

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет механіко-технологічний

ПОГОДЖЕНО

Декан

механіко-технологічного
факультету, проф.

В.В. Братішко

“ ” 2023 р.

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

сільськогосподарських машин та
системотехніки (м. акад. П.М.
Василенка, к.т.н., доц.

Ю.О. Гуменюк

“ ” 2023 р.

МАГІСТЕРСЬКА РОБОТА

на тему: «Обґрунтування параметрів і режимів роботи вібраційного корпусу
плуга у ґрунтовому середовищі»

Спеціальність: 208 «Агроінженерія»
(код і назва)

Освітня програма: «Агроінженерія»

Орієнтація освітньої програми: освітньо-професійна

Гарант освітньої програми:

Доктор технічних наук, с.н.с.

В.В. Братішко

Керівник магістерської роботи

доцент, к.т.н.

науковий ступінь та вчене звання

підпис

Сівак І.М.

ПІБ

Виконав

підпис

Терещенко О.П.

ПІБ студента

Київ – 2023

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет механіко-технологічний

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри
сільськогосподарських машин та
системотехніки ім. акад.
П.М. Василенка, к.т.н., доц.
Ю.О. Туменок
“ _____ ” _____ 2023 р.

ЗАВДАННЯ ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ

Терещенку Олександр Петровичу

Спеціальність 208 – «Агроінженерія»
(код і назва)

Освітня програма: «Агроінженерія»

Орієнтація/освітньої програми: освітньо-професійна

Тема магістерської роботи: «Обґрунтування параметрів і режимів роботи вібраційного корпусу плуга у ґрунтовому середовищі»

Затверджена наказом ректора НУБіП України від "30" грудня 2022 р.
№1943"С".

Термін подання завершеної роботи на кафедру 13 жовтня 2023 року
(рік, число, місяць)

Вихідні дані до роботи – Взаємодія корпусу плуга із ґрунтовим середовищем

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Аналіз досліджень вібраційного обробітку ґрунту.
2. Дослідження процесу взаємодії віброуючого корпусу плуга з ґрунтом
3. Експериментальні дослідження віброплуга
4. Конструктивні вдосконалення віброплуга
5. Техніко-економічна оцінка роботи

Дата видачі завдання “21” грудня 2022 р.

Керівник магістерської роботи

І.М. Сівак
підпис прізвище

Завдання прийняв до виконання

О.П. Терещенко
підпис прізвище

Зміст

	Вступ	4
Розділ 1.	Аналіз досліджень вібраційного обробітку ґрунту	5
1.1.	Системи обробітку ґрунту і агротехнічні вимоги	5
1.2.	Якість основного обробітку ґрунту	7
1.3.	Визначення тягового опору плугів	9
1.4.	Аналіз досліджень процесу обробітку ґрунту знаряддями вібраційної дії	11
1.4.1.	Особливості вібраційної дії на сільськогосподарські матеріали	12
1.4.2.	Вплив вимушених коливань робочих органів на ґрунт.	14
1.4.3.	Вплив імпульсної дії робочих органів на ґрунт.	28
1.4.4.	Вплив пружно закріплених робочих органів на ґрунт	33
Розділ 2.	Теоретичне дослідження процесу взаємодії віброочого корпусу плуга з ґрунтом	44
2.1.	Кінематично-силовий аналіз тягового опору віброплугів та оптимізація режимів їх руху	44
2.2.	Питомий опір ґрунту і питомий опір віброплуга.	46
2.3.	Коефіцієнт корисної дії віброплуга.	48
2.3.	Віброреологічні еволюційні моделі взаємодії віброплуга з ґрунтом	51
2.3.1.	Визначення сили опору, яка діє на плоску поверхню віброплуга.	52
2.4.	Визначення загальної сили опору рухові віброплуга при взаємодії з ґрунтом.	53
2.5.	Критерії та обмеження модельної задачі для віброплуга, який коливається та одночасно поступально рухається у в'язкій рідині (модель оброблюваного ґрунту)	55
Розділ 3.	Експериментальні дослідження віброплуга	61
Розділ 4.	Результати експериментальних досліджень	80
Розділ 5.	Конструктивні удосконалення та техніко-економічна ефективність	101
5.1.	Рекомендації щодо розробки конструкції віброплуга з гідравлічними вібраторами	101
5.2.	Розрахунок економічної ефективності від провадження запропонованої конструкції віброплуга з гідравлічними вібраторами	104
	Список використаних джерел	109

НУБІП України

Вступ

Рібока оранка з подальшим інтенсивним обробіткою перед сівбою та під час догляду за рослинами сприяє створенню аеробних умов розкладання органічної речовини, прискоренню процесів мінералізації гумусу і підвищенню ефективної родючості ґрунту. Нині оранка в Україні є найпоширенішим поширеним способом основного обробітку ґрунту (близько 55%) [1]. У зв'язку з тим, що оранка супроводжується деформацією, руйнуванням і переміщенням ґрунтового шару, затрати енергії на виконання операції порівняно великі.

Під час основного обробітку ґрунту, на рівні з якісними результатами роботи, актуальним питанням залишається зниження енерговитрат. Досягнути цього можливо застосовуючи вібраційні робочі органи, що коливаються відповідно з періодичними змінами опору ґрунту. Тим самим, зменшуючи сили тертя і внутрішнього зачеплення ґрунту, полегшується процес різання і зменшується загальний тяговий опір плуга. Тому розробка нових конструкцій плугів з наданням їм вібрації є актуальним питанням серед розробників сільськогосподарських машин.

Для останніх років характерним є інтенсивне накопичення фактів та результатів, які належать до дії вібрації на різноманітні складні середовища – неоднорідні тверді тіла, сипкі тіла, суміші, полімерні матеріали, суспензії, пульпи, ґрунти сільськогосподарського призначення тощо. При цьому найбільший інтерес для техніки та технології, зокрема, сільськогосподарського виробництва, мають саме ті випадки, коли під впливом вібрації поведінка системи різко змінюється. До таких систем належать й віброплуги, що обробляють ґрунти сільськогосподарського призначення.

Мета роботи – покращення якості основного обробітку ґрунту і зменшення енерговитрат шляхом використання вібраційного корпусу плуга.

Об'єкт досліджень – процес основного обробітку ґрунту.

Предмет досліджень – вплив вібрації корпусу плуга, на подрібнення ґрунтового середовища при оранці.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ ВІБРАЦІЙНОГО ОБРОБІТКУ ГРУНТУ

1.1. Системи обробітку ґрунту і агротехнічні вимоги

Агротехнічно правильний обробіток ґрунту сприяє підвищенню врожайності усіх культур та поступовому і безперервному підвищенню родючості ґрунту.

Загальними агротехнічними завданнями обробітку ґрунту є [36]:

створення сприятливих водно-повітряного та теплового режимів зміною будови орного шару та його структурного стану; поліпшення умов живлення внаслідок впливу на життєдіяльність ґрунтових мікроорганізмів, боротьба із засміченістю ґрунту та посівів, шкідниками і збудниками хвороб сільськогосподарських культур; загортання в ґрунт рослин або їхніх решток, а також добрив; запобігання схильності ґрунтів до вітрової та водної ерозій і захист від них; створення необхідних умов для проведення сівби культурних рослин, догляду за ними та збирання врожаю.

Основна мета обробітку ґрунту може бути досягнута виконанням наступних основних технологічних операцій: перевертання, розпушування, кришіння, різання, перемішування, ущільнення, вирівнювання поверхні, підрізування бур'янів, нарізання гребенів [37]. Перевертання верхнього шару ґрунту – зміна взаємного розміщення по вертикалі верхніх і нижніх шарів ґрунту. При цьому відбувається загортання дернини, післяжнивних решток, бур'янів і добрив. Перемішується верхній родючий та більш розпилений шар ґрунту з менш родючим нижнім, що поліпшує фізичні властивості ґрунту, підвищує біологічну активність ґрунтової мікрофлори. Розпушування (кришіння) – розділення оброблюваного шару ґрунту на окремі структурні агрегати (грудочки), що супроводжується збільшенням відстані між ними і, отже, зменшенням об'ємної маси (щільності) ґрунту. Показником ступеню розпушення ґрунту може служити відношення об'ємної маси (щільності) ґрунту до і після обробки. Розпушування, як правило, супроводжується кришінням

грунту, тобто руйнуванням його структурних агрегатів. Утворення при цьому агрегатів розміром менше 1 мм вважається небажаним, оскільки такі агрегати відносять до ерозійно-небезпечних. Утворення агрегатів розміром менше 0,25 мм ще більше небажано. Такі агрегати називають пилюватими, а процес їх утворення - розпиленням ґрунту. Відношення маси пилюватих частинок до маси всієї проби характеризує ступінь розпилення ґрунту.

Різання ґрунту - процес відділення оороблюваного пласта або тонкого шару від ґрунтового масиву. Враховуючи неоднорідність ґрунту, розрізняють вертикальне і горизонтальне різання.

Перемішування ґрунту - зміна взаємного розміщення часточок ґрунту, добрив і мікроелементів. Під час перемішування створюється однорідний шар ґрунту, рівномірно розподіляються післяжнивні рештки, добрива, вапно тощо.

Ущільнення ґрунту - процес зворотний розпушуванню. В процесі ущільнення збільшується капілярна пористість і зменшується загальна пористість ґрунту.

Вирівнювання поверхні поля - усунення нерівностей для зменшення випаровування вологи з ґрунту, більш рівномірної глибини загорання насіння.

Підрізування бур'янів - механічне знищення бур'янів шляхом підрізання коренів і кореневищ.

Нарізання гребенів, гряд, борозен, лунок виконується для регулювання водного режиму ґрунту.

Зазвичай один робочий орган ґрунтообробного знаряддя виконує одночасно декілька технологічних операцій, об'єднаних в єдиний технологічний процес.

Декілька технологічних операцій чи процесів складають систему обробітку ґрунту. В залежності від ґрунтово-кліматичних особливостей і технології обробітку сільськогосподарських культур застосовують різні системи обробітку ґрунту: відвальна, безвідвальна і мінімальна [38].

Найбільше застосування отримала відвальна система обробітку ґрунтів, заснована на оранці з оборотом пласта. Ця система включає лушення стерні

після збирання врожаю, оранки, передпосівний обробіток ґрунту і обробку після посіву. Основний обробіток ґрунту – оранка – виконується плугами і полягає у відрізанні, обороті і більшому або меншому кришінні пласта.

У районах з тонким орним горизонтом (18-22 см) глибина оранки дорівнює товщині цього горизонту. Ґрунти з потужними орними горизонтами (до 50 см і більше) орють на глибину 25-30 см. У зв'язку з тим, що оранка супроводжується деформацією, руйнуванням і переміщенням потужних ґрунтових пластів, витрати енергії на виконання цієї операції порівняно великі.

За енергетичними затратами оранка є найбільш енергоємною операцією в технологічному процесі обробітку сільськогосподарських культур.

Безвідвальна система обробітку ґрунтів, схильних до ерозії, передбачає глибоке розпушування без обороту пласта і поверхневий обробіток із збереженням стерні на поверхні поля.

Система мінімального обробітку ґрунту дозволяє знижувати інтенсивність механічної дії на ґрунт за рахунок зменшення числа обробітків; застосовувати безвідвального обробітку замість плужного, суміщати і одночасно виконувати декілька операцій обробітку і підготовки ґрунту за один прохід агрегату. У ряді випадків обробіток ґрунту поєднується з внесенням добрив і посівом.

Обробіток ґрунту є обов'язковою важливою складовою всіх технологій виробництва продукції рослинництва і в цілому системи землеробства.

В традиційних технологіях на обробіток ґрунту витрачається приблизно 40 % енергетичних і 25 % трудових затрат.

Тому вдосконалення прийомів виконання обробітку ґрунту і технічних засобів для їх виконання є безперечно актуальною задачею.

1.2. Якість основного обробітку ґрунту

Агробіологічне обґрунтування параметрів обробітку ґрунту пов'язане з його особливостями та залежить від природно-кліматичних умов, в яких знаходяться ґрунти та їх механіко-технологічних властивостей. Основними

параметрами оранки є забезпечення прямолінійності борозен, відсутності огривів, витримання заданої глибини і ширини борозен, відсутності глибоких роз'ємних борозен і високих звальних гребенів, ступінь кришіння пласта, гребенистість поверхні ріллі, ступінь і глибина загортання післяжнивних решток, бур'янів і добрив. Якість обробки будь-якого ґрунту залежить від типу і параметрів робочих органів, режиму їх роботи та технічного стану робочих органів і машини в цілому. Найкращого обробки ґрунту можна досягти лише тоді, коли він знаходиться у стані фізичної стиглості, тобто при відносній вологості 40-70%.

При ідеальній оранці староорних ґрунтів у звичайних умовах шар ґрунту перевертається на 180°, розкришується на структурні агрегати розмірами 1-3 мм, усі рослинні рештки та добрива, які розсіяні по поверхні, лягають на дно борозни, а поверхня поля стає рівною.

Нажаль, такої оранки на практиці досягти не вдається через різноманітність і мінливість властивостей ґрунту, недостатню іще досконалість прийомів виконання обробки ґрунту та ґрунтообробних машин і знарядь.

Методи оцінки якості роботи плугів, їх технологічних і енергетичних показників передбачені відповідними програмами випробувань. Проте в агротехнічних вимогах відсутні, як правило, допуски, на вказані показники якості роботи плугів. Агротехнічними вимогами передбачений лише допуск на відхилення середньої глибини оранки від заданої. Він має становити не більше ± 2 см [2]. Причому глибина обробки під звальними проходами має бути не менше половини загальної глибини оранки.

Допуски на нерівномірність глибини оранки агротехнічними вимогами не передбачені. Аналіз статистики процесів зміни глибини обробки ґрунту показує, що для практичних розрахунків при конструюванні плугів і інших ґрунтообробних машин можна приймати нерівномірність глибини оранки 15 – 20%.

Що стосується інших показників якості роботи плугів (ступеня кришіння, ступеня і глибини загортання післяжнивних рештків та ін.), то допуски на ці

показники відсутні. Найбільш важливим показником разом з рівномірністю глибини обробітку є ступінь кришіння ґрунту.

Якість роботи ґрунтообробних машин і її відповідність агротехнічним вимогам встановлюється, як правило, при випробуваннях, причому програми і методи випробувань регламентовані відповідними стандартами і нормами. В

той же час на стадії проектування ґрунтообробних машин виникає необхідність побудови її математичної моделі для встановлення доцільних параметрів робочих органів, що забезпечують знаходження показників якості в

межах агротехнічних допусків. Те, що в якості вихідних даних вибирається

множина агротехнічних допусків роботи ґрунтообробних машин, істотно ускладнює розрахункові моделі. Тому на стадії проектування досить

обмежитися такими основними показниками, як рівномірність глибини обробітку ґрунту і ступінь його кришіння.

1.3. Визначення тягового опору плугів

Загальновідомо, що за тяговим опором плуга можна судити про енергоємність процесу оранки, і тому він є однією з важливих експлуатаційних характеристик. Його можна розраховувати за формулами або визначати шляхом експерименту (динамометруванням).

Для розрахунку тягового опору плугів різними дослідниками [36, 40, 41, 42, 43] запропоновано ряд формул. У своїй більшості ці формули являють собою подальший розвиток і уточнення відомої тричленної формули В. П.

Горячкіна [39].

Горячкін В. П. розчленовує загальний опір плуга на три основні категорії. По-перше, при роботі плуга завжди має місце опір, який не залежить ні від глибини, ні від швидкості переміщення агрегату. Таким є опір тертя, який виникає на опорах плуга, а саме – тертя корпусів по дну борозни, тертя осей коліс, опір перекочуванню коліс по полю і т. д.

Кожна з окремо перерахованих складових опор пропорційна навантаженню від ваги плуга, що припадає на ту чи іншу опору. Вся сукупність

вказаних складових опор, що відносяться до першої категорії, може бути оцінена величиною опору, пропорційною вазі плуга (G), тобто:

$$P_1 = f \cdot G, \quad (1)$$

де f – коефіцієнт, аналогічний коефіцієнту тертя.

Таким чином, опір P_1 не зв'язаний з корисною роботою, а являє собою неминучий, завжди супутній роботі плуга мертвий опір.

По-друге, має місце опір який обумовлений деформацією скиби ґрунту.

Цей опір необхідно вважати таким, який не залежить від швидкості плуга й пропорційний квадрату лінійного розміру. У застосуванні до скиби ґрунту цю категорію опору можна оцінити величиною пропорційною площі поперечного перерізу скиби.

$$P_2 = k \cdot a \cdot b \cdot n, \quad (2)$$

де k – деякий коефіцієнт, що характеризує властивість скиби ґрунту чинити опір деформації і який виражається у Н/м^2 ; a - товщина скиби (глибина оранки); b – ширина скиби; n - кількість корпусів у плузі.

По-третьє, опір, що виникає при наданні живої сили часткам ґрунту, коли вони відкидаються плугом в бік. Використовуючи [19], силу P_3 (категорію третього виду опору) можна описати виразом :

$$P_3 = \varepsilon \cdot a b n \cdot V^2, \quad (3)$$

де ε – коефіцієнт, що залежить від форми годівці і властивостей ґрунту, $[\varepsilon] = \frac{\text{Па} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^2}$; V - швидкість руху плуга.

Таким чином, формула для визначення розрахункового тягового зусилля плуга буде мати такий вигляд :

$$P = P_1 + P_2 + P_3 = f G + k a b n + \varepsilon a b n V^2. \quad (4)$$

Це і є раціональна формула сили тяги плуга, яку запропонував В.П.

Горьчкін [29].

Для плуга, який працює на традиційній швидкості 1,2...1,4 м/с третій член формули (4) відносно невеликий (5% загального тягового опору). Тому

сила тяги незначно змінюється від зміни швидкості плуга. Значення коефіцієнтів f, k , визначають експериментально шляхом динамометрування різних плугів у різних ґрунтових умовах. Вони змінюються у широких межах.

Значення f В. П. Горячкін рекомендував приймати таким, що дорівнює 0,5 для стерні й 0,8...0,9 для клеверища; значення k , що характеризує головну частину опору плуга в межах від 20...90 кПа, а значення ε – у межах від 1,5 до 9,0.

Складність обробітку ґрунту оцінюється його питомим опором, який може бути визначений з формули В. П. Горячкіна:

$$k = (P - fG - \varepsilon abnV^2)/(abn), \quad (5)$$

Формула В. П. Горячкіна широко відома. Однак вона не враховує безпосередньо вплив на тяговий опір плуга сил тертя польових дошок об стінки борозни, вертикальної складової реакції ґрунту на робочі поверхні корпусів плугів, сил опору відрізання скиб від дна і стінки борозни, товщини лез лемешів тощо. Тому вимагає подальшого уточнення й удосконалення, особливо для віброплугів. До сих пір не проведена оптимізація режимів руку віброплуга на основі кінематинс-силового аналізу його тягового опору. Подальшого уточнення, вдосконалення та узагальнення вимагають й техніко-економічні показники ефективності функціонування віброплугів у процесі оранки.

1.4. Аналіз досліджень процесу обробітку ґрунту знаряддями вібраційної дії

Існуючі системи землеробства нині дуже енергоємні. Так, тільки при оранці щорічно перевертається близько $2 \cdot 10^{12}$ м³ ґрунту. Традиційні пасивні й активні ґрунтообробні знаряддя не можуть забезпечити радикального зменшення енергоємності та оптимальної структури обробленого ґрунту для рослин. Щодо пасивних робочих органів цей факт відомий як землеробам, так і конструкторам ґрунтообробної техніки. Надії ж на прорив у цьому напрямі за допомогою активних робочих органів також не здійснилися, їх застосування підсилює тенденції ґрунту до ерозії і значно збільшує металоемність.

Перспективним з цієї точки зору виявилось застосування вібраційних технологій. Зниження енергоємності ґрунтових робіт було помічено давно при використанні підпружинених робочих органів, а також тих, що коливаються з невеликими частотами (до 17 – 24 Гц) [44]. Вібрація сприяє зменшенню сили для просування їх у ґрунті та деякому поліпшенню якісних показників роботи.

У результаті цього підвищується коефіцієнт корисної дії ґрунтообробних машин, що споживають понад 40% усієї енергії у сільському господарстві.

Перевага вібраційних робочих органів ґрунтообробних машин полягає в тому, що, концентруючи енергію в часі, вони дають можливість витратити її раціональніше й ефективніше, а, отже, й економічніше. Сільськогосподарське виробництво відстає від багатьох галузей промисловості у розробці й впровадженні вібраційної техніки в ґрунтообробітку та інших технологічних процесах.

1.4.1. Особливості вібраційної дії на сільськогосподарські матеріали.

Горячкін В. П. [45] свого часу показав, що ґрунт чинить опір оранці внаслідок тертя, пружності і інерції. Цей принцип розчленовування сил, що виникають при взаємодії робочого органу і оброблюваного середовища, на три канали, по яких може бути витрачена енергія, названий В. П. Горячкіним раціональним, поширюється по суті на усі технологічні процеси. Проте властивості матеріалів, у тому числі сільськогосподарських, з такої точки зору майже не розглядалися.

Між тим, стосовно зміни вібраційних процесів такий розподіл особливо доцільний.

Підкреслюючи можливість використання вібрації у сільськогосподарських технологічних процесах, академік І.І. Артоболевський відзначав [46], що необхідно розширити дослідження в галузі вібраційної сільськогосподарської техніки і, зокрема, розробити такі проблеми як створення загальної теорії вібраційного руйнування суцільних середовищ

(грунтів) і тіл, теорії переміщення вібраційних робочих органів у суцільних середовищах (у ґрунті).

Питаннями впливу вібрації при різанні ґрунтів вібраційними робочими органами займалися вчені: М. М. Крилов, В. І. Цветников, А. Г. Вульф, Н. С. Шкуренко, О. О. Дубровский, М. К. Яременко, Р. М. Зоненберг, І. М. Панов та ін. [46 – 88].

Питаннями теорії та практики введення удару в коливальну систему і створення на базі цього віброударних механізмів займалися В. Б.

Соколинський, В. І. Бабицький, А. А. Кобринський, А. Ю. Кобринський, А. М. Гудков, М. А. Уфркін, О. О. Дубровский, С. В. Александров, Л. Ф. Бабицький, В. Ю. Москалевич та ін. Основна мета проведених ними вченими досліджень – розгляд фізики деяких явищ удару, пов'язаних з передачею енергії

Дослідженням пружних підвісок ґрунтообробних робочих органів присвячені праці Г. М. Синьоокова, І. М. Панова, М. В. Краснощокова, П. П. Карпуші, Г. О. Ряцева, А. С. Кушнар'ова, В. П. Базарова, В. В. Неожкова, В. П. Дюжаєва та ін. Вони розглянули наукові основи теорії та практики застосування ґрунтообробних машин з одно- та двоелементною пружною підвіскою робочих органів.

Під впливом коливального чи імпульсного навантаження у ґрунті збуджуються й поширюються з кінцевою швидкістю хвилі напружень (Панов І. М.) [47]. Під дією вібраційних навантажень ґрунт руйнується при напруженнях, значно менших за границю міцності при статичних навантаженнях. Якщо до ґрунту, крім сталого зусилля, прикласти вібраційне навантаження, що викликає хвилі напружень, то, внаслідок дисипації енергії, опір ґрунту руйнуванню від постійного навантаження різко знижується. Вібрація робочих органів у ґрунті досягається як використанням пружних підвісок, так і примусовим накладанням вібраційного фону. Пружні підвіски робочих органів реалізують періодичні зміни сил опору ґрунту. Залежність цих сил від часу дії робочого органу має вигляд релаксаційних коливань. Зміна величини сили опору ґрунту не впливає на рух робочого органу з жорсткою підвіскою, але викликає

коливання пружної підвіски. Протягом ряду років проводяться дослідження впливу вимушених коливань робочих органів ґрунтообробних машин на енергетичні й технологічні показники їх роботи. До конструкції таких машин вводиться джерело коливань і додаткова енергія на роботу віброприводу.

1.4.2. Вплив вимушених коливань робочих органів на ґрунт

Дія вимушених коливань на руйнування сільськогосподарських матеріалів нині досліджена понад усе на прикладі ґрунтів.

Ідея використання вібрації як засобу інтенсифікації дії на ґрунт виникла на початку двадцятого століття при спостереженні за процесом укладання бетону. Помічений позитивний ефект при передачі бетону поштовхів шляхом обстукання опалубки привів з часом до створення вібраційного методу укладання бетону, який згодом зробив справжній переворот в будівельній справі.

Завдяки працям професора Д. Д. Баркана [48] віброметод знайшов застосування для занурення в ґрунт і витягання з нього різних будівельних елементів (паль, труб, шпунта тощо), для буріння свердловин, для ущільнення і руйнування ґрунту.

Віброметод привів до думки про використання вимушених коливань і для зниження тягових опорів ґрунтообробних знарядь.

Одне з перших досліджень впливу вібрації на роботу ґрунтообробних знарядь було виконано М. М. Криловим в 1937 р., який проводив досліди з кротовим плугом. На рамі плуга був встановлений двигун внутрішнього згорання, вал якого за допомогою муфти зчеплення з'єднувався з валом вібратора. Конструкція механічного вібратора і приводу, виконаного у вигляді кривошипно-шатунного механізму, дозволяла окремо отримувати вертикальну, кругову і поперечну (у напрямі, перпендикулярному ходу плуга) вібрацію.

Випробування дослідної установки, проведені М. М. Криловим за участю інженера Д. П. Юневича і В. П. Дем'янова при чотирьох глибинах проходу і п'яти поступальних швидкостях руху агрегату (число обертів вала двигуна не

перевищувало 1600 в хвилину), виявили помітне зниження тягового опору при дії вібрації. Найбільше зниження тягового опору (35%) спостерігалось при круговій вібрації, поступальній швидкості 1,4 м/с і глибині проходу близько 0,3 м. У інших випадках середня величина зниження тягового опору не перевищувала 10-20%, не рахуючи одиничних дослідів, в яких спостерігалось значніше (до 60%) зниження тягового зусилля.

Таким чином, дослідями М. М. Крилова з усією очевидністю була доведена доцільність використання вібрації для зменшення тягового опору ґрунтообробних знарядь.

Експериментальними роботами М. З. Симонова і Д. Д. Ципишвілі також встановлено, що питомий опір ґрунту при вібрації значно зменшувався.

У числі робіт, виконаних після Великої Вітчизняної війни, слід передусім назвати дослідження В. І. Цветнікова, який під керівництвом М. Н. Летошнева проводив досліді на трьох ділянках з різним фоном і механічним складом ґрунту (важкі і середні суглинки). Експериментальний агрегат складався з трактора з причіпним трикорпусним або однокорпусним (у досліді з амплітудою вібрації 2 мм і більше) плугом. Коливання передавалися плугу у вертикальній площині від жорстко закріпленого на його рамі механічного вібратора спрямованої дії.

Основною метою дослідів було встановлення впливу параметрів, вимушених коливань на тяговий опір плуга, у тому числі на величину питомої потужності, необхідної при вібраційній і звичайній оранці, на значення коефіцієнтів k і ε раціональної формули В. П. Горячкіна, на вибір оптимальних вібраційних режимів.

Експерименти, проведені при трьох швидкостях руху агрегату (на першій, другій і третій передачах трактора), шести розрахункових амплітудах коливань (0,7-2,7 мм) і восьми частотах вібрації (6,7-33,4 Гц), показали, що при вібраційній оранці коефіцієнти k і ε раціональної формули В. П. Горячкіна є змінними величинами, залежними від режиму вібрації, типу ґрунтів і фону ділянок. Було помічено, що при амплітудах 1-1,5 мм коефіцієнт k із

збільшенням частоти зростає, але не стабільно. При розрахункових амплітудах 2 мм і більш коефіцієнт k із збільшенням частоти безперервно зростає. Коефіцієнт α із збільшенням частоти і амплітуди коливань завжди зростає. Впливи вібрацій на коефіцієнт тертя f виявлено не було.

Найбільше зниження тягового опору в дослідах В. І. Цветнікова [53] спостерігалось при оптимальних режимах вібрацій (починаючи з амплітуди 1,5 мм) і швидкості руху агрегату біля 1 м/с (на першій передачі трактора). При оранці зв'язних ґрунтів це зниження досягало 30%, сипких – 15%. При інших режимах вібрацій спостерігався менший ефект, а в деяких випадках навіть підвищення тягового опору.

Зниження питомих витрат енергії при оптимальних вібраційних режимах на оранці зв'язних ґрунтів складало близько 10%, на оранці сипких ґрунтів воно було менше, а у ряді випадків спостерігалось навіть підвищення питомих витрат енергії в порівнянні зі звичайною оранкою.

Майже одночасно з В. І. Цветніковим понав свої експерименти А. Г. Вульф [48] з корпусом плуга, встановленим на спеціальному візку, з приводом від лебідки з п'ятьма різними швидкостями (0,12-0,64 м/с). На середині крила-відвала був встановлений механічний вібратор (з числом обертів 2800 в хвилину), що створює кругові коливання. Зниження тягового опору спостерігалось при усіх поступальних швидкостях руху візка, при поступальній швидкості 0,12 м/с воно досягало 43%.

У той же період під керівництвом Д. Д. Баркана Н. С. Шкуренком [55, 56, 57] були проведені експериментальні дослідження ефекту вібрацій при різанні ґрунтів. Досліди проводилися на спеціальній віброустановці в польових умовах. Автори дійшли висновків, що на опір різанню ґрунту чинять вплив як вертикальні, так і горизонтальні коливання ножа і при збільшенні амплітуди і частоти коливань ефект вібрацій зростає.

На підставі цього автори висловили припущення, що основним параметром коливань ножа, що визначає вплив вібрацій на зусилля різання ґрунтів, є швидкість коливань, а при одній і тій же швидкості коливань ефект

вібрацій значно вище для поздовжніх горизонтальних коливань, чим для поперечних.

Експерименти з віброуючими культиваторними лапами і грунтопоглиблювачами проводив Н. И. Могиленко. Ним була розроблена конструкція вібраційних грунтопоглиблювачів для плуга загального призначення П- 5-35. Його дослідження показали, що тяговий опір плуга з вібраційними грунтопоглиблювачами зменшується.

Сілаев Г. В. проводив свої дослідження з розрихлювачем з віброуючими робочими органами на ділянках після закінчення будівництва.

Частота коливань була в межах 90-280 за секунду.

Дослідження показали, що ефективність вібрацій залежить загалом від швидкості коливань, при цьому вплив частоти позначається більше, ніж амплітуди. Зі збільшенням частоти коливань ефект вібрації збільшується при горизонтальних коливаннях в середньому на 45%. Напрямок коливань має істотне значення на зниження тягового опору: при горизонтальних коливаннях тяговий опір на 30% менше в порівнянні з вертикальним.

Александрян К. В. розробив конструкцію вібраційного розпушувача для особливо важких кам'янистих ґрунтів, що також дало добрі енергетичні і агротехнічні результати.

Лі Се Дін та В.З. Бабин запропонували плужний корпус, леміш і відвал якого рухомо встановлені на стійці і приводяться в стан вібрації. Він включає в себе електромагнітний вібратор спрямованої дії, нерухоми стійку і шарнірно з'єднаний з нею гряділь з лемішем і відвалом. З метою створення оптимальних режимів роботи при різних ґрунтових умовах, у ньому застосований електромагніт із змінною потужністю і нижньою упорною віссю, зазор якої з отворами щік стійки визначає величину амплітуди коливань корпусу. З метою можливості зміни зазору між упорною віссю і щоками стійки, що визначають амплітуди коливань корпусу, вісь виконана з двох сегментноклинових половин (півосей) з нарізкою на внутрішніх сторонах і нарізного регулюючого клина між ними, що фіксуються в заданому положенні стяжними гвинтами.

Бурлаков Н. С. розробив плужний корпус, леміш якого рухомо встановлений на корпусі і приводяться в стан вібрації. На рис.1 схематично зображено робочий корпус плуга з метою підбору оптимального режиму роботи плуга на різних ґрунтах і швидкостях, електромагніт вібратора виконаний поворотним у вертикальній площині у прорізі верхнього важеля стійки для регулювання амплітуди і напрямку коливань. Запропонований Н. С. Бурлаковим плужний корпус був виготовлений и досліджений в польових умовах. При частоті вібрації 50 Гц и амплітуді коливань 3 – 2 мм зниження тягового опору складало в середньому 29%.

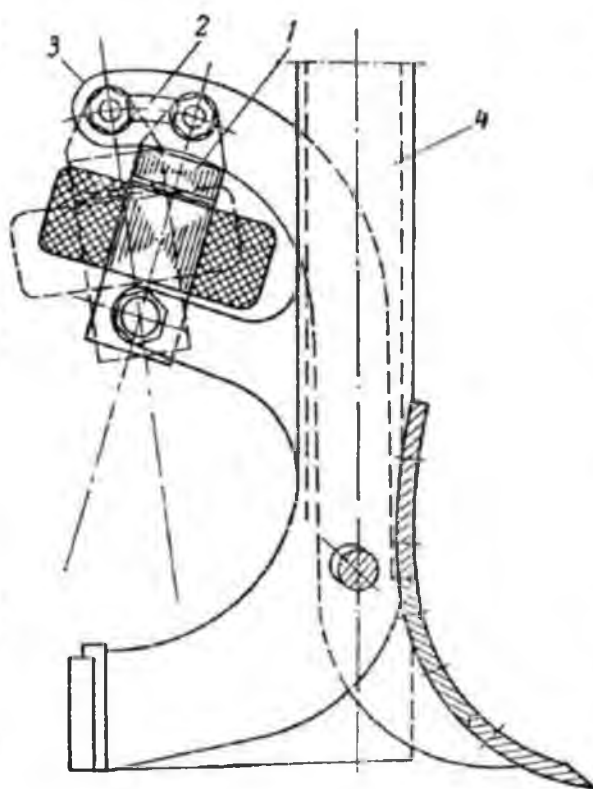


Рис.1. Плужний корпус

1 – електромагніт; 2 – проріз; 3 – верхній важіль; 4 – стійка
Також, проводилися дослідження роботи плуга з вібраційними ґрунтопоглиблювачами. Тяговий опір усіх ґрунтопоглиблювачів складав 23 – 24 % від повного опору плуга. Зниження тягового опору плуга за рахунок вібрації ґрунтопоглиблювачів не перевищував 10%.

Значний вклад у розробку теоретичних основ і практичних заходів по реалізації вібротеходу в робочих органах ґрунтообробних машин зроби доктор технічних наук О. О. Дубровський. На підставі глибокого аналізу

досліджень впливу вібрації на роботу ґрунтообробних знарядь О. О. Дубровський провів теоретичне обґрунтування використання вимушених коливань для зниження тягового опору ґрунтообробних машин. При цьому встановлено, що вимушені коливання, які передаються робочій поверхні знаряддя вібратором, вносять зміни у природний релаксаційний автоколивальний процес руйнування ґрунту. Добираючи параметри вимушених коливань робочих органів, можна знижувати тяговий опір знаряддя.

Паралельні дослідження проводилися М. К. Яременком. В умовах ґрунтового каналу досліджувався вплив частоти, амплітуди і напрямку коливань на тяговий опір двовідвальних борозників і робочого органу дренажного плуга при різних швидкостях руху. Дослиди проводилися при частоті коливань 1000 – 3000 коливань за хвилину і радіусі ексцентриситету привідного вала 0,25 – 1,5 мм при чотирьох швидкостях руху 0,25 – 1,36 м/с. Дослідами встановлено, що вібрація моделей робочих органів канавкопача і дренажного плуга знижує тяговий опір від 10 до 57% в залежності від режиму вібрації та поступальної швидкості. Ефективність вібрації зростає із збільшенням частоти і амплітуди коливань.

