботі здійснено спробу з'ясувати який вплив на

результати теоретичних досліджень здійснює представлення математичної моделі повороту розглядуваного двомашинного МТА у диференціальній формі запису.

Для вирішення цього питання розв'язували систему рівнянь (2.18).

Вихідними величинами були функції зміни в часі (t) кривизни (K) та координати зміщення центру повороту МТА (Y_a) при різних значинах керуючого впливу – кута повороту керованих коліс трактора α.

Початкові умовами при t = 0 були такими:

1

$$K = 0;$$

х10⁻³рад

$$Y_a$$

х10⁻³рад

Якщо друга умова не викликає сумнівів, то перша потребує певного

роз'яснення. Обумовлена вона тим, що кривизна $K = 1/R_a$. А оскільки на початку руху радіус кривизни траєкторії дорівнює ∞ , то цілком зрозуміло, що величина K в цьому випадку дорівнює нулю.

Для розв'язання сформульованої на початку цього параграфу задачі

достатньо розглянути процес зміни параметра K (а значить і радіуса повороту

МТА R_a). Фізика процесу при цьому наступна. На вхід математичної моделі МТА

подається конкретний корисний сигнал у вигляді кута повороту керованих коліс

енергетичного засобу (α). Машинно-тракторний агрегат через певний перехідний

період повинен вийти на усталений режим повороту, який визначається

мінімальним радіусом, притаманним заданій величині кута α.

α, рад

R_a, м

3

1

а, па.

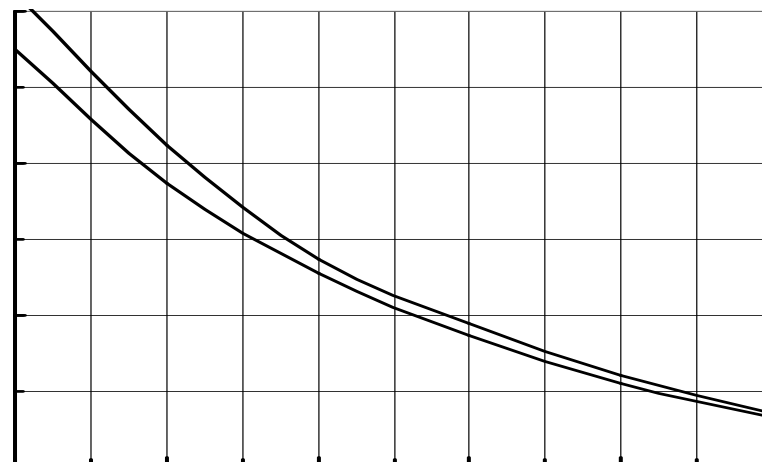


Рис. 2.19 – Залежність радіусу статичного (1) та динамічного (2)

поворотів МТА від керуючого впливу – кута α

Як бачимо, найбільша різниця між значинами параметра R_a має місце при $\alpha = 0,2$ рад і вона не перевищує 10%.

2.5. Визначення показника режиму повороткості МТА

Відомо [67], що для кожного виду повороту існує оптимальний радіус R_{opt} , при якому довжина маневру буде найменшою:

$$R_{opt} = \frac{L}{\omega} \quad (2.40)$$

де L – база трактора, м;

V_p – швидкість руху агрегату на поворотній смузі, м/с;

ω – середня кутова швидкість повороту керованих коліс трактора, с⁻¹;

ϵ_{max} – максимальний кут повороту агрегату у момент завершення

ним «входження в поворот», рад.

У випадку, коли дійсна мінімальна значина R_{amin} , обумовлена конструкцією конкретного агрегату, є більшою за R_{opt} , будуть мати місце кругові ділянки з радіусом R_{amin} і довжина повороту буде більше за мінімальну. Якщо ж мінімально допустимий радіус повороту R_{amin} буде меншим за R_{opt} , то реалізувати його при звичайній експлуатації МТА виявиться неможливим. Найбільш оптимальним рішенням є рівність R_{opt} і R_{amin} .

У розглядуваному нами агрегаті величину R_{amin} доцільно визначати із залежностей, які описують процес лівостороннього повороту МТА. Правосторонній його маневр розглянуто за умови відсутності зіткнення сівалок. Це, як уже встановлено вище, забезпечується, коли довжина подовжувача зчіпки є більшою за 2,5 м. Іншими умовами повороткості обох причіпних посівних машин агрегату в межах зміни кута повороту кута керованих коліс трактора (від 0 до 0,5 рад) практично не обмежена.

Водночас, при лівосторонньому маневрі повороткості МТА в принципі обмежується, крім інших чинників, кутом повороту правої сівалки. Здійснення цього процесу за умови відсутності уводу шин рушіїв трактора розглянуто в параграфі 2.3 даного розділу.

За наявності кутів уводу шин передніх і задніх коліс трактора маємо дещо іншу картину. В цьому випадку максимальний кут повороту сівалки ϕ_3 (рис. 2.20) знаходимо із наступної залежності:

$$\begin{aligned} & (Y_a + l_t + K_2 K_3) \\ & \quad \cdot \operatorname{tg} \phi_3 \\ & R_{amin} \cdot \cos \delta \alpha + l_{c2} / 2 \end{aligned}$$

Рис. 2.20 – Схема лівостороннього повороту МТА за наявності кутів уводу шин коліс трактора

З урахуванням мализни кута уводу δ_a і того, що $K_2K_3 = l_{cn}/\cos\varphi_3$, остаточно отримуємо:

$$\operatorname{tg}\varphi_3 = \frac{[Y_a + l_t + (l_{cn}/\cos\varphi_3)]}{R_{\min} + l_{cn}/2}. \quad (2.41)$$

Максимальну значину кута повороту сівалки φ_3 можна визначити із першого рівняння системи (2.9). А саме:

$$\varphi_3 = 90 - \arccos[(l_{cn} - r_k)/R_1]. \quad (2.42)$$

Розглянемо ще один важливий аспект. Як впливає із аналізу рис. 2.8, 2.11, 2.15 і рис. 2.17, значина параметра Y_a при зростанні кута повороту керованих коліс трактора має тенденцію до суттєвого зменшення. Більше того, за максимального рівня керуючого впливу, тобто коли $\alpha = 0,5$ рад і радіус повороту МТА є найменшим, значина параметра Y_a є настільки малою, що для подальших розрахунків нею можна знехтувати. З урахуванням цього отримуємо:

$$\operatorname{tg}\varphi_3 = \frac{[l_t + (l_{cn}/\cos\varphi_3)]}{R_{\min} + l_{cn}/2}.$$

Звідси, в свою чергу, маємо:

$$R_{\min} = l_t/\operatorname{tg}\varphi_3 + l_{cn}/\sin\varphi_3 - l_{cn}/2,$$

або, з урахуванням (2.42):

$$R_{\min} = l_t/\operatorname{tg}\{90 - \arccos[(l_{cn} - r_k)/R_1]\} + l_{cn}/\sin\{90 - \arccos[(l_{cn} - r_k)/R_1]\} - l_{cn}/2. \quad (2.43)$$

Із спільного розв'язання рівнянь (2.40) і (2.43) виходить, що добитися рівності $R_{\text{опт}}$ і $R_{\min}$ можна шляхом руху на поворотній смузі у певному режимі, показник якого K_n для кожного МТА визначається його конструктивними і кінематичними параметрами:

$$K_n = \frac{V_n}{\omega} = 2 \cdot [l_t/\operatorname{tg}\varphi_3 + l_{cn}/\sin\varphi_3 - l_{cn}/2]^2 \cdot \varepsilon_{\max}/L,$$

$$\text{де } \varphi_3 = 90 - \arccos[(l_{cn} - r_k)/R_1].$$

Практикою встановлено, що при виборі режиму руху на поворотній смузі слід керуватися наступними вимогами [76]:

а) середня швидкість руху на поворотній смузі повинна дорівнювати гранично допустимій в даних умовах експлуатації (зазвичай вона для більшості агрегатів не перевищує 2,5 м/с);

б) середня кутова швидкість повороту керованих коліс трактора повинна приблизно складати 0,22 рад/с.

Крім того, тривалість керуючого впливу на механізм повороту трактора на ділянках перемінної кривизни повинна вибиратися таким чином, щоб повністю використовувати конструктивний кут φ_3 .

З урахуванням вищевикладених вимог оптимальна значина показника режиму повороту $K_{n\text{опт}} = 2,5 : 0,22 = 11,4$ м/рад, максимальна $K_{n\text{max}} = 25,0$ м/рад і мінімальна $K_{n\text{min}} = 4,5$ м/рад. Причому, останні дві значини показника K_n є точками.

Для виконання поворот агрегату в оптимальному режимі при більшій значині K_n швидкість його руху на поворотній смузі не повинна перевищувати 2,5 м/с. При меншій значині K_n швидкість повороту керованих коліс трактора має бути меншою за 0,22 рад/с.

На практиці застосовуються безпетльові ($\epsilon_{\max} = \pi/4$) і петльові ($\epsilon_{\max} = \pi/2$) повороти. Розрахунки, проведені при значинах параметрів: $l_t = 1,0$ м; $l_{cn} = 2,15$ м; $l_d = 3,6$ м; $L = 2,37$ м; $r_k = 0,6$ м; $R_1 = 2,5$ м, показали наступне. При виконанні агрегатом петльового повороту показник режиму його здійснення $K_n = 11,45$ 1/рад, що практично повністю відповідає оптимальному.

Натомість, безпетльові повороти дослідним МТА будуть здійснюватися з показником режиму $K_n = 5,7$ м/рад. Це хоча і входить в допустимий діапазон зміни цього показника (4,5...25,0 м/рад), проте є меншим за його оптимальний рівень (11,4 м/рад).

Як показують розрахунки, оптимальну значину K_n можна досягти при збільшенні відстані між рамою двомашинної зчипки і віссю задніх коліс трактора (l_2) з 1,0 до 1,96 м (рис. 2.21).

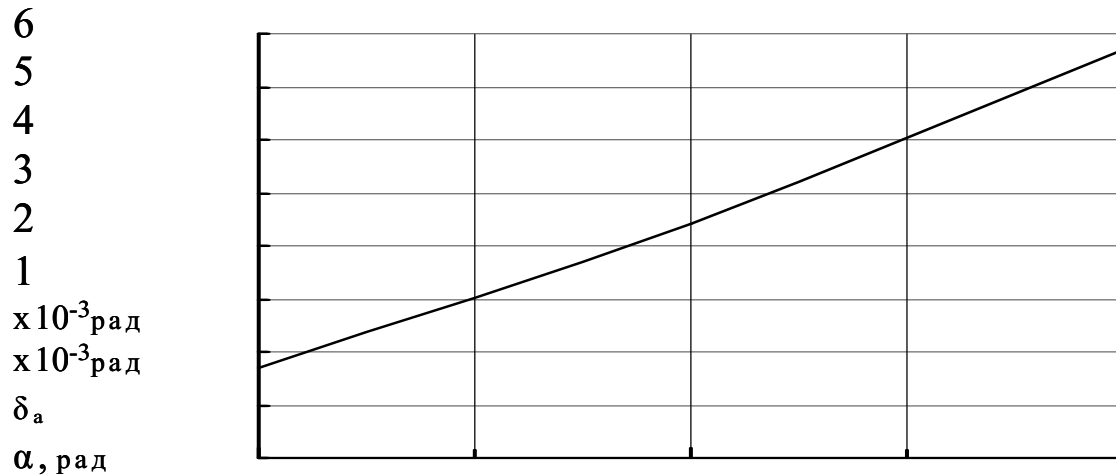


Рис. 2.21 – Залежність показника режиму повороту МТА від відстані між рамою зчипки і віссю задніх коліс трактора

Такий результат щодо доцільності збільшення параметра l_t збігається з тим, який був отриманий при аналізі динаміки статичної повороткості МТА.

Висновки по розділу

1. Для запобігання зіткнення причіпних сівалок у двомашинному посівному агрегаті довжина подовжувача напівнавісної зчипки має бути не меншою за 2,5 м. Встановлення цього параметра більшим за вказану величину призводитиме до небажаного зростання кінематичної довжини агрегату та довжини його виїзду на поворотній смузі.
2. На основі аналізу виведеної аналітичної залежності кута повороту правої сівалки від конструктивних параметрів агрегату встановлено, що для

- його безаварійного повороту вказана машина може приєднуватися до рами зчипки безпосередньо, тобто без подовжувача.
3. Збільшення довжини подовжувача зчипки з 2,5 до 3,5 м мало впливає на радіус повороту машинно-тракторного агрегату. Теоретично він зростає, але при максимальній значині керуючого впливу (кута α) різниця між значинами цього параметра при мінімальному (2,5 м) і максимальному (3,5 м) рівнях довжини подовжувача не перевищує 0,5 м (менше 10%).
 4. Кут уводу шин передніх рушіїв трактора в усьому діапазоні зміни керуючого впливу практично інваріантний по відношенню до довжини подовжувача зчипки. Його максимальна значина, як і кута уводу шин задніх коліс енергетичного засобу, не перевищує 70×10^{-3} рад (тобто 4о).
 5. Віддалення рами зчипки від енергетичного засобу з 1 до 2 м дозволяє причіпним сівалкам повертатися на більший кут, зменшуючи при цьому мінімальний радіус повороту МТА на 31,7%.
 6. Зі зміною коефіцієнта опору уводу шин передніх коліс трактора в межах 60...80 кН/рад, а задніх – в межах 180...210 кН/рад, значина радіусу повороту МТА збільшується, а поздовжня координата зміщення центру повороту – зменшується. Однак практично ці зміни є незначними, що обумовлено саме такою (незначною) зміною кутів уводу шин як передніх, так і задніх коліс енергетичного засобу.
 7. Теоретично встановлено, що зі збільшенням швидкості руху агрегату з 1,0 до 3,0 м/с радіус його повороту має тенденцію до зменшення, яка більш яскраво виражена при швидкості, більшій за 2,0 м/с. Такий результат обумовлений випередженням зростання кута уводу шин задніх коліс трактора по відношенню до кута уводу шин його передніх рушіїв.
 8. Як показало математичне моделювання, баластування переднього мосту трактора масою 180 кг обумовлює зменшення радіусу повороту агрегату. Найбільш відчутним воно є лише при куті повороту керованих коліс трактора більшим за 0,32 рад (18о). За максимальної значини керуючого впливу ($\alpha = 0,5$ рад) зменшення радіусу повороту МТА від баластування передшого мосту трактора становить 0,8 м (тобто 15%).
 9. Максимальна похибка визначення радіусу повороту дослідного машинно-тракторного агрегату при вираженні процесу його маневру в статичній та динамічній формах, не перевищує 10%. У зв'язку з цим система рівнянь статичної рівноваги МТА, із-за значно простішого її розв'язання, є переважаючою.
 10. При виконанні досліджуванім агрегатом безпетльових поворотів дійсна значина показника режиму їх здійснення ($K_p = 11,45$ м/рад) практично відповідає оптимальному (11,40 м/рад). Натомість, безпетльові повороти МТА будуть здійснюватися з показником режиму 5,7 м/рад, що хоча і входить в допустимий діапазон його зміни (4,5...25,0 м/рад), проте є меншим за оптимальний рівень (11,4 м/рад). Теоретично оптимальну значину K_p можна досягти при збільшенні відстані між рамою зчипки і віссю задніх коліс трактора з 1,0 до 1,96 м.

РОЗДІЛ 3

ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Об'єкт, програма та методика експериментальних досліджень

В якості об'єкта досліджень був прийнятий посівний машинно-тракторний агрегат у складі трактора тягового класу 1,4 (МТЗ-80), напівнавісної двомашинної зчіпки під умовною маркою СС-7,2 та двох причіпних зернових сівалок СЗ-3,6.

Програма експериментальних досліджень включала лабораторно-польові та експлуатаційні випробування.

Під час проведення експериментів передбачалось:

- визначення необхідних для розрахунків на математичній моделі масово-геометричних характеристик посівного агрегату;
- з'ясування трудомісткості перевodu двомашинного посівного агрегату із транспортного положення в робоче і навпаки;
- отримання експериментальних даних, необхідних для перевірки математичної моделі повороту посівного МТА на адекватність;
- визначення впливу конструктивних та кінематичних параметрів МТА на дійсну значину показника режиму його руху на поворотній смузі;
- проведення порівняльної оцінки експлуатаційно-технологічних показників посівних МТА.

Масово-геометричні параметри складових МТА визначали відповідним зважуванням та обміром за методикою, викладеною у ГОСТ 23734-79.

Енергетичний засіб був при цьому обладнаний штатними шинами: – передніми: 9-20; задніми: 15,5R38. В передніх шинах тиск повітря становив 0,12, а в задніх – 0,10 МПа.

Тривалість кожної із операцій агрегування дослідного МТА фіксували у п'ятикратній повторності секундоміром. Трудомісткість усього процесу розраховували згідно з методикою, викладеною в ГОСТ 7057-81.

Перед проведенням лабораторно – польових досліджень за загальноприйнятими методиками визначали наступні основні характеристики агрофону:

- вологість ґрунту в шарі 0...15 см;
- щільність ґрунту в шарі 0...15 см;
- забур'яненість агрофону.

Для перших двох характеристик агротехнічного фону необхідну кількість проб (n) визначали із виразу [91]:

$$n = \text{Int}(t \cdot V / \rho)^2,$$

де t – нормована значина t – критерію Ст'юдента. За довірчої ймовірності 95% $t = 1,96$;

V і ρ – коефіцієнт варіації та допускаєма межа відхилення (показник точності) вимірюваного параметру.

