

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко – технологічний факультет

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

**Завідувач кафедри
Тракторів і автомобілів**

(назва кафедри)

Калінін Є.І.

(підпис)

(ПІБ)

«_____» _____ 2026 р.

ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ БАКАЛАВРА

**на тему «Покращення роботи культиваторного агрегату за рахунок
активізації коліс»**

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Гарант освітньої програми

Д.Т.Н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Братішко В.В.

(ПІБ)

Керівник дипломного проєкту бакалавра

К.Т.Н., доцент

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Гладчук Є.О.

(ПІБ)

Виконав

(підпис)

Мостовенко Андрій Васильович

(ПІБ)

КИЇВ – 2026

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко-технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

тракторів і автомобілів та

д.т.н., проф. _____ **Калінін Є.І.**
(наук. ступ., вч. звання) (підпис) (ПІБ)

« _____ » _____ 2026 р.

ЗАВДАННЯ

на виконання дипломного проєкту бакалавра студенту

Мостовенко Андрій Васильович

Спеціальність _____
(прізвище, ім'я, по батькові) 208 «Агроінженерія»
(код і назва)

Тема дипломного проєкту бакалавра на тему «Покращення роботи культиваторного агрегату за рахунок активізації коліс»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «16» лютого 2026р. №510 «С»

Термін подання завершеної роботи (проєкту) на кафедру: _____ 01.05.2026
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до дипломного проєкту бакалавра: характеристики та конструктивні особливості сучасних сільськогосподарських агрегатів з передачею потужності через ВВП трактора до сільськогосподарської машини

Перелік питань які потрібно розробити _____

Вступ _____

1. Стан питання і завдання дослідження підвищення продуктивності і тягово-зчіпних властивостей тягових машинно-тракторних агрегатів

2. Обґрунтування активного колеса-розпушувача

3. Тяговий баланс та баланс потужності культиваторного агрегату

4. Оцінка економічної ефективності результатів досліджень

Висновки _____

Перелік графічного матеріалу: Вступ. Стан питання та аналіз існуючих досліджень. Теоретичні дослідження. Запропоноване технічне рішення. Висновки

Дата видачі завдання «23» лютого 2026 р.

Керівник дипломного проєкту бакалавра _____
(підпис)

Гладчук Є.О.
(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____
(підпис)

Мостовенко А.В.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Основна частина дипломного проекту викладена на 61 сторінках пояснювальної записки і 10 слайдів презентації, ілюстрована 24 рисунками.

Пояснювальна записка складається із вступу, 4 розділів, висновків, списку використаної літератури.

Тема дипломного проекту: «Покращення роботи культиваторного агрегату за рахунок активізації коліс».

На основі запропонованої технологічної схеми (на базі трактора Т-25А і серійного культиватора-підгортача КОН-2,8Б) спроектовано культиваторний агрегат з активними колесами-розпушувачами, що мають механічний привід від ВВП.

Для запропонованого культиватора КОН-2,8К з п'ятьма активними колесами-розпушувачами радіусом 16 см і шириною обода 12 см раціональними конструктивними параметрами є: висота дискового ножа 6 см, максимальний вихід розпушувача 6 см, кут встановлення кулачка 7,5 градуса та кількість розпушувачів 40 шт.

Завдяки зниженню тягового опору за рахунок активних коліс-розпушувачів, погектарна витрата палива та питомі енерговитрати при роботі трактора із серійним культиватором КОН-2,8Б вищі, ніж із запропонованим КОН-2,8К, відповідно на 0,8 кг/га і 4 кВт·год/га.

Економічний ефект від застосування культиваторного агрегату з активними колесами-розпушувачами становить 16269 грн., при терміні окупності додаткових витрат 1,8 року.

Ключові слова: культиваторний агрегат; активні колеса-розпушувачі; культиватор КОН-2,8К; трактор Т-25А; механічний привід; вал відбору потужності; тяговий опір; енерговитрати; паливна економічність; економічна ефективність.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ПІДВИЩЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ І ТЯГОВО-ЗЧІПНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ТЯГОВИХ МАШИННО-ТРАКТОРНИХ АГРЕГАТІВ	8
1.1 Шляхи підвищення продуктивності тягових машинно-тракторних агрегатів (МТА).....	8
1.2 Підвищення тягово-зчіпних якостей тракторів.....	13
1.3 Залучення причіпних машин у процес створення сили тяги машинно-тракторного агрегату через ВВП трактора	18
1.4 Аналіз конструкцій вітчизняних і закордонних машин з робочими органами-рушіями	20
РОЗДІЛ 2 ОБҐРУНТУВАННЯ АКТИВНОГО КОЛЕСА-РОЗПУШУВАЧА	28
2.1 Контактні зони жорсткого колеса з ґрунтом	29
2.2 Визначення геометричних параметрів профілю кулачка в активному колесі-розпушувачі	34
2.3 Визначення параметрів дискового ножа.....	37
2.4 Аналіз руху активного колеса-розпушувача	39
РОЗДІЛ 3 ТЯГОВИЙ БАЛАНС ТА БАЛАНС ПОТУЖНОСТІ КУЛЬТИВАТОРНОГО АГРЕГАТУ.....	43
3.1 Тяговий баланс культиваторного агрегату з активними колесами-розпушувачами.....	43
3.2 Потужнісний баланс культиваторного агрегату з активними колесами-розпушувачами.....	45
3.3 Результати тягового розрахунку агрегату з активними колесами-розпушувачами.....	48
РОЗДІЛ 4 ОЦІНКА ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	53

ВИСНОВКИ.....	59
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	60
ДОДАТКИ.....	62

ВСТУП

Розвиток сільськогосподарського виробництва нерозривно пов'язаний зі збільшенням енергонасиченості виробництва. Виконання технологічних процесів сільськогосподарського виробництва в основному здійснюється переміщенням сільськогосподарських машин по полю за допомогою тягача або рушіїв, якими оснащується мобільна машина (комбайни, трактори, автомобілі тощо). В основу покладено принцип тяги: трактор – сільськогосподарське знаряддя (плуг, культиватор тощо).

Енергія двигуна передається рушіям, за допомогою яких здійснюється пересування мобільної машини по ґрунту. Тому для виконання тягового мобільного технологічного процесу необхідна наявність певних співвідношень між потужністю двигуна, масою та швидкістю руху. Порушення цих співвідношень призводить до значного недовикористання потужності двигуна при недостатній масі трактора або надлишковій його масі при обмежених можливостях двигуна.

Підвищення продуктивності агрегатів при класичному способі передачі енергії «ведучі колеса трактора – ґрунт» можливе лише за рахунок збільшення швидкості руху, яка повинна забезпечуватися відповідним зростанням потужності двигуна при збереженні маси трактора. Однак при збільшенні швидкості руху опір ґрунту ґрунтообробним знаряддям зростає не пропорційно цій швидкості, а швидше. При розрахунковій номінальній швидкості руху опір ґрунтообробних знарядь виявляється більшим за номінальну силу тяги трактора, внаслідок чого збільшується буксування ведучих коліс, знижується рентабельність робіт.

Існує безліч способів зниження тягового опору знарядь, які можна поділити на три групи:

Перша група – удосконалення пасивних робочих органів (покриття поверхні відвала полімерами, вібрація корпусу, заміна крила відвала роликом або сферичним диском тощо).

Друга група – встановлення додаткових активних роторів (вертикальний ротор замість крила відвала, фрезерна секція замість передплужника тощо). Іншими словами, друга група характеризується створенням комбінованих робочих органів.

Третя група характеризується створенням знарядь з активними робочими органами, а також машин з робочими органами – рушіями.

Технологічний опір руху робочих органів-рушіїв сприяє зниженню сумарного тягового опору ґрунтообробної машини. Слід зазначити, що енергонасичений трактор в агрегаті з робочими органами-рушіями не матиме обмежень щодо зчеплення рушіїв із ґрунтом. Горизонтальна складова реакції ґрунту буде спрямована на покращення тягових властивостей тракторів, особливо колісних. Це створює умови і для раціонального використання потужності двигуна, і сприяє збільшенню продуктивності машинного агрегату. При цьому зростання продуктивності може здійснюватися за рахунок підвищення робочих швидкостей і збільшення ширини захвату ґрунтообробних агрегатів.

Аналіз різних конструкцій знарядь з робочими органами-рушіями показав, що найбільш ефективним застосуванням органів-рушіїв є використання їх замість опорних коліс ґрунтообробних агрегатів.

РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ПІДВИЩЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ І ТЯГОВО-ЗЧІПНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ТЯГОВИХ МАШИННО-ТРАКТОРНИХ АГРЕГАТІВ

1.1 Шляхи підвищення продуктивності тягових машинно-тракторних агрегатів (МТА)

Найважливішим завданням науково-технічного прогресу в галузі використання сільськогосподарської техніки є підвищення продуктивності машинно-тракторних агрегатів. Продуктивність МТА прийнято виражати величиною обробленої площі за одиницю часу:

$$W = cB_p V_p \tau, \text{ га/год}, \quad (1.1)$$

де c – коефіцієнт розмірності; B_p – робоча ширина захвату агрегату, м; V_p – робоча швидкість руху агрегату, км/год; τ – коефіцієнт використання часу, або

$$W = c \frac{N_e \eta_m \tau}{k_m}, \quad (1.2)$$

де N_e – ефективна потужність двигуна, кВт; η_m – тяговий ККД трактора; k_m – коефіцієнт питомого опору сільгоспмашини, кН/м.

Потрібно зазначити, що вплив коефіцієнта використання часу є значним, залежить від багатьох факторів, тому при його визначенні виникає низка труднощів. У зв'язку з цим надалі будемо використовувати поняття «технічної продуктивності», тобто продуктивності за одиницю чистого часу [9, 10]. З урахуванням викладеного вище, годинна технічна продуктивність МТА може бути виражена як

$$W_m = 0,36 B_p V_p, \text{ га/год}, \quad (1.3)$$

або

$$W_m = \frac{0,36 N_e \eta_m}{k_m} = \frac{0,36 N_{кр}}{k_m}, \quad (1.4)$$

де $N_{кр}$ – тягова потужність трактора, кВт.

Питома продуктивність агрегату, технічна продуктивність, віднесена до одиниці маси тягового засобу, визначається

$$\frac{W_m}{m_m} = E \frac{0,36\eta_m}{k_m}, \text{ га/т}\cdot\text{год}, \quad (1.5)$$

де m_m – маса тягового засобу, т; E – енергонасиченість тягового засобу.

Енергонасиченість тягового засобу визначається за формулою

$$E = \frac{N_e}{m_m}, \text{ кВт/т}.$$

Аналіз рівнянь (1.3) і (1.4) показує, що для збільшення продуктивності МТА необхідно або збільшити тягову потужність агрегату, або зменшити питомий тяговий опір агрегатованої сільгоспмашини, або робити все це одночасно (див. рис. 1.1). У реальній експлуатації машинно-тракторних агрегатів питомий тяговий опір сільгоспмашини змінюється в порівняно малому діапазоні, тому підвищення продуктивності МТА в кілька разів можливе лише за рахунок збільшення тягової потужності [3]. Чисельне значення η_m не може бути більшим за одиницю, тому за рахунок його підвищення збільшити тягову потужність МТА в ціле число разів неможливо. Збільшення ж потужності двигуна трактора теоретично безмежне, а практично може бути збільшене в кілька разів [13]. Тому однією з тенденцій розвитку сільськогосподарського тракторобудування є безперервне підвищення потужності двигуна без значного збільшення маси трактора – підвищення енергонасиченості трактора. При цьому розрахунок робиться на те, що відповідно повинна підвищитися і швидкість руху МТА. Однак цього не відбувається. Так, збільшення робочої швидкості машинно-тракторного агрегату шляхом підвищення енергонасиченості трактора призводить до зниження максимального значення ККД ходової системи трактора з одночасним зниженням оптимального значення тягового зусилля. Наприклад, для трактора типу МТЗ при збільшенні потужності двигуна з 27 до 80 кВт, у разі використання її лише через тягову потужність, максимальне значення ККД ходової системи зменшується до 20%, а оптимальне тягове зусилля – до 40% при роботі на агрофоні «стерня». Це є однією з причин зниження темпу збільшення

продуктивності МТА відносно темпу збільшення потужності його двигуна з одночасним збільшенням енерговитрат на одиницю обробленої площі поля [1, 3, 5, 7]. При заміні тракторів ДТ-54 на трактори ДТ-75 потужність двигуна збільшилася на 36%, а продуктивність лише на 13%. При обробітку ґрунту плоскорізами тракторами Т-150, Т-150М, Т-150К і Т-150КМ, при збільшенні потужності двигуна трактора Т-150М відносно трактора Т-150 на 26,5%, продуктивність зросла на 19%, для тракторів Т-150К і Т-150КМ відповідно – на 27 і 24% [1, 3, 5, 6].



Рисунок 1.1 – Шляхи підвищення технічної продуктивності машинно-тракторних агрегатів

У агрегатів з тракторами МТЗ-80 у порівнянні з тракторами МТЗ-50 при виконанні більшості робіт підвищення продуктивності отримано лише на 4...5%, а з тракторами Т-150К у порівнянні з Т-74 – лише на 25...35% проти очікуваних

70...80%. Інший приклад. Незважаючи на те, що потужність тракторів Т-150К і К-701 у порівнянні з трактором Т-74 підвищилася відповідно у 2,2 і 4 рази, їх питома продуктивність на одиницю потужності не зросла, а знизилася відповідно на 15 і 25% при одночасному збільшенні погектарної витрати палива на 10...15%. Це свідчить про суттєве недовикористання потенційних можливостей енергонасиченої техніки та виникнення об'єктивних суперечностей у погодженості параметрів тракторів і агрегованих з ними машин звичайного типу [1, 7].

Додамо, погіршення ефективності використання МТА пояснюється ще й безперервними коливаннями тягового опору сільськогосподарської машини, що призводять до коливань режиму завантаження встановленого на тракторі двигуна. Коливання завантаження двигуна призводять до зміни процесів у системі автоматичного регулювання подачі палива і повітря, викликаючи погіршення процесу згоряння [1]. Із зростанням поступальної швидкості руху агрегату відбувається збільшення коефіцієнта питомого опору сільськогосподарської машини [9, 10], що неминуче викликає збільшення коливань завантаження двигуна. Доведено, що зниження потужності двигуна тим більше, чим більша динамічність зміни моменту опору на валу двигуна, при цьому зниження може досягати 20...30% від номінальної потужності двигуна [3, 5].