Оскільки є дані про вплив вібрації на тяговий опір робочих органів в залежності від режимів вібрації, то наступним етапом повинні бути дослідження загальних енергозатрат при вібрації. Вияснення питання про підвіску робочих органів і способів збудження вібрації. З теоретичної точки зору необхідно вияснити фізичну суть зниження тягового опору при вібрації, щоб правильно провести розрахунок динамічних характеристик вібратора.

Зоненбергом Р. М., виконані експериментальні дослідження в лабораторних і польових умовах з двогранними клинами різних розмірів, з копачем бурякозбирального комбайна, корпусом плуга та лапою-плоскорізом. Дослідження показали, що вібрація копача бурякозбирального комбайна, корпусу плуга та лапи-плоскоріза дозволяє знизити затрати тягової потужності трактора на 12 – 41%. Такий результат досягається при швидкості

руху 1,5 – 1,6 м/с, частоті коливань 2880 – 2930 коливань за хвилину, амплітуді коливань 4 – 5 мм і необхідній для кожного робочого органа глибині обробітку. Для збудження коливань робочих органів ґрунтообробних знарядь рекомендує застосовувати гідравлічний вібратор, який працює від гідросистеми трактора, малоенергомісткий, зручний в експлуатації, має невеликі розміри і здатність регулювати частоту і амплітуду коливань.

Вібраційні робочі органи у ґрунтообробних машинах поширені і в зарубіжних країнах, таких як США, Німеччина, Японія, Австралія, Італія [70 – 77]. Із зарубіжних робіт слід зазначити дослідження вчених з коледжу Каліфорнійського університету Ганна і Трамонтині [76], виконані з вібраційним ґрунтопоглиблювачем. У теоретичній частині цих досліджень розглядаються поздовжні коливання призматичних тіл, тобто прямолінійні вимушені коливання, співпадаючі з напрямом поступального руху. На підставі теоретичних і експериментальних (лабораторних і польових) досліджень, автори також приходять до висновку про доцільність використання вібрацій.

У Мюнхені на кафедрі сільськогосподарських машин Вищого технічного училища і в ЦКБ сільськогосподарських машин в Лейпцігу були проведені досліді з вібраційним мелоративним плугом і отримано зниження тягового опору на 60% [71].

Егенмюллер (Німеччина) в результаті досліджень вібраційних робочих органів ґрунтообробних знарядь дійшов висновку, що при невеликій поступальній швидкості тяговий опір зменшується вже при відносно низькій частоті коливань, а при вищій швидкості для такого ж зменшення вимагається вища частота [70]. Наприклад, при амплітудах 9 і 12 мм і малій поступальній швидкості добрі результати виходять при відносно низькій частоті коливань, спрямованих під кутом 30°. Подальше підвищення частоти коливань не дає суттєвого зниження тягового опору. Вищі результати воно дає тільки при збільшенні поступальної швидкості. При малих поступальних швидкостях значне зменшення тягового опору настає вже при коливаннях під

кутом 15° (в порівнянні з тяговим зусиллям при куті 0°). Подальше збільшення кута мало впливає на тяговий опір. При більшій поступальній швидкості збільшення кута коливань до 30° дає значне зменшення тягового опору. При малих значеннях амплітуди тяговий опір сильно зростає із збільшенням поступальної швидкості. З точки зору зниження потужності вібраційного приводу вигідніше працювати при відносно низькій частоті коливань.

На полях Італії працюють також віброплуги американської фірми «Labboc Vibreiting Plau». На рамі такого плуга встановлено ексцентриковий вібратор масою 65 кг з приводом від трактора через карданний вал та клинопасову передачу. Проведені дослідження показали, що порівняно зі звичайним плугом американський віброплуг потребує вдвічі меншого тягового зусилля, а продуктивність під час його використання зростає у 2,2 рази. При цьому урожайність пшениці на ділянках, оброблених за допомогою вібраційних знарядь, збільшилася на 5—7% [76]. З метою поліпшення умов праці механізатора, зокрема, виключення виснажливої дії на нього вібрації знаряддя, американські дослідники пропонують оснащувати віброплуги не одним, а двома ексцентриками, що обертаються в протилежні сторони, осі яких паралельні поздовжній площині агрегату. У цьому разі хвиля коливання від одного ексцентрика зустрінеться на рамі знаряддя з хвилею коливання від другого ексцентрика і вони погасять один одного.

Дослідження вібрації леміша плуга у ґрунті під дією примусового приводу провів також академік Г. Є. Листопад. Леміші плуга вібрували під дією спеціальних ексцентриків з амплітудою 4 мм і частотою 300 коливань за хвилину. Тяговий опір такого знаряддя, проти звичайного, знизився на 28%, а затрати енергії — на 20% [78].

Групою вчених Ю. А. Сергєєв, П. Х. Хараєв, Г. Б. Шарди́ров та ін. запропоновано плуг [79], механізм приводу якого (рис. 2) виконаний у вигляді закріпленого на рамі кривошипа і підпружиненої опорної лижі, що розміщена з тильної сторони лемішно-відвальної поверхні.

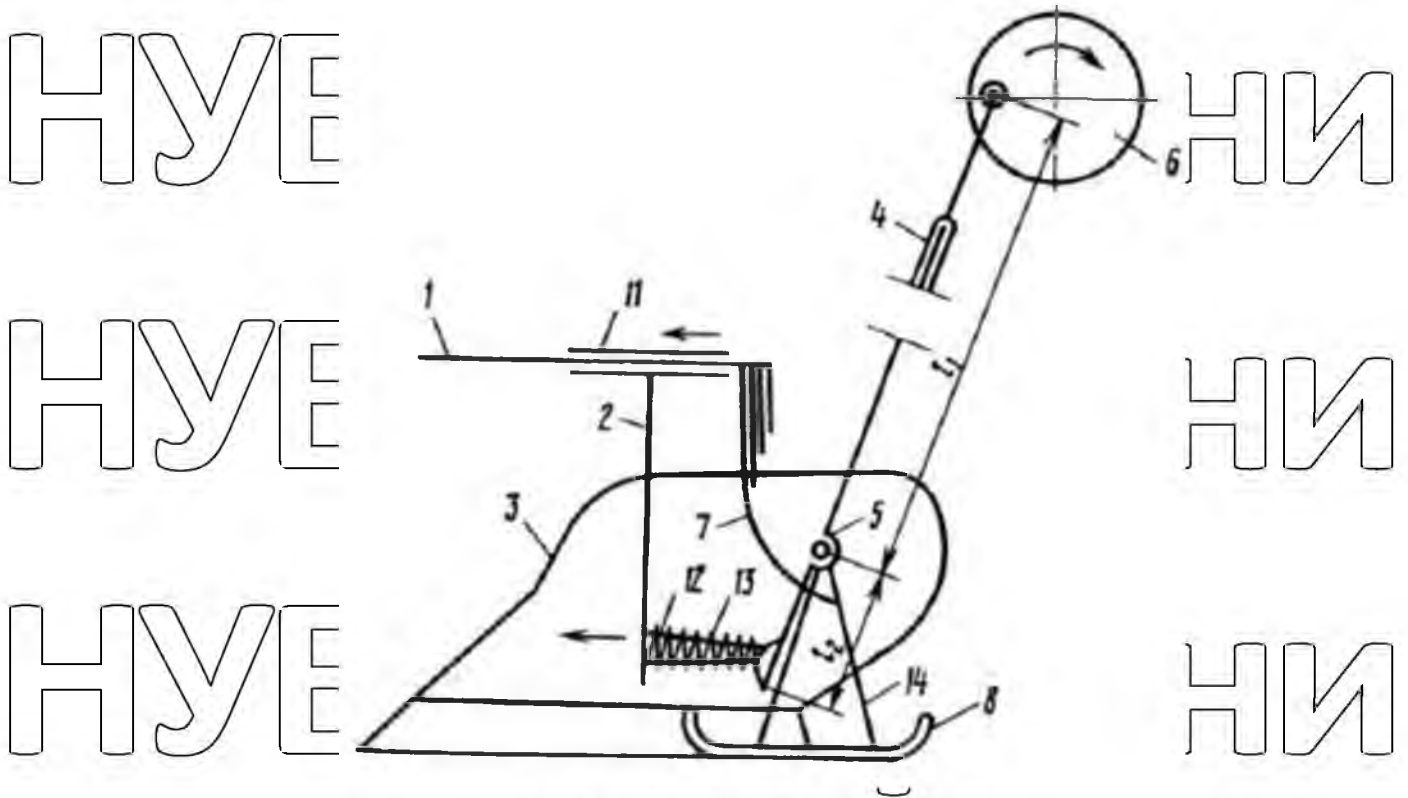


Рис. 2. Загальний вигляд плуга

1 – рама, 2 – стійка, 3 – лемішно-відвальна поверхня; 4 – важіль; 5 – вісь; 6 – кривошип; 7 – пружина; 8 – опорна лижа; 9 – поступальна пара; 10 – шарнір; 11 – напрямні; 12 – упор; 13 – пружина; 14 – кронштейн.

Важіль виконаний двоплечим, одне плече якого за допомогою поступальної пари і шарніра з'єднане з кривошипом. Стійка встановлена на рамі рухомо для переміщення в напрямку руху плуга при взаємодії з іншим плечем важеля. Коливання корпусу плуга здійснюється внаслідок тиску одного кінця важеля. Корпус плуга отримує періодичний коливальний поступальний рух, а рама плуга здійснює неперервний поступальний рух. Все це зменшує енергоємність плуга внаслідок значного (до 30%) зниження тягового опору і зменшення для цього необхідної потужності на привід.

Глибокі дослідження вібраційної дії на ґрунт ґрунтообробних робочих органів різного типу з примусовим приводом проведено колективом учених під керівництвом доктора технічних наук І. М. Панова (1987, 1990). Створено різні типи плугів і культиваторів з коливальними робочими органами. Коливання їх здійснюються за допомогою механічних, гідравлічних,

електричних, електромагнітних та пневматичних приводів.

Група вчених В. А. Злотухін, А. І. Мігунів, А. В. Мержеєвський, П. А. Золотухін запропонували вібраційний глибокорозпушувач.

Глибокорозпушувач виконаний на коливальній стійці вібраційної дії (рис. 3).

За стійкою на всю її довжину в П-подібній напрямній (паралелі), розміщений штанговий ресорний резонатор (вертикальних коливань), з'єднаний у верхній частині з пружиною-демпфером, а в нижній з синусоїдальним резонатором (горизонтальних коливань), між синусоїдами яких знаходяться резонатори мас (горизонтальних коливань), а під рамою знизу знаходиться стрічковий амортизатор-демпфер.

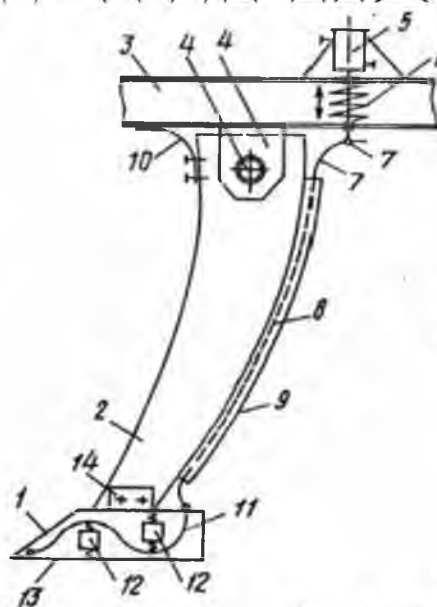


Рис. 3. Загальний вигляд глибокорозпушувача

1 – копач; 2 – коливальна стійка; 3 – рама; 4 – проушина; 5 – вібратор; 6 – спіральна пружина-демпфер; 7 – шарнір; 8 – штанговий ресорний резонатор; 9 – П-подібна напрямна; 10 – стрічковий демпфер; 11 – синусоїдальний резонатор; 12 – пасивні резонатори; 13 – підшва копача; 14 – пластина;

Такий пристрій забезпечує ефективне розпушування і рихлення ущільненого підорного шару, водного, повітряного і теплового режимів, підвищення мікробіологічної активності ґрунту, врожайності сільськогосподарських культур, якості продукції при значному зниженні (на

15-30%) енергоємності процесу.

Біланік А. М. та І. Б. Матвеев розробили безвідвальний вібропług. Корпус пługу має форму коробчатого важеля який встановлюється у отвори жорсткої рами на осях, які перпендикулярні руху вібропługу та утримуються в робочому стані напруженим регулюючим елементом, що розташований на верхній частині корпусу та рами (рис. 4, а).

Автоколивальний режим у разі необхідності можливо отримати від енергії гідронасосу, що приєднується до вала відбору потужності (рис. 4, б).

Для нього на рамі, перед кожним корпусом монтується гідромотор із ексцентриком на валу, який при обертанні діє на верхній кінець важеля.

Більша величина сили збудження може бути набута із використанням «гідравлічної регулюючої пружини» – поршень із регулюючим одноходовим гідроаккумулятором (рис. 4, в).

Найбільша ступінь універсальності та надійності відтворення автоколивального режиму отримується при використанні клапана-пульсатора із двома регулюючими одноходовими гідроаккумуляторами в одному вузлі із клапаном та поршнем дії на важіль (рис. 4, г).

Розроблені механізми можуть бути застосовані також на звичайних відвальних пługах та на іншому сільськогосподарському обладданні, що може збільшувати свою продуктивність при вібраціях.

Безвідвальний вібропług (рис. 5.), в якого замість електромагнітного приводу для коливань корпусу пługу застосовується гідромеханізм із приводом від насоса. В якому шток жорстко з'єднаний із рамою, а на штоці вільно переміщається поршень гідроциліндру. Робочих переміщень (коливань), штокова порожнина постійно з'єднана зі зливом; поперединне з'єднання безштокової робочої порожнини циліндра виконують два тарілчасті клапани, робочі сідла яких розміщені на передній стінці поршня.

Для компактності, стебло нагнітального клапана входить в торець штоку, а зливного клапана в передню стінку поршня. Із метою автоматичної фіксації клапанів в крайньому положенні, робоча площа нагнітального клапана на 15-

20% менша, чім у зливного.

Двоклапанний механізм надійно працює при ході до 1мм, що на порядок менше ніж у загальновідомих золотників. При діаметрі циліндра 60мм та довжиною 100мм, тиску в ньому 10-15Мпа, що дає насос НШ32У-3, зусилля на одному корпусі плугу досягає 10 – 15 кН.

У Луганському національному аграрному університеті група авторів Волошко М. І., Порох Є. В., Волошко М. М. запропонували конструкцію віброреміша плуга [86]. Леміш (рис. 6.) до стійки корпусу плуга кріпиться не шарнірно, а за допомогою рухомої рамки, що разом з лемішем здійснює зворотно-поступальний-коливальний (вібраційний) рух у площині лемеша за допомогою механічного, пневматичного, гідравлічного, електромагнітного приводу або будь-якого іншого відомого пристрою. У результаті чого ґрунтове середовище, що оточує леміш, переходить у псевдозріджений стан.

Внаслідок чого зменшується опір прониканню леміша у ґрунт, що призводить до зниження тягового опору корпусу плуга та енерговитрат на основну обробку ґрунту – оранку.

Під керівництвом В. С. Ловейкіна О. С. Криворучко та І. А. Пушкар запропонували конструкції плугів з вібраційною підвіскою, в яких гідронасос має привід від вала відбору потужності.

Навіть короткий перелік робіт з використання вібрацій в плугах загального призначення свідчить про те, що ця тема не випадково привертає зараз велику увагу і, що у всіх дослідах при правильному виборі режимів вібрацій ефективність роботи орних агрегатів поліпшується.

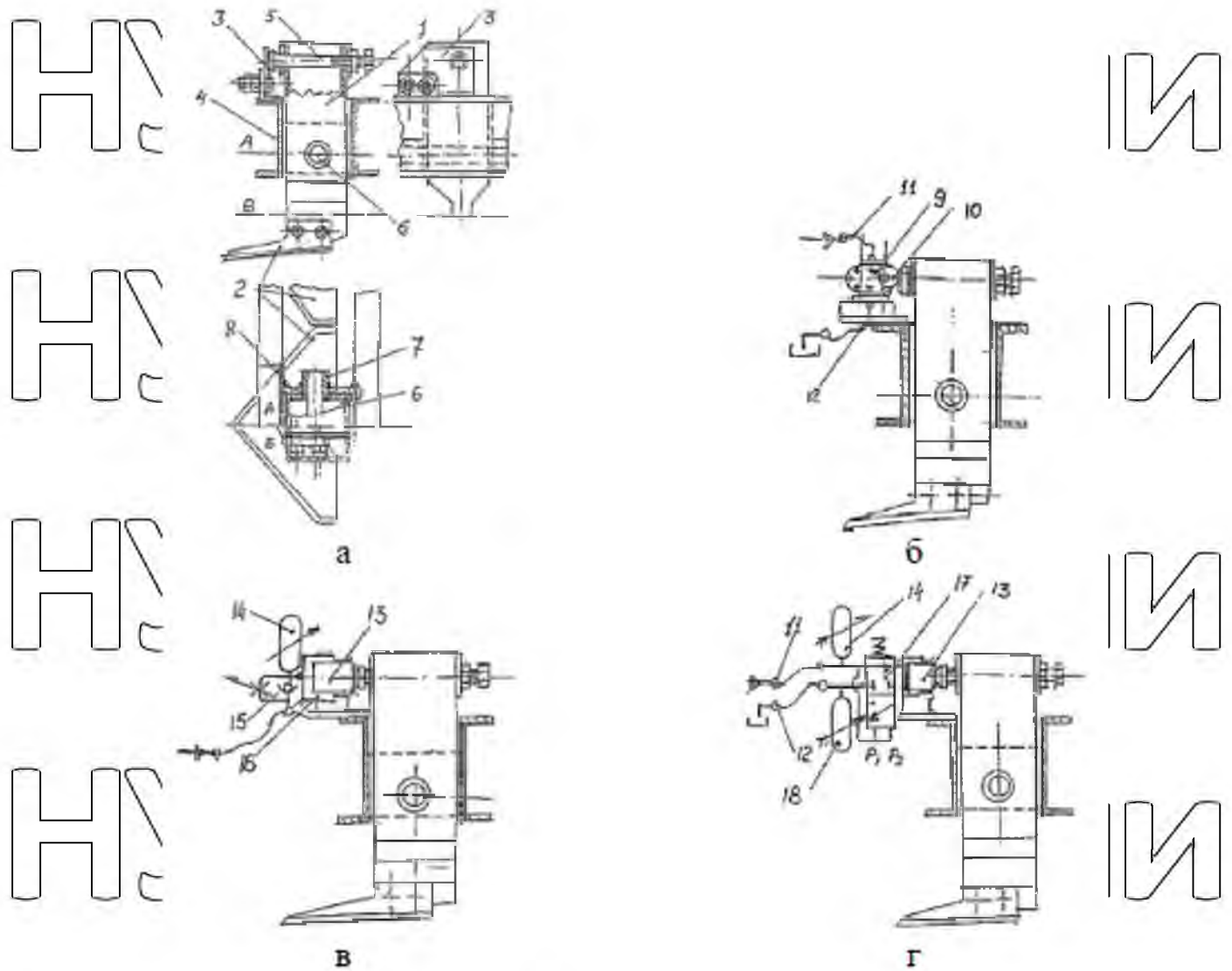


Рис. 4. Віброплуг-розпушувач: із механізмом автоколювань від пластинчастої пружини (а); із коливанням від гідромотору із ексцентриком (б); із гідравлічною пружиною (в); із гідроциліндром, клапаном пульсатором та двома регульованими одноходовими гідроаккумуляторами (г)

1 – коробчатий важіль, 2 – ніж, 3 – пластинчата пружина (ресора), 4 – корпус плугу (рамного типу), 5 – пересувний упор, 6 – вісь важеля, 7 – опора осі важеля, 8 – боксва направляюча важеля, 9 – шестеренний насос, 10 – ексцентрик, 11 – нагнітальний рукав високого тиску, 12 – зливний рукав, 13 – поршень, 14 – регульований одноходовий гідроаккумулятор нагнітання, 15 – зворотній клапан із проселем, 16 – циліндр, 17 – клапан-пульсатор, 18 – регульований одноходовий зливний гідроаккумулятор.

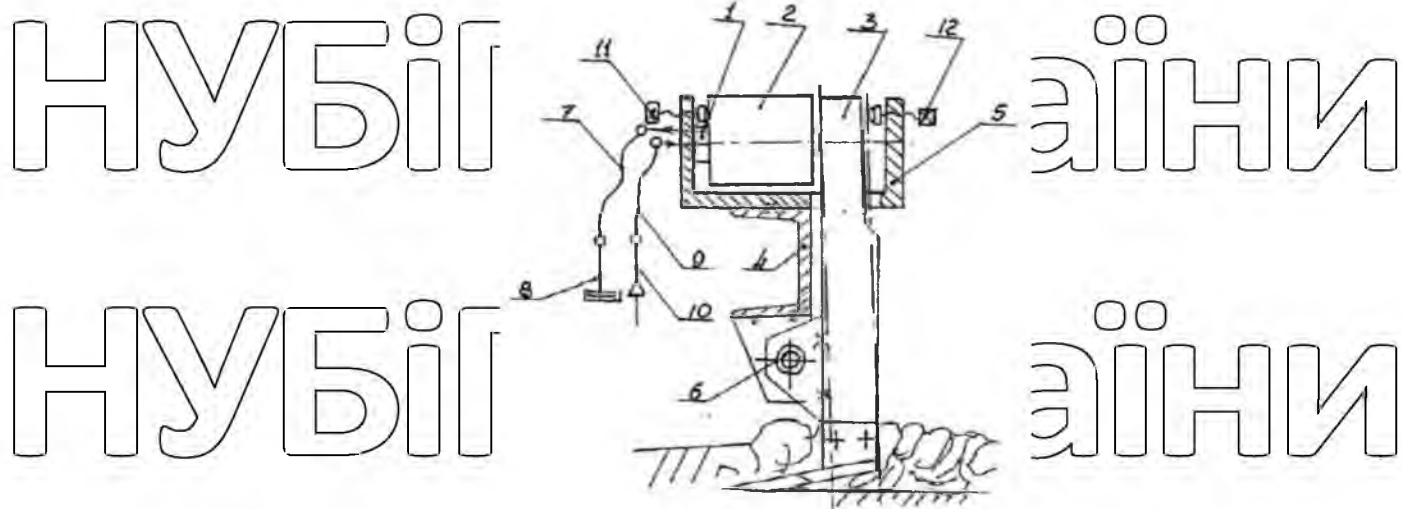


Рис. 5. Корпус плугу із гідро механізмом

1 – шток, 2 – рухомий циліндр, 3 – корпус плугу, 4 – рама, 5 – стойка кріплення штоку, 6 – шарнір повороту корпусу, 7 – рукав зливу, 8 – злив в бак, 9 – рукав підводу тиску, 10 – подача тиску від насосу приводу, 11, 12 – гвинти регулювання величини та місця ходу верхньої частини корпусу.

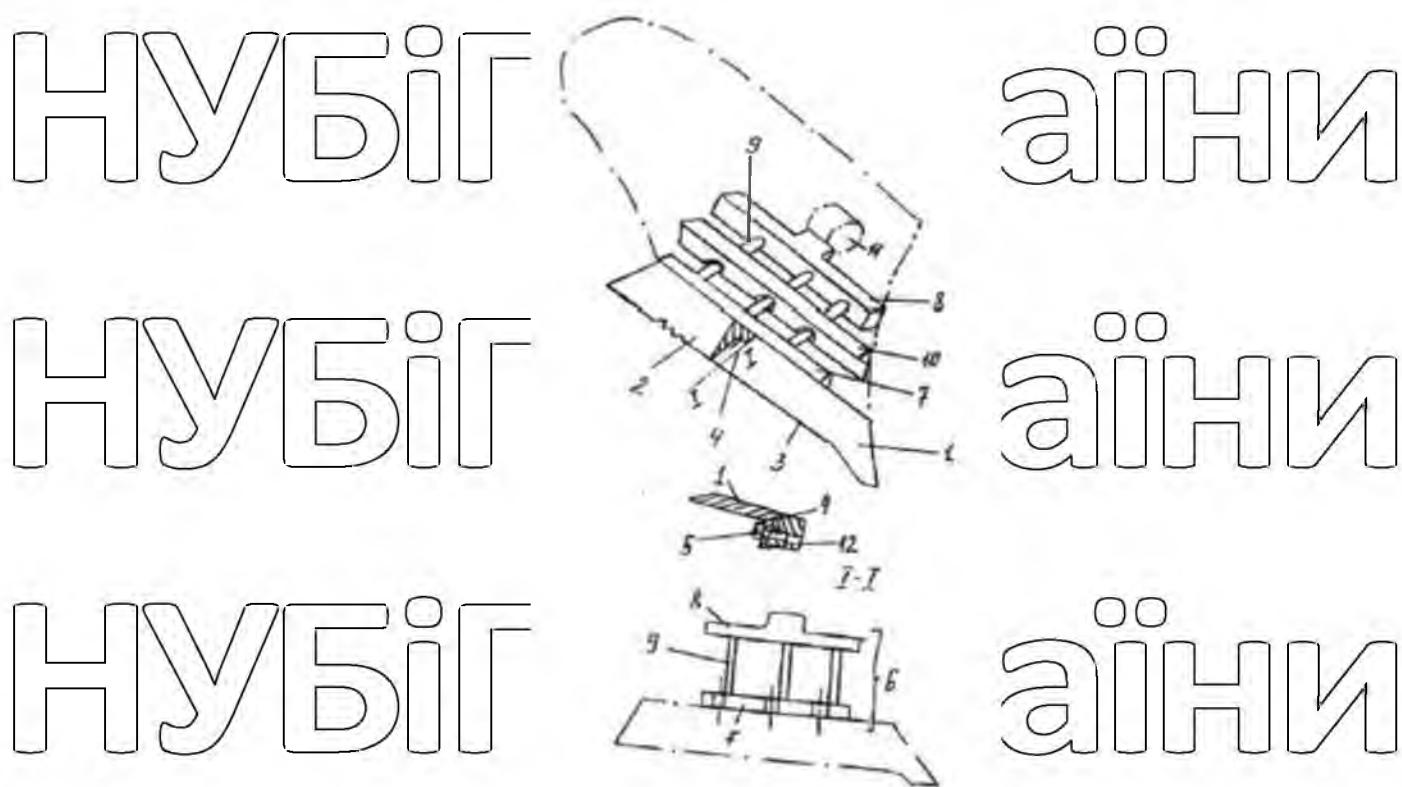


Рис. 6. Віброреміш плуга

1 – леміш; 2 – зубцювата форма; 3 – лінійна форма; 4 – спинка лемішу; 5 – болт; 6 – рухлива рамка; 7 – тримач; 8 – приводна планка; 9 – стрижні; 10 – траверса,

1.4.3. Вплив імпульсної дії робочих органів на ґрунт.

Передумови імпульсної дії на ґрунт знайшли глибоке відображення у працях А. М. Гудкова (1966, 1969) [89]. На його думку, при імпульсному навантаженні величина деформації ґрунту повинна перевищувати границю її пружної деформації. Ним встановлено, що сухий безструктурний ґрунт руйнується при швидкості 1,08 м/с, а середньої щільності — при 0,87 м/с і частоті ударних імпульсів 40 – 50 Гц. При цьому також встановлено, що при ударній дії робочих органів для отримання потрібного ефекту необхідно, щоб тривалість удару дорівнювала або була більшою за час, потрібний для поширення хвилі деформації від місця удару до зовнішньої поверхні, а при оранці ґрунту плугами — до поверхні поля за напрямком лінії сколювання. Якщо тривалість удару менша за цей час, то пласт не встигає деформуватися і дія удару обмежується місцевими руйнуваннями. Тому при ударі стиск повинен перевищувати границю пружної деформації. Для деформації безструктурних ґрунтів, за даними А. М. Гудкова, тривалість удару повинна становити 0,00049 с, а для структурних вона повинна бути значно більшою, ніж для безструктурних.

Важлива принципова сторона питання, вирішена А. М. Гудковим, полягає в тому, що фізично саме удар має місце при сколюванні пласта робочої поверхні. Причому, чим менша інерційна здатність несучої конструкції робочої поверхні знаряддя, тим різкіше буде проявлятися стрибкоподібність її руху, а значить, і різкішою буде ударна дія поверхні на пласт.

Розглядаючи можливість зниження тягового опору плуга при ударній дії на ґрунт, М. А. Уфїркін (1970) [90] запропонував пристрій до плуга, який робив удари на стінку борозни під час оранки (рис. 7). На такому плузі позади кожного корпусу, крім останнього, поряд з польовою дошкою встановлювався генератор імпульсних навантажень (механічний, електричний, гідравлічний, пневматичний), за допомогою якого наносилися періодичні удари по стінці борозни. Хвилі напруження стиску, які створювалися ударником, поширювалися від місця удару вглиб пласта, викликаючи послаблення зв'язків

у ґрунті та руйнування. У результаті проведених досліджень також підтверджено, що руйнування ґрунту робочими органами ґрунтообробних машин має періодичний характер. У початковий період дії ґрунт ущільнюється, а коли напруження досягають граничної міцності, відбувається сколювання його блока. Це викликає періодичні зміни величини тягового опору, математичну модель якого пропонується описувати відповідною системою рівнянь. При нанесенні удару по стінці борозни у ґрунті створюються додаткові напруження, які накладаються на напруження, що створюються корпусом плуга, і викликають сколювання трохи раніше, ніж під час роботи із звичайним плугом. Ефективність ударної дії залежить від амплітуди коливань і середньої величини тягового опору.

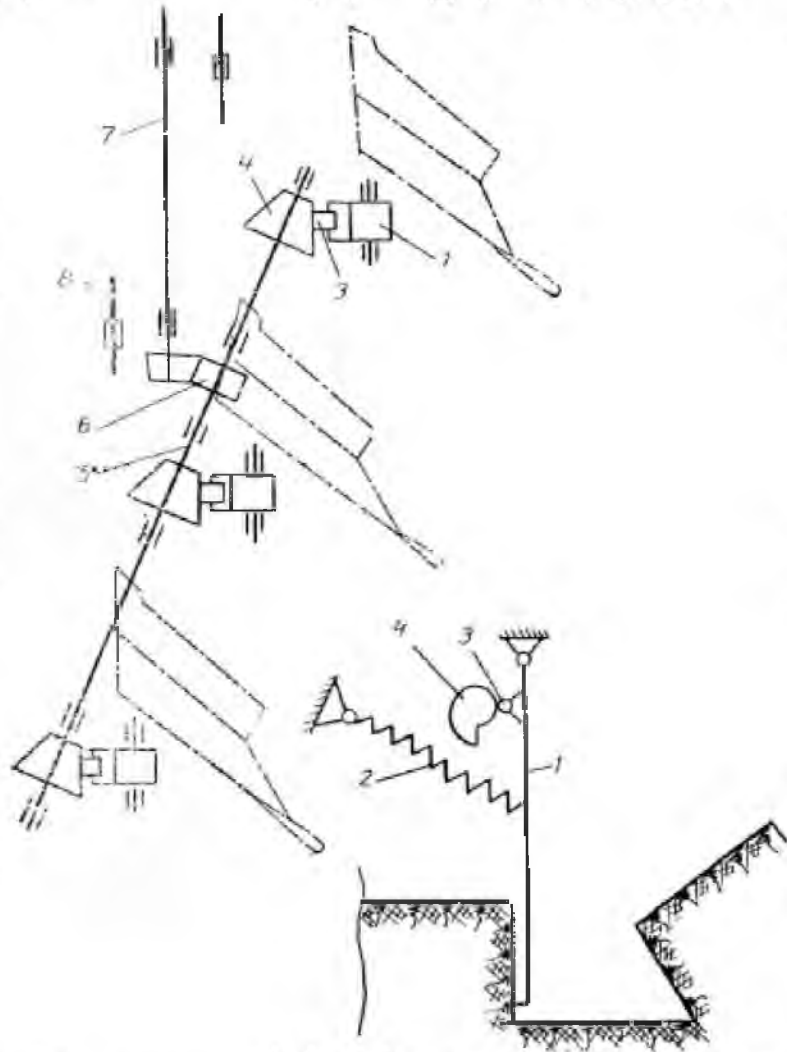


Рис. 7. Пристосування до плуга для зниження тягового опору

1 – важіль; 2 – пружина; 3 – ролик; 4 – ексцентрик; 5 – вал; 6 – конічна зубчата пара; 7 – вал від вала відбору потужності; 8 – дисковий ніж.

НУВБІП УКРАЇНИ

На підставі проведених досліджень спеціального експериментального плуга з ударним механізмом М. А. Уфіркін робить висновок про те, що тяговий опір такого плуга знижується, порівняно із звичайним, на 14—18% і поліпшується якість оранки. Проте необхідного ефекту досягають тільки при певній частоті удару на стінку борозни для даного типу ґрунту. Найближче до теоретичного обґрунтування і практичної реалізації імпульсних коливань робочих органів ґрунтообробних знарядь підійшов доктор технічних наук О. О.

НУВБІП УКРАЇНИ

Дубровський. У своїх працях він підкреслював, що "імпульсна дія на робочі органи плуга доцільніша за безперервне вібрування, оскільки в цьому разі на даремне струшування пласта і знаряддя енергія майже не витрачається" [67].

НУВБІП УКРАЇНИ

Проте тут же автор зазначає, що ці міркування ще потребують експериментальної перевірки. Розглядаючи процес дії пасивного робочого органу на ґрунт, він дійшов висновку, що тяговий опір знаряддя здійснює релаксаційні коливання з деяким розмахом і частотою, які залежать від форми знаряддя, поступальної швидкості та щільності ґрунту. При симетричних

НУВБІП УКРАЇНИ

подовжніх гармонічних коливаннях знаряддя з деякою амплітудою і частотою протягом одного циклу сколювання на тяговий опір накладається синусоїдальна складова сили тиску. Накладання цієї сили на опір пасивного

НУВБІП УКРАЇНИ

робочого органу дає можливість отримати позитивний енергетичний ефект. Для посилення цього ефекту О. О. Дубровський запропонував діяти на робочий орган під час його роботи зовнішньою силою тиску у вигляді короткочасного імпульсу параболічної форми. Імпульс подається у той момент, коли тяговий опір досягає заданого значення. Застосування такої дії на ґрунт показує, що при досить малій тривалості імпульсу завжди можна досягти позитивного енергетичного ефекту.

НУВБІП УКРАЇНИ

У результаті досліджень поведінки тіл під час зіткнення доктор технічних наук С. В. Александров [91] встановив закономірність, яка полягає в тому, що

НУВБІП УКРАЇНИ

під час пружного удару коефіцієнт передачі енергії залежить від відношення мас тіл, що стикаються, до певного критичного значення цього відношення. При подальшому збільшенні відношення маси тіл, що стикаються, коефіцієнт передачі енергії визначається вже не відношенням дійсних мас, а тільки критичним значенням цього відношення, яке визначається конфігурацією тіл, що стикаються. При цьому маса ударника, помножена на величину критичного відношення мас, названа критичною. Оскільки критична маса залежить від конфігурації тіл, то з'являється можливість штучної зміни її величини під час зіткнення одного тіла з іншим та під час поширення ударного імпульсу по одному й тому самому тілу. Тому стають штучно керованими такі наслідки удару, як коефіцієнт передачі енергії, тобто коефіцієнт корисної дії удару та відновлення швидкості. На підставі цього було створено так званий механічний напівпровідник, у якому передача енергії може практично здійснюватись тільки в одному заданому напрямку, незалежно від жорсткості основи. Цей принцип покладено в основу роботи машин ударної дії з примусовим приводом для гірничої промисловості. Такі машини ударної дії, порівняно із звичайними, менш металомісткі, мають знижену вібрацію і високу продуктивність.

