

Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного
Міністерства освіти і науки України

Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного
Міністерства освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

Кувачов Володимир Петрович

УДК 631.37:631.3.00.65

ДИСЕРТАЦІЯ

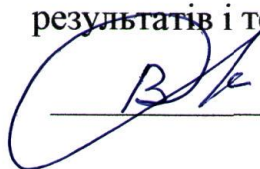
Механіко-технологічні основи функціонування
ширококолієних засобів механізації сільськогосподарського
виробництва

05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

13 – механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело


В.П. Кувачов

Науковий консультант: Надикто Володимир Трохимович,
член-кореспондент НААН України, доктор технічних наук, професор

Ідентичність усіх примірників дисертації
ЗАСВІДЧУЮ.

Учений секретар спеціалізованої вченої ради Д 18.819.01



О.Ю. Вовк

Мелітополь – 2021

АНОТАЦІЯ

Кувачов В.П. Механіко-технологічні основи функціонування ширококоліїних засобів механізації сільськогосподарського виробництва. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.11 «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва» (13 – Механічна інженерія). – Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного, Мелітополь, 2021.

Дисертацію присвячено вирішенню актуальної проблеми підвищення ефективності роботи ширококоліїних засобів механізації сільськогосподарського виробництва шляхом розроблення і впровадження механіко-технологічних основ їх функціонування в умовах колійної системи землеробства.

Використання ширококоліїних засобів механізації в умовах колійної системи землеробства характеризується високими потенційними техніко-експлуатаційними та технологічними властивостями, що дозволяє суттєво підвищити ефективність сільськогосподарського виробництва в процесах обробітку ґрунту і догляду за культурними рослинами.

В роботі розроблені методики обчислення втрат площі поля під інженерну зону та оцінювання енергетичних і тягово-зчіпних властивостей ширококоліїних засобів механізації сільськогосподарського виробництва за умов їх функціонування в колійній системі землеробства. Складені аналітичні рівняння руху ширококоліїних агрозасобів при реалізації ними принципово нової схеми здійснення повороту, які дозволяють оцінити їх статичну та динамічну поворотність. Розроблені математичні моделі плоско-паралельного руху ширококоліїних агрозасобів за кінематичним та силовим принципом здійснення повороту, які дозволяють оцінити їх керованість і стійкість руху у горизонтальній площині, а також встановлюють вимоги до технологічного допуску при обґрунтуванні ширини постійної технологічної колії. Розроблені нові

математичні моделі функціонування ширококолієних агрозасобів у поздовжньо-вертикальній площині, застосування яких дозволяє підвищити плавність руху з урахуванням кінематичних і силових взаємозв'язків їх енергетичної та технологічної частин. Удосконалені аналітичні залежності з вибору параметрів навісного механізму і зчіпних пристроїв машин/знарядь, які агрегатуються з агрозасобом. Розроблені наукові основи системи ефективного водіння ширококолієних засобів механізації сільськогосподарського виробництва по слідах постійної технологічної колії при реалізації ними бортового (силового) повороту та оцінені їх технологічні властивості і визначено економічну ефективність від їх використання в колійній системі землеробства.

Проведеними теоретичними та експериментальними дослідженнями встановлено, що при русі ширококолієного агрозасобу по вирівняному ущільненому ґрунтовому сліду постійної технологічної колії покращуються його тягово-зчіпні властивості щонайменше на 30%, на відміну від його руху по с.-г. агрофону. При цьому їх енергонасиченість має становити на рівні 2,35...2,5 кВт/т на 1 км/год швидкості руху. А величина тягового зусилля, яке він здатний розвинути на кожну тону його експлуатаційної маси становить 6,37 кН. Доведено, що втрати площі поля під інженерну зону при використанні ширококолієних засобів механізації з шириною колії 7,5–9 м сягають не більше 5–6%.

Встановлено, що для забезпечення задовільної стійкості руху, керованості та реалізації ширококолієним агрозасобом повороту бажано мати низький швидкісний режим.

Коливання нерівностей поздовжнього профілю ґрунтових слідів постійної технологічної колії носять низькочастотний характер. В умовах експлуатації основним генератором їх формування є параметри ґрунтозачепів шин коліс ширококолієних агрозасобів.

Випробування ширококолієного агрозасобу ТДАТУ показали, що його ручне та безоperatorне керування, а також реалізація ним силового

(бортового) способу повороту не створює будь-яких проблем, як для оператора, так і для подальшої автоматизації цих процесів.

Результати досліджень з розробки механіко-технологічних основ функціонування ширококолієних засобів механізації сільськогосподарського виробництва впроваджені у ТОВ «Дніпро», прийняті АТ «Харківський тракторний завод» та рекомендовані у навчальний процес аграрних вищих навчальних закладів України.

Економічний ефект від упровадження колійної системи землеробства на вирощуванні озимої пшениці та використання ширококолієних агрозасобів за рахунок економії енергетичних витрат, посівного матеріалу і підвищення врожайності становить щонайменше 1750 грн/га.

Ключові слова: ширококолієний агрозасіб, колійна система землеробства, постійна технологічна колія, математичне моделювання, амплітудна і фазова частотні характеристики, стійкість, керованість, плавність, поворотність, ефективність.

АННОТАЦИЯ

Кувачев В.П. Механико-технологические основы функционирования ширококолейных средств механизации сельскохозяйственного производства. – Квалифицированная научная работа на правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.05.11 «Машины и средства механизации сельскохозяйственного производства» (13 – Механическая инженерия). – Таврический государственный агротехнологический университет имени Дмитрия Моторного, Мелитополь, 2021.

Диссертация посвящена решению актуальной проблемы повышения эффективности работы ширококолейных средств механизации сельскохозяйственного производства путем разработки и внедрения механико-

технологических основ их функционирования в условиях колейной системы земледелия.

Использование ширококолейных средств механизации в условиях колейной системы земледелия характеризуется высокими потенциальными технико-эксплуатационными и технологическими свойствами, что позволяет существенно повысить эффективность сельскохозяйственного производства в процессах обработки почвы и ухода за культурными растениями.

В работе разработаны методики расчета потерь площади поля под инженерную зону и оценки энергетических и тягово-сцепных свойств ширококолейных средств механизации сельскохозяйственного производства (агросредства) в условиях их функционирования в колейной системе земледелия; составлены модели движения ширококолейного агросредства при реализации им принципиально новой схемы осуществления поворота, которые позволяют оценить их статическую и динамическую поворачиваемость. Разработаны математические модели плоскопараллельного движения ширококолейных агросредств по кинематическому и силовому принципу осуществления ими поворота, которые позволяют оценить их управляемость и устойчивость движения в горизонтальной плоскости, а также обосновывают требования к технологическому допуску при обосновании ширины постоянной технологической колеи. Разработаны новые математические модели функционирования ширококолейных агросредств в продольно-вертикальной плоскости, применение которых позволяет повысить их плавность хода с учетом кинематических и силовых взаимосвязей их энергетической и технологической частей. Усовершенствованы зависимости по выбору параметров навесного механизма агросредства и сцепных устройств для агрегатирования с ним машин и орудий. Разработаны научные основы системы эффективного вождения ширококолейного агросредства по следам постоянной технологической колеи при реализации им бортового (силового) поворота. Оценены технологические свойства и экономическая эффективность от использования ширококолейных агросредств в колейной системе земледелия.

Проведенными теоретическими и экспериментальными исследованиями установлено, что при движении ширококолейного агросредства по выровненному уплотненному почвенному следу постоянной технологической колеи улучшаются его тягово-сцепные свойства на 30%, в отличие от его движения по агрофону. При этом его энергонасыщенность должна находиться на уровне 2,35...2,5 кВт/т на 1 км/ч скорости движения. Величина тягового усилия, которое способно развить ширококолейное агросредство на каждую тонну его эксплуатационной массы составляет 6,37 кН. Доказано, что потери площади поля под инженерную зону при использовании агросредств с шириной колеи 7,5-9 м составляют не более 5-6%.

Установлено, что для обеспечения удовлетворительной устойчивости движения, управляемости и поворачиваемости ширококолейного агросредства желательно иметь его низкий скоростной режим.

Размещение навесного механизма ширококолейного агросредства близко к его центру масс хорошо отображается на его устойчивости и управляемости, но негативно сказывается на плавности его движения. В то же время, это требует необходимости настройки навесного механизма ширококолейного агросредства как по трехточечной, так и по двухточечной схемам.

Колебания неровностей продольного профиля следов постоянной технологической колеи носят низкочастотный характер. В условиях эксплуатации основным генератором их формирования являются параметры почвозацепов шин колес ширококолейных агросредств.

Испытания ширококолейного агросредства ТДАТУ показали, что его ручное и беспилотное управление, а также реализация им силового (бортового) способа поворота не создает каких-либо проблем, как для оператора, так и для дальнейшей автоматизации этих процессов.

Разработанные научно-методические и практические рекомендации по использованию ширококолейных агросредств в условиях колеейной системы земледелия рекомендованы к внедрению в производство и учебный процесс аграрных высших учебных заведений Украины.

Практические рекомендации по использованию ширококолейных агросредств в условиях колесной системы земледелия внедрены в ООО «Днепр» Генического района Херсонской области.

Результаты исследований по разработке механико-технологических основ функционирования ширококолейных средств механизации сельскохозяйственного производства приняты АО «Харьковский тракторный завод» для создания на предприятии новых технических ширококолейных энергетических средств.

Экономический эффект от внедрения колесной системы земледелия на выращивании озимой пшеницы и использование ширококолейных агросредств за счет экономии энергетических затрат, посевного материала и повышения урожайности составляет не менее 1750 грн/га.

ABSTRACT

Kuvachov V.P. Mechanical and technological bases of functioning wide-track means of mechanization agricultural production. – Qualifying scientific work on the rights of the manuscripts.

Dissertation for the scientific degree of the doctor of technical sciences in the specialty 05.05.11 «Machines and means of mechanization of agricultural production» (13 – Mechanical engineering). – Dmytro Motorny Tavria State Agrotechnological University, Melitopol, 2021.

The dissertation is devoted to the solution of the actual problem of improvement of technical and operational indicators of work of specialized wide-track means of mechanization agricultural production by development and introduction of fundamental theoretical bases of their functioning and use in controlled traffic farming.

The use of potential technological properties wide-track mechanization to solve the problem of maximum implementation of the principles controlled traffic farming at a new scientifically sound technological level, as well as the prospect of their introduction into agricultural production allows maximum efficiency in tillage and crop care. But the design and technological features of specialized wide-track

means of mechanization agricultural production for the controlled traffic farming require the development of a fundamentally new system of their operation and use.

To achieve this goal developed methods for calculating the loss of field area under the engineering zone and assessing the energy and traction properties of specialized wide-track means of mechanization agricultural production under the conditions of their operation and use on the principles of controlled traffic farming. The analytical equations of their movement at realization of essentially new scheme of realization of turn on a turning lane which allow to estimate their static and dynamic turnability are made. Developed mathematical models of their plane-parallel motion on the kinematic and force principle of rotation, which allow to assess their controllability and stability of movement in the horizontal plane, as well as justify the requirements for technological tolerance when justifying the width of the constant technological track. New mathematical models of their functioning in the longitudinal-vertical plane have been developed, the application of which allows to increase the smoothness of motion taking into account the kinematic and force interrelations of their energy and technological parts. Improved analytical dependences on the choice of parameters of the hinged mechanism and couplings of the machines/tools which are aggregated with it. Scientific bases of automatic driving of specialized wide-track means of mechanization of agricultural production on traces of a constant technological track at realization by it of onboard (power) turn and estimation of their technological properties and economic efficiency from introduction in controlled traffic farming are developed.

The conducted theoretical and experimental researches have established that at movement of the specialized wide-track agricultural means on the leveled condensed soil trace of a constant technological track its traction-coupling properties improve at least by 30% unlike its movement on agricultural background. In this case, their energy saturation should be at the level of $2.35 \dots 2.5 \text{ kW} \cdot \text{t}^{-1}$ per $1 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ speed. And the magnitude of the traction force that it is able to develop for each ton of its operating mass is 6.37 kN.

Fluctuations of the irregularities of the longitudinal profile of the leveled compacted soil traces of the constant technological track are of low-frequency character. Under operating conditions, the main generator of their formation are the

parameters of the ground engagement of the tires of the wheels of specialized wide-track agricultural equipment.

Key words: wide-track agricultural means, controlled traffic farming, permanent technological track, mathematical modeling, amplitude and phase frequency characteristics, stability, controllability, smoothness, maneuverability, efficiency.

ОСНОВНИХ ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Список публікацій, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Ivanovs S., Bulgakov V., Kuvachov V. et al. Experimental checking of mathematical models describing the functioning adequacy of bridge systems in agricultural track system. *INMATEH-Agricultural Engineering*. Vol. 62, No. 3 / 2020. P.107-114 (експериментально отримані кореляційно-спектральні характеристики кутових коливань і поперечних зміщень ширококолісного засобу).

2. Bulgakov V., Ivanovs S., Kuvachov V. et al. Simulation of the flat-parallel movement of a bridge agricultural unit with an articulated frame. *Rural sustainability research*. 2020. 44(339). P. 8-14 (отримано математичну модель плоско-паралельного руху ширококолісного агрозасобу в горизонтальній площині при кінематичному способі його повороту шляхом зміщення напіврам та амплітудо- і фаза-частотні характеристики відпрацювання динамічною системою керуючих та збурювальних впливів).

3. Bulgakov V., Adamchuk V., Kuvachov V. et al. Theoretical justification of the turn of a wide span tractor (vehicle) for controlled traffic farming. *INMATEH – Agricultural Engineering*. 2017. Vol. 53, №3. P. 159–167 (отримано математичну модель руху ширококолісного засобу на повороті за новим способом).

4. Адамчук В.В., Булгаков В.М., Кувачов В.П. та ін. Дослідження автоматичного водіння мобільного мостового агрозасобу по слідах постійної технологічної колії. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. 2020. Вип. №11 (110). С. 12-26 (методика та аналіз результатів експериментальних досліджень).

5. Bulgakov V., Adamchuk V., Kuvachov V. et al. Study of effectiveness of controlled traffic farming system and wide span self-propelled gantry-type machine. *Research in Agricultural Engineering*. 2018. Vol. 64(1). P. 1–7 (розроблено методику оцінки економічної ефективності використання ширококоліїних засобів в колійній системі землеробства).

6. Адамчук В.В., Булгаков В.М., Кувачов В.П. та ін. Дослідження властивостей постійної технологічної колії, яку використовують при мостовому землеробстві. *Вісник аграрної науки*. 2020. №8. С. 62-69 (експериментально отримані показники властивостей постійної технологічної колії).

7. Bulgakov V., Kuvachov V., Nozdrovický L. et al. The study of movement of the wide span tractor-based field machine unit with power method of its control. *Acta Technologica Agriculturae*. 2018. №4. P. 163–168 (отримано математичну модель плоско-паралельного руху ширококоліїного агрозасобу в горизонтальній площині при силовому способі його повороту та амплітудо- і фаза-частотні характеристики відпрацювання динамічною системою керуючих та збурювальних впливів).

8. Bulgakov V., Pascuzzi S., Kuvachov V. et al. Theoretical study of transverse offsets of wide span tractor working implements and their influence on damage to row crops. *Agriculture*. 2019. №9 (144). 10 p (отримані математичні моделі поперечних зміщень робочих органів ширококоліїного засобу та ймовірність пошкоджуваності рослин у рядку внаслідок їх поперечних зміщень).

9. Адамчук В.В., Булгаков В.М., Кувачов В.П. та ін. Дослідження кочення рушіїв мостових агрозасобів по слідах постійної технологічної колії. *Вісник аграрної науки*. 2020. №10. С. 48-56 (методика експериментальних досліджень та аналіз результатів оцінювання тягово-зчіпних властивостей ширококоліїного засобу).

10. Кувачов В.П., Куценко Ю.М., Ковальов О.В. Електрифікований агро модуль – ефективне рішення проблем механізації сільськогосподарського виробництва. *Праці ТДАТУ*. 2012. Вип. 12, т. 2. С. 86–92 (оцінено тягово-енергетичні характеристики електрифікованого ширококоліїного засобу).

11. Кувачов В.П. Мостове землеробство на базі дощувальних машин.

Науковий вісник ТДАТУ. 2012. Вип. 2, т. 5. С. 15–23.

12. Кувачов В.П. Землевикористання при облаштуванні поля для роботи енерготехнологічних засобів мостового типу. *Науковий вісник ТДАТУ*. 2013. Вип.1, т.3. С.116–126.

13. Кувачов В.П. Обґрунтування енергонасиченості спеціалізованих самохідних енерготехнологічних засобів мостового типу. *Науковий вісник ТДАТУ*. 2014. Вип.4, т.2. С. 124–131.