Крім того, зростання енергонасиченості тракторів призвело до значного недовикористання потужності їх двигунів. Статистичні дослідження показників використання тракторів у сільському господарстві свідчать про те, що середнє завантаження за потужністю двигунів енергонасичених тракторів становить 50...65% [2]. Недовикористання потужності призводить до відповідного зниження реальної продуктивності машинно-тракторного агрегату, збільшення питомої витрати палива та питомої матеріаломісткості агрегатів, погіршення їх економічної ефективності (рис. 1.2, 1.3) [1, 9, 10].

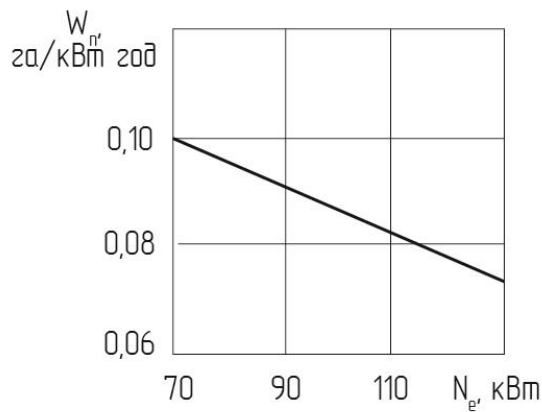
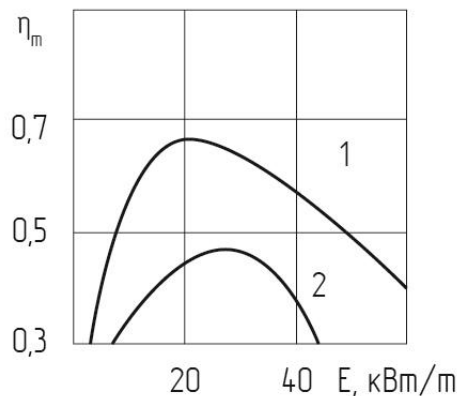


Рисунок 1.2 – Залежність питомої продуктивності від потужності двигуна колісного трактора 4К4 (технологічна операція – посів)



1 – стерня; 2 – поле, підготовлене під посів

Рисунок 1.3 – Залежність тягового ККД від енергонасиченості колісного трактора 4К4 класу 20 кН

Таким чином, зростання енергонасиченості тракторів сільськогосподарського призначення значною мірою перевищує зростання продуктивності складених на їх базі агрегатів внаслідок непропорційного зростання робочої швидкості та збільшення динамічних навантажень.

У той же час тягові властивості тракторів у кожному тяговому класі при підвищенні енергонасиченості залишаються практично незмінними. У результаті з'являється «надлишкова» потужність двигуна, яка не може бути використана ні для підвищення швидкості, ні для збільшення ширини захвату і вантажопідйомності існуючих агрегатів. Другою провідною тенденцією науково-технічного прогресу в галузі сільськогосподарського

тракторобудування є освоєння нових, вищих тягових класів тракторів, яке супроводжується збільшенням маси трактора поряд зі збільшенням потужності двигуна.

Однак зростання одиничної маси тракторів тягне за собою посилення шкідливого впливу їх ходових систем на ґрунт, призводить до його переущільнення і руйнування, супроводжується підвищенням вартості машинно-тракторних робіт. Дослідження показують, що зростання маси тракторів випереджає збільшення продуктивності машинно-тракторних агрегатів. У результаті цього відбувається підвищення питомих приведених витрат на придбання та експлуатацію тракторів, що мають збільшену масу і, як правило, більшу вартість, і агрегованих з ними сільгоспмашин [2].

Виходячи з викладеного вище, можна сказати, що реалізація потужності двигуна трактора може бути здійснена за двома основними напрямками: підвищення тягово-зчіпних якостей трактора; залучення причіпних машин у процес створення сили тяги машинно-тракторного агрегату через ВВП трактора.

1.2 Підвищення тягово-зчіпних якостей тракторів

Підвищенню тягово-зчіпних якостей колісних машин присвячені роботи [1, 6, 9, 10, 18]. У результаті досліджень встановлено, що найбільш простим способом збільшення тягово-зчіпних якостей тракторів є збільшення їх маси. При цьому гранична потужність двигуна, реалізована за зчепленням рушія з ґрунтом, може бути визначена [3]:

$$N_e = \frac{G_{mp}(\mu\lambda - f)V_n}{\eta_p}. \quad (1.6)$$

де G_{mp} – вага трактора, Н; μ – максимальний коефіцієнт зчеплення рушія з ґрунтом; λ – коефіцієнт використання зчіпної ваги; f – коефіцієнт опору самопересуванню; V_n – найбільша робоча швидкість, що відповідає номінальному тяговому зусиллю, км/год.

Однак збільшення маси сільськогосподарських тракторів, як було зазначено раніше, не завжди виправдане внаслідок переущільнення ґрунту та

зниження врожайності сільськогосподарських культур [9]. Так, у роботі [1] визначено, що тягово-зчіпні якості сучасних вітчизняних тракторів дозволяють реалізувати потужність двигуна через гак при рівні енергонасиченості, що дорівнює 17,5...18,7 кВт/т у колісних тракторів і близько 19,2 кВт/т у гусеничних тракторів.

Ефективним способом підвищення тягово-зчіпних якостей тракторів є збільшення зчеплення рушія з ґрунтом. На практиці часто користуються додатковими пристроями, що встановлюються на тракторні рушії, наприклад, напівгусеничний хід, знімні ланцюги протиковзання тощо, досить широко застосовується спарювання коліс, зміна тиску повітря в шинах, здійснюється підбір шин із заданими параметрами та характеристиками [1, 3, 8].

Так трактори сімейства МТЗ мають ряд пристроїв, призначених для покращення їх тягово-зчіпних якостей: привід переднього моста, пристрій блокування міжколісного диференціала ведучого моста, гідрозбільшувач зчіпної ваги, силове та позиційне регулювання положення навісного знаряддя та ін.

Досвід використання колісних тракторів показує, що повнопривідна схема буває більш переважною при використанні трактора як тягового засобу.

Труднощі реалізації потужності двигуна в тягову потужність трактора призводять до необхідності використання бортових мікро-ПК у процесі керування пристроями, призначеними покращувати тягово-зчіпні показники тракторів [12].

Щодо доцільності широкого впровадження бортових мікро-ПК у найближчі роки ще немає єдиної думки, оскільки їх вартість становить до 15% вартості трактора [6]. Однак фірми Renault (Франція), Steyr (Австрія), Massey-Ferguson (Канада), Case (США), Steiger (США) та ряд інших уже нині випускають окремі моделі тракторів з бортовими мікро-ПК.

Досить простим способом підвищення тягово-зчіпних якостей тягових засобів є використання зчленованих тракторів [1, 9].

При цьому використовується кілька найбільш поширених схем агрегаткування: шарнірне зчленування тракторів за типом «тандем» (рис. 1.4, а);

жорстке зчленування тракторів за типом «тандем» (рис. 1.4, б); шарнірне зчленування тракторів за типом «катамаран» (рис. 1.4, в); жорстке зчленування тракторів за типом «катамаран» (рис. 1.4, г). Розглянемо перелічені схеми агрегування:

- шарнірне зчленування тракторів за типом «тандем» відрізняється простотою і дозволяє підвищити продуктивність отриманого тягового засобу майже в 2 рази. Однак наявність гнучкого зв'язку між зчленованими тракторами накладає підвищені вимоги до керування ними, тому така схема агрегування знаходить досить обмежене застосування;

- жорстке зчленування за типом «тандем» є продовженням розглянутої вище схеми агрегування, яке вперше було реалізовано для тракторів ДТ-175С [8]. Підвищення продуктивності трактора-тандема ВТ-400 за годину основного часу з трактором ДТ-175С становило на оранці 84...98%, на культивації 106...112%. Крім того, дана схема агрегування має більший момент опору некерованому повороту, отже, має більший ступінь практичної стійкості прямолінійного руху порівняно зі схемою агрегування, розглянутою раніше. Однак збільшення мінімального радіуса повороту внаслідок збільшення поздовжньої бази агрегату робить її обмежено придатною на полях зі складною конфігурацією та малою площею;

- шарнірне з'єднання тракторів за типом «катамаран» застосовується вкрай рідко, причому на операціях, що не потребують великої точності водіння. Наприклад, згрібання соломи, проведення снігозатримання тощо;

- жорстке з'єднання тракторів за типом «катамаран» реалізовано на базі тракторів Т-150 [8]. Хоча дана схема агрегування і має зменшений мінімальний радіус повороту порівняно зі схемою «тандем», але потребує досить складної системи зчленування тракторів і керування агрегатом.

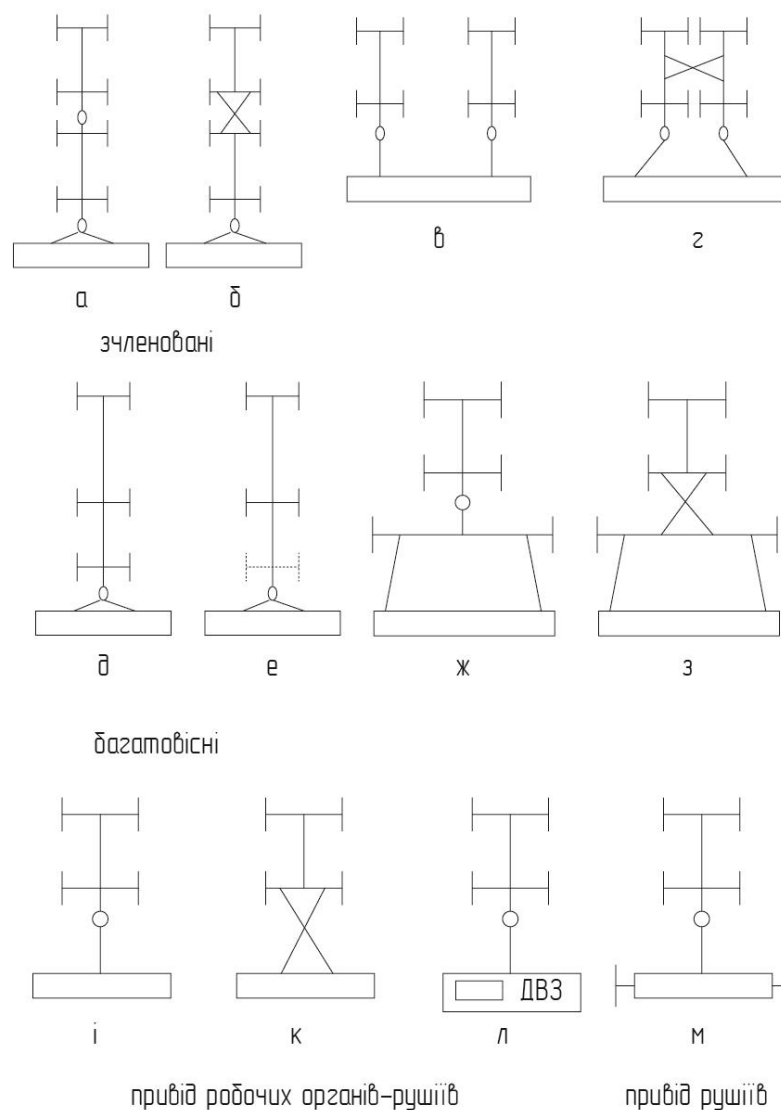


Рисунок 1.4 – Схеми агрегатів (опис у тексті)

Потрібно зазначити, що хоча в сільському господарстві й накопичено досвід керування зчленованими тракторами одним механізатором, відомо, що продуктивність таких агрегатів на 20...25 % менша, ніж двох агрегатів, керованих двома трактористами.

Причина полягає в тому, що зростає ймовірність відмов і простою агрегату [8]. Немає потреби говорити про те, що керування такими тяговими засобами передбачає широке використання мікро-ПК, що також потребує додаткових капіталовкладень. Тому найбільш реальним способом агрегування залишається моноагрегат, де робота всіх систем і механізмів перебуває під наглядом механізатора-оператора.

З урахуванням цих вимог створено мобільний енергетичний засіб (МЕЗ) з потужністю двигуна 184 кВт, що являє собою тривісний тяговий засіб, виконаний на базі вузлів і агрегатів трактора Т-150К, рама якого була жорсткою і не мала шарнірного з'єднання [1, 16]. Керування МЕЗ здійснювалося поворотом передніх і задніх коліс (рис. 1.4, д). До недоліків складеного на базі МЕЗ агрегату можна віднести те, що МЕЗ має жорстку конструкцію, що значно обмежує його універсальність.

Вільним від названого недоліку можна вважати конструкційне виконання тягових засобів із приставними ведучими мостами (рис. 1.4, е), які проходили випробування як у нашій країні, так і за кордоном [3, 5]. Так трактор-макет МТЗ-52 з приставним ведучим мостом, що має привід від синхронного ВВП трактора, розвинув на стерні номінальне тягове зусилля до 34 кН, на полі, підготовленому під посів – до 27 кН, тоді як тягове зусилля трактора МТЗ-52 при роботі на тих самих агрофонах становило відповідно – 21,5 і 16,5 кН [3, 5]. Разом з тим необхідно зазначити, що застосування приставних ведучих мостів потребує їх великого різноманіття внаслідок унікальності різних марок тракторів, що використовуються.

Перспективним напрямом у цьому відношенні є застосування приставних технологічних модулів з ведучими колесами, що приводяться від ВВП трактора. Ці модулі можуть бути як у причіпному, так і в навісному варіантах (рис. 1.4, ж, з). В результаті, застосування приставних активних технологічних модулів дозволяє уникнути застосування тракторів важких тягових класів і знизити нормальні та тангенціальні навантаження, що передаються колесами одного моста. Однак застосування активних технологічних модулів також не вирішує проблеми маневреності складених агрегатів внаслідок збільшення їх поздовжньої бази, потребує додаткових капіталовкладень на створення та експлуатацію самого модуля.