Особливий інтерес становлять аналітичні вирішення для одночасного зіткнення кількох тіл, які можна використати при обґрунтуванні параметрів автоколивальних віброударних систем. Теорія і методи проектування авторезонансних віброударних скануючих систем дозволили забезпечити відхилення від пилкоподібного закону не більше 1% при частотах сканування до 400 Гц. Інформаційні віброударні сканери, які використовують у системах керування, мають високу стабільність режиму, малі габарити і масу.

Дуже важливим є зроблений у цих дослідженнях висновок про те, що при зіткненні тіл, змінюючи конфігурацію самих тіл та їхніх торців, можна керувати як кількістю енергії, що передається, так і її формою. Ударний спосіб передачі дії від виконавчих органів вібраційної машини до оброблюваного середовища дозволяє підвищити ефективність технологічних процесів, для

здійснення яких потрібні значні сили. При цьому зберігається висока добротність системи та її економічність.

Група вчених В. А. Зслотухін, А. І. Мігунов, А. В. Мержеєвський, запропонували вібраційне чизельне знаряддя. Робочі органи вібраційного чизельного знаряддя (рис. 8.) в процесі руху вклинюються в ґрунтовий пласт, через неоднорідність ґрунту створюються коливальні рухи стійок в шарнірах. Одночасно в цей період включається механізм приводу робочих органів і через тверді тіла і спіральні пружини впливають на стійки. Виникають складні коливання стійок розпушувачів. У цей період тверді тіла в порожнинах створюють ударну вібрацію.

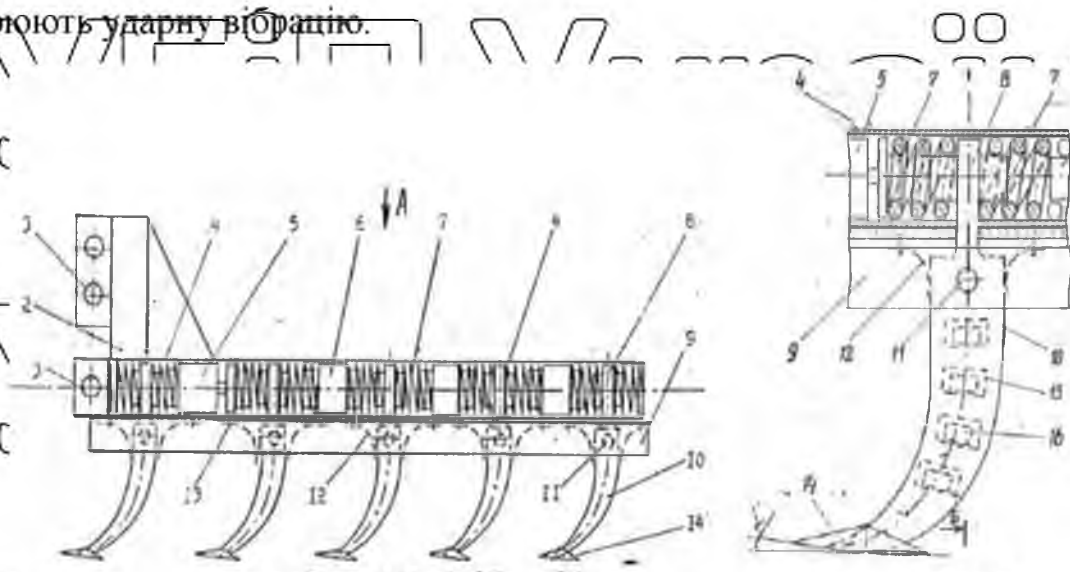


Рис. 8. Вібраційне чизельне знаряддя

1 – трапецієподібна платформа; 2 – стійка кронштейн; 3 – триточковий механізм навіски; 4 – подовжений порожнистий циліндричний елемент; 5 – механізм приводу робочих органів в коливальний рух; 6- тверде тіло; 7 – спіральні пружини; 8 – верхня частина стійки; 9 – направляючі; 10 – робочий орган; 11 – шарнір; 12, 13 – ресорні пластини; 14 – наральник; 15 – порожнина циліндричної форми; 16 – тверде тіло.

При цьому підрізаний наральники пласт, розколотий по його поверхні і з боків переміщається за рахунок сил руху та вібраційного впливу без відносно значних витрат, так як на поверхні робочого органу відбувається кришення ґрунту з руйнуванням граничного шару. Опір робочих органів значно менший

через те, що в період вібраційного впливу відбувається негайне кришіння з руйнуванням кристінного шару. При цьому нижня частина паральника ущільнює ґрунт, утворюючи щільну підшву для збереження водного режиму.

Вібраційне чизельне знаряддя забезпечує високу якість розпушування з найменшими тяговим опором і енерговитратами.

В Кримському агротехнічному університеті Л. Ф. Бабицький у своїх працях розглядав питання багатоконтактної-ударної дії на ґрунт у відповідності з фазами деформації і руйнування. Теоретично обґрунтував форму і параметри багато-ударних ґрунтообробних робочих органів, що підвищують ефективність технологічного процесу обробітку ґрунту [78, 93]

Москалевич В. Ю. [94] під керівництвом Л. Ф. Бабицького проводив дослідження коливально-ударного чизельного робочого органу з роторним розпушувачем. Необхідна інтенсивність кришильного впливу якого на ґрунт досягалася шляхом використання додаткових розпушувальних елементів та кінетичної енергії рухливих мас. Самонастроювання робочого органу забезпечується за рахунок зміни його ступеня рухливості при зіткненні рухливих ланок і зміни сил тертя в механізмі роторного розпушувача у залежності від опору оброблюваного ґрунту. Лабораторні і польові дослідження показали, що чизельний робочий орган на віброударній підвісці з роторним розпушувачем забезпечує зменшення брилистості ґрунту у 2,3...2,4 рази, а його розпушувальна здатність вище на 23...25%. Зниження питомого тягового опору становить 5...9%. Економія потужності на обробіток ґрунту – 14 – 20%, внаслідок зменшення частки енергоємної деформації стиску ґрунту.

Віброударні авторезонансні системи широко застосовують тільки у промисловості. Необхідно провести глибокі теоретичні й експериментальні дослідження, при механізації сільськогосподарського виробництва, знаходження нових віброударних ефектів та створення відповідних цьому автоматичних віброударних систем.

1.4.4. Вплив пружно закріплених робочих органів на ґрунт.

Різними авторами проведено комплекс досліджень щодо створення вібраційних робочих органів ґрунтообробних машин без примусового приводу. Результатом цих досліджень став позитивний енергоефект, який одержують при використанні робочих органів на пружній підвісці. Автоколивальний процес таких робочих органів розхитує міжагрегатні зв'язки у ґрунті і знижує його міцність. Найбільшого зниження опору досягається при широкому спектрі частот коливань пружного стояка як у поздовжньому, так і у поперечному напрямках. Позитивний ефект одержано також при пружному кріпленні окремих робочих елементів ґрунтообробних знарядь.

Велика кількість конструкцій підвісок складається з трьох і більше пружних елементів. Найбільш поширені вітчизняні підвіски з різними формами пружних стояків, а також пружні підвіски зарубіжних фірм "John Deere" (США), "Brilon" (США), "Noble" (Канада), "Rau" (Німеччина), "Juar" (Франція), "Vederstad" (Швеція). Для таких стояків характерне пружне зміщення робочого органу, яке порівнюється з глибиною ходу. Пружне кріплення порівняно з жорстким підвищує якість розпушування ґрунту, проте порушується етійкість ходу за глибиною, що впливає на енергетику процесу.

Рябцев Г. О. [95] зробив спробу обґрунтувати параметри пружної підвіски робочих органів на основі вивчення основних фаз деформації та руйнування ґрунту. Процес взаємодії робочих органів на жорсткій та пружній підвісках з ґрунтом у даному випадку поділяється на три фази: перша — початкове занурення робочого органу в ґрунт, друга — стиск ґрунту в межах пружних деформацій до моменту пластичної течії, під час якої різко зростає опір робочому органу, третя фаза — сколювання ґрунту. Однак під час усталеного руху агрегату мають місце тільки друга й третя фази. Як показують дослідження, пружна підвіска не дуже впливає на перебіг другої фази. У цей період опір ґрунту зростає плавно, тому коливання робочого органу мають амплітуду, недостатню для надання ефективного впливу на процес. Проте у третій фазі, у зв'язку з різким зменшенням опору, викликаним сколюванням ґрунту, пружна підвіска, використовуючи нагромаджену енергію, забезпечує

коливання робочого органу. При цьому параметри коливань залежать від структури системи і властивостей ґрунту.

Під час руху робочого органу на жорсткій підвісці ґрунт періодично сколюється. Спочатку він стискується і опір переміщенню лапи збільшується до максимального значення, а потім, після сколювання ґрунту, знижується до мінімального значення зусилля.

У початковий момент переміщення лапи на пружній підвісці ґрунт також стискується, але при цьому лапа відхиляється проти напрямку руху, стискаючи пружний елемент і нагромаджуючи потенціальну енергію, яку віддає після сколювання ґрунту. Загальний опір при цьому знижується внаслідок додатково виконаної роботи після сколювання ґрунту.

За показник тягового опору Г. О. Рябцев запропонував величину середнього зниження опору ґрунту від використання пружної підвіски. Відносне зниження тягового опору тим вище, чим більше коливання опору ґрунту в момент його деформації та сколювання, чим вища відносна швидкість коливання лапи і частота сколювання ґрунту.

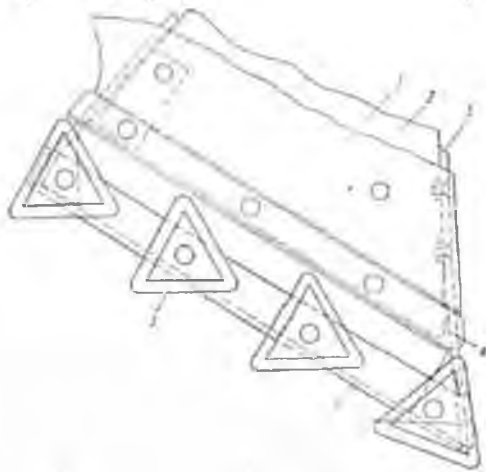
Опір підвищується із збільшенням коефіцієнта затухання і частоти вільних коливань лапи. Відносне зниження тягового опору зростає при збільшенні швидкості руху агрегату, оскільки частота сколювання ґрунту збільшується.

З метою зниження енергетичних затрат на обробіток ґрунту, покращення ефективності кришення ґрунту, підвищення рівномірності глибини оранки в 60–70х роках XX століття запропоновані та розроблені такі конструкції плугів з пружно закріпленими робочими органами:

Чирков П. Ф. запропонував робочий орган плуга [96], з встановленими на лемеші зубцями в формі рівносторонніх трикутників, які змонтовані на пружній планці, що жорстко закріплена до відвалу (рис. 9. а). Зубці рихлять дно борозни, а виникаюча вібрація робочого органу в двох площинах дозволяє роз'єднати частинки ґрунту по ломаним лініям найбільш слабких з'єднань. Це знижує опір ґрунту і створює більш вирівняну поверхню зораного поля.

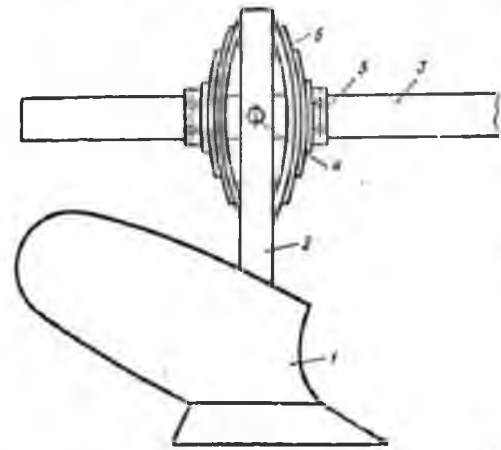
В інституті інженерів сільськогосподарського виробництва ім. В. П. Горячіна А. Г. Дегтярьов запропонував корпус плуга. Стійка його

підпружинена з двох сторін по напрямку руху, що забезпечує стійкі автоколивання (рис. 9. б).



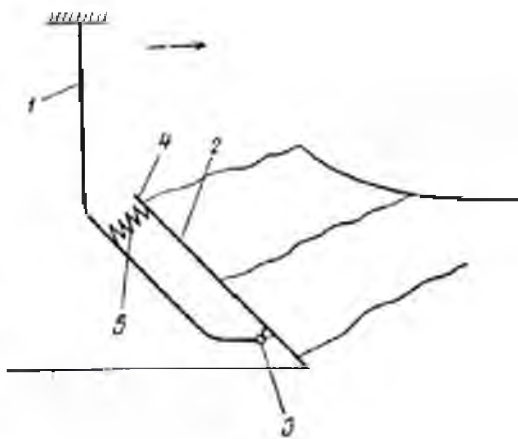
1 – відвал; 2 – стійка; 3 – зуби; 4 – пружна планка; 5 – кронштейн; 6 – планка;

а

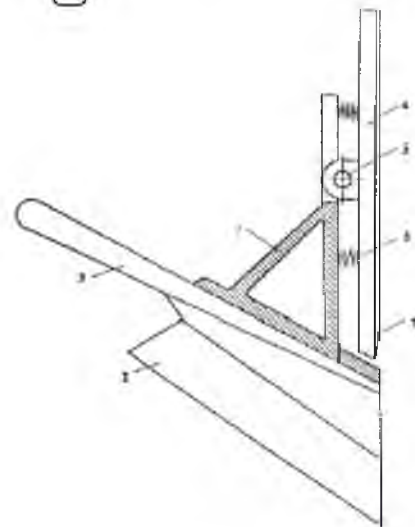


1 – робочий орган; 2 – стійка; 3 – рама; 4 – шарнір; 5 – кронштейн; 6 – пакет плоских пружин;

б



1 – стійка; 2 – ріжуче лезо; 3 – горизонтальний шарнір; 4 – верхнє плече; 5 – пружний елемент



1 – стійка; 2 – леміш; 3 – відвал; 4 – польова дошка; 5 – шарнір; 6 – пружина; 7 – пластина;

Рис. 9. Схеми пружно закріплених робочих органів

а – робочий орган плуга; б, г – корпус плуга;

в – робочий орган ґрунтообробної машини.

В Мелітопольському інституті механізації сільського господарства Ю. Е. Войтенко запропонував робочий орган ґрунтообробного знаряддя [98]. Ріжуче лезо робочого органу закріплено на стійці за допомогою горизонтального

шарніра з утворенням різноплечого важеля, а пружний елемент підпружинює його верхнє більше плече (рис. 9. в). Це забезпечує підвищення ефективності кришення ґрунту в режимі автоколивань робочого органа.

На Одеській науково-дослідній станції Державного союзного науково-дослідного тракторного інститута вчені Д. З. Стародинський, Н. П. Головенко, запропонували корпус плуга [99]. Польова дошка його закріплена середньою частиною на стійці за допомогою шарніра з вертикальною віссю та підпружинена відносно стійки (рис. 9. г). Це зменшує спрацювання польової дошки і знижує тяговий опір плуга.

Кушнар'єв А. С та Базаров В. П. [100 – 102] у своїх працях розглянули питання створення нелінійних пружних підвісок культиваторних лап з метою збудження стійких коливань. Аналізуючи дослідження, присвячені вивченню опору ґрунту заглибленню твердого деформатора, вони роблять висновок, що процесу обробітку ґрунту робочим органом під час усталеного руху властиві основні дві фази. Протягом першої фази відбувається заглиблення робочого органа в ґрунт, і деформація ґрунту безперервно зростає, а разом з деформацією зростають і внутрішні напруження у ньому. При перевищенні внутрішніми напруженнями границі міцності ґрунту в ньому відбувається сколювання. Друга фаза характеризується ковзанням сколотого блока ґрунту під дією робочого органа. Аналізуючи процес взаємодії системи "робочий орган – ґрунт" виходить, що сила опору ґрунту не залишається постійною, а періодично змінюється, поступово зростаючи у першій фазі й різко зменшуючись у другій. Застосування пружної підвіски викликає відносно плавне зростання тягового опору у першій фазі порівняно з жорсткою підвіскою. Одноелементні пружні підвіски мають лінійні характеристики відновлюючих сил. Ширше застосування мають підвіски, які складаються з двох пружних елементів, один з яких — пружний стояк, другий — циліндрична або плоска пружина. Конструктивні особливості підвісок, що складаються з двох і більше елементів, мають лінійні характеристики пружних сил, приводять, на думку багатьох дослідників, до нелінійних систем, оскільки рух

робочого органу на таких підвісках описується нелінійним диференціальним рівнянням. Введення наступного пружного елемента у лінійну підвіску істотно впливає на вияв коливань робочого органу. При розгляді такої нелінійної пружної підвіски культиваторної лапи вводиться наведений коефіцієнт жорсткості системи. Точка зломхарактеристики пружних сил підвіски залежить від попереднього навантаження циліндричної пружини. У цьому разі спостерігаються параметричні коливання і стійкість системи визначається за діаграмою стійкості Айнса-Стретта. Тяговий опір робочого органу на такій нелінійній підвісці порівняно з лінійною знижується на 14 — 26% [101]. Проте

у режимі нестійких коливань нелінійна підвіска показує результати, подібні до лінійної пружної підвіски. Цей факт стає ще більш очевидним, якщо врахувати, що запропонована так звана нелінійна підвіска фактично являє собою кусково-лінійну пружну підвіску. Характеристика такої підвіски має лінійні ділянки з двома й більше точками злому. Такі підвіски, як і запропоновані раніше іншими авторами, не дозволяють повною мірою врахувати в'язкі й пластичні властивості ґрунту відповідно до фаз деформації та руйнування ґрунту.

З метою зниження енергетичних затрат на обробіток ґрунту, покращення якості оранки, підвищення надійності і довговічності терміну експлуатації робочих органів в 80-х роках ХХ століття запропоновані та розроблені такі конструкції плугів з пружно закріпленими робочими органами:

Так в науково-дослідницькому інституті механізації сільського господарства групою авторів запропонований плуг, кожна стійка якого закріплена на брусі шарнірно і жорстко з'єднана з однією ланкою, яка з'єднана з планкою через пружний елемент (рис. 10. а). Під час роботи плуга, при дії на робочий орган динамічних навантажень виникає вібрація робочого органу в поперечно-горизонтальній площині. При цьому пружний елемент обмежує амплітуду коливань робочих органів, забезпечуючи необхідну якість оранки.

На Західній державній зональній машино-випробувальній станції Ефимов А. Д. та Асябрік І. М. запропонований плуг. В процесі роботи якого (рис. 10. б), внаслідок нерівномірності фізико-механічних властивостей ґрунту, а також

виконання гвинтової стяжки з можливістю вільного поздовжнього переміщення одного з її стержнів відносно стакана і наявності пружного елемента, установленого між ними в цьому напрямку, корпус плуга здійснює коливальний рух навколо горизонтального шарніра в вертикальній площині. Це знижує тяговий опір і покращує якість оранки за рахунок зменшення глибистості ґрунту.

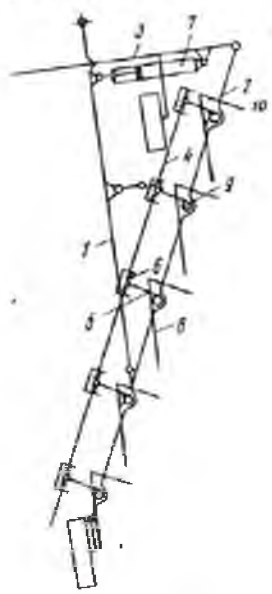
В Дагестанському науково-дослідному інституті сільського господарства Чурпанов М. А. та Халілов М. Б. запропонували ґрунтообробне знаряддя.

Відвальна поверхня плужного корпусу якого (рис. 10. в) утворена з'єднанням крила і груди полиці через пружні пластини. Кожний корпус плуга має засіб регулювання ширини захвата при зміні навантаження на його крило в процесі роботи. Воно виконане у вигляді шарнірно з'єданого зі стійкою корпусу і розміщеною всередині нього пружини зі штоком, який шарнірно з'єднаний з крилом відвальної поверхні. При збільшенні навантаження на крило, воно повертається відносно груди без утворення опріхів між плужними корпусами. Це підвищує якість обробітку ґрунту шляхом зменшення опріхів між плужними корпусами.

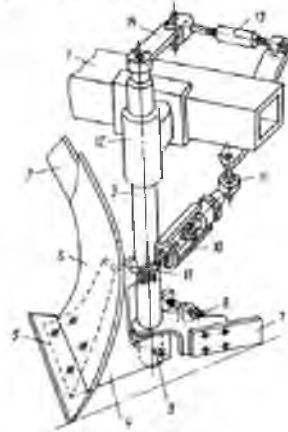
Редекон Е. Я. запропонував робочий орган ґрунтообробного знаряддя. В процесі зрізання пласту ґрунту яким (рис. 10. г) нерівномірні сили різання створюють через леміш на кінці пружини автоколивання, які передаються на відвальну поверхню, викликаючи вимушені коливання. При подальшому русі пласту ґрунту по відвальній поверхні виникаючі на ній автоколивання діють на кінець пружини, викликаючи його вимушені коливання. При цьому зі збільшенням щільності ґрунту і швидкості руху робочого органу частота коливань збільшується, а амплітуда зменшується – відбувається автоматичне налаштування на більш раціональний режим коливань. Що призводить до інтенсифікації процесу кришення ґрунту.

Небиков В. В. проводив дослідження орного агрегату з шарнірно-пружним кріпленням корпусу плуга. Ним була розроблена математична модель у вигляді рівняння регресії горизонтальної складової тягового опору і

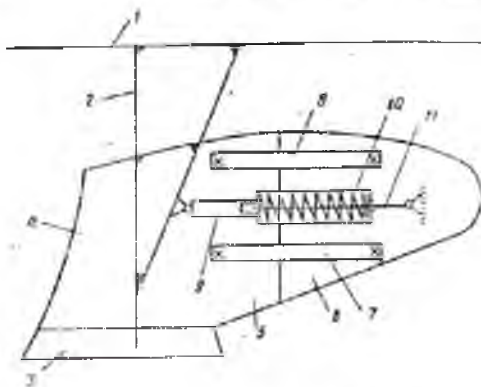
середнього квадратичного відхилення глибини оранки корпусами плуга при шарнірно-пружному кріпленні до рами



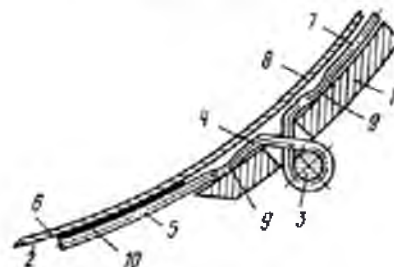
1 – рама; 2 – поворотний брус; 3 – горизонтальний шарнір; 4 – поперечний брус; 5 – леміш; 6 – пружний елемент; 7 – опори; 8 – корпус плуга; 9 – регульовальний болт; 10 – робочий орган;



1 – рама; 2 – корпус плуга; 3 – стійка; 4 – башмак; 5 – леміш; 6 – відвал; 7 – польова дошка; 8 – регульовальний болт; 9 – шарові ланка; 10 – пружна стяжка; 11 – вертикальний шарнір; 12 – гвинтова стяжка; 13 – стійка; 14 – важіль;



1 – рама; 2 – стійка; 3 – леміш; 4 – пружина кручення; 5 – один кінець пружини кручення; 6 – леміш; 7 – другий кінець пружини кручення; 8 – відвальна поверхня; 9 – корпус средства регулювання ширини захвату; 10 – виступи; 10 – зносостійкий пружина; 11 – шток;



1 – стійка; 2 – лемішно-відвальна поверхня; 3 – стержень; 4 – пружина кручення; 5 – один кінець пружини кручення; 6 – леміш; 7 – другий кінець пружини кручення; 8 – відвальна поверхня; 9 – корпус средства регулювання ширини захвату; 10 – виступи; 10 – зносостійкий пружина; 11 – шток;

Рис.10. Схеми пружно закріплених робочих органів.

а, б – плуг; в – ґрунтообробне знаряддя;

г – робочий орган ґрунтообробного знаряддя.

Його дослідження показали, що при шарнірно-пружному кріпленні корпусу плуга збільшення відношення частоти сколювання до власної кругової частоти системи в межах 0,04...0,14 позитивно впливає на експлуатаційні показники орного агрегату, при цьому знижується середнє значення горизонтальної складової тягового опору корпусу, її нерівномірність в середньому на 19...24%, що викликає підвищення продуктивності в середньому на 5...18% і зменшення витрати палива в середньому на 9...19%. При шарнірно-пружному кріпленні корпусу плуга відношення частот сколювання до власної кругової служить як критерій для вибору параметрів пружного елемента. Оскільки в цьому випадку його коефіцієнт жорсткості і сила попереднього залягування мають оптимальні значення, що дозволяють отримати найкращі експлуатаційні показники орного агрегату.

З метою зниження тягового опору та покращення якості обробітку ґрунту, підвищення надійності роботи знаряддя в різних ґрунтових умовах в 90-х роках ХХ століття запропоновані та розроблені такі конструкції плугів з пружно закріпленими робочими органами:

Група авторів Рязанов В. Е., Мишин П. В. та ін. запропонували корпус плуга [108]. Польова дошка якого (рис. 11. а) шарнірно з'єднана зі стійкою і підпружинена відносно неї пружинами. Для зменшення зношування польової дошки і запобігання руйнуванню стінки борозни на її передньому торці на вертикальній вісі вільно встановлений ролик.

В Азербайджанському науково-дослідному інституті механізації і електрифікації сільського господарства група авторів запропонували робочий орган чизельного плуга. При зануренні в ґрунт попереду робочого органу утворюються тріщини пласту. При цьому по мірі зміщення розрихлюючого органу по пазу, ресори скручуються, довантажують тріщини. Після того, як тріщина утворилася, її утворенню допомагає енергія пружини ресор. В зв'язку з тим, що розрихлюючий орган підпружинений ресорами, в неоднорідному середовищі він вимушений вібрувати. Це дозволяє зменшити тяговий опір агрегату і підвищити якість обробітку ґрунту.

В Центральному науково-дослідницькому інституті механізації і електрифікації сільського господарства група авторів запропонували ґрунтообробне знаряддя, на рамі якого закріплені ґряділі робочих органів з можливістю автоколювань (рис. 11. б). Ґряділі виконані у вигляді стійок з гвинтовими пружинами, що встановлені від носка вздовж робочого органу послідовно ступінчато в одну сторону. Це забезпечує робочому органу просторові автоколювання, за рахунок чого зменшується опір обробці ґрунту і підвищується якісні і експлуатаційні показники функціонування знаряддя.

Дослідженням динаміки взаємодії корпусу плуга на пружній підвісці з ґрунтом займався Дюжаєв В. П. Запропонував встановлення на підвіску конічної пружини перемінної жорсткості з нелінійною характеристикою пружності, що більш раціонально ніж циліндричної пружини постійної жорсткості. Пружина перемінної жорсткості перекриває достатньо великий діапазон зміни технологічних параметрів.



Рис. 11. Схема пружно закріплених робочих органів

а – корпус плуга; б – ґрунтообробне знаряддя

Його дослідження показали, що тяговий опір, згідно рекомендованим параметрам роботи на швидкості руху агрегату 2 м/с для ґрунту твердістю 3,077 МПа з встановленою кінчною пружиною знижується на 12... 15% порівняно з жорстко закріпленим корпусом плуга.

Група авторів Дніпропетровського державного аграрного університету запропонували корпус плуга, в якого польова дошка закріплена шарнірно і спирається на гумові демпфери. Що дає можливість копіювання стінки осрози та призводить до зменшення спрацювання і зменшення тягового опору знаряддя (рис. 12 а, б).

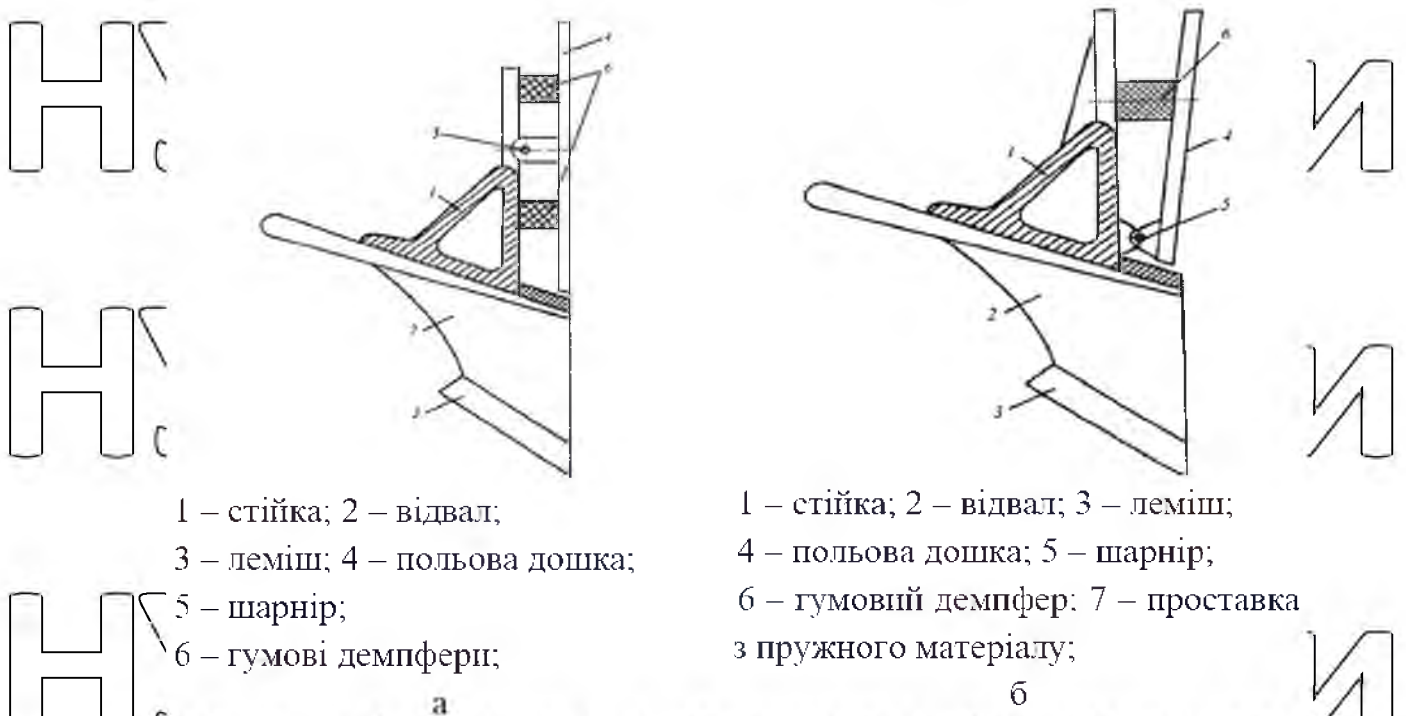


Рис.12. Схема корпусу плуга

Незважаючи на великий обсяг теоретичних та експериментальних досліджень, залишилися невивченими питання врахування в'язких і пластичних властивостей ґрунту під час його обробітку. Недостатньо розроблено єдині ефективні методи і алгоритми розрахунку пружного зміщення робочого органу та його впливу на якісні й енергетичні показники роботи.

РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ВЗАЄМОДІЇ ВІБРУЮЧОГО КОРПУСУ ПЛУГА З ҐРУНТОМ

2.1. Кінематично-силовий аналіз тягового опору віброплугів та оптимізація режимів їх руху

Оптимізація режимів руху віброплуга на основі кінематично-силового аналізу його тягового опору до сих пір не проведена. Подальшого уточнення, вдосконалення та узагальнення вимагають й техніко-економічні показники ефективності функціонування віброплугів у процесі оранки.

При русі віброплуга у оброблюваному ним ґрунті спостерігається зміна коефіцієнту сухого тертя f . Цей експериментально встановлений факт є найпростішим проявом віброреологічних закономірностей, котрі можна дослідити експериментальними методами [119].

А. Розглянемо спочатку віброплуг, котрий притиснутий до жорсткої поверхні площини ґрунту силою N , на якій діє сила (тяги) S , спрямована вподовж вказаної площини (рис.13). Нехай на віброплуг діє також поздовжня гармонічна сила $\Phi = \Phi_0 \cdot \sin \omega t$; тоді для того, щоб віброплуг почав рухатись вподовж площини, необхідна не сила $S = S_0 = f_1 N$ (де f_1 – коефіцієнт сухого тертя спокою), як, при відсутності сили Φ , а лише сила $S^{(=)} = f_1 N - \Phi_0$ [115]. Тому спостерігач, який «не бачить» швидкої сили Φ , буде «вважати (уявляти собі), що коефіцієнт сухого тертя по відношенню до повільної сили S зменшився, приймаючи значення :

$$f_1^{(=)} = \frac{S^{(=)}}{N} = f_1 \cdot \left(1 - \frac{\Phi_0}{f_1 N}\right). \quad (18)$$

Б. Аналогічно при дії сили Φ перпендикулярно площині :

$$f_1^{(\perp)} = f_1 \cdot \left(1 - \frac{\Phi_0}{N}\right). \quad (19)$$

В. Якщо сила Φ паралельна площині й направлена перпендикулярно силі S , тоді:

$$f_1^{(\alpha)} = f_1 \sqrt{1 - \left(\frac{\Phi_0}{f_1 \cdot N}\right)^2} \quad (20)$$

У формулах (18) – (20) ведене позначення:

$$\Phi_0 = A \cdot \omega^2 \cdot m \quad (21)$$

де A – амплітуда, ω – кругова частота вібрації, m – маса вібратора.