Практикою доведено, що в більшості технічних задач визначати похибку вимірювань з точністю, більшою, ніж 10%, – немає потреби [92]. Виходячи з цього в розрахунках нами було прийнято ρ

Багаторічними дослідями науковців встановлено, що коефіцієнт варіації вологості та щільності ґрунту зазвичай не перевищує 10%, тобто процеси коливання цих параметрів є низько варіабельними. У зв'язку з цим приймали $V = 0,1$. Нерівномірність забур'яненості ґрунту зазвичай більш висока, а тому для цього процесу, враховуючи результати попередніх вимірювань, коефіцієнт варіації V приймали рівним 0,2.

В результаті отримали такі значини повторювань дослідів:

- при вимірюванні вологості і щільності ґрунту:

$$n = \text{Int}(1,96 \cdot 0,1 / 0,1)^2$$

- при визначенні забур'яненості поля:

$$n = \text{Int}(1,96 \cdot 0,2 / 0,1)^2$$

Під час проведення лабораторно-польових досліджень на поворотній смузі у двократній повторності фіксували дійсну значину радіусу повороту двомашинного посівного агрегату в залежності від кута повороту його керованих коліс. Для здійснення маневру МТА виводили на контрольну лінію, від якої він починав петльовий поворот за першим разом вправо, а за другим – вліво. Ширину поворотної смуги встановлювали рівною дійсній, розрахованій за формулами, викладеними у четвертому розділі дисертаційної роботи.

Під час проведення експлуатаційно-технологічних випробувань порівнювали два агрегати. Перший (базовий) включав трактор МТЗ-80 і причіпну зернову сівалку СЗ-3,6. Другий (новий) збиральний агрегат складався із того ж трактора, напівнавісної двомашинної зчіпки та двох зернових сівалок СЗ-3,6.

За обома агрегатами впродовж трьох контрольних змін вели хронометражні спостереження.

3.2. Вимірні параметри, застосовані прилади та обладнання

Для проведення необхідних розрахунків на математичній моделі вимірювали наступні конструктивні параметри посівного машинно-тракторного агрегату:

- масу трактора (M_t);
- масу трактора, яка припадає на його передній міст (M_{tp});
- поздовжню базу трактора МТЗ-80 (L);
- масу сівалки СЗ-3,6;
- довжину сніці сівалки;
- радіус колеса сівалки (r_k) і радіус кочення заднього колеса трактора (R_k);
- фронт зчіпки;
- довжину подовжувача зчіпки;
- відстань від осі задніх коліс трактора до рами зчіпки;
- довжину виїзду машинно-тракторного агрегату;
- кінематичну ширину агрегату.

Масу причіпної зернової сівалки СЗ-3,6 визначали як суму величин, які припадають на її ліве і праве опорні колеса та причіпну сницю. Для цього машину установлювали на рівний горизонтальний майданчик. Під кожною із її опор (ліве та праве колеса і сниця) розміщали платформи електротензометричних ваг ЭВ-60. Реєстрацію показань ваг здійснювали після трьох хвилин витримування сівалки у встановленому положенні.

За аналогічною методикою визначали експлуатаційну масу трактора МТЗ-80, а також ту масу, яка припадає на його передній міст. Значину останньої використовували для визначення сили опору кочення керованих коліс даного енергетичного засобу.

Радіус кочення заднього колеса трактора (R_k) і колеса сівалки СЗ-3,6 (r_k) визначали наступним чином. На шину кожного із вказаних коліс наносили кольорову позначку, яка може залишати слід на поверхні шляху. Після проходження посівного агрегату рулеткою заміряли відстань (L_k) між першим та N -м слідами позначки. Шуканий параметр розраховували за формулою:

$$R_k(r_k) = L_k / [2 \cdot \pi \cdot (N - 1)]. \quad (3.1)$$

Під час проведення лабораторно-польових досліджень посівного двомашинного агрегату на основі трактора МТЗ-80 на аналогово-цифровий перетворювач (АЦП) синхронно реєструвались:

- кути повороту лівого і правого керованих коліс трактора (α_1, α_2);
- оберти задніх коліс трактора (n_1, n_2).

Без запису на АЦП додатково фіксували:

- радіус повороту МТА;
- час виконання маневру посівним агрегатом.

При проведенні експлуатаційно-технологічної оцінки валкових агрегатів реєстрували наступні показники:

- вологість і щільність ґрунту;
- поелементні витрати часу агрегатом під час його роботи;
- розмір обробленої площі;
- кількість витраченого палива;
- робочу ширину захвату посівного МТА;
- швидкість робочого руху агрегату.

З урахуванням конструктивних особливостей досліджуваного жнивального агрегату було розроблено комплект вимірювально-реєструючої апаратури, який дозволив отримати об'єктивну оцінку досліджуваних параметрів (рис. 3.1).

Основу вимірювального комплексу становив розроблений в Таврійському державному агротехнологічному університеті аналогово-цифровий перетворювач (рис. 3.2), здатний приймати та з допомогою ЕОМ і спеціально розробленого програмного забезпечення синхронно оцифровувати 8 аналогових та 8 імпульсних сигналів [93].

Рис. 3.1 – Блок-схема вимірювально-реєстраційного комплексу:

ПК – комп'ютер; АЦП – аналогово-цифровий перетворювач; БЖ – блок живлення; СП-3 – перемінний опір 470 Ом; СЗН – струмознімач; α_1 – кут повороту лівого керованого колеса; α_2 – кут повороту правого керованого колеса; n_1 – оберти

лівого ведучого колеса; n_2 – оберти правого ведучого колеса трактора.



Рис. 3.2 – АЦП у комплексі з ЕОМ

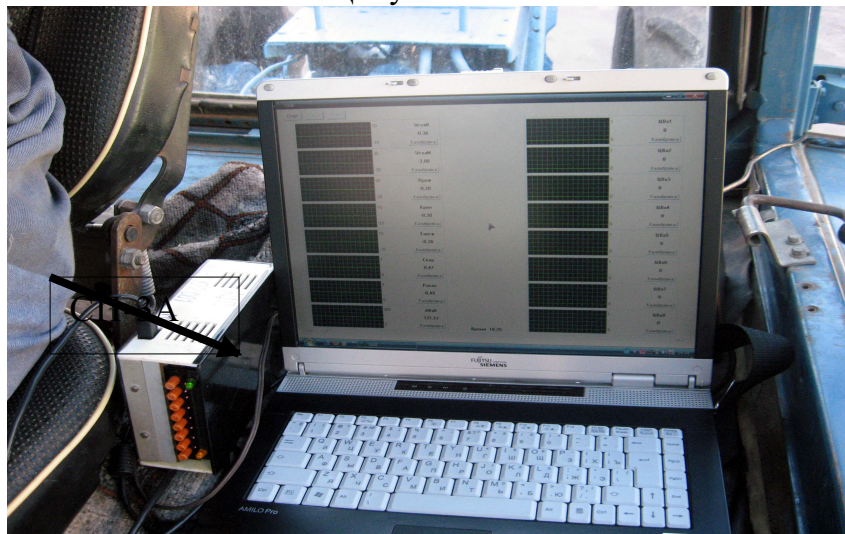


Рис. 3.3 – Розміщення реєструючого комплексу у кабіні трактора

Для запису кутів повороту керованих коліс трактора використовували реохордні лінійні датчики СП-3А номіналом 470 Ом. Статор цього датчика фіксували відносно передньої півосі трактора, а поворотний ротор з'єднували з віссю шворня керованого колеса (рис. 3.4).



Рис. 3.4 – Установка датчика СП-3А для запису кута повороту керованого колеса трактора

Під час руху машинно-тракторного агрегату кероване колесо під впливом керуючого впливу збоку механізатора поверталось у вертикальній площині. Разом із шворнем рушія на такий же самий повертався ротор датчика СП-3А. Електричний сигнал від датчика з допомогою аналогово-цифрового перетворювача фіксувався на екрані і в пам'яті ПК у вигляді відповідного файлу даних.

Тарировку змінних опорів для реєстрації кутів α_1 і α_2 виконували за допомогою спеціально розробленої кутової шкали-показчика, ціна кожної поділки якої становила $1,7 \cdot 10^{-2}$ рад (1°). Діапазон тарировки – $0 \dots 0,51$ рад., тобто $0 \dots 30^\circ$ (рис. 3.5).

Методика цього процесу така. За допомогою спеціальної розробленої програми через АЦП на комп'ютері фіксували дві точки. Перша – з нульовим поворотом ротора датчика, а друга – з поворотом на кут 30° (рис. 3.6).

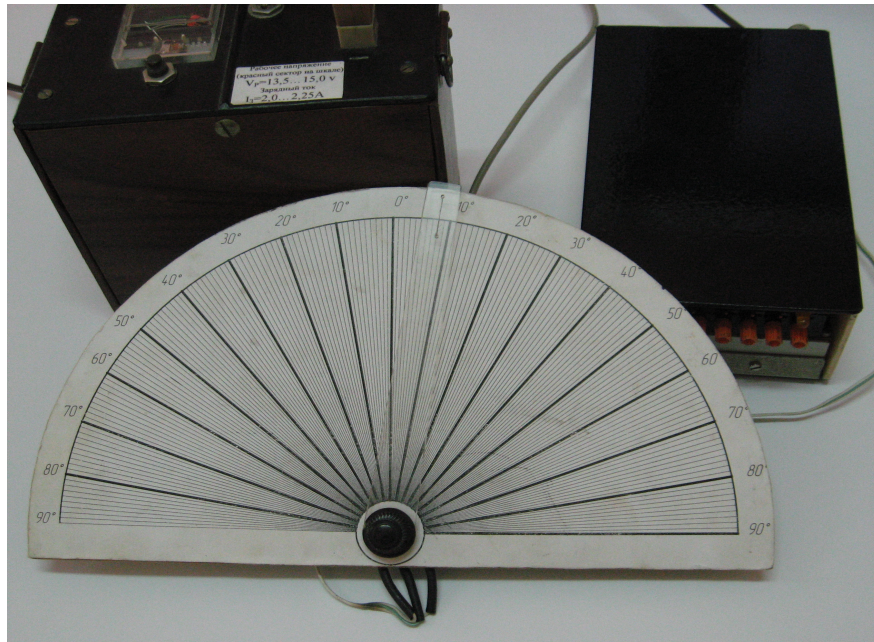


Рис. 3.5 – Тарировка датчика кута повороту керованих коліс трактора

В подальшому під час проведення досліджень вимірювана величина, як уже підкреслювалось вище, відображалась на екрані і одночасно оцифровувалась та фіксувалась в пам'яті ЕОМ в межах саме цього діапазону.

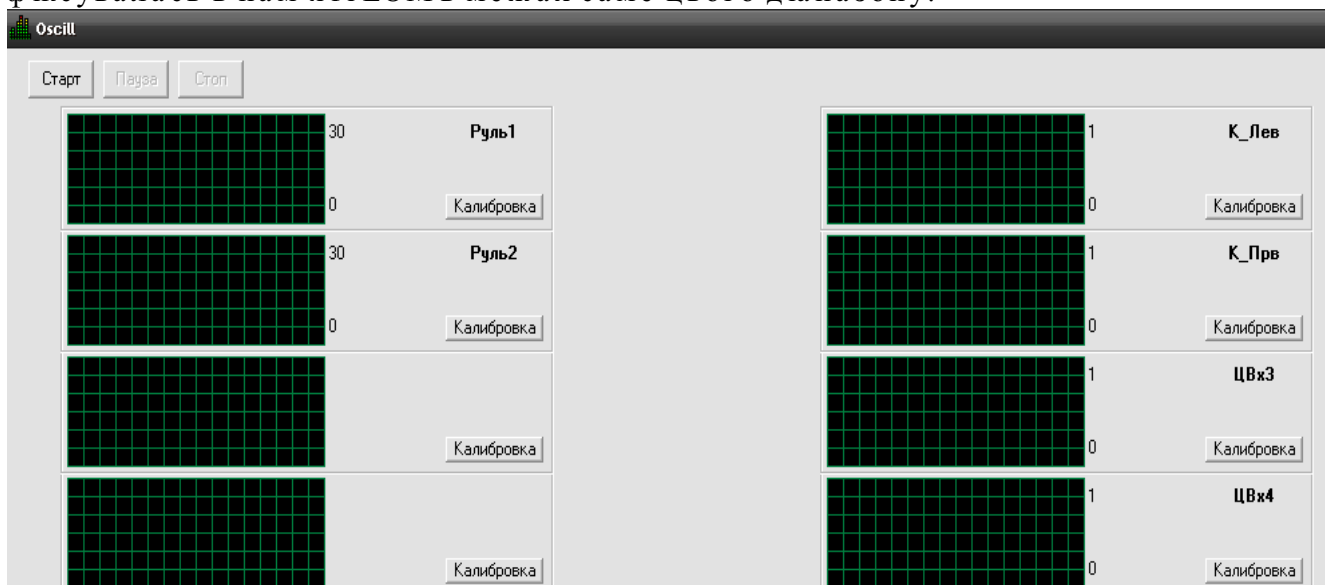


Рис. 3.6 – Вигляд екрану комп'ютера під час проведення тарировки змінного опору СП-3А

Причому, під час проведення експериментальних досліджень здійснювали лише більш напружений (на нашу думку) правосторонній поворот посівного МТА. З урахуванням цього і проводилось тарування датчиків СП-3А.

Для реєстрування частоти обертання частоти задніх коліс трактора МТЗ-80 використовували спеціально розроблені струмознімачі, які встановлювали на маточинах вказаних рушіїв (рис. 3.7).



Рис. 3.7 – Установка струмознімача датчика обертів заднього колеса трактора МТЗ-80

Під час руху посівного машинно-тракторного агрегату сигнал від кожного струмознімача через АЦП відображався на екрані (рис. 3.8), а також формувався в пам'яті ПЕОМ у вигляді відповідного файлу даних.

Вологість ґрунту визначали згідно з загальноприйнятою методикою із застосуванням сушильної шафи.

Щільність ґрунту визначали ^{Імпульси струмознімача} виготовленим шпильниміром у вигляді циліндричного стакану певного діаметру та висоти. При цьому керувалися методикою, викладеною у [85].

Час виконання машинно-тракторним агрегатом тієї чи іншої операції фіксували секундоміром з ціною поділки 0,2 с.

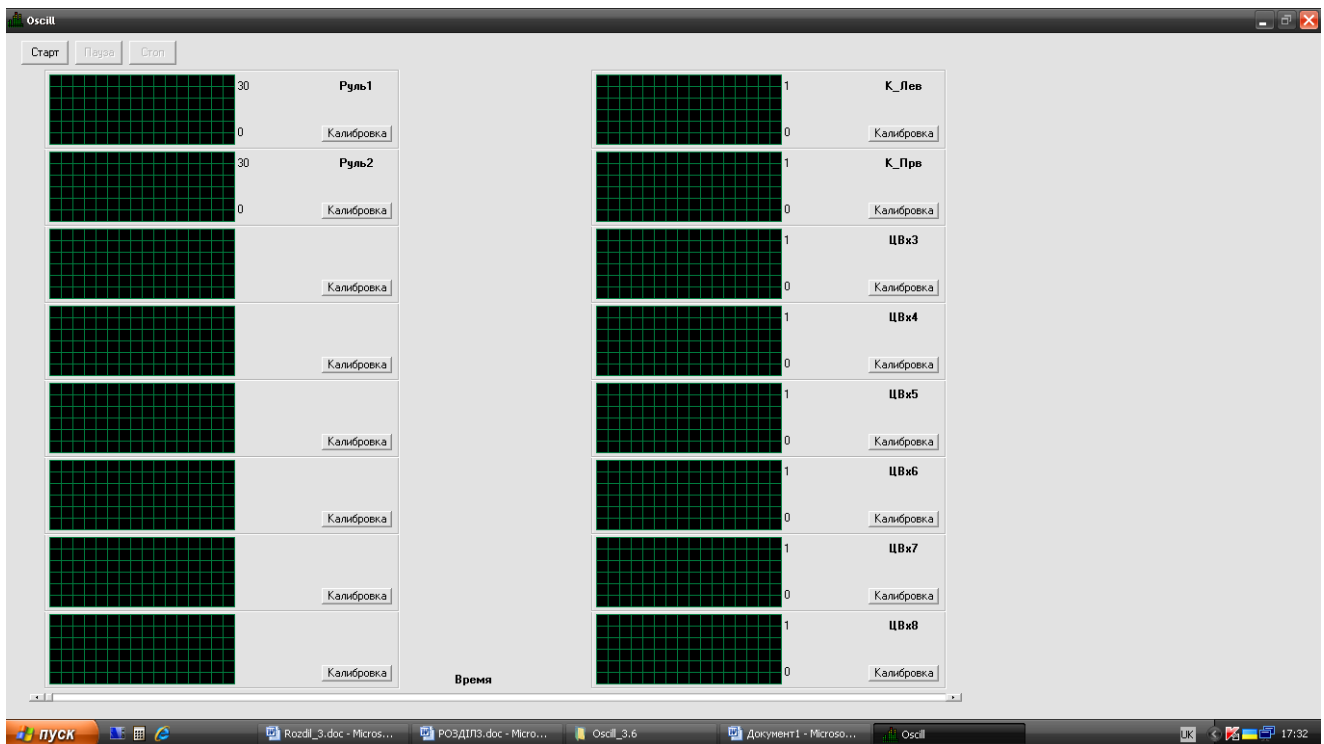


Рис. 3.8 – Вигляд екрану ПК при реєструванні сигналу струмознімача датчика обертів заднього колеса енергетичного засобу

Для вимірювання витрат палива був розроблений спеціальний реєструючо-вимірювальний комплекс (рис. 3.9).