14. Кувачов В.П. Спеціалізований транспортний засіб для колійного землеробства. *Вісник ХНТУСГ*. 2014. № 148. С. 63–69.

15. Кувачов В.П. До питання вибору шин спеціалізованих ширококолієних засобів сільськогосподарського призначення. *Науковий вісник ТДАТУ*. 2015. Вип. 5, т.1. С. 14–21.

16. Кувачов В.П. Оцінка стійкості руху ширококолієних енерготехнологічних засобів механізації сільськогосподарського виробництва. *Праці ТДАТУ*. 2015. Вип. 15, т. 3. С. 204–210.

17. Надикто В.Т., Кувачов В.П. Оцінка керованості руху ширококолієних енерготехнологічних засобів механізації сільськогосподарського виробництва. *Науковий вісник ТДАТУ*. 2016. Вип. 6., т.1. С. 99–110 (отримано закономірності впливу схеми та параметрів ширококолієного засобу на його керованість).

18. Кувачов В.П. Кінематика повороту ширококолієних засобів механізації сільськогосподарського виробництва для колійної системи землеробства. *Вісник Сумського НАУ*. 2016. Вип. 10/2 (30). С. 46–49.

19. Кувачов В.П. До питання компонування спеціалізованих ширококолієних енерготехнологічних транспортних засобів для колійної системи землеробства. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин*. 2016. Вип. 46. С. 72–78.

20. Кувачов В.П. Визначення показника режиму повороткості ширококолієного агрозасобу для колійної системи землеробства. *Науковий вісник ТДАТУ*. 2016. Вип. 6, т.3. С. 171–177.

21. Кувачов В.П. Механіко–технологічні основи використання спеціалізованих ширококолієних агрозасобів. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2017. Вип. 2 (97). С. 161–166.

22. Кувачов В.П. Дослідження технологічних властивостей спеціалізованого ширококолієного агрозасобу. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2017. Вип. 1 (96). С. 30–36.

23. Кувачов В.П. Дослідження плавності ходу спеціалізованого ширококолієного агрозасобу. *Вісник аграрної науки*. 2017. №4. С. 46–53.

24. Кувачов В.П. Теоретичні основи статичної та динамічної повороткості спеціалізованого ширококолієного агрозасобу. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. 2017. №8. С. 210–218.

25. Кувачов В.П. Дослідження ефективності колійної системи землеробства. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. 2017. Вип. 5(104). С. 94–104.

26. Adamchuk V.V., Bulgakov V.M., Kuvachov V.P. et al. Mathematical modelling of the movements of tractor working tools in controlled traffic farming. *Agricultural Science and Practice*. 2017. Vol. 4, №2. P. 64–73 (отримано закономірності впливу схеми та параметрів ширококолієного засобу на характеристики його поперечних зміщень, точку візування та ймовірність пошкодження культурних рослин робочими органами).

27. Адамчук В.В., Булгаков В.М., Кувачов В.П. Теоретичне дослідження руху робочих органів ширококолієного агрозасобу. *Вісник аграрної науки*. 2017. №10. С. 44–50 (схема щільності асиметричного розподілу ймовірності зміщень робочих органів по обидва боки від заданого напрямку руху).

28. Kuvachov V.P. Justification of the parameters a rear–mounted linkage wide span tractor (vehicle). *Вісник ХНТУСГ*. 2019. Вип. 199. С. 32–48.

29. Кувачов В.П. Експериментальні випробування агромостового боронувального агрегату. *Праці ТДАТУ*. 2019. Вип. 19, т. 4. С. 223–233.

30. Кувачов В.П., Мітков В.Б., Ігнат'єв Є.І. та ін. Методологія перевірки математичних моделей функціонування агромостових систем на адекватність.

Науковий вісник ТДАТУ. 2020. Вип. 10, том 1. 13 с (методика та побудова експериментальних амплітудно-частотних і спектральних характеристик).

31. Кувачев В. Моделирование плоско–параллельного движения в горизонтальной плоскости ширококолейного агросредства при кинематическом способе его управления. *Motrol*. 2015. Vol. 17, № 9. С. 49–54.

32. Кувачев В. Митков В., Шульга О. Моделирование плоско–параллельного движения в вертикальной плоскости ширококолейного агросредства для колейной системы земледелия. *Motrol*. 2016. Vol. 18. №1. С. 3–12 (закономірності впливу параметрів ширококолейного засобу на характеристики його плоско-паралельного руху у поздовжньо-вертикальній площині при відпрацюванні ним нерівностей агрофону і нерівномірності тягового опору с.-г. знаряддя).

33. Bulgakov V., Kyurchev V., Kuvachov V. et al. The study of movement wide span tractor (vehicles) with kinematic (turn of wheels) method of its control. *Mechanization in agriculture & conserving of the resources*. 2017. Issue 5. P.188 – 193 (отримано математичну модель плоско-паралельного руху ширококолейного агрозасобу в горизонтальній площині при кінематичному способі його повороту та амплітудо- і фаза-частотні характеристики відпрацювання динамічною системою керуючих та збурювальних впливів).

34. Bulgakov V., Holovach I., Kuvachov V. et al. Theoretical investigation of a rear–mounted linkage for wide–span tractors. *Mechanization in agriculture & Conserving of the resources*. 2018. Issue 1. P.11–14 (отримано математичну модель плоскопаралельного руху навісного механізму ширококолейного агрозасобу в горизонтальній площині та обґрунтовано місце його розміщення та основні параметри).

35. Bulgakov V, Arak M., Kuvachov V. et al. Study of special aspects of hitching to wide span tractors (vehicles). *Mechanization in Agriculture*. 2018. Year LXIV, Issue 4. P. 111–113 (отримано закономірності впливу параметрів навісного механізму ширококолейного засобу на ступінь перерозподілу нормальних реакції на його опорні колеса та колеса с.-г. знаряддя).

36. Bulgakov V., Kuvachov V., Ivanovs S. et al. Research of properties of constant technological track of a bridge–type field machine. *TECHNOFORUM 2020 «New Trends in Machinery and Technologies for Biosystems»*. 2020. P. 26–33 (експериментально досліджено характеристики ґрунтових слідів постійної технологічної колії для руху ширококолієного засобу).

37. Bulgakov V., Ivanovs S., Kuvachov V. et al. Study of specialized wide-rail agriculture unit for rail farming. *Mechanization in agriculture & conserving of the resources*. 2020. Year LXVI, Issue 2, P. 59–62 (розроблені рекомендації з оцінювання параметрів ширококолієного засобу).

38. Bulgakov V., Adamchuk V., Kuvachov V. et al. A theoretical and experimental study of combined agricultural gantry unit with a mineral fertiliser spreader. *Agraarteadus: Journal of Agricultural Science*. 2020. XXXI (2). P. 139–146 (методика та аналіз результатів експериментальних досліджень процесу внесення мінеральних добрив адаптованим розкидувачем в умовах колієного землеробства).

39. Bulgakov V., Olt J., Kuvachov V. et al. A theoretical and experimental study of the traction properties of agricultural gantry systems. *Agraarteadus: Journal of Agricultural Science*. 2020. № XXXI (1). P. 10–16 (експериментальні дослідження тягово-зчіпних властивостей ширококолієного засобу).

Публікації, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

40. Кувачов В.П., Митков В.Б., Черная Т.С. Перспективы перехода сельскохозяйственного производства на колёсные и мостовые системы земледелия. *Сучасні наукові дослідження на шляху до євроінтеграції: матеріали міжнародного науково-практичного форуму (21-22 червня 2019 р., ТДАТУ). Мелітополь, 2019. С. 91-95 (об'єктивні перспективи впровадження колієної та мостової систем землеробства в Україні).*

41. Kuvachov V. The study wide span tractor (vehicles) for controlled traffic farming. *Proceedings V International scientific–technical conference «Agricultural Machinery»*: (June, 2017, Sofia, Bulgaria). 2017. Year 1, Vol. 2. P. 129–131.

42. Кувачов В.П. Аналіз руху енергозасобів по постійній технологічній колії. *Задачи земледельческой механики в XXI веке: Сборник докладов Международной научно – технической интернет конференции (2–10 ноября 2011 г., Дослідницьке - Мелітополь) / ТДАТУ. Мелітополь, 2011. С. 223–228.*

43. Bulgakov V., Kuvachov V., Olt J. Theoretical study on power performance of agricultural gantry systems. *Proceedings 30th DAAAM International symposium «Intelligent manufacturing and automation» (23–26th October 2019, Zadar, Croatia) / DAAAM International. Vienna, Austria, 2019. P. 0167–0175* (отримано математичні моделі визначення необхідних маса-енергетичних характеристик ширококолієвих засобів).

44. Кувачев В.П. Перспективи використання ширококолієвих спеціалізованих засобів сільськогосподарського призначення. *Сучасні проблеми землеробської механіки: матер. Міжнар. наук.-практ. конф. (16-18 жовт. 2014 р., м. Житомир) / Житомирський НАУ, 2014. С. 64–66.*

45. Кувачов В.П. Оцінка керованості руху ширококолієвих енерготехнологічних засобів механізації с.-г. виробництва. *Сучасні проблеми землеробської механіки: матер. XVI Міжнар. наук. конф. (17–19 жовтня 2015 р., м. Київ) / НУБіП. Київ, 2015. С. 3–4.*

46. Кувачов В.П. Кінематика повороту ширококолієвих засобів механізації сільськогосподарського виробництва для колійної системи землеробства. *Сучасні проблеми землеробської механіки: тези допов. XVII міжнар. наук. конф. (17–19 жов. 2016 р., м. Суми) / Сумський НАУ, 2016. С. 22–25.*

47. Кувачов В.П. До питання компонування спеціалізованих ширококолієвих енерготехнологічних транспортних засобів для колійної системи землеробства. *Підготовка ґрунту в системі ресурсозберігаючих технологій: матер. Всеукр. наук.-практ. конф. (3–4 лист. 2016 р. м.) / КНТУ. Кіровоград, 2016. С. 24–26.*

48. Bulgakov V., Adamchuk V., Kuvachov V. et al. Investigation of technological properties of wide span tractors for controlled traffic farming.

Proceedings 16 International Scientific Conference «Engineering For Rural Development» (24 – 26 May 2017, Jelgava, Latvia), 2017. Vol. 16. P. 303–308 (розроблено методику оцінки технологічних властивостей ширококолієних засобів).

49. Кувачов В.П. Дослідження поперечних зміщень робочих органів ширококолієних агрозасобів для колійної системи землеробства. *«Сучасні проблеми землеробської механіки: збірн. наук. праць XVIII міжнар. Наук. конф. (16–18 жовт. 2017 р., м. Кам'янець-Подільський) / Подільський ДАТУ. Кам'янець-Подільський, 2017. С. 139–141.*

50. Кувачов В.П. Моделювання плоско-паралельного руху спеціалізованого енерготехнологічного засобу для колійної системи землеробства у поздовжньо-горизонтальній площині. *Проблеми та перспективи сталого розвитку АПК півдня України: матер. Всеукр. наук.-практ. конф. (7–14 квітня. 2015 р., м. Мелітополь) / ТДАТУ. Мелітополь, 2015. Т. 4 (2). С. 13–17.*

51. Надыкто В.Т., Кувачев В.П. Научные основы агрегатирования специализированных ширококолейных агросредств для колёсной системы земледелия. *Цілі сталого розвитку третього тисячоліття: виклики для університетів наук про життя: матер. Міжнар. наук.-практ. конф. (23–25 трав. 2018 р., м. Київ) / НУБІП. Київ, 2018. Т. 5. С. 198-200 (результати теоретичних та експериментальних досліджень ширококолієного засобу).*

52. Кувачов В.П. До питання агрегування мостових тракторів. *Сучасні проблеми землеробської механіки: матер. XIX Міжн. наук. конф. (17-19 жовт. 2018 р., м. Київ) / НУБІП. Київ, 2018. С. 258–260.*

53. Bulgakov V, Arak M., Kuvachov V. Study of special aspects of hitching to wide span tractors (vehicles). *Conserving soils and water: SCIENTIFIC PROCEEDINGS III INTERNATIONAL SCIENTIFIC CONFERENCE (2018, Burgas, Bulgaria) 2018. Year II, Inssue 1(2). P. 78–79 (рекомендації з вибору раціональних параметрів навісного механізму ширококолієного засобу).*

54. Кувачов В.П. Розроблення методології оцінювання технологічних властивостей спеціалізованих ширококолієних агрозасобів. *Інноваційні технології вирощування, зберігання і переробки продукції садівництва та рослинництва*: матер. V Міжн. наук.-практ. конф. (23–24 травня 2019 р., м. Умань). Умань, 2019. С. 44–46.

55. Bulgakov V., Melnik V., Kuvachov V. et al. Theoretical study on linkage unit of wide span tractor. *Proceedings 29th DAAAM International symposium «Intelligent manufacturing and automation»* (24 – 27th October 2018, Zadar, Croatia) / DAAAM International. Vienna, Austria, 2018. P. 0180–0189 (отримано математичну модель кутової рухомості навісного механізму ширококолієного агрозасобу в горизонтальній площині та амплітудо- і фаза-частотні характеристики відпрацювання динамічною системою керуючого впливу).

56. Bulgakov V., Adamchuk V., Kuvachov V. Study into movement of wide span tractors (vehicles) used in controlled traffic farming. *Proceedings 28th DAAAM International Symposium «Intelligent Manufacturing And Automation»* (08 – 11th November 2017, Zadar, Croatia) / DAAAM International. Vienna, Austria, 2017. P. 0199–0208 (отримано математичну модель вертикальних коливань ширококолієного засобу та амплітудо- і фаза-частотні характеристики відпрацювання динамічною системою зовнішніх збурювань).

57. Кувачев В.П. Перспективы дальнейших исследований ширококолейных агросредств. *Сучасні проблеми землеробської механіки*: матер. XX Міжн. наук. конф. (17-19 жовтня 2019 р., м. Миколаїв) / Миколаївський НАУ. Миколаїв, 2019. С. 156–161.

Публікації, які додатково відображають наукові результати дисертації:

58. Спосіб реалізації мостового землеробства: пат. на кор. мод. 84884 Україна: МПК А01В49/00. № и 201302692; заявл. 04.03.2013; опубл. 11.11.2013, Бюл. №21.

59. Мостовий засіб для сільськогосподарських робіт: пат. на кор. мод. 84883 Україна: МПК А01В49/00. № у 201302688; заявл. 04.03.2013; опубл. 11.11.2013, Бюл. №21 (формула винаходу, схема реалізації способу).

60. Мостовий засіб для сільськогосподарських робіт: пат. на кор. мод. 93888 Україна: МПК А01В 49/00. № у 201403094; заявл. 27.03.2014; опубл. 27.10.2014, Бюл. №20 (формула винаходу, схема засобу).

61. Стабілізатор корпусу плуга в агрегаті мостового землеробства: пат. на кор. мод. 100657 Україна: МПК А01В 61/04. № у 201411864; заявл. 03.11.2014; опубл. 10.08.2015, Бюл. №15/2015 (формула винаходу, схема знаряддя).

62. Мостовий засіб для сільськогосподарських робіт: пат. на кор. мод. 115712 Україна: МПК А01В49/00. № у 201611179; заявл. 04.11.2016; опубл. 25.04.2017, Бюл. №8 (формула винаходу, схема засобу).

63. Мостовий засіб з регульованою технологічною колією: пат. на кор. мод. 117278 Україна: МПК А01В 49/00. № у 201613108; заявл. 22.12.2016; опубл. 26.06.2017, Бюл. №12 (формула винаходу, схема засобу).

64. Мостовий засіб зі змінною висотою агротехнічного просвіту: пат. на кор. мод. 17399 Україна: МПК А01В 49/00. № у 201700176; заявл. 04.01.2017; опубл. 26.06.2017, Бюл. №12 (формула винаходу, схема засобу).

65. Ґрунтообробне знаряддя для колійного та мостового землеробства: пат. на кор. мод. 124946 Україна: А01В 15/00, А01В 79/00. № у 201711571; заявл. 27.11.2017; опубл. 25.04.2018, Бюл. №8 (формула винаходу, схема знаряддя).

66. Ґрунтообробне знаряддя для колійного та мостового землеробства: пат. на кор. мод. 126787 Україна: А01В 49/00. № у 201712980; заявл. 27.12.2017; опубл. 10.07.2018, Бюл. №13 (формула винаходу, схема знаряддя).

67. Спосіб гладкої оранки в колійному та мостовому землеробстві: пат. 132889 Україна: А01В 49/00, А01В 51/00. № у 201810777; заявл. 31.10.2018; опубл. 11.03.2019, Бюл. №5 (формула винаходу, схема засобу).