Разом з тим сучасні та перспективні сільськогосподарські машини мають складну конструкцію і, в ряді випадків, велику масу, співставну з масою

трактора, яку також можна використовувати як зчіпну для створення сили тяги [1, 3].

1.3 Залучення причіпних машин у процес створення сили тяги машинно-тракторного агрегату через ВВП трактора

Аналіз схем машинно-тракторних агрегатів (рис. 1.4, і, к, л, м) показує, що «надлишкова» потужність двигуна трактора, що знімається з його валу відбору потужності, може бути використана [13]:

– по-перше – для зменшення питомого опору сільгоспмашини. Із існуючих на сьогодні способів слід відзначити застосування активних підкопувальних органів, що зменшують опір або беруть участь у створенні тягового зусилля. Однак це може лише частково вирішити проблему, оскільки значна частка тягового опору причіпних машин припадає на опір перекочуванню. При вазі машин у 50...60 кН і коефіцієнті опору коченню коліс в умовах підвищеної вологості 0,4...0,5 опір перекочуванню досягає 20...30 кН [15]. Тому для важких причіпних машин найбільш перспективним і реальним є спосіб передачі частини потужності двигуна на привід ходових коліс сільгоспмашини. Особливо це характерно для комплексу садильних і збиральних машин, що застосовуються при вирощуванні картоплі. Так вага картоплесадильної машини типу КСМ-6, з урахуванням ваги посадкового матеріалу, і вага картоплезбирального комбайна типу ККУ-2А досягає 55...65 кН [9, 14], які в умовах експлуатації можуть агрегатуватися з тракторами типу МТЗ-80. Однак при садінні та збиранні картоплі в умовах підвищеної вологості ґрунту, що характерно для пори року, коли проводяться ці операції, а також при подоланні місцевих опорів, тягового зусилля, що розвивається цими тракторами, часто не вистачає. Причому причина тут не в нестачі потужності трактора, а в його низьких тягово-зчіпних якостях. Застосування ж більш потужних колісних тракторів типу Т-150К, класу 30 кН, обмежується шириною міжрядь коренебульбоплодів і тиском рушіїв на ґрунт [9, 14].

— по-друге — для приводу робочих органів комбінованих сільськогосподарських машин. У цьому випадку виконується одразу, як мінімум, дві технологічні операції. Наприклад, комбінована сільгоспмашина фірми «Мак-Коннел» (Англія) з роторними знаряддями, що приводяться від ВВП трактора, для високоякісної підготовки ґрунту за один прохід. Вона забезпечує: глибоке розпушування, руйнування грудок і мульчування поверхні ґрунту. Іншим прообразом такого агрегату може служити створена італійською фірмою «Кантоне» модель суперкультиватора-сівалки (рис. 1.4, л). Це комбінована машина з шириною захвату 4,35 м і вагою близько 90 кН поєднує операції з обробітку ґрунту, вирівнювання, нарізання борозен, посіву, внесення добрив і гербіцидів. Вона виконана у вигляді модуля на двох опорних пневматичних колесах і включає раму, двигун потужністю 231 кВт, ґрунтообробну фрезу діаметром 780 мм, апарати для висіву зернових і просапних культур, пневматичні апарати для внесення гранульованих добрив. Бункери для насіння, добрив, пестицидів і палива об'єднані в єдиному блоці та мають ємності: для насіння – 500, добрив – 1430, пестицидів – 1400, для палива – 370 л. Керування робочими органами здійснюється за допомогою електрогідравлічних сервомеханізмів, пульт керування якими розміщений в автоматизованій кабіні на тракторі-тягачі з потужністю двигуна 52 кВт. Випробування показали, що суперкультиватор дозволяє скоротити витрати робочого часу у 3...5 разів порівняно з традиційними методами обробітку ґрунту та посіву сільськогосподарських культур [1, 7].

Потрібно зазначити, що жоден із перелічених варіантів розподілу потужності двигуна трактора не виключає паралельного застосування іншого варіанту, тому всі вони можуть бути присутніми в одному машинно-тракторному агрегаті одночасно, доповнюючи один одного.

Отже, комплексна реалізація заходів з перерозподілу потужності двигуна трактора дозволить при незмінних класах тракторів суттєво підвищити тягові зусилля, що розвиваються машинно-тракторними агрегатами, і, отже, збільшити їх робочу ширину захвату та вантажопідйомність, а при незмінній ширині

захвату або вантажопідйомності машинно-тракторних агрегатів – знизити тяговий клас тракторів, що входять до їх складу. І в тому, і в іншому випадку підвищиться ефективність використання агрегатів. Крім того, при зниженні тягового класу трактора зменшується його маса, внаслідок чого будуть послаблені шкідливі впливи ходової системи на ґрунт.

Створення і розробка машин з робочими органами-рушіями вважається одним із перспективних напрямів ґрунтообробної техніки [6, 8].

1.4 Аналіз конструкцій вітчизняних і закордонних машин з робочими органами-рушіями

В основі розробки знарядь з активними робочими органами-рушіями лежали пильні спостереження переходу людини від одного виду обробітку ґрунту до іншого.

Академік Горячкін В.П. писав: «найбільш досконалим рухом для частин будь-якої машини вважається рівномірний обертальний рух. Такий рух здатний зберігатися за інерцією сам по собі як прямолінійний, тому основним завданням техніки є побудова машин з обертальним рухом» [5].

Характерним прикладом робочих органів-рушіїв є ґрунтообробні фрези.

Аналіз роботи ґрунтообробних фрез у режимі рушіїв показав, що якісні та експлуатаційні показники роботи, енерговитрати та формування рушійної сили значною мірою визначаються режимом руху робочих органів. Механізм приводу фрез забезпечує технологічний процес при порівняно великій частоті обертання та незначній подачі. За таких параметрів режиму роботи якісний обробіток ґрунту можливий на невеликих робочих швидкостях (4...5 км/год) при значних витратах енергії (питома енергоємність обробітку ґрунту фрезами у 4...8 разів вища, ніж плугами) [1, 6, 9]. Надійність роботи фрез відносно низька, ножі при роботі на мінеральних ґрунтах швидко зношуються. У зв'язку з цим фрези не застосовуються для основного обробітку мінеральних ґрунтів, а використовуються головним чином для обробітку торфовищ, корінного поліпшення луків і пасовищ [1, 6].

Ротаційні плуги менш інтенсивно, ніж фрези, кришать і перемішують ґрунт, витрачають значно менше енергії на одиницю об'єму обробленого ґрунту.

Виконаними дослідженнями встановлено [1, 2, 4], що знаряддя з ротаційними робочими органами найбільш повно відповідають агротехнічним вимогам щодо обробітку ґрунту, дозволяють скоротити кількість технологічних операцій при підготовці поля до посіву. Важливою їх перевагою є також те, що вони дають можливість регулювати ступінь розпушування ґрунту безпосередньо в процесі роботи і не утворюють ущільнену підшву на дні борозни, яка негативно впливає на ріст і розвиток культурних рослин. Вони найбільш повно дозволяють інтенсифікувати процес обробітку ґрунту.

Особливу групу машин становлять ротаційні плуги, що не мають нерухомих робочих частин.

У ротаційного плуга [5] ротор складається з вертикального диска і трьох вигнутих лопатей. Кожна лопать загостреною передньою кромкою відрізає великі пласти ґрунту, відкидає їх убік і обертає. Усього на плузі може бути встановлено кілька таких робочих органів один за одним, як корпуси лемішного плуга. Для оранки на глибину 20...25 см зовнішній діаметр лопатей повинен дорівнювати 600...800 мм. Кут нахилу осі ротора до дна борозни 15...25°. Поверхня лопатей циліндрична. При коловій швидкості ротора 1,5...1,7 м/с і поступальній швидкості руху 0,35 м/с – товщина стружки виходить рівною 15...18 см. Однак навіть при такій низькій швидкості переміщення плуг погано забезпечує обертання пластів – вони безладно укладаються в борозні [1, 3, 7].

Ротаційний плуг фірми Vohner Kuhnele має як робочий орган одно- або чотиризаходний гвинтовий шнек. Вісь шнека розташована в напрямку руху плуга. Здійснюючи один оберт, шнек передньою ріжучою кромкою відрізає пласт ґрунту у вигляді кругового сегмента, обертає його та укладає в попередню борозну перпендикулярно до напрямку руху.

Крок гвинтової поверхні чотиризаходного шнека дорівнює 1,5 м, діаметр шнека спереду – 694 мм, ззаду – 640 мм, довжина його дорівнює 600 мм.

Випробування шнекового плуга показали, що він задовільно загортає гній і рослинні рештки при поступальній швидкості 0,6...1,1 м/с і частоті обертання шнека 59...92 хв⁻¹. Необхідна потужність на обробіток ґрунту шнековим плугом приблизно однакова з фрезою.

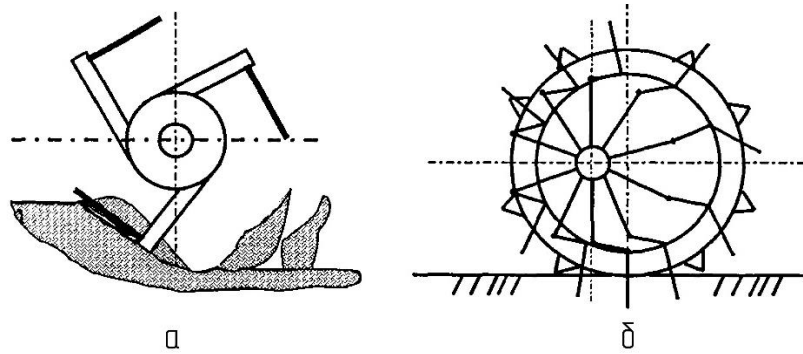
Недоліком плуга є те, що він має малий захват і, відповідно, невелику продуктивність, а також гребенисту поверхню дна борозенок.

Велику популярність отримав голландський ротаційний плуг «Rotaspa», який випускається в Голландії, Франції та Англії. Робочі органи плуга (у вигляді лопат) закріплені на роторі, що обертається, привід на який здійснюється від ВВП трактора через ланцюгову передачу і редуктор. Робота плуга полягає в наступному.

Встановлені на передній балці плуга черенкові ножі виконують вертикальний розріз ґрунту на стрічки. Ніж при обертанні розрізає стрічку на окремі пласти і переносить їх назад. При виході з ґрунту ніж повертається, здійснюючи перевертання пласта. Плуг «Rotaspa» призначений для обробітку сильно зволжених ґрунтів, особливо там, де немає необхідності у ретельному кришенні ґрунту. Ширина захвату плуга 2,1 м, маса 750 кг, максимальна глибина обробітку до 30 см, агрегатується з трактором потужністю 25...30 к.с. При поступальній швидкості руху 1,5 км/год і числі обертів ротора 30...40 за хвилину продуктивність плуга 0,3 га/год.

Випробування плуга показали, що він споживає енергії у 3 рази менше, ніж фреза, але дає недостатнє кришення ґрунту і має складний пристрій для обертання пластів [1, 9, 10].

У ротаційного плуга РП-190 робочим органом є ротор з чотирма суцільними ріжучими лезами, що йдуть по гвинтовій лінії симетрично від центру ротора для врівноваження бокових зусиль. До задньої кромки лез прикріплені пластинчасті пружини. Під час руху ротор обертається у напрямку руху машини, ріжучі леза відрізають пласт ґрунту, який лягає на пластини і захоплюється ними в обертання за рахунок сили тертя; при цьому пружини набувають форми траєкторії, описуваної ножем (рис. 1.5, а).



а – схема роботи ротаційного плуга «РП-190»; б – за а.с. №1169550

Рисунок 1.5 – Ґрунтообробні машини з робочими органами-рушіями

При виході робочих органів на поверхню поля пружини випрямляються, а пласт під дією власної ваги сходить з них і укладається верхньою частиною на дно борозни. Робочий захват плуга 190 см, глибина обробітку може бути встановлена від 15 до 29 см, робоча швидкість руху від 1,1 до 3 км/год, маса плуга 600 кг.

Випробування плуга РП-190 проводилися у порівнянні з лемішним плугом ПН-3-35 із захватом 105 см. Вони показали, що необхідна потужність для обробітку ґрунту однакова як для лемішного плуга, що працював на швидкості 4,32 км/год, так і для ротаційного, що працював при числі обертів 37 за хвилину та поступальній швидкості 2,18 км/год. При зазначених режимах обидва плуги дають приблизно однакову продуктивність і якість обробітку ґрунту. Збільшення числа обертів ротаційного плуга призводить до підвищення необхідної потужності, але забезпечує кращу якість обробітку ґрунту. Під час випробувань було встановлено також, що ККД ротаційного плуга становить від 91,8 до 97,5%, тоді як ККД лемішного плуга не перевищував 48...52% [1, 3, 7, 9].

Ротаційний копач КР-1,5 являє собою машину, що складається з рами, ротора з робочими органами та приводу ротора. У ротора, що обертається, є чотири секції з трьома ножами кожна. Ножі мають форму широких вигнутих лопаток. Глибина оранки регулюється опорними лижами. На плузі встановлені також черенкові ножі, які здійснюють відокремлення пластів у вертикальній площині.

При обертанні ротора ножі входять у ґрунт майже під прямим кутом (при цьому відрізані шматки ґрунту потім повертаються на 90°), скидають і укладають ґрунт на дно борозни.

Ротаційний копач КР-1,5 розрахований на роботу в специфічних умовах на значно перезволожених ґрунтах. Діапазон регулювання ступеня кришення у нього дуже обмежений, а продуктивність вкрай мала [1, 3].

Робота ротаційних плугів у виробничих умовах показує, що вони є найбільш досконалими як у технічному, так і в агротехнічному відношенні. Однак вони ще не можуть конкурувати з лемішними плугами за продуктивністю через малі поступальні швидкості (2...3 км/год).

Цікавим за конструкцією є ґрунтообробне знаряддя, що містить рухомо встановлений на півосях корпус, на якому за допомогою шарнірів встановлені ґрунтообробні робочі органи, шарнірно з'єднані з кривошипами, які за допомогою шатунів з'єднані з кільцем, встановленим з можливістю обертання на осі, ексцентрично розташованій відносно півосей корпусу (рис. 1.5, б).