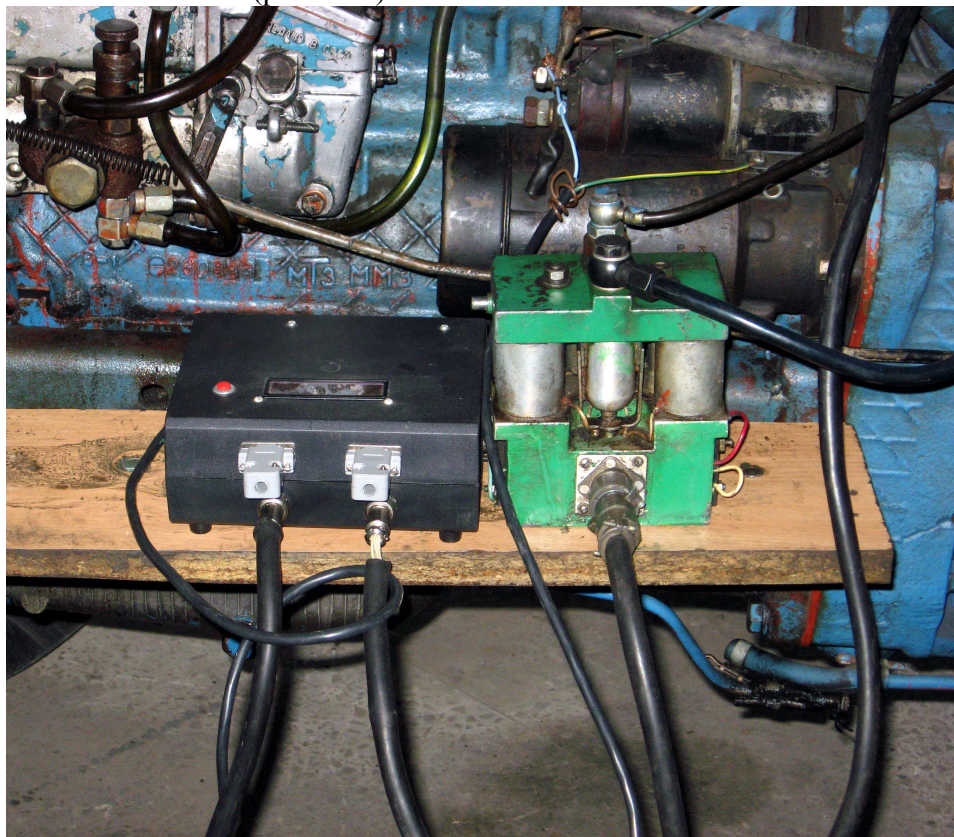


Рис. 3.9 – Апаратура для вимірювання витрат палива посівним агрегатом

Він складався із двох об'ємних витратомірів ИП-151 та електронно-обчислювального блоку (рис. 3.10).

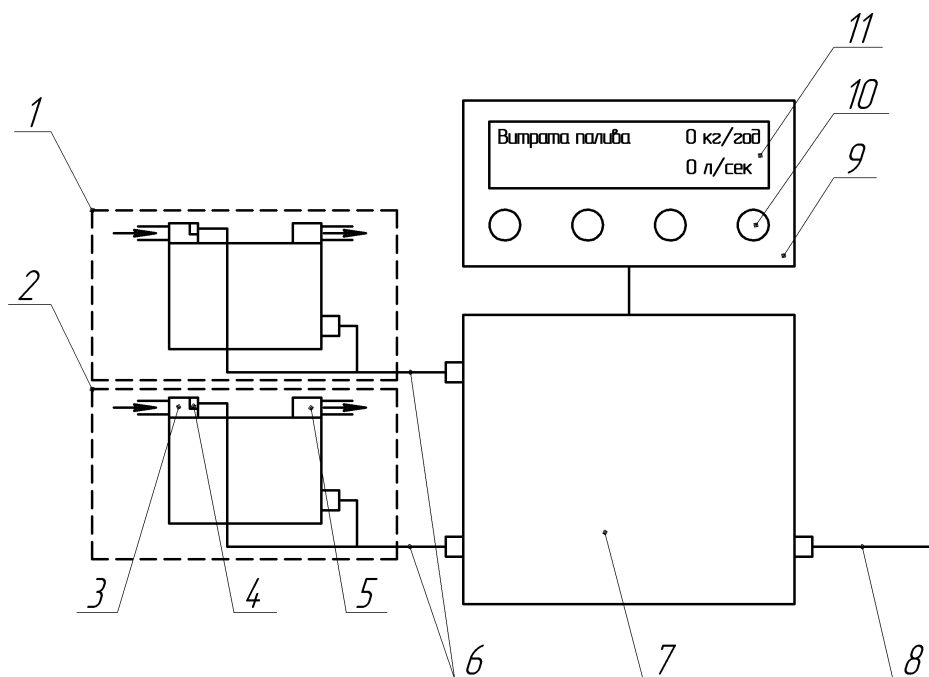


Рис. 3.10 – Схема пристрою для визначення витрат палива:

1 і 2 – датчики витрати палива; 3 – впускний отвір; 4 – датчик температури;
5 – випускний отвір; 6 – з'єднувальні шнури; 7 – електронний блок; 8 – шнур
живлення; 9 – блок індикації та керування; 10 – кнопки керування;
11 – графічний дисплей

Один із витратомірів фіксував витрати палива в ланці його подачі до паливного насоса (G_n), а другий – залишки невитраченого палива, яке зливалось у паливний бак (G_6). Електронно-обчислювальний блок у якості кінцевого результату (G_n) видавав різницю $G_n = G_n - G_6$ з відносною похибкою, яка не перевищувала 2% (табл. 3.1).

Таблиця 3.1

Технічні характеристики витратоміра палива

Параметр	Значина
1	2
Робоче середовище	дизельне паливо, біопаливо, бензин
Температура робочого середовища	від $+10^{\circ}\text{C}$ до $+80^{\circ}\text{C}$
Робочий тиск робочого середовища	0,15 мПа
Максимальний тиск робочого середовища	0,5 мПа
Температура зовнішнього середовища	від -20°C до $+80^{\circ}\text{C}$
1	2
Відносна вологість повітря	не більш 95 %
Напруга живлення постійного струму	від 9 В до 27 В
Струм споживання	не більш 3 А
Об'єм камери витратоміра	10 мл
Відносна похибка виміру витрати палива при потоці:	

від 0 до 80 л/год.	$\pm 1\%$
від 80 до 150 л/год.	$\pm 2\%$
Мінімальна витрата палива	0,01 л/год
Максимальна витрата палива	150 л/год
Відносна похибка виміру температури палива	$\pm 0,5^{\circ}\text{C}$

Для визначення ширини захвату посівного МТА перед його рухом від крайнього сліду суміжного проходу на певній заданій відстані S (в процесі лабораторно-польових досліджень S дорівнювало 8 м) з кроком 1 м встановлювали 30 кілочків. Після походу агрегату рулеткою вимірювали відстань (h_i) від кожного кілочка до сліду, прокладеного крайнім сошником сівалки (рис. 3.11). Робочу ширину захвату посівного МТА (B_p) розраховували за формулою:

$$B_p = S - h_i.$$

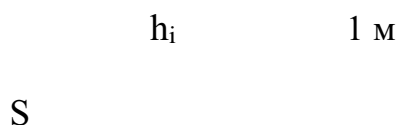


Рис. 3.11 – Схема визначення робочої ширини захвату посівного МТА:

— слід крайнього сошника попереднього проходу агрегату;

— слід крайнього сошника після останнього проходу МТА;

⊗ - кілочки.

Реєстрацію параметрів, необхідних для визначення експлуатаційно-технологічних і агротехнічних показників збиральних агрегатів здійснювали з використанням обладнання, рекомендованого ГОСТ 24055 – 88.

3.3. Методика обробки експериментальних даних

Отримані в процесі лабораторно-польових досліджень реалізації у вигляді оцифрованих даних переносили в програмне середовище Microsoft Excel. В подальшому з допомогою спеціально розробленого в Таврійському державному агротехнологічному університеті пакету прикладних програм для того чи іншого масиву визначали:

- кутову швидкість повороту керованих коліс енергетичного засобу (ω);
- швидкість руху посівного агрегату під час здійснення ним повороту (V_n).

Перший параметр розраховували наступним чином. Після проведення того чи іншого дослідів на поворотній смузі отримували файл вихідних даних, який включав п'ять параметрів:

- 1) поточний час дослідів (t , с);
- 2) кут повороту лівого переднього колеса трактора (α_1 , град);
- 3) кут повороту правого переднього колеса трактора (α_2 , град);
- 4) кількість обертів лівого заднього колеса енергетичного засобу (n_1);
- 5) кількість обертів правого заднього колеса енергетичного засобу (n_2).

Кутову швидкість повороту керованих коліс трактора визначали із виразу:

$$\omega = \frac{(\alpha_1 + \alpha_2) \cdot \pi}{2 \cdot t \cdot 180}, \text{ с}^{-1}.$$

При розрахунку другого параметру – дійсної швидкості руху посівного агрегату на поворотній смузі – виходили із врахування того, що:

$$V_{\Pi} = \omega_{\text{ср}} \cdot R_{\text{к}}, \quad (3.2)$$

де $\omega_{\text{ср}}$ – середня кутова швидкість обертання правого і лівого задніх коліс трактора, с^{-1} .

В нашому випадку цю величину можна знайти із виразу:

$$\omega_{\text{ср}} = 2 \cdot \pi \cdot n_{\text{к}}, \quad (3.3)$$

де $n_{\text{к}}$ – середня частота обертання задніх коліс трактора, с^{-1} .

Далі приймали до уваги, що кожних три значини n_1 або n_2 – це один оберт лівого або правого (відповідно) заднього колеса трактора. Звідси виходить, що коли загальна зареєстрована кількість імпульсів дорівнює n , то ліве або праве колесо здійснило $n/3$ обертів. Ізробило воно це за відповідний час t (рис. 3.12).

Рис. 3.12 – Графічна інтерпретація відображення N імпульсів датчика обертів заднього колеса трактора за час t

Звідси маємо:

$$n_{\text{к}} = \frac{(n_1 - 1) + (n_2 - 1)}{2 \cdot t} = \frac{n_1 + n_2 - 2}{2 \cdot t}. \quad (3.4)$$

Після підставлення (3.3) і (3.4) в (3.2), остаточно отримаємо:

$$V_{\Pi} = R_{\text{к}} \cdot \pi \cdot (n_1 + n_2 - 2) / t. \quad (3.5)$$

Дійсну швидкість руху трактора ($V_{\text{пл}}$) на поворотній смузі знаходили наступним чином. На полі було окреслене коло діаметром 20 м і довжиною, відповідно, 62,8 м. Трактор рухався на заданій передачі із повною подачею палива. Механізатор керував енергетичним засобом так, щоб встановлений на його капоті орієнтир переміщався по траєкторії окресленого кола (рис. 3.13).

Рис. 3.13 – Схема ділянки для визначення дійсної швидкості руху трактора
Величину $V_{\text{пд}}$ знаходили із наступного виразу:

$$V_{\text{пд}} = 62,8/t_0, \quad (3.6)$$

де t_0 – час руху трактора по заданому колу, с.

В подальшому значини швидкостей, розраховані за формулами (3.5) і (3.6), порівнювали і встановлювали похибку визначення даного параметра. Як показали результати попередніх досліджень, її значина не перевищувала 1%.

Для визначення поелементних витрат часу зміни використовували формули, викладені в ГОСТ 24055 – 88. Базовим показником тут виступає час основної роботи агрегату T_1 . Для його розрахунку запропонована наступна формула:

$$T_1 = \frac{T_n - T_{311} - T_{321}/K_m - T_{322} - T_5 - T_6 - T_{71}}{1 + \tau_2 + \tau_{321} + \tau_{33} + \tau_{41} + \tau_{62}}, \quad (3.7)$$

де T_n – нормативна тривалість зміни, год;
 T_{311} – витрати часу на щозмінне технічне обслуговування машини/знаряддя, год;
 T_{321} – середня значина тривалості перевodu МТА із транспортного положення в робоче і навпаки, год;
 K_m – коефіцієнт змінності використання машини в зоні;
 T_{322} – витрати часу на агрегування машини з трактором, год;
 T_5 – витрати часу на відпочинок механізатора, год;
 T_6 – витрати часу на холості переїзди, год;
 T_{71} – витрати часу на щозмінне технічне обслуговування машини, агрегатованої з випробовуваною, год;
 τ_2 – питомі витрати допоміжного часу;
 τ_{321} – питомі витрати часу на переведення МТА із транспортного положення в робоче і навпаки;
 τ_{33} – питомі витрати часу на налагодження та регулювання МТА;
 τ_{41} – питомі витрати часу на усунення технологічних відмов;
 τ_{62} – питомі витрати часу на переїзди з поля на поле.

В свою чергу, витрати часу на холості переїзди включають час переїздів від місця стоянки до місця роботи і навпаки (T_{61}), та час переїздів МТА з поля на поле (T_{62}). Тобто

$$T_6 = T_{61} + T_{62}.$$

Проте, щоб визначити величину T_{62} , треба знати значину величини T_1 . З цього виходить, що формулою (3.7) безпосередньо користуватись не можна, оскільки вона записана у неявному вигляді. Після приведення нами до явного виду вираз (3.7) змінився наступним чином:

$$T_1 = \frac{T_n - T_{311} - T_{321}/K_m - T_{322} - T_5 - T_{61} - T_{71}}{1 + \tau_2 + \tau_{321} + \tau_{33} + \tau_{41} + 2 \cdot \tau_{62}}$$

При такому запису¹ він виявився придатним для безпосереднього програмування при визначенні експлуатаційно-технологічних показників порівнюваних посівних МТА.

Достовірність результатів теоретичних досліджень обумовлена ступенем збігу даних математичного моделювання з експериментальними даними.

Що стосується лабораторно-польових робіт, то методику їх проведення планували таким чином, щоб число випадків, в яких могли б мати місце відхилення від закономірностей, установлених при експериментальних дослідженнях, не перевищували б 5%.

3.4. Методика перевірки математичної моделі повороту посівного машинно-тракторного агрегату на адекватність

Для розв'язання поставленої задачі МТА у складі трактора МТЗ-80, напівнавісної зчипки та двох причіпних сівалок СЗ-3,6 здійснював правосторонній поворот у п'яти варіантах режиму руху. Кожен із цих варіантів характеризувався заданим кутом повороту керованих коліс трактора та швидкістю руху агрегату на поворотній сузі.

Кут повороту керованих коліс трактора (α) планували змінювати від 0,24 до 0,48 рад (тобто від 14 до 28°) з інтервалом приблизно 0,1 рад (1°). Це дало можливість отримати п'ять варіантів зміни даного параметра.

Мінімальну значину кута α встановлювали із тих міркувань, що подальше зменшення цього параметра обумовлює такий радіус повороту машинно-тракторного агрегату, який призводить до виходу за межі реальної ширини поворотної смуги.

Максимальна значина кута повороту керованих коліс трактора обмежувалась його технічною можливістю. Для випробовуваного енергетичного засобу (МТЗ-80) середня значина максимального повороту лівого і правого передніх коліс становила 29°.

Для реєстрації кута α використовували реохордні датчики СП-3А, а для визначення швидкості руху посівного агрегату на поворотній смузі – датчики обертів задніх коліс трактора, методика використання яких описана у попередньому параграфі.

Дійсний радіус повороту машинно-тракторного агрегату (R_a) визначали, вимірюючи діаметри умовних кіл, залишених на поверхні поля задніми колесами трактора (рис. 3.14):

$$R_a = (D_1 + D_2)/4.$$



жирним шрифтом показано відмінності нового виразу від вихідної формули (3.7)

Рис. 3.14 – Схема для визначення радіусу повороту посівного МТА

Повторність кожного із п'яти дослідів – двократна. Теоретичні значини радіусу повороту цього ж самого МТА визначали розрахунками із теоретичних залежностей, виведених у розділі 2.

РОЗДІЛ 4

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПОСІВНОГО МТА

4.1. Перевірка математичної моделі двомашинного посівного машинно - тракторного агрегату на адекватність

Розв'язання поставленої задачі здійснювали у відповідності з методикою, викладеною у третьому розділі дисертаційної роботи. Як уже підкреслювалося там, дослідний машинно-тракторний посівний агрегат у двохкратній повторності здійснював п'ять варіантів режиму руху (повороту) по полю (табл. 4.1), підготовленому під посів озимої пшениці.

Таблиця 4.1

Характеристика агротехнічного фону	
Показник	Значина
Вологість ґрунту (%) в шарі: 0...15 см	19,6
Щільність ґрунту в шарі 0...15 см, г/см ³	1,22
Забур'яненість поля, г/м ²	12
Попередня технологічна операція	передпосівна культивация

Як показав аналіз отриманих експериментальних даних, середня значина кута повороту керованих коліс трактора під час проведення дослідів змінювалась від 0,24 до 0,48 рад, а швидкість переміщення МТА – від 1,86 до 2,3 м/с (табл. 4.2). Причому, більші значини параметра V_n відповідають режиму руху агрегату з меншим кутом α , а значить і більшим радіусом повороту $R_{ад}$. Така закономірність є цілком логічною, оскільки переміщення машинно-тракторного агрегату по більшому радіусу з більшою швидкістю є більш технічно безпечним, ніж під час руху по траєкторії з великою кривизною.

Рух МТА з кутом повороту керованих коліс трактора меншим за 0,24 рад (14°) не практикували із-за отримуваної при цьому великої значини радіуса R_d . Отриманих результатів, на нашу думку, досить для прийняття достовірного рішення щодо адекватності математичної моделі досліджуваного МТА.