68. Знаряддя для гладкої оранки в агрегаті колійного та мостового землеробства: пат. 133491 Україна: А01В 3/00, А01В 49/00. № у 201810776; заявл. 31.10.2018; опубл. 10.04.2019, Бюл. №7 (формула винаходу, схема засобу).

69. Знаряддя для обробітку та аерації ґрунту в агрегаті колійного і мостового землеробства: пат. 134274 Україна: А01В 33/06, А01В 45/02. № у 201812237; заявл. 10.12.2018; опубл. 10.05.2019, Бюл. №9 (формула винаходу, схема засобу).

70. Спосіб обробітку та аерації ґрунту в колійному і мостовому землеробстві: пат. 134275 Україна: А01В 45/02, А01В 33/06. № у 201812238; заявл. 10.12.2018; опубл. 10.05.2019, Бюл. №9.

71. Знаряддя для прокладання постійної технологічної колії: пат. на винахід 119393 Україна: А01В 76/00, А01В 79/02, Е01С 9/02. № а 201710581; заявл. 01.11.2017; опубл. 10.06.2019, Бюл. № 11.

72. Знаряддя для прокладання постійної технологічної колії: пат. на винахід 119394 Україна: А01В 76/00, А01В 79/02, Е01С 9/02. № а 201710582; заявл. 01.11.2017; опубл. 10.06.2019, Бюл. № 11 (формула винаходу, схема знаряддя).

73. Спосіб стійкого руху мостового засобу та пристрій для його здійснення: пат. на винахід 119482 Україна: А01В 49/00, А01В 63/00, А01В 63/02. № а 201705337; заявл. 31.05.2017; опубл. 25.06.2019, Бюл. № 12 (формула винаходу, схема пристрою).

74. Знаряддя для прокладання постійної технологічної колії мостової системи землеробства: пат. на винахід 119800 Україна: А01В 76/00, А01В 79/02, Е01С 9/02. № а 201706083; заявл. 16.06.2017; опубл. 12.08.2019, Бюл. № 15 (формула винаходу, схема засобу).

75. Транспортний енергетичний засіб: Пат. на винахід 120299 Україна: А01В 49/00, А01В 49/04, А01В 63/16, А01В 63/22. № а 201710579; заявл. 01.11.2017; опубл. 11.11.2019, Бюл. № 21 (формула винаходу, схема засобу).

76. Транспортний енергетичний засіб: пат. на винахід 120388 Україна: А01В 49/00, В60В 35/104. № а 201710576; заявл. 01.11.2017; опубл. 25.11.2019, Бюл. № 22 (формула винаходу, схема засобу).

77. Мостовий засіб сільськогосподарського призначення: пат. на кор. мод. 141743 Україна: А01В 79/00. № у 201910185; заявл. 04.10.2019; опубл. 27.04.2020, Бюл. №8 (формула винаходу, схема засобу).

ЗМІСТ

	стор.
ВСТУП	24
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ПРОБЛЕМИ ТА ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕНЬ	24
1.1. Актуальність проблеми переуцільнення ґрунтів ходовими системами мобільної сільськогосподарської техніки та аналіз способів її вирішення	34
1.1.1. Негативні наслідки підвищення енергозабезпеченості і енергоозброєності сільськогосподарського виробництва	34
1.1.2. Розвиток способів зменшення ущільнюючого впливу ходових систем енергетичних засобів та машин на ґрунту	42
1.2. Колійна та мостова системи землеробства – перспектива підвищення ефективності рослинництва	46
1.3. Стан та особливості дослідження закономірностей функціонування ширококолієних агрегатів за принципами колійного і мостового землеробства	60
Висновки по розділу та постановка задач дослідження	101
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ШИРОКОКОЛІЙНИХ ЗАСОБІВ МЕХАНІЗАЦІЇ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА В УМОВАХ КОЛІЙНОЇ СИСТЕМИ ЗЕМЛЕРОБСТВА	105
2.1 Теоретичні передумови оцінювання енергонасиченості ширококолієних засобів механізації сільськогосподарського виробництва	105
2.2 Вибір параметрів шин пневматичного колеса ширококолієного агрозасобу	117
2.3. Теоретичні основи взаємозв'язку параметрів ширококолієного агрозасобу та інженерної зони поля	127
2.4. Теоретичні основи повороту ширококолієних агрозасобів	133
2.5. Моделювання плоскопаралельного руху ширококолієного агрозасобу в горизонтальній площині	154
2.5.1. Задачі і загальнотеоретичні основи моделювання робочого	154

	21
руху ширококолієного агрозасобу в колійній системі землеробства	
2.5.2. Вибір розрахункових схем і складання диференціальних рівнянь руху агрозасобу в горизонтальній площині	160
2.5.3. Математичний опис силового (бортового) способу керування ширококолієного агрозасобу	162
2.5.4 Математичний опис кінематичного способу керування ширококолієного агрозасобу шляхом повороту коліс	168
2.5.5 Математичний опис кінематичного способу керування ширококолієного агрозасобу шляхом повороту напіврам	174
2.5.6. Методика розрахунку теоретичних амплітудних і фазово-частотних характеристик	180
2.5.7 Моделювання плоскопаралельного руху агрозасобу при силовому (бортовому) способі його керування	182
2.5.7.1. Моделювання плоскопаралельного руху агрозасобу з привідними колесами лівого та правого бортів	184
2.5.7.1.1 Аналіз стійкості руху ширококолієного агрозасобу	189
2.5.7.1.2. Аналіз керованості ширококолієного агрозасобу	194
2.5.7.2. Моделювання плоскопаралельного руху агрозасобу з привідними передніми колесами	198
2.5.8. Моделювання плоскопаралельного руху агрозасобу при кінематичному способі його керуванні шляхом повороту коліс	199
2.5.9. Моделювання плоскопаралельного руху агрозасобу при кінематичному способі його керування, шляхом повороту напіврам	208
2.5.10. Обґрунтування параметрів навісного пристрою ширококолієного агрозасобу	214
2.6. Моделювання поперечних зміщень робочих органів ширококолієного агрозасобу	226
2.7. Моделювання плоскопаралельного руху ширококолієного агрозасобу у поздовжньо-вертикальній площині	245
2.7.1. Загальні положення та припущення, прийняті при моделюванні вертикальних коливань агрозасобу	245
2.7.2. Математичне моделювання динаміки плоскопаралельного руху агрозасобу у поздовжньо-вертикальній площині	250

	22
2.7.2.1. Математичне моделювання динаміки плоскопаралельного руху остова агрозасобу у вертикальній площині	250
2.7.2.2. Математичне моделювання динаміки плоскопаралельного руху технологічної частини агрозасобу у вертикальній площині	256
2.7.2.3. Математична модель динаміки коливань агрозасобу у поздовжньо-вертикальній площині	260
2.7.2.4. Аналіз плавності руху ширококолісного агрозасобу	268
2.7.3. Вплив конструктивних параметрів ширококолісного агрозасобу на розподіл зчіпної ваги на його опорних колесах	279
Висновки по розділу	292
РОЗДІЛ 3 ТЕХНІЧНА ОСНАЩЕНІСТЬ ТА МЕТОДИЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	302
3.1. Програма експериментальних робіт та фізичні об'єкти досліджень	302
3.2. Способи керування рухом агрозасобу ТДАТУ, використовувані для цього прилади та обладнання	307
3.3. Вимірювальні параметри і методика проведення лабораторно-польових випробувань	313
3.4. Методика обробки експериментальних даних та оцінка похибок вимірювання	326
РОЗДІЛ 4 АНАЛІЗ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ФУНКЦІОНУВАННЯ ШИРОКОКОЛІСНИХ ЗАСОБІВ МЕХАНІЗАЦІЇ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА В УМОВАХ КОЛІСНОЇ СИСТЕМИ ЗЕМЛЕРОБСТВА	331
4.1. Методика та результати перевірки математичних моделей функціонування ширококолісних агрозасобів на адекватність	331
4.1.1. Перевірка на адекватність математичних моделей плоскопаралельного руху ширококолісного агрозасобу в горизонтальній площині	331
4.1.2. Перевірка на адекватність математичної моделі плоскопаралельного руху ширококолісного агрозасобу у поздовжньо-вертикальній площині	338
4.2. Моніторинг властивостей постійної технологічної колії	342

	23
4.3. Дослідження процесу кочення колеса агрозасобу ТДАТУ по ґрунтовому сліду постійної технологічної колії	346
4.4. Дослідження тягово-зчіпних властивостей агрозасобу ТДАТУ	353
4.5. Технічна здійсненність і виробнича ефективність функціонування та використання агрозасобу ТДАТУ в технологічних процесах з обробітку ґрунту та внесенні технологічних матеріалів	363
4.5.1. Випробування ґрунтообробних агрегатів на основі ширококолійного агрозасобу ТДАТУ	363
4.5.2. Випробування агрегату на основі ширококолійного агрозасобу ТДАТУ для розкидання сипких матеріалів	370
4.6. Дослідження процесу паралельного водіння агрозасобу ТДАТУ при його силовому (бортовому) способі повороту	379
4.7. Оцінювання ефективності використання ширококолійних агрозасобів в колійні системі землеробства	388
4.7.1. Оцінювання потенційної продуктивності ширококолійного агрозасобу	388
4.7.2. Оцінювання економічної ефективності використання ширококолійних агрозасобів	391
Висновки по розділу	399
ВИСНОВКИ	404
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	409
ДОДАТКИ	433

ВСТУП

Актуальність теми. Аналіз стану та проблем підвищення ефективності сільськогосподарського виробництва свідчить про те, що сучасні технології вирощування культурних рослин, які побудовані на основі традиційних тракторно-комбайнових технологій, вичерпали можливість свого подальшого вдосконалення. Їх повсюдне застосування у сільському господарстві створює низку серйозних проблем, основними з яких є низький енергетичний коефіцієнт корисної дії, деградація ґрунтів внаслідок їх ущільнення та руйнування рушіями традиційних енергетичних засобів та самохідних машин, складність або неможливість автоматизації виробничих процесів, виснаження природних запасів палива і т.і. Водночас створення «нової» техніки для сільського господарства шляхом удосконалення традиційних принципів і ускладнення базових конструкцій, їх подорожчання досягається ціною послідовного зростання затрат на одиницю корисного ефекту, тобто в напрямку, яке вичерпало свій потенціал. А безальтернативне застосування традиційних тракторно-комбайнових технологій є перешкодою підвищення ефективності рослинництва.

Перспективним напрямком подальшого розвитку сільського господарства не тільки в Україні, а і у світі, є впровадження інноваційних технологій, до яких слід віднести колійну систему землеробства. Остання створює основу для автоматизації і роботизації більшості технологічних процесів у рослинництві, забезпечує ефективне впровадження «точного» та «цифрового» землеробства та надає інші суттєві переваги.

Практична реалізація основних принципів колійної системи землеробства традиційними тракторно-комбайновими засобами механізації сільськогосподарського виробництва ускладнена певними проблемами при їх використанні. До них слід віднести узгодження параметрів ходових систем серійних машинно-тракторних і комбайнових агрегатів параметрам постійної технологічної колії, тягових властивостей енергозасобів із шириною захвату

сільськогосподарських машин (знарядь) тощо.

Обумовлена цим низька техніко-економічна ефективність виконання технологічних операцій вирощування сільськогосподарських культур традиційними тракторно-комбайновими засобами механізації в колійній системі землеробства породжує **народногосподарську проблему** підвищення ефективності роботи ширококолійних засобів механізації сільськогосподарського виробництва, які функціонують за принципами колійної системи землеробства. Їх упровадження у сільськогосподарське виробництво дозволяє отримати максимальну ефективність в процесах обробітку ґрунту і догляду за культурними рослинами.

Ефективність практичного використання ширококолійних засобів механізації сільськогосподарського виробництва для колійної системи землеробства (далі агрозасобів) залежить від обґрунтованої наукової бази або теоретичних основ оптимізації їх схем та параметрів.

Питання з цього погляду науковцями вивчені не достатньо, а ефективна практична реалізація потенційних технологічних властивостей ширококолійних засобів механізації сільськогосподарського виробництва для колійної системи землеробства нині відсутня. Тому, з позиції вирішення продовольчої проблеми в країні, а також розробки ресурсозберігаючих технологій, які ґрунтуються на принципах колійної системи землеробства, відповідно до тенденцій науково-технічного прогресу в області механізації, які полягають, зокрема, у підвищенні рівня функціонування технічних засобів за рахунок комплексної механізації, електрифікації, автоматизації й роботизації, даний напрямок досліджень є актуальним.

Саме тому розв'язання вказаної народногосподарської проблеми практично неможливе без вирішення відповідної **науково-технічної проблеми**. Суть її полягає в розробленні механіко-технологічних основ функціонування ширококолійних засобів механізації сільськогосподарського виробництва в умовах колійної системи землеробства.

Відома нині методологія вибору конструктивних схем, обґрунтування параметрів та режимів роботи машинно-тракторних агрегатів на основі традиційних енергетичних засобів практично не підходить для розв'язання вищезазначеної науково-технічної проблеми з причини нетипової компоувальної схеми ширококолієних агрозасобів, специфіки їх використання та умов функціонування.

Конструктивно-технологічні особливості ширококолієних засобів механізації сільськогосподарського виробництва в умовах колійної системи землеробства вимагають розробки принципово нової системи їх функціонування.

Наукова гіпотеза дисертаційної роботи полягає в тому, що використання потенційних техніко-експлуатаційних та технологічних властивостей ширококолієних засобів механізації сільськогосподарського виробництва на новому науково-обґрунтованому рівні дозволить підвищити ефективність застосування колійної системи землеробства.

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

Дослідження, що склали основу дисертаційної роботи, виконувались у Таврійському державному агротехнологічному університеті імені Дмитра Моторного за державними програмами наукових досліджень НДІ Механізації землеробства півдня України «Розробити адаптовані до умов півдня України енергоощадні технології і комплекси машин на основі нових енергетичних засобів» (2012-2015 рр. № державної реєстрації 0111U002562), «Розробити технічні засоби для реалізації новітніх технологій вирощування сільськогосподарських культур в умовах півдня України» (2016-2020 рр. № державної реєстрації №0116U002718). Робота виконана відповідно до закону України «Про пріоритетні напрями інноваційної діяльності в Україні» № 5460-VI від 16.10.2012 р., Державною цільовою програмою розвитку українського села на період до 2015 року, затвердженою постановою Кабінету Міністрів України № 1158 від 19.09.2007 р., концепцією Державної цільової програми розвитку аграрного сектору економіки на період до 2022

року, яка схвалена Розпорядженням Кабінету Міністрів України № 1437-р від 30 грудня 2015 р.

Мета і задачі дослідження. *Метою дослідження є підвищення ефективності роботи ширококолієвих засобів механізації сільськогосподарського виробництва шляхом розроблення і впровадження механіко-технологічних основ їх функціонування в умовах колійної системи землеробства.*

Задачі дослідження:

– провести аналіз сучасного стану досліджень щодо використання потенційних переваг ширококолієвих засобів механізації с.-г. виробництва, які функціонують за принципами колійного землеробства;

– дослідити вплив конструктивних та режимних параметрів ширококолієвих засобів механізації с.-г. виробництва на їх енергетичні і тягово-зчіпні властивості, а також коефіцієнт землевикористання при облаштуванні поля постійною технологічною колією, та удосконалити методику вибору параметрів рушіїв з урахуванням специфіки їх руху по ній;

– розробити математичні моделі плоско-паралельного руху ширококолієвих засобів механізації с.-г. виробництва на поворотній смугі і оцінити вплив їх конструктивних та режимних параметрів на показники повороткості;

– розробити математичні моделі плоско-паралельного руху ширококолієвих засобів механізації с.-г. виробництва і оцінити вплив їх схем, конструктивних параметрів, режимів роботи та параметрів керуючого впливу на керованість і стійкість у горизонтальній площині, а також ймовірність пошкоджуваності рослин у рядку робочими органами внаслідок їх поперечних зміщень;

– розробити математичні моделі функціонування ширококолієвих засобів механізації с.-г. виробництва в поздовжньо-вертикальній площині і на їх основі дослідити вплив конструктивних і силових параметрів на динаміку руху та особливості їх агрегування з навісними машинами та знаряддями;

– дослідити вплив характеристик ґрунтової поверхні слідів постійної технологічної колії на тягово-зчіпні властивості та енергетичні витрати ширококолієного засобу механізації с.-г. виробництва при його русі по ній;

– оцінити технічну здійсненність і виробничу ефективність функціонування та використання ширококолієних засобів механізації сільськогосподарського виробництва для колійної системи землеробства в технологічних процесах обробітку ґрунту та внесенні технологічних матеріалів у ґрунт;

– здійснити техніко-економічну оцінку ефективності застосування ширококолієних засобів механізації сільськогосподарського виробництва в умовах колійної системи землеробства;

– розробити науково-методичні рекомендації з використання ширококолієних засобів механізації с.-г. виробництва в умовах колійної системи землеробства, які забезпечують підвищення ефективності їх роботи.