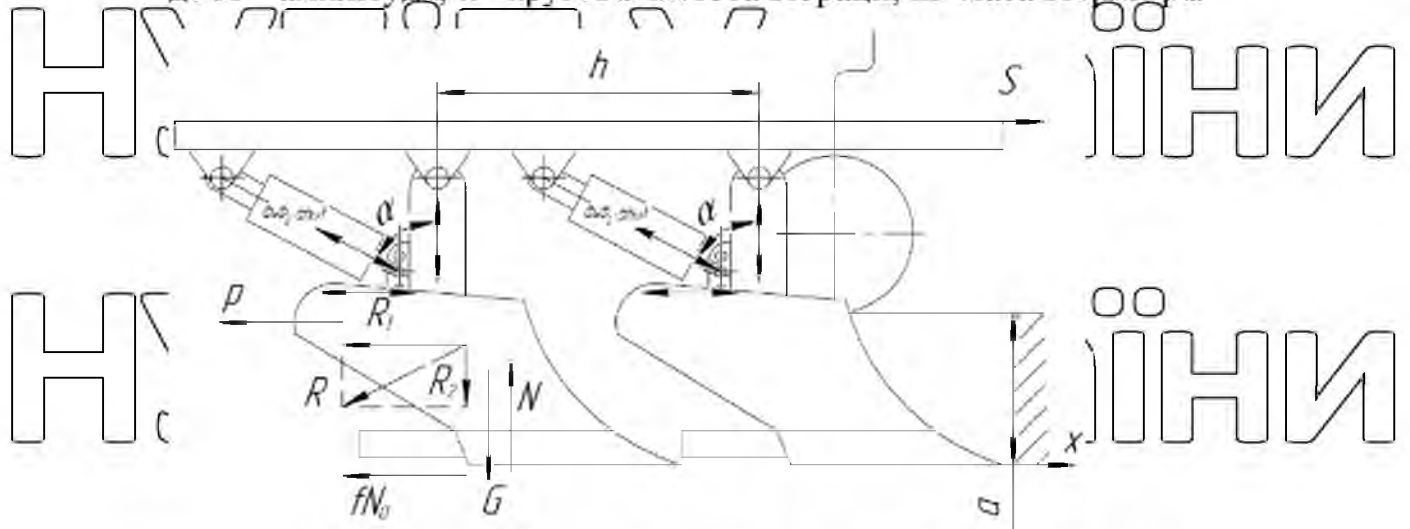


Рис.13. Схема сил, що діють на віброплуг

Р. У тому випадку, коли сила Φ направлена під кутом α до горизонту (площини ґрунту) з формул (18), (19) можна отримати :

$$f_1^{(\alpha)} = f_1 \left(1 - \frac{\Phi_0 \cdot \cos \alpha}{f_1 \cdot N}\right) \left(1 - \frac{\Phi_0 \cdot \sin \alpha}{N}\right) \quad (22)$$

Враховуючи, що $0 \leq \alpha \leq \frac{\pi}{2}$ (90°) з формули (22) маємо:

$$f_1^{(\alpha=0)} = f_1^{(=)}, \quad f_1^{(\alpha=90^\circ)} = f_1^{(\downarrow)}. \quad \text{При умові, що } N = M \cdot g, \text{ де } M - \text{ маса}$$

корпусу віброплуга, g – прискорення вільного падіння ($g = 9,81 \text{ м/с}^2$), із врахуванням (21), (22) маємо:

$$f_1^{(\alpha)} = f_1 \left(1 - \frac{m \cdot A \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha}{f_1 \cdot M \cdot g}\right) \left(1 - \frac{m \cdot A \cdot \omega^2 \cdot \sin \alpha}{M \cdot g}\right). \quad (23)$$

Зрозуміло, що ці формули мають фізичний зміст до тих пір поки

$f_1^{(=)}, f_1^{(\downarrow)}, f_1^{(\cdot)}, f_1^{(\alpha)}$ додатні; більшим значенням Φ_0 відповідають нульові значення вказаних коефіцієнтів. Інакше кажучи, умова, за якої $f_1^{(\alpha)} \geq 0$ має вид:

$$\frac{\Phi_0^2}{N^2} \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha - \frac{\Phi_0}{N} (f_1 \cdot \sin \alpha + \cos \alpha) + f_1 \geq 0 \quad (24)$$

$$\left(\frac{m}{M}\right)^2 \cdot \left(\frac{A\omega^2}{g}\right)^2 \sin \alpha \cdot \cos \alpha - \left(\frac{m}{M}\right) \cdot \left(\frac{A\omega^2}{g}\right) \cdot (f_1 \cdot \sin \alpha + \cos \alpha) + f_1 \geq 0 \quad (25)$$

Для $\alpha \neq 0$ з (25) маємо 2 ситуації, за яких ця нерівність виконується:

$$a) \quad A\omega^2 < \min \left\{ \frac{f_1 Mg}{m \cos \alpha}; \frac{Mg}{m \sin \alpha} \right\}; \quad (26)$$

$$b) \quad A\omega^2 > \max \left\{ \frac{f_1 Mg}{m \cos \alpha}; \frac{Mg}{m \sin \alpha} \right\}; \quad (27)$$

2.2. Питомий опір ґрунту і питомий опір віброплуга.

Питомий опір ґрунту для віброплуга може бути визначений з формули В.

П. Горячіна (з урахуванням (23)) і набуває вигляду

$$k_{вп} = (P_{вп} - f_1^{(\alpha)} G - \varepsilon abnV^2)/(abn). \quad (28)$$

Якщо знехтувати швидкісним опором ґрунту (при швидкості до 5 км/год), тоді:

$$k_{вп} = (P_{вп} - f_1^{(\alpha)} G)/(abn). \quad (29)$$

Питомий опір ґрунту при обробці його віброплугом знаходимо за формулою (29), замірявши динамометром повний опір РВП віброплуга, потім «мертвий» $f_1^{(\alpha)} G$ - шляхом протягування віброплуга в відкритій борозні [40].

Для ґрунту одного й того ж механічного складу питомий опір змінюється в широких межах у залежності від його вологості і задернілості.

Щоб точно визначити коефіцієнти $f_1^{(\alpha)}$, $k_{вп}$, ε для конкретних умов, необхідно провести порівняно громіздкі експерименти. Використання ж наближених значень може призвести до великих похибок, тому при розрахунках широко використовують (у т.ч. й для віброплуга) спрощену формулу для розрахунку тягового опору віброплуга [40]:

$$P_{вп} = K_{вп} abn. \quad (30)$$

Питомий опір віброплуга не важко розрахувати за формулою [40]:

$$K_{\text{вп}} = P_{\text{вп}} / (abn), \quad (31)$$

Замірявши динамометром опір $P_{\text{вп}}$, а також глибину a оранки і ширину b захвату. Фізичний зміст коефіцієнта $K_{\text{вп}}$ розкривається глибше, якщо

$$K_{\text{вп}} = P_{\text{вп}} V / (abnV). \quad (32)$$

Тоді будемо мати у чисельнику формули (32) потужність, асб роботу, яку виконує віброплуг за 1 с. Отже питомий опір віброплуга можна розглядати, як витрати енергії на обробіток (оранку) одиниці об'єму ґрунту.

Підставимо у формулу (32) замість $P_{\text{вп}}$ вираз із формули (4) з урахуванням (23), тоді маємо:

$$K_{\text{вп}} = \frac{f_1^{(\alpha)} G}{abn} + k_{\text{вп}} + \varepsilon V^2 = k_{\text{вп}} + \left(\frac{f_1^{(\alpha)} G}{abn} + \varepsilon V^2 \right). \quad (33)$$

З формули (33) видно, що $K_{\text{вп}} > k_{\text{вп}}$. Таким чином, питомий опір віброплуга, крім питомого опору ґрунту, що обробляється віброплугом включає ще й «мертвий опір» і опір відкидання ґрунту, які віднесені до поперечного перерізу скиби.

Сила тяги віброплуга визначається зі співвідношення (рис. 20):

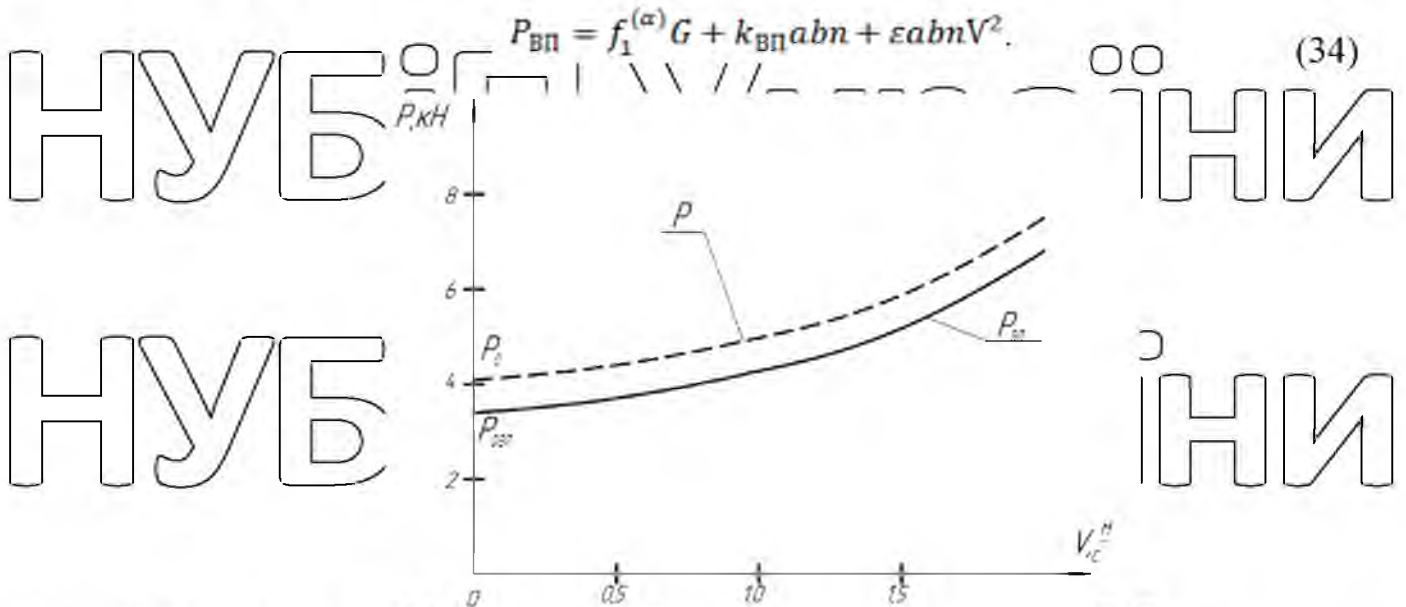


Рис. 14. Сила тяги віброплуга $P_{\text{вп}}$ у залежності від швидкості руху МТА (пунктиром) позначена аналогічна залежність для плуга без вібрації)

З визначення (28) й враховуючи (34), можна вважати, що $K_{вп}$ співпадає з K для звичайного плуга, тоді формула (34) набуває вигляду:

$$P_{вп} = f_1^{(\alpha)} G + k abn + \varepsilon abn V^2. \quad (35)$$

Оскільки $f_1^{(\alpha)} < f_1$, тоді $P_{вп} < P$ (для звичайного плуга).

У формулі (35), з урахуванням того, що $K_{вп} = K$, можна зробити спрощення:

$$K_{вп} = k + \frac{f_1^{(\alpha)} G}{abn} + \varepsilon V^2. \quad (36)$$

Оскільки $f_1^{(\alpha)} < f_1$, тоді $K_{вп} < K$ (для звичайного плуга).

«Витрат» у зменшенні $P_{вп}$ порівняно з P (або $K_{вп}$ порівняно з K) складає (у процентному відношенні):

$$\delta, \% = \left(\frac{P - P_{вп}}{P} \right) 100\% = \left(\frac{K - K_{вп}}{K} \right) 100\% = \left(\frac{f_1 - f_1^{(\alpha)} G}{f_1 G + k abn + \varepsilon abn V^2} \right) 100\%. \quad (37)$$

Максимальне значення $\delta, \%$ досягає при $f_1^{(\alpha)} = 0$ (24).

2.3. Коефіцієнт корисної дії віброплуга.

Якщо величина $P_{вп}$ тягового зусилля віброплуга повільно збільшується з підвищенням швидкості віброплуга, то потужність, яка витрачається на роботу віброплуга, дуже швидко зростає із швидкістю. І справді, помноживши силу $P_{вп}$ на швидкість V , одержимо залежність від швидкості руху віброплуга, яка виражена кубічним рівнянням:

$$N_{вп} = P_{вп} V = (f_1^{(\alpha)} G + k abn) V + \varepsilon abn V^3. \quad (38)$$

Характер впливу швидкості на витрати потужності показаний графіками (рис. 15), з яких можна бачити, що крива потужності, що віднесена до швидкості V переміщення віброплуга, виходячи з початку координат, дуже швидко підіймається вгору; більші кругі криві відносяться до роботи плуга на більшій великій глибині.

Повертаючись до раціональної формули тяги, яка враховує три категорії опору руху віброплуга, можна відзначити, що один із них $P_{1вп} = f_1^{(\alpha)} G$ являє собою «мертвий опір», який не є наслідком дії корисної роботи, тому, враховуючи інші дві категорії опору, які пов'язані з корисним ефектом роботи віброплуга, можемо оцінити корисну дію віброплуга співвідношенням

$$\eta_{вп} = \frac{P_{вп} - P_{1вп}}{P_{вп}} = 1 - \frac{f_1^{(\alpha)} G}{P_{вп}} \quad (39)$$

або :

$$\eta_{вп} = \frac{(k + \epsilon V^2) abn}{f_1^{(\alpha)} G + (k + \epsilon V^2) abn} \quad (40)$$

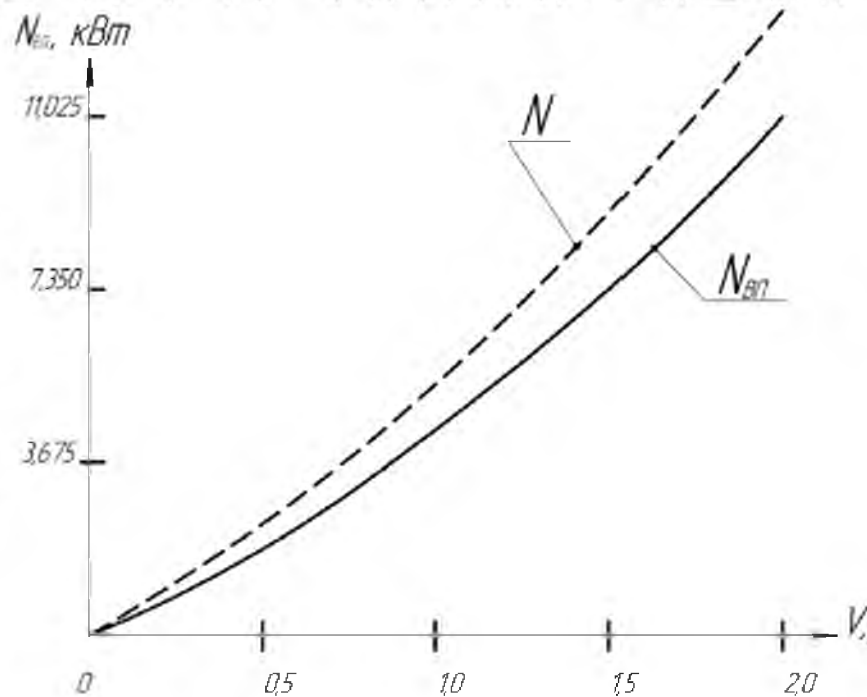


Рис. 15. Зміна витрат енергії

на роботу $N_{вп}$ віброплуга із швидкістю: оранка після збирання конюшини $a_1 b = 0,085 [a_1 b] = \text{м}^2$.

Як бачимо, коефіцієнт корисної дії віброплуга можна визначити,

продинамометрувавши загальний опір $P_{вп}$ віброплуга і «мертвий» опір $f_1^{(\alpha)} \cdot G$

прокасуванням віброплуга у борозні у робочому положенні. На $\eta_{вп}$ впливає вага віброплуга (G). Чим вона більша, тим менший $\eta_{вп}$.

Значення коефіцієнта корисної дії, яке розраховане за формулою (40) буде трохи завищеним, оскільки до числа «мертвого» опору не враховані сили тертя, що викликані вертикальними складовими опору ґрунту на робочій поверхні корпусів плугів і нормальним тиском польових дощок на стінки борізн [40, 43]. Використовувати формулу (40) необхідно обережно, оскільки будь-яке збільшення тягового опору $R_{вп}$ призводить до зростання $\eta_{вп}$.

Наприклад, при порушенні геометричної форми полиці оранки на глибину, що перевищує розрахункову, недосконалий установці механізму начепу (причепи), затуплення лемешів збільшується значення $R_{вп}$ й $\eta_{вп}$, а заміна сталеві полиці на полицю зі фторопласта призводить до зниження сил тертя ґрунту по полиці і, отже $R_{вп}$ і зменшенню $\eta_{вп}$, що протирічить здоровому глузду. Тому при визначенні $\eta_{вп}$ необхідно мати у доброму технічному стані віброплуг і правильну його установку. При порівнянні енергоємності оранки різними віброплугами за критерій необхідно використати не тільки коефіцієнт корисної дії ($\eta_{вп}$), але й питомий опір віброплуга ($k_{вп}$) (питомі витрати енергії), який визначається формулою (31) або (32).

Корисність опору, який входить до третього члену раціональної формули [40], полягає в тому, що плуг у відповідності із своєю конструкцією повинен пересувати скиби в сусідні борозни, а для цього скибам необхідно надати визначену швидкість, тобто кінетичну енергію, яка до того ж впливає на їхнє кришення, однак при створенні швидкісних плугів науковці і конструктори зіткнулися з тим, що опір, виражений третім членом раціональної формули, на великих швидкостях різко зростає. Борючись за зменшення енергоємності оранки, своє головне завдання вони вбачають в тому, щоб знаходити шляхи зниження опору, пов'язаного з підвищенням швидкості плуга V . Тому останній член формули (34) слід відносити до шкідливого опору, у зв'язку з чим формула коефіцієнта корисної дії має такий вигляд:

$$\eta_{вп} = \frac{k_{вп} \cdot abn}{f_1^{(a)} G + k_{вп} \cdot abn + \varepsilon \cdot abn \cdot V^2}, \quad k_{вп} \equiv k. \quad (41)$$

При розрахунках за цією формулою (41) із збільшенням робочої швидкості віброплуга його коефіцієнт корисної дії швидко знижується, що відповідає реальним показникам роботи віброплугів. Із збільшенням ваги віброплуга $\eta_{\text{вп}}$, також знижується. Для встановлення зв'язку між $\eta_{\text{вп}}$ і його питомою матеріалоемністю чисельник і знаменник формули (41) розділимо на bn , внаслідок чого одержимо:

$$\eta_{\text{вп}}^* = \frac{k_{\text{вп}} \cdot a}{\frac{f_1(\alpha) \cdot G}{(bn)} + k_{\text{вп}} \cdot a + \varepsilon \cdot a \cdot v^2} = \frac{k \cdot a}{q_{\text{вп}} \cdot f_1(\alpha) + k \cdot a + \varepsilon \cdot a \cdot v^2} \quad (42)$$

де $q_{\text{вп}} = \frac{G}{bn}$ - питома конструктивна металоємність плуга, Н/м.

Найменша металоємність $q_{\text{вп}}$ у трикорпусних віброплугів ($n=3$) [40]. Із збільшенням, або зменшенням числа корпусів в віброплуга його металоємність зростає. З цього випливає, що найвищий коефіцієнт корисної дії у трикорпусних віброплугів, ККД віброплугів з більшим або меншим числом корпусів буде нижчим.

З формул (41) і (42) видно, що $\eta_{\text{вп}}^*$ і $\eta_{\text{вп}}^{**}$ вищі, ніж відповідні показники $\eta_{\text{плуга}}^*$ і $\eta_{\text{плуга}}^{**}$ звичайного плуга [40]. Чисельна оцінка ККД віброплугів дала наступний результати: коефіцієнт корисної дії начіпних віброплугів 0,72...0,96, а причіпних – 0,66...0,90. Через велику вагу причіпних віброплугів їх ККД нижчий ніж у начіпних. Для орієнтовних розрахунків можна прийняти $\eta_{\text{вп}} = 0,8...0,84$. Загальний механічний ККД одного агрегату з урахуванням витрат енергії на переміщення трактора значно нижчий.

2.3. Віброреологічні еволюційні моделі взаємодії віброплуга з ґрунтом

Однією з гіпотез, які лежать в основі моделювання ґрунту, як оброблюваного середовища, є суцільне деформоване середовище [137], яке має властивості в'язкості, пружності і пластичності. Виходячи з очевидного факту про гетерогенність ґрунту і наявність у нього принаймні трьох компонент твердої, рідкої та газоподібної фаз можна стверджувати, що ґрунт навряд чи має усталену просторову періодичну (кристалічну) структуру. За рахунок

навної у цьому рідкої фази йому притаманна майже квазіперіодична просторова структура близького порядку, що дозволяє моделювати ґрунт як квазірідину. Але таким квазірідинам також властиві пружність, в'язкість і пластичність. Такі середовища називають в'язко-пружними, в'язко-пружнопластичними або середовищами з складними реологічними моделями.

2.3.1. Визначення сили опору, яка діє на плоску поверхню віброплуга.

Діюча на тверду (плоску) поверхню віброплуга сила тертя спрямована, вповодж вісі Oy . Віднесена до одиниці площі, вона дорівнює [117]:

$$\sigma_{xy} = \eta \cdot \left. \frac{\partial v_y}{\partial x} \right|_{x=0} = \sqrt{\frac{\omega \eta \rho}{2}} \cdot (i-1) \cdot u. \quad (43)$$

Вважаючи u_0 дійсною величиною і віддливни у (43) дійсну частину, отримаємо:

$$\sigma_{xy} = -\sqrt{\omega \rho \eta} \cdot u_0 \cdot \cos\left(\omega t + \frac{\pi}{4}\right). \quad (44)$$

Швидкість поверхні віброплуга, яка коливається, є $u = u_0 \cos(\omega t)$. Таким чином, між швидкістю й силою тертя існує зсув фаз. Слід зазначити, що при коливаннях напівплощини (паралельно лінії свого краю) виникає додаткова сила тертя, пов'язана з крайовими ефектами. Задача про рух в'язкої рідини при коливаннях на півплощині, а також загальніша задача про коливання клину із довільним кутом розкриття α може бути розв'язана [117] за допомогою розв'язків рівняння $\Delta f + k^2 \cdot f = 0$, яке використовується у теорії дифракції від клину. Зауважимо лише таке: виникаюче від крайового ефекту збільшення сили тертя на напівплощині може бути описане як результат збільшення площі Спри зміщенні краю напівплощини на відстань $\delta/2$ з формулою для δ типу (41). Цей результат одержав Л.Д. Ландау у 1947р.

Якщо площа поверхні віброплуга S , тоді замість (43) і (44) можна отримати силу опору тертя, яка виникає при горизонтальному русі (вповодж вісі Oy):

$$\tilde{F}_{\text{опору тертя}}^{(\text{компл})} = \sqrt{2\omega \eta \rho} \cdot S \cdot (i-1) \cdot u, \quad (45)$$

де врахована та обставина, що дві поверхні віброплуга (ліва й права бічні) контактують з оброблюваним ґрунтом.

Знаходячи дійсну частину від $\vec{F}_{\text{опору тертя}}^{(\text{компл})}$, маємо:

$$\vec{F}_{\text{от}} = \text{Re} \left\{ \vec{F}_{\text{опору тертя}}^{(\text{компл})} \right\} = -2 \cdot \sqrt{\omega \eta \rho} \cdot u_0 \cdot S \cdot \cos \left(\omega t + \frac{\pi}{4} \right) \quad (46)$$

(де в зазначеній вище задачі про клин у формулах (45) та (46) необхідно

зробити заміну: $S \Rightarrow \left(\sqrt{S} + \delta/2 \right)^2$.)

2.4. Визначення загальної сили опору рухові віброплуга при взаємодії з ґрунтом.

Використовуючи формули (42), (45), (46), (43), (44), силу опору, спричинену коливальним рухом віброплуга (як плоскої поверхні), можна подати у вигляді:

$$\vec{F}_{\text{опору}} = -\frac{\rho \cdot \delta \cdot S}{2} \cdot \ddot{u} - \frac{\omega}{2} \cdot \rho \cdot \delta \cdot S \cdot u \quad (47)$$

або

$$\vec{F}_{\text{опору}} = -\frac{\rho \cdot \delta \cdot S}{2} \cdot \left\{ \ddot{u} + \frac{2 \cdot \vartheta}{\delta^2} \cdot u \right\}. \quad (48)$$

Проте до складу вказаних сил можуть входити ще й пов'язані з поступальним нерівномірним рухом віброплуга зі швидкістю $\vec{U}(t)$. При цьому вважаємо рух віброплуга зі швидкістю $\vec{U}(t)$ таким, що створює потенціальну течію (в'язкої) рідини навколо нього. Тобто такий рух призводить до появи інерційної сили, фізичний зміст якої полягає в тому, що виникає додаткова інерція з боку рідини, спричинена наявністю навколо рухомої площини віброплуга т. з. приєднаної маси рідини. Така додаткова сила інерції описується формулою [117]:

$$\left(F_{\text{інерц. додатк.}} \right)_l = -m_{lj} \cdot \dot{U}_j, \quad (l, j) = \overline{(1, 3)}, \quad (49)$$

де m_{lj} – тензор приєднаних мас (з боку рідини) до віброплуга.

Зазвичай паралельна швидкості тіла складова $F_{\text{інерц.доп.}}^{\text{додатк.}}$ називається силою опору (в ідеальній, нев'язкій рідині), а перпендикулярна складова підійнятною силою [117]. Крім того, можливий нерівномірний рух віброплуга з поступальною швидкістю $\vec{U}(t)$, який у в'язкій рідині призводить до появи сили опору [117]:

$$\vec{F}_{\text{інер.руху}} = -\frac{\rho \cdot \delta \cdot S}{2} \cdot \frac{2}{\delta} \cdot \sqrt{\frac{\theta}{\pi}} \cdot \int_{-\infty}^t \frac{d\vec{U}}{d\tau} \cdot \frac{d\tau}{\sqrt{t-\tau}} = \rho \cdot S \cdot \sqrt{\frac{\theta}{\pi}} \cdot \int_{-\infty}^t \frac{d\vec{U}}{d\tau} \cdot \frac{d\tau}{\sqrt{t-\tau}} \quad (50)$$

Слід відзначити, що у формулах (48), (50) врахована сила опору, яка діє лише з одного боку на площину віброплуга. Тому при знаходженні сумарної (загальної) сили опору рухові віброплуга при взаємодії з ґрунтом, ці результати слід подвоїти. Отже, у кінцевому випадку, для загальної сили опору віброплуга (з. с. о.), який рухається з поступальною швидкістю $\vec{U}(t)$ і має коливний гармонійний рух $u(t) = u_0 \cdot \cos(\omega t)$ у своїй площині, маємо:

$$(F_{\text{з.с.о.}})_l = -m_{lj} \cdot \dot{U}_j(t) - \frac{2 \cdot \rho \cdot S \cdot \theta}{\delta} \cdot (U_l + u_l) - \rho \delta S \cdot \dot{u}_l - 2\rho S \cdot \sqrt{\frac{\theta}{\pi}} \cdot \int_{-\infty}^t \frac{dU_l}{d\tau} \cdot \frac{d\tau}{\sqrt{t-\tau}} \quad (51)$$

де по двічі повторюваним індексам (у цьому випадку по j) розуміють, як і у (49), суму (за А. Ейнштейном).

Розглянемо дві граничні ситуації для формули (51):

а) $\omega \rightarrow 0$, $\delta \rightarrow \infty$, $\dot{u}_l \rightarrow 0$, тоді

$$(F_{\text{з.с.о.}})_l = -m_{lj} \cdot \dot{U}_j(t) - 2\rho S \cdot \sqrt{\frac{\theta}{\pi}} \cdot \int_{-\infty}^t \frac{dU_l}{d\tau} \cdot \frac{d\tau}{\sqrt{t-\tau}} \quad (52)$$

б) $\omega \rightarrow \infty$, $\delta \rightarrow 0$, $\dot{u}_l \neq 0$, тоді

$$(F_{\text{з.с.о.}})_l = -m_{lj} \cdot \dot{U}_j(t) - \frac{2 \cdot \rho \cdot S \cdot \theta}{\delta} \cdot (U_l + u_l) - 2\rho S \cdot \sqrt{\frac{\theta}{\pi}} \cdot \int_{-\infty}^t \frac{dU_l}{d\tau} \cdot \frac{d\tau}{\sqrt{t-\tau}} \quad (53)$$

У найбільш загальному випадку (для будь-яких $\vec{U}(t)$ і частоти ω) слід користуватись формулою (51).

Розглянемо приклад. Нехай $U_l(t) = 0$ при $t < 0$ й $U_l(t) = \gamma \cdot t$ при $t \geq 0$ (тобто віброплуг починає у моменту $t = 0$ рухатись рівноприскорено за законом $U_l(t) = \gamma \cdot t$, де t – час, γ – прискорення руху, $\gamma = \text{const} > 0$), а

$u_1(t) = u_0 \sin \alpha \cdot \cos(\omega t)$, коли $t \geq 0$, де α – кут між вертикаллю до поверхні ґрунту і напрямком дії вібраційного поля (напрямок поляризації вказаного поля). Тоді з (51) маємо:

$$(F_{з.с.о.})_l = -m_{II} \cdot \gamma - \frac{2 \cdot \rho \cdot S \cdot \vartheta}{\delta} \cdot (\gamma \cdot t + u_0 \cdot \sin \alpha \cdot \cos(\omega t)) +$$

$$[+ \rho \cdot \delta \cdot S \cdot \omega \cdot u_0 \cdot \sin \alpha \cdot \sin(\omega t) - 4 \rho S \cdot \sqrt{\frac{\vartheta \cdot t}{\pi}} \cdot \gamma. \quad (54)$$

Якщо у момент часу $t = \tau_0$ швидкість поступального руху віброплуга стабілізується: $t < \tau_0, = \gamma \cdot \tau_0 = U_{l0}$, тоді замість (54) маємо:

$$(F_{з.с.о.})_l = -\frac{2 \cdot \rho \cdot S \cdot \vartheta}{\delta} \cdot (\gamma \cdot \tau_0 + u_0 \cdot \sin \alpha \cdot \cos(\omega t)) + \rho \cdot \delta \cdot S \cdot \omega \cdot u_0 \cdot$$

$$\cdot \sin \alpha \cdot \sin(\omega t) - 4 \rho S \cdot \sqrt{\frac{\vartheta \cdot \tau_0}{\pi}} \cdot \gamma = -\frac{2 \cdot \rho \cdot S \cdot \vartheta}{\delta} \cdot (U_{l0} + u_0 \cdot \sin \alpha \cdot \cos(\omega t)) +$$

$$+ \rho \cdot \delta \cdot S \cdot \omega \cdot u_0 \cdot \sin \alpha \cdot \sin(\omega t) - 4 \rho S \cdot \sqrt{\frac{\vartheta}{\pi \cdot \tau_0}} \cdot U_{l0}. \quad (55)$$

Зазначимо, що формула (54) має сенс на проміжку часу $0 < t < \tau_0$, а формула (55) – $t \geq \tau_0$ (у цьому випадку зміни $U_l(t)$).

2.5. Критерії та обмеження модельної задачі для віброплуга, який

коливається та одночасно поступально рухається у в'язкій рідині (модель оброблюваного ґрунту).

А Рідину можна вважати такою, що не стискається, якщо $\frac{\Delta \rho}{\rho} \ll 1$ ($\Delta \rho$ – зміни її щільності). Необхідною умовою для цього є мале значення швидкості її руху порівняно зі швидкістю звуку, c :

$$v \ll c \Rightarrow (U + u_0) \ll c \quad (56)$$

Цієї умови достатньо, однак, тільки при стаціонарному русі. При нестационарному русі необхідно виконати ще одну умову. Нехай τ та l – величини порядку проміжків часу та відстаней, на яких швидкість рідини має суттєві зміни. Тоді, порівнюючи у рівнянні (51) члени $\frac{\partial v}{\partial t}$ та $\frac{\nabla v}{\rho}$, матимемо, за

порядком величини, $(\frac{v}{\tau} \sim \frac{\Delta\rho}{l\rho})$ чи $\Delta\rho \sim \frac{l\rho v}{\tau}$, а відповідна зміна ρ (у часі та просторі) є $\Delta\rho \sim \frac{l\rho v}{(\tau \cdot c^2)}$. Порівнюючи тепер члени $\frac{\partial\rho}{\partial t}$ та $\rho \cdot \text{div} \vec{v}$ у точному рівнянні

неперервності $(\frac{\partial\rho}{\partial t} + \rho \cdot \text{div} \vec{v} = 0) \Rightarrow$ коли ρ не залежить від координат (x, y, z) ;

$(\frac{\partial\rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \cdot \vec{v}) = 0) \Rightarrow$ коли $\rho = \rho(x, y, z, t)$, знайдемо, що похідною $\frac{\partial\rho}{\partial t}$ можна знехтувати (тобто вважати, що $\rho = \text{const}$ і не залежить від координат) у

випадку, якщо $\frac{\Delta\rho}{\tau} \ll \frac{\rho v}{l}$ або:

$\tau \gg \frac{l}{c}$ (57)

Виконання обох умов (56) та (57) достатньо для того, щоб можна було вважати рідину такою, що не стискується. Умова (57) має наочний зміст – вона

означає, що час $\frac{l}{c}$, протягом якого звуковий сигнал пройде відстань l , малий

порівняно з часом τ , протягом якого суттєво змінюється рух рідини і, таким чином, дає можливість розглядати процес розповсюдження взаємодій у рідині як миттєвий. (До речі, $(\frac{\partial\rho}{\partial\rho})_{s=\text{const}} = c^2$ [117], де s – ентропія рідини).

Б. Зміна коефіцієнтів в'язкості (η, ζ) вдовж рідини незначна, і тому можна вважати їх постійними. Тоді справедливими є рівняння Нав'є-Стокса (55), (56).

В. При розгляді загального випадку вібропруга (тіла, що коливається та

рухається у в'язкій рідині) довільної форми член $(\vec{v} \cdot \vec{\nabla})\vec{v}$ у рівнянні руху

рідини (53), (55), (56) не зникає. Це відбувається тільки у тому випадку, коли вібропруг має суто плоску поверхню. Для поверхні довільної форми це, звичайно, вже не має місця. Ми, однак, будемо вважати, що цей член малий

порівняно з іншими членами, тому ним все ж можна знехтувати. Необхідні для

можливості такого нехтування умови будуть з'ясовані нижче.

НУБІП УКРАЇНИ

Якщо використовувати лінійне рівняння (61) і застосувати до обох сторін цього рівняння операцію rot , тоді член $rot(grad p)$ зникне тотожно, тому матимемо:

$$\frac{\partial}{\partial t} (rot \vec{v}) = \vartheta \cdot \Delta (rot \vec{v}), \quad (58)$$

тобто $rot \vec{v}$ задовольняє рівнянню типу рівняння теплопровідності.

Відомо [117], що таке рівняння призводить до експоненціального затухання величини, яка ним описується, тобто $rot \vec{v}$. Отже, відповідно, можна стверджувати, що вихор ($rot \vec{v}$) затухає в напрямку у глибину рідини. Іншими словами, спричинені коливаннями віброплуга рух рідини є вихровим у деякому прошарку навколо нього, а на великих відстанях швидко переходить у потенціальний рух ($rot \vec{v} \equiv 0$). Глибина проникнення вихрового руху $\sim \delta$.

У зв'язку з цим, можливі два важливих граничних випадки. Величина δ може бути великою чи малою порівняно з розмірами віброплуга у рідині (оброблюваному ґрунті). Нехай l – порядок величини цих розмірів.

1. Розглянемо спочатку випадок $\delta \gg l$, це означає, що має виконуватись

умова
$$(l^2 \cdot \omega + l \cdot \frac{dU}{dt}) \ll \vartheta.$$

Поряд з цією умовою ми також вважатимемо, що число Рейнольдса мале.

Якщо u_0 – амплітуда коливань віброплуга, а ω – їх частота, тоді вібраційна швидкість порядку величини $\omega \cdot u_0$. Тому число Рейнольдса для розглядуваного руху віброплуга (поступальний рух із швидкістю $U(t)$ та коливальний рух типу

$$u_0 \cdot \cos \omega t) \in \frac{(\max |U(t)| + u_0 \cdot \omega) l}{\vartheta} = Re.$$

Таким чином, вважаємо виконаними умови:

$$(l^2 \cdot \omega + l \cdot \left\| \frac{dU}{dt} \right\|_{max}) \ll \vartheta, \quad Re \ll 1. \quad (59)$$

Це випадок малих частот коливань. Але мале значення частоти означає, що швидкість з плином часу повільно змінюється і тому у загальному рівнянні

руху) (56) можна знехтувати похідною $\frac{\partial \vec{v}}{\partial t}$ та членом $(\vec{v} \cdot \vec{\nabla})\vec{v}$ оскільки число Рейнольдса є малим. Відсутність члена $\frac{\partial \vec{v}}{\partial t}$ у рівнянні руху означає стаціонарність руху. Таким

чином, при $\delta \gg l$ рух можна розглядати у кожний даний момент часу як

стаціонарний. Це означає, що рух рідини (оброблюваного віброплугом ґрунту) у кожний даний момент такий самий, яким він був би при рівномірному русі віброплуга зі швидкістю, котру він у дійсності має у даний момент часу. Можна

стверджувати, що сила опору віброплуга буде визначатись формулою типу

Стокса [117], яка одержана для рівномірного руху (кулі) за малих чисел Re (24).

2. Перейдемо тепер до вивчення протилежного випадку, коли $l \gg \delta$.