Таблиця 4.2

Результати експериментальних даних перевірки математичної моделі посівного МТА на адекватність

№ варіа нту	Середні значини				Збільшення (+), зменшення (-) значини $R_{ад}$ по
	Кут повороту керованих	Швидкість руху МТА	Теоретични й радіус	Дійсний радіус	

руху МТА	коліс трактора (α), рад.	на повороті (V_n), м/с	повороту МТА ($R_{ат}$), м	повороту МТА ($R_{ад}$), м	відношенню до значини $R_{ат}$, %
1	0,24	2,30	15,2	15,5	+2,0
2	0,30	2,10	11,6	12,0	+3,4
3	0,37	2,20	9,3	9,0	-3,2
4	0,40	2,00	8,3	7,9	-4,8
5	0,48	1,86	6,5	6,7	+3,0

Після аналізу теоретичних та експериментальних даних було встановлено, що у всіх п'яти варіантах руху дослідного МТА на поворотній смузі різниця між дійсною і розрахунковою значинами радіусу його повороту не перевищувала 5% (рис. 4.1).

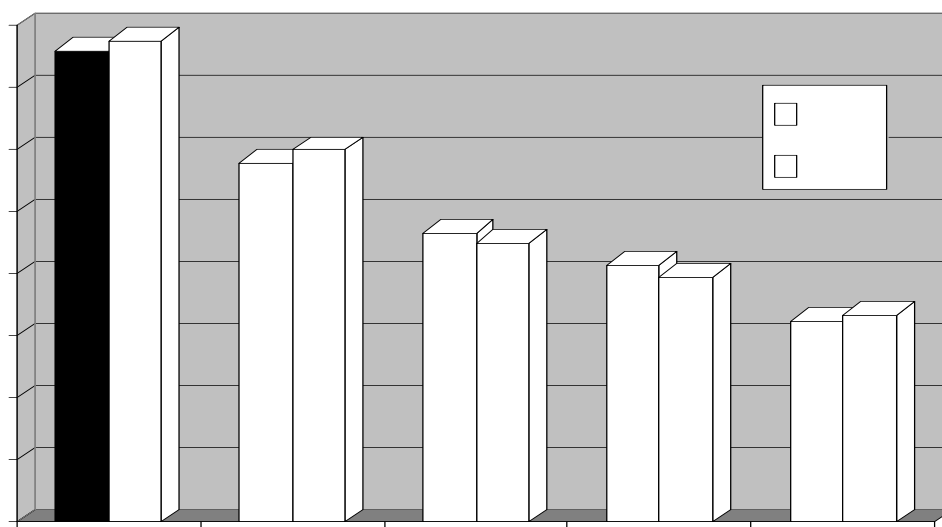


Рис. 4.1 – Теоретичні ($R_{ат}$) і дійсні ($R_{ад}$) радіуси повороту МТА для п'яти варіантів (табл. 4.2) його руху на поворотній смузі

Такий збіг натурних та розрахункових даних вказує на адекватність розробленої математичної моделі, що дає право використовувати її для достовірного обґрунтування схеми, режимів роботи і конструктивних параметрів МТА.

4.2. Оцінка трудоемкості агрегування посівного МТА

Процес агрегування дослідного машинно-тракторного агрегату полягав у оцінюванні трудоемкості його переводу із транспортного положення у робоче. Транспортне положення даного МТА таке, коли за трактором цугом приєднані зчіпка, і дві сівалки СЗ-3,6 (рис. 4.2).

Рис. 4.2 – Схема транспортного положення посівного МТА:
1 – трактор; 2 – напівнавісна зчіпка; 3 – сівалки СЗ-3,6

Після прибуття агрегату на вихідну позицію (край поля) процес його агрегування включав наступні операції (табл. 4.3):

1. Від'єднання лівої сівалки і переміщення трактора вправо (приблизно на 3,5...4 м) і вперед (на 3 м) разом зі зчіпкою та приєднаною до неї правою посівною машиною:
2. Від'єднання правої сівалки і переміщення трактора вліво (приблизно на 2 м):
3. Переведення подовжувача зчіпки із транспортного положення у робоче:
4. Приєднання снічі правої сівалки до рами зчіпки, а гідравлічної системи – до гідророзподільника трактора.
5. Приєднання снічі лівої сівалки до подовжувача зчіпки, а гідравлічної системи – до гідророзподільника трактора.

Таблиця 4.3

Трудовісткість агрегування посівного МТА

№ п/п	Назва операції	Трива- лість, с	Трудо- місткість, люд.•год.
Від'єднання лівої сівалки і переміщення трактора вправо			
1.	Від'єднання сівалки	15	0,004
2.	Переміщення трактора вперед і вправо	30	0,008
3.	Рух трактора зі зчіпкою та сівалкою заднім ходом	75	0,021
Всього:		120	0,033
Від'єднання правої сівалки і переміщення трактора вліво			
4.	Від'єднання сівалки	15	0,004
5.	Переміщення трактора зі зчіпкою вліво	25	0,007
Всього:		40	0,011
Перевід подовжувача зчіпки із транспортного положення у робоче			
6.	Вивільнення фіксатора вертикального положення зчіпки	10	0,003
7.	Опускання подовжувача зчіпки в робоче положення	15	0,004
Всього:		25	0,007
Приєднання правої сівалки			
8.	Приєднання снічі сівалки до рами зчіпки	10	0,003
9.	Приєднання гідросистеми сівалки	35	0,010
Всього:		45	0,013
Приєднання лівої сівалки			
10.	Приєднання снічі сівалки до подовжувача зчіпки	10	0,003
11.	Приєднання гідросистеми сівалки	35	0,010
Всього:		45	0,013
Разом по процесу:		275	0,077

Вказані операції виконували два механізатори. Як виявилось, весь процес агрегування зайняв менше 5 хв. Його загальна трудовісткість дорівнює 0,077 люд.-год. Найбільшу (43%) частку часу агрегування займає від'єднання лівої сівалки.

2
1
Ra, м
t, с
1
2
α, рад
Ya, м
м
4
5
6
1
2
3
x10⁻³рад
x10⁻³рад
δ_а
α, рад
δ_в
1
2
3
Ya, м
α, рад
α, рад
Ra, м
3
1
2
6
5
4
3
2
1
x10⁻³рад
x10⁻³рад
δ_а
α, рад
δ_в
6
5
4
3
2
1
x10⁻³рад
x10⁻³рад

валки і переміщення трактора вправо і вперед разом зі зчіпкою та приєднаною до неї правою посівною машиною.

Вигляд посівного двомашинного агрегату на основі напівнавісної зчіпки показано на рис. 4.3.



Рис. 4.3 – Дослідний МТА у робочому положенні

Налаштування даного машинно-тракторного агрегату із робочого положення у транспортне здійснюється за такою схемою:

- причіпні сівалки від'єднуються від зчіпки, а їхні гідравлічні системи – від гідравлічного розподільника трактора;
- подовжувач напівнавісної зчіпки переводиться із робочого положення в транспортне. Цю операцію здійснюють дві особи;
- шляхом відповідного маневрування трактор, разом із навішеною на нього зчіпкою, агрегується з однією (правою) із сівалок. Остання приєднується до скоби, яка розташована в центральній частині рами зчіпки;
- трактор, разом з навішеною зчіпкою і приєднаною причіпною сівалкою, агрегується з другою посівною машиною. Вона своєю сницею приєднується до причіпної скоби першої сівалки.

В результаті здійснення цих операцій отримуємо агрегат, схема якого представлена на рис. 4.2. Трудоемкість цього процесу на 20...25% більша, ніж процесу перевodu МТА із транспортного положення в робоче.

В процесі агрегування дослідного машинно-тракторного агрегату було встановлено, що певне напруження для механізаторів створює процес піднімання та опускання подовжувача зчіпки. Для заміни ручного режиму виконання цієї операції на механічний в конструкції двомашинної напівнавісної зчіпки можна встановити додатковий гідроциліндр [94] (рис. 4.4).

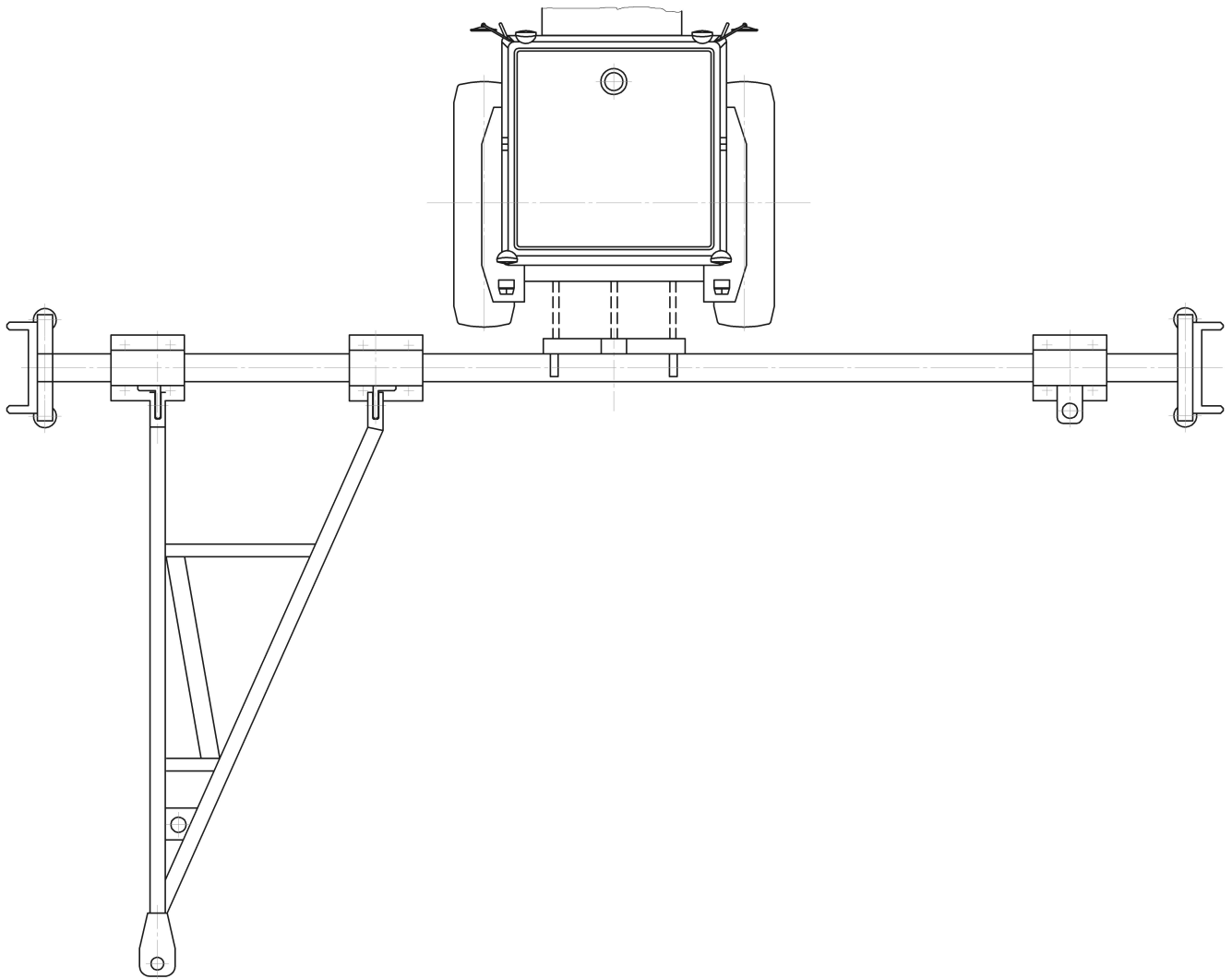


Рис. 4.4 – Схема обладнання зчіпки додатковим гідроциліндром:
1 – трактор; 2 – замок автозчепу зчіпки; 3 – рама зчіпки; 4 – подовжувач;
5 – гідроциліндр; 6 – опорне колесо зчіпки

Крім підйому та опускання подовжувача він ще виконуватиме і роль демпфера, який сприятиме зменшенню частоти вертикальних коливань подовжувача зчіпки. Практично це забезпечується встановленням демпферної шайби у гідрошлангу який з'єднує надпоршньову порожнину гідроциліндра 5 з гідророзподільником трактора.

4.3. Визначення дійсної значини показника режиму повороту дослідного МТА

Як уже підкреслювалося у другому розділі дисертації, рух машинно - тракторного агрегату з оптимальним радіусом повороту можливий тоді, коли показник режиму цього маневру (K_n) відповідним чином пов'язує між собою конструктивні і кінематичні параметри МТА:

$$K_n = \frac{V_n}{\omega} = 2 \cdot [l_t / \tan \varphi_3 + l_{cn} / \sin \varphi_3 - l_{cn} / 2]^2 \cdot \varepsilon_{\max} / L, \quad (4.1)$$

$$\text{де } \varphi_3 = 90 - \arccos[(l_{cn} - r_k) / R_1].$$

Кінематичні параметри агрегату – це, як впливає із виразу (4.1), – швидкість його руху на поворотній смузі V_n і кутова швидкість повороту керованих коліс трактора ω .

На час проведення експериментальних досліджень конструктивні параметри, що ходять до виразу (4.1), були такими: $l_t = 1,04$ м; $l_{сн} = 2,15$ м; $l_{сц} = 3,6$ м; $L = 2,37$ м; $r_k = 0,59$ м; $R_l = 2,52$ м; $\varepsilon_{\max} = \pi/2$ – для петльових поворотів; $\varepsilon_{\max} = \pi/4$ – для безпетльових поворотів.

Підставивши ці значини у (4.1), встановлюємо, що дійсна значина показника режиму повороту даного машинно-тракторного агрегату дорівнює:

- при здійсненні петльового повороту – 11,9 м/рад;
- при здійсненні безпетльового повороту – 5,9 м/рад.

Водночас, як було встановлено в процесі математичного моделювання, при віддаленні рами зчипки від осі задніх коліс трактора на відстань $l_t = 1,95$ м дійсна значина показника режиму повороту машинно-тракторного агрегату може дорівнювати оптимальній $K_{\text{опт}} = 11,4$ м/рад.

Рух дослідного посівного двомашинного МТА здійснювали на поворотній смузі, ширину якої (E_n) для кожного із двох аналізованих видів повороту (безпетльового та петльового) знаходили із виразу:

$$E_n = \text{Int} (E_{\text{п min}}/B_p) \cdot B_p, \quad (4.2)$$

де $E_{\text{п min}}$ – мінімальна ширина поворотної смуги, м;

B_p – робоча ширина захвату МТА, м.

Мінімальну ширину поворотної смуги визначали наступним чином [31]:

- для безпетльового повороту

$$E_{\text{min}} = R_y + E + d_k;$$

- для петльового повороту:

$$E_{\text{min}} = 2,7 \cdot R_y + E + d_k.$$

У цих формулах прийнято такі позначення: R_y – умовний радіус повороту, м. Згідно з визначенням [31], це такий радіус, з яким МТА здійснював би маневр виключно по колу, тобто без наявності перехідних ділянок входження агрегату у поворот і виходу із нього; E і d_k – довжина виїзду та кінематична ширина машинно-тракторного агрегату, м.

На практиці під довжиною виїзду МТА (E) мають на увазі прямолінійний шлях на поворотній смузі, який проходить кінематичний центр агрегату (т. А, рис. 4.5) до того моменту, коли останній ряд робочих органів його машини/машин вийде на контрольну лінію.

Рис. 4.5 – Схема для визначення кінематичних параметрів посівного МТА

Суть кінематичної ширини агрегату зрозуміла із рис. 4.5. Для несиметричних агрегатів вона, певна річ, різна. В даному випадку з достатньою для практики точністю можна прийняти, що цей параметр дорівнює ширині захвату сівалки. Тобто $d_k = 3,6$ м.

Що стосується величини E , то для даного МТА вона дорівнює 5,95 м.

За визначенням [31] умовний радіус повороту можна виразити так:

$$K_n \cdot L$$

$$R_y = R_{\min} + \frac{\pi \cdot R_{\min}}{\pi \cdot R_{\min}}.$$

Проте, оскільки

то

З урахуванням конкретної значини величини $\varepsilon_{\max}$ маємо:

- для безпетльового повороту

$$E_{\min y} + E + d_k;$$

- для петльового повороту:

$$E_{\min y} + E + d_k;$$

Після проведення відповідних розрахунків було встановлено, що для безпетльового способу повороту $E_{\min \min}$

З урахуванням виразу (4.2) і того, що V_p

- для безпетльового повороту:

$$E_p$$

- для петльового повороту:

$$E_p$$

Саме на смугах такої ширини в процесі реальної експлуатації і повинен здійснювати повороти дослідний машинно-тракторний агрегат.

Проте, в умовах експериментальних досліджень маневрування МТА спочатку здійснювали на смугах, ширина кожної із яких дорівнювала $E_{\min}$. Тільки за цієї умови можна відслідкувати вплив на процес повороту показника його режиму. Особливо при виконанні безпетльового повороту.

Аби упевнитися у цьому, розглянемо розрахункові і дійсні значини ширини кожної поворотної смуги. Для безпетльового повороту різниця між $E_{p \min}$ і E_p – $E_{\min}$ зніється від характеру цього процесу на смузі шириною, більшою на 5,45 м.

Як виявилось під час експериментальних досліджень, здійснення петльового (грушоподібного) повороту дослідним агрегатом відбувалося з середньою швидкістю V_p

В результаті двомашинний посівний агрегат здійснював поворот, дійсна значина показника режиму якого була $1,88 \text{ (м/с)}/0,155 \text{ (рад/с)} = 12,1 \text{ м/рад}$. Це лише на 1,7% більше за розрахункову значину величини K_p , яка для даного виду повороту даним МТА становить 11,9 м/рад. Навіть по відношенню до оптимальної (11,4 м/рад) дійсна значина показника режиму повороту більша всього на 6,1%.

Інша справа виявилася при здійсненні безпетльового повороту. В цьому випадку фази входу агрегату в поворот і виходу із нього є більш короткими, ніж при петльовому маневрі. Із-за цього, а також із-за меншої ширини поворотної смуги механізатор повинен за однієї і тієї ж швидкості переміщення МТА більш інтенсивно впливати на кермо трактора, що, в кінцевому рахунку, і обумовлює більш низьку значину показника режиму повороту агрегату – K_p .