Об'єкт дослідження – процеси функціонування ширококолієних засобів механізації сільськогосподарського виробництва в умовах колійної системи землеробства як динамічних та технологічних систем.

Предмет дослідження – закономірності впливу схем, параметрів і режимів роботи ширококолієних засобів механізації сільськогосподарського виробництва на ефективність їх функціонування в умовах колійної системи землеробства.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження, синтез конструктивних схем, параметрів і режимів роботи агрегатів на основі ширококолієних засобів механізації сільськогосподарського виробництва для колійної системи землеробства здійснювали шляхом моделювання на персональному комп'ютері умов їх функціонування. В основу методів дисертаційного дослідження покладено положення теоретичної механіки, теорії трактора, статистичної динаміки та теорії автоматичного регулювання лінійних динамічних систем при відтворенні ними статистично випадкових керуючих та збурювальних вхідних впливів.

Експериментальні дослідження проводили як за загальноприйнятими, так і за розробленими методиками і передбачали використання сучасного тензометричного, акселерометричного та спеціально створеного обладнання для електричних вимірювань неелектричних величин. Оброблення дослідних даних здійснювали на персональному комп'ютері із застосуванням теорії ймовірності, регресійного та кореляційно-спектрального аналізу.

Наукова новизна одержаних результатів полягає в розв'язанні науково-технічної проблеми розробки механіко-технологічних основ функціонування ширококоліїних засобів механізації сільськогосподарського виробництва в умовах колійної системи землеробства.

Вперше:

– розроблені нові способи поворотів ширококоліїних засобів механізації сільськогосподарського виробництва на поворотній смугі за кінематичним або силовим принципом їх здійснення, що дало можливість оцінити вплив їх конструктивних, кінематичних і силових параметрів на критерії статичної та динамічної повороткості;

– розроблені математичні моделі плоско-паралельного руху ширококоліїних засобів механізації сільськогосподарського виробництва за кінематичним або силовим принципом здійснення ними повороту, які дозволяють здійснювати достовірне обґрунтування нових схем, конструктивних параметрів, режимів роботи та параметрів керуючого впливу з огляду на їх прийнятну керованість і стійкість руху у горизонтальній площині, а також обґрунтовують вимоги до параметрів постійної технологічної колії;

– розроблені математичні моделі функціонування ширококоліїних засобів механізації сільськогосподарського виробництва у поздовжньо-вертикальній площині, застосування яких дозволяє уточнити вимоги до характеристик поздовжнього профілю нерівностей агрофону в слідах технологічної колії, підвищити плавність руху з урахуванням кінематичних і силових взаємозв'язків їх енергетичної та технологічної частин;

– розроблені математичні моделі кочення пневматичного колеса ширококолієного засобу механізації сільськогосподарського виробництва по ґрунтовій поверхні слідів постійної технологічної колії, які дозволяють оцінити вплив характеристик останніх на його тягово-зчіпні властивості.

Набуло подальшого розвитку:

– методи статистичної динаміки у системах нелінійних диференціальних рівнянь плоско-паралельного руху ширококолієних засобів механізації сільськогосподарського виробництва у поздовжньо-горизонтальній та вертикальній площинах, які базуються на побудові амплітудних та фазових частотних характеристик відпрацювання динамічною системою керуючих і збурювальних впливів, застосування яких дозволяє обґрунтовувати нові схеми, параметри та режими роботи з огляду на їх прийнятну керованість, стійкість та плавність руху;

– методологія обґрунтування схем і параметрів ширококолієних засобів механізації сільськогосподарського виробництва при облаштуванні інженерної зони поля, що дозволяє оцінювати їх енергетичні і тягово-зчіпні властивості за умов функціонування в колійній системі землеробства;

– методологія оцінювання економічної ефективності від упровадження колійної системи землеробства та використання спеціалізованих ширококолієних агрозасобів, які дозволяють обчислювати економію коштів за рахунок економії енергетичних витрат, посівного матеріалу і підвищенні врожайності вирощуваної культури в залежності від ступеню ущільнення ґрунту;

– методика вибору параметрів рушіїв ширококолієних засобів механізації сільськогосподарського виробництва з урахуванням специфіки їх руху по слідах постійної технологічної колії.

Практичне значення одержаних результатів.

Розроблені науково-методичні та практичні рекомендації з використання ширококолієних засобів механізації с.-г. виробництва в умовах колійної системи землеробства, які рекомендовано до впровадження у

виробництво і навчальний процес аграрних вищих навчальних закладів України.

Практичні рекомендації з використання ширококолієних засобів механізації с.-г. виробництва в умовах колійної системи землеробства впроваджені у ТОВ «Дніпро» Генічеського району Херсонської області.

Результати досліджень з розробки механіко-технологічних основ функціонування ширококолієних засобів механізації сільськогосподарського виробництва прийняті АТ «Харківський тракторний завод» для створення на підприємстві нових технічних ширококолієних енергетичних засобів.

Основні положення виконаного дослідження використані в навчальному процесі Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного (м. Мелітополь), де протягом 5 років викладаються в межах дисциплін «Аграрна інженерія», «Обґрунтування технологічних процесів в рослинництві» і «Експлуатація машин та обладнання».

Особистий внесок здобувача.

Основні результати теоретичних та експериментальних досліджень дисертаційної роботи здобувачем отримані самостійно.

У наукових роботах, виконаних у співавторстві, особистий внесок полягає в такому: [6, 9, 10] – проведено теоретичні та експериментальні дослідження енергетичних і тягово-зчіпних властивостей ширококолієних агрозасобів, а також оцінювання втрат площі поля під інженерну зону; [2, 3, 7, 8, 17, 26, 27, 32-35, 43, 52, 54-56] – розроблені математичні моделі для теоретичного дослідження керованості, стійкості, плавності руху і повороткості ширококолієного агрозасобу та проведено їх аналізи; [5, 48, 57] – розроблено методологічні основи оцінки технологічних властивостей і економічної ефективності використання ширококолієних засобів механізації с.-г. виробництва в колійній системі землеробства; [1, 4, 30, 36-40] – проведено експериментальні дослідження і узагальнено отримані дані; [59-69, 72-77] – складання формул винаходів та схем.

Апробація результатів дисертації.

Основні положення та результати дисертаційної роботи були висвітлені та викладені в тезах доповідей на щорічних міжнародних науково-практичних конференціях Таврійського ДАТУ (м. Мелітополь, 2010-2019 рр.); Міжнародній науково-технічній Інтернет конференції «Задачі землеробської механіки у XXI столітті» (Дослідницьке – Мелітополь, 2011 р.), Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні проблеми землеробської механіки» (Житомирський НАУ, 2014 р.), XVI Міжнародній науковій конференції «Сучасні проблеми землеробської механіки» (м. Київ, НУБіП, 2015 р.), XVIII Міжнародній науковій конференції, присвяченої 117-річчю від дня народження академіка П.М. Василенка (м. Кам'янець-Подільський, Подільський ДАУ, 2017 р.), 16 International Scientific Conference (Jelgava, Latvia, 2017), 28th DAAAM International symposium on intelligent manufacturing and automation (Zadar, Croatia, 2017), V International scientific-technical conference «Agricultural Machinery» (Sofia, Bulgaria, 2017), II International scientific conference «Conserving Soils AND Water» (Burgas, Bulgaria, 2017), Міжнародній науково-практичній конференції «Цілі сталого розвитку третього тисячоліття: виклики для університетів наук про життя» (НУБіП, м. Київ, 2018 р.), XIX Міжнародній науковій конференції «Сучасні проблеми землеробської механіки» присвяченої 120-й річчю з дня заснування кафедри сільськогосподарських машин та системотехніки імені академіка П.М. Василенка та 118-й річчю з дня народження академіка П.М. Василенка (НУБіП, м. Київ, 2018 р.), III International scientific conference «Conserving Soils and Water» (Burgas, Bulgaria, 2018), 29th DAAAM International symposium on intelligent manufacturing and automation (Zadar, Croatia, 2018), V Міжнародній науково-практичній конференції «Інноваційні технології вирощування, зберігання і переробки продукції садівництва та рослинництва» (м. Умань, 2019 р.), Міжнародному науково-практичному форуму «Сучасні наукові дослідження на шляху до євроінтеграції» (ТДАТУ, м. Мелітополь, 2019 р.), XX Міжнародній науковій конференції, присвяченої

119-й річниці з дня народження академіка П.М. Василенка, (м. Миколаїв, 2019 р.), 30th International DAAAM Symposium on intelligent manufacturing and automation, (Zadar, Croatia, 2019), V Міжнародній науково-практичній конференції «Імпортозамінні технології вирощування, зберігання і переробки продукції садівництва та рослинництва» (м. Умань, 2019 р.), I Міжнародній науково-технічній Інтернет конференції «Перспективи розвитку машин, обладнання, технічних систем та технологій в агропромисловому комплексі» (ТДАТУ, м. Мелітополь, 2020 р.), а також на багатьох інших всеукраїнських наукових конференціях.

Публікації. Основні положення дисертаційної роботи опубліковано в 77 наукових працях, серед яких 11 у періодичних виданнях, які включені до міжнародних наукометричних баз даних, 24 статті у фахових виданнях, 11 закордонних публікацій, 11 тез доповідей, 6 патентів на винаходи та 14 на корисну модель.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел з 247 найменувань та додатків. Загальний обсяг роботи становить 504 сторінки тексту, з яких на 385 сторінках викладено основний текст роботи, на 72 сторінках – додатки, на 24 сторінках – список використаних джерел. Дисертація включає 173 рисунки (графіки, схеми і фотографії) та 11 таблиць.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ПРОБЛЕМИ ТА ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1. Актуальність проблеми переущільнення ґрунтів ходовими системами мобільної сільськогосподарської техніки та аналіз способів її вирішення

1.1.1. Негативні наслідки підвищення енергозабезпеченості і енергоозброєності сільськогосподарського виробництва

Інтенсифікація виробництва с.-г. продукції, яка останнім часом спостерігається в світі, призвела до того, що енергозабезпеченість і енергоозброєність с.-г. виробництва за останні 10-15 років підвищилася в 1,8...2,2 разів [1, 4]. Водночас потужність тракторів, самохідних комбайнів і автомобілів, що приходиться на 1000 га ріллі, збільшилася щонайменше в 1,6 разів [2, 4]. Зміна поколінь машин, зокрема, перехід тракторів від тягової концепції до тягово-енергетичної, призвела до підвищення їх потужності майже на 50% [3, 4]. Але при цьому питомі витрати трудових і матеріальних ресурсів зменшилися не більше 15% [4]. Разом з цим негативними наслідками впливу тракторно-комбайнової техніки на агроєкосферу тільки погіршилися.

Науковцями Е.В Жалніним і Р.С. Муфтеевим в роботі [5] зроблений докладний аналіз негативних явищ, пов'язаних з використанням традиційних тракторно-комбайнових технологій (рис. 1.1). Серед вказаних проблем найбільш актуальною та нагальною практично в усьому світі набула проблема переущільнення ґрунтів ходовими системами важких тракторів і с.-г. машин.

Збільшення маси енергетичних засобів і самохідних машин майже в 3 рази спричинило небажані порушення агрофізичних властивостей ґрунтів

[6-18]. Відомо, що машина масою 13-16 т надмірно ущільнює і руйнує структуру орного і підорного шарів ґрунту [19]. Разом із збільшенням ваги тракторів, збільшується і вага ґрунтообробних с.-г. машин та знарядь [20-24].

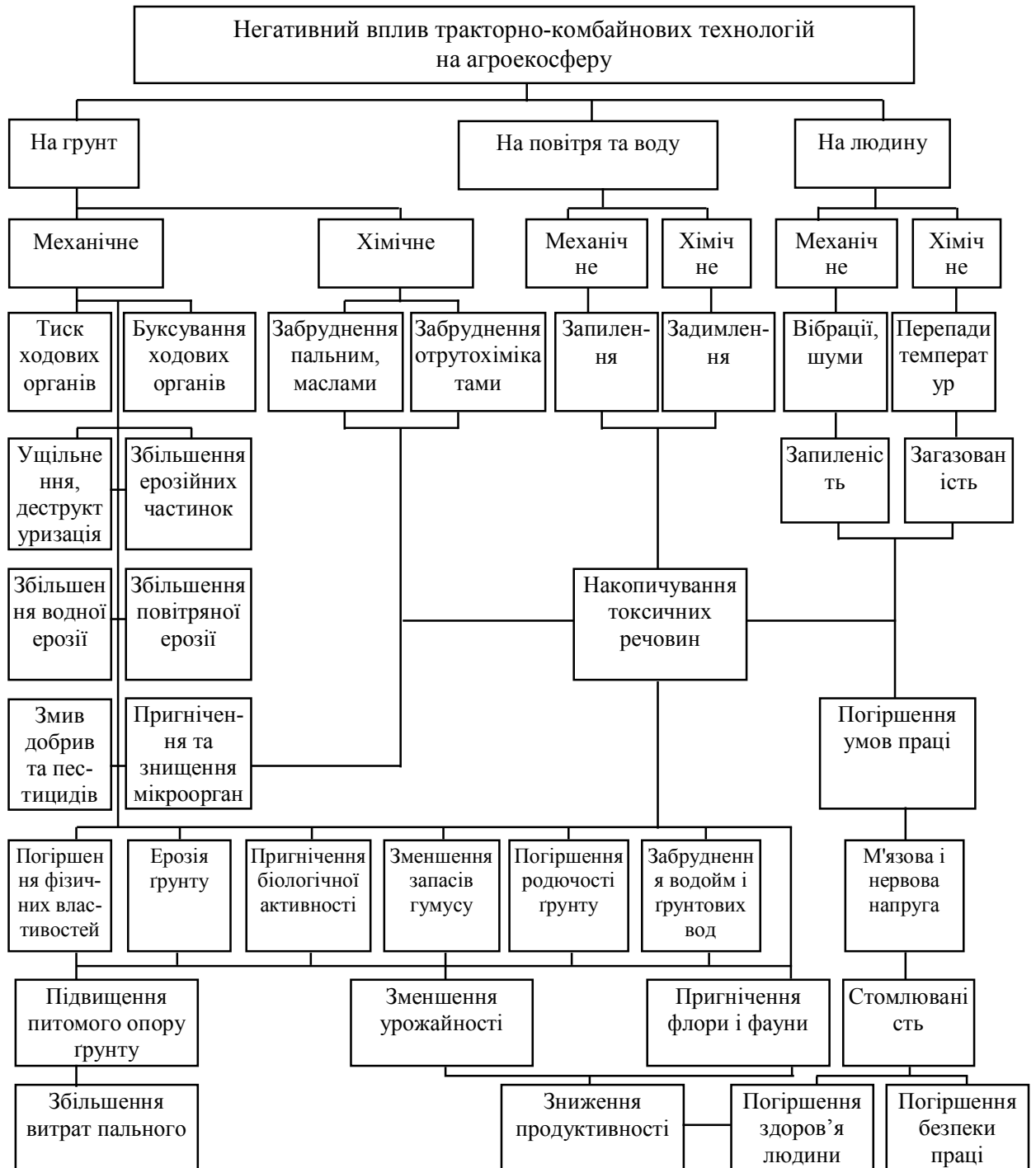


Рис. 1.1 – Класифікація негативних наслідків в рослинництві від впливу тракторно-комбайнових технологій на навколишнє середовище [5]

До 65 тон нині важить бурякозбиральний комбайн [19]. А це вдвічі більша його вага, ніж у 1960 роки. Ущільнююча дія на ґрунт від рушіїв таких тракторів і самохідних машин досягає 1 м і глибше [19]. При цьому спостерігається кумулятивний характер ущільнення ґрунту на великій глибині, де не проводиться його механічний обробіток. А це також суттєво знижує родючі властивості ґрунту і зменшує урожайність с.-г. культур.

За такою ситуацією у науково-практичній літературі нещодавно з'явився термін «машинна деградація ґрунту» [20,25-28,44]. Він означає комплекс шкідливих наслідків, які викликані високим тиском на ґрунт рушіїв мобільної техніки та робочих органів ґрунтообробних машин. Одним із найбільш вагомих факторів деградації ґрунтів є її переущільнення.

Землеробською наукою достатньо глибоко вивчені вимоги рослин до умов їх життєдіяльності та росту [16,29-35]. Вони докладно викладені в різних нормативах, більшість з яких реалізуються за допомогою с.-г. машин. Це водно-повітряний режим ґрунту, площа живлення, глибина закладання насіння, норми добрив, поливу, отрутохімікатів і низки інших факторів, що оптимізує ріст і розвиток культурних рослин. Сучасні сорти і гібриди володіють достатньо високим потенціалом в часті імунітету і продуктивності. Але цей потенціал реалізується тільки частково. І причиною цього є порушення оптимальних умов їх життєдіяльності і росту [36-39].