Випробування цієї машини показали, що вона добре кришить ґрунт, так при швидкості руху 0,5...2 м/с на ґрунтах твердістю 3,5...5,5 МПа, вологістю 12...16% – фракції розміром менше 0,05 м становили 50...61% [1, 2].

Представляє інтерес конструкція голчастого ротаційного розпушувача і результати досліджень подібних знарядь [7, 9]. Розпушувач створює значну рушійну силу, тому може агрегатуватися з енергонасиченими тракторами, які мають невелику масу. Це дозволить, на думку авторів, скоротити вміст металу та витрати енергії. В особливу групу можна виділити невелику кількість знарядь, у яких робочі органи здійснюють рух по деформованій троході, на відміну від машин і знарядь ротаційної дії, де робочі органи здійснюють рух по нормальній троході. Як виконавчий механізм у них використовують чотириланковий механізм.

Успішні роботи в цьому напрямі ведуться в Італії, де випускаються копачі двох марок «Фальк» і «Граменга» [9]. Порівняльні випробування цих копачів з лемішним однокорпусним плугом і плугом «Ротаспа» показали, що плуг

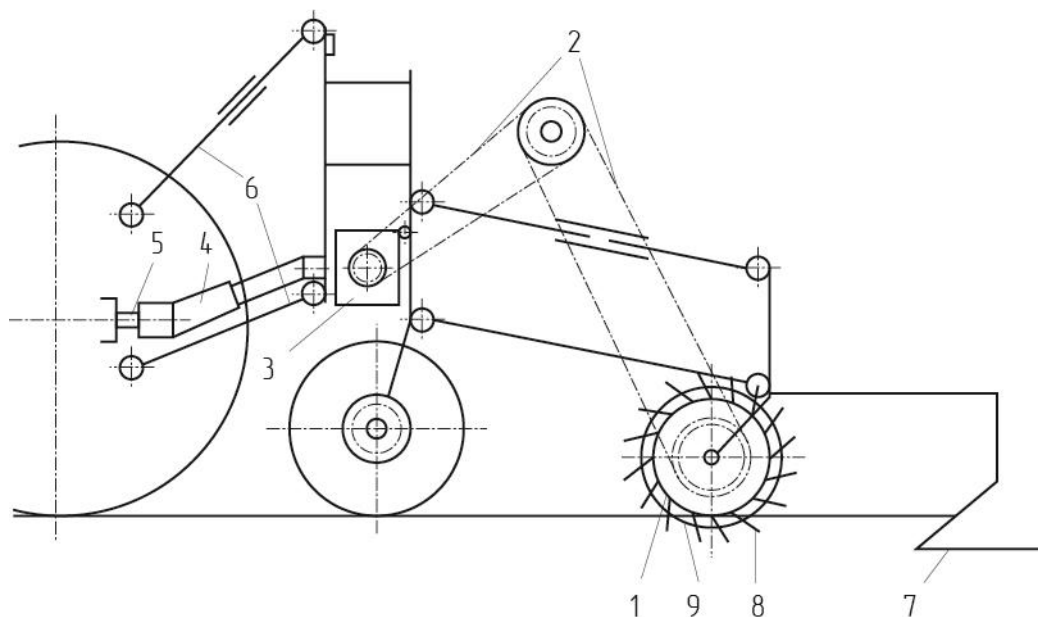
«Фальк» виявився найбільш продуктивним. За питомими витратами цей плуг майже не відрізнявся від лемішного плуга, хоча поступається за цим показником плугу «Ротаспа». Якісні показники роботи випробуваних плугів не дали переваги жодному з них. Швидкість руху значно поступається лемішному плугу, що є однією з головних стримувальних обставин для більш широкого поширення ґрунтообробних агрегатів з кривошипно-шатунним приводом робочих органів-рушіїв [1].

Розроблено [12] інший варіант самохідної машини з робочими органами-рушіями. Він являє собою два незалежні один від одного барабани з прикріпленими до них (залежно від виду виконуваної ґрунтообробної операції) робочими органами – стрілочастими лапами, невеликими розпушувачами тощо. Осі барабанів установлюються як паралельно, так і під прямим кутом одна до одної. У першому випадку барабани обертаються з різними швидкостями, за рахунок чого в основному і відбувається спіралеподібне переміщення машини по полю.

У другому випадку агрегат рухається вперед.

Унаслідок безперервної зміни властивостей ґрунту забезпечити створений режим роботи подібних агрегатів, плавність їх ходу без автоматичного регулювання процесу взаємодії робочих органів із ґрунтом неможливо, оскільки реактивна віддача ґрунту під кожним із робочих органів буде своєю. Є й інші зауваження щодо самохідних машин з робочими органами-рушіями. Але й переваги беззаперечні, оскільки вони порівняно зі звичайними орними агрегатами підвищують продуктивність утричі–вчетверо, споживання металу знижують удвічі, а витрати енергії зменшують на 70% [4].

В роботі [15] розроблений культиваторний агрегат з активними колесами-розпушувачами, що приводяться в рух від ВВП через механічний привід. Культиваторний агрегат з активними колесами-розпушувачами створений на базі трактора Т-25А і культиватора-підгортача КОН-2,8Б. Принципова схема культиваторного агрегату з активними колесами-розпушувачами представлена на рис. 1.6.



1 – активні колеса-розпушувачі; 2 – ланцюгова передача; 3 – редуктор; 4 – карданна передача; 5 – вал відбору потужності трактора; 6 – навіска трактора; 7 – пасивні робочі органи; 8 – розпушувачі; 9 – дисковий ніж

Рисунок 1.6 – Принципова схема культиваторного агрегату з активними колесами-розпушувачами

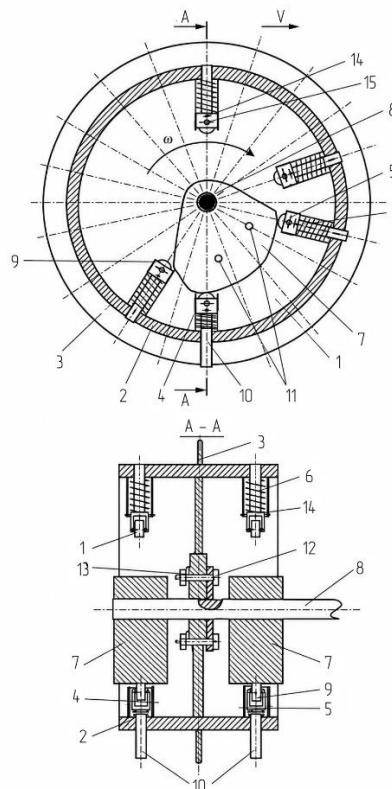
На відміну від серійного культиватора-підгортача КОН-2,8Б, культиватор-підгортач з активними колесами-розпушувачами замість коліс секцій має активні колеса-розпушувачі 1, які через ланцюгову передачу 2, редуктор 3 і карданну передачу 4 приводяться в обертання від ВВП 5 трактора. Експериментальний культиватор-підгортач навішується за допомогою навіски 6 трактора.

Культиватор працює таким чином. При русі агрегату здійснюється культивація ґрунту за допомогою пасивних робочих органів 7. Зниження тягового опору відбувається внаслідок отримання додаткової рушійної сили від активних коліс-розпушувачів 1. При обертанні активних коліс-розпушувачів 1 від вала відбору потужності 5 трактора через ланцюгову передачу 2, редуктор 3 і карданну передачу 4 розпушувачі 8, взаємодіючи з ґрунтом, розпушують його і створюють сили опору, що перешкоджають буксуванню активних коліс-розпушувачів, а також сприяють зниженню опору руху пасивних робочих органів 7 у ґрунті. Зниженню опору руху пасивних робочих органів 7 у ґрунті

також сприяє дисковий ніж 9, установлений посередині жорсткого ободу активного колеса-розпушувача 1, який нарізає випереджальну тріщину перед пасивними робочими органами.

РОЗДІЛ 2 ОБҐРУНТУВАННЯ АКТИВНОГО КОЛЕСА-РОЗПУШУВАЧА

Активне колесо-розпушувач складається з диска 1 (див. рис. 2.1), який за допомогою болтового з'єднання (болтів 12 і гайок 13) кріпиться до валу 8, що приводиться від валу відбору потужності трактора, жорсткого ободу 2, по периметру якого із зовнішнього боку, посередині, жорстко закріплений дисковий ніж 3, а з внутрішнього – попарно встановлені та підпружинені пружинами стиску 6 у втулках 4 розпушувачі 10, у напрямній частині 5 яких розташоване коліщатко 9 на своїй осі 15 і фіксатор 14, що утримує розпушувачі у втулках, кулачків 7, розташованих під віссю колеса та встановлених шарнірно на валу 8 одним кінцем, і жорстко закріплених на корпусі сільськогосподарської машини за допомогою отворів 11 – іншим.



1 – диск колеса; 2 – жорсткий обід колеса; 3 – дисковий ніж колеса; 4 – втулка; 5 – напрямна частина розпушувача; 6 – пружина; 7 – кулачок; 8 – вал колеса; 9 – коліщатко розпушувача; 10 – розпушувач; 11 – отвори для кріплення; 12 – болт; 13 – гайка; 14 – фіксатор розпушувача; 15 – вісь коліщатка розпушувача

Рисунок 2.1 – Принципова схема активного колеса-розпушувача

Активне колесо-розпушувач працює таким чином. При обертанні активного колеса-розпушувача від валу відбору потужності трактора розпушувачі 10 коліщатками 9 входять у контакт з поверхнями кулачків 7 і починають взаємодіяти з ґрунтом в осьовому напрямку на початку зони буксування, іншим кінцем стискаючи пружини 6.

Як тільки розпушувачі 10 увійдуть у контакт із ґрунтом, то в зоні їх контакту почнуть створюватися сили опору, що перешкоджають буксуванню активного колеса-розпушувача, і одночасно буде здійснюватися розпушування по його сліду. Такі умови створять можливість зниження буксування активного колеса-розпушувача з одночасним розпушуванням ґрунту по його сліду. Оскільки активне колесо-розпушувач обертається, то після виходу коліщаток 9 з поверхонь копирів 7 під дією пружин 6 розпушувачі 10 повернуться у вихідне положення. Такий зворотно-поступальний рух відбувається періодично, у міру їх контакту з поверхнями кулачків 7.

Далі визначимо конструктивні та робочі параметри активного колеса-розпушувача, що забезпечують оптимальний режим його роботи в культиваторному агрегаті.

2.1 Контактні зони жорсткого колеса з ґрунтом

Відомо [6, 14], що поверхню контакту жорсткого колеса з деформованою поверхнею основи (рис. 2.2) можна розбити на дві частини.

Точки контакту, розташовані на ділянці дуги AB , матимуть горизонтальні переміщення, спрямовані у бік руху колеса. Реакції основи, що виникають на цій ділянці, спрямовані у бік, протилежний напрямку руху осі колеса. Точка прикладання рівнодійної цих реакцій розташована в межах ділянки AB .

Точки поверхні контакту, що знаходяться на дузі OA , матимуть горизонтальні переміщення, спрямовані у бік, протилежний напрямку руху осі колеса, і, відповідно, реакції та їх рівнодійну, спрямовані у бік руху осі колеса. Точка прикладання рівнодійної горизонтальних складових реакції основи на цій ділянці повинна знаходитися в межах дуги OA .

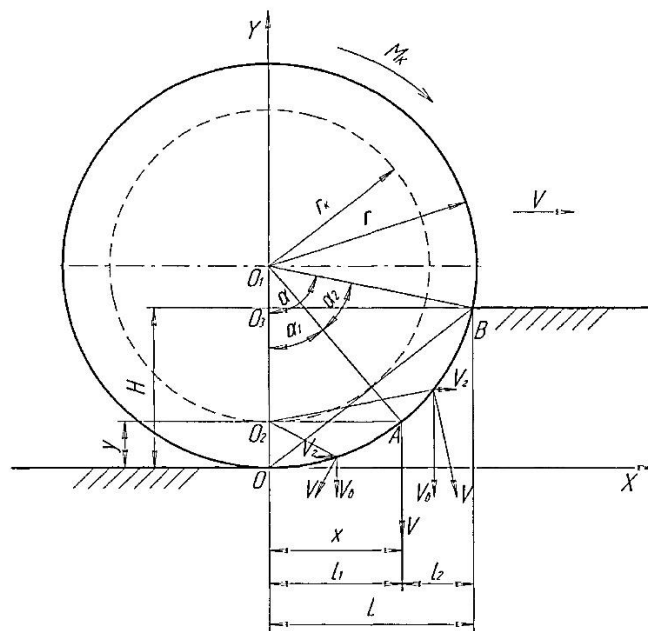


Рисунок 2.2 – Схема до визначення контактних зон жорсткого колеса з ґрунтом.

Таким чином, при коченні жорсткого колеса по пружній основі поверхню контакту колеса з основою можна поділити на зону буксування (OA), коли поверхня контакту колеса прослизає відносно поверхні основи у протилежний бік, і на зону зчеплення (AB), коли на деякій частині поверхні контакту колеса немає відносних переміщень поверхневих елементів контактуючих тіл.

При аналізі кочення жорсткого колеса по деформованій основі приймемо, що:

1. основа, по якій відбувається кочення колеса, є однорідною і має лише пластичні деформації;
2. швидкість кочення постійна і мала, і, відповідно, можна знехтувати силами інерції, що виникають при пресуванні поверхні кочення;
3. поверхня, що обмежує основу, є горизонтальною.

Визначимо довжину поверхні контакту колеса з основою L (рис. 2.2), зони буксування l_1 , зони зчеплення l_2 , а також координати точки розділення зон (т. A) з урахуванням величини буксування δ і глибини колії H .

При коченні жорсткого колеса радіусом r і шириною обода b , з постійним буксуванням δ по деформованій основі, у кожний момент часу відбуватиметься

їх взаємодія в зоні, що дорівнює L . Тоді довжина поверхні контакту колеса з основою L визначиться як:

$$L = r\alpha, \quad (2.1)$$

де r – радіус колеса, м; α – кут взаємодії колеса з основою, рад.