Так, в умовах дослідів за швидкості руху МТА на повороті V величина кутової швидкості обертання керма під час входження агрегату у поворот і виходу із нього становила 0,30 рад/с. Лише такий режим зміни керуючого впливу дозволив вписатися в поворотну смугу шириною 16,15 м. Це обумовило здійснення маневру з показником режиму $K_{повим}$ (5,9 м/рад) він більший на 6,8%. Водночас, по відношенню до оптимальної дійсна значина показника K_p становить лише 55,3%. Тобто майже вдвічі менша.

Слід сказати, що дійсна значина кутової швидкості повороту керованих коліс трактора (0,30 рад/с) була на 36% більша за рекомендовану (0,22 рад/с). Проте, в іншому випадку, тобто при зменшенні величини ω , вписатися у ширину поворотної смуги 16,15 м не вдалося. Звідси випливає, що зменшити значину кутової швидкості повороту керованих коліс трактора ω до такого рівня, аби забезпечити виконання безпетльового повороту з оптимальною значиною показника режиму K_p , – на практиці немає можливості.

Не можна практично досягти цього і в тому випадку, якщо віддалити раму зчіпки від осі задніх коліс трактора, тобто збільшити величину l_t (рис. 2.1). Справа в тому, що згідно з результатами математичного моделювання (рис. 2.10), зростання значини цього параметра дозволяє зменшити радіус повороту МТА. Але, тільки до тих пір, поки не будуть порушені умови маневру машинно-тракторного агрегату. В нашому випадку це актуально для лівостороннього повороту МТА, при якому кут ϕ_3 (рис. 2.20), а значить і радіус R_a , можна зменшувати до тих пір, поки не виникне загроза контакту лівого колеса лівої сівалки з рамою зчіпки. Іншими словами, поки можна збільшувати кут повороту лівої сівалки ϕ_3 , до тих пір збільшення параметру l_t (в певних межах, відповідно) сприятиме зменшенню величини R_a .

При досягненні максимально можливих значин кутів α і ϕ_3 отримаємо мінімальну значину радіусу повороту МТА – R_{amin} . Після цього подальше віддалення рами сівалки від трактора (збільшення l_t) викликатиме, як випливає із виразу (4.1), зростання показника режиму повороту K_p . Проте відбуватиметься це, як показує аналіз виразу (2.43), за рахунок збільшення радіусу R_{amin} . І дійсно, як випливає із рис. 2.20, при максимальній значині кут ϕ_3 подальше збільшення параметру l_t обумовлює зміщення центру повороту агрегату (т. Оп) вліво. В результаті однозначно зростає відстань ОпА, тобто власне R_{amin} .

α , рад		δ_a	α , рад
δ_v		δ_v	
1	72		
2			
3			Таким чином, виконання безпетльових поворотів досліджуваний машинно-
Y_a , м			тракторного агрегат може здійснюватиме з показником режиму, який майже
α , рад			вдвічі більший за оптимальну значину. Але ж це тільки тоді, коли б дійсна
α , рад			ширина поворотної смуги (E_p) дорівнювала б мінімально потрібній (E_{min}).
R_a , м			В реальних умовах експлуатації виявилось, що за дійсної, розрахованої ви
3			ще, ширини поворотної смуги в 21,60 м дослідний машинно-тракторний агрегат
1			навіть безпетльовий спосіб повороту може здійснювати з показником режиму,
2			близьким до оптимального. Так, під час маневру МТА на смузі вказаної ширини зі
6			швидкістю 1,92 м/с кутова швидкість повороту керованих коліс трактора склала 0,
5			185 рад/с. Дійсна значина показника K_p дорівнювала при цьому 10,4 м/рад, що
4			лише на 8,7% менше від оптимальної (11,4 м/рад). Машинно-тракторний агрегат
3			при виконанні маневру, тобто безпетльового повороту, повністю вписувався в
2			ширину поворотної смуги 21,60 м.
1			З викладеного вище аналізу можна дійти висновку, що практичної потреби
$\times 10^{-3}$ рад			у збільшенні відстані між рамою напівнавісної зчипки і віссю задніх коліс
$\times 10^{-3}$ рад			трактора (параметр l_t) немає. Тим більше, що таке рішення певною мірою
δ_a			ускладнює конструкцію машинно-тракторного агрегату. Це по-перше. По-друге, з
α , рад			одного боку збільшення величини l_t обумовлює зменшення радіусу повороту
δ_v			МТА, а з другого – призводить до зростання довжини його виїзду на поворотній
6			смузі. В результаті час здійснення маневру може при цьому залишитися
5			практично таким же.
4			Більш кардинальним рішенням проблеми здійснення повороту такого та
3			інших машинно-тракторних агрегатів із оптимальною значиною показника
2			режиму K_p застосування пристрою, який би автоматично змінював швидкість
1			руху МТА на поворотній смузі в залежності від кутової швидкості повороту
$\times 10^{-3}$ рад			керованих коліс трактора. Цей процес має здійснюватися за алгоритмом,
$\times 10^{-3}$ рад			представленим на рис. 4.6.
δ_a			
α , рад			
δ_v			
1			
2			
3			
α , рад			
Y_a , м			
R_a , м			
3			
1			
2			
6			
5			
4			
3			
2			
1			
α , рад			
Y_a , м			
R_a , м			
3			
1			
2			
6			
5			
4			
3			
2			
1			

Рис. 4.6 – Блок-схема алгоритму автоматичного режиму повороту МТА
4.4. Експлуатаційно-технологічна оцінка роботи двомашинного агрегату

Під час експлуатаційно-технологічних випробувань новим машинно-тракторним агрегатом здійснювали підживлення сходів озимої пшениці аміачною селітрою (рис. 4.7, 4.8). Умови і режим роботи були наступними:

- вологість ґрунту в шарі 0...15 см – 17,5 %;
- щільність ґрунту в шарі 0...15 см – 1,23 г/см³.
- довжина гону поля – 885 м;
- спосіб руху на поворотній смузі – петльовий човниковий;
- середня швидкість руху на поворотній смузі – 1,9 м/с.



Рис. 4.7 – Двомашинний МТА на підживленні сходів озимої пшениці



Рис. 4.8 – Дослідний двомашинний агрегат під час повороту

Для порівняння випробовуваний машинно-тракторний агрегат працював на полі разом з аналогічним у складі трактора МТЗ-80 та однієї сівалки СЗ-3,6. Для організації роботи порівнюваних МТА поле було розділено на ділянки. При довжині гону L_g її ширину (C_d) для випробування нового агрегату визначали із наступного розрахунку. Априорі передбачали, що за швидкості руху V_p , робочої ширини захвату B_p , тривалості зміни $T_{зм}$ год і коефіцієнті її використання τ визначена ділянка поля буде повністю оброблена.

Аби не допускати більш-менш значного перекриття робочих проходів машинно-тракторного агрегату при внесенні добрив, трактор був обладнаний системою GPS-навігації CenterLine 220 (рис. 4.9).



Рис. 4.9 – Кабіна трактора, обладнана GPS-навігатором

Застосування маршрутизатора руху дало можливість при розрахунках величини S_d вважати робочу ширину захвату агрегат V_r вважати рівною конструктивній (7,2 м). Передбачалося, що робоча швидкість руху дослідного МТА становитиме 2,5 м/с (9,0 км/год). Крім цього приймали, що $T_{зм}$ організації технологічного процесу $\tau = 0,8$.

В результаті отримали, що

$$S_{др} \cdot V_r \cdot T_{зм} \cdot \tau / L_r$$

В кінцевому рахунку величину розраховану величину S_d приводили до цілого числа ($S_{дк}$), кратного ширині захвату МТА (V_r):

$$S_{дк} / V_r \cdot V_r$$

Саме на таких ділянках (410х885 м) працював дослідний двомашинний агрегат під час підживлення озимої пшениці аміачною селітрою. Аналіз хронометражних даних його роботи показав наступне. У порівнянні з контрольним швидкість робочого руху нового МТА була меншою лише на 2,2% (табл. 4.4).

Таблиця 4.4

Експлуатаційно-технологічні показники роботи посівних МТА

№ п/п	Показник	Значина для МТА	
		нового	базового
1.	Умови та режим роботи: - довжина гону, м	885	
	- швидкість руху, км/год	8,8	9,0
	- робоча ширина захвату, м	7,2	3,6
	- об'єм виконаної роботи, га	100	56
2.	Продуктивність праці 1 за годину: основного часу, га	6,3	3,2
	- змінного часу, га	4,9	2,5
	- експлуатаційного часу, га	4,8	2,4

3.	Питомі витрати палива, кг/га	3,05	3,80
4.	Експлуатаційно-технологічні показники:		
	- коефіцієнт використання часу зміни	0,78	0,79
	- коефіцієнт використання експлуатаційного часу	0,76	0,75
	- коефіцієнт надійності технологічного процесу	1,0	1,0
	- середній час одного повороту, с	44	38

Практично рівними виявилися і експлуатаційно-технологічні показники порівнюваних машинно-тракторних агрегатів. Наявна різниця їх значин є статистично випадковою.

Водночас, за рахунок вдвічі більшої ширини захвату продуктивність праці дослідного агрегату за одну годину зміни була в 1,96 разів вищою. Експлуатаційна продуктивність його роботи виявилися більшою рівно вдвічі.

Як показали виробничі випробування, новий машинно-тракторний агрегат виявився більш економічним. Застосування нової зчіпки дозволило знизити питомі витрати палива з 3,80 л/га – у базового МТА до 3,05 л/га – у нового агрегату. Тобто економія склала 20%. Цілком зрозуміло, що добитися цього вдалося завдяки використанню двох сівалок в одному агрегаті замість однієї.

Під час експлуатаційно-технологічних випробувань було встановлено, що швидкість руху дослідного МТА знаходилась на рівні 1,90 м/с, а кутова швидкість повороту керованих коліс – 0,16 с⁻¹. В результаті показник режиму повороту становив Кпину (11,4 м/рад) для цього (тобто петльового) виду повороту.

Як показали результати польових досліджень, середній час повороту дослідного машинно-тракторного агрегату був більшим в середньому на 15,8%. Водночас, питомі витрати часу на повороти зросли при цьому мало. Згідно з методикою ГОСТ 24055-88 вони (τ_{21}) визначаються із виразу:

$$\tau_{21} = \frac{10 \cdot T_{21} \cdot W_0}{L_g \cdot V_p}$$

де T_{21} – час на повороти, год;

W_0 – продуктивність роботи МТА за 1 годину основного часу, га/год.

Величину загального часу на повороти, здійснені новим агрегатом, можна знайти наступним чином:

$$T_{21} = \frac{\sum L_p}{V_p}$$

де $\sum L_p$ – сумарний шлях руху МТА на поворотних смугах, м;

V_p – середня швидкість руху агрегату на поворотній смузі, м/с.

Згідно з даними [36], сумарний шлях руху МТА під час виконання ним петльових поворотів можна знайти із наступної залежності:

$$\sum L_{пу} + 2 \cdot L,$$

де n – кількість робочих проходів агрегату;

$n-1$ – кількість петльових поворотів, здійснених МТА;

L – база трактора, м.

В свою чергу, величину n можна знайти із виразу:

$$n = C_{dk}/V_p$$

Звідси маємо, що дослідний МТА під час внесення мінеральних добрив на відведеній ділянці поля здійснить 56 петльових поворотів з умовний радіусом:

Раніше ми наголошували, що дослідний МТА виконував повороти з показником режиму K_p

Після цього визначаємо сумарний шлях руху МТА на поворотних смугах:

$$\sum L_p = (57 - 1) \cdot (6 \cdot 12,4 + 2 \cdot 2,37) = 4432 \text{ м.}$$

Оскільки швидкість руху агрегату на поворотній смузі була 1,9 м/с, то загальний час, який мав витратити МТА на повороти, дорівнює:

$$T_{21}$$

Як показали результати хронометражних спостережень, показник T_{21} на протязі однієї зміни для нового МТА становив 0,65 год, а для базового – 0,60 год.

В результаті отримали:

- для базового агрегату:

$$10 \cdot 0,60 \cdot 3,2$$

$$\tau_{21}$$

$$0,885 \cdot 3,6$$

- для нового МТА:

$$10 \cdot 0,65 \cdot 6,2$$

$$\tau_{21}$$

$$0,885 \cdot 7,2$$

Як бачимо, збільшення значини показника τ_{21} у нового агрегату в порівнянні з базовим становить лише 5%.

При внесенні мінеральних добрив дослідним машинно-тракторним агрегатом випадків зіткнення його сівалок під час маневрування на поворотній смузі не було. Не мали місце і випадки контакту правої причіпної сівалки з рамою зчіпки при здійсненні машинно-тракторним агрегатом лівостороннього повороту. В цілому технологічний процес протікав надійно, про що свідчить максимальна значина відповідного коефіцієнту, яка дорівнює 1 (див. табл. 4.4).

В принципі практиці відомі спроби використання трактора тягового класу 1, 4 та двох сівалок типу СЗ-3,6 з причіпною зчіпкою. Для цього, наприклад, підходить центральна частина СП-16. Проте, довжина виїзду такого агрегату (Е) становить уже 9,35 м. Це на 57% більше, ніж у розробленого нами МТА на основі напівнавісної зчіпки.

В результаті слід очікувати наступні наслідки. Згідно з виразом (4.1) при виконанні, наприклад, петльових поворотів показник режиму K_p для серійного агрегату на основі причіпної зчіпки зростає до 24,8 м/рад. Із-за цього величина

умовного радіусу повороту R_y для нього становить 17,9 м, а питомі витрати часу на повороти τ_{21} останнім МТА.

Як бачимо, отриманий результат однозначно підкреслює переваги використання напівнавісної зчіпки для агрегування трактора тягового класу 1,4 з двома причіпними сівалками типу СЗ-3,6.

4.5. Практичні рекомендації з вибору схеми і параметрів двомашинного посівного МТА на основі напівнавісної зчіпки

Для ефективного агрегування двох причіпних сівалок типу СЗ-3,6 з трактором тягового класу 1,4 з допомогою напівнавісної зчіпки остання має відповідати наступним вимогам:

- 1) фронт зчіпки повинен бути рівним 7,2 м;
- 2) довжина подовжувача зчіпки не повинна бути меншою за 2,5 м.
Максимальна її значина не повинна перевищувати 3,0 м;
- 3) подовжувач зчіпки повинен приєднуватися до її рами з можливістю його відносного повороту у поздовжньо-вертикальній площині;
- 4) вільний кінець подовжувача має опиратися на транспортне колесо флюгерного типу;
- 5) права сівалка машинно-тракторного агрегату повинна приєднуватися безпосередньо до рами зчіпки;
- 6) для транспортування сівалок рама зчіпки у середній її частині повинна мати приєднувальний пристрій;
- 7) рама зчіпки навішується на задній навісний механізм трактора, який у робочому положенні фіксується так, щоб подовжувач зчіпки розташовувався паралельно до площини поля;
- 8) відстань від рами зчіпки до задніх коліс трактора не повинна перевищувати 1,2 м. Ця величина обумовлена конструктивними вимогами і її корегування в бік зменшення неможливе, а в бік збільшення – недоцільне.

Передній міст мосту трактора типу МТЗ-80 доцільно баластувати масою, яку допускають шини його керованих коліс.

Тиск в шинах коліс трактора може змінюватися в наступних межах:

- передні рушії – 0,10...0,12 мПа;
- задні рушії – 0,09...0,18 мПа.

Для здійснення повороту двомашинного посівного агрегату в оптимальному режимі необхідно, щоб відношення швидкості руху МТА на поворотній смузі до кутової швидкості повороту керованих коліс трактора змінювалось в межах 11...12 м/рад. Практично таку задачу можна розв'язати шляхом обладнання агрегату спеціальним автоматичним пристроєм.

Для тривалого зберігання рама зчіпки обладнується опорними стійками. Заводський варіант нового знаряддя представлений на рис. 4.10.

Рис. 4.10 – Двомашинна зчіпка у положенні тривалого зберігання

Висновки по розділу

1. У всіх варіантах руху дослідного МТА на поворотній смузі різниця між дійсною і розрахунковою значинами радіусу його повороту не перевищувала 5%. Такий збіг натурних та розрахункових даних вказує на адекватність розробленої математичної моделі, що дає право використовувати її для достовірного обґрунтування схеми, режимів роботи і конструктивних параметрів МТА.
2. Тривалість процесу агрегування нового МТА, виконуваного двома механізаторами, не перевищує 5 хв. Його загальна трудомісткість дорівнює 0,077 люд.-год. Найбільшу (43%) частку часу агрегування займає від'єднання лівої сівалки і переміщення трактора вправо і вперед разом зі зчіпкою та приєднаною до неї правою посівною машиною.
3. На поворотній смузі мінімальної ширини новий машинно-тракторний агрегат може здійснювати петльові повороти з показником режиму, близьким до оптимального, а безпетльові – з показником майже вдвічі більшим за нього. Реалізація обох видів повороту МТА в оптимальному режимі має місце на поворотній смузі, дійсна ширина якої більша за мінімально розрахункову і кратна ширині захвату агрегату.
4. Не дивлячись на те, що збільшення відстані між рамою напівнавісної зчіпки і віссю задніх коліс трактора до 1,95 м обумовлює зменшення радіусу повороту МТА, практичної потреби у здійсненні такого конструктивного рішення немає. Адже, крім ускладнення конструкції машинно-тракторного агрегату, це призводить до зростання довжини його виїзду на поворотній смузі, що є небажаним.
5. Найбільш ефективним рішенням проблеми здійснення повороту дослідного (як і будь-якого іншого) машинно-тракторного агрегату із оптимальною значиною показника режиму K_n є застосування пристрою, який би автоматично змінював швидкість руху МТА на поворотній смузі в залежності від кутової швидкості повороту керованих коліс трактора.
6. Застосування нового двомашинного агрегату на основі напівнавісної зчіпки у порівнянні з одно машинним МТА збільшує питомі витрати часу на поворотній смузі не більше, ніж на 5%.
7. За рахунок більшої в два рази ширини захвату дослідного агрегату у порівнянні з серійним змінна та експлуатаційна продуктивність його роботи була майже вдвічі вищою, а питомі витрати палива меншими на 20%.
8. Застосування двомашинного агрегату на основі причіпної зчіпки у порівнянні з розробленою напівнавісною призводить до небажаного зростання питомих витрат часу на повороти посівного МТА щонайменше на 38%.