Світовим науково-практичним досвідом встановлено, що оптимальні фізичні умови звичайно складаються в добре структурованих ґрунтах [22,40,41,53]. Найціннішими з агрономічної точки зору є агрегати розміром від 0,5 до 5 мм (на думку інших вчених – від 0,25 до 10 мм) [39-41,53]. Структурованість ґрунту значною мірою залежить від гранулометричного складу, змісту гумусу, будови ґрунту (взаємного розташування ґрунтових часточок) [39-42,53]. Остання характеризується об'ємною масою (або щільністю) та пористістю ґрунту. Щільність ґрунту – один із найважливіших фізичних його характеристик.

З часів наукових праць І.Б. Ревута про оптимальну і рівновагому щільність [32,33,43] нині інтерес до цього показника значно виріс. Пов'язано це, насамперед, з проблемою переущільнення ґрунтів с.-г. технікою, а також із широким застосуванням мінімального обробітку ґрунту. Так у 2004 році вийшла в світ монографія «Щільність складання ґрунтів (генетичний, екологічний і агрономічний аспекти)», а у 2018 році «Деградація ґрунтів у світі, досвід її попередження і подолання» за редакцією відомого агрофізика і ґрунтознавця академіка УААН В.В. Медведєва [44]. У цих наукових працях на докладних експериментальних дослідженнях переконливо доведено великий вплив будови ґрунту на багато процесів, які протікають у ньому, та на ріст і розвиток рослин.

Багаточисельними дослідженнями інших ґрунтознавців встановлено, що рослини негативно реагують як на дуже щільний, так і на дуже пухкий склад ґрунту [40, 45, 46, 53]. Щонайкраще вони розвиваються за певною оптимальною щільністю.

На підставі узагальнених даних багатьох дослідників, серед яких роботи І.Б. Ревута, В.В. Медведєва, А.М. Васильєва, А. Крупчатнікова, І.Н. Головченко, С.Е. Дроговоза, І.К. Коваленко, Я.Н. Мухортова, С.А. Наумова, С.С. Рубина, А.Я. Рассадина, В.А. Русанова, А.С. Кушнар'ова та ін. [7-44,53] випливає, що оптимальна щільність різниться залежно від типу ґрунтів, гранулометричного складу і біологічних груп с.-г. рослин.

Результати багаточисельних досліджень щодо впливу щільності ґрунту на урожай с.-г. культур формалізують стійку закономірність між цими показниками. За даними проф. Кушнар'ова А.С. зменшення або збільшення щільності ґрунту, в порівнянні з оптимальною, на $0,1 \dots 0,3 \text{ г/см}^3$ призводить до зниження урожаю с.-г. культур на 20-40% [32,33].

Найбільш докладно вплив щільності ґрунту на урожай с.-г. культур представлений у монографії д.т.н., проф. Русанова В.А. [40]. За його дослідженнями залежність функції «урожай-щільність» має вид:

$$U = U_{max} [1 - C(\rho_{\phi} - \rho_{opt})^n], \quad (1.1)$$

де ρ_{ϕ} , ρ_{opt} – фактичне і оптимальне значення щільності ґрунту, г/см³;

U_{max} – максимальна величина урожаю, отримана при $\rho_{\phi} = \rho_{opt}$, т/га;

C – емпіричний коефіцієнт, см³/г;

n – показник ступеню, залежить від виду культурної рослини [40].

Результати оцінювання науковцями нинішнього стану ґрунтів при проведенні ними різних наукових досліджень [39] свідчать, що в багатьох випадках щільність агрофонів становить 1,3-1,45 г/см³. За таким значенням величини щільності ґрунтів, ураховуючи вищенаведений здобутий досвід науковців, можна стверджувати, що при вирощуванні с.-г. продукції її виробники, у переважній більшості, недоотримують врожаї щонайменше на 5-35%.

Також зменшення урожайності с.-г. культур відбувається внаслідок надмірного ущільнення поворотних смуг на полі [19], площа яких як правило становить 10-20% від площі поля.

Від переущільнення ґрунтів ходовими системами мобільних енергетичних засобів, с.-г. машин і транспортних засобів збільшується і опір ґрунту [47,110]. За даними британського вченого Саймона Блемора [4] більше 80% витрат енергії в землеробстві витрачається на те, щоб за допомогою одних машин відшкодувати збиток, який нанесений іншими.

В роботах науковців [4,48-52] наголошується, що для збереження і відновлення родючості ґрунтів, а також реалізації потенційної біологічної врожайності культурних рослин необхідно навчитися вирощувати їх без її руйнування та ущільнення самого об'єкту обробітку – ґрунту.

Разом з проблемою переущільнення ґрунтів ходовими системами сучасних тракторів і самохідних машин позначилися і інші невирішені актуальні та нагальні проблемні питання, як для засобів праці, так і самих предметів праці. Зокрема, проведений науковцем В.О. Улексінім [4] аналіз стану і тенденцій розвитку засобів механізації землеробства і рослинництва дозволив об'єднати їх у такі групи:

- погіршення родючості ґрунту через його ущільнення і руйнування рушіями машин;

- низький енергетичний ККД машин через надмірні витрати енергії на самопересування та необхідність розпушування ущільненого шару;
- висока енергоємність та металоємність машин;
- значна складність автоматизації виробничих процесів та низька пристосованість машин до технології точного землеробства;
- виснаження запасів палива, придатного для двигунів внутрішнього згоряння – основних енергетичних установок сучасних мобільних машин;
- негативний вплив машин на екосферу;
- соціологічна не престижність праці.

Також В.О. Улексін у своє монографії [4] робить висновок про те, що сучасні технології виконання робіт за допомогою традиційних машинно-тракторних агрегатів вичерпали можливість їх вдосконалення і, як система, що постійно розвивається, дійшла до стану насичення. Повсюдне застосування традиційних тракторно-комбайнових технологій, на думку таких вчених, як Тімонін В.Д., Жалнін Е.В., Муфтеев Р.С., Жук В.Я., Погорілий Л.В., Улексін В.О., Надикто В.Т. та ін. [2-5,21,52,54,], створило ряд серйозних проблем, вирішення яких неможливе в рамках загальноприйнятих способів вирощування культурних рослин.

Проведений аналітичний огляд науково-практичної літератури в цьому напрямку дозволив підсумувати наслідки невирішених проблем застосування традиційних тракторно-комбайнових технологій, які представлені у табл. 1.

За вищевказаних негативних наслідків від впливу тракторно-комбайнових технологій на навколишнє середовище ще в 30-і роки ХХ століття академік В.Р. Вільямс вимагав прибрати з полів колісну і гусеничну техніку [55]. Однак, на сучасному етапі – початку другої декаді ХХІ століття – еволюційний шлях створення нової техніки для сільського господарства неминуче призводить до того, що її вдосконалення досягається ціною послідовного зростання витрат на одиницю корисного ефекту [4]. Створення нових машин направлено переважно по шляху вдосконалення традиційних принципів і ускладнення базових конструкцій, їх подорожчання, тобто в напрямку, що вичерпало свій потенціал [4].

Таблиця 1.1 – Наслідки невирішених проблем застосування традиційних тракторно-комбайнових технологій [2-5,21,52,54]

Недолік традиційних тракторно-комбайнових технологій	Наслідок недоліку
Зростання продуктивності роботи с.-г. агрегатів	Підвищення маси с.-г. агрегатів (з 3 т у перших агрегатів і до 24 т у деяких сучасних)
Багатократне прикочування ґрунту рушіями машин	Відсоток покриття площі поля слідами коліс рушіїв становить більше 80% від площі поля. Зокрема, на вирощуванні зернових культур сумарна площа слідів коліс с.-г. агрегатів складає 100-200%, а на пропасних – 150-250%.
Наявність великих поворотних смуг на полі (від 10% до 20% від загальної площі поля)	Смуги прикочуються агрегатами 6-20 разів
Неминучість ущільнення орного і підорного смуг, руйнування структури ґрунту	Урожайність с.-г. культур зменшується на 5-50%.
Збільшення питомого опору ґрунту на 12-90%	Перевитрати пального при роботі агрегатів
Велике буксування рушіїв тракторів і самохідних машин	Збільшення витрат пального агрегатами, зношування шин, руйнування структури ґрунту
Збільшення кількості випускних газів від двигунів внутрішнього згорання	Забруднення ґрунту і повітря
Низька можливість автоматизації технологічних процесів	Збільшення витрат праці

В Україні вказані проблеми одним із перших окреслив академік Л.В. Погорілий [3], який наголошував що: «...збільшення валового виробництва продукції в рільництві можливо при остаточному відході від тягової концепції трактора. Мобільні енергетичні засоби будуть поступово перетворюватися з робочих енергомашин у носії і передавачі енергії робочим органам і машинам, які пересуваються по спеціальній колії або штучно створених доріжках».

На підставі вищевикладеного не викликає сумніву і здорового глузду той факт, що найбільш перспективним напрямком усталеного розвитку сільського господарства є впровадження передових технологій і технічних засобів. В свою чергу перспективні інноваційні технології повинні ґрунтуватися на ощадних адаптивно-ландшафтних системах землеробства, які сприяють підвищенню родючості ґрунтів при мінімальних витратах праці і енергії. При цьому вони повинні забезпечувати оптимальну щільність складання орного шару при зменшенні числа проходів с.-г. агрегатів по полю. Оскільки щільність складання ґрунту – є найважливішим фактором її родючості, одним із головних показників якості обробітку, що впливає на ріст і розвиток рослин і визначає умови життєзабезпеченості їх живильними речовинами і вологою.

Машини і засоби механізації виробництва с.-г. продукції повинні забезпечувати ці вимоги технологій. Для підвищення ефективності їх взаємодії і у відповідності з тенденціями науково-технічного прогресу в області механізації необхідно постійно підвищувати рівень функціонування технічних засобів за рахунок комплексної механізації, електрифікації, автоматизації і роботизації с.-г. виробництва, щоб забезпечити оптимальні технологічні, енергетичні, екологічні, техніко-економічні та інші показники роботи.

1.1.2. Розвиток способів зменшення ущільнюючого впливу ходових систем енергетичних засобів та машин на ґрунту

З метою зниження ущільнюючої дії рушіїв мобільної с.-г. техніки на ґрунт агроінженерами та науковцями пропонується низка технічних і технологічних рішень. Серед них самими очевидними є або зменшення ваги машини, або збільшення контакту опорної поверхні рушіїв з ґрунтом. У першому випадку ми одразу стикаємося з протиріччям класичних законів механіки – якщо зменшити вагу трактора, то і тиск на ґрунт зменшиться, але також погіршаться і його тягово-зчіпні властивості. Тому, щоб зберегти тягово-зчіпні властивості на необхідному рівні доводиться використовувати великі ґрунтозачеми і збільшувати площу контакту коліс с ґрунтом [10,56]. Останнє досягається за рахунок здвоювання або зстроювання коліс, встановленні коліс з широкопрофільними і абочними шинами, зниження тиску повітря в шинах [19,34,57-63,65,69,144].

Незважаючи на певні переваги, які можна отримати в результаті спарювання коліс енергетичних засобів, є і інший негативний бік цього технічного прийому. Зокрема, це стосується ущільнення ґрунту між спареними колесами трактора, що залишає гребні ріллі на полі, підвищення коефіцієнту опору перекочування, радіусу повороту, погіршення його керування тощо [26,34,71].

Також при використанні на тракторах шин наднизького тиску це не дозволяє розвивати ними достатньої рушійної сили для долання тягового опору агрегату [19,48]. Саме з цієї причини вони не знайшли використання на машинно-тракторних агрегатах.

Водночас рішення проблеми ущільнення ґрунтів ходовими системами мобільної техніки супроводжується ускладненням конструкції машин, значним ростом витрати палива, а саме головне – вирішує проблему тільки частково, оскільки вплив на ґрунт все ж таки залишається [19,48].

Зменшити тиск на ґрунт і покращити тягові характеристики трактора можна, якщо використовувати замість пневматичного колеса металеві

гусениці [19,48]. При цьому питомий тиск на ґрунт і глибина колії від рушіїв зменшується (наприклад для трактора К-701 в 2 рази) [19,48]. Але до недоліків металевих гусениць відносять: руйнування покриття доріг, передача вібрацій від двигуна і механізмів ґрунту, від чого він сильно ущільнюється, нерівномірно розподіляється площа контакту з ґрунтом. Оскільки вертикальне навантаження від кожного катка гусениці трактора передається на ґрунт через один трак і в результаті статичний тиск в зоні її контакту збільшується в декілька разів [19,48].

Оснащення гусеничного трактора гумовою пневматичною гусеницею з автоматичним натягом також має низку негативних наслідків від їх застосування. Зокрема, у порівнянні з металевою гусеницею це можливість проколу, низькі тягові якості на ковзких покриттях, чутливість до низьких температур повітря, низька ремонтпридатність, відносно низький термін служби ходової частини тощо [19,48].

Інший спосіб зменшити ущільнюючу дію рушіїв мобільної техніки на ґрунт – це зменшення кількості операцій в технологічному циклі вирощування культур. На практиці наглядно реалізується такий шлях за рахунок використання комбінованих сільськогосподарських агрегатів [64-68].

У країнах з високорозвиненим сільським господарством давно відмовилися від багатоопераційних технологій передпосівної обробки ґрунту і велику увагу приділяють зменшенню загальної кількості операцій з обробітку ґрунту однократною багатофункціональною операцією. Майже повсюдно застосовують комбіновані технологічні агрегати для підготовки ґрунту під посів [3,48,70].

До основних недоліків складання комбінованих машинно-тракторних агрегатів є їх громіздкість, металоємність, збільшення кінематичної довжини агрегатів тощо.

Інший спосіб рішення проблеми негативної дії ходових систем мобільної техніки на ґрунт полягає у зменшенні кількості складових або спрощенні агротехнічного комплексу. Наприклад, відомий спосіб, за яким важкий «тягар» винесено до краю поля, а на самому полі залишено тільки

сільськогосподарське знаряддя, яке рухається за допомогою тросу від «тягаря» [48,72]. Такий «самохідний паровий плуг» запропонував ще у кінці XIX століття засновник німецького сільськогосподарського товариства (DLG) агроінженер Макс Айт. В якості «тягарів» тут виступали так звані «парові трактори».

За таким способом обробітку ґрунту свого часу у Московському інституті інженерів сільськогосподарського виробництва був створений реактивний плуг [48]. Але ж технічна проблемність реалізації цієї ідей не дозволила їй набути подальший розвиток .

З точки зору поки маловідомої теорії розв'язання винахідницьких завдань (ТРВЗ) розвиток с.-г. машин відбувається в напрямку зменшення площі слідів їх рушіїв на полі [48]. Відповідно до цієї теорії на зміну No-till технології з технологічної колією приходять мостові системи (рис. 1.2).