Визначимо довжини зони буксування l_1 і зони зчеплення l_2 , а також координати точки розділення зон (т. A). Умовною межею розділення зон може бути лінія O_2A . Тоді величина зони буксування визначиться як

$$l_1 = r\alpha_1, \quad (2.2)$$

де α_1 – кут, при якому діє буксування, рад.

Довжина зони зчеплення дорівнює

$$l_2 = r\alpha_2, \quad (2.3)$$

або

$$l_2 = L - l_1, \quad (2.4)$$

де α_2 – кут, при якому відбувається зчеплення, рад.

Знайдемо кути α , α_1 , α_2 .

Кут α визначимо за теоремою косинусів із рівнобедреного трикутника OO_1B , попередньо визначивши основу $BO = \sqrt{2rH}$ із прямокутного трикутника OO_3B , з урахуванням, що $OO_1 = O_1B = r$, $OO_3 = H$, після перетворень отримаємо

$$\cos\alpha = \frac{r - H}{r},$$

звідки

$$\alpha = \arccos\left(\frac{r - H}{r}\right); \quad \alpha = \arccos\left(\frac{1 - H}{r}\right), \quad (2.5)$$

де H – глибина колії, м:

$$H = \frac{\sigma_0}{k} \left(\frac{1}{1 - \frac{p}{\sigma_0}} \right) \left(\frac{1 + \delta}{1 - \frac{\delta}{2}} \right) \operatorname{arcth} \frac{p}{\sigma_0}, \quad (2.6)$$

де σ_0 – межа міцності на одноосьове стискання, МПа; k – коефіцієнт об’ємного зминання, Н/м³; p – тиск рушія, МПа.

Кут α_1 визначимо з прямокутного трикутника O_1O_2A , враховуючи, що $OO' = O_1B = r$, $O_1O_2 = r_k$, отримаємо:

$$\alpha_1 = \arccos\left(\frac{r_k}{r}\right), \quad (2.7)$$

де r_k – радіус кочення, м – $r_k = r(1 - \delta)$, де δ – коефіцієнт буксування:

$$\delta = \frac{n_{kp} - n_{кх}}{n_{kp}}, \quad (2.8)$$

де n_{kp} – середнє значення сумарної частоти обертання ведучих коліс за дослід під навантаженням, об/хв; $n_{кх}$ – середнє значення сумарної частоти обертання ведучих коліс за дослід на холостому ході (на тому самому шляху), об/хв.

Перетворимо рівняння (2.7), підставивши значення r_k :

$$\alpha_1 = \arccos(1 - \delta). \quad (2.9)$$

Кут α_2 визначиться як

$$\alpha_2 = \alpha - \alpha_1. \quad (2.10)$$

За початок координат приймемо точку O . Параметричне рівняння кола в системі координат:

$$\begin{aligned} x &= r \sin \alpha \\ y &= r(1 - \cos \alpha) \end{aligned}$$

тоді для точки A (див. рис. 2.2), з урахуванням рівняння (2.9), координати x і y дорівнюють

$$\begin{aligned} x &= r \sin \alpha_1; \\ y &= r\delta. \end{aligned} \quad (2.11)$$

Аналізуючи отримані залежності, можна сказати наступне. Зі збільшенням радіуса колеса відбувається зменшення значення кутів контакту колеса з ґрунтом як при різних значеннях глибини колії H і одному й тому самому буксуванні

$\delta = const$ (див. рис. 2.3), так і при різних значеннях буксування δ і одній і тій самій глибині колії $H = const$.

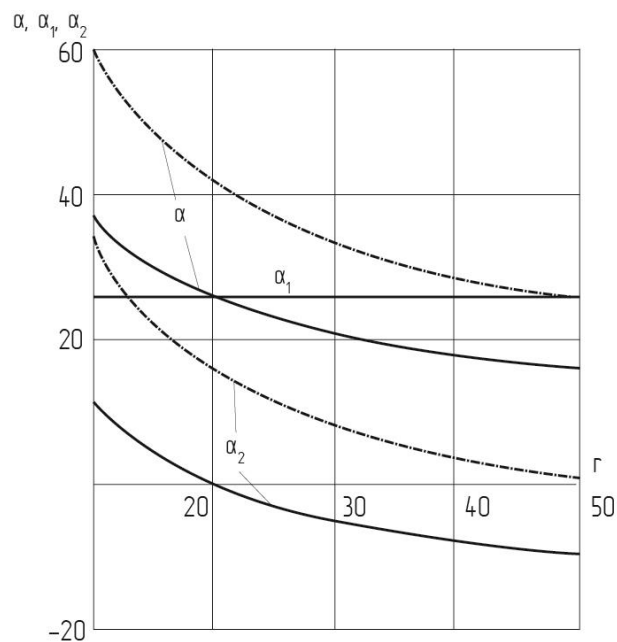


Рисунок 2.3 – Значення кутів контакту колеса з ґрунтом при $r = f(H)$ і $\delta = const$ ($\delta = 10\%$) при $H = 2$ см (1) та при $H = 5$ см (2)

Кут α_1 зростає зі збільшенням буксування і не залежить від навантаження на колесо (рис. 2.3). Величина кута α значною мірою залежить від навантаження на колесо, і зі збільшенням навантаження кут α зменшується. Кут α_2 змінюється як від зміни навантаження, так і від зміни режиму руху, тобто від буксування (див. рис. 2.3). Від'ємне значення кута α_2 говорить про те, що колесо буде працювати в режимі повного буксування. Тому для підвищення кута α_2 необхідно або підвищувати навантаження на колесо, або зменшувати буксування колеса застосуванням у його конструкції розпушувачів, які будуть виходити в кінці зони зчеплення, тим самим збільшуючи умовний кут зчеплення α_2 .

Зменшення кутів контакту колеса з ґрунтом при збільшенні радіуса колеса r , однак, призводить до збільшення величини зони контакту колеса з ґрунтом L і зони буксування l_1 . Збільшення навантаження на колесо p або зменшення буксування δ призводить до зменшення зони буксування, однак кожному колесу з радіусом r відповідає своє конкретне значення p і свій режим роботи (δ), що

забезпечують найкращі тягово-зчіпні якості. Тому на рис. 2.5 і 2.6 з'являються від'ємні значення зони зчеплення l_2 .

Координати точки A (див. рис. 2.2) змінюються залежно від умов роботи і конструктивних параметрів колеса. Зі збільшенням буксування δ при постійному радіусі колеса r , x змінюється не за прямолінійною залежністю, а зміна y має прямолінійний характер. Зі збільшенням радіуса колеса r при постійному буксуванні δ зміна координат точки A відбувається за прямолінійною залежністю. Тому при проектуванні колеса з висувними розпушувачами необхідно знати, в яких умовах працюватиме дане колесо. Так, для різного значення r і збільшення буксування δ відбувається зміщення значень координат точки A у більший бік, як і для різного значення буксування δ і збільшення радіуса колеса r .

Виходячи з конструктивних особливостей культиватора-підгортача КОН-2,8Б і режиму його роботи оптимальним радіусом колеса-розпушувача буде значення радіуса $r=16$ см, коефіцієнт буксування $\delta=0,1$, тоді $\alpha=32,46^\circ$, $\alpha_1=25,84^\circ$, $\alpha_2=6,62^\circ$, координати т. A дорівнюють: $x=6,97$ см, $y=1,6$ см.

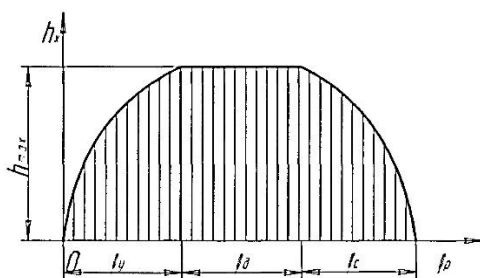
Для висування розпушувачів у точці A (див. рис. 2.2) у конструкції активного колеса-розпушувача використали кулачок. Геометричні параметри профілю такого кулачка розглянемо в наступному розділі.

2.2 Визначення геометричних параметрів профілю кулачка в активному колесі-розпушувачі

Підвищення тягово-зчіпних властивостей колеса можна досягти зменшенням буксування. Для цього необхідно підвищити зчеплення колеса з ґрунтом за допомогою розпушувачів, які будуть взаємодіяти з ґрунтом у зоні буксування α_1 (див. рис. 2.2), створюючи сили, що перешкоджають пробуксовуванню колеса. Для виконання даного процесу взаємодії розпушувача з ґрунтом найбільш раціональним буде використання в конструкції колеса кулачка, за допомогою якого можна забезпечити переміщення розпушувача за необхідним законом руху. Найбільше застосування знайшли кулачки, що

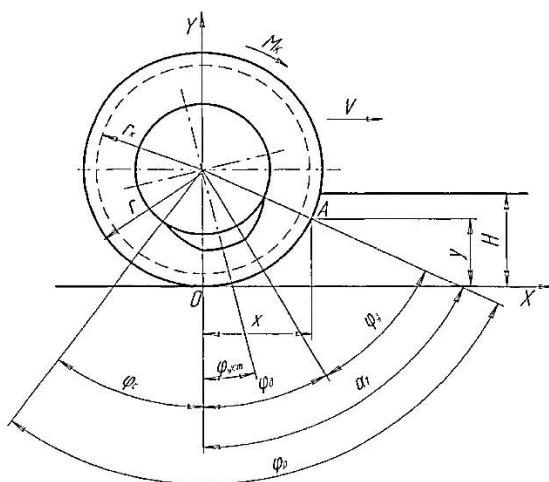
$$h_x = h_{max}(10k^3 - 15k^4 + 6k^5), \quad (2.12)$$

де h_x – переміщення розпушувача, м (див. рис. 2.4); h_{max} – максимальний вихід розпушувача, м; k – безрозмірний параметр, значення якого для фази видалення знаходяться в межах $0 < k_v < 1$.



Робочий кут φ_p (див. рис. 2.5), при якому відбувається взаємодія розпушувача з ґрунтом, визначиться як

де φ_y – кут, при якому відбувається переміщення розпушувача в ґрунт; φ_1 – кут, при якому розпушувач взаємодіє з ґрунтом висотою h_{max} ; φ_2 – кут, при якому відбувається переміщення розпушувача з ґрунту



35

Для забезпечення зчіпних властивостей колеса необхідно, щоб розпушувачі починали взаємодіяти з ґрунтом у т. А (див. рис. 2.5), тому приймаємо

$$\varphi_y = \varphi_c = \varphi_o = \frac{\alpha_1}{2}, \quad (2.14)$$

тоді робочий кут визначиться як

$$\varphi_p = \frac{\alpha_1}{2} + \frac{\alpha_1}{2} + \frac{\alpha_1}{2} = 1,5\alpha_1, \quad (2.15)$$

За допомогою установочного кута кулачка $\varphi_{уст}$ (див. рис. 2.10) здійснюється налаштування кулачка відносно вертикальної площини колеса, його значення визначається з рівняння

$$\varphi_{уст} = \frac{\varphi_o}{2} = \frac{\alpha_1}{4}. \quad (2.16)$$

Функція h_x переміщення розпушувача залежно від φ_p має наступний вигляд

$$h_x(\varphi_p) = \begin{cases} h_{max}(10k_p^3 - 15k_p^4 + 6k_p^5) \text{ при } k_p \leq \frac{\varphi_y}{\varphi_p}; \\ h_{max} \text{ при } \frac{\varphi_y}{\varphi_p} < k_p \leq \frac{\varphi_y + \varphi_o}{\varphi_p}; \\ h_{max} - h_{max}(10k_p^3 - 15k_p^4 + 6k_p^5) \text{ при } k_p > \frac{\varphi_y + \varphi_o}{\varphi_p}, \end{cases} \quad (2.17)$$

де k_p – безрозмірний параметр, значення якого визначається за наступною формулою

$$k_p = \frac{\varphi_{li}}{\varphi_p}, \quad (2.18)$$

де φ_i – деяке значення робочого кута при повороті колеса.

За допомогою рівнянь (2.13), (2.14), (2.15) і (2.16) для колеса з радіусом $r = 16$ см, $\alpha_2 = 30,7^\circ$, визначаємо, що $\varphi_y = \varphi_c = \varphi_o = 15,35^\circ$, $\varphi_p = 46,05^\circ$, а $\varphi = 7,67^\circ$.

Координати профілю кулачка визначаються з використанням ПК, застосовуючи функцію h_x переміщення розпушувача від φ (2.17), аналітично, за відомими методиками [1, 9].

Для зменшення бокового зусилля F_{zc} , що зсуває колісний хід убік, і нарізання випереджальної тріщини перед підгортачем, у конструкції активного колеса-розпушувача використали дисковий ніж, геометричні параметри якого розглянемо в наступному розділі.

2.3 Визначення параметрів дискового ножа

Бокові зусилля F_{zc} , що зсувають колісний хід убік, передаються ґрунту боковими площинами дискового ножа, зануреними в ґрунт. Ці площини, якщо дисковий ніж занурюється в ґрунт на всю свою висоту h_d , являють собою сегменти abc (рис. 2.6) і повинні за своїм розміром бути достатніми, щоб реакція ґрунту повністю врівноважила зсувну силу F_{zc} .

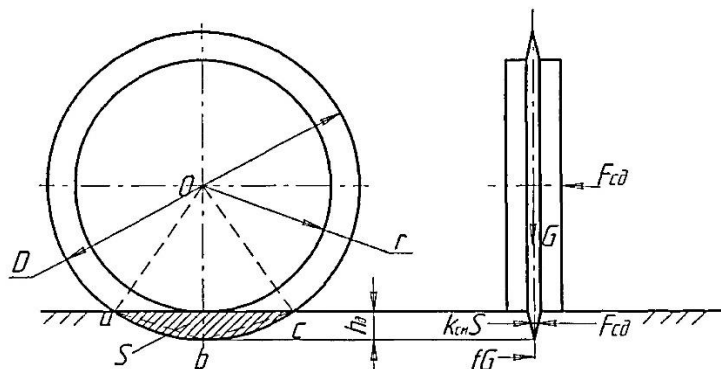


Рисунок 2.6 – Схема для розрахунку дискового ножа

Це можливо у випадку, коли напруження зминання ґрунту не перевищує допустимого. Нехай допустиме напруження зминання $-k_{zm}$ кг/см², а площа опорного сегмента – S .