Для того, щоб можна було знову знехтувати членом $(\vec{v} \cdot \vec{\nabla})\vec{v}$, необхідно у цьому випадку одночасно виконати умову малості амплітуди коливань віброплуга порівняно з його розмірами:

$$\left\{ l^2 \cdot \omega + l \left\| \frac{du}{dt} \right\|_{max} \right\} \gg \vartheta, \quad \frac{u_0 + \frac{\gamma \tau_0^2}{2}}{\omega} \ll l \quad (60)$$

(зазначимо, що Re при цьому не обов'язково має бути малим). Дійсно,

оцінимо член $(\vec{v} \cdot \vec{\nabla})\vec{v}$. Оператор $(\vec{v} \cdot \vec{\nabla})$ означає диференціювання вповодж напрямку швидкості віброплуга. Але поблизу його поверхні швидкість спрямована в основному по дотичній. У цьому напрямку зона суттєво змінюється лише в межах розмірів віброплуга. Тому

$$(\vec{v} \cdot \vec{\nabla})\vec{v} \approx \frac{v^2}{l} \approx \frac{(u_0 + [l|u|]_{max})^2}{l}$$

Похідна ж $\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} \approx u_0 \cdot \omega + \gamma$. Порівнюючи $\frac{\partial \vec{v}}{\partial t}$ з $(\vec{v} \cdot \vec{\nabla})\vec{v}$ бачимо, що при виконанні другої умови (73) дійсно $(\vec{v} \cdot \vec{\nabla})\vec{v} \ll \vec{v} \frac{\partial \vec{v}}{\partial t}$, бо:

$$(u_0 \cdot \omega + \gamma) \gg \frac{(u_0 + \gamma \tau_0)^2}{l} \quad (61)$$

Члени $\frac{\partial \vec{v}}{\partial t}$ та $(\vec{v} \cdot \vec{\nabla})\vec{v}$ мають тепер, як легко у цьому впевнитись, однакові величини.

Розглянемо характер руху рідини навколо віброплуга у випадку виконання умов (60). У тонкому прошарку поблизу поверхні віброплуга рух є вихровим, а в основній масі рідини – потенціальний, тому скрізь, крім прошарку біля стінки віброплуга, рух рідини описується рівняннями:

$$\operatorname{rot} \vec{v} = 0, \operatorname{div} \vec{v} = 0. \quad (62)$$

Звідси випливає, що й $\Delta \vec{v} = 0$, а тому рівняння Нав'є-Стокса переходить у рівняння Ейлера для ідеальної (нев'язкої) рідини, яка не стискується [117].

Таким чином, скрізь, крім прошарку поблизу стінки віброплуга, рідина рухається як ідеальна.

Відзначимо, що при коливаннях плоскої поверхні віброплуга на відстані δ затухає не тільки $\operatorname{rot} \vec{v}$, але й сама швидкість v . Це пов'язано з тим, що площина при своїх коливаннях не витісняє рідини і тому вона на далекій відстані від неї залишається взагалі нерухомою. При коливаннях віброплугів іншої форми відбувається витіснення рідини, у результаті чого вона починає рухатися, а швидкість цього руху помітно згасає лише на відстанях близьких до розмірів віброплуга.

Оскільки прошарок біля стінки віброплуга тонкий, то при розв'язку рівнянь (75) з метою визначення руху в основній масі рідини необхідно було б узяти як граничні умови, які мають виконуватися на його поверхні, тобто швидкість рідини дорівнює швидкості віброплуга. Однак розв'язки рівнянь руху ідеальної рідини не можуть задовольняти цим умовам. Можна вимагати лише виконання цієї умови для нормальної до поверхні компоненти швидкості рідини (оброблюваного ґрунту).

Хоча рівняння (75) у пристинному прошарку рідини непридатні, але оскільки отримувані у результаті їх розв'язку розподіли швидкостей руху вже відповідають необхідним граничним умовам для нормальної компоненти швидкості, поді істинна хода цієї компоненти поблизу поверхні не виявляє якихось суттєвих особливостей. Що ж стосується дотичної компоненти, то, розв'язуючи рівняння (75), ми отримали б для неї значення, відмінне від

відповідної компоненти швидкості тіла, між тим як ці швидкості також мають бути однаковими. Тому у тонкому пристінному прошарку повинна відбуватись швидка зміна дотичної компоненти швидкості.

Хід цієї зміни легко визначити. Розглянемо елемент (ділянку) поверхні тіла (вібропруга), розміри якого великі порівняно з δ , але малі порівняно з розмірами тіла. Таку ділянку наближено можна розглядати як плоский елемент і тому можна скористатися вище отриманими для плоскої поверхні результатами. Нехай вісь x спрямована вподовж напрямку нормалі ділянки поверхні, що розглядається, а вісь y – уповдовж дотичної до неї, яка збігається з напрямком тангенціальної складової швидкості елемента поверхні.

Позначимо через V_y дотичну компоненту швидкості руху рідини відносно тіла; на самій поверхні V_y має дорівнювати нулю. Нехай $V_0 \cdot e^{-i\omega t}$ є значення V_y , яке можна отримати у результаті розв'язку рівнянь (62). На основі одержаних раніше результатів ми можемо стверджувати, що у пристінному прошарку величина V_y буде падаєти вподовж напрямку до поверхні за законом, записаним у системі відліку, у якій тверде тіло знаходиться у епокої ($V_y = 0$ при $x = 0$).

Тому як V_0 беремо розв'язок задачі про потенціальне обтікання рідиною нерухомого тіла:

$$V_y = V_0 \cdot \exp(-i\omega t) \cdot \left[1 - \exp\left\{(-1+i) \cdot x \cdot \sqrt{\frac{\omega}{2\theta}}\right\}\right]. \quad (63)$$

НУБІП України

НУБІП України

РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРОПЛУГА

3.1. Мета і програма експериментальних досліджень

Мета проведення експериментальних досліджень – підтвердження або спростування визначених у роботі теоретичних положень, раціональних параметрів і режимів роботи віброплуга з гідравлічними вібраторами.

Основні задачі експериментальних досліджень [17]:

- перевірка висунутої гіпотези позитивного впливу параметрів вимушених коливань на тяговий опір плуга та на величину питомої потужності, необхідної при вібраційній і звичайній оранці, а також на якісні показники оранки ґрунту;

- визначення режимів процесу взаємодії робочих органів віброплугів з оброблюваними ґрунтами експериментально;

- побудова математичних моделей залежності енергетичних та якісних показників оранки ґрунту віброплугом від швидкості руху, частоти, кута нахилу та амплітуди коливань курпуса плуга.

Для експериментальної перевірки висунутої гіпотези вибрано методики лабораторних досліджень, вимірювальні пристрої та обладнання.

Програма експериментальних досліджень передбачала:

1. Визначення фізико-механічних властивостей ґрунту:

- вологості ґрунту по довжині гону;
- твердості ґрунту по методу Горячкіна;
- щільності ґрунту на робочій глибині плуга;

напружень і деформацій у ґрунті, а також швидкостей їх розповсюдження;

2. Експериментальне дослідження впливу частоти, кута нахилу та амплітуди коливань корпусу плуга і швидкості руху агрегату на тяговий опір та агротехнічні показники оранки ґрунту. Синхронний безперервний запис реалізацій процесів:

- тяговий опір плуга;
- частота коливань вібратора (корпусу плуга);
- тиск оливи, залежно від зазору в зворотному зв'язку, в нагнітальній і зливній порожнинах вібратора;
- визначення необхідної потужності на роботу вібратора;
- швидкість руху агрегату;

- час проходження залікового гону;

3. Агротехнічна оцінка показників роботи агрегату:

- глибина оранки;
- глибина борозд, висота гребенів;
- ступінь подрібнення ґрунту.

3.2. Технічні засоби, що застосовані при експериментальних дослідженнях

Для визначення твердості ґрунту використовували твердомір Горячкіна, з плоским наконечником площею 3см², штангенциркуль ШЦ-1, ШЦ-2 (ГОСТ 166 – 80), міліметровий папір.

Вологість і питому вагу ґрунту визначали за допомогою технічних ваг ВЛКТ-500, сушильної шафи СНОЛ-3,5,3,5/3М з використанням блокс та мірних пробірок.

Для визначення реологічних властивостей ґрунтів (напружень і деформацій у ґрунті, а також швидкостей їх розповсюдження) використано прилад для вимірювання затухаючих коливань ґрунтового зразка, в основу якого покладене вивчення поздовжніх і крутильних коливань зразка ґрунтів як в'язко-пружного стрижня, закріпленого одним кінцем з нескінченною масою й

навантаженого на іншому кінці [136, 137]. Для визначення ваги зразка ґрунту використовувались ваги ВЛКТ – 500.

Динамічні характеристики процесу оранки ґрунту визначались з використанням наступних машин, приладів та обладнання:

- 1) Спеціально підготовлений експериментальний віброплуг ПЛН – 2–25, з двома гідравлічними вібраторами (рис. 16);



Рис. 16. Спеціально підготовлений експериментальний віброплуг ПЛН – 2–25, з двома гідравлічними вібраторами

1 – корпус плуга; 2 – рама плуга; 3 – опорне колесо; 4 – гідравлічний вібратор

- 2) трактор Т-25;

- 3) Колесо шляховимпробувальне в комплекті з ДЧ В-01 (рис. 17);



Рис. 17. Розміщення колеса шляховимпробувального в комплекті з ДЧ В-01:

1 – трактор; 2 – шляховимірювальне колесо; 3 – датчик ДЧ В-01
4) динамометрична рамка (рис. 18), для визначення тягового зусилля [138];



Рис. 18. Розміщення динамометричної рамки

1 – навіска трактора; 2 – динамометрична рамка; 3 – плуг
5) вимірювальний перетворювач тиску ІПД 2, для перетворення тиску оливи в електричний вихідний сигнал при роботі в складі інформаційно-вимірювальних систем типу К736 (рис. 19);



Рис. 19. Розміщення перетворювача тиску ИПД 2:

1 – гідравлічний вібратор; 2 – перетворювач тиску ИПД 2

6) Датчик вібрації Accelerometer Type 4369 (рис. 20);



Рис. 20. Розміщення датчика вібрації Accelerometer Type 4369:

1 – стійка корпусу плуга; 2 – датчик вібрації Accelerometer Type 4369

7) підсилювач Spider 8-30, принципова схема якого представлена на рис. 21,

його робота полягає в перетворенні омичної напруги тензодатчиків в електричну, для подальшої обробки в певних електричних схемах ПК.

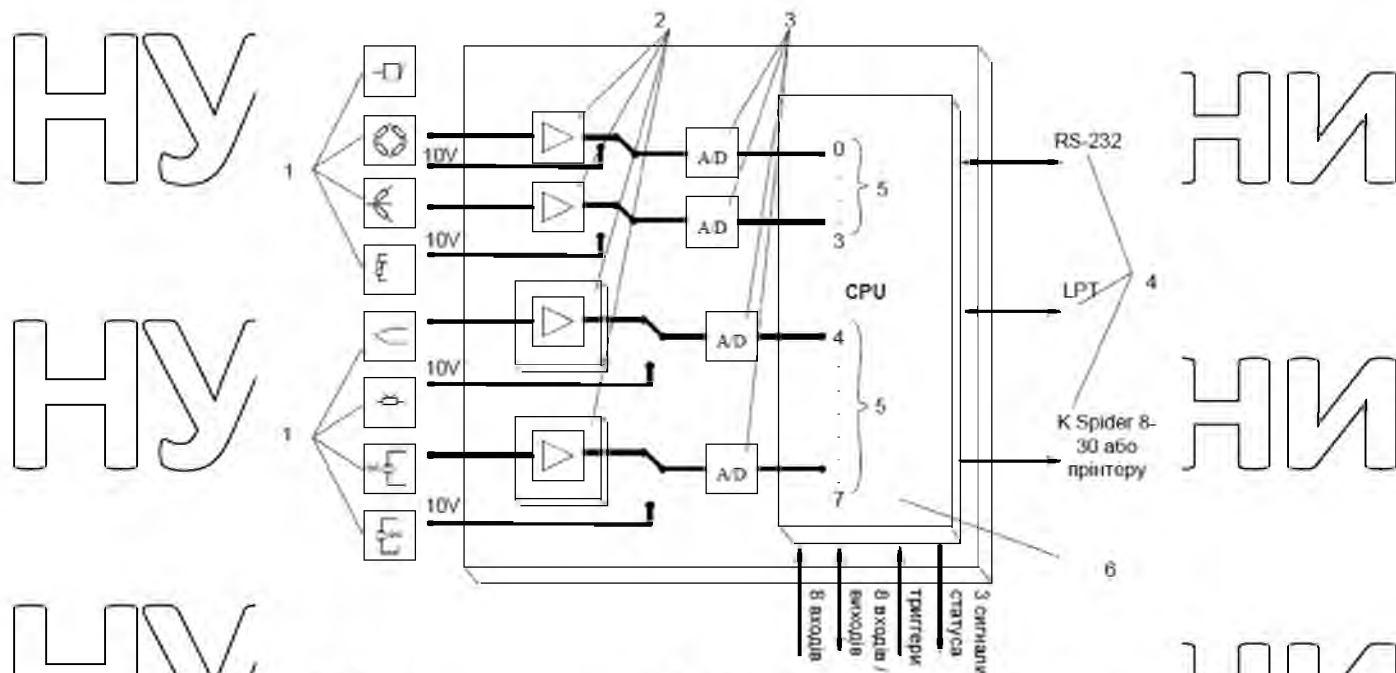


Рис. 21. Схема обробки сигналу у підсилювачі Spider 8-30: 1 – тензодатчики різних видів; 2 – модулі вимірювальні; 3 – аналогові цифрові перетворювачі; 4 – порти; 5 – базові канали; 6 – центральний процесор

8) Персональний комп'ютер (ПК) з прикладною програмою Catman Express 4.5, за допомогою якої записували та обробляли діаграми навантажень;

9) цифровий фотоапарат.

Тарування датчиків проводилось в лабораторії розробки методів технічних вимірювань та наукових досліджень функціонування машино-тракторних агрегатів Українського науково-дослідного інституту прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілоєс (УкрНДІПВТ) (смт. Дослідницьке Васильківського району Київської області).

Для зчитування сигналів з датчиків застосовується підсилювач-перетворювач SPIDER 8-30 та персональний комп'ютер 9 HP6100 з програмним продуктом Catman Express 4.5, що дозволяє передати отримані числові дані в пакети програми MS Excel для їхньої подальшої обробки (рис. 22).

Вимірвальне обладнання повірене та є придатним до застосування згідно з класом похибки кл. 0,1



Рис. 22. Підсилювач-перетворювач SPIDER-8-30 та персональний комп'ютер HP6100 з програмним продуктом Catman Express 4.5

Для тарування тензометричної ланки використовується стенд для тарування ланок №3 на розтяг (рис. 23), що складається зі станини, в якій закріплюється дослідний зразок та механізму, який забезпечує його розтяг [138]. Прикладене зусилля фіксується за допомогою пружинного динамометра ДС-5 з годинниковим індикатором, що також має відповідний сертифікат повірки та придатності до використання. Одночасно з фіксацією даних про прикладені навантаження відповідні відмітки по сигналу фіксуються шляхом підключення до тензометричної ланки підсилювача з ПК HP6100. Програма «Catman Express 4.5» автоматично реєструє та у перерахунку визначає значення прикладеного зусилля відповідно з отриманим сигналом. Відтаровані дані (рис. 34) для тензоланки заносяться у пам'ять програми і використовуються під час проведення досліджень.



Рис. 23. Тарування тензометричної ланки

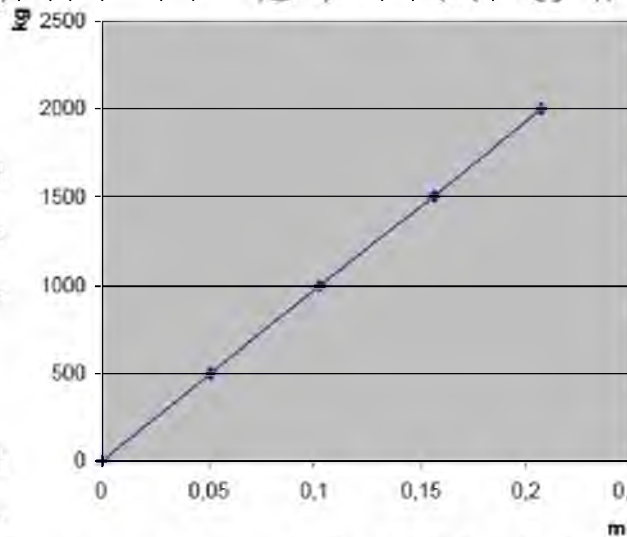


Рис. 24. Графік тарування тензометричної ланки

Для тарування перетворювача тиску ИПД 2, його було розміщено на стенді (рис. 25), що дозволяє встановлювати манометром відповідний тиск. За різних значень тиску різне значення має і сигнал, що поступає з тензодатчика на ресетруюче обладнання (рис. 26).



Рис. 25. Тарування датчика тиску ИПД 2

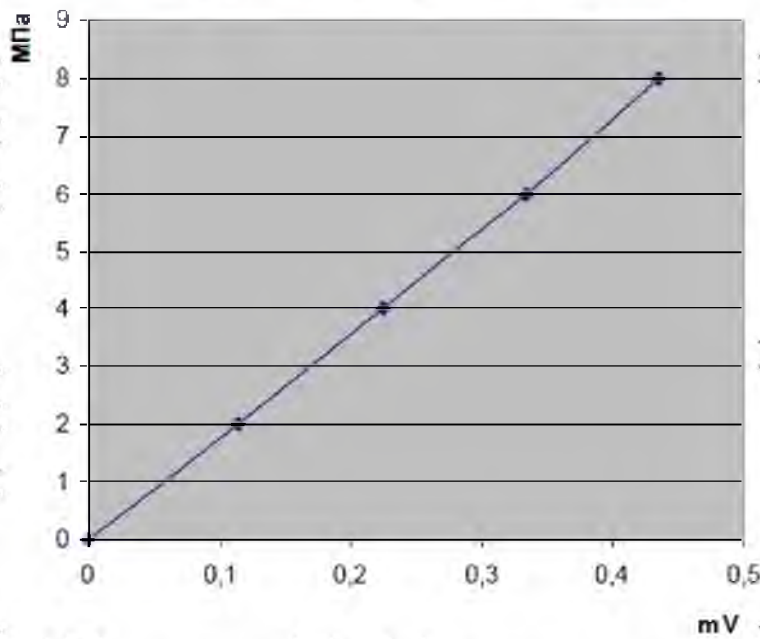


Рис. 26. Графік тарування перетворювача тиску ИПД 2

Для тарування акселерометрів використовується вібростенд для калібрування вібродатчиків 4290 (рис. 27), що працює від генератора.

Внутрішній акселерометр вібростенда контролює амплітуду механічних 100 коливань вібростола, на якому закріплюється дослідний акселерометр, і передає електричний сигнал, який після підсилення підсилювачем-формувавцем сигналу 2626 і електронним вольтметром / підсилювачем 2425 використовується в якості керуючого сигналу в компресорній схемі генератора. Калібруємих акселерометр передає електричний сигнал для підсилення підсилювачем-формувавцем сигналу 2626 та до підсилювача-перетворювача SPIDER 8.30 і

автоматично реєструються програмою «Catman Express 4.5» на персональний комп'ютер.



Рис. 27. Тарування датчика вібрації Accelerometer Type 4369

Особливістю даного вимірювального обладнання є те, що підібране обладнання здатне зчитувати з датчиків і перетворювати в числові дані до 1000 імпульсів в секунду та проводити одночасний запис результатів вимірювання по 6-ти паралельних каналах із врахуванням відтарованих даних.

Параметри вимушених коливань на тяговий опір плуга вивчались на експериментальному віброплугі ПЛН-2-25 [28], який був розроблений нами на підставі аналізу засобів механізації та результатів теоретичних досліджень. Конструктивно-технологічна схема віброплуга показана на рис. 14, а його загальний вигляд на рис. 28.

Віброплуг, складається з рами 1, корпусу 2, стійки корпусу 3, опорного колеса 4. Стійка кожного корпусу розрізана на дві частини, шарнірно з'єднані одна з іншою. Верхня частина стійки 5 – приєднана хомутом 6 до рами плуга 1, нижня 7 – з'єднана з нею шарніром 8. На рамі плуга 1, під змінним кутом α , закріплений вібратор 9, що штоком 10 з'єднаний з нижньою частиною стійки корпусу 7. Для зміни кута α та амплітуди вібрації у нижній частині стійки корпусу передбачені отвори. Вібратор 9 складається з поршня 11, що виготовлений разом із штоком 10, і золотника 12. Порожнина вібратора 9

під'єднана до гідросистеми трактора. Дроселем 13 забезпечується регулювання частоти коливань вібратора 9

Вібропług працює наступним чином.

Перед початком роботи, дроселем 13 встановити частоту коливань вібратора 9. Перестановкою штока вібратора 10 в змінні отвори нижньої частини стійки корпусу 7 встановити кут α та амплітуду вібрації, залежно від типу та стану ґрунту.

При оранці олива від гідросистеми трактора під тиском подається у нижню порожнину корпусу вібратора 9. В цей час верхня порожнина корпусу вібратора 9 сполучена зі зливом. Поршень 11 разом із золотником 12 переміститься вгору. Олива під тиском подається під золотник 12. Золотник 12 переміщується вгору відносно поршня 11, сполучає верхню порожнину корпусу вібратора 9 з напірною лінією, а нижню порожнину корпусу вібратора 9 – із зливом. Поршень 11 переміститься вниз. Верхня порожнина корпусу вібратора 9 сполучиться зі зливом. Золотник 12 переміститься вниз і процес зворотно-поступального руху поршня 11 повториться.

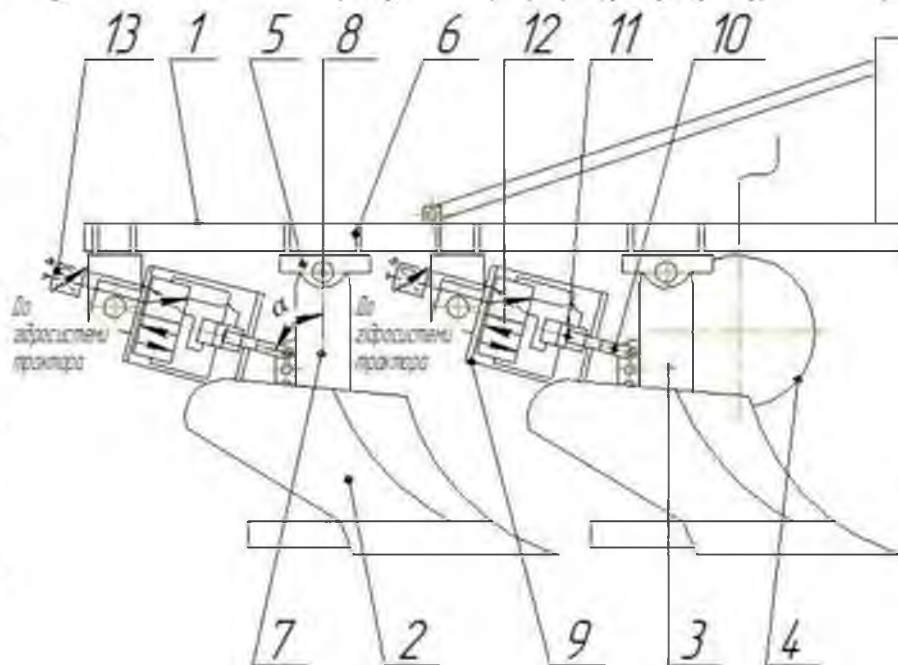


Рис. 28. Конструктивно-технологічна схема віброплуга

Вимушені коливання передаються нижній частині стійки 7 корпусу плуга 2 штоком 10 виготовленим разом із поршнем вібратора 9, у відповідності з

фазами деформації і руйнування ґрунту. Нижня частина стійки 7 провертається навколо шарніра 8, таким чином верхня частина стійки 5, а отже і рама плуга 1 ізольовані від коливань.

Віброплуг дозволяє використати періодичні зміни сили опору ґрунту, що збільшує інтенсивність кришення ґрунту, а отже поліпшується якість обробітку і зменшується тяговий опір плуга – знижується енергомісткість процесу оранки ґрунту.



Рис. 29. Загальний вигляд експериментального віброплуга

3.3. Методика проведення експериментів

Дослідження віброплуга проводилися для експериментальної перевірки результатів, отриманих при теоретичному обґруванні його раціональних параметрів і підтвердження гіпотези позитивного впливу вимушених коливань корпусів плуга на енергетичні та якісні показники обробітку ґрунту.

При проведенні дослідів застосовували метод математичного планування експерименту [139 – 141].

Дослідження віброплуга у польових умовах містили в собі наступні етапи:

- вибір і характеристику ділянки;

- визначення фізико-механічних властивостей ґрунту;
- визначення амплітудно-частотних характеристик процесу взаємодії вібраційних корпусів плуга з ґрунтом;
- визначення енергетичних показників обробки ґрунту;
- агротехнічну оцінку якості роботи.

Для проведення досліджень обрана земельна ділянка, розміри й площа якої дозволили виконати всі намічені по програмі досліджень роботи.

При характеристиці обраної ділянки встановлювалися рельєф місцевості, тип ґрунту і її характеристика, засміченість ґрунту каменями, глибина попереднього обробітку, глибина розташування ущільненого шару ґрунту відповідно до відомої методики [142, 143].

У день проведення дослідів визначалися метеорологічні умови (за даними метеостанції) та фізико-механічні властивості ґрунту: вологість, твердість, об'ємна маса, напруження і деформації у ґрунті, швидкості їх розповсюдження на досліджуваних глибинах.

Послідовність проведення експерименту:

- поле розбивалося на 5 ділянок, на кожній ділянці відмічалася довжина робочого гона 50м, прокладувалася перша борозна;

- перед початком руху агрегата проводиться налаштування датчиків, балансування каналів, встановлення змінних дреселів для регулювання витрати рідини та різних кутів вібрації корпусу плуга;

- випробування проводяться на двох швидкостях агрегата, відповідно першій і другій передачах КПП трактора Т – 25, трьох кутах вібрації стійки корпусу плуга та зі змінними дреселями для регулювання витрати рідини.

Оцінка якості роботи визначалася за результатами оранки плугом з жорстко закріпленими корпусами та вимушеними коливаннями корпусів, налаштованих на раціональний режим роботи. Визначалися наступні показники:

- глибина обробітку ґрунту в сантиметрах;

відхилення фактичної глибини обробітку ґрунту від заданої в сантиметрах;
загортання післякнивних решток;
- висота гребнів і глибина борозен на поверхні обробленого ґрунту;
- ступінь подрібнення ґрунту.

Глибина обробітку ґрунту, глибина борозен на поверхні обробленого ґрунту визначалися в п'ятикратній повторності. У кожній повторності виконувалося не менш 10 вимірів.

Перед виконанням вимірів цих показників виконувалося фотографування цифровою фотокамерою.

Визначення енергетичних показників робочих органів проводилося разом з агротехнічною оцінкою якості обробки ґрунту на обраних режимах роботи.

При цьому визначався загальний опір робочих органів.

3.4. Визначення фізико-механічних властивостей ґрунту.

Відповідно до програми експериментів вивчалися такі фізико-механічні властивості ґрунту, як вологість, твердість, щільність і деформаційний показник. Методика визначення цих показників розроблена на основі вимог

ГОСТ 20915-75 «Сільськогосподарська техніка. Методи визначення умов випробувань» [144].

Вологість ґрунту визначалась методом його висушування. Для цього буром бралися зразки ґрунту в шарах 10, 20 і 30 см у 5 місцях на довжині залікового гону і з кожного шару насипали у тарований алюмінієвий бюкс.

Бюкси з пробями ґрунту зважували з точністю до 0,01 г. Зразки ґрунту не змішувались, а визначалась вологість кожного окремо. Взятий у бюкс зразок ґрунту висушували у сушильній шафі за 100—105 °С до сталої маси. Після охолодження зважували з попередньою точністю.

Вологість ґрунту обчислюють за формулою [145]:

$$W_b = \frac{m_b - m_c}{m_c} \cdot 100\%,$$

(64)

де W_a — вологість ґрунту відносно абсолютно сухого ґрунту, %; m_b — маса б'юкса із зразком ґрунту до висушування, г; m_c — маса б'юкса із зразком ґрунту після висушування, г.

Для одержання інформації про опір ґрунту використовували узагальнений показник фізико-механічних властивостей ґрунту у вигляді твердості ґрунту.

Твердість ґрунту визначалася в місцях взяття проб на вологість на глибині 10, 20, 30 см, у п'ятикратній повторювальності.

Для визначення твердості ґрунту використовували твердомір Т орячкіна з безперервним вдавлюванням в ґрунт циліндричного плунжера.

Твердомір має самописець, за допомогою якого записували діаграму зміни сил вдавлювання вимірювального плунжера в досліджуваний ґрунт. За записаною діаграмою зміни сили вдавлювання вимірювального плунжера в ґрунт визначають середню твердість ґрунту T за формулою [145]:

$$T = \frac{h \cdot g_n}{S}, \quad (65)$$

де h — середня ордината діаграми, см; g_n — жорсткість пружини твердоміра, яка визначається таруванням приладу, Н/см; S — площа вдавлювання в ґрунт вимірювального плунжера, см².

Об'ємна маса ґрунту визначалася в місцях взяття проб на вологість та твердість на глибині 10, 20, 30 см, у п'ятикратній повторювальності.

Об'ємна маса ґрунту — це маса в грамах одного кубічного сантиметра ґрунту.

Справжню об'ємну масу ґрунту обчислюють за формулою [145]:

$$\gamma_d = \frac{m}{V}, \quad (66)$$

де m — маса моноліту вологого зразка ґрунту, г; V — об'єм моноліту (проби) ґрунту, см³.

Для опису зміни величини об'ємної маси ґрунту під дією на нього робочих органів ґрунтообробних машин визначали такі реологічні властивості, як модуль пружності при об'ємних деформаціях E , Па; модуль пружності при

зсувних деформаціях G , Па; коефіцієнт в'язкості при об'ємних деформаціях μ , Па; коефіцієнт в'язкості при зсувних деформаціях η , Па; коефіцієнт Пуассона ν .
 Методика визначення цих показників заснована на дослідженні затухаючих коливань ґрунтового зразка [136, 137].

На рис. 40 показано схему приладу для вимірювання затухаючих коливань ґрунтового зразка [136]. Прилад складається зі станини 1, на якій встановлено ґрунтовий зразок 2, котушки 5, яка має 30000 витків дроту діаметром 0,1 мм., стакана 3 з постійним магнітом 4. Стакан з постійним магнітом надівається на ґрунтовий зразок. Кінці обмотки котушки підключаються до входу запам'ятовуючого осцилографа 6.

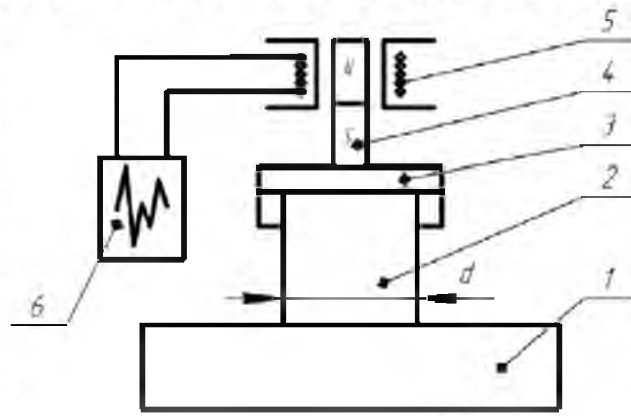


Рис.30. Прилад для вимірювання затухаючих коливань ґрунтового зразка

При нанесенні удару по стакану розмішеному на ґрунтовому зразку неметалевим предметом у зразку виникають затухаючі коливання, при цьому за рахунок перетинання магнітного потоку витків котушки в її обмотці виникає ЕРС індукції з амплітудою та періодом коливань які відповідають амплітуді та періоду коливань ґрунтового зразка. Ця ЕРС реєструвалась запам'ятовуючим осцилографом С8 - И, що дозволило вивчати коливання зразка ґрунту.

Вивчення послідовних амплітуд та періодів в затухаючих коливань дозволяє визначити вищезгадані властивості ґрунту. При цьому модуль пружності ґрунту визначається за формулою:

$$E = \frac{4\rho_0 l \cdot \left[\left(\ln \frac{A_1}{A_2} \right)^2 + 4\pi^2 \right]}{\pi g d^2 T^2 k^2} \quad (67)$$

модуль зсуву

$$G = \frac{4p_0 l \cdot \left[\ln \frac{A_1}{A_2} + 4\pi \right]}{\pi g d^2 T^2 v^2}, \quad (68)$$

коефіцієнт в'язкості при об'ємних деформаціях

$$\mu = \frac{8p_0 l \cdot \ln \frac{A_1}{A_2}}{\pi g d^2 T}, \quad (69)$$

коефіцієнт в'язкості при зсувних деформаціях

$$\eta = \frac{3P_0 \cdot \ln \frac{A_1}{A_2}}{\pi g d T}, \quad (70)$$

де d, l, p_0 — діаметр, довжина й вага зразка ґрунту;

T, A_1, A_2 — період і амплітуди послідовних коливань ґрунтових зразків;

k, v — визначаються з розв'язку рівняння відповідних трансцендентних рівнянь [137].

3.5. Визначення амплітудно-частотних характеристик процесу

взаємодії вібраційних корпусів плуга з ґрунтом та енергетичних

показників обробітку ґрунту.

Дослідження проводилися по методиці планування повнофакторного експерименту, завдяки застосуванню високотехнологічного вимірально-реєструючого обладнання, що дозволило швидко і без повторювань з першочергових даних отримувати точні результати.

Змінними факторами були швидкість руху, частота, кут нахилу та амплітуда коливань корпусу плуга, а викідним параметром — тяговий опір плуга.

Задачею дослідження ставилося виявлення впливу швидкості руху орного агрегату, частоти, кута нахилу та амплітуди коливань корпусу плуга на основні технологічні показники роботи з метою обґрунтування оптимальних параметрів і режимів роботи віброплуга.

Дослідження проводились при роботі плуга з вібраційними корпусами плуга, а потім при виключених вібраторах. Глибина оранки 22 см. Претерпованість дослідів – п'ятикратна

Перед початком роботи віброплуга гідровібратор встановлювався під відповідним кутом нахилу до стійки корпусу плуга.

Встановлювався змінний дросель в зливній магістралі гідровібратора. З метою визначення оптимальної частоти коливань стійки корпусу плуга випробувано три розміри зазора (дроселі) в зливній магістралі гідровібратора: 3, 5 та 7 мм.

За допомогою важеля розподільника трактора включається гідровібратор. В цей час починали запис сигналів тензодатчиків, для визначення впливу вібрації як під час заглиблення корпусів плуга, так і під час сталого режиму оранки. Навіскою плуг опускали в робоче положення і починали оранку на відповідній передачі КПП трактора.

Фіксування сигналів, що надходять від датчиків, здійснювалося за допомогою підсилювача-перетворювача SPIDER 8-30 на персональний комп'ютер 9 HP6100 з програмним продуктом Caman Express 4.5, що дозволяє передати отримані числові дані в пакети програми MS Excel для їхньої подальшої обробки. Зареєстровані дані представлялися у вигляді діаграм залежностей від часу тягового опору, швидкості руху агрегату, прискорення, коливань стійки корпусу плуга, тиску оливи в нагнітальній і зливній магістралях гідровібратора.

Оціночними показниками були: величина тягового опору (при вібрації і без неї), величина необхідної тягової потужності (з врахуванням необхідної потужності на роботу гідровібратора) і величина ефективності вібрації.