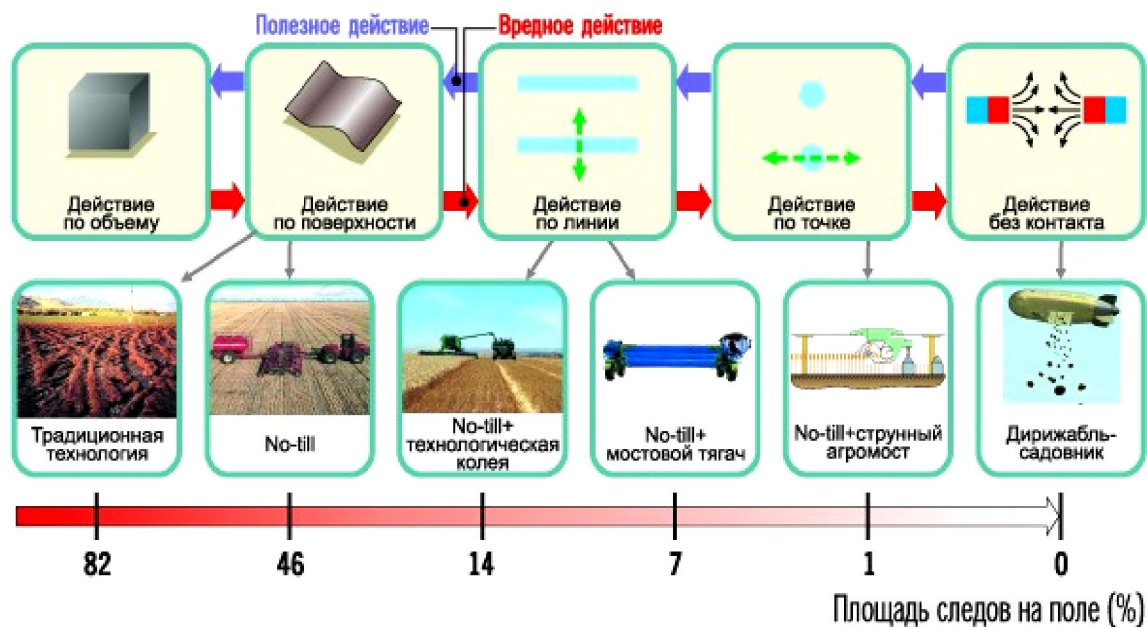


Рис. 1.2 – Розвиток машин в напрямку зменшення площі слідів їх рушіїв на полі (за теорією ТРВЗ) [48]

Тобто на думку вчених цієї теорії вирішити проблему ущільнення ґрунту можна шляхом зменшення площі слідів рушіїв енергозасобів на полі (рис. 1.3) [48]. Ними вважається, що, в традиційному обробітку ґрунту, де використовуються агрегати різної ширини захвату та з різною колією,

відсоток покриття площі поля слідами коліс рушіїв становить більше 80%. Перехід до технологій мінімального обробітку (No-till) зменшує покриття слідами від рушіїв коліс на полі до 46%. Перехід на колійну систему землеробства, або як її називають закордонні науковці – Controlled Traffic Farming (CTF), дозволяє значно збільшити ефект у зменшенні ущільнюючої дії рушіїв коліс ходових систем агрегатів на ґрунт, залишивши покриття площі слідів коліс на полі не більше 14%. Якщо реалізувати принципи колійної технології землеробства мостовими тракторами, типу Даулера, то площа від слідів їх коліс зменшується до 7-10%. Відмінною особливістю мостових тракторів типу Даулера від інших енергозасобів є те, що вони пересуваються по постійній колії, яка розташована на відстані, рівному їх прольоту, в зоні якій і розміщуються сільськогосподарські знаряддя.


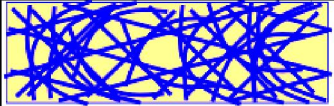

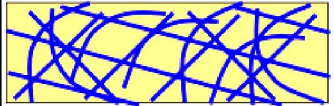

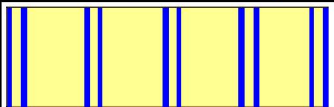

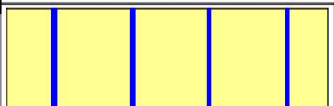

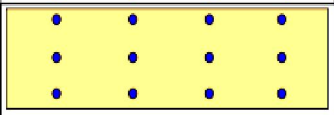
Технологія обробітку ґрунту	Характер взаємодії машин з полем	Площа покриття поля слідами машин	Форма і розміщення слідів на полі
Традиційна		82%	
Нульова (No-till)		46%	
No-till + технологічна колія (CTF)		14%	
No-till + технологічна колія + мостовий трактор типу Даулера		7 - 10%	
Агроміст		≤ 1%	

Рис. 1.3 – Концепція розвитку технологій обробітку ґрунту та засобів механізації шляхом зменшення площі контакту з полем, яка здійснюється в напрямку: від багато хаотичних слідів на полі – менше хаотичних слідів – упорядкування слідів – зменшення упорядкованих слідів – до відсутності контакту зовсім [48]

За вказаною теорією ТРВЗ впливає (див. рис. 1.10), що повне виключення негативного впливу ходових систем на ґрунт можна досягти

використанням агромотів, які представляють собою сільськогосподарський агрегат, що базується на парі рушіїв, і який переміщується по напрямних, які прокладені уздовж поля [48].

1.2. Колійна та мостова системи землеробства – перспектива підвищення ефективності рослинництва

Землеробство з використанням постійної технологічної колії – це відокремлення зон руху від зон оброблення рослин [49-52,73-108,125]. Ідея колійної системи землеробства обумовлена наслідками рішення принципового протиріччя в системі «рушій-грунт». Суть якого полягає в тому, що для досягнення енергетичним засобом високих тягово-зчіпних властивостей рушії останнього повинні контактувати з сухою і твердою поверхнею ґрунту, а для нормального росту культурних рослин потрібна оптимально вологе і пухке середовище [83]. Практично такі вимоги можна задовольнити тільки тоді, коли чітко розмежувати на полі зони руху енергетичних засобів (технологічна зона поля) і зони росту рослин (агротехнічна зона поля). На практиці це означає, що для обробки ґрунту, посадки рослин, обприскування та збирання використовуються одні й ті самі колії для руху агрегатів. Тобто функціональне призначення площі поля розділяється на плодоносну (агротехнічну) та технологічну (інженерну) зони (рис. 1.4) [73-108].



Рис. 1.4 – Схема, яка пояснює суть колійної системи землеробства

Світовою практикою вже накопичений певний досвід в напрямку вивчення та практичної реалізації системи колійного землеробства. Дослідження в цьому напрямку проводять в США, Ізраїль, Австралія, Англія, країни Західної Європи, Росія та Україна [49-52,73-108]. За цими дослідженнями агрегати для руху по слідах постійної технологічної колії комплектуються або на основі модифікованих с.-г. енергетичних засобів, або на базі самохідних агромотів з шириною захвату 6-10 м.

В Австралії близько 1 млн га оброблюється із використанням постійної технологічної колії [45,89,90]. Австралійський фахівець з питань ущільнення ґрунту Рохан Ренбоу [96] висловлює таку думку: «Насправді проблема ущільнення ґрунту проста і вирішити її не складно, важливо зрозуміти головне – як розташовувати машину на полі та як вона переміщується по ньому». На його погляд ідеальне розміщення енергозасобу – коли його колеса знаходяться на відстані 2-3-х метрів від його центральної поздовжньої вісі і переміщуються по одній колії. Те ж стосується і іншої техніки, що рухається по полю, – «колеса повинні прямувати слід у слід по єдиній колії».

Перший практичний досвід використання постійної технологічної колії показав, що реальним ефектом, який можна отримати вже на першому році впровадження системи землеробства з постійною колією, є зниження витрат на виробництво продукції [75]. Це відбувається, в першу чергу, за рахунок менших витрат енергії агрегатів, оскільки рух слідами постійної технологічної колії однозначно характеризується як зростання тягово-зчіпних якостей енергетичного засобу, так і значним зниженням опору на його перекочування [52]. З результатів досліджень проведених в Австралії, випливає, що твердість ґрунту в зоні доріжок технологічної колії приблизно в 5 разів вища, ніж щільність ґрунту агрофону [45,89,90]. В результаті тяговий коефіцієнт корисної дії трактора зростає не менше, ніж на 8%, а витрати палива зменшуються на 11% [96].

Аналогічні результати отримані Південним філіалом ННЦ ІМЕСГ [109]. Агрегат, ширина захвату якого була рівною 12,6 м, складався із

модульного енергетичного засобу МЕЗ-200, зчіпки СН-75, центрального культиватора КРН-8,4 і двох бічних культиваторів КРН-2,1. Твердість ґрунту по слідах постійної технологічної колії по якій рухався агрегат була більшою в 3,56 разів у порівнянні з твердістю слідів на розпушеному ґрунті. Якщо при русі енергетичного засобу по розпушеному ґрунті буксування його рушіїв було 9%, то при русі слідами постійної технологічної колії воно знизилося до 7%. Робоча швидкість руху просапного агрегату зросла при цьому з 7,85 до 8,05 км/год, витрата палива енергетичним засобом зменшилася з 21,3 до 19,0 кг/год, тобто на 12,1%.

Можливість руху с.-г. агрегатів в колійному землеробстві з більшою робочою швидкістю пояснюється не тільки зниженням буксування рушіїв енергозасобу, а і підвищенням його плавності ходу, яка досягається кращою поздовжньою вирівняністю слідів постійної технологічної колії у порівнянні з мікрорельєфом оброблюваного поля [52]. У тих випадках, коли відбувається приріст швидкості в агротехнічно допустимих межах, зниження витрат праці може перевищити 10% [52].

Слід також відзначити, що рух агрегатів по постійній колії створює основу автоматизації вирощування с.-г. культур [52,111-123]. Роботи в цьому напрямку вже давно ведуться в Національній лабораторії динаміки ґрунтів США [124].

Загалом, система землеробства з постійною технологічною колією має наступні переваги [52,111-124]:

- менша вартість виконання агротехнічних операцій через зменшення витрати палива, часу і праці, економії на насінневому матеріалі, обприскуванні та добривах. Близько 10-25% економії може бути отримано в перший рік її впровадження;

- менша ерозія ґрунтів та покращується його здатність до накопичування вологи;

- сполучається з системою нульового обробітку ґрунту і дає можливість отримувати максимальний прибуток від її використання;

- покращується керування точними с.-г. знаряддями і системами. Створюється основа для керованого землеробства;
- продуктивність роботи агрегатів збільшується.

Навіть під час культивуації можна очікувати 50% економії палива від використання постійної технологічної колії [82]. Втрати врожаю від не засаджених колій залежать від відстані між ними. Але врожайність с.-г. культур на площі, яка не підпадає під рух тракторів і самохідних машин, збільшується [77, 82].

Можна ще більше зменшити площу покриття поля слідами коліс мобільних засобів, якщо збільшити відстань між технологічними коліями, як це показано на рис. 1.5 на прикладі вирощування цибулі [126].

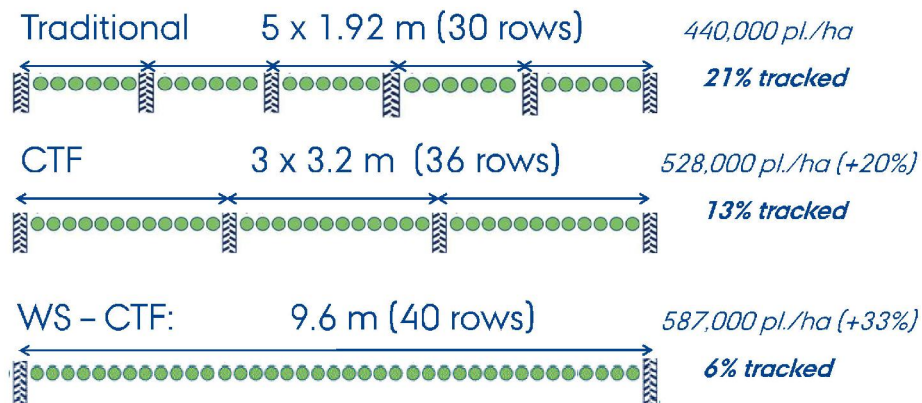


Рис. 1.5 – Схема, що пояснює ефект зменшення площі під постійну технологічну колію на полі в залежності від відстані між нею [126]

Але для реалізації такої стратегії (див. рис. 1.5) на серійному тракторі, навіть при збільшенні його колії до 3 м, не завжди є технічно надійним [127].

Найбільш доцільним реалізувати вказану стратегію можна іншим радикальним шляхом, через створення іншої нової компоувальної схеми трактора. Такий підхід було реалізовано у вигляді так званого «ширококолієного транспортного засобу (портального трактора)» (wide span vehicle (gantry) [128-132].

Ширококолієний транспортний засіб (або портальний трактор) – це енерготехнологічний засіб с.-г. призначення з довгою несучою балкою,

відмінною рисою якого від інших енергетичних засобів є те, що він рухається по слідах постійної технологічної колії, яка розташована на відстані, рівному його прольоту, в зоні якої і розміщуються с.-г. знаряддя (рис. 1.6) [128-132].

В 1975 році свій перший мостовий трактор побудував Девід Даулер [91]. Цей чотирьохколійний трактор мав проліт 12 метрів і поворотні колеса, які забезпечували йому високу маневреність (див. рис. 1.6). Мостовий трактор Даулера переміщувався по слідах постійної технологічної колії, розташованій на відстані, рівній його прольоту. Рух трактора в поздовжньому напрямку забезпечувався поворотом ведучих коліс на 90° .

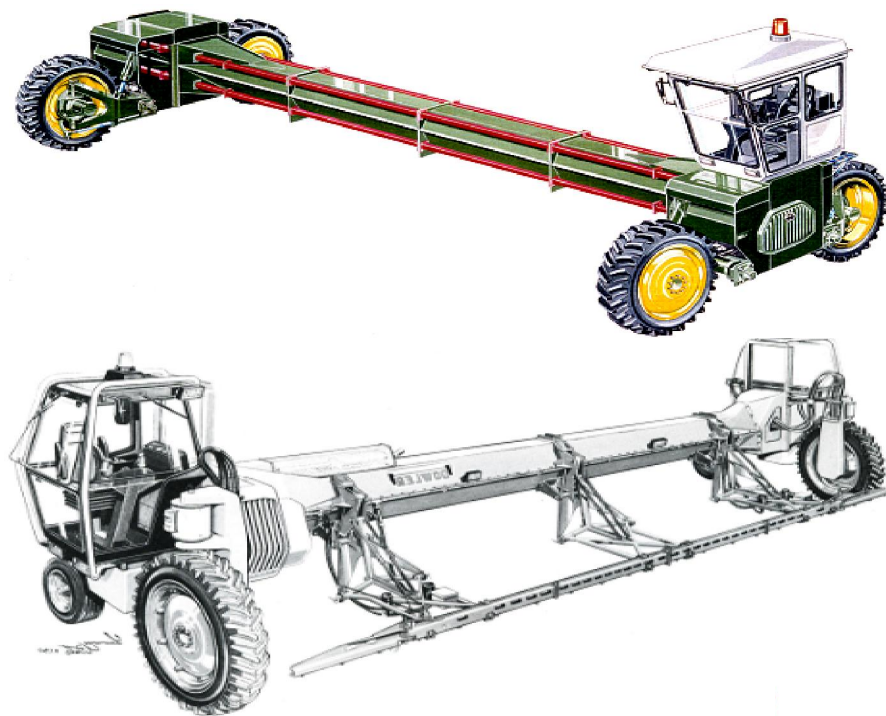


Рис. 1.6 – Мостовий трактор Даулера

Проведені випробування подібних мостових тракторів типу Даулера (рис. 1.7) в Австралії, Великобританії та Голландії показали [91, 128-132], що вартість посіву культур знижується на 40%, економія енергії при обробітку ґрунту досягає 55%, суттєво покращується якість обробітку і структура ґрунту, урожайність с.-г. культур при цьому збільшується на 10%. Інший досвід застосування мостових тракторів у зернових господарствах, показав, що вони можуть бути використані як заміна або доповнення до існуючих тракторних

систем, а їх використання дозволяє підвищувати врожайність зернових культур на 7% [133,134].



Рис. 1.7 – Випробування мостового трактора Даулера [91]

Більшість науковців, які працюють в цьому напрямку, вважають [128-135], що довжина прольоту мостового трактора повинна бути в межах від 3 до 21 м (рис. 1.8). Залежить це від особливостей вирощуваної культури, обмеженнями на розміри транспортних засобів і економічної ефективності.

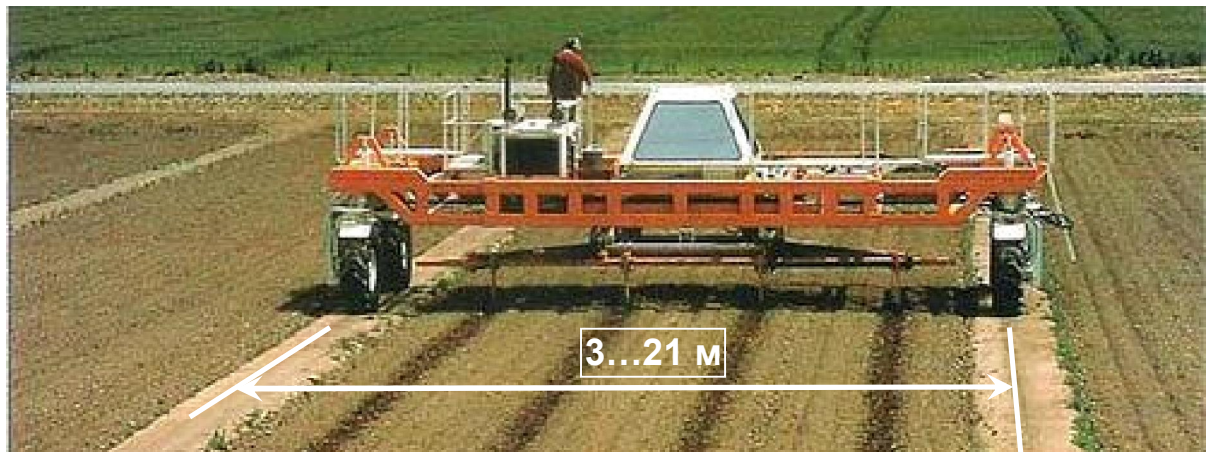


Рис. 1.8 – Схема руху мостового трактору по слідах постійної технологічної колії

Свого часу в Ізраїлі на базі трактора з двигуном потужністю 180 к.с. був створений мостовий трактор, який мав ширину колії 5,8 м (рис. 1.9а) [19, 48]. Цей трактор пройшов випробування на культивуванні, сівбі, внесенні мінеральних та органічних добрив. В Швеції компаніями ТЕС і Biovelor АВ також був створений дослідний зразок мостового трактора «BIOTRAC» (рис. 1.9б) [19, 48]. Цей трактор був призначений для точного землеробства з

керуваним рухом по технологічних коліях і системою глобального позиціонування GPS.