У такому випадку зсувне зусилля буде врівноважене опором ґрунту зминанню $k_{zm}S$ і силою тертя, що виникає між опорною частиною поверхні дискового ножа та ґрунтом. Ця сила пропорційна вертикальному навантаженню G , що припадає на колесо, тобто дорівнює fG .

Таким чином

$$F_{3M} = fG + k_{3M} S. \quad (2.19)$$

Площу опорного сегмента дискового ножа з достатньою точністю можна визначити як площу трикутника з основою $ac = b$ і висотою h_o (рис. 2.6), тобто $S = bh_o / 2$, де $b / 2$, як півхорда, є середнім геометричним між відрізками вертикального діаметра $D = 2(r + h_o)$ кола, які відсікає хорда ab , тобто $(b / 2)^2 = 2(r + h_o)h_o$ і, відповідно,

$$\frac{b}{2} = \sqrt{2rh_o \left(1 + \frac{h_o}{r}\right)}, \quad (2.20)$$

нехтуючи невеликим дробом h_o / r , наближено отримаємо для $b / 2$ більш простий вираз $\frac{b}{2} \approx \sqrt{2rh_o}$, і, відповідно,

$$S = \frac{bh_o}{2} = h_o \sqrt{2rh_o}. \quad (2.21)$$

Підставляючи значення S у формулу (2.19), отримаємо

$$F_{3c} = fG + k_{3c} h_o \sqrt{2rh_o}. \quad (2.22)$$

Звідси висота дискового ножа для одного колеса радіусом r буде:

$$h_o = \sqrt[3]{\frac{(F_{3c} - fG)^2}{rk_{3c}^2}}. \quad (2.23)$$

Для сільськогосподарської машини з n колесами одного розміру опорна площа складається з n сегментів і буде дорівнювати nS ; відповідно, $nk_{3c} h_o \sqrt{2rh_o} = F_{3c} - fG$, звідси

$$h_o = \sqrt[3]{\frac{(F_{3c} - fG)^2}{2n^2 rk_{3c}^2}}. \quad (2.24)$$

де G – навантаження на всі колеса.

Величина допустимого напруження зминання ґрунту $k_{3c} = 2,5 \dots 5,0$ кг/см², $f = 0,5$ [1]. Для культиватора КОН-2,8 з п'ятьма активними колесами-розпушувачами радіусом $r = 16$ см висота дискового ножа $h_o = 5$ см.

Роботу активного колеса-розпушувача культиваторного агрегату розглянемо в наступному розділі.

2.4 Аналіз руху активного колеса-розпушувача

Розглянемо роботу активного колеса-розпушувача з жорстким ободом 1, висувними розпушувачами 2 і плоским дисковим ножом 3, що рухається по ґрунту.

При русі колеса на нього діють наступні сили та моменти: ведучий момент M_k , прикладений до його осі; реактивна сила F_m , що являє собою опір, який чинить остов машини колесу, що штовхає її; вертикальне навантаження на колесо G ; реактивні сили, що діють з боку ґрунту на колесо, представлені рівнодієюю R_1 , яка прикладена в точці A опорної поверхні колеса; сили опору, що діють з боку ґрунту на плоский дисковий ніж, представлені рівнодієюю R_2 , яка прикладена приблизно посередині робочої дуги леза ножа [7]; дотична сила тяги колеса, необхідна для подолання зсуву ґрунту $F_{кзс}$; дотична сила тяги колеса, що виникає при зрізі ґрунтових цеглин боковими сторонами розпушувачів F .

Визначимо дотичну силу тяги активного колеса-розпушувача.

При усталеному режимі дотична сила F_k тяги колеса-розпушувача дорівнює сумі тангенціальних реакцій ґрунту, спрямованих у бік руху.

У цьому випадку процес взаємодії такого колеса з ґрунтом відрізняється від кочення ведучого жорсткого колеса. При взаємодії ведучого колеса з ґрунтом діють сили тертя між опорною поверхнею ободу, дискового ножа та ґрунтом; сили, що виникають при упорі розпушувачів у ґрунт; сили, що виникають при зрізі ґрунтової цеглини боковими сторонами розпушувачів і дисковим ножом.

При русі активного колеса-розпушувача його розпушувачі почнуть поступово висуватися, досягнувши кута α_1 , а також – зсувати і зрізати ґрунт у напрямку, зворотному руху. У свою чергу дисковий ніж буде різати пласт ґрунту у вертикальному напрямку, також зсуваючи ґрунт у напрямку, зворотному руху. Упор дискового ножа і розпушувачів у ґрунт, зсув і зріз ґрунтових цеглин,

затиснених між розпушувачами, можливі лише при повному використанні сил тертя, тобто коли має місце пробуксовування колеса.

Теоретично передача ведучого моменту обов'язково повинна супроводжуватися буксуванням, у результаті чого вісь колеса ніби переміщується на відповідну відстань назад. У цьому головним чином полягає фізична сутність буксування ведучих коліс на деформованій поверхні і причина зниження їх поступальної швидкості [1, 8].

Із сказаного вище випливає, що зчеплення опорної поверхні активного колеса-розпушувача з ґрунтом відбувається за рахунок сил тертя, що виникають між ободом, дисковим ножом і ґрунтом, і сили зсуву дисковим ножом, а також зсуву і зрізу розпушувачами ґрунтових цеглин.

При усталеному русі колеса ($V = const$) зсув і зріз ґрунтових цеглин відбувається в основному в періоди виходу останнього розпушувача опорної поверхні колеса з ґрунту. У цей момент навантаження від розпушувача, що вийшов із зачеплення, перерозподіляється на інші, що перебувають у зачепленні. Усі розпушувачі зсувають і зрізають ґрунт на однакову величину Δ_1 , причому перший зсуває ґрунт на Δ_1 , другий на $\Delta_1 + \Delta_1 = 2\Delta_1$, третій на $\Delta_1 + \Delta_1 + \Delta_1 = 3\Delta_1$ і т. д.

Оскільки перший розпушувач пройде всі стадії зачеплення від входу в ґрунт до виходу з нього, найбільший зсув і зріз ґрунту при виході його із зачеплення дорівнює $\Delta_{max} = n\Delta_1$; (тут n – число розпушувачів у зачепленні опорної поверхні колеса з ґрунтом).

З іншого боку, найбільший зсув і зріз ґрунту можна представити як добуток коефіцієнта буксування δ на довжину l_z , тобто $\Delta_{max} = \delta l_z$.

Дослідження [5] показали, що розподіл деформації зсуву і зрізу ґрунтових цеглин у контакті опорної поверхні колеса з ґрунтом можна представити у вигляді трикутника.

Напруження зсуву τ_{zc} , що виникають у ґрунті при впливі на нього розпушувачами, зростають і при Δ_0 досягають максимуму τ_n [1], після чого вони

зменшуються і при повному зрізі ґрунтової цеглини досягають постійного значення τ_{zc} . У той же час напруження τ_{zp} , що виникає при зрізі ґрунтової цеглини боковими сторонами розпушувачів висотою h_k , у першому наближенні можна вважати таким, що не залежить від деформації.

Як зазначалося вище, плоский диск, розташований посередині ширини обода колеса, використовується як дисковий ніж для відрізання пласта у вертикальній площині, а також як реборда, що сприяє врівноваженню зсувної сили F_{zc} . На ніж діють сили опору ґрунту зминанню лезом і сили тертя ґрунту об його бокові поверхні. Досліди, проведені в роботі [7], показали, що вплив сил тертя відносно невеликий. Оскільки дисковий ніж – симетричний робочий орган, дія елементарних сил опору ґрунту може бути зведена до однієї рівнодійної, прикладеної приблизно посередині робочої дуги леза ножа і такої, що проходить через вісь його обертання. Складова R_{2x} цієї сили являє собою тяговий опір ножа. Інша складова R_{2y} прагне виштовхнути ніж із ґрунту. Досліди показали, що встановлення дискових ножів перед кожним корпусом плуга не лише знижує його тяговий опір на 3,8...6,5%, але й значно покращує оборот пласта, загортання рослинної маси та стійкість ходу, тому деякі зарубіжні фірми оснащують дисковим ножом кожен корпус плуга [8].

Таким чином, дотична сила тяги активного колеса-розпушувача, обладнаного розпушувачами і дисковим ножом, дорівнює сумі сил тертя і реакцій зсуву та зрізу на кожному розпушувачі, а також на дисковому ножі.

Залежність напруження зсуву від деформації добре пояснює формула, запропонована В. В. Кацигінім [11]:

$$\tau = f_{ck} p \left(1 + \frac{f_{np}}{ch \frac{\Delta}{k_r}} \right), \quad (2.25)$$

де f_{np} – приведений коефіцієнт тертя:

$$f_{np} = 2,55 \left(\frac{f_n - f_{ck}}{f_{ck}} \right)^{0,825}, \quad (2.26)$$

де f_n – коефіцієнт тертя спокою; f_{ck} – коефіцієнт тертя ковзання; k_r – коефіцієнт деформації, м:

$$k_r = \frac{\Delta_0}{\operatorname{arccch} \left(\frac{1 + \sqrt{1 + f_{np}^2}}{2f_{np}} \right)}, \quad (2.27)$$

де Δ_0 – критична деформація, м.

Для мінеральних ґрунтів нормальної вологості [11]

$$k_r = 0,4l, \quad (2.28)$$

де l – відстань між розпушувачами колеса, м.

Для пластичних ґрунтів (крива 2, рис. 2.15), коли $f_n = f_{ck}$ і $f_{np} = 0$, формула (2.25) має вигляд [11]:

$$\tau = f_{ck} p t h \frac{\Delta}{k_\tau}. \quad (2.29)$$

РОЗДІЛ 3 ТЯГОВИЙ БАЛАНС ТА БАЛАНС ПОТУЖНОСТІ КУЛЬТИВАТОРНОГО АГРЕГАТУ

3.1 Тяговий баланс культиваторного агрегату з активними колесами-розпушувачами

Загальне рівняння тягового балансу колісного трактора має наступний вигляд [10]

$$F_{\kappa}^{mp} = F_{\text{зак}} + F_f \pm F_j \pm F_{\omega} \pm F_i, \quad (3.1)$$

де F_{κ}^{mp} – дотична сила тяги трактора, Н; $F_{\text{зак}}$ – тяговий опір, створюваний машиною, що працює в агрегаті з трактором, Н; F_f – сила опору коченню, Н; F_j – сила інерції поступально рухомих мас (прикладена в центрі мас), Н; F_{ω} – сила опору повітря (прикладена в центрі парусності), Н; F_i – сила опору при русі трактора на підйомі або при спуску, Н.

Розглянемо режим руху агрегату по полю, що характеризується наступними особливостями: швидкість 5...12 км/год; опір повітря малий і ним можна знехтувати – $F_{\omega} = 0$; культиваторний агрегат рухається без значних змін швидкості, тому інерційними силами також можна знехтувати – $F_j = 0$; ухил поля незначний, тому можна прийняти $F_i = 0$.

З урахуванням цих особливостей рівняння тягового балансу набуде наступного вигляду:

$$F_{\kappa}^{mp} = F_{\text{зак}} + F_f. \quad (3.2)$$

Максимальна дотична сила тяги за двигуном F_{κ} [5] дорівнює:

$$F_{\kappa} = \frac{2M_{\kappa}i_{mp}\eta_{mp}}{r_{\kappa}}, \quad (3.3)$$

де M_{κ} – максимальний крутний момент двигуна, Н·м; i_{mp} та η_{mp} – передаточне число і ККД силової передачі; r_{κ} – радіус кочення колеса, м.

Тяговий опір, створюваний машиною, що працює в агрегаті з трактором, $F_{\text{зак}}$, визначається за формулою В.П. Горячкіна:

$$F_{\text{зак}} = G_{\text{м}} f_{\text{м}} + k_{\text{м}} b_2 a n + \varepsilon a b_2 n V^2, \quad (3.4)$$

де $G_{\text{м}}$ – вага сільськогосподарської машини, Н; $f_{\text{м}}$ – коефіцієнт перекочування опорних коліс сільськогосподарської машини; $k_{\text{м}}$ – питомий опір пасивних робочих органів у ґрунті, Н/м (максимальний питомий опір для культиватора-підгортача становить $k_{\text{м}} = 2500$ Н/м); b_2 – ширина захвату пасивного робочого органу сільськогосподарської машини, м; a – глибина обробітку робочими органами, м; n – кількість робочих органів; ε – коефіцієнт, що враховує енергію на відкидання пласта, залежний від форми відвала і властивостей ґрунту, кг·с²/м⁴; V — швидкість руху агрегату, м/с.

За даними В.П. Горячкіна, величина $\varepsilon a b_2 n V^2$ залежить від величини $k_{\text{м}} b_2 a n$ і становить

$$\varepsilon a b_2 n V^2 = (0,05 \dots 0,1) k_{\text{м}} b_2 a n. \quad (3.5)$$

При максимальному значенні $\varepsilon a b_2 n V^2$ формула (3.4) може бути представлена в наступному вигляді

$$F_{\text{зак}} = G_{\text{м}} f_{\text{м}} + 1,1 k_{\text{м}} b_2 a n. \quad (3.6)$$

Сила опору коченню визначається за наступною формулою:

$$F_{\text{ф}} = G_{\text{тр}} f_{\text{тр}}, \quad (3.7)$$

де $G_{\text{тр}}$ – вага трактора, Н; $f_{\text{тр}}$ – коефіцієнт перекочування коліс трактора.

Підставляючи в рівняння (3.2) значення його складових (3.6) і (3.7), отримаємо наступний вигляд рівняння тягового балансу культиваторного агрегату без активних коліс-розпушувачів

$$F_{\text{к}}^{\text{mp}} = G_{\text{м}} f_{\text{м}} + 1,1 k_{\text{м}} b_2 a n + G_{\text{тр}} f_{\text{тр}}. \quad (3.8)$$

Складемо рівняння тягового балансу для культиваторного агрегату з активними колесами-розпушувачами. Для цього розпишемо складові рівняння (3.2) відносно даного культиваторного агрегату.