Для визначення необхідної потужності на роботу вібратора були отримані його витратні характеристики. Необхідна потужність на роботу вібратора визначалась за формулою:

$$N_{\text{віб}} = \Delta P \cdot A \cdot V_{\text{віб}} \quad (71)$$

де ΔP – різниця тиску робочої рідини, в нагнітальній і зливній порожнинах вібратора, Па; A – площа штока, m^2 ; $V_{шт}$ – швидкість штока, m/s .

$$V_{шт} = \frac{2a}{T}, \quad (72)$$

де a – амплітуда коливань штока вібратора, m ; T – період коливань штока вібратора, s .

Ефективність вібрації – це ступінь зниження затрат тягової потужності при роботі вібраційних корпусів плуга в порівнянні зі звичайними – невібраційними, виражена у відсотках:

$$\delta = \frac{N_{без\ вібр} - (N_{з\ вібр} + N_{вібр})}{N_{без\ вібр}} \cdot 100\%, \quad (73)$$

де $N_{без\ вібр}$ – затрати тягової потужності орного агрегату при роботі зі звичайними – невібраційними корпусами плуга, Вт:

$$N_{без\ вібр} = P_{без\ вібр} \cdot V, \quad (74)$$

де $N_{з\ вібр}$ – затрати тягової потужності орного агрегату при роботі з вібраційними корпусами плуга, Вт:

$$N_{з\ вібр} = P_{з\ вібр} \cdot V, \quad (75)$$

де V – швидкість руху орного агрегату, m/s .

3.6. Визначення якісних показників обробітку ґрунту.

Ступінь подрібнення ґрунту робочими органами визначалася відповідно до вимог ОСТ 70.4.1 - 80 «Випробування сільськогосподарської техніки.

Машина й знаряддя для глибокого обробітку ґрунту. Програма й методи випробувань» [146].

Глибина оранки визначалася без врахування вслищеності ґрунту. Для цього після проходу орного агрегату на поверхню ґрунту клали лінійку перпендикулярно напрямку його руху так, щоб її кінець опирався на незорану частину поля. Глибина обробітку ґрунту замірялася по всій ширині зораної смуги шляхом занурення лінійки до твердої підшви з інтервалом 1 см по ширині відповідно до лінійки.

Виміри повторювалися в 10-ти місцях по ходу руху орного агрегату через кожні 0,2м. Припустима похибка вимірів $\pm 0,5\text{см}$. Відстань від нижньої грані лінійки до точки опори щупа становить глибину обробітку ґрунту без врахування вспушеності.

Для визначення глибини борозен після проходу орного агрегату на поверхню зораного поля клали лінійку перпендикулярно напрямку руху і заміряли лінійкою відстань від нижньої точки борозни до нижньої грані лінійки з точністю $\pm 0,5\text{см}$ в 10-ти місцях через кожні 0,2м по ходу руху. Результати вимірів заносилися у відповідні відомості. Відхилення середньої глибини обробітку ґрунту від заданої визначалося по сліду проходу робочого органа й по ширині розпушеної смуги ґрунту як різниця між фактичною середньою й встановленою глибиною обробітку.

3.7. Методика обробки результатів експериментальних даних

Обробка даних, отриманих у результаті проведення дослідів, здійснювалася на ЕОМ із використанням методів математичної статистики. При цьому визначалися наступні показники [142, 147, 148]:

- середнє арифметичне значення:

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n}, \quad (76)$$

де x_i – поточне значення вимірюваної величини; n – кількість вимірів;

- середнє відхилення від середнього значення:

$$\chi = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |x_i - \bar{x}|, \quad (77)$$

- середньоквадратичне відхилення:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n-1}}, \quad (78)$$

- коефіцієнт варіації:

$$K_B = \frac{\sigma}{\bar{x}} \cdot 100. \quad (79)$$

РОЗДІЛ 4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1. Амплітудно-частотні характеристики процесу взаємодії вібраційних корпусів плуга з ґрунтом

Відповідно плану експериментальних досліджень вимірювання прискорення стійки вібраційного корпусу плуга проводилось при трьох різних розмірах зазору (дроселя) в зливній магістралі гідровібратора – 3, 5 та 7 мм.

Представимо експериментальні дані прискорення стійки вібраційного корпусу плуга у вигляді графічних залежностей для усталеного режиму роботи орного агрегату (рис. 31).

Для масивів експериментальних даних прискорення стійки вібраційного корпусу плуга будемо регресійну функцію та інтегруємо її за часом. Таким чином, отримаємо функцію швидкості стійки вібраційного корпусу плуга протягом усталеного режиму роботи орного агрегату (рис. 32). Шляхом інтегрування функції швидкості стійки вібраційного корпусу плуга за часом отримаємо переміщення (рис. 33). За формулою (78) визначаємо середнє значення x амплітуди ($A_{\text{сер}}$) та періоду ($T_{\text{сер}}$) коливань стійки вібраційного корпусу плуга.

Для оцінки розсіювання випадкової величини від середнього значення знаходимо середнє відхилення x амплітуду ($A_{\text{сер}}$) та періоду ($T_{\text{сер}}$) від його середнього значення за формулою (78).

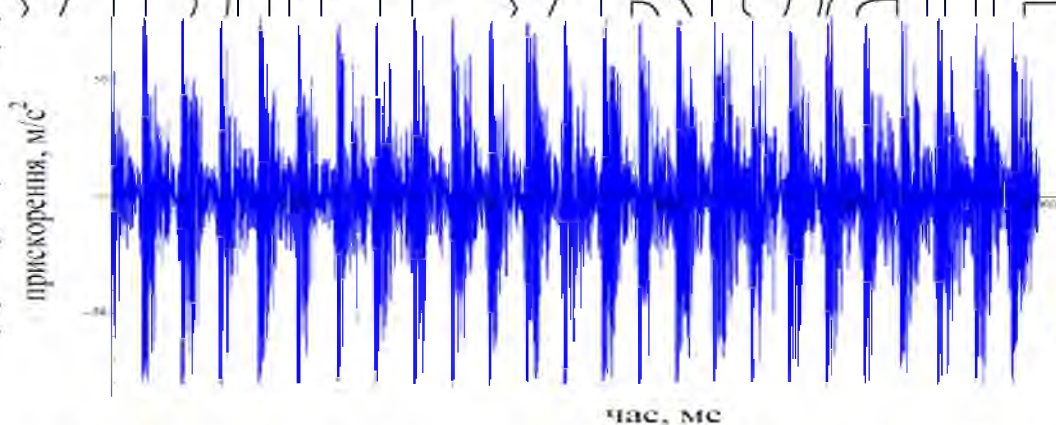


Рис. 31. Графік зміни прискорення $a(t)$ стійки вібраційного корпусу плуга визначеного експериментально в залежності від часу при розмірі зазору (дроселя) в зливній магістралі гідровібратора 3 мм.

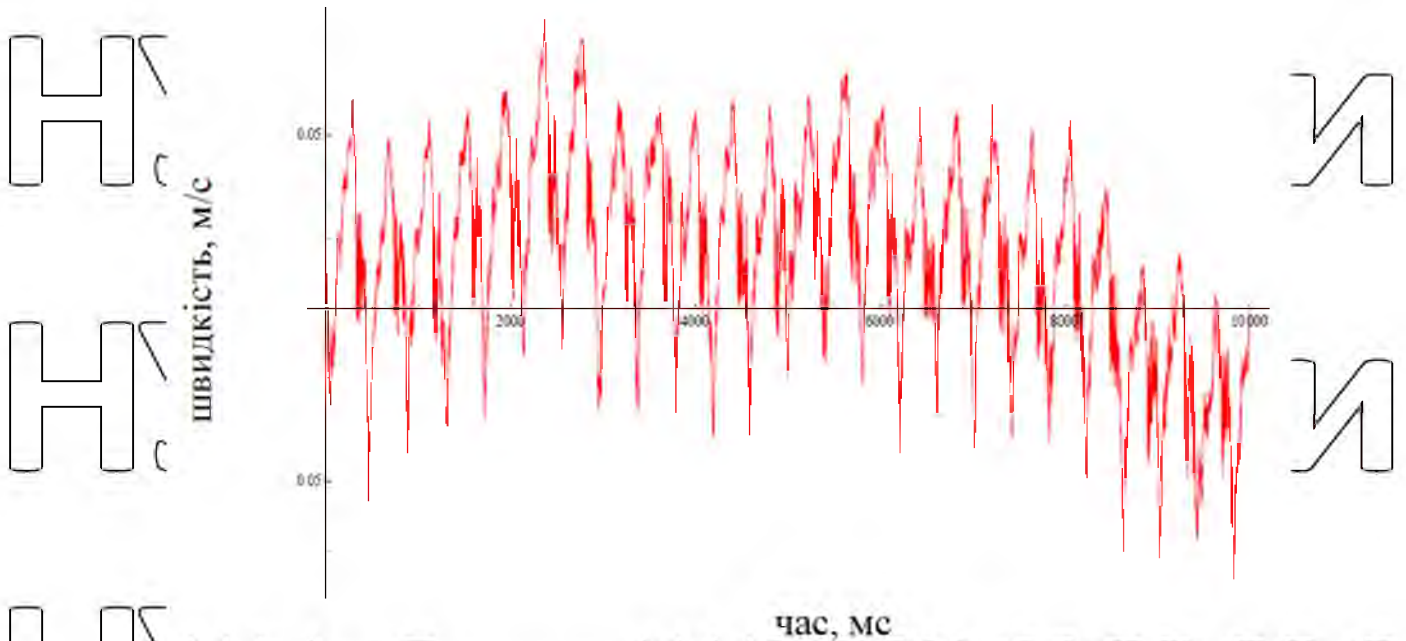


Рис. 32. Графіки зміни швидкості $v(t)$ стійки вібраційного корпусу плуга в залежності від часу при розмірі зазору (дроселя) в зливній магістралі гідровібратора 3 мм.

На ділянці усталеного режиму роботи орного агрегату з вібраційними корпусами плуга (протягом однієї секунди роботи) визначаємо мінімальні (x_{\min}) та максимальні (x_{\max}) значення переміщення. На основі цих значень знаходимо амплітуду (A) та період (T) коливань стійки вібраційного корпусу плуга.

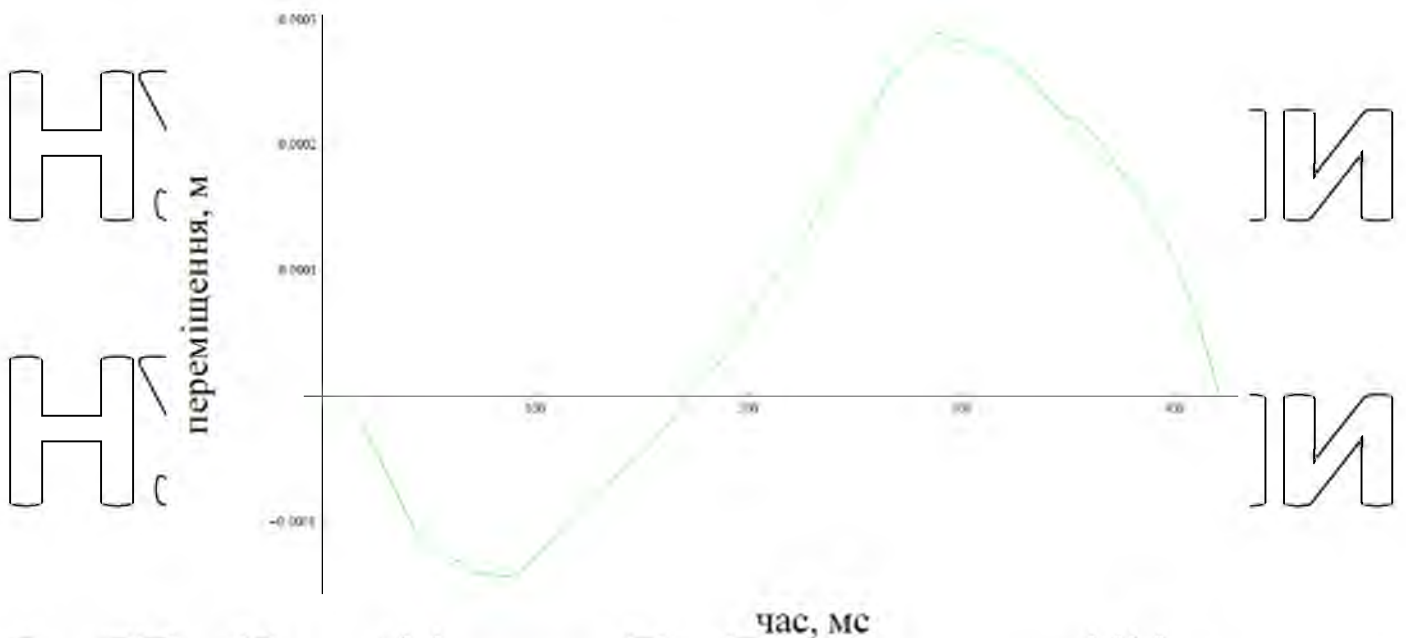


Рис. 33. Графіки зміни переміщення $x(t)$ стійки вібраційного корпусу плуга в залежності від часу при розмірі зазору (дроселя) в зливній магістралі гідровібратора 3 мм.

Обчислюємо показники розсіювання значень випадкової величини щодо її математичного сподівання (середньоквадратичне відхилення (78), коефіцієнт варіації (79)) і заносимо їх в таблицю 4.

Аналізуючи дані таблиці 4 можна зробити висновок, найбільше відхилення коефіцієнта варіації амплітуди – 14,93%, періода коливань 13,30% при розмірі зазору в зливній магістралі гідровібратора 7мм знаходяться в межах статистичної похибки.

Визначаємо частоту коливань стійки вібраційного корпусу плуга за наступною залежністю:

$$f = \frac{1}{T}, \text{Гц.} \quad (80)$$

Циклічну частоту коливань стійки вібраційного корпусу плуга визначаємо за формулою:

$$\omega = \frac{2\pi}{T}. \quad (81)$$

Результати експериментальних досліджень амплітудно-частотних характеристик процесу взаємодії вібраційних корпусів плуга з ґрунтом наведені в таблиці 5 і на графіку (рис.34).

Таблиця 4. Результати розрахунків статистичних даних амплітуди та періоду коливань стійки вібраційного корпусу плуга.

Показник	Розмір зазора в зливній магістралі гідровібратора, мм	Амплітуда, м	Період, с
Середнє статистичне значення, $\bar{x} \pm \chi$	3	0,000326±0,000025	0,040571±0,001767
	5	0,000258±0,000025	0,030100±0,001558
	7	0,000230±0,000027	0,025608±0,002264
Середнє квадратичне відхилення, σ	3	0,000031	0,002245
	5	0,000033	0,002164
	7	0,000034	0,003407
Коефіцієнт варіації, $K_B, \%$	3	9,428377	5,532365
	5	12,967590	7,189937
	7	14,932412	13,303264

НУБІП України

Таблиця 5. Результати експериментальних досліджень амплітудно-частотних характеристик процесу взаємодії вібраційних корпусів плуга з ґрунтом

Показник		Розмір зазору в зливній магістралі гідровібратора, d мм		
		3	5	7
Амплітуда, м	a	0,000326	0,000258	0,000230
Період, с	T	0,040571	0,030100	0,025608
Частота коливань, Гц	f	24,721346	33,408161	39,818225
Циклічна частота коливань, c^{-1}	ω	155,328800	209,909668	250,185286

З приведених графіків (рис. 34) видно, що частота коливань ν та ω , (циклічна частота) зі збільшенням розміру зазору в зливній магістралі гідровібратора d зростають. В той же час, амплітуда та період коливань віброплуга – зменшуються при зростанні d .

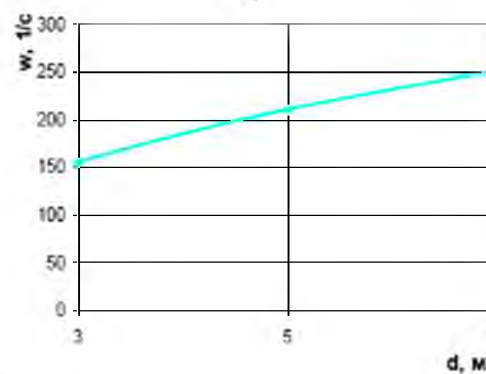
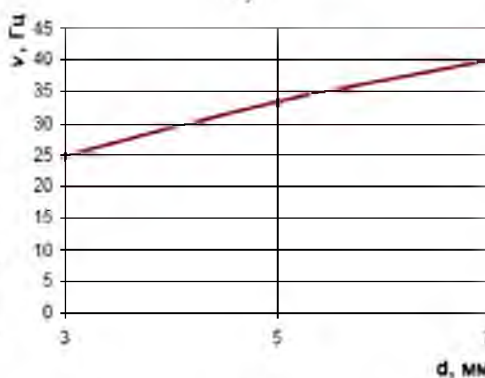
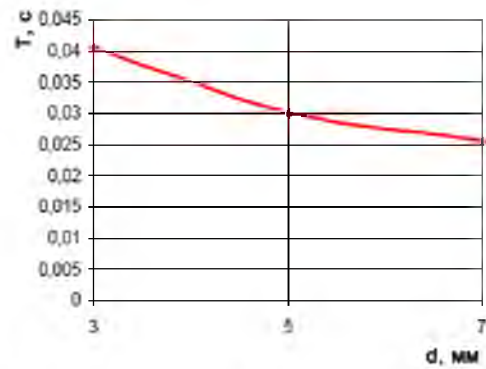
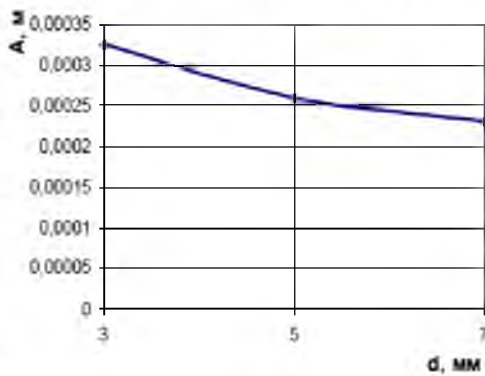


Рис. 34. Залежність зміни амплітуди A , м (а), періоду T , с (б), частоти коливань ν , Гц (в) та ω , c^{-1} (циклічної частоти) (г) від розміру зазору в зливній магістралі гідровібратора d , мм

4.2. Тиск робочої рідини

Виходячи з плану експериментальних досліджень вимірювання тиску робочої рідини, в нагнітальній і зливній порожнинах вібратора проводилось при вібраційній оранці на двох швидкостях руху, відповідно першій і другій передачах КПП трактора, для трьох кутів встановлення вібратора відносно стійки корпусу плуга (верхній – $68^{\circ} 28'$, середній – $65^{\circ} 9'$, нижній – 62°) залежно від зазору в зворотному зв'язку (3, 5 та 7 мм), що відповідали частоті коливань стійки корпусу плуга 24,7 Гц, 33,4 Гц, 39,8 Гц.

Покажемо на графіках зміну тиску робочої рідини в нагнітальній і зливній порожнинах вібратора на другій передачі при середньому куті встановлення вібратора відносно стійки корпусу плуга та частоті коливань стійки корпусу плуга 24,7 Гц (рис. 45), 33,4 Гц (рис. 46) і 39,8 Гц (рис. 37) в залежності від часу при умові: два корпуси плуга вібрують (а), перший корпус плуга вібрує другий відключений (б), другий корпус плуга вібрує перший відключений (в).

Графіки зміни тиску робочої рідини на другій передачі при верхньому та нижньому кутах встановлення вібратора відносно стійки корпусу плуга та на першій передачі винесемо у Додаток В (рис. В 1 – В 15).

На ділянці усталеного режиму роботи з 34-ї по 54-ту секунди роботи на другій передачі та з 40-ї по 60-ту секунди роботи на першій передачі за формулою (78) визначаємо середнє значення тиску робочої рідини в нагнітальній і зливній порожнинах вібратора для трьох кутів встановлення вібратора та при трьох частотах коливань стійки корпусу плуга.

Для оцінки розсіювання випадкової величини від середнього значення знаходимо середнє відхилення тиску робочої рідини в нагнітальній і зливній порожнинах вібратора від його середнього значення за формулою (79).

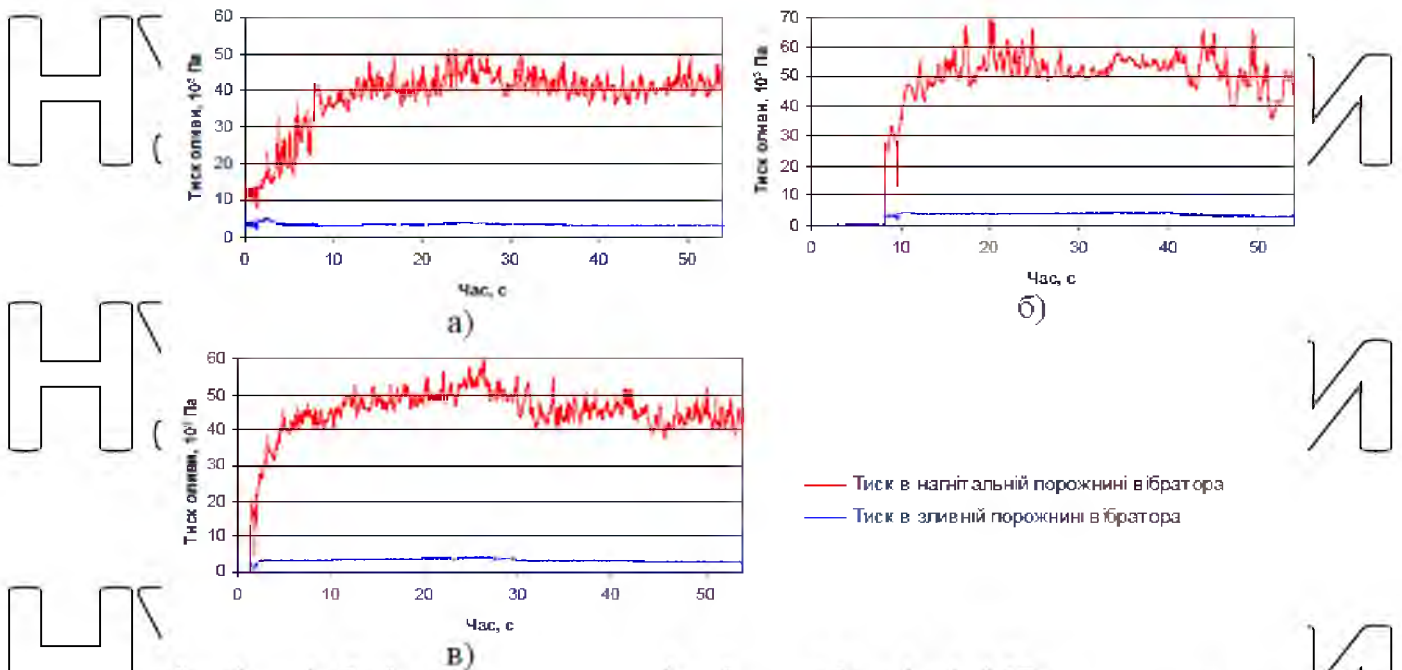


Рис. 35. Графіки зміни тиску робочої рідини в нагнітальній і зливній порожнинах вібратора на другій передачі при середньому куті встановлення вібратора відносно стійки корпусу плуга та частоті коливань стійки корпусу плуга 24,7Гц в залежності від часу

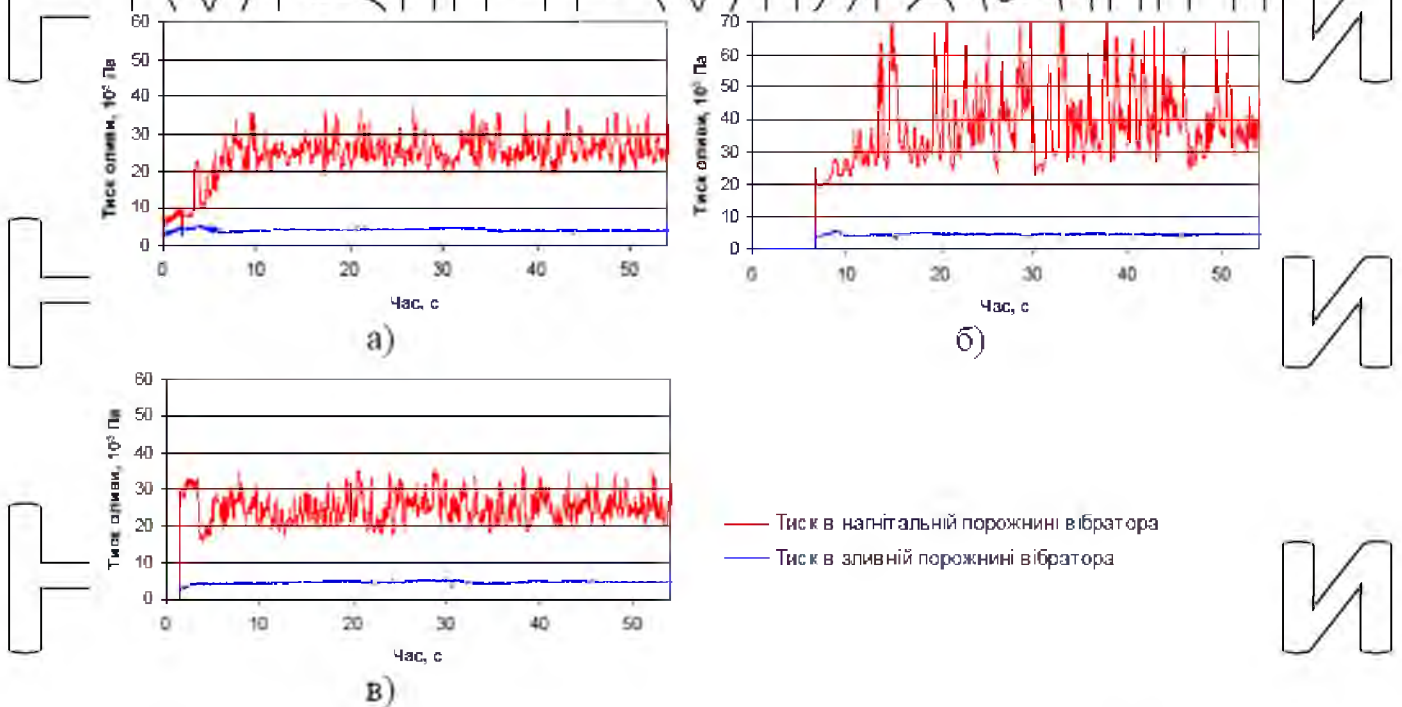


Рис. 36. Графіки зміни тиску робочої рідини в нагнітальній і зливній порожнинах вібратора на другій передачі при середньому куті встановлення вібратора відносно стійки корпусу плуга та частоті коливань стійки корпусу плуга 33,4Гц в залежності від часу

Таблиця 6. Результати розрахунків статистичних даних тиску робочої рідини в нагнітальній порожнині вібратора на другій передачі

Показник	Кут встановл. вібратора	Режим вібрації, Гц								
		Два вібрує			Перший вібрує другий - ні			Другий вібрує перший - ні		
		39.8	33.4	24.7	39.8	33.4	24.7	39.8	33.4	24.7
Середнє арифметичне, \bar{x} , 10^5 Па	68°28'	28.155	25.543	42.751	39.949	24.663	53.380	29.235	25.295	49.410
	65°9'	27.911	26.087	40.941	40.103	23.839	51.580	29.077	25.055	44.361
	62°	24.639	25.642	23.856	35.558	34.703	41.931	27.436	25.630	29.675
Середнє відхилення від середнього значення, χ	68°28'	2.094	2.379	2.419	9.747	8.520	2.886	2.966	3.097	2.653
	65°9'	2.252	2.679	1.751	7.666	6.732	4.712	3.084	2.508	2.113
	62°	1.818	2.171	2.179	5.935	4.927	2.648	3.307	3.481	4.381
Середнє квадратичне відхилення, σ	68°28'	2.647	3.029	2.998	12.085	10.860	3.813	3.730	3.856	3.421
	65°9'	2.915	3.348	2.232	9.756	8.753	5.876	3.868	3.176	2.645
	62°	2.329	2.680	2.649	7.495	6.219	3.342	4.098	4.505	5.589
Коефіцієнт варіації, K_B , %	68°28'	9.402	11.860	7.012	30.251	44.033	7.143	12.758	15.246	6.925
	65°9'	10.444	12.832	5.453	24.326	36.716	11.393	13.303	12.674	5.962
	62°	9.452	10.451	11.104	21.079	17.919	7.971	14.936	17.576	18.835

Таблиця 7. Результати розрахунків статистичних даних тиску робочої рідини в зливній порожнині вібратора на другій передачі

Показник	Кут встановл. вібратора	Режим вібрації, Гц								
		Два вібрує			Перший вібрує другий - ні			Другий вібрує перший - ні		
		39.8	33.4	24.7	39.8	33.4	24.7	39.8	33.4	24.7
Середнє арифметичне, \bar{x} , 10^5 Па	68°28'	4.670	4.303	3.524	4.936	4.359	3.890	8.104	4.857	3.704
	65°9'	4.505	3.941	3.229	5.074	4.309	3.530	4.696	4.813	2.982
	62°	2.853	3.199	0.852	3.969	3.876	1.967	4.585	3.797	1.797
Середнє відхилення від середнього значення, χ	68°28'	0.165	0.171	0.169	0.400	0.251	0.156	1.133	0.242	0.269
	65°9'	0.203	0.133	0.103	0.218	0.172	0.425	0.462	0.183	0.157
	62°	0.118	0.201	0.159	0.297	0.316	0.059	0.284	0.231	0.192
Середнє квадратичне відхилення, σ	68°28'	0.207	0.214	0.213	0.815	0.332	0.196	1.397	0.294	0.344
	65°9'	0.247	0.180	0.128	0.259	0.222	0.478	0.641	0.228	0.183
	62°	0.146	0.257	0.189	0.351	0.389	0.073	0.466	0.275	0.276
Коефіцієнт варіації, K_B , %	68°28'	4.424	4.975	6.059	16.511	7.612	5.052	17.241	6.062	9.277
	65°9'	5.482	4.569	3.955	5.112	5.150	13.528	13.654	4.740	6.149
	62°	5.127	8.041	22.218	8.837	10.023	3.708	10.167	7.243	15.383

Аналізуючи дані таблиць, можна зробити висновок, що найбільше відхилення коефіцієнта варіації тиску робочої рідини в нагнітальній порожнині вібратора на другій передачі при частоті вібрації 33,4 Гц за умови, коли перший

корпус плуга вібує, а другий відключений – 44,033% при верхньому куті встановлення вібратора та 36,716% – при середньому куті, що більше 25%. Це означає, що ці величини нестійкі, мінливі та нестабільно відтворюють результати режимів роботи і параметрів. При інших режимах вібрації відхилення знаходяться в межах статистичної похибки.

Результати дослідів, що знаходяться в таблицях, оброблені у вигляді графіків, що виражають залежність між тиском робочої рідини та частотою коливань стійки корпуса плуга для кожного режиму вібрації.

Аналіз приведених графіків на другій передачі показує, що із збільшенням частоти коливань тиск робочої рідини в нагнітальній порожнині вібратора зменшується і при частоті коливань 33,4 Гц досягає мінімального значення. При подальшому збільшенні частоти коливань до 39,8 Гц – незначно збільшується при верхньому та середньому кутах встановлення вібратора або залишається майже на тому ж рівні – при нижньому.

В зливній порожнині вібратора, навпаки, із збільшенням частоти коливань тиск робочої рідини незначно збільшується.

Аналіз приведених графіків на першій передачі показує, що із збільшенням частоти коливань тиск робочої рідини в нагнітальній порожнині вібратора зменшується і при частоті коливань 33,4 Гц досягає мінімального значення. При подальшому збільшенні частоти коливань до 39,8 Гц – незначно збільшується.

В зливній порожнині вібратора при верхньому та середньому кутах встановлення вібратора із збільшенням частоти коливань тиск робочої рідини зростає. При нижньому куті встановлення вібратора спостерігаємо зростання тиску робочої рідини до частоти коливань 33,4 Гц, а далі – спадання.

4.3. Швидкість руху агрегату

Виходячи з плану експериментальних досліджень вимірювання швидкості руху агрегату проводилось при вібраційній і звичайній оранці на двох передачах КІН трактора, відповідно першій і другій.

При вібраційній оранці – проводилось для трьох кутів встановлення вібратора відносно стійки корпусу плуга (верхній – $68^{\circ} 28'$, середній – $65^{\circ} 9'$, нижній – 62°) та зі змінними дрослями (3, 5 та 7 мм), що відповідали частоті коливань стійки корпусу плуга 24,7 Гц, 33,4 Гц, 39,8 Гц.

На рис. 50 зображено графіки зміни швидкості руху агрегату в залежності від часу при звичайній оранці (без вібрації) на другій передачі (а) та на першій передачі (б).

На ділянці усталеного режиму роботи з 34-ї по 54-ту секунди роботи на другій передачі та з 40-ї по 60-ту секунди роботи на першій передачі за формулою (158) визначаємо середнє значення швидкості руху агрегату для трьох кутів встановлення вібратора та при трьох частотах коливань стійки корпусу плуга.

Для оцінки розсіювання випадкової величини від середнього значення знаходимо середнє відхилення швидкості руху агрегату від його середнього значення за формулою (78).

Обчислюємо показники розсіювання значень випадкової величини щодо її математичного сподівання (середньоквадратичне відхилення (79), коефіцієнт варіації (80)) для швидкості руху агрегату і заносимо їх в таблиці 10 – 11.

Аналізуючи дані таблиць 10 – 11, можна зробити висновок, що найбільше відхилення коефіцієнта варіації швидкості руху агрегату на другій передачі при частоті вібрації 24,7 Гц за умови, коли перший корпус плуга вібрує, а другий відключений – 29,379% при верхньому куті встановлення вібратора, що більше 25%. Це означає, що ця величина нестійка, мінлива та нестабільно відтворює результати режимів роботи і параметрів. При інших режимах вібрації відхилення знаходяться в межах статистичної похибки.