РОЗДІЛ 5

ТЕХНІКО – ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ
ДВОМАШИННОГО ПОСІВНОГО МТА

5.1. Вихідні дані для порівняльного техніко-економічного аналізу нового та базових агрегатів.

Одним із основних показників ефективності використання с.-г. техніки є сукупні витрати (П) на одиницю виконаної роботи. Згідно з ДСТУ 4397:2005 «Методи економічного оцінювання техніки на етапі випробувань» вони складаються із суми прямих експлуатаційних витрат (Е) та помножених на ставку пільгового кредиту НБУ ($C_k = 20\%$) питомих інвестиційних вкладень ($K_{пв}$):

$$П = E + C_k \cdot K_{пв} / 100. \quad (5.1)$$

В свою чергу, прямі експлуатаційні витрати – це сума наступних складових:

$$E = З + А + Р + Г + М + \Phi,$$

де З – заробітна платня обслуговуючого персоналу;

А – витрати на амортизацію;

Р – витрати на ремонти і технічне обслуговування;

Г – витрати на паливно-мастильні матеріали (ПММ);

М – витрати на допоміжні матеріали;

Φ – витрати на монтування, зберігання та страхування техніки.

Заробітну платню кожного члена обслуговуючого персоналу того чи іншого агрегату визначають за формулою:

(5.2)

де Лі – кількість і-ої категорії виробничого персоналу, зайнятого для виконання основного технологічного процесу, технічного обслуговування та ремонтування машини, люд;

гі – погодинна тарифна ставка оплати праці на і-му виді робіт, грн/люд.·год.;

кД – коефіцієнт, який враховує доплати до годинної ставки за продукцію, класність, стаж роботи тощо;

кі – коефіцієнт нарахувань на заробітну плату (пенсійний фонд, соціальне страхування, фонд сприяння зайнятості);

Wзм – продуктивність машини за годину змінного часу, од. наробітку/год.

Затрати на амортизацію машини розраховують за формулою:

де Б – балансова вартість машини, грн;

а – коефіцієнт відрахувань на амортизацію машини;

T_z – зональне річне навантаження машини, год.

Балансову вартість машини визначають наступним чином:

$$B = ЦМ \cdot kб,$$

де $ЦМ$ – ціна машини, грн;

$kб$ – коефіцієнт перерахунку ціни машини у балансову вартість.

$kб=1,1$ – для машин та устаткування, що не потребують монтажних робіт чи додаткового складання безпосередньо на місці експлуатації;

$kб$

Коефіцієнт відрахувань на амортизацію машини найчастіше розраховують за допомогою одного із найпростіших методів – прямолінійного. Для цього потрібно знати лише термін машини служби у роках:

а

де n – термін служби машини в роках.

Затрати на капітальне, поточне ремонтування та технічне обслуговування визначали за формулою:

де $rГ$ – коефіцієнт відрахувань на поточний ремонт та ТО;

$rК$ – коефіцієнт відрахувань на капітальний ремонт;

$Tн$ – нормативне річне завантаження машини, год;

$Wек$ – продуктивність нової машини за 1 годину експлуатаційного часу, од. наробітку/год.

Затрати коштів на ПММ визначають так:

$$Г = q \cdot kп \cdot Цп,$$

де q – питомі витрати палива, кг/од. наробітку;

$Цп$ – ціна одного кілограма палива, грн/кг;

$kп$ – коефіцієнт, що враховує вартість мастильних матеріалів.

Затрати на допоміжні технологічні матеріали знаходять за формулою:

де h_i – питомі витрати i -го виду технологічного матеріалу;

$ЦТ i$ – ціна одиниці i -го технологічного матеріалу, грн./кг (м, шт.).

Затрати на зберігання, страхування та монтування машин (M) у гривнях на одиницю наробітку розраховують наступним чином:

де $Зпi$ – затрати праці i -ої категорії працівників на доскладання та монтування устаткування, люд.-год;

$ЦД$ – вартість матеріалів, які використані на доскладанні та

монтажні машини, грн;

SЗСМ – річні витрати на зберігання та страхування машини, грн.

Питомі інвестиційні вкладення визначають так:

де КБУД – балансова вартість будівельної частини, необхідної для експлуатації машини, (вводиться в формулу за наявності різниці в обсягах будівельної частини нової та базової машини), грн.

Другим важливим показником ефективності того чи іншого агрегату є питомі витрати праці (Зп). Для їх визначення використовують формулу:

Річний економічний ефект (Ерк) від експлуатації нового машинно-тракторного агрегату визначають за формулою:

$$E_{рк} = P_{бк} - P_{нк} + E_{як},$$

де $P_{бк}$, $P_{нк}$ – сукупні витрати на виконання річного обсягу робіт в господарстві відповідно базовим та новим МТА, грн/од. наробітку;

$E_{як}$ – річний економічний ефект, одержаний за рахунок зміни кількості та якості продукції в результаті експлуатації нового МТА, грн/од. наробітку.

Річну економію питомих затрат праці від експлуатації нового МТА ($З_{прк}$) визначають за формулою:

$$Z_{прк} = P_{бк} - P_{нк},$$

де $З_{пбк}$, $З_{пнк}$ – річні питомі затрати праці відповідно по новому і базовому машинно-тракторних агрегатах, люд.-год.

В даній дисертаційній роботі порівняльному аналізу підлягали новий посівний агрегат (трактор МТЗ-80, зчіпка СС-7,2 і дві сівалки СЗ-3,6) та два базових:

- 1) трактор МТЗ-80, зчіпка СП-11 та дві сівалки СЗ-3,6;
- 2) трактор МТЗ-80 і сівалка СЗ-3,6.

Перші два агрегати пройшли експлуатаційно-технологічні випробування. Дані щодо роботи третього МТА запозичені з літератури. Отримані при цьому результати прийняті в якості вихідних даних для розрахунків техніко-економічних показників порівнюваних МТА (табл. 5.1).

Кожен із порівнюваних агрегатів обслуговує один механізатор. Тому, введеному вище виразі (5.2) $i = n = L = 1$.

Таблиця 5.1

Вихідні дані для техніко-економічного аналізу проекту

МТА

Назва показника	новий	базовий	
		одно-сівалковий	дво-сівалковий
Ціна 1 кг палива, грн	20,0 грн.		
Витрати палива агрегатом, кг/га	3,05	3,8	3,4
Змінна продуктивність МТА, га/год	4,9	2,5	4,0
Експлуатаційна продуктивність МТА, га/год	4,8	2,4	3,9
Годинна оплата праці, грн/год	10,5	10,5	10,5
Витрати технологічного матеріалу, кг/га	150		
Вартість технологічного матеріалу, грн/кг	3,0		
Ціна енергетичного засобу, тис. грн	125000		
Ціна зчіпки, тис. грн	8,0	0	12
Ціна сівалки, тис. грн	52,0		
Термін служби (років): енергозасобу зчіпки сівалки	8	8	8
	6	-	6
	7	7	7
Норми відрахувань (%) на ремонт і обслуговування: енергозасобу зчіпки сівалки	26,0		
	18,0	-	18,0
	18,0		
Нормативне річне завантаження (год.): енергозасобу зчіпки сівалки	1200		
	300	-	300
	160		
Зональне річне завантаження (год.): енергозасобу зчіпки сівалки	1200		
	300	-	300
	160		
Кількість обслуговуючого персоналу, чел.	1	1	1

Крім того, для спрощення розрахунків без суттєвого впливу на їх достовірність, нарахування на заробітну плату, а також доплати за класність, стаж роботи тощо в усіх порівнюваних варіантах не враховували. Тобто $k_{id} = 1$.

У розрахунках всіх машинно-тракторних агрегатів затрати на зберігання, страхування та монтування машин (М) не враховували. Крім того приймали, що КБУД кп

З урахуванням цього у розгорнутому вигляді вираз (5.1) має такий вид:

$$\Pi = \frac{1}{W_{зм}} \cdot \left(r + \frac{1,2 \cdot C_m}{n \cdot T_z} \right) + \frac{k_b \cdot C_m}{W_{ек}} \cdot \left(\frac{r_T + r_K}{T_n} + \frac{0,2}{T_z} \right) + 1,03 \cdot q \cdot C_{п} + h_i \cdot C_{т}$$

5.2. Розрахунок річного економічного ефекту від впровадження нового посівного агрегату

Розрахунок техніко-економічних показників порівнюваних агрегатів проводили на ЕОМ із використанням програми, написаної в середовищі Microsoft Excel.

З урахуванням сукупних витрат впровадження нового посівного двомашинного агрегату (трактор МТЗ-80, зчіпка СС-7,2, дві сівалки СЗ-3,6) у порівнянні з базовими (першим і другим) МТА дозволяє зменшити відповідно (табл. 5.2):

- витрати праці – на 20,0 – 50,0%;
- прямі витрати – на 2,7 – 7,8%;
- питомі інвестиційні вкладення – на 21,0 – 46,9%;
- сукупні витрати – на 3,4 – 9,9%.

Таблиця 5.2

Порівняльні показники техніко-економічної ефективності агрегатів

Показник	Значина показника			Ступінь зменшення, %
	новий МТА	базові МТА		
		перший	другий	
Витрати праці, люд.-год / га	0,20	0,25	0,40	20,0 – 50,0
Прямі витрати, грн / га	523,7	538,4	568,4	2,7 – 7,8
Питомі інвестиційні вкладення, грн/га	114,0	144,4	214,6	21,0 – 46,9
Сукупні витрати, грн / га	540,8	560,0	600,1	3,4 – 9,9
Економічний ефект, грн / га		19,2	59,3	

Практична експлуатація нового двомашинного посівного агрегату дозволяє на кожному гектарі оброблюваної площі заощадити не менше 19 грн.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі наведене нове вирішення наукового завдання, суть якого полягає у підвищенні техніко-економічних показників роботи двомашинного посівного МТА на базі трактора тягового класу 1,4 шляхом обґрунтування його схеми та конструктивно-технологічних параметрів. На основі проведених досліджень зроблено такі основні висновки.

1. Підвищення продуктивності праці посівного МТА на основі трактора тягового класу 1,4 доцільно здійснювати за рахунок збільшення його ширини захвату шляхом використання двох причіпних сівалок замість однієї. Для практичної реалізації цього напрямку потрібна напівнавісна зчіпка, конструкція якої унеможливила б зіткнення причіпних машин і забезпечувала підвищення техніко-економічних показників роботи посівного машинно-тракторного агрегату.
2. Задля запобігання зіткнення причіпних сівалок у двомашинному посівному агрегаті довжина подовжувача напівнавісної зчіпки має бути не меншою за 2,5 м. Встановлення цього параметра більшим за вказану величину хоча і не приводить до суттєвого збільшення радіусу повороту МТА, однак сприяє небажаному зростанню довжини його виїзду на поворотній смузі.
3. Процес повороту двомашинного агрегату не висуває особливих обмежень щодо вибору значин коефіцієнтів опору уводу шин коліс трактора. Теоретично встановлено, що при зміні цих величин в межах 60...80 кН/рад – для передніх – і 180...210 кН/рад – для задніх рушіїв енергетичного засобу значина радіусу повороту МТА збільшується, а поздовжня координата зміщення центру повороту – зменшується. Однак практично ці зміни є незначними, що обумовлено малою (до 4о) зміною кутів уводу шин обох мостів енергетичного засобу.
4. Не дивлячись на те, що збільшення відстані між рамою напівнавісної зчіпки і віссю задніх коліс трактора до 1,95 м обумовлює зменшення радіусу повороту МТА, практичної потреби у здійсненні такого конструктивного рішення немає. Крім ускладнення конструкції машинно-тракторного агрегату, це призводить до зростання довжини його виїзду на поворотній смузі, що є небажаним.
5. Для покращення повороткості двомашинного агрегату бажано застосовувати баластування коліс переданого мосту трактора. Так, установлення на ньому додаткового вантажу масою 180 кг обумовлює зменшення радіусу повороту агрегату. Найбільш відчутним воно є при куті повороту керованих коліс трактора більшим за 0,32 рад (18о). За максимальної значини керуючого впливу ($\alpha = 0,5$ рад) зменшення радіусу повороту МТА від баластування передшого мосту трактора становить 0,8 м (тобто 15%).
6. Швидкість руху двомашинного посівного МТА на поворотній смузі має бути максимально можливою. Теоретично встановлено, що зі збільшенням цього параметру з 1,0 до 3,0 м/с радіус повороту агрегату

має тенденцію до зменшення, яка більш яскраво виражена при швидкості, більшій за 2,0 м/с. Такий результат обумовлений випередженням зростання кута уводу шин задніх коліс трактора по відношенню до кута уводу шин його передніх рушіїв.

7. При виконанні досліджуваним агрегатом безпетльових поворотів дійсна значина показника режиму їх здійснення (Кпчно відповідає оптимальній (11,40 м/рад). Натомість, безпетльові повороти МТА будуть здійснюватися з показником режиму 5,7 м/рад, що хоча і входить в допустимий діапазон його зміни (4,5...25,0 м/рад), проте є меншим за оптимальний рівень.
8. На поворотній смузі мінімальної ширини новий машинно-тракторний агрегат може здійснювати петльові повороти з показником режиму, близьким до оптимального, а безпетльові – з показником майже вдвічі більшим за нього. Реалізація обох видів повороту МТА в оптимальному режимі має місце на поворотній смузі, дійсна ширина якої більша за мінімально розрахункову і кратна ширині захвату агрегату.
9. Застосування нового двомашинного агрегату на основі напівнавісної зчипки у порівнянні з одномашинним МТА збільшує питомі витрати часу на поворотній смузі не більше, ніж на 5%. Водночас, за рахунок більшої в два рази ширини захвату дослідного агрегату у порівнянні з серійним змінна та експлуатаційна продуктивність його роботи є майже вдвічі вищою, а питомі витрати палива щонайменше на 20% меншими.
10. З урахуванням сукупних витрат впровадження нового посівного двомашинного агрегату, налаштованого у відповідності до розроблених практичних рекомендацій, дозволяє зменшити витрати праці – на 20,0 – 50,0%, прямі витрати – на 2,7 – 7,8%, питомі інвестиційні вкладення – на 21,0 – 46,9%, сукупні витрати – на 3,4 – 9,9%. Виробнича експлуатація нового двомашинного посівного агрегату дозволяє на кожному гектарі оброблюваної площі заощадити не менше 19 грн.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Машиновикористання в землеробстві / В.Ю. Ільченко, Ю.П. Нагірний, П. А. Джолос та ін.; За ред. В.Ю. Ільченка і Ю.П. Нагірного. – К.: Урожай, 1996. – 384 с.
2. Панов И.М. Современное состояние и пути развития техники для новых технологий возделывания сельскохозяйственных культур / И.М. Панов // Итоги науки и техники ВИНТИ; серия «тракторы и с.-х. машины и орудия», 1990, №5.
3. Шалагин В.В. Комплексное повышение эффективности МТА с энергонасыщенными тракторами / В.Н. Шалагин // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1988, №5.
4. Юдкин В.В. Оптимизация скорости движения и ширины захвата почвообрабатывающих агрегатов / В.В. Юдкин // Механизация и электрификация сельского хозяйства, 1988, №4.
5. Надыкто В.Т. Обоснование некоторых конструктивных параметров транспортного МТА на основе модульного энергетического средства (МЭС) / В.Т. Надыкто, С.В. Кислицын // Совершенствование тягово-энергетических средств сельскохозяйственного назначения: Сб. научных трудов МИИСП. – М., 1991.
6. Прокладка технологической колеи при бороновании зяби / В.Д. Черепухин, В.Т. Надыкто, С.М. Чеботарёв и др. // Техника в сельском хозяйстве, 1993, №2.
7. Nadykto V.T. Perspectives of soil cultivation with use of fixed technological paths / Proc. International Sympoz. – Warsaw (Poland). 1996.
8. Надыкто В.Т. Исследование плавности хода МТА на основе модульных энергетических средств / В.Т. Надыкто // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1998, №2.
9. Надыкто В.Т. Динамика плоскопараллельного движения МТА на основе МЭС в продольно-вертикальной плоскости / В.Т. Надыкто. – Деп. в НИИТЭХИМ, №77-хп96, 1996. – Аннот. в реферат. журнале «Тракторы и с.-х. машины и орудия». – М., 1997, №1.
10. Надикто В. Продуктивність машинно-тракторних агрегатів на основі МЕЗ / В. Надикто // Техніка АПК, 2000, №2.
11. Перспективные мобильные энергетические средства (МЭС) для сельскохозяйственного производства / В.В. Кацыгин, Г.С. Горин, А.А. Зенькович и др.; Под. ред. М.М. Севернева. – Мн.: Наука и техника, 1982. – 272 с.
12. Тракторы: Теория: Учебник для студентов вузов по специальности «Автомобили и тракторы» / В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов и др.; Под общ. ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.
13. Трепененков И.И. Эксплуатационные показатели сельскохозяйственных тракторов / И.И. Трепененков. – М.: Государственное научно-техническое издательство машинно-строительной литературы, 1963. – 272 с.
14. О классификации энергонасыщенных с.-х. тракторов и расширении их тяговых возможностей / А.П. Амельченко, И.Н. Жуковский, А.Г. Стасилевич, А. И. Жуковский // Тракторы и сельхозмашины, 2011, №7.