Дотична сила тяги культиваторного агрегату з активними колесами-розпушувачами буде дорівнювати

$$F_{\text{к}}^{\text{а}} = F_{\text{к}}^{\text{mp}} + F_{\text{к}}^{\text{кп}} n_{\text{к}}, \quad (3.9)$$

де F_{κ}^{kp} – дотична сила тяги колеса-розпушувача, Н; n_{κ} – кількість активних коліс-розпушувачів.

Тяговий опір, створюваний машиною з активними колесами-розпушувачами, що працює в агрегаті з трактором, $F_{\text{зак}}$, відповідно до формули (3.6) для даного агрегату визначиться як

$$F_{\text{зак}} = G_{\text{м}} f_{\text{м}} + 1,1 k_{\text{м1}} b_2 a n, \quad (3.10)$$

де $k_{\text{м1}}$ – питомий опір пасивних робочих органів у ґрунті після проходу коліс-розпушувачів у ґрунті, Н/м.

З урахуванням формул (3.7), (3.9) і (3.10), рівняння тягового балансу культиваторного агрегату з активними колесами-розпушувачами матиме наступний вигляд

$$F_{\kappa}^{mp} = G_{\text{м}} f_{\text{м}} + 1,1 k_{\text{м1}} b_2 a n + G_{\text{мп}} f_{\text{мп}} - F_{\kappa}^{kp} n_{\kappa}. \quad (3.11)$$

Аналізуючи формули (3.8) і (3.11), можна сказати, що витрати дотичної сили трактора в культиваторному агрегаті з активними колесами-розпушувачами менші, ніж у культиваторному агрегаті без активних коліс-розпушувачів, на величину дотичної сили активних коліс-розпушувачів $F_{\kappa}^{kp} n_{\kappa}$ і питомого опору пасивних робочих органів у ґрунті після проходу активних коліс-розпушувачів у ґрунті $k_{\text{м1}}$.

3.2 Потужнісний баланс культиваторного агрегату з активними колесами-розпушувачами

Загальні витрати потужності, необхідні для роботи агрегату з активними колесами-розпушувачами при усталеному русі та на рівній поверхні поля, визначають за формулою

$$N_e = N_{\text{веп}} + N_{\text{зак}} + N_{\text{мп}} + N_f + N_{\delta} + N_{\text{превп}}, \quad (3.12)$$

де N_e – потужність, що розвивається тракторним двигуном, кВт; $N_{\text{веп}}$ – потужність, що відбирається від ВВП трактора, кВт; $N_{\text{зак}}$ – потужність на гаку трактора, кВт; $N_{\text{мп}}$ – втрати потужності в трансмісії трактора, кВт; N_f – втрати

потужності на самопересування агрегату, кВт; N_{δ} – втрати потужності на буксування рушіїв, кВт; $N_{прввп}$ – втрати потужності в приводі ВВП, кВт.

Потужність, що відбирається через ВВП трактора для приводу активних коліс-розпушувачів, дорівнює

$$N_{ввп} = \frac{N_{обр} + N_{підшт}}{\eta_n}, \quad (3.13)$$

де $N_{обр}$ – потужність, необхідна для обробітки ґрунту, кВт; $N_{підшт}$ – потужність підштовхування, кВт; η_n – ККД приводу активних коліс-розпушувачів.

Потужність, необхідна для обробітки ґрунту, визначається наступним чином

$$N_{обр} = \frac{M_{ввп} \omega_{ввп}}{9554}, \quad (3.14)$$

де $M_{ввп}$ – крутний момент на ВВП, Н·м; $\omega_{ввп}$ – кутова швидкість ВВП, хв⁻¹.

Потужність підштовхування дорівнює

$$N_{підшт} = n_k F_{кр} V \cdot 10^{-3}, \quad (3.15)$$

де n_k – кількість активних коліс-розпушувачів; $F_{кр}$ – дотична сила тяги колеса-розпушувача, Н; V – дійсна швидкість агрегату, м/с.

Дійсна швидкість агрегату визначається за формулою

$$V = 2\pi r \frac{n_{\delta}}{i_{mp}} (1 - \delta), \text{ м/с}, \quad (3.16)$$

де n_{δ} – частота обертання двигуна, с⁻¹; i_{mp} – передаточне число силової передачі; δ – буксування рушіїв трактора, що відповідає заданому тяговому зусиллю $F'_{зак} = F_{зак} - n_k F_k^{кр}$, де $F_{зак}$ – тягове зусилля, що відповідає максимальній гаковій потужності, Н.

Потужність на гаку трактора:

$$N_{зак} = F'_{зак} V \cdot 10^{-3}. \quad (3.17)$$

Втрати потужності в трансмісії трактора:

$$N_{mp} = \frac{N_{\kappa}(1 - \eta_{mp})}{\eta_{mp}}. \quad (3.18)$$

де N_{κ} – потужність на ведучих колесах трактора, кВт; η_{mp} – ККД трансмісії трактора.

Потужність на ведучих колесах трактора і колесах-розпушувачах визначається за формулою

$$N_{\kappa} = (F_{\kappa}^{mp} + F_{\kappa}^{kp} n_{\kappa}) V \cdot 10^{-3}. \quad (3.19)$$

Втрати потужності на самопересування агрегату

$$N_f = \frac{(G_{mp} + G_m) f V}{1000}. \quad (3.20)$$

де G_{mp} – вага трактора, Н; G_m – вага сільськогосподарської машини, Н; f – коефіцієнт опору коченню.

Втрати потужності на буксування агрегату

$$N_{\delta} = N_{\kappa} \delta. \quad (3.21)$$

Втрати потужності в приводі ВВП

$$N_{првп} = N_{вп} (1 - \eta_{вп}), \quad (3.22)$$

де $\eta_{вп}$ – ККД приводу до ВВП трактора.

Коефіцієнт корисної дії агрегату з робочими органами-рушіями дорівнює відношенню потужності, витраченої на агротехнічно корисну роботу, до всієї витраченої потужності. Для визначення ККД агрегату необхідно визначити категорії «корисних» і «шкідливих» опорів. Так, реакція ґрунту пасивним робочим органам є «шкідливим» опором. При роботі агрегату з активними колесами-розпушувачами опір ґрунту створює підштовхувальне зусилля, спрямоване за ходом руху трактора і, відповідно, буде «корисним». Потужність, що необхідна для обробітку ґрунту, є корисною. При відсутності пасивних робочих органів така потужність не належить до корисної.

Отже, ККД агрегату дорівнює

$$\eta_a = \frac{N_{обр} + N_{зак}}{N_e}. \quad (3.23)$$

Тяговий ККД трактора визначається за формулою

$$\eta_m = \frac{N_{\text{зак}}}{N_e - (N_{\text{првп}} + N_{\text{всп}})} \quad (3.24)$$

Застосування двопотокового розподілу потужності дозволяє значно підвищити коефіцієнт завантаження двигуна та збільшити ККД машинно-тракторного агрегату.

3.3 Результати тягового розрахунку агрегату з активними колесами-розпушувачами

Використовуючи формули, що наведені в підрозділах 3.2 та 3.3, отримані тягові показники агрегату Т-25А+КОН-2,8 з активними колесами-розпушувачами (табл. 3.1).

Таблиця 3.1 – Результати тягово розрахунку агрегату Т-25А+КОН-2,8 з активними колесами-розпушувачами

Показник	Передача трактора					
	1	2	3	1	2	3
Швидкість руху, км/год	5,5	6,6	6,7	5,5	6,8	7,3
Сила опору машини, кН	7,45	6,76	5,48	5	5,13	5,32
Тягова потужність, кВт	11,1	12,3	10,1	7,6	9,7	11
Буксування трактору, %	5	5,6	6	3,2	3,8	4,3
Потужність, що витрачається на буксування, кВт	0,7	0,92	0,88	0,3	0,52	0,65
Потужність, що витрачається на самопересування, кВт	2,9	3,3	3,6	2,9	3,4	3,7
Потужність на ВВП, кВт	14,7	16,5	14,6	10,8	13,6	15,3

Продовження табл. 3.1

Ефективна потужність двигуна, що використовується, кВт	16,02	18	15,9	11,8	14,8	16,7
Частота обертання колінчастого валу двигуна, об/хв	1827	1781	1563	1830	1815	1676
Кефіцієнт використання потужності, %	90,8	97,8		64,7	80,4	-
Питомі енерговитрати на фізичну одиницю напрацювання, кВт·год/га	31,4	29,03	25,2	23,1	23,1	24,2
Питомий опір, Н/см ²	6,5	6,42	5,25	6,19	6,27	6,55
Витрата палива, кг/га	4,2	4,65	3,9	3,51	4,08	4,1
Питома витрата палива, кг/га	8,2	7,5	6,2	6,9	6,4	5,94
Питома тягова витрата палива, кг/кВт·год	0,38	0,38	0,39	0,46	0,42	0,37
Продуктивність, га/год	1,02	1,24	1,26	1,02	1,28	1,38
Глибина обробітку, см	10	10,2	10,3	8,7	8,6	8,8

Повне уявлення про потужнісні та інші показники трактора дає тягова характеристика. За своїми можливостями вона універсальна. Тягова характеристика лежить в основі розрахунку машинно-тракторних агрегатів, за її допомогою оцінюють динамічні та паливно-економічні показники трактора, а також придатність його використання в конкретних ґрунтово-кліматичних умовах різних зон країни.

На графіках (рис. 3.1) представлена неповна тягова характеристика культиваторного агрегату з активними колесами-розпушувачами. Криві тягової характеристики (рис. 3.1) виражають залежність на кожній передачі трактора його поступальної швидкості, тягової потужності, годинної витрати палива,

питомої тягової витрати палива і буксування від сили тяги на гаку, що змінюється від нуля (холостий хід трактора) до максимального значення. Тягова потужність трактора на даній передачі у міру збільшення навантаження на гаку до певної межі зростає. Досягнувши максимального значення, вона зі збільшенням тягового зусилля падає. Максимальне значення тягової потужності культиваторного агрегату з активними колесами-розпушувачами при переході на вищі швидкості руху зменшується, оскільки зчеплення рушіїв було достатнім для реалізації повної потужності двигуна. На графіку (рис. 3.1) максимальне значення тягової потужності становить 11,0 кВт (третя передача).

На тяговій характеристиці для кожної передачі є дві зони: перша (до перегину кривої потужності) відображає роботу двигуна на регуляторі, друга (після точки перегину) – на безрегуляторній гілці, відповідає перевантаженню двигуна. Перевантаження двигуна культиваторного агрегату з активними колесами-розпушувачами настає при збільшенні навантаження на гаку (тягового зусилля) вище 5,3 кН (третя передача). При збільшенні тягового зусилля зростає також буксування агрегату. З підвищенням швидкості руху буксування зменшується. Найбільше буксування відзначається на нижчих швидкостях руху в зоні перевантажень двигуна. Таке буксування у культиваторного агрегату з активними колесами-розпушувачами було б при гаковому зусиллі 5,48 кН, швидкості руху 6,7 км/год і становило 6%.

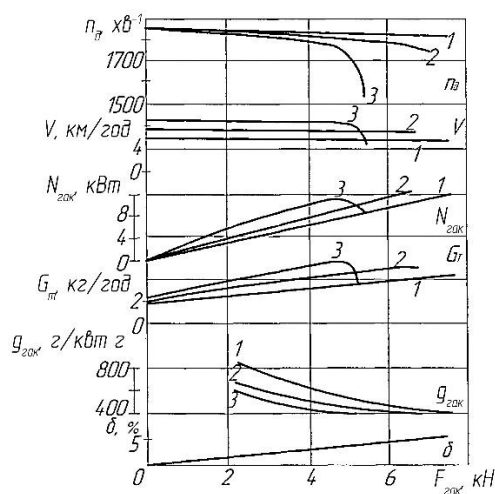


Рисунок 3.1 – Тягова характеристика культиваторного агрегату з активними колесами-розпушувачами.

Годинна витрата зростає по мірі збільшення навантаження на гаку. У точці, що відповідає максимальній тяговій потужності, вона досягає максимального значення. Потім годинна витрата палива при режимі перевантаження падає у зв'язку з тим, що кількість робочих циклів у двигуні зменшується через зниження числа обертів двигуна. Годинна витрата палива має максимальне значення, яке становить 4,08 кг/год (третя передача). Питома тягова витрата палива зі збільшенням навантаження зменшується і стає мінімальною в точці максимальної гакової потужності. При навантаженні двигуна культиваторного агрегату з активними колесами-розпушувачами питома тягова витрата палива зростає. Мінімальна питома тягова витрата палива становить 0,37 кг/кВт·год (третя передача).

На графіках (рис. 3.2) показано теоретичний баланс потужності культиваторного агрегату з активними колесами-розпушувачами. Теоретичні криві отримані за умови, що коефіцієнт опору коченню прийнятий рівним 0,10.

У довідниках наводяться дані щодо коефіцієнта опору коченню лише для гусеничних і пневматичних рушіїв. Запропонований агрегат поєднує в собі ознаки цих двох рушіїв, оскільки при русі культиваторного агрегату з активними колесами-розпушувачами розпушувачі коліс-розпушувачів виконують також роль ґрунтозачепів, а ведуче колесо одночасно служить опорним колесом. Таким чином, агрегат перекочується як на пневматичній шині, так і на колесах-розпушувачах. Потужність на самопересування становить 10...30% ефективної потужності.

Аналізуючи графіки (рис. 3.2), видно, що втрати потужності в трансмісії, а також гакова й ефективна потужності зростають по мірі збільшення навантаження на гаку – лінійно, доти, доки двигун працює в режимі, що відповідає його нормальній роботі (регуляторна гілка). При перевантаженні двигуна агрегату з активними колесами-розпушувачами (рис. 3.2) складові балансу потужності зменшуються, крім потужності на буксування, яка зростає в зоні перевантажень. Втрати потужності на самопересування культиваторного агрегату з активними колесами-розпушувачами зменшуються зі збільшенням

гакового зусилля, оскільки при цьому зростає буксування, а отже, зменшується поступальна швидкість руху енергозасобу. Потужність двигуна на холостому ходу культиваторного агрегату з активними колесами-розпушувачами витрачається на втрати в силовій передачі та на кочення трактора, що наочно представлено на графіках рис. 3.2.