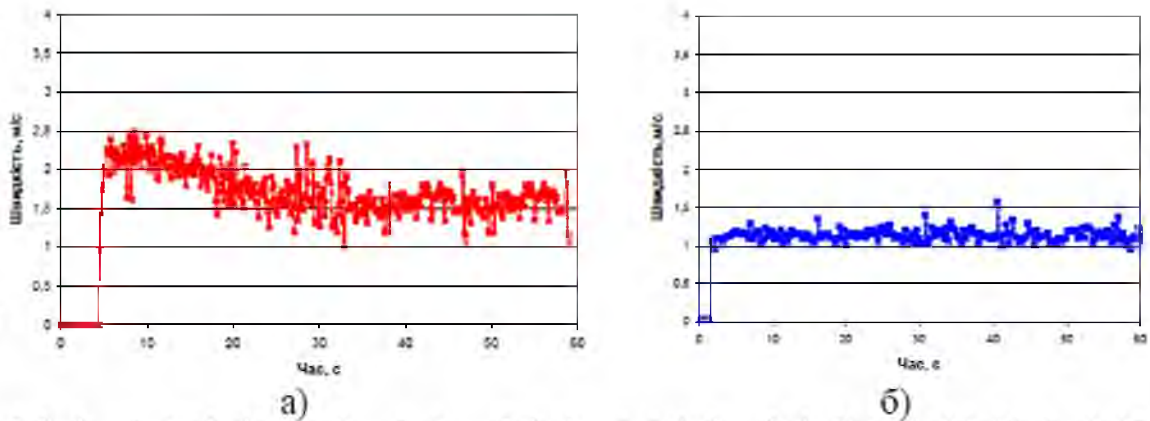


Рис. 37. Графік зміни швидкості руху агрегату в залежності від часу при звичайній оранці (без вібрації) на другій передачі (а) та на першій передачі (б)

Таблиця 10. Результати розрахунків статистичних даних швидкості руху агрегату на другій передачі

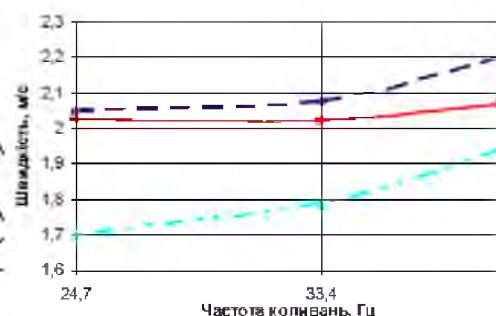
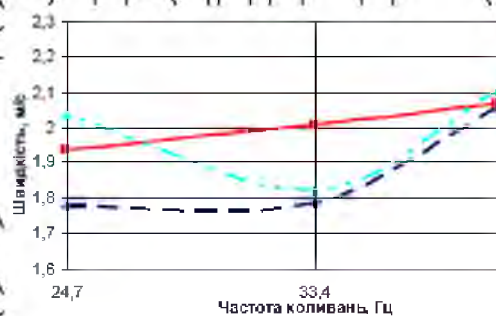
Показник	Кут встановл. вібратора	Без вібрації	Режим вібрації, Гц								
			Два віброе			Перший віброе другий - ні			Другий віброе перший - ні		
			39.8	33.4	24.7	39.8	33.4	24.7	39.8	33.4	24.7
Середнє арифметичне, \bar{x} , м/с	68°28'	1,890	2.055	1.786	1.775	2.079	2.015	1.825	2.199	2.077	2.049
	65°9'		2.066	2.005	1.935	2.073	2.006	1.958	2.067	2.021	2.023
	62°		2.102	1.823	2.034	1.890	1.873	1.836	1.941	1.786	1.700
Середнє відхилення від середнього значення, χ	68°28'	0,232	0.149	0.244	0.168	0.102	0.164	0.334	0.145	0.128	0.119
	65°9'		0.149	0.143	0.150	0.123	0.271	0.241	0.219	0.174	0.181
	62°		0.123	0.193	0.157	0.161	0.117	0.174	0.268	0.190	0.172
Середнє квадратичне відхилення, σ	68°28'	0,276	0.179	0.475	0.250	0.128	0.215	0.536	0.238	0.180	0.152
	65°9'		0.199	0.187	0.185	0.163	0.351	0.327	0.296	0.222	0.232
	62°		0.154	0.232	0.194	0.199	0.154	0.230	0.321	0.241	0.220
Коефіцієнт варіації, K_B , %	68°28'	14.596	8.707	25.472	14.106	6.135	10.694	29.379	10.815	8.645	7.414
	65°9'		9.648	9.319	9.544	7.868	17.502	16.717	14.319	10.982	11.459
	62°		7.331	12.697	9.562	10.514	8.213	12.521	16.519	13.486	12.967

Результати дослідів, що знаходяться в таблицях 10 – 11, оброблені у вигляді графіків, що виражають залежність між швидкістю руху агрегату та частотою коливань стійки корпусу плуга для кожного режиму вібрації. На рис. 51 зображені графіки зміни швидкості руху агрегату в залежності від частоти коливань стійки корпусу плуга на другій передачі та на рис. 52 – на першій передачі при умові: два корпуси плуга вібрують (а), перший корпус плуга

вібрує, а другий відключений (б), другий корпус плуга вібрує, а перший відключений (в).

Таблиця 11. Результати розрахунків статистичних даних швидкості руху агрегату на першій передачі

Показник	Кут встановл. вібратора	Без вібрації	Режим вібрації, Гц								
			Два вібрує			Перший вібрує другий - ні			Другий вібрує перший - ні		
			39.8	33.4	24.7	39.8	33.4	24.7	39.8	33.4	24.7
Середнє арифметичне. \bar{x} , м/с	68°28'	1,137	1,182	1,177	1,173	1,192	1,174	1,180	1,184	1,149	1,165
	65°9'		1,181	1,172	1,158	1,194	1,184	1,176	1,208	1,183	1,183
	62°		1,154	1,148	1,138	1,142	1,143	1,066	1,172	1,171	1,138
Середнє відхилення від середнього значення. χ	68°28'	0,071	0,091	0,071	0,052	0,049	0,076	0,106	0,097	0,062	0,072
	65°9'		0,114	0,075	0,051	0,113	0,051	0,056	0,140	0,067	0,089
	62°		0,078	0,058	0,078	0,066	0,078	0,064	0,110	0,083	0,083
Середнє квадратичне відхилення. σ	68°28'	0,095	0,129	0,089	0,064	0,065	0,107	0,136	0,125	0,083	0,094
	65°9'		0,151	0,094	0,064	0,138	0,067	0,078	0,180	0,087	0,113
	62°		0,107	0,070	0,101	0,083	0,116	0,082	0,136	0,112	0,109
Коефіцієнт варіації. K_B , %	68°28'	8,330	10,919	7,591	5,430	5,479	9,134	11,499	10,599	7,251	8,093
	65°9'		12,781	8,030	5,490	11,587	5,637	6,613	14,910	7,373	9,526
	62°		9,277	6,115	8,917	7,294	10,127	7,685	11,624	9,578	9,540



—●— Кут встановлення вібратора 68°28'
—■— Кут встановлення вібратора 65°9'
—▲— Кут встановлення вібратора 62°

Рис. 38. Залежність зміни швидкості руху агрегату від частоти коливань при різних кутах встановлення вібратора відносно стійки корпусу плуга на другій передачі

Аналіз приведених графіків на другій передачі показує, що із збільшенням частоти коливань швидкість руху агрегату збільшується і при частоті коливань 39,8 Гц досягає максимального значення. При верхньому куті встановлення вібратора спостерігається більш стрімке збільшення швидкості, тоді як при середньому – швидкість руху агрегату збільшується плавно, в незначних межах, незалежно від умови два корпуси плуга вібрують чи перший вібрує, а другий відключений чи навпаки. При нижньому куті встановлення вібратора за умови, коли два корпуси плуга вібрують, швидкість руху агрегату незначно зменшується до частоти коливань 33,4 Гц і досягає мінімального значення. При подальшому збільшенні частоти коливань до 39,8 Гц – швидкість руху агрегату збільшується та досягає максимального значення. За умови, коли перший корпус плуга вібрує, а другий відключений чи навпаки, при нижньому куті встановлення вібратора швидкість руху агрегату плавно збільшується до частоти коливань 39,8 Гц.

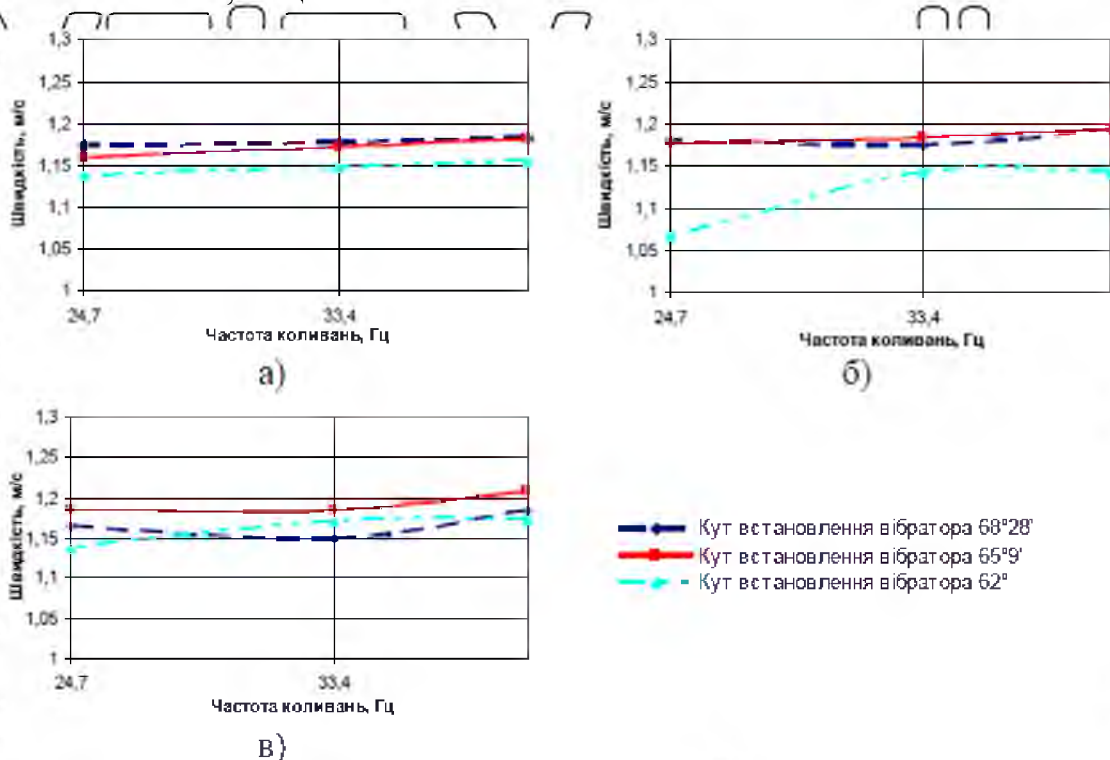


Рис. 39. Залежність зміни швидкості руху агрегату від частоти коливань при різних кутах встановлення вібратора відносно стійки корпуса плуга на першій передачі.

Аналіз приведених графіків на першій передачі показує, що із збільшенням частоти коливань швидкість руху агрегату збільшується і при частоті коливань 39,8 Гц досягає максимального значення. За умови, коли два корпуси плуга вібрують швидкість руху агрегату збільшується плавно, в незначних межах, незалежно від кута встановлення вібратора. В інших випадках, коли перший корпус плуга вібрує, а другий відключений чи навпаки, при нижньому куті встановлення вібратора спостерігається більш стрімке збільшення швидкості, тоді як при верхньому та середньому – швидкість руху агрегату збільшується плавно.

4.4. Тяговий опір плуга при вібраційній і звичайній оранці

Відповідно плану експериментальних досліджень вимірювання тягового опору плуга проводилось при вібраційній і звичайній оранці на двох швидкостях руху, відповідно першій і другій передачах КПП трактора. При вібраційній оранці проводилось для трьох кутів встановлення вібратора відносно стійки корпусу плуга (верхній – $68^{\circ} 28'$, середній – $65^{\circ} 9'$, нижній – 62°) та зі змінними дроселями (3, 5 та 7 мм), що відповідали частоті коливань стійки корпусу плуга 24,7 Гц, 33,4 Гц, 39,8 Гц.

У результаті проведення експериментальних досліджень отримані масиви даних, які оброблені методами описаними у попередньому розділі. Проводити аналіз тягового опору плуга будемо за допомогою графічних залежностей побудованих у відповідності до отриманих експериментальних даних. Всі приведені графічні залежності представляють собою сукупність точок відповідних вимірюваних параметрів (тяговий опір плуга) в часі.

Представимо графіки зміни тягового опору агрегату на другій передачі при середньому куті встановлення вібратора відносно стійки корпусу плуга (середній – $65^{\circ} 9'$) та частоті коливань стійки корпусу плуга 24,7 Гц (рис. 40 – 42), 33,4 Гц (рис. 55 – 56) і 39,8 Гц (рис. 57 – 58) в залежності від часу при умові: два корпуси плуга вібрують (а), перший корпус плуга вібрує, а другий відключений (б), другий корпус плуга вібрує, а перший відключений (в).

Графіки зміни тягового опору агрегату на другій передачі при верхньому та нижньому куті встановлення вібратора відносно стійки корпусу плуга та на першій передачі.

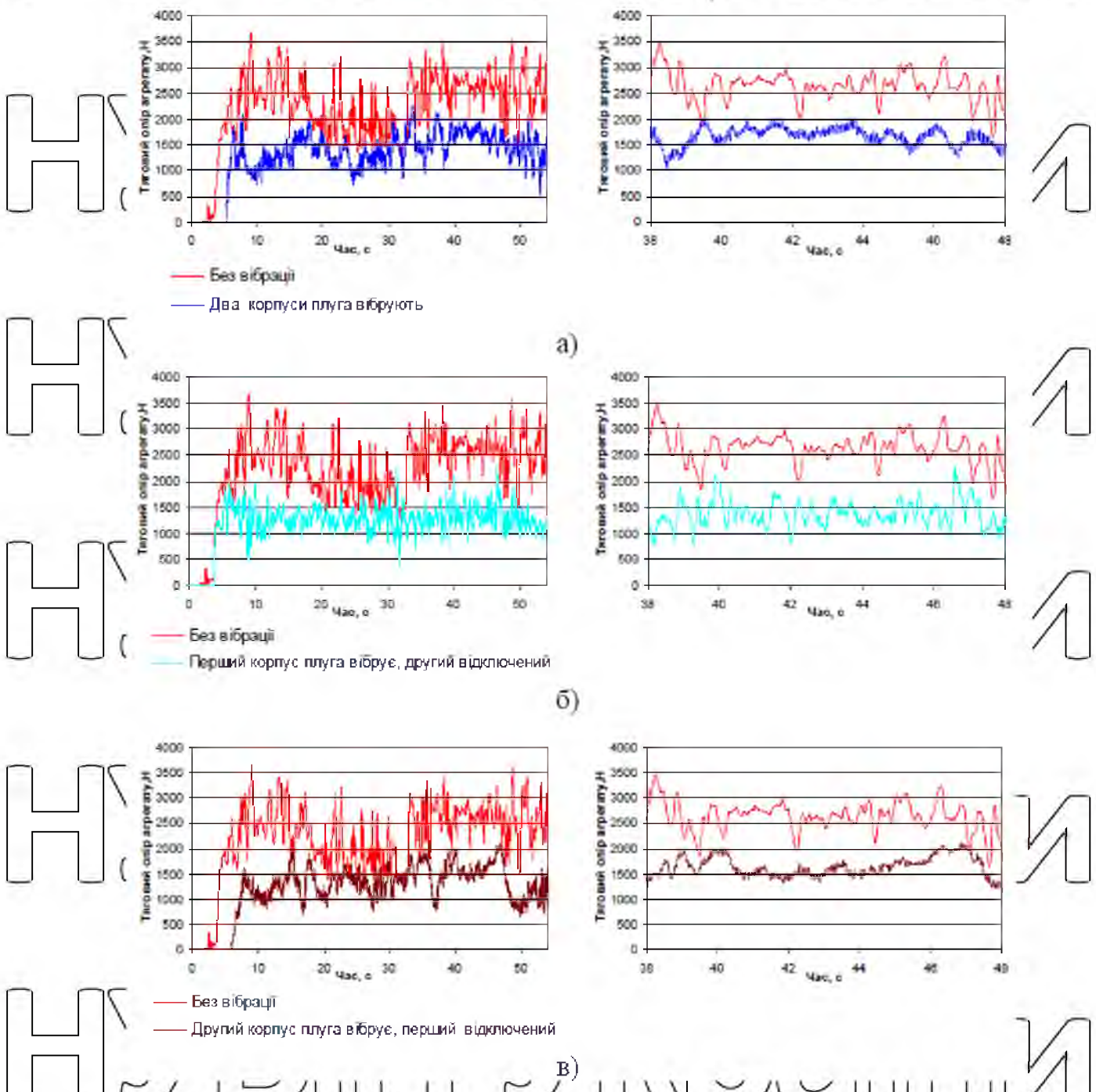
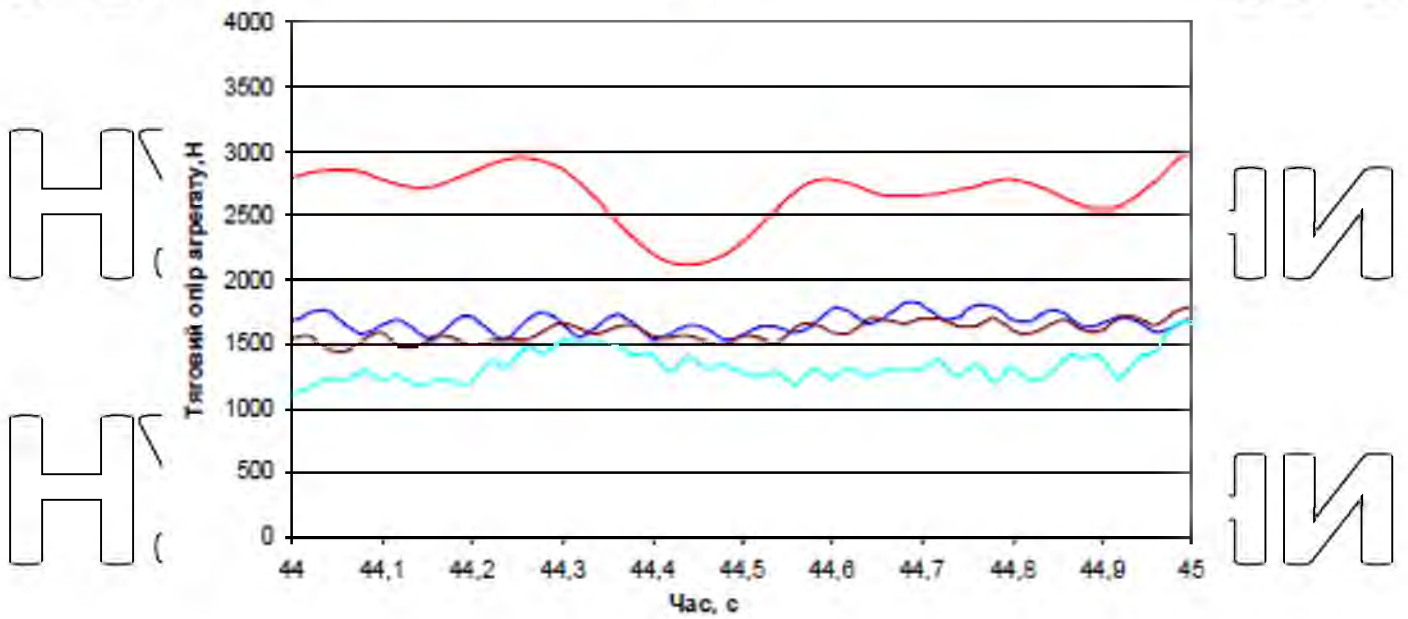
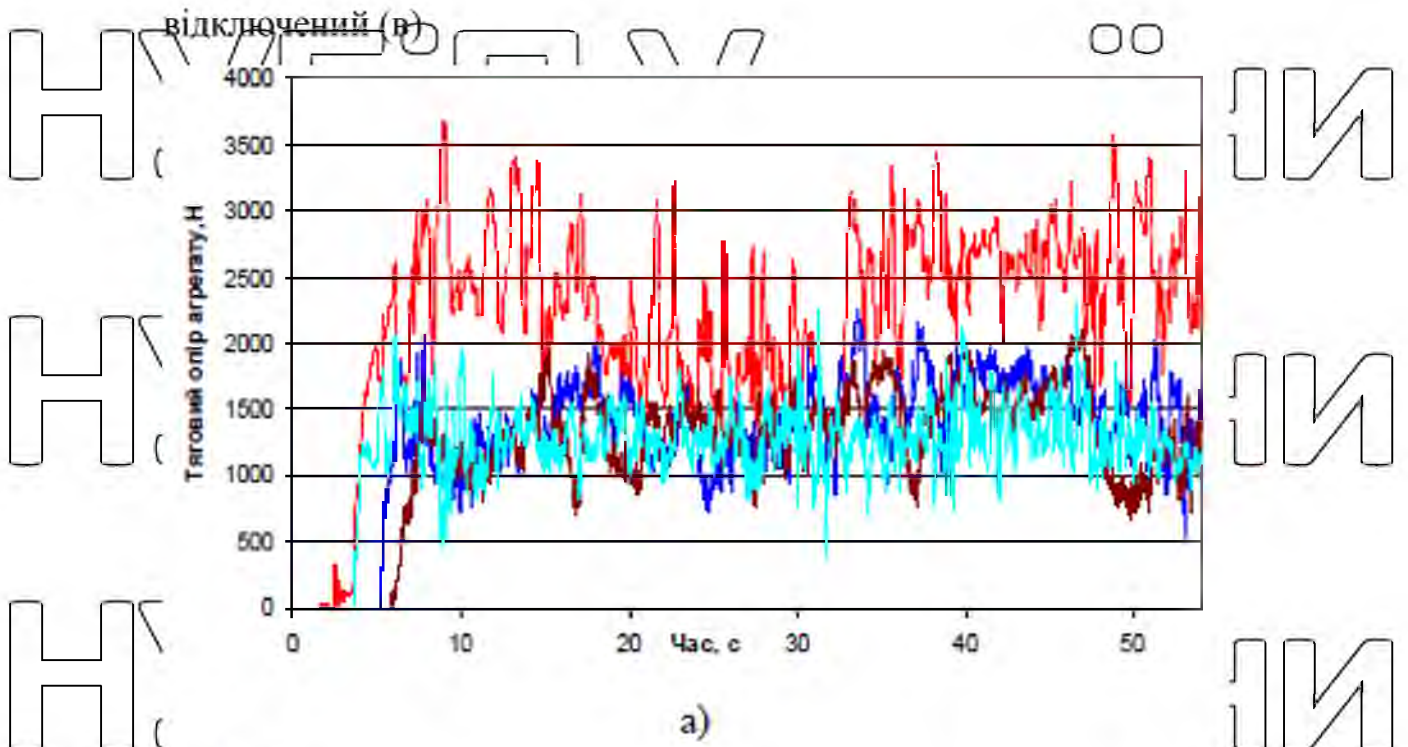


Рис. 40. Графіки зміни тягового опору агрегату на другій передачі при середньому куті встановлення вібратора відносно стійки корпусу плуга

та частоті коливань стійки корпусу плуга 24,7Гц в залежності від часу при умові: два корпуси плуга вібрують (а), перший корпус плуга вібрує, а другий відключений (б), другий корпус плуга вібрує, а перший



- Без вібрації
- Два корпуси плуга вібрують
- Другий корпус плуга вібрує, перший відключений
- Перший корпус плуга вібрує, другий відключений

Рис. 41. Графіки зміни тягового опору агрегату на другій передачі при середньому куті встановлення вібратора відносно стійки корпусу плуга та частоті коливань стійки корпусу плуга 24,7 Гц протягом загального часу експерименту (а), а також на ділянці усталеного режиму оранки (б)

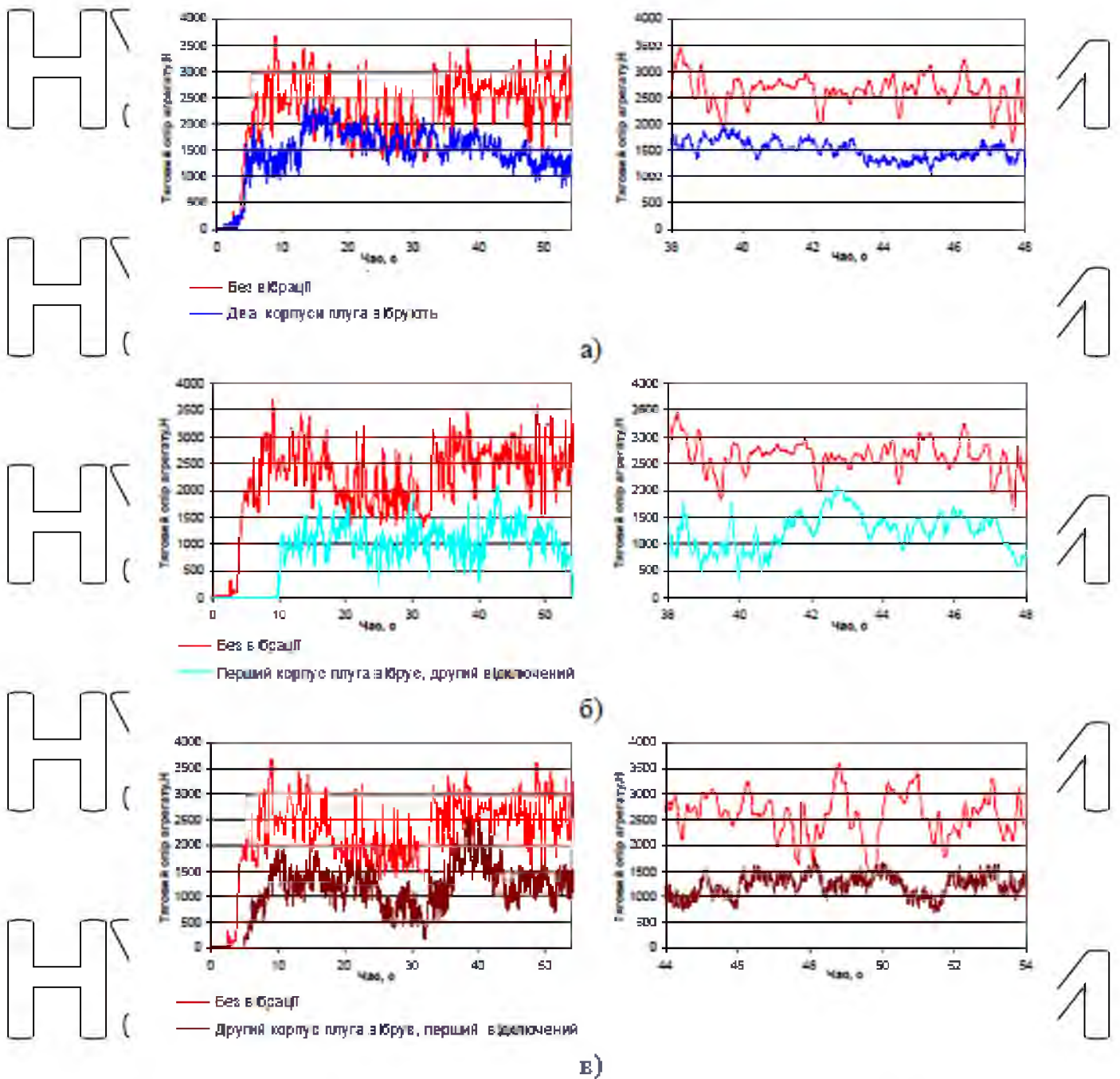


Рис. 42. Графіки зміни тягового опору агрегату на другій передачі при середньому куті встановлення вібратора відносно стійки корпусу плуга та частоті коливань стійки корпусу плуга 33,4Гц, в залежності від часу при умові: два корпуси плуга вібрують (а), перший корпус плуга вібрує, а другий відключений (б), другий корпус плуга вібрує, а перший відключений (в).

З приведених графіків (рис. 53 – 58) та графіків видно, що тяговий опір агрегату на другій і першій передачах при середньому куті встановлення

вібратора та трьох частотах коливань відповідно 24,7 Гц, 33,4 Гц, 39,8 Гц стійки корпусу плуга менший в порівнянні з звичайним без вібрації. Крім того, необхідно звернути увагу, що тяговий опір агрегату при одночасній вібрації двох корпусів плуга більший в порівнянні з випадком, якщо перший корпус плуга вібрає, а другий відключений чи другий корпус плуга вібрає, а перший відключений.

На ділянці усталеного режиму руху тяговий опір агрегату набуває середнього значення \overline{P} та визначається за формулою (79).

Для оцінки розсіювання випадкової величини від середнього значення знаходимо середнє відхилення тягового опору агрегату від його середнього значення за формулою (79).

Обчислюємо показники розсіювання значень випадкової величини щодо її математичного сподівання для тягового опору агрегату на ділянці усталеного режиму роботи з 34-ї по 54-ту секунди роботи на другій передачі та з 40-ї по 60-ту секунди роботи на першій і заносимо їх в таблиці 12 – 13.

Таблиця 12. Результати розрахунків статистичних даних тягового опору агрегату на другій передачі

Показник	Кут встановл. вібратора	Без вібрації	Режим вібрації, Гц								
			Два вібрає			Перший вібрає другий - ні			Другий вібрає перший - ні		
			39.8	33.4	24.7	39.8	33.4	24.7	39.8	33.4	24.7
Середнє арифметичне, \bar{x}	68°28'	2593	2243	1681	1702	2299	1720	1950	2376	1474	1974
	65°9'		1793	1442	1561	1340	1116	1306	1556	1429	1430
	62°		2515	1563	1389	2784	1785	2080	1940	1443	1847
Середнє відхилення від середнього значення, χ	68°28'	286.36	312.50	301.66	268.55	266.01	283.30	143.97	551.30	374.99	336.24
	65°9'		259.09	184.38	197.56	199.18	253.57	173.62	246.02	304.78	291.79
	62°		254.55	243.23	202.26	241.42	280.47	186.66	217.30	186.10	229.35
Середнє квадратичне відхилення, σ	68°28'	372.36	379.96	380.52	339.41	332.30	354.01	180.39	623.73	440.39	421.13
	65°9'		323.31	221.13	246.58	267.98	316.62	223.41	296.27	381.52	346.73
	62°		334.22	303.48	249.27	306.96	343.31	229.78	264.62	239.22	274.98
Коефіцієнт варіації, K_v	68°28'	14.36	16.94	22.63	19.94	14.46	20.58	9.25	26.25	29.88	21.34
	65°9'		18.03	15.33	15.79	20.00	28.38	17.11	19.04	26.70	24.24
	62°		13.29	19.41	17.95	11.03	19.24	11.05	13.64	16.58	14.89

Аналізуючи дані таблиць 12, можна зробити висновок, що найбільше відхилення коефіцієнта варіації тягового опору агрегату на другій передачі при

частоті вібрації 33,4Гц – 28,38% за умови, коли перший корпус плуга вібрує, а другий відключений при середньому куті встановлення вібратора та 29,38% за умови, коли другий корпус плуга вібрує, а перший відключений при верхньому куті, що більше 25%. Це означає, що ці величини нестійкі, мінливі та нестабільно відтворюють результати режимів роботи і параметрів. При інших режимах вібрації відхилення знаходяться в межах статистичної похибки.

Таблиця 13. Результати розрахунків статистичних даних тягового опору агрегату на першій передачі

Показник	Кут встановл. вібратора	Без вібрації	Режим вібрації, Гц								
			Два вібрує			Перший вібрує другий - ні			Другий вібрує перший - ні		
			39,8	33,4	24,7	39,8	33,4	24,7	39,8	33,4	24,7
Середнє арифметичне. \bar{x}	68°28'	1705	1607	1543	1597	1737	1140	1293	1748	1540	1620
	65°9'		1270	1046	1121	1110	676	1045	1088	828	978
	62°		2057	1971	2167	2406	1879	2089	2090	2038	2344
Середнє відхилення від середнього значення. χ	68°28'	143.44	157,60	156,21	132,35	185,45	104,92	115,76	279,22	127,76	182,13
	65°9'		98,09	125,82	120,90	114,37	71,36	168,57	128,86	128,73	222,54
	62°		116,73	120,02	145,78	159,32	96,26	137,11	105,71	68,70	179,44
Середнє квадратичне відхилення. σ	68°28'	174.41	196,64	187,88	157,57	229,44	130,39	146,79	339,91	160,95	251,70
	65°9'		123,16	157,36	154,46	140,43	86,55	213,68	151,16	156,72	281,66
	62°		143,31	141,69	180,92	190,48	113,47	173,80	139,84	88,61	213,52
Коефіцієнт варіації. K_B	68°28'	10.23	12,24	12,18	9,87	13,21	11,44	11,35	19,44	10,45	15,53
	65°9'		9,69	15,04	13,78	12,65	12,79	20,45	13,90	18,92	28,79
	62°		6,97	7,19	8,35	7,92	6,04	8,32	6,69	4,35	9,11

Аналізуючи дані таблиць 13, можна зробити висновок, що найбільше відхилення коефіцієнта варіації тягового опору агрегату на першій передачі при частоті вібрації 24,7Гц за умови, коли другий корпус плуга вібрує, а перший відключений – 28,79% при середньому куті встановлення вібратора, що більше 25%. Це означає, що ця величина нестійка, мінлива та нестабільно відтворює результати режимів роботи і параметрів. При інших режимах вібрації відхилення знаходяться в межах статистичної похибки.

4.5. Якісні показники оранки ґрунту

Показники глибини обробітку ґрунту, отримані в результаті порівняльних досліджень вібраційного і серійного плугів представлені в таблиці 15.

Таблиця 15. Показники глибини обробітку ґрунту на другій передачі при середньому куті встановлення вібратора відносно стійки корпусу плуга при умові: два корпуси плуга вібрують

Показник	Без вібрації. $1 \cdot 10^{-2}$ м	З вібрацією, $1 \cdot 10^{-2}$ м		
		Частота вібрації, Гц		
		39,8	33,4	24,7
Середнє арифметичне, \bar{x}	21,67	22,07	22,55	22,97
Середнє відхилення від середнього значення, χ	0,76	0,66	0,46	0,56
Середнє квадратичне відхилення, σ	0,89	0,76	0,68	0,71
Коефіцієнт варіації, K_B , %	4,12	3,42	3,00	3,09

Аналіз даних таблиці 15 показує, що відхилення середньої глибини ґранки від заданої для всіх частот вібрації знаходиться в межах нормативних вимог.

Із збільшенням частоти вібрації глибина проникнення вібраційного поля у ґрунт зменшується.

Ступінь подрібнення ґрунту вібраційним плугом представлена в таблиці 16.

Таблиця 16. Ступінь подрібнення ґрунту на другій передачі при середньому куті встановлення вібратора відносно стійки корпусу плуга при умові: два корпуси плуга вібрують

Частинки ґрунту, мм	Без вібрації	Вміст фракцій, %		
		З вібрацією		
		Частота вібрації, Гц		
		39,8	33,4	24,7
0,25 і менше	2,6	7,0	4,9	4,1
1 – 0,25	9	14,7	12,2	9,2
1 – 5	16,8	24,7	23	17,6
5 – 10	10,4	13,4	13,6	9,5
Більше 10	61,2	40,2	46,3	59,6

На рис. 43 – 46 приведені фотографії поверхні ґрунту після проходження досліджуваного вібраційного плуга, в залежності від швидкості руху та частоти коливань стійки корпусу плуга 39,8 Гц (а), 33,4 Гц (б), 24,7 Гц (в), при середньому куті встановлення вібратора відносно стійки корпусу плуга.



Рис. 43. Поверхня ґрунту після проходження досліджуваного вібраційного плуга на другій передачі при середньому куті встановлення вібратора відносно стійки корпусу плуга при умові, що два корпуси плуга вібрують



Рис. 44. Поверхня ґрунту після проходження досліджуваного вібраційного плуга на другій передачі при середньому куті встановлення вібратора відносно стійки корпусу плуга при умові, що перший корпус плуга віорує, а другий відключений.

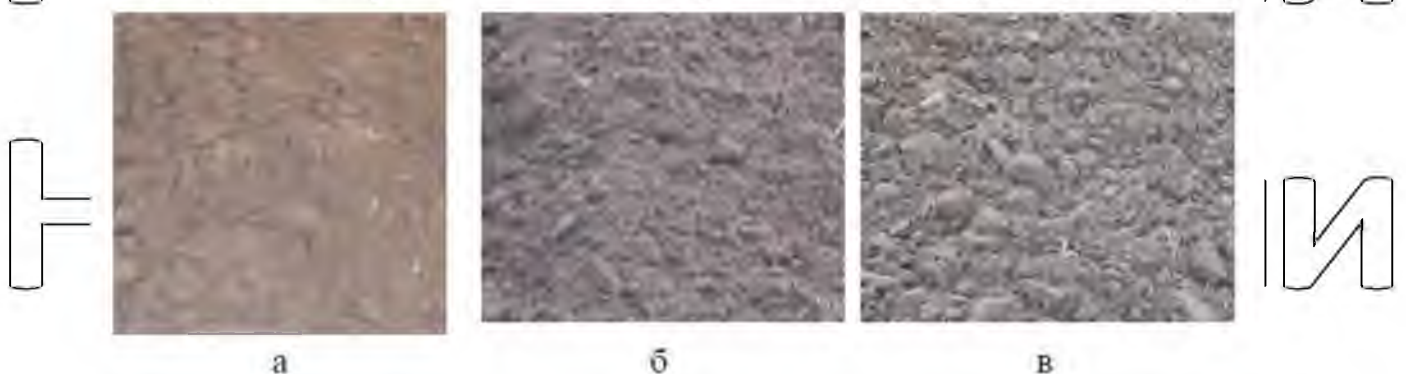


Рис. 45. Поверхня ґрунту після проходження досліджуваного вібраційного плуга на другій передачі при середньому куті встановлення вібратора відносно

стійки корпусу плуга при умові, що другий корпус плуга вібрус, а перший відключений.