15. Dwyer M., Pearson G. A field comparison of effective performance of two- and four-wheel drive tractors// Journal of agricultural engineering research, 1976, v.21.

16. Квач В.Г. К вопросу определения потребного уровня энергонасыщенности полноприводных энергетических средств /В.Г. Квач, В.Т. Надикто // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – К., 1990. – Вып. 71.

17. Надикто В.Т. К вопросу определения оптимальной энергонасыщенности МЭС / В.Т. Надикто. – Деп. в НИИТЭХИМ, №79-хп96, 1996. – 8 с. – Аннот. в реферат. журнале «Тракторы и с.-х. машины и орудия». – М., 1997, №1.

18. Разработка технологических требований к конструкции макетного и опытного образцов МЭС: Отчет / Южное отделение УНИИМЭСХ; Руководитель темы В.Г. Квач. – Инв. N1-86. – Акимовка, 1986. – 48 с.

19. Кутьков Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства / Кутьков Г.М. – М.: КолосС, 2004. – 504 с.

20. Ермаленок В.Г. Тягово-цепные свойства мобильных энерготехнологических средств на базе трактора «Беларусь» классов 1,4 и 2 : автореф. дис. на соискание научн. степени канд. техн. наук / В.Г. Ермаленок. – Минск, 1992. – 24 с.

21. Чаплинський А.П. До питання про тяговий коефіцієнт корисної дії модульного енергетичного засобу /А.П. Чаплинський, В.Т. Надикто // Збірник наукових праць ТДАТА. – Мелітополь: ТДАТА. – 2006. – Вип. 35.

22. Надикто В.Т. До питання про тяговий коефіцієнт корисної дії модульного енергетичного засобу / В.Т. Надикто, А.П. Чаплинський // Техніка АПК, 2007, №1-2.

23. Ксенович И.П. Технологические основы и техническая концепция трактора второго поколения / И.П. Ксенович, Г.М. Кутьков // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1982, №12.

24. Кутьков Г.М. Блочно-модульные МТА / Г.М. Кутьков, И.П. Ксенович // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1990, №1.

25. Ксенович И.П. Выбор концепции создания энергетических средств и модульное их конструирование / И.П. Ксенович // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1991, №2.

26. Яцкевич В.В. О принципе модульного построения сельскохозяйственных мобильных агрегатов /В.В. Яцкевич // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1986, №2.

27. Хвостов В.А. Модульное построение машин для фермерских хозяйств / В.А. Хвостов, С.Е. Селиванов // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1990, №10.

28. Ситников В.Р. Малогабаритные блочно-модульные машины // В.Р. Ситников, В.Л. Жихарев, А.С. Войнаш // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1995, №6.

29. Кутьков Г.М. О возможности повышения производительности машинно-тракторных агрегатов на основе модульного построения энергетических средств / Г.М. Кутьков, Н.Ф. Чухчин, Е.В. Габай // Труды НАТИ. – М.: НАТИ. – 1979. – Вып. 267.

30. Нефедов А.М. Тенденции развития тракторной техники / А.М. Нефедов, А.Р. Мусин // Тракторы, самоходные шасси и двигатели, агрегаты и узлы: Обзорная информация. – Вып. 14. – М.: ЦНИИТЭИтракторсельхозмашин, 1981.
31. Иофинов С.А. Эксплуатация машинно-тракторного парка / С.А. Иофинов. – М.: Колос, 1974. – 480 с.
32. Пособие по эксплуатации машинно-тракторного парка / Фере Н.Э., Бубнов В.З., Еленев А.В и др. – М.: Колос, 1978. – 256. с.
33. ГОСТ 24055-88 «Испытания техники. Методы эксплуатационно-технологической оценки». – М., 1988.
34. Бычков Н.И. Обоснование схем агрегатирования машин /Н.И. Бычков //Механизация и электрификация сельского хозяйства, 1981, №6.
35. Надыкто В.Т. Агрегатирование модульных энергетических средств / В.Т. Надыкто. – Мелитополь: КП «ММД», 2003. – 240 с.
36. Надыкто В.Т. К анализу поворотливости прицепного жатвенного агрегата /В.Т. Надыкто // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – К.: Урожай, 1988. – Вып. 67.
37. Габай Е.В. Анализ материалоемкости и энергозатрат широкозахватных машинно-тракторных агрегатов/ Е.В. Габай, Г.М. Кутьков // Тракторы и сельхозмашины. – 1985. – №3.
38. Надыкто В.Т. Анализ поворотливости машинно-тракторных агрегатов на основе модульных энергетических средств / В.Т. Надыкто // Праці ТДАТУ. – Мелитополь: ТДАТУ. – 2005. – Вип. 29.
39. Нові мобільні енергетичні засоби України. Теоретичні основи використання в землеробстві / Надикто В.Т., Крижачківський М.Л., Кюрчев В.М., Абдула С.Л. – Мелітополь: ТОВ «Видавничий будинок ММД», 2005. – 337 с.
40. Надикто В.Т. Колійна та мостова системи землеробства / Надикто В.Т., Улексін В.О. – Мелітополь: ТОВ «Видавничий будинок ММД», 2008. – 270 с.
41. Патент України № 59836 А, А01В 59/04. Спосіб агрегування причіпних машин/ Надикто В.Т., Баєв І.В.; заявник і патентовласник Таврійська державна агротехнологічна академія; заявл. 15.09.2003.
42. Исследование криволинейного движения трактора «Кировец» / А.М. Емельянов и др. // Техника в с.-х., 2002, №5.
43. Гоар Ю.А. Определение некоторых кинематических параметров пахотного агрегата на повороте / Ю.А. Гоар //Труды Саратовского института сельского хозяйства. – Саратов: СИСХ. – 1981.
44. Халитов А.Н. Анализ поворота агрегата с тракторами, имеющими шарнирно-сочлененную раму /А.Н. Халитов // Труды МИИСП. – М.: МИИСП. – 1968. – т. IV. – Вып.1.
45. Сюи Л.С. О поворачиваемости сельскохозяйственного машинно-тракторного агрегата на базе колесного шарнирно-сочлененного трактора /Л.С. Сюи // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1985, №4.
46. Сюи Л.С. Уравнения движения шарнирно-сочлененной тележки на пневматиках / Л.С. Сюи // Труды МГМИ. – М.: МГМИ. – 1975. – т. 44.
47. Митропан Д.М. Распределение тягового усилия между мостами шарнирно-сочлененного трактора 4х4 при установившемся повороте / Д.М.

Митропан // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1970, №12.

48. Елистратов А.И. Экспериментальные исследования системы управления поворотом шарнирно-сочлененного трактора класса 5 т / А.И. Елистратов // Труды Московского гидромелиоративного института. – М.: МГМИ. – 1975. – т. 44.

49. Хвостов В.А., Позов Н.В. Поворотливость трехосного агрегата с управляемым распределением потоков энергии по бортам / В.А. Хвостов, Н.В. Позов // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1991, №2.

50. Перспективные мобильные энергетические средства (МЭС) для сельскохозяйственного производства / Кацыгин В.В., Горин Г.С., Зенькович А.А. и др. – Минск: Наука и техника, 1982. – 272 с.

51. Горин Г.С. Разработка гибридной теории установившегося поворота машинно-тракторного агрегата / Г.С. Горин, В.М. Головач, Я.Ю. Жгут // Агропанорама, 2011, №1.

52. Горин Г.С. Разработка гибридной теории установившегося поворота машинно-тракторного агрегата. Кинематика / Г.С. Горин // Вести Национальной академии наук Беларуси. – Минск. – 2012, №1.

53. Свистула Е.А. Определение координат мгновенного центра поворота трактора / Е.А. Свистула // Тракторы и сельхозмашины, 1971, №3.

54. Щитов С.В. Результаты экспериментальных исследований по определению радиуса поворота трактора с прицепом, имеющим активный мост / С.В. Щитов, И.Д. Темнюк. – 3 с. Деп. в ЦНИ и ТЭИ РАСН ВНИИЭСХ 22.05.06, №64/19500.

55. Темнюк И.Д. Зависимость производительности МТА от радиуса поворота / И.Д. Темнюк // Механизация и электрификация технологических процессов в сельскохозяйственном производстве: сб. науч. тр. ДальГАУ. – Благовещенск: ДальГАУ. – 2006. – Вып. 12.

56. Фролова Г.Н. К вопросу о криволинейном движении колесного трактора класса 1,4 / Г.Н. Фролова // Механизация и электрификация технологических процессов в сельскохозяйственном производстве: Сб. научн. тр. ДальГАУ. – Благовещенск: ДальГАУ. – 2000. – Вып. 6, часть I.

57. Иванов С.С. Влияние повышенной скорости на кинематику навесных колесных агрегатов / С.С. Иванов // Труды ВИМ. – М.: ВИМ. – 1965.

58. Скойбеда А.Т. К исследованию влияния схемы привода колес на поворотливость трактора и МТА / А.Т. Скойбеда, А.А. Шавель, В.М. Яцковский // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1983, №6.

59. Мининзон В.И. Исследование режима движения агрегатов при повороте / В.И. Мининзон, В.А. Родичев // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства, 1973, №2.

60. Мининзон В.И. Исследование оптимальной кинематики поворота колесного трактора / В.И. Мининзон, Т.А. Якубов // Труды ВИМ. – М.: ВИМ. – 1965.

61. Фаробин А.Я. Теория поворота транспортных машин / А.Я. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1970. – 174 с.

62. Надикто В.Т. Поворотливость МТА на основе трактора ХТЗ-120 / В.Т. Надикто, С.И. Лисицкий // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 2002, №11 .
63. Надикто В.Т. До питання поворотності МТА на основі МЕЗ / В.Т. Надикто, В.М. Кюрчев // Праці Таврійського ДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ. – 2005. – Вип. 27.
64. Пашедко Л.Т. К анализу поворота скоростных колесных тракторов / Л.Т. Пашедко // Труды ВИМ. – М.: ВИМ. – 1965.
65. Родичев В.А. Влияние конструктивных особенностей сцепки на производительность многомашинного агрегата / В.А. Родичев // Труды ВИМ. – М.: ВИМ. – 1975. – т. 67.
66. Елистратов А.И. Экспериментальные исследования системы управления поворотом шарнирно-сочлененного трактора класса 5 т / А.И. Елистратов // Труды МГМИ. – М.: МГМИ 1975. – т. 44.
67. Иофинов С.А. Технология производства тракторных работ / С.А. Иофинов. – М.: Сельхозгиз, 1959. – 254 с.
68. Бубнов В.З. К теории поворота колесного трактора / В.З. Бубнов // Труды ВСХИЗО. – М.: ВСХИЗО. – 1977. – Вып. XXI.
69. Фере Н.Э., Бубнов В.З. Кинематические характеристики тракторов и рациональные параметры МТА / Н.Э. Фере, В.З. Бубнов // Труды ВСХИЗО. – М.: ВСХИЗО. – 1976. – Вып. XXV.
70. Бубнов В.З. К методике кинематических испытаний колесных тракторов / В.З. Бубнов // Труды ВСХИЗО. – М.: ВСХИЗО. – 1978. – Вып. XXXII.
71. Експлуатація машин і обладнання: навчально-методичний комплекс / І. М. Бендера, В.П. Грубий, П.І. Роздорожнюк та ін.; за ред. І.М. Бендери, В.П. Грубого, П.І. Роздорожнюка. – Кам'янець-Подільський: ФОП Сисин Я.І., 2013. – 576 с.
72. Пашедко Л.Т. Исследование кинематических характеристик и технологии поворотов колесных тракторных агрегатов, работающих на повышенных скоростях: автореферат дис. на соискание научн. степени канд. техн. наук / Л.Т. Пашедко. – М., 1967. – 18 с.
73. Иванов С.С. Влияние угловой скорости поворота направляющих колес на кинематику навесных агрегатов / С.С. Иванов // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства, 1966, №6.
74. Иванов С.С. Оптимальная угловая скорость поворота управляемых колес самоходного комбайна / С.С. Иванов // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства, 1970, №10.
75. Надикто В.Т. Теоретическая оценка поворачиваемости МТА на основе МЭС / В.Т. Надикто. – Деп. в НИИТЕХИМе, №76-хп96, 1996. – 12 с.
76. Збирання зернових культур роздільним способом / Надикто В.Т., Кюрчев В.М., Семенюк В.Л., Назін А.Є. – Запоріжжя: Інтер-М, 2012. – 132 с.
77. Оганесян С.В. Влияние скорости движения односеялочных посевных агрегатов на кинематику поворота / С.В. Оганесян // Труды МИИСП. М.: МИИСП. – 1965. – т. II. – Вып. 1.

78. Шумилин А.В. Метод определения характеристик поворота колесного транспортного средства на недеформируемом основании / А.В. Шумилин, А.Н. Володин / Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1993, №8.
79. Коденко М.Н. Экспериментальное измерение угловой скорости и углового ускорения поворота трактора / М.Н. Коденко, А.В. Рославцев // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1975, №3.
80. Камышанов А.И. Определение предельных углов поворота агрегата «трактор-прицепная машина» при использовании двухшарнирной карданной передачи / А.И. Камышанов. – Депонировано в ВИНТИ, №8-1397.
81. Миценко А.А. О кинематической согласованности многомашинных агрегатов / А.А. Миценко // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства, 1966, №10.
82. Летошнев М.Н. Сельскохозяйственные машины / М.Н. Летошнев. – Л.: Госиздат. с.-х. литературы, 1955. – 764 с.
83. Рокар И. Неустойчивость в механике. Автомобили. Самолеты. Висячие мосты / И. Рокар. – М.: Издательство иностранной литературы, 1959. – 287 с.
84. Яровой В.Г. Исследование бокового увода тракторных шин и его влияние на некоторые показатели криволинейного движения агрегата : автореф. дис. на соискание учен. степени канд. техн. наук / В.Г. Яровой. – Харьков, 1970. – 21 с.
85. Доспехов Б.А. Методика полевого опыта (о основах статистической обработки результатов исследований). – 5-е изд., доп. и перераб. / Б.А. Доспехов. – М.: Агропромиздат, 1985. – 351 с.
86. Габай Е.В. Математическая модель и анализ качества управления направлением движения с рассредоточенными по ширине захвата активными колесами. – В сб.: Научные основы создания мобильных энерготехнологических средств (МЭС) / Е.В. Габай // Труды НАТИ. – М.: НАТИ, 1983.
87. Гячев В.Л. Устойчивость движения сельскохозяйственных машин и агрегатов / В.Л. Гячев. – М.: Машиностроение, 1981. – 206 с.
88. Квач В.Г. К определению условий продольной устойчивости агрегат на базе трехосного энергетического средства / В.Г. Квач, В.Т. Надикто // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – К.: Урожай, 1986, №64.
89. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов / И.Н. Бронштейн, К.А. Семендяев. – М.: Наука, 1981. – 720 с.
90. Иофинов С.А. Справочник по эксплуатации машинно-тракторного парка / С.А. Иофинов, Э.П. Бабенко, Ю.А. Зуев. – М.: Агропромиздат, 1986. – 272 с.
91. Налимов В.В., Чернова Н.А. Статистические методы планирования экстремальных экспериментов / В.В. Налимов, Н.А. Чернова. – М.: Наука, 1965. – 206 с.
92. Веников В.А. Теория подобия и моделирования / В.А. Веников. – М.: Высшая школа, 1976. – 479 с.
93. Кувачов В.П. Удосконалення методики реєстрації вертикальних коливань мобільних енергетичних засобів / В.П. Кувачов, А.М. Аюбов, О.Г. Котов // Праці Таврійської ДАТА. – Мелітополь: ТДАТА. – 2007. – Вип.7, том 1.

94. Пат. 50421 Україна, МПК7 B60 D 1/00. Двомашинна зчіпка / Масалабов В.М., Надикто В.Т., Кюрчев В.М.; заявник та патентовласник ТДАТУ. – опубл. 10.06.2010.
95. Булгаков В.М. Аналітичне дослідження руху машинного агрегату / В.М. Булгаков, М.Г. Березовий, О.О. Сіпливець // Збірник наукових праць НАУ «Механізація сільськогосподарського виробництва». – К.: НАУ. – 1999. – т. V.
96. Булгаков В.М. Дослідження стійкості руху механічних систем / В.М. Булгаков, О.І. Литвинов // Збірник наукових статей Луцького НТУ. – Луцьк: ЛНТУ, 2006. – Вип. 14.
97. Кюрчев В.М. Повороткість МТА на основі орно-просапного трактора / В.М. Кюрчев // Механізація та електрифікація сільського господарства: Міжвідомчий тематичний науковий збірник / ННЦ «ІМЕСГ». – Випуск 99. Том 2. – Глеваха, 2014. – С. 177–185.
98. Масалабов В.М. Дослідження динамічної повороткості двомашинного МТА / В.М. Масалабов, В.Т. Надикто // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2012. – Вип. 2, Т. 3.
99. Масалабов В.М. Визначення показника режиму повороткості двомашинного посівного МТА / В.М. Масалабов // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2012. – Вип. 2, Т. 5.
100. Масалабов В. Двомашинна зчіпка / В. Масалабов, Л. Маргарян, А. Аюбов // The Ukrainian Farmer, 2011. – №7. – С.84.