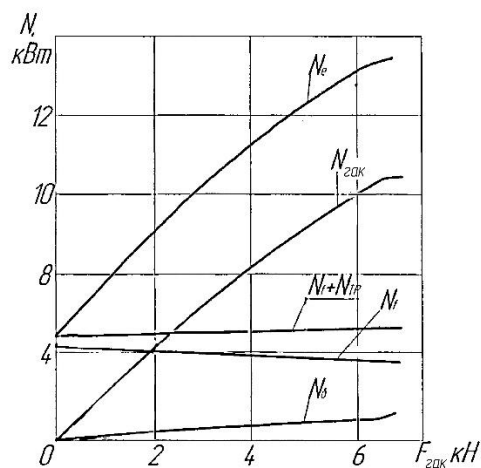


Рисунок 3.2 – Теоретичний баланс потужності агрегату з активними колесами-розпушувачами (друга передача)

РОЗДІЛ 4 ОЦІНКА ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Розрахунок показників економічної ефективності культиватора КОН-2,8К з активними колесами-розпушувачами проводили згідно з ДСТУ 23728-88, «Техніка сільськогосподарська. Методи економічної оцінки нової техніки та основних положень» та ДСТУ 23730-88 «Методики визначення економічної ефективності технологій і сільськогосподарської техніки».

В основу розрахунку закладені дані теоретичних розрахунків та нормативно-довідкові матеріали [13].

На основі техніко-економічних даних нового та еталонного знаряддя були визначені наступні показники економічної ефективності.

Річний економічний ефект від впровадження нових машин з урахуванням зміни кількості та якості отримуваної продукції і витрати основних матеріалів визначали за формулою

$$E = (B_n^i - B_n^H) Q_p, \quad (4.1)$$

де B_n^i і B_n^H – приведені витрати одиниці роботи відповідно існуючої та нової машин, грн/га; Q_p – річний обсяг роботи, га.

Приведені витрати одиниці роботи для існуючої та нової машин визначали за формулою:

$$B_n = eK + B_e, \quad (4.2)$$

де e – нормативний коефіцієнт ефективності капіталовкладень (прийнятий рівним 0,15); K – капіталовкладення в грн. на одиницю наробітку; B_e – прямі експлуатаційні витрати на одиницю роботи, грн/га.

Капіталовкладення на одиницю наробітку розраховували за формулою:

$$K = \frac{B}{T_3 W_z}, \quad (4.3)$$

де B – балансова ціна існуючої або базової машини, визначається множенням оптових цін на коефіцієнт, що враховує торгіву націнку і витрати господарства на складання (для машин, що потребують складання, коефіцієнт прийнятий

рівним 1,2); T_3 – зональне річне завантаження машини, год (для існуючого і нового агрегату було прийнято 280 год, для трактора – 1000 год [5]); W_z – годинна продуктивність машини, га/год (береться з даних, виходячи з оптимального режиму роботи агрегату):

$$W_z^i = 1,14 \text{ га/год}; W_z^H = 1,54 \text{ га/год}.$$

Балансова ціна існуючої машини (КОН-2,8Б) дорівнює:

$$B^i = 20798 \cdot 1,2 = 24957,6 \text{ грн.}$$

Балансову ціну машини з активними колесами-розпушувачами визначили за балансовою ціною існуючої машини (порівнюючи їх маси):

$$B^H = B^i \frac{G^H}{G^i}, \text{ грн.} \quad (4.4)$$

де G^H – приведена маса нового агрегату, кг; G^i – приведена маса існуючого агрегату, кг:

$$B^H = 24957,6 \frac{770}{650} = 29565,2 \text{ грн.}$$

Капіталовкладення на одиницю наробітку відповідно для існуючого та нового агрегату за формулою (4.3) дорівнюють:

$$K^i = \frac{24957,6}{280 \cdot 1,14} = 78,19 \text{ грн/га},$$

$$K^H = \frac{29565,2}{280 \cdot 1,54} = 68,56 \text{ грн/га}.$$

Прямі експлуатаційні витрати на одиницю роботи визначали за формулою:

$$B_e = Z + A_m + A_a + B_p + B_{пто} + C_{пмм} + B_n, \quad (4.5)$$

де Z – заробітна плата обслуговуючого персоналу, грн; A_m , A_a – витрати на реновацію відповідно для трактора й агрегату; B_p – витрати на капітальний і поточний ремонт та планово-технічне обслуговування для трактора; $B_{пто}$ – витрати на поточний ремонт і планово-технічне обслуговування агрегату; $C_{пмм}$ – вартість паливно-мастильних матеріалів, грн; B_n – накладні витрати, грн.

Заробітну плату обслуговуючому персоналу підраховували за формулою:

$$З = \frac{\sum n_i z_i}{W_z}, \quad (4.6)$$

де n_i – кількість робітників i -ї кваліфікації, зайнятих на машині; z_i – годинна ставка зарплати для кожного тарифного розряду, грн/год – для трактористів класу до 14 кН (перша група тракторів) і механізаторів п'ятого розряду (3-тя група з оплати праці) годинна ставка з оплати праці становить 56 грн/год.

Заробітна плата буде дорівнювати

$$З^i = \frac{56}{1,14} = 49,12 \text{ грн/га};$$

$$З^H = \frac{56}{1,54} = 36,36 \text{ грн/га}.$$

Витрати на реновацію підраховували за формулою:

$$A = \frac{BH}{W_z T_z 100}, \quad (4.7)$$

де H – відсоток відрахувань на реновацію.

Витрати на реновацію відповідно для трактора та агрегату дорівнюють:

$$A_m^i = \frac{153120 \cdot 12}{0,3 \cdot 1000 \cdot 100} = 61,25 \text{ грн/га},$$

$$A_a^i = \frac{24957,6 \cdot 9}{1,14 \cdot 280 \cdot 100} = 7,04 \text{ грн/га},$$

$$A_m^H = \frac{153120 \cdot 12}{0,3 \cdot 1000 \cdot 100} = 61,25 \text{ грн/га},$$

$$A_a^H = \frac{29565,2 \cdot 9}{1,54 \cdot 280 \cdot 100} = 6,17 \text{ грн/га}.$$

Витрати на капітальний ремонт і технічне обслуговування визначали аналогічно формулі (4.7) з тією лише різницею, що відсоток відрахувань на капітальний ремонт трактора – 12%; на поточний ремонт і планово-технічне обслуговування 5% – для агрегату, 6% – для трактора.

Витрати на капітальний ремонт і поточний ремонт та планово-технічне обслуговування трактора становили:

$$B_p = \frac{153120(12 + 6)}{0,3 \cdot 1000 \cdot 100} = 91,87 \text{ грн/га.}$$

Витрати на поточний ремонт і планово-технічне обслуговування відповідно для існуючого та нового агрегату становили:

$$B_{нто}^i = \frac{24957,6 \cdot 5}{1,14 \cdot 280 \cdot 100} = 3,91 \text{ грн/га,}$$

$$B_{нто}^н = \frac{29565,2 \cdot 5}{1,54 \cdot 280 \cdot 100} = 3,43 \text{ грн/га.}$$

Вартість паливно-мастильних матеріалів визначали за формулою

$$C_{пмм} = Q C_{пал}, \quad (4.8)$$

де Q – витрата пального, кг/га; $C_{пал}$ – вартість 1 кг пального, грн.

Вартість ПММ буде дорівнювати:

$$C_{пмм}^i = 3,9 \cdot 75 = 292,5 \text{ грн,}$$

$$C_{пмм}^н = 3,1 \cdot 75 = 232,5 \text{ грн.}$$

Накладні витрати приймають 25% від заробітної плати:

$$B_n^i = 24,56 \text{ грн,}$$

$$B_n^н = 18,18 \text{ грн.}$$

Річний обсяг роботи визначали за формулою

$$O_p = W_z T_z, \text{ га} \quad (4.9)$$

він становив відповідно для існуючого та нового агрегату

$$O_p^i = 1,14 \cdot 280 = 319,20 \text{ га,}$$

$$O_p^н = 1,54 \cdot 280 = 431,20 \text{ га.}$$

Приведені витрати одиниці роботи відповідно для існуючого та нового агрегату за формулою (4.2) дорівнюють:

$$B_n^i = 372 \text{ грн/га,}$$

$$B_n^н = 334,27 \text{ грн/га.}$$

Підставивши значення розглянутих параметрів у вираз (4.1), визначили, що річний економічний ефект агрегату з активними колесами-розпушувачами становив:

$$E = 14975,97 \text{ грн.}$$

Термін окупності агрегату з активними колесами-розпушувачами визначали за формулою

$$T = B / E, \quad (4.10)$$

$$T = 1,82 \text{ року.}$$

Результати розрахунку економічної ефективності представлені в табл. 4.1 і 4.2.

Таблиця 4.1 – Складові прямих експлуатаційних витрат експериментального і серійно-вироблюваного культиваторів на 1 га посівної площі

№ з/п	Витрати, грн/га	Запропонований культиватор	Серійний культиватор
1	Заробітна плата	36,36	42,12
2	Амортизаційні відрахування	67,42	68,28
3	Витрати на ТО, ремонт та зберігання	95,3	95,78
4	Витрати на паливо та мастильні матеріали	232,5	292,5
5	Сума експлуатаційних витрат	431,58	498,68

Таблиця 4.2 – Показники техніко-економічної ефективності

№ з/п	Показник	Запропонований культиватор	Серійний культиватор
1	Балансова вартість, тис. грн	29,565	24,957
2	Годинне напрацювання, га/год	1,54	1,14
3	Витрата палива, кг/год	3,1	3,9
4	Питомі капітальні вкладення, грн/га	95,3	95,78
5	Річний економічний ефект, тис. грн	16,269	–
6	Строк окупності капітальних вкладень, років	1,82	–

ВИСНОВКИ

На основі запропонованої технологічної схеми (на базі трактора Т-25А і серійного культиватора-підгортача КОН-2,8Б) спроектовано культиваторний агрегат з активними колесами-розпушувачами, що мають механічний привід від ВВП.

Для запропонованого культиватора КОН-2,8К з п'ятьма активними колесами-розпушувачами радіусом 16 см і шириною обода 12 см раціональними конструктивними параметрами є: висота дискового ножа 6 см, максимальний вихід розпушувача 6 см, кут встановлення кулачка 7,5 градуса та кількість розпушувачів 40 шт.

Завдяки зниженню тягового опору за рахунок активних коліс-розпушувачів, погектарна витрата палива та питомі енерговитрати при роботі трактора із серійним культиватором КОН-2,8Б вищі, ніж із запропонованим КОН-2,8К, відповідно на 0,8 кг/га і 4 кВт·год/га.

Економічний ефект від застосування культиваторного агрегату з активними колесами-розпушувачами становить 16269 грн., при терміні окупності додаткових витрат 1,8 року.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Li Y., Zhang H., Wang E. Thermal management of internal combustion engine vehicles: Recent advances and future trends. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2021, Vol. 147. DOI: 10.1016/j.rser.2021.111242
2. Saidur R., Hasanuzzaman M., Mahlia T.M.I. A review of air-side heat transfer and thermal performance enhancement of compact heat exchangers. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2021, Vol. 122. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2021.105130
3. Wang T., Zhang J., Li X. Numerical and experimental investigation of airflow maldistribution in automotive radiators. *Applied Thermal Engineering*, 2022, Vol. 201. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2021.117772
4. Kim M., Lee S., Park Y. Performance analysis of automotive cooling systems under non-uniform airflow conditions. *Energy Conversion and Management*, 2020, Vol. 205. DOI: 10.1016/j.enconman.2019.112425
5. Banjac T., Wurzenberger J., Katrašnik T. Assessment of engine cooling system performance under transient operating conditions. *Applied Energy*, 2020, Vol. 261. DOI: 10.1016/j.apenergy.2019.114418
6. Singh V., Sharma S., Kumar R. Computational and experimental study of compact automotive heat exchangers considering airflow non-uniformity. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2023, Vol. 37. DOI: 10.1016/j.tsep.2022.101592
7. He Y., Tao W.Q. Recent developments and future trends in heat exchanger design for automotive applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2022, Vol. 168. DOI: 10.1016/j.rser.2022.112812
8. Liang X., Zhao C., Xu Z. Optimization of radiator cooling airflow for heavy-duty vehicles using CFD methods. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2021, Vol. 28. DOI: 10.1016/j.csite.2021.101619
9. Faghri A., Zhang Y. *Transport Phenomena in Multiphase Systems*. Academic Press, 2021. ISBN: 978-0128206782

10. Shah R.K., Sekulić D.P. Fundamentals of Heat Exchanger Design. 2nd Edition, Wiley, 2021. ISBN: 978-1119423959
11. Incropera F.P., Lavine A.S., Bergman T.L., DeWitt D.P. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 9th Edition, Wiley, 2021. ISBN: 978-1119724612
12. Kakac S., Liu H., Pramuanjaroenkij A. Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design. 4th Edition, CRC Press, 2022. ISBN: 978-0367460426
13. Wang E., Yu Q., Chen J. Experimental study on thermal performance of tractor cooling systems under variable environmental conditions. Biosystems Engineering, 2022, Vol. 219. DOI: 10.1016/j.biosystemseng.2022.05.011
14. Molari G., Sedoni E., Mattetti M. Energy efficiency evaluation of cooling systems in agricultural tractors. Applied Sciences, 2021, Vol. 11(18). DOI: 10.3390/app11188471
15. Zhao D., Li P., Xu H. Airflow distribution optimization in vehicle cooling modules for enhanced thermal performance. Applied Thermal Engineering, 2024, Vol. 240. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2023.122203
16. Versteeg H., Malalasekera W. An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method. 3rd Edition, Pearson, 2022. ISBN: 978-1292241746
17. Cengel Y.A., Ghajar A.J. Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications. 7th Edition, McGraw-Hill, 2021. ISBN: 978-1260570656
18. Li J., Wu Z., Zhang L. Numerical investigation of cooling module performance considering fan-induced flow distortion. International Journal of Thermal Sciences, 2023, Vol. 183. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2022.107890
19. Zhou G., Han X., Wang R. Heat transfer enhancement and energy-saving optimization for vehicle radiator systems. Energy Reports, 2024, Vol. 10. DOI: 10.1016/j.egyr.2024.01.215

ДОДАТКИ