Рис. 46. Поверхня ґрунту після проходження серійного плуга на другій переданні

Дослідження по визначенню впливу вібрації на ступінь подрібнення ґрунту показали, що вібраційний плуг з високою вірогідністю забезпечує створення ґрунтових агрегатів з розміром 0,25 – 10 мм, що є найбільш цінними в агротехнічному відношенні. Такі агрегати на ділянках, що оброблялися вібраційним плугом на 14% більше при частоті вібрації 39,8 Гц, на 14,9% – при 33,4 Гц та на 2,5% – при 24,7 Гц ніж на ділянці, що оброблялася звичайним плугом. В той же час в поверхневому шарі ґрунту після проходу вібраційного плуга незначно збільшується кількість ерозійно-небезпечних частинок 0,25 і менше мм. Такі агрегати на ділянках, що оброблялися вібраційним плугом на 4,4% більше при частоті вібрації 39,8 Гц, на 2,3% – при 33,4 Гц та на 1,5% – при 24,7 Гц ніж на ділянці, що оброблялася звичайним плугом. Найбільше руйнуються великі частинки ґрунту (більше 10 мм): на 21% більше при частоті вібрації 39,8 Гц, на 14,9% – при 33,4 Гц та на 1,6% – при 24,7 Гц ніж на ділянці, що оброблялася звичайним плугом.

На ділянках, що оброблялися вібраційним плугом можливе зниження інтенсивності додаткових обробітків при збереженні добрих вологозберігаючих властивостей ґрунту

РОЗДІЛ 5. КОНСТРУКТИВНІ УДОСКОНАЛЕННЯ ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ

5.1 Рекомендації щодо розробки конструкцій віброплуга з гідравлічними вібраторами

Шляхом вібрації робочих органів ґрунтообробних машин, при певних умовах, можна досягти значного зниження тягового опору.

Враховуючи це, розроблені відповідні рекомендації щодо розробки конструкцій віброплугів з метою зменшення енерговитрат на основний обробіток ґрунту – оранку, та покращення якості оранки.

Поставлена задача вирішується шляхом встановлення гідравлічного вібратора, що працює від гідросистеми трактора, для збудження коливань робочих органів плуга [30].

На рис. 47, а зображена функціональна схема плуга, а на рис. 47, б –

начіпний пристрій плуга.

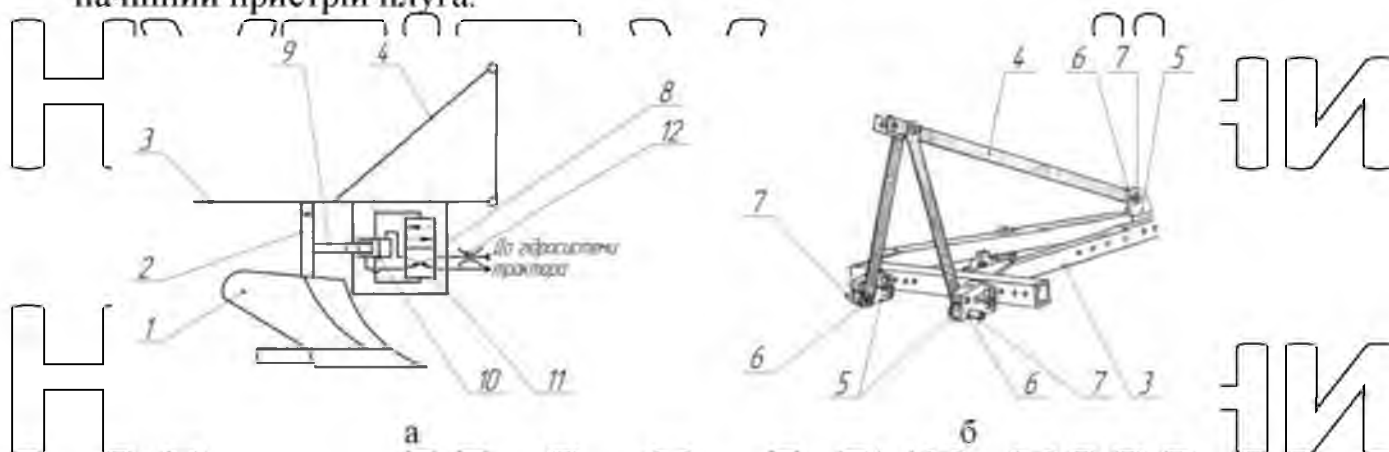


Рис. 47. Плуг

Плуг складається з корпуса 1, стійки корпуса 2, рами 3 з начіпним пристроєм 4. До переднього та поздовжнього бруса рами прислані кронштейни 5, які через гумові втулки 6 кріпляться пальцями 7 до нижніх кінців начіпного пристрою. Гумові втулки допускають коливання плуга з амплітудою 3 – 4мм. На рамі плуга закріплений вібратор 8, що штоком 9 з'єднаний зі стійкою корпуса. Вібратор складається з поршня 10, що виготовлений разом із штоком, і золотника 11. Порожнина вібратора під'єднана через нерегульовані дроселі 12 до гідросистеми трактора.

Пług працює наступним чином. При заглибленні корпусу плуга в ґрунт, змінанні ґрунту, опір переміщенню плуга збільшується, робоча рідина від гідросистеми трактора під тиском подається під золотник 11 вібратора.

Золотник 11, стискаючи пружину, рухається вправо відносно поршня 10 і сполучає праву порожнину корпусу з напірною лінією, а ліву порожнину - із зливною. Золотник 11 під дією пружини переміщається вліво, зменшуючи тяговий опір корпусу. При граничному значенні стиску ґрунту відбувається його сколювання чи відрив по площині – силова дія знарядь на трактор падає, при цьому золотник 11 вібратора під дією пружини переміщається вліво, а робоча рідина від гідросистеми трактора під тиском подається у ліву порожнину корпусу. Поршень 10 разом із золотником 11 переміщуються вправо, згладжуючи коливання тягових зусиль. Процес зворотно-поступального руху поршня 10 повторюється.

Тяговий опір плуга зменшується за рахунок псевдозрідження ґрунту, яке виникає під дією віброуючого корпусу плуга.

Гумові втулки 6 запобігають передачі коливань на трактор.

Вимушені коливання, що передаються стійці корпусу плуга вібратором, вносять зміни в природний коливальний процес руйнування ґрунту. Вони сприяють цьому руйнуванню, тобто тяговий опір при вимушених коливаннях плуга зменшується в порівнянні з тяговим опором без вібрації, поліпшується якість обробки ґрунту і знижується енергомісткість процесу оранки.

В основу наступних рекомендацій конструктивного вдосконалення конструкцій віброплугів покладено завдання можливості зміни кута і амплітуди коливань корпусу плуга [28, 31].

Поставлена задача вирішується тим, що на рамі плуга вібратор закріплений під змінним кутом α . Зміна амплітуди вібрації досягається зміною кута α , який регулюється отворами в нижній частині стійки.

На рис 48 – 49 зображені функціональні схема віброплуга. Будова та принцип роботи віброплуга аналогічні попередньому.

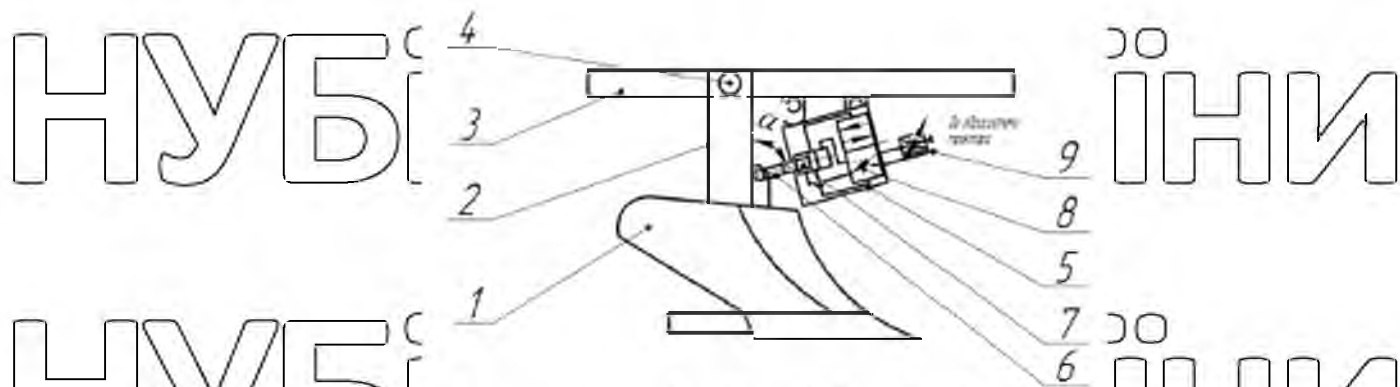


Рис. 48. Функціональна схема вібраційного плуга

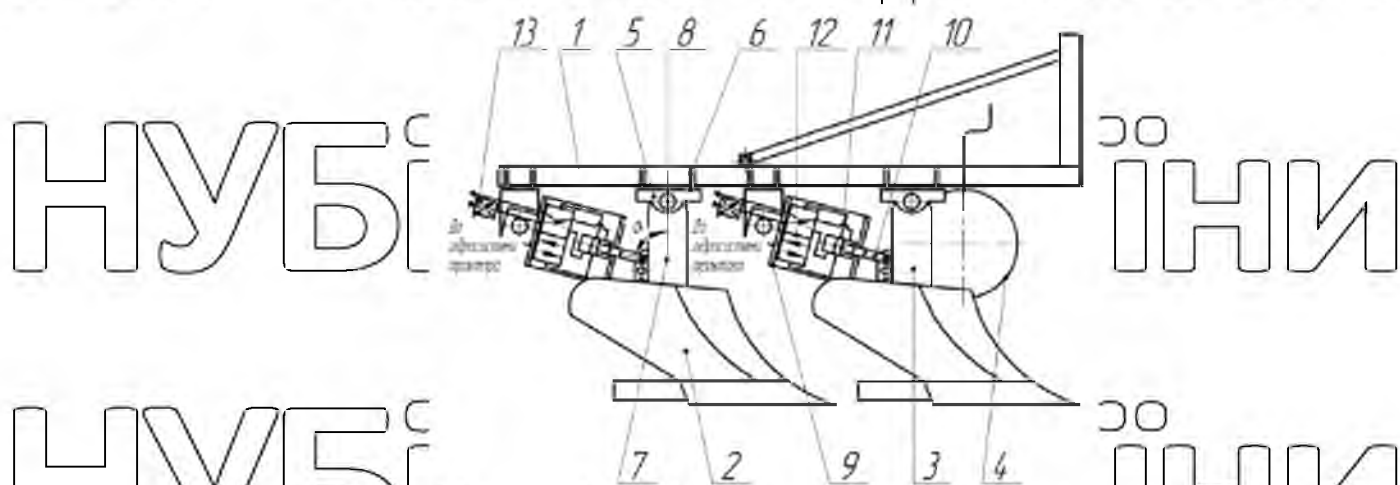


Рис. 49. Функціональна схема віброплуга

Під час роботи орного агрегату з вібраційними робочими органами коливання передаються на раму та навіску плуга. Вони збільшують динамічні навантаження вузлів та деталей, що призводить до передчасного їх руйнування.

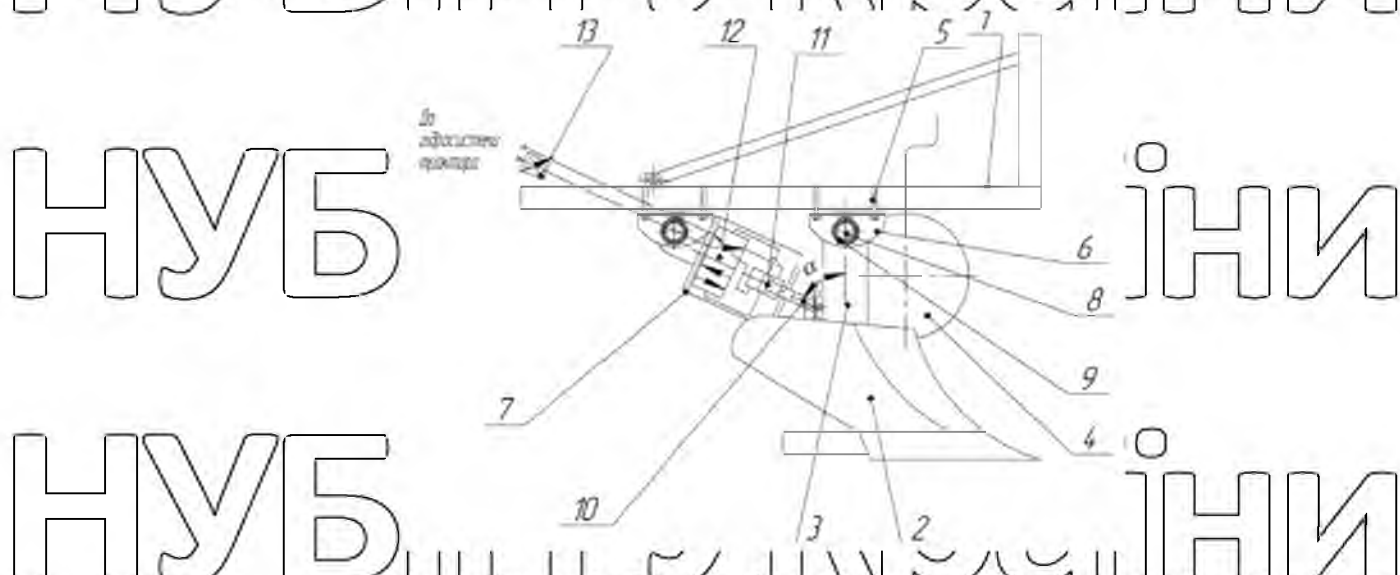


Рис. 50. Схема вібраційного плуга

Тому в основу наступної рекомендації покладено завдання зменшити чи запобігти передачі коливань на на раму, навіску плуга та трактор [29].

Поставлена задача вирішується тим, що у вібраційного плуга (рис 50), стійка 3 та вібратор 7 з'єднані з кронштейнами 6 шарнірами 8, через гумові втулки 9. Будова та принцип роботи віброплуга аналогічні попередньому.

5.2. Розрахунок економічної ефективності від провадження запропонованої конструкції віброплуга з гідравлічними вібраторами

Економічна ефективність використання техніки залежить передусім від умов експлуатації та прийнятих нормативів. Тому при розрахунку економічної ефективності використання нової техніки, зокрема віброплуга з гідравлічними вібраторами, враховуванс продуктивність, норму оплати праці, амортизацію та ремонтні відрахування, а також річне завантаження машини, ціну машини, витрати на пальне тощо.

Визначення техніко-економічних показників роботи одного агрегату проводимо за стандартною методикою [150–154].

Годинна продуктивність МТА дорівнює:

$$W_z = 0.1 \cdot B_p \cdot V_p \cdot \tau, \text{ га/год}, \quad (82)$$

де τ – коефіцієнт використання часу зміни, за даними польових випробувань.

Витрата палива на одиницю роботи визначається за формулою:

$$Q_z = \frac{g_H \cdot N_{EH} \cdot K_3}{W_z}, \text{ кг/га}, \quad (83)$$

де g_H – питома витрата палива при номінальній потужності двигуна, кг/кВт год; N_{EH} – номінальна ефективна потужність двигуна, кВт; K_3 – ступінь використання ефективної потужності двигуна.

Затрати робочого часу дорівнюють:

$$Z = \frac{n_p}{W_z}, \text{ люд.-год./га}, \quad (84)$$

де n_p - кількість робітників, які обслуговують агрегат.

Прямі експлуатаційні витрати на одиницю роботи становлять:

$$C = C_1 + C_2 + C_3 + C_4, \text{ грн./га} \quad (85)$$

де C_1 - оплата праці персоналу, що обслуговує агрегат, грн./га; C_2 - вартість витрачених паливо-мастильних матеріалів, грн./га; C_3 - відрахування на реновацію трактора та с.-г. машин, що входять в агрегат, грн./га; C_4 - відрахування на капітальний і поточний ремонт та технічне обслуговування трактора і с.-г. машин, що входять в агрегат, грн./га.

Оплата праці обслуговуючому персоналу визначається залежністю:

$$C_1 = \frac{m_1 n_1 + m_2 n_2 + \dots + m_i n_i}{W_{зм}}, \text{ грн./га}, \quad (86)$$

де n_i - кількість працівників на агрегаті і-ої кваліфікації; m_i - оплата праці за змінну норму виробітку робітника і-ої кваліфікації, грн; $W_{зм}$ - змінна продуктивність агрегату, га.

Вартість паливно-мастильних матеріалів:

$$C_2 = C_k Q_{п}, \text{ грн./га}, \quad (87)$$

де C_k - комплексна ціна одного кілограма палива, грн/кг; $Q_{п}$ - витрата палива, кг / га .

Відрахування на реновацію машин в агрегаті:

$$C_3 = \frac{B_{тп} \cdot a_{тп}}{100 \cdot W_c \cdot t_{тп}} + \frac{B_{м} \cdot a_{м} \cdot n_{м}}{100 \cdot W_c \cdot t_{м}}, \text{ грн./га}, \quad (88)$$

де $B_{тп}$, $B_{м}$ - балансова вартість відповідно трактора і сільськогосподарської машини, грн; $a_{тп}$, $a_{м}$ - норми відрахувань на амортизацію відповідно трактора і сільськогосподарської машини, %; W_c - продуктивність агрегату, га/год; $t_{тп}$, $t_{м}$ - зональне річне завантаження трактора і сільськогосподарської машини, год.

Відрахування на капітальний і поточний ремонт та технічне обслуговування машин в агрегаті визначаються за формулою:

$$C_4 = \frac{B_{TP} \cdot P_{TP}}{100 \cdot W_z \cdot t_T} + \frac{B_M P_M}{100 \cdot W_z \cdot t_M}, \text{ грн/га,} \quad (89)$$

де P_{TP}, P_M - сумарна норма відрахувань на капітальний і поточний ремонт та технічне обслуговування відповідно трактора і сільськогосподарської машини, %.

Приведені експлуатаційні витрати на одиницю роботи визначали за наступною формулою:

$$\Pi_z = C + e \cdot K, \text{ грн/га,} \quad (90)$$

де e - нормативний коефіцієнт ефективного використання капітальних вкладень; K - величина капітальних вкладень, грн/га;

$$K = \frac{B_{TP}}{W_z \cdot t_T} + \frac{B_M}{W_z \cdot t_M}, \text{ грн/га.} \quad (91)$$

Питомий економічний ефект ЕП розраховували за формулою:

$$E_{\Pi} = \Pi_z^I - \Pi_z^{II}, \text{ грн/га,} \quad (92)$$

де Π_z^I, Π_z^{II} - приведені експлуатаційні витрати на одиницю роботи відповідно при традиційній та новій технології основного обробітку ґрунту, грн/га.

Річний економічний ефект E_p , грн/рік від впровадження нової технології з використанням вісроплуга, з гідравлічними вібраторами визначали за формулою:

$$E_p = E_{\Pi} W_z \cdot t_M, \text{ грн/рік.} \quad (93)$$

Ступінь зменшення затрат робочого часу при впровадженні запроєктованої технології складе:

$$Z_{\text{зменш}} = \frac{Z_T - Z_H}{Z_T} 100, \%, \quad (94)$$

де Z_T, Z_H - затрати робочого часу за традиційної та проекрованої технології, год/га.

Вихідні дані для розрахунку ефективності і техніко-економічні показники агрегатів наведено в таблиці 21, а результати розрахунків – в таблиці 22.

НУБІП України

Таблиця 21. Вихідні дані для розрахунку економічної ефективності

Показник	Технологія	
	традиційна	проектowana
1	4	5
Марка трактора	T-25A	T-25A
Марка с.-г. машини	ПЛН-2-25	ПЛН-3-25 з гідравлічн. вібраторами
Ціна балансова:		
- трактора B_{TP} , грн	52000	52000
- с.-г. машини B_M , грн	1400	2583
Ширина захвату B , м	0.5	0.75
Робоча швидкість V_p , км/год	6.8	7.2
Коефіцієнт використання:		
ширини захвату β	1.0	1.0
часу зміни τ	0.81	0.81
Зональне річне завантаження:		
- трактора t_{TP} , год	1000	1000
- с.-г. машини t_M , год	480	480
Кількість обслуговуючого персоналу n_p , люд	1	1
Тарифна ставка тракториста m_T , грн./год	13.1	13.1
Комплексна ціна 1 кг палива $Ц_K$, грн	9.5	9.5
Годинна витрата палива Q_H , кг/год	3.6	3.3
Норма відрахувань на амортизацію:		
- трактора a_{TP} , %	19.3	19.3
- с.-г. машини a_M , %	12.5	12.5
Норма відрахувань на капітальний і поточний ремонт та технічне обслуговування:		
- трактора P_{TP} , %	1.4	1.4
- с.-г. машини P_M , %	27.0	27.0
Нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень e	0.15	0.15

НУБІП України

Таблиця 22. Результати розрахунку економічної ефективності

Показник	Технологія	
	традиційн а	проектован а
1	2	3
Годинна продуктивність агрегату $W_{г}$, га/год	0,28	0,44
Затрати праці Z , л-год/га	3,6	2,3
Оплата праці обслуговуючому персоналу C_1 , грн./га	6,7	4,3
Вартість паливно-мастильних матеріалів C_2 , грн./га	122,1	71,3
Відрахування на реновацію машин в агрегаті C_3 , грн./га	37,1	24,3
Відрахування на капітальний і поточний ремонт та технічне обслуговування машин в агрегаті C_4 , грн./га	7,8	5,0
Прямі експлуатаційні затрати C , грн./га	173,7	104,9
Величина капітальних вкладень K , грн./га	196,1	130,4
Приведені експлуатаційні витрати L , грн./га	203,1	124,4
Питомий економічний ефект $E_{п}$, грн./га	–	78,7
Річний економічний ефект $E_{р}$, грн./га	–	16621
Ступінь зменшення затрат робочого часу при впровадженні проектованої технології $Z_{знизж}$, %	–	36

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

Список використаних джерел

1. Ветошкін А.С. Нормативне і технічне забезпечення безпеки життєдіяльності. Навчально-практичний посібник: В 2-х ч. Ч.2.

Інженеріотехнічне забезпечення безпеки життєдіяльності / А.С. Ветошкін. - М.: Інфраінженерія, 2017. - 652 с.

2. Калетнік Г.М. Основи інженерних методів розрахунків на міцність та жорсткість / Ч.І, ІІ: Підручник / Г.М. Калетнік, М.Г. Чаусов, В.М. Швайко, В.М.

Прищляк та ін.; за ред. Г.М. Калетніка, М.Г. Чаусова. – К.: Хай Тек-Прес, 2011. – 616 с.

3. Калетнік Г.М Використання сучасних методів механіки для сільського господарства // Г.М. Калетнік, О.М Черниш, М.Г Березовий / Збірник наукових праць ВНАУ. -В.: Вінниця, 2011.Т1 (65)- С.8-18.

4. Сало В.М., Лещенко С.М., Лузан П.Г. Машини для обробітку ґрунту та внесення добрив. Навчальний посібник для студентів агротехнічних спеціальностей / за ред. Сало В.М. –Х.: Мачулін, 2016. –244 с

5. Застосування способів основного обробітку ґрунту в сівозмінах / В.М.Кабанець, М.Г.Собко, О.В.Радченко/ під ред. М.Г.Собка. Сад, 2015. 16 с.

6. Надикто В. Оранка: міфи та реалії // Агробізнес сьогодні. 2015.

[Електронний ресурс]. Режим доступу: [http:// agro-business.com.ua/agro/ideitrendy/item/8395-oranka-mify-ta-realii.html](http://agro-business.com.ua/agro/ideitrendy/item/8395-oranka-mify-ta-realii.html)

7. Агротехнічні вимоги та оцінка якості обробітку ґрунту: навч. посібник / М. С. Чернілевський, Ю. А. Білявський, Р. Б. Кропивницький, Л. І. Ворона. –

вид. 2-ге, допов. – Житомир: Вид-во ЖНАЕУ, 2012. – 84 с.

8. Дьянго Хеггдін, Моріє Клерк, Хансуелі Дірауер Мінімальний обробіток ґрунту (Reduzierte Bodenbearbeitung): Підручник - FIBV, Ukraine, 2016. - 316с

9. Булгаков В.М. Від класичних основ землеробської механіки до сільськогосподарських машин майбутнього // В.М. Булгаков, А.С. Заришняк, І.В. Головач // Механізація і електрифікація сільського господарства. – Плеваха, 2012. – Вип. 96. – С. 26-34.

10. Калетнік Г.М. Технічна механіка [Текст] : підручник для студентів вищих навчальних закладів / Калетнік Г.М., Булгаков В.М.; Черниш, О.М. та ін. - К. : Хай-Тек Прес, 2011. - 340 с.

11. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: Підручник / Д.Г. Войтюк, В.М. Барановський, В.М. Булгаков та ін., за ред. Д.Г. Войтюка. – К.: Вища освіта, 2005. – 464 с.

12. Економіка сільського господарства : навч. посіб. / [Збарський В.К., Бабенко М.Ф., Кулаєць М.М., Синявська І.М., Хоменко М.П.]; за ред. проф. В. К. Збарського. К.: Агроосвіта, 2013. 352с.

13. Сільськогосподарські машини: підручник / [Д. Г. Войтюк, Л. В. Аніскевич, В. В. Іщенко та ін.]; за ред. Д. Г. Войтюка. Київ : Агроосвіта, 2015. — 679 с.

14. Агробізнес України – 2014 [Електронний ресурс] // Інфографічний довідник : [сайт]. – Режим доступу: <http://agrex.gov.ua/wp-content/uploads/Infografika-sil'skogo-gospodarstva-Ukrayini-vid-BakerTilly-ta-Latifundist.pdf>.

15. Екологічні проблеми землеробства : Підручник [В.П.Гудзь, І.П. Рихлівський, М.Ф.Рибак та ін.] – Житомир : Полісся України , 2010 – 740с.

16. Сучасні системи землеробства України. Навчальний посібник. Вінниця : ФОП Данилюк В.Г., 2009.- 256с.

17. Механізація, електрифікація та автоматизація сільськогосподарського виробництва : підруч. у 2 т : Т 1 / [Рудь А. В., Бендера І. М., Войтюк Д. Г. та ін.] ; за ред. А. В. Рудя. – Київ : Агроосвіта, 2012. – 584 с.

18. Кващук О. В. Сучасні інтенсивні технології вирощування с.-г. культур / О. В. Кващук. – Кам'янець-Подільський : Абетка, 2008.

19. Халанський В. М. Сільськогосподарські машини / В. М. Халанський, І. В. Горбачов. - М. : Колос, 2006.

20. Деталі машин. Проектування елементів механічних приводів : навч. посіб. / В. О. Малащенко, В. В. Янків. Львів : Новий Світ-2000, 2013. 264с.

21. Практикум з ремонту машин. Технологія ремонту машин, обладнання та їх складових частин. Том 2 / О.І. Сідащенко, та інші/ За ред. О.І.Сідащенко, О.В. Тіхонова. Навчальний посібник. Харків: ТОВ «Пром-Арт», 2018. 491с

22. Машини для обробітку ґрунту та внесення добрив. Навчальний посібник для студентів агротехнічних спеціальностей [Текст] / В.М. Сало, С.М. Лещенко, П.Г. Лузан, Ю.В. Мачок, Д.В. Богатирьов. Х.: Мачулін, 2016. – 244 с.

23. Сало В.М. Вітчизняне технічне забезпечення сучасних процесів у рослинництві [Текст] / В.М. Сало, Д.В. Богатирьов, С.М. Лещенко, М.І. Савицький // Техніка і технології АПК – Дослідницьке: УКРНДПВТ ім. Л. Погорілого, 2014 – № 10 (61) – С. 16-19.

24. Сало В.М. Аналіз процесів чизелювання ґрунтів з застосуванням різних комбінацій робочих органів [Текст] / В.М. Сало, С.М. Лещенко, В.А. Пашинський, Р.В. Ярових // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – Кіровоград, 2015. – Вип. 45, Ч.1 – С. 126-132

25. Лещенко С.М. Технічне забезпечення збереження родючості ґрунтів в системі ресурсозберігаючих технологій [Текст] / С.М. Лещенко, В.М. Сало // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – Кіровоград, 2013. – Вип. 43, ч.1 – С. 96-102.

26. Лещенко С.М. Експериментальна оцінка якості роботи комбінованого чизеля з додатковими горизонтальними та вертикальними деформаторами [Текст] / С.М. Лещенко, В.М. Сало, Д.І. Петренко // Вісник Харківського національного технічного університету ім. П. Василенка. – Харків, 2015. – Вип. 156 – С. 25–34.

27. Лещенко С.М. Вплив конструктивних параметрів чизельної лапи глибокорозпушувача на деформацію ґрунту [Текст] / С.М. Лещенко, В.М. Сало, Д.І. Петренко, І.О. Лісовий // Вісник Українського відділення Міжнародної академії аграрної освіти – Вип. 4. – Херсон: ОЛДІ-ПЛЮС, 2016. – С. 115-124.

28. Сало В. Технічне забезпечення процесів глибокого розпушування ґрунту [Текст] / В. Сало, С. Лещенко // Пропозиція: український журнал з питань агробізнесу. Інформаційний щомісячник. – 2015. – № 10. – С. 122-124.

29. Vasytkovska K.V. Improvement of equipment for basic tillage and sowing as initial stage of harvest forecasting [Text] / Vasytkovska K.V.; Leshchenko S.M.; Vasytkovskyi O.M.; Petrenko D.I. // INMATEH-Agricultural Engineering. – Vol.50 No.3, 2016 – P.13-20 ref.18.

30. Лещенко С. М. Шляхи підвищення ефективності роботи комбінованих чизельних ґрунтообробних знарядь з додатковими деформаторами [Текст] / С.М. Лещенко, В.М. Сало // Механізація та електрифікація сільського господарства: [загальнодержавний збірник]. – 2016. – Вип. №4 (103) / [ННЦ «ІМЕСУ»]. – Глеваха, 2016. – С. 31-37.

31. Сало В.М. Нова конструкція чизельного глибокорозпушувача-удобрювача [Текст] / С.М. Лещенко, В.М. Сало, О.І. Шевченко // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. – Вип. 36. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2017. – С. 150-157.

32. Головач І. В. Теорія безпосереднього вилучення коренеплоду з ґрунту при вібраційному викопуванні / І. В. Головач // Механізація с.-г. виробництва: Вісник Харківського нац. техн. ун-ту с.-г. ім. П. Василенка : зб. наук. пр. – 2006. – Вип. 44. – Т. 2. – С. 77-100.

33. Гуменюк Ю.О. Визначення амплітуди коливань вібраційного ґрунтообробного робочого органу / Юрій Олегович Гуменюк, Володимир Петрович Ковбаса, Ігор Миколайович Сівак // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кіровоград: КДТУ, 2004. – Т. 34. – С. 132-137.

34. Гуменюк Ю.О. Алгоритм вибору раціональних параметрів підвіски
вібраційної розпушувальної лапи культиватора / Юрій Олегович Гуменюк // Науковий
вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія : «Техніка та енергетика АПК». – К.:
НУБіП України, 2010. – Вип. 144, – ч. 2. – С. 333–337.

35. Гуменюк Ю.О. До питання визначення фізико-механічних властивостей
грунту / Юрій Олегович Гуменюк, Володимир Петрович Ковбаса // Науковий
вісник Національного університету біоресурсів і природокористування
України. Серія : «Техніка та енергетика АПК». – К.: НУБіП України, 2010. –
Вип. 144, ч. 5. – С. 56–61.

36. Ковбаса В.П. Механіко-технологічне обґрунтування оптимізації взаємодії
робочих органів з ґрунтом : дис. ... Докт. техн. н. техн. наук. 05.05.11 – машини
і засоби механізації сільськогосподарського виробництва / Володимир
Петрович Ковбаса. – К., 2006. – 299 с.

37. Ковбаса В.П. Переміщення та деформації середовища перед робочим
органом у просторі / Володимир Петрович Ковбаса // Науковий вісник
Національного аграрного університету. – К.: НАУ, 2003. – Вип. 60. – С. 198–
203.

38. Ковбаса В.П., Чаусов М.Г., Швайко В.М. Метод визначення модуля
пружності та коефіцієнта в'язкості об'ємних деформацій ґрунту // Науковий
вісник Національного аграрного університету. – К.: НАУ, 2005. – Вип. 80, ч. 1.
– С. 267–271.

39. Ковбаса В.П. Розподіл тиску по поверхні робочого органу / Володимир
Петрович Ковбаса, Дмитро Григорович Войтюк, Юрій Олегович Гуменюк // Аграрна освіта і наука. – 2004. – №1-2. – Т. 5. – С. 92–99.

40. Ковбаса В.П. Залежності реологічних властивостей ґрунту від параметрів
його стану / Володимир Петрович Ковбаса, Дмитро Григорович Войтюк, Юрій
Олегович Гуменюк // Промислова гідроліка і пневматика. – 2005. № 8.

41. Сучасні системи землеробства України. Навчальний посібник. Вінниця :
ФВП Данилюк В.Г., 2009.- 256с.

42. Гудзь В.П., Примак І.Д., Будьонний Ю.В., Танчик С.Д. Землеробство: Підручник / 2-е вид. перероб. та доп. За ред. В.П.Гудзя. - К. Центр учбової літератури. 2010. 446с.

43. Екологічні проблеми землеробства : Підручник . [В.П.Гудзь., І.П. Рихлівський, М.Ф.Рибак та ін.] – Житомир : Полісся України , 2010 – 740с.

44. Солоха М. Спектральний аналіз урожайності / М. Солоха // FARMER. - 2011. - № 12 (Грудень). - С. 86-87.

45. Дем'яненко С. І. Інноваційне зростання – основа стабільності агропромислового комплексу / С. І. Дем'яненко // Наука та інновації. Сільськогосподарські аграрні технології. – 2005. – Т. 1. – Вип. 1 – С. 87–98. (DOI: 10.15407).

46. Інноваційні трансформації аграрного сектора економіки : [монографія] / [О. В. Шубравська, Л. В. Молдован, Б. Й. Пасхавер та ін.] ; за ред. д-ра екон. наук О. В. Шубравської ; НАН України, Ін-т екон. та прогнозув. – К., 2012. – 496 с.

47. Крачок Л. І. Новітні технології в сільському господарстві: проблеми і перспективи впровадження [Електронний ресурс] / Л. І. Крачок // Сталий розвиток економіки. Міжнародний науково-виробничий журнал. – 2013. – № 3.

48. "Стрип-гілл": шляхом проб і помилок [Електронний ресурс] // Український журнал з питань агробізнесу "Пропозиція". – 2015. – № 2.

49. Циганенко М., Макаренко М. Система точного землеробства економить ваші гроші. Пропозиція. 2017. № 2. С. 56–60.

50. Петренко І. Точне землеробство – мода чи культ?. Агробізнес сьогодні». 28.07.2017. URL: <http://agro-business.com.ua/2017-09-29-05-56-43/item/2556-tochne-zemlerobstvo-moda-chy-kult.html>