Додаток А

Практичні рекомендації з вибору схеми і параметрів двомашинного посівного МТА на основі напівнавісної зчіпки

Для ефективного агрегування двох причіпних сівалок типу СЗ-3,6 з трактором тягового класу 1,4 з допомогою напівнавісної зчіпки остання має відповідати наступним вимогам:

- 9) фронт зчіпки повинен бути рівним 7,2 м;
- 10) довжина подовжувача зчіпки не повинна бути меншою за 2,5 м.
Максимальна її значина не повинна перевищувати 3,0 м;
- 11) подовжувач зчіпки повинен приєднуватися до її рами з можливістю його відносного повороту у поздовжньо-вертикальній площині;
- 12) вільний кінець подовжувача має опиратися на транспортне колесо флюгерного типу;
- 13) права сівалка машинно-тракторного агрегату повинна приєднуватися безпосередньо до рами зчіпки;
- 14) для транспортування сівалок рама зчіпки у середній її частині повинна мати приєднувальний пристрій;
- 15) рама зчіпки навішується на задній навісний механізм трактора, який у робочому положенні фіксується так, щоб подовжувач зчіпки

розташовувався паралельно до площини поля;

- 16) відстань від рами зчіпки до задніх коліс трактора не повинна перевищувати 1,2 м. Ця величина обумовлена конструктивними вимогами і її корегування в бік зменшення неможливе, а в бік збільшення – недоцільне.

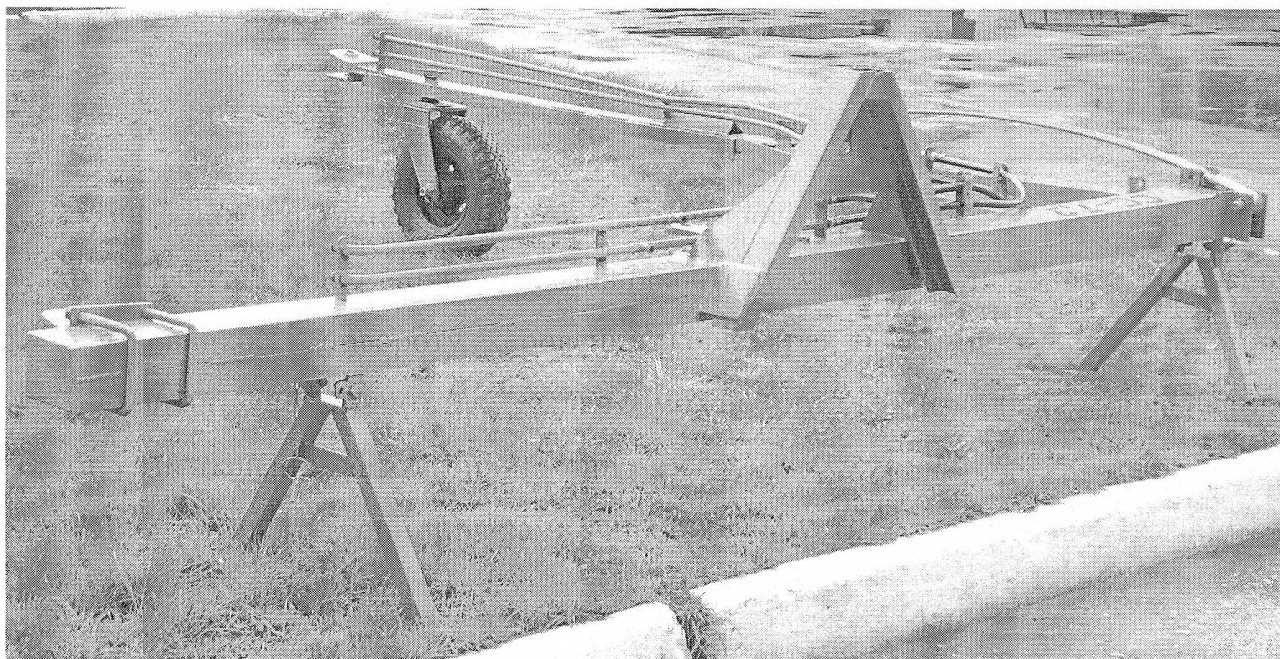
Передній міст мосту трактора типу МТЗ-80 доцільно баластувати масою, яку допускають шини його керованих коліс.

Тиск в шинах коліс трактора може змінюватися в наступних межах:

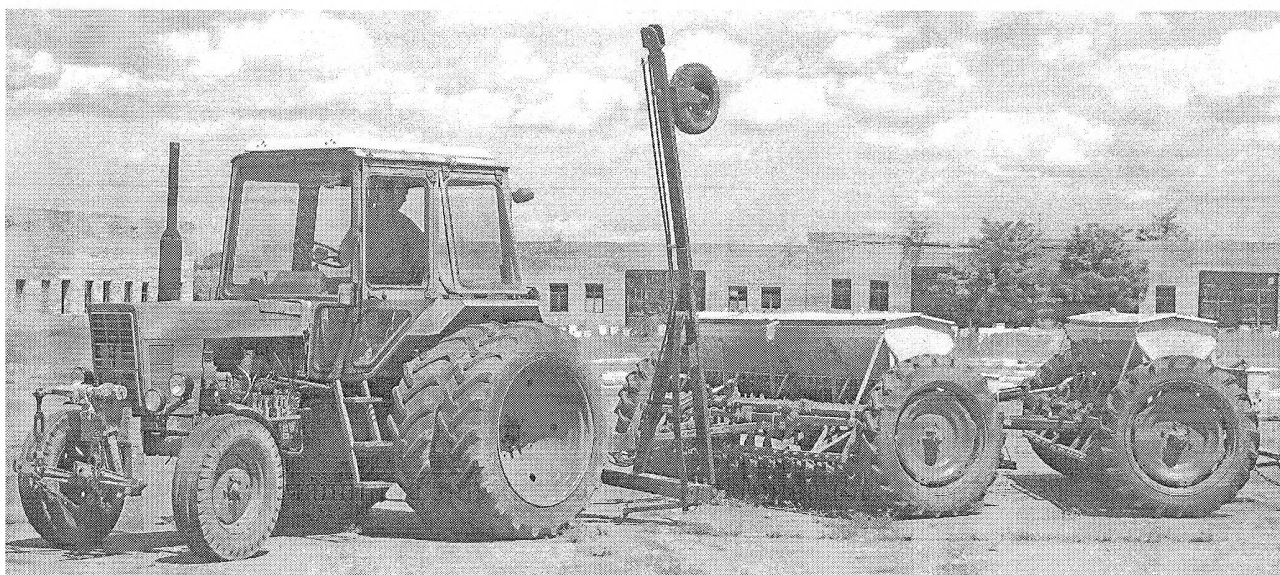
- передні рушії – 0,10...0,12 мПа;
- задні рушії – 0,09...0,18 мПа.

Для здійснення повороту двомашинного посівного агрегату в оптимальному режимі необхідно, щоб відношення швидкості руху МТА на поворотній смузі до кутової швидкості повороту керованих коліс трактора змінювалось в межах 11...12 м/рад. Практично таку задачу можна розв'язати шляхом обладнання агрегату спеціальним автоматичним пристроєм.

Для тривалого зберігання рама зчіпки обладнується опорними стійками.



Двомашинна зчіпка у положенні тривалого зберігання



Двомашинний посівний агрегат у транспортному положенні

Розробник рекомендацій

В.М. Масалабов

Додаток Б

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор
державного підприємства
Мелітопольський завод «Гідромаш»

 О.В. Шабанов

« 15 » 2015 р.

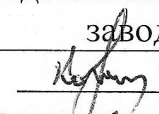
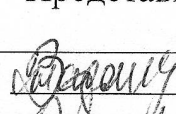
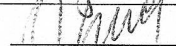
АКТ

про використання результатів дисертаційної роботи Масалабов В.М.
«Обґрунтування схеми та конструктивних параметрів двомашинного
посівного агрегату на основі трактора тягового класу 1,4»

Ми, представники ДП Мелітопольський завод «Гідромаш» у особі головного інженера Ковези С.Ю. і заступника головного конструктора Вовненка О.О. – з однієї сторони, та представники Таврійського ДАТУ в особі проректора з наукової роботи Надикти В.Т. і асистента кафедри машиновикористання Масалабов В.М. – з другої сторони, уклали цей акт про використання результатів дисертаційної роботи «Обґрунтування схеми та конструктивних параметрів двомашинного посівного агрегату на основі трактора тягового класу 1,4».

Результати теоретичних і лабораторно-польових досліджень, а також практичні рекомендації із ефективного застосування двомашинного посівного агрегату на основі трактора тягового класу 1,4 використані заводом для виготовлення напівнавісної зчіпки СН-7,2.

У першому кварталі 2016 р. заводом заплановано виготовлення напівнавісних двомашинних зчіпок СН-10,8, призначених для агрегування двох причіпних сівалок типу СЗ-5,4 із тракторами тягового класу 3. Конструктивні параметри цієї зчіпки вибрано на основі використання результатів дисертаційного дослідження асистента кафедри машиновикористання в землеробстві ТДАТУ Масалабов В.М.

Представники ДП Мелітопольський завод «Гідромаш»	Представники ТДАТУ
 Ю.С.Ковеза	 В.Т. Надикто
 О.О. Вовненко	 В.М. Масалабов

Додаток В

ЗАТВЕРДЖУЮ
 Директор БФК «Дружба»
 В.М. Масалабов
 « 5 » * * * 2015 р.

АКТ

виробничого впровадження машинно-тракторного агрегату
 для сівби зернових культур

1. Місце проведення впровадження:

Запорізька обл., Мелітопольський р-н., с. Терпіння,
 Багатофункціональний кооператив (БФК) «Дружба»

2. Відповідальні за проведення впровадження:

асистент кафедри машиновикористання в землеробстві Таврійського
 ДАТУ Масалабов В.М., головний агроном БФК «Дружба» Латишев О.В.,
 завідувач кафедри машиновикористання в землеробстві Таврійського
 ДАТУ проф. Надикто В.Т.

3. Вид впровадження і склад машинно-тракторного агрегату:

- посів озимої пшениці агрегатом у складі трактора МТЗ-82 зі здвоєними шинами, зчепу СН-7,2 і двох причіпних сівалок СЗ-3,6. Площа впровадження – 160 га (2 поля по 80 га);
- посів ярого ячменю агрегатом у складі трактора МТЗ-82 зі здвоєними шинами, зчепу СН-7,2 і двох причіпних сівалок СЗ-3,6. Площа впровадження – 140 га (2 поля по 70 га);

4. Строки проведення польових робіт: вересень 2014 р., березень 2015 р.

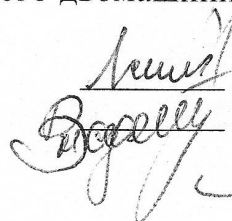
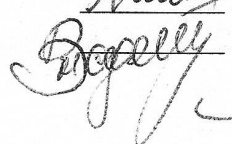
5. Методика впровадження:

визначення експлуатаційно-технологічних показників нового машинно-тракторного агрегату на основі оброблення і аналізу даних хронометражних спостережень за його роботою. Базовий агрегат для порівняння був у такому складі: трактор МТЗ-82 і одна причіпна сівалка СЗ-3,6.

6. Результати виробничої перевірки агрегату:

Результати польових випробувань показали, що у порівнянні з використовуваним у кооперативі на полях малої площі серійним односівалковим агрегатом, продуктивність праці нового МТА є більшою у 1,80...1,85 рази. Економія витрат палива новим двома шинним агрегатом становила 20...22%. Порушень безпеки повороту двосівалкового МТА не було. Якісні показники його роботи не виходили за межі агротехнічних вимог.

У цілому виробничі випробування підтвердили технічну здійсненність і техніко-економічну доцільність застосування нового двомашинного посівного агрегату на базі трактора тягового класу 1,4.

 О.В. Латишев
 В.Т. Надикто

Додаток Г



АКТ

виробничого впровадження машинно-тракторного агрегату
для сівби зернових культур

1. Місце проведення впровадження:

Запорізька обл., Мелітопольський р-н., с. Лазурне
Навчально-науково-виробничий центр Таврійського ДАТУ

2. Відповідальні за проведення впровадження:

проректор Таврійського ДАТУ Євтушенко О.Г., асистент кафедри машиновикористання у землеробстві ТДАТУ Масалабов В.М.

3. Вид впровадження і склад машинно-тракторного агрегату:

- посів озимої пшениці агрегатом у складі трактора МТЗ-82 зі здвосними шинами, зчепу СН-7,2 і двох причіпних сівалок СЗ-3,6. Площа впровадження – 120 га (2 поля по 70 і 50 га);

4. Строки проведення польових робіт: вересень 2014 р.

5. Методика впровадження:

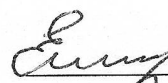
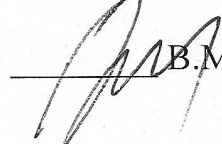
визначення експлуатаційно-технологічних показників нового машинно-тракторного агрегату на основі оброблення і аналізу даних хронометражних спостережень за його роботою. Базовий агрегат для порівняння був у такому складі: трактор МТЗ-82, центральна частина причіпної зчіпки СП-16 і дві причіпні сівалки СЗ-3,6.

6. Результати виробничої перевірки агрегату:

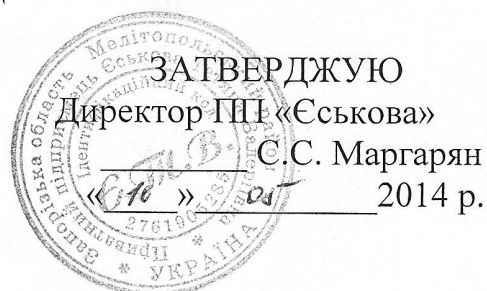
Результати польових випробувань показали, що у порівнянні з базовим двомашинним посівним агрегатом, продуктивність праці нового МТА є більшою у середньому на 15%. Обумовлено це меншими невиробничими витратами часу новим агрегатом на поворотних смугах.

Економія витрат палива новим двомашинним агрегатом становила 8...10%. Порушень безпеки повороту двосівалкового МТА не було. Якісні показники його роботи не виходили за межі агротехнічних вимог.

У цілому виробничі випробування підтвердили технічну здійсненність і техніко-економічну доцільність застосування нового двомашинного посівного агрегату на базі трактора тягового класу 1,4.

 О.Г. Євтушенко
 В.М. Масалабов

Додаток Д



АКТ

виробничого впровадження машинно-тракторного агрегату
для сівби зернових культур

1. Місце проведення впровадження:

Запорізька обл., Мелітопольський р-н., с. Зарічне
Приватне підприємство «Єськова»

2. Відповідальні за проведення впровадження:

директор ПП «Єськова» Маргарян С.С.,
проректор Таврійського ДАТУ проф. Надикто В.Т., асистент кафедри
машиновикористання у землеробстві ТДАТУ Масалабов В.М.

3. Вид впровадження і склад машинно-тракторного агрегату:

- підживлення сходів озимої пшениці аміачною селітрою агрегатом у
складі трактора МТЗ-82, зчепу СН-7,2 і двох причіпних сівалок СЗ-3,6.
Площа впровадження – 150 га (2 поля по 75 га);

4. Строки проведення польових робіт: березень 2014 р.

5. Методика впровадження:

визначення експлуатаційно-технологічних показників нового машинно-
тракторного агрегату на основі оброблення і аналізу даних хронометра-
жних спостережень за його роботою. Базовий агрегат для порівняння був
у такому складі: трактор МТЗ-82 і одна причіпна сівалка СЗ-3,6.

6. Результати виробничої перевірки агрегату:

Результати польових випробувань показали, що у порівнянні з базовим од-
носівалковим агрегатом, продуктивність праці нового МТА на внесенні аміачної
селітри по мерзлоталому ґрунті є більшою у середньому в 1,9 рази. Обумовлено
це головним чином удвічі більшою шириною захвату агрегату. Швидкість робо-
чого руху порівнюваних МТА при цьому обмежувалась агротехнічними вимогами
і біла практично однаковою.

Економія витрат палива новим двомашинним агрегатом становила
258...28%. Порушень безпеки повороту двосівалкового МТА не було. Якісні по-
казники його роботи не виходили за межі агротехнічних вимог.

У цілому виробничі випробування підтвердили технічну здійсненність і те-
хніко-економічну доцільність застосування нового двомашинного посівного агре-
гату на базі трактора тягового класу 1,4.

С.С. Маргарян
В.Т. Надикто
В.М. Масалабов

Додаток Ж

ЗАТВЕРДЖУЮ
 Ректор Таврійського державного
 агротехнологічного університету
 д-р.т.н., проф. В.М.Кюрчев
 «22» _____ 2015 р.



АКТ

про використання результатів дисертаційної роботи Масалабова В.М.
 на тему «Обґрунтування схеми та конструктивно-технологічних параметрів
 двомашинного посівного агрегату на основі трактора тягового класу 1,4»

Ми, представники Таврійського державного агротехнологічного університету в особі декана механіко-технологічного факультету, доцента Кюрчева С.В., завідувача кафедри машиновикористання в землеробстві проф. Надикти В.Т. і завідувача кафедри сільськогосподарських машин доцента Караєва О.Г. уклали даний акт про використання результатів дисертаційної роботи Масалабова В.М. із розроблення нового двомашинного агрегату.

Результати теоретичних досліджень і лабораторно-польових випробувань, а також розроблені Масалабовим В.М. на їх основі практичні рекомендації з ефективного використання двомашинного посівного агрегату, використовуються кафедрою машиновикористання в землеробстві при викладанні таких дисциплін, як «Експлуатація машин та обладнання», «Новітні механізовані технології в рослинництві» і «Проектування технологічних процесів в рослинництві».

На кафедрі сільськогосподарських машин вказані результати досліджень Масалабова В.М. впроваджені при викладанні таких дисциплін, як «Сільськогосподарські машини» і «Механізація, електрифікація та автоматизація сільськогосподарського виробництва».

Декан механіко-технологічного факультету, доцент
 Зав. кафедри машиновикористання в землеробстві, проф. В.Т.Надикто
 Зав. кафедри сільськогосподарських машин, доцент О.Г.Караєв

С. Кюрчев
В.Т.Надикто
О.Г.Караєв