а) Ізраїльський мостовий трактор

б) Мостовий трактор «BIOTRAC»

Рис. 1.9 – Приклади перших мостових тракторів в світі [19, 48]

Нещодавно компанією ASAS-Lift разом з Орхуським університетом і підприємством Kjedaahl Farm, розташованим на острові Samsø, був представлений мостовий трактор ASA-Lift WS 9600 WS (рис. 1.10) з шириною колії 9,6 м [127, 132].



Рис. 1.10 – Мостовий трактор ASA-Lift WS 9600 WS [127]

Бразильська Науково-технічна лабораторія біоетанолу (СТВЕ) нещодавно представила світу мостовий трактор ETC (рис. 1.11), призначений для вирощування цукрової тростини [136]. Проблема надмірного ущільнення ґрунтів засобами механізації при вирощуванні цукрової тростини також актуальна в Бразилії. Важка техніка на цукровій плантації змінює фізичну структуру ґрунту з негативними наслідками для росту коріння рослин,

біологічної активності, вологості і здатності її втримувати. Щоб звести до мінімуму такі негативні наслідки лабораторія СТВЕ розвиває концепцію колійного землеробства (ЕТС) з метою зниження на 80% ущільнення ґрунтів, підвищення продуктивності праці та економії палива.



Рис. 1.11 – Бразильський мостовий трактор ЕТС СТВЕ [136]

Практичний досвід використання порталних тракторів в різних країнах світу показує, що їх використання має наступні переваги в порівнянні з традиційними [19,48,127-136]:

- економія енергії при обробітку ґрунту досягає 55%;
- вартість посіву культур зменшується на 40%;
- покращується якість обробітку і структура ґрунту;
- мінімізуються втрати площі на проїзди с.-г. техніки;
- досягається висока точність позиціонування знарядь;
- автоматизація виконання агротехнічних операцій;
- підвищується врожайність с.-г. культур на 7-10%.

Проведений нами аналіз компоновальних схем вказаних ширококолієних агросасобів показав їх відмінність за типом ходової частини, дорожніх шляхів, прольотної балки, розміщенням робочих органів, джерелом живлення, розташуванням кабіни, способами переміщення в робочому і транспортному стані, транспортуванням вантажів, керуваністю та ін. [84,137-138] Принципова відмінність їх компоновальних схем від традиційних

машинно-тракторних агрегатів, специфіки використання і принципах функціонування ускладнює застосування загальновідомих методик в оцінки їх експлуатаційно-технологічних властивостей, що дозволяє констатувати актуальність даних досліджень.

Загалом за своєю компоувальною схемою ширококоліїний агрозасіб для колійної системи землеробства може розміщати с.-г. робочі органи (знаряддя) за такими схемами: «середнє» навішування, коли останні розміщені усередині колісної бази агрозасобу; «заднє» навішування, коли вони розміщені позаду неї; «фронтальне» навішування, коли робочі органи розміщені попереду нього [137,138].

Водночас у світі намічені певні тенденції в удосконаленні конструкції триточкових навісних пристроїв мобільних енергетичних засобів [139-147]. Але питанням щодо обґрунтування параметрів навісних механізмів ширококоліїних агрозасобів приділяється недостатньо уваги. Причинами цього є принципова відмінність їх компоувальних схем та специфіки їх використання, а також умов функціонування.

Суттєве вирішення проблеми ущільнення ґрунту можна здійснити використанням мостової системи землеробства, яка основана на використанні агромостів [84,148-156]. Агроміст – це потужний с.-г. агрегат, який переміщується по напрямних, прокладених уздовж поля (рис. 1.12) [148].

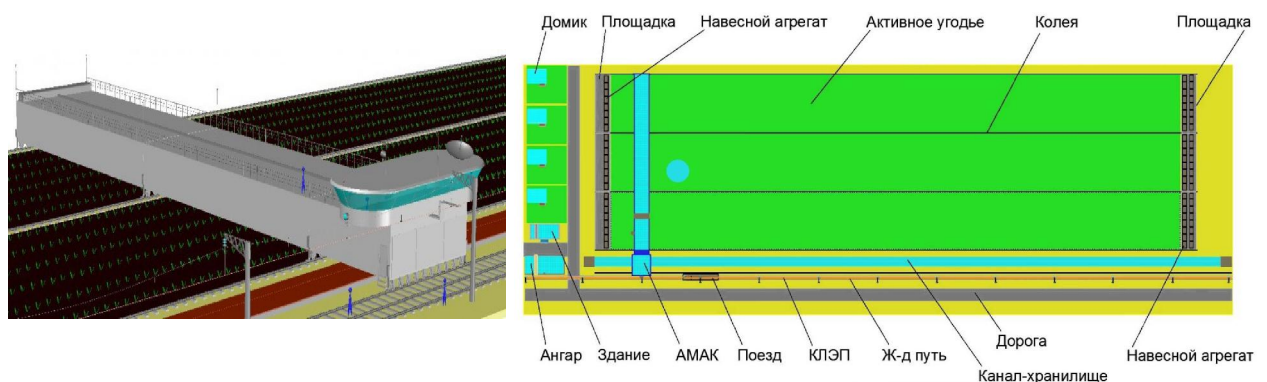


Рис. 1.12 – Автоматизований мостовий агротехнічний комплекс (АМАК) [148]

За даними члена-кореспондента Російської академії сільськогосподарських наук В.В Лозовського [4] вперше землеробські агрометри з'явилися у Південно-Західній Азії (В'єтнам, Філіппіни), де вони використовувалися на вирощуванні рису. В Європі подібні агрегати вперше з'явився у 1860-х роках, коли Генри Крафтон запропонував покласти на два гусеничних паровика 15-ти метрову балку, до якої підвішували сільськогосподарські знаряддя.

10 липня 1930 року радянський науковець М.А. Правоторов [4] подав в президію Всесоюзної Академії сільгоспнаук ім. Леніна лист з пропозицією по створенню агрометрів. Тоді воно було розглянуто, але залишилося без подальших дій. Через 37 років він же виступив на НТС всесоюзного об'єднання «Сільгосптехніка» з доповіддю «Мостовий метод – нова орбіта в техніці землеробства», але ж ця ідея знов не знайшла підтримки серед науковців. Лише в 1973-1977 рр. в СРСР були створені і досліджені декілька конструкцій агрометрів на полігоні ПКФ ВІМ. Нажаль, перші зразки відзначалися громіздкістю і високою металоємністю. У досліджах використовувалися електровізки з комплектом с.-г. знарядь, які рухалися по сталевих рейках. За результатами їх досліджень були отримані багатообіцяючі результати: урожай цукрового буряка (без зрошення) сягав 138,4 т/га, столового буряка – 41,1 т/га без зрошення, а із зрошенням – 88 т/га [4].

Пізніше в 1983-1986 роках були досліджені кращі представники агрометрів той епохи, серед яких багатопрольотний агроміст, досліджений у колгоспі «Красная Осетия», тепличний агроміст ВІСГОМ, випробуваний в дослідному господарстві «Фаустово» Московської області та інші [4].

У 1970 роках за кордоном перший експериментальний агроміст з'явився на дослідному полі префектури Сайтами в Японії [4]. Дещо раніше патенти на такі установки були видані в США і Великобританії [4].

З 1977 року російським науковцем Ю.Н. Жуковим проведена велика винахідницька робота, який є автором запатентованої конструктивної схеми автоматизованого мостового агротехнічного комплексу (АМАК) [148] (див.

рис. 1.12). АМАК – це самохідний сільськогосподарський завод, установлений поперек поля або групи полів. Каркас його корпусу піднесений заввишки над ґрунтом на відстані 2-3 м і за допомогою необхідної кількості опор з електрифікованими ходовими системами установлений на постійній технологічній колії передбачалося авторами розробки виготовлювати із полегшених металоконструкцій та пластику. Під час роботи зі швидкістю 1-5 км/год його переміщення вздовж поля передбачалося човниковим способом. В кінці гону він повинен був не розвертатися, із угіддя на угіддя не транспортуватися, а демонтуватися після закінчення ресурсного терміну служби (25-50 років). Тобто він мав реалізувати принцип «цехового» землеробства. Гіпотетично у АМАК-системі авторами були вирішені питання просторового узгодження транспортування технологічного матеріалу, обслуговуючого персоналу, навісних модулів, збирання та зберігання урожаю, оперативного контролю за технологічним процесом, резервування найбільш відповідальних складових частин, ремонту, забезпечення мікроклімату всередині комплексу. Але практично всі технічні рішення АМАК-системи виконані лише на рівні винаходів.

Серед науковців, які внесли певний вклад в розвиток агромотрових систем, слід віднести: В.А. Правоторова, В.В. Лазовського, В.П. Бондаренко, А.К. Дидебулідзе, В.Т. Змієвського, Г.А. Мікаеляна, В.Д. Тімоніна, Ю.М. Жукова, І.А. Майсова, Ю.И. Афанасікова, В.И. Городничева, В.Ф. Косенко, В.О. Улексіна та ін.[4,52,148-156]. Лише тільки Іваном Майсовим [149] отримано більше 100 патентів і авторських свідоцтв на конструкцію агромотровів.

Багатьма науковцями, які працюють в цьому напрямку переконливо доведено, що агромотрови дозволяють не тільки виключити негативний вплив ходових систем на ґрунт, але і впровадити у сільське господарство індустріальні методи виробництва продукції, характерні для промисловості. Передумови широкого впровадження агромотровів полягають в наступному [4, 52,148-155]:

- ґрунт не піддається впливу збоку ходової частини мостового агрегату, що практично виключає будь-яке його ущільнення;

- продуктивність роботи значно зростає із-за збільшення ширини захвату, швидкості руху, стійкого додержання прямолінійного переміщення, можливості цілодобової роботи та незалежно від погодних умов, використання електроприводу робочих органів, застосування електротехнологій тощо;

- створюється можливість автоматизації всіх технологічних операцій з вирощування с.-г. культур в оптимально агротехнічні строки;

- виникають умови для ефективного впровадження програмування урожаїв з їх підвищенням до максимального біологічного порогу за рахунок координатного посіву і догляду за рослинами.

Поява мостових агрегатів передбачає широке застосування такого прогресивного методу зрошення, як кореневе водопостачання рослин [4]. Урожайність сільськогосподарських культур підвищується при цьому на 20-30%, а норма зрошення (у порівнянні із дощуванням) зменшується в 10-15 разів. Є і інші переваги, які підтверджують великі потенційні можливості мостових агрегатів [52]. Але, із-за значної матеріалоємності та високої вартості перших варіантів агромотів, а також значних початкових капіталовкладень ці агрегати до сьогодні не знайшли будь-якого застосування та використання.

Відомо багато технічних рішень мостових агрегатів, які розрізняються типами ходової системи, конструкцією пролітної балки, джерелами живлення, способами руху в робочому й транспортному положеннях, способами переміщення робочих органів та транспортування вантажів, керування і т.і. [4]. Концептуально слід зазначити два напрямки розвитку ширококоліїних агросистем (рис. 1.13) [4,52]. Перший з них – це самохідні порталні конструкції кранової схеми. Другий – це полехіди – самохідні ширококоліїні шасі.

Усі наукові праці та матеріали з розгляду питань та проблем мостового землеробства можна умовно поділити на три категорії. До першої слід

віднести проблемні статті загального характеру, в яких викладена проблематика питання і намічені основні напрямки вирішення проблеми. Найчастіше автори таких публікацій далекі від практичної реалізації своїх ідей. Їх метою не є створення і використання конкретної машини, схему якої вони, як правило, пропонують. Дуже часто виявляється, що ідеї створення машини відірвані від реальності і навіть при поверхневому аналізі виявляються їх економічна або технічна неспроможність.

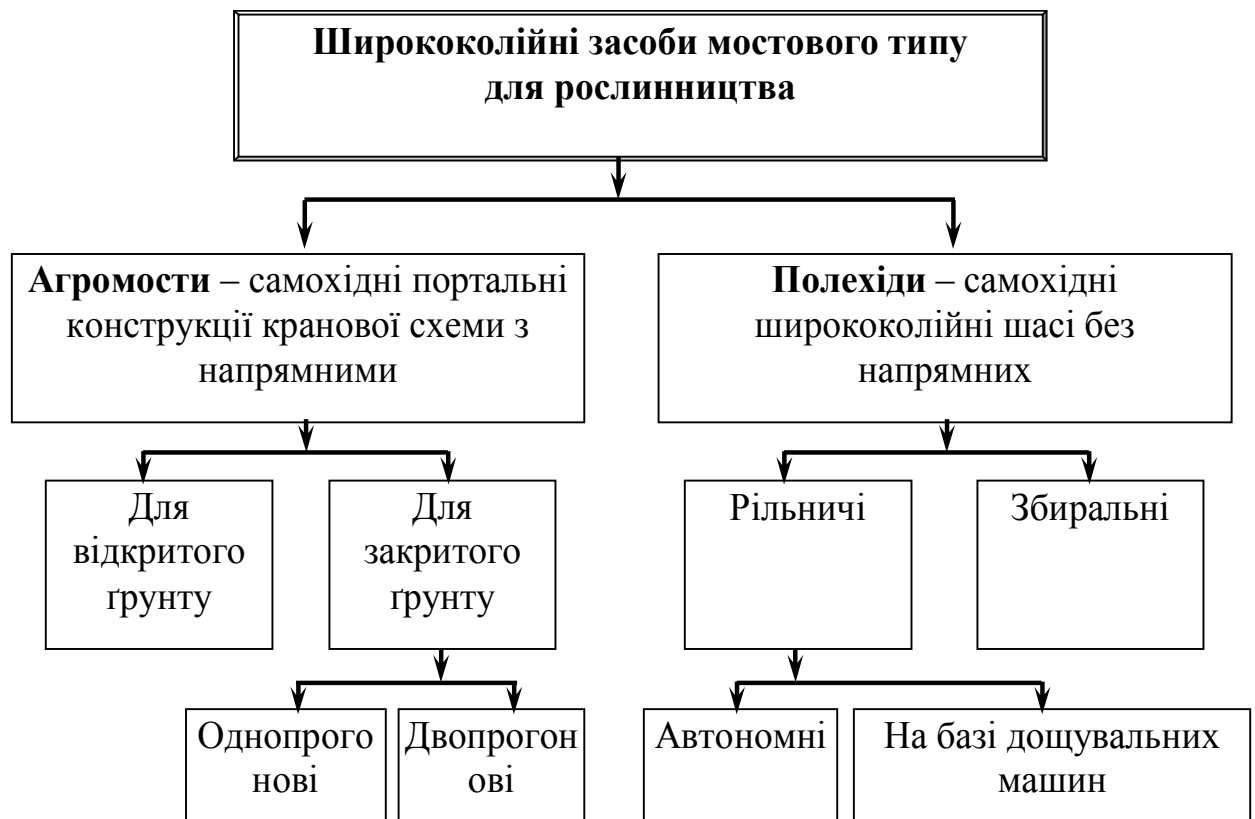


Рис. 1.13 – Класифікація енерготехнологічних засобів мостового типу [4,52]

На відміну від публікацій загального характеру, в яких до проблем підходять системно і не завжди враховують можливість практичної реалізації запропонованих рішень, прикладну цінність мають роботи [4], автори яких спробували практично реалізувати мостову машину. Результати досліджень, які викладені в публікаціях прикладного характеру, дозволяють визначитися з розмірами, масою, потужністю мостової машини. Здебільшого ці публікації висвітлені в монографії [4].

До третьої категорії слід віднести авторські свідоцтва та патенти на винаходи та корисні моделі. Незважаючи на те, що в більшості патентів вони виступають тільки як гарант захисту особливих прав його власника на певне дизайнерське або технічне рішення, все ж таки їх розгляд і аналіз дозволяють визначити спрямованість думки і пошуків винахідників [4].

Аналізом проведених нами світових публікацій за напрямом реалізації та впровадження ідеї мостового землеробства слід констатувати, що агрономі не знайшли нині подальшого практичного поширення у с.-г. виробництві через складність, дорожнечу та їх металоємність. Зокрема науковці приходять до висновків, що впровадження таких мостових систем потребує на 1 га ріллі 17,5 т металу [4]. Також відсутнє наукове підґрунтя для практичної реалізації агрономостової технології.

Незважаючи на неможливість поки що практичного втілення мостових систем у с.-г. виробництво, все ж таки слід констатувати, що воно є передумовою або неминучою ланкою в еволюції аграрної інженерії, на шляху від трактора до складних роботизованих систем. Його практичне впровадження дозволяє усунути проблеми традиційних тракторно-комбайнових технологій і є радикальним початком ери роботизації с.-г. виробництва.

У підтвердження сказаного слід відзначити, що чимало світових провідних фірм та наукових установ працюють нині над проектами щодо створення «безпілотних» мобільних енергетичних засобів [114,115,117,122,123,157].

Очевидно, що і сам вектор науково-технічного прогресу нині в галузі механізації спрямований на роботизацію рослинництва [111-117,127]. Агроробот – повністю програмована роботизована енерготехнологічна машина, здатна виконувати низку технологічних операцій. Водночас робот може налагодити спільну роботу і з іншими подібними машинами, які утворюють цілу інтелектуальну мережу.

Загалом можна констатувати, що у більшості наукових праць з розгляду проблем і перспектив розвитку сільського господарства [1-157] сформульовані висновки щодо стратегії досліджень в галузі механізації с.-г. виробництва, з яких слід зазначити наступні:

- розроблення машинних технологій і технічних засобів для системи точного землеробства;
- створення принципово нових способів агрегування с.-г. техніки;
- автоматизація й роботизація сільськогосподарських процесів.

1.3. Стан та особливості дослідження закономірностей функціонування ширококоліїних агрегатів за принципами колійного землеробства

Серед багатьох наукових праць у яких наводяться результати дослідження закономірностей функціонування агрегатів за принципами колійного землеробства спочатку проаналізуємо досвід використання постійної технологічної колії, призначеної для руху по ній рушіїв серійного (традиційного) енергетичного засобу. В такому контексті розглянемо досвід вирішення питань щодо формування слідів постійної технологічної колії та догляду за нею протягом технологічного циклу вирощування с.-г. культур. А також результати досліджень експлуатаційно-технологічних та техніко-економічних показників роботи традиційних МТА при русі по слідах постійної технологічної колії та інше.

Свого часу в НПО ВІСГОМ був розроблений та досліджений комплекс машин для виробництва картоплі за ґрунтозберігаючою технологією з використанням постійної технологічної колії [86]. Як результат – врожайність картоплі підвищилася на 20-30%. Водночас за рахунок використання широкозахватної техніки та суміщених операцій продуктивність роботи збільшилася в 2 рази.

Розгляд нині питання впровадження в Україні колійної системи землеробства вже давно покинув рамки виключно теоретичних досліджень.

Отримані вітчизняними вченими результати вказують на найближчу перспективу практичного застосування принципово нового підходу в технологіях вирощування с.-г. культур [49-51,75]. Полягає він у впровадженні маршрутизації руху МТА по полю, завдяки якому здійснюється чітке розмежування зон переміщення енергетичних засобів і зон росту культурних рослин. При цьому висів останніх здійснюється у ґрунт, який не зазнавав ущільнення, починаючи із самої першої польової ґрунтообробної операції (боронування, культивації тощо). Саме в цьому полягає принципова різниця даної колійної системи землеробства від тієї, яку впроваджує, наприклад, д.т.н. Пащенко В.Ф. [75]. В розробленій ним технології агрегати рухаються по постійній технологічній колії, яка формується лише під час сівби просапної культури. До цього ж часу усі ґрунтообробні та інші МТА, маючи різну ширину захвату, в тій чи іншій мірі ущільнюють ґрунт в зоні майбутнього росту культурних рослин, що відповідним чином відбивається на зниженні їх врожайності.

Український науково-дослідний інститут ґрунтознавства та агрохімії разом з Харківським с.-г. інститутом проводили дослідження з визначення ефективності керованого руху машинно-тракторних агрегатів на вирощуванні буряка, кукурудзи та озимої пшениці [85]. Встановлено, що застосування постійної технологічної колії дозволяє зменшити площу ущільнення ґрунту в 1,7...2,7 рази, покращити організацію проведення робіт, підвищити врожайність с.-г. культур не менше ніж на 8,6%.

З метою вивчення ефективності керованого руху МТА у дослідному господарстві Південного філіалу ІМЕСГ (сmt. Якимівка, Запорізької обл.) були проведені спеціальні експериментальні дослідження щодо вивчення закономірностей використання постійної технологічної колії на вирощуванні с.-г. культур [109].

На основі аналізу накопиченого цінного матеріалу науковцями [75,109] розроблена класифікація видів застосування технологічної колії за ознакою тривалості її використання:

1) Періодична – застосовується при сівбі та міжрядному обробітку просапних культур. Ці операції обов'язково виконуються агрегатами однієї ширини захвату. Енергетичні засоби при цьому рухаються по одних і тих же слідах. Проте після сівби всі наступні операції проводяться агрегатами різної ширини захвату. Ефективність періодичного використання колії по зменшенню ущільнення ґрунту низька, тому що основна деформація ґрунту припадає на ранньовесняний час, коли виконуються операції боронування та культивуації, зябу, внесення гербіцидів та мінеральних добрив. Недобір врожаю від переущільнення ґрунту при виконанні цих операцій відомий заздалегідь [75,109].

2) Тимчасова – застосовується під час посіву зернових колосових культур, де по сліду колії трактора залишаються незасіяні смуги, по яким далі рухаються агрегати на всіх наступних операціях. Виконання операцій з догляду за рослинами зв'язане з багаторазовим рухом по полю тракторів, які травмують рослини, погіршують агрофізичний стан ґрунту. Відомо, що навіть один проїзд по рослинах веде до зниження врожаю на 4...8% [75,109]. В даному випадку тимчасова технологічна колія в певній мірі знімає проблему багаторазових проходів агрегатів по полю, породжуючи тим самим перспективу її більш широкого використання.

3) Постійна (однорічна) – застосовується в період підготовки ґрунту під посів, посіву та догляду за посівами. Постійна колія прокладається з допомогою маркеру при ранньовесняному боронуванні. Потім по ній послідовно проводять суцільні культивуації, внесення мінеральних добрив, посів, прикочування, досходове боронування, догляд за посівами та ін. [75,109].

4) Багаторічна – використання постійної технологічної колії при вирощуванні різних с.-г. культур в сівозміні. Наприклад: пар – озима пшениця – кукурудза – озима пшениця – горох – соняшник – пар [75,109]. В процесі підготовки ґрунту, сівби та догляду за посівами всі операції виконуються по постійній колії. При збиранні врожаю її сліди ігноруються, так як ходові системи і ширина захвату машинно-тракторних агрегатів зер-

нозбирального комплексу мають інші параметри. В зв'язку з цим весною колія знову прокладається в тих місцях, де вона була раніше. Вважається, що багаторічне використання постійної технологічної колії дозволяє відновити родючість ґрунту від переущільнення, покращити культуру землеробства, підвищити врожайність культур на 20...40% та продуктивність роботи в 1,5...2 рази, а також зменшити витрати пального на 15..20% та металоємкості на 10...15% [75,109].

5) Стаціонарна – використання постійної технологічної колії із застосуванням мостових засобів механізації.

Південним філіалом ННЦ ІМЕСГ досліджувалася ефективність та можливість використання однорічної постійної технологічної колії [109]. Науковцями цього філіалу реалізована технологія вирощування та збирання силосної кукурудзи при русі енергозасобу блоково-модульної побудови по постійній колії з кроком 12,6 м, що відповідає 18-рядній системі сівби з міжряддями 70 см. Експериментально встановлено, що рух енергозасобу по твердій технологічній колії знижує буксування його рушіїв в 1,3...1,5 рази, витрати палива - на 5,6...10,8%, в 6 раз зменшується ущільнена площа поля. Для забезпечення непошкодження культурних рослин одностороння ширина захисної зони знаходилась в межах 12,1...15,0 см. Ймовірне зберігання 18-ти рядним агрегатом агротехнічного допуску на коливання ширини захисної зони (+3 см) при частоті його можливих відхилень $0,037...0,173 \text{ м}^{-1}$ становило при цьому 75...88%. Стан агрофону по вологості та твердості ґрунту був більш сприятливий для послідуочого обробітку. Твердість слідів колії в 4...5 рази перевищувала твердість агрофону. У несприятливий рік по кількості опадів біологічний врожай зеленої маси становив 176 ц/га.

Також південним філіалом ІМЕСГ була реалізована технологія вирощування озимої пшениці по чорному пару на основі використання постійної технологічної колії з кроком 12,6 м. Для посіву озимої пшениці по технологічній колії з кроком 12,6 м був скомплектований машинно-тракторний агрегат, який складався із трьох причіпних сівалок. По слідах

постійної колії насіння пшениці не висівали. В результаті на заліковій ділянці урожайність пшениці склала 50,8 ц/га.

Серед науковців, які внесли вагомий вклад в розвиток колійної системи землеробства можна віднести Черепухіна В.Д., Медведєва В.В., Євтушенка В.О., Жолобецького Г.І., Улексіна В.О., Надикто В.Т., Кюрчева В.М., Chamen W.C.T., Gasso V., Sørensen C., Pedersen H., Kingwell R., Yuxia L, Tullberg J.N., Freebairn D., Williford J. та ін.

Результати багаторічних теоретичних та експериментальних досліджень на вирощуванні сільськогосподарських культур із застосуванням постійної технологічної колії дозволили зробити висновок, що ефективно впровадження нової колійної системи землеробства можливе при виконанні наступних вимог до параметрів постійної технологічної колії, енергозасобу та технологічної частини агрегату [49-52].

Вимоги до параметрів постійної технологічної колії докладно викладені в монографії [52]. До них слід віднести:

- прямолінійність слідів постійної технологічної колії повинна відповідати вимогам (як найбільш суворим) до прямолінійності посівів просапних культур. Згідно агротехнічних вимог відхилення осьової лінії рядка просапних на довжині 50 м не повинне перевищувати 5 см;

- стабільність кроку прокладання постійної технологічної колії повинна відповідати вимогам до стикових міжрядь просапних культур. Відхилення ширини останніх не повинне перевищувати ± 5 см;

- прокладання слідів постійної технологічної колії допустиме на полях зі схилом не більше 3° . У протилежному випадку можлива водна ерозія ґрунту в зоні пролягання слідів постійної технологічної колії;

Вимоги до серійного (традиційного) енергетичного засобу [52]:

- номінальне тягове зусилля при крокові постійної технологічної колії 8 м і більше – не менше 30 кН. Дослідженнями встановлено, що найбільш ефективним є варіант вирощування с.-г. культур з колією, крок якої 8 м і більше;

- бажано, щоб ходова система була колісною. У цьому випадку глибина слідів постійної технологічної колії є більшою і значно рівнішою у поздовжньому напрямку. Останній момент позитивно впливає на плавність ходу енергетичних засобів під час їх руху по сформованій колії;

- компоновка – інтегральна або класична з можливістю руху реверсом;

- при прокладанні слідів постійної технологічної колії тиск в шинах повинен бути максимальним. Цим самим забезпечується максимальна глибина, а значить і наступного візуального відслідковування слідів постійної технологічної колії.

Вимоги до с.-г. знаряддя для прокладання слідів постійної технологічної колії такі [52]:

- відсутність повороту в горизонтальній площині відносно енергетичного засобу під час руху на гоні. Вільне приєднання технологічної частини МТА до енергетичного засобу являє собою фізичний маятник з його незалежним ступенем вільності. В результаті під час руху агрегату по постійній технологічній колії причіпне знаряддя завдяки вільним коливанням в горизонтальній площині може загортати її (колії) сліди. Жорстке приєднання технологічної частини МТА до енергетичного засобу позбавлене такої можливості, що є позитивним наслідком з точки зору подальшого руху агрегатів по постійній технологічній колії;

- технічна здійсненність агрегування спереду чи ззаду та (при необхідності) збоку енергетичного засобу;

- рівність або кратність (з урахуванням перекриття суміжних проходів) конструктивної ширини МТА прийнятому крокові постійної технологічної колії;

- наявність маркерних пристроїв під час прокладання слідів постійної технологічної колії. Виліт кожного маркера розраховується з урахуванням кроку технологічної колії;

- наявність передньонавісного розпушувального знаряддя при прокладанні слідів постійної технологічної колії. Дослідженнями встановлено, що для досягнення необхідної глибини слідів постійної

технологічної колії, а також потрібної вирівняності їх в поздовжньому напрямку, спереду агрегату для прокладання слідів технологічної колії повинне бути розміщене знаряддя для розпушення ґрунту. Ширина його захвату (B_n) знаходиться із виразу [52]:

$$B_n \geq B_k + b + 2 \cdot (S + \Delta), \quad (1.2)$$

де B_k – колія енергетичного засобу;

b – ширина сліду колеса енергетичного засобу;

S – відстань від сліду колії до найближчого робочого органу, при якому колія не загортається ґрунтом. Дослідженнями [77,79] встановлено, що величина S повинна бути в межах 20-30 см;

Δ – перекриття між слідами передньонавісного знаряддя та задніми робочими органами МТА;

- наявність пристроїв для запобігання присипання слідів постійної технологічної колії під час виконання операцій, пов'язаних з обробіткою ґрунту. В протилежному випадку сліди колії можуть бути повністю загорнуті під час проведення, наприклад, культивування ґрунту і стати практично непомітними на час посіву з усіма звідси негативними наслідками, які з цього випливають;

- наявність пристроїв для розпушування слідів постійної технологічної колії на вирощуванні зернових колосових та зернобобових культур.

Проведені дослідження проф. В.Т. Надикто агрегату для прокладання слідів постійної технологічної колії в складі модульного енергетичного засобу МЕЗ-200, зчепу СГ-21 і 18 борін БЗТС-1,0 показали [77,79], що коливання кроку постійної технологічної колії мали низькочастотний характер. Довжина кореляційного зв'язку при цьому складала 24-25 м.

Дослідженнями процесу формування необхідної глибини слідів технологічної колії [158,162] встановлено, що істотний вплив на нього здійснюють як конструктивні параметри енергетичного засобу, характеристики його рушіїв, рівень вертикального навантаження, так і фізико-механічні властивості ґрунту. Згідно теорії «колієутворення» низка параметрів

визначає різні варіанти методик обчислення глибини колії (у більшості випадків емпіричних залежностей), із превалюванням тих або інших змінюваних параметрів [158], що в загальному випадку їх можна об'єднати в три групи:

1) Фізико-механічні властивості ґрунту:

- штампові показники (щільність, твердість, консистенція, варіація несучої здатності та ін.);

- показники зсуву (коефіцієнт внутрішнього тертя, зчеплення та ін.);

- показники деформації (або розтягіння), стиснення та ін. (коефіцієнт пружності та ін.).

2) Рівень вертикального навантаження рушія машини на ґрунт та його характеристик (зокрема для колісних машин – тиск пневмошини та ін.).

3) Режим руху машини (швидкість, буксування рушіїв, кількість проходів по одному сліду та ін.).

Розглянуті в роботі [158] методики колієутворювання дозволили систематизувати вплив різних чинників на величину глибини постійної технологічної колії, яку формують рушії колісного трактора на полі. У випадку її прокладання на полі колесами орно-просапного трактора ХТЗ-16131 оцінка величини глибини колії показала, що при щільності ґрунту $1,4 \text{ кг/м}^3$ становить близько 12-15 см. Із збільшенням числа проходів трактора по тому ж самому сліду глибина колії збільшується. Максимум глибини колії, яка утворюється після проходу трактора слід очікувати на малих швидкостях руху. Так зменшення швидкості руху трактора з 6 до 3 км/год збільшує глибину колії на 75 %. А от підвищення швидкості руху до 12 км/год навпаки, зменшує глибину на 50%.

Тому недостатньо формувати сліди постійної технологічної колії на полі тільки колесами енергетичного засобу. Саме з цієї причини проф. В.Т Надиктою було запропоновано формувати глибокі сліди постійної технологічної колії плужними корпусами, які навішувалися на навісний механізм трактора ХТЗ-121 [77,79]. Результати проведених ним досліджень цього способу та технічного знаряддя показали, що довжина кореляційного

зв'язку коливань глибини слідів постійної технологічної колії складає не менше 16 м, а основна доля дисперсій зосереджена в діапазоні частот 0-2,5 м⁻¹ [77,79]. Коливання слідів та кроку постійної технологічної колії у горизонтальній площині також мав низькочастотний характер. Основна доля дисперсії цих параметрів була зосереджена в діапазоні частот 0-0,5 м⁻¹. Середнє квадратичне відхилення сліду та постійної технологічної колії від прямої лінії складало ±4,8 см. Коливання курсового кута та кута повороту керованих коліс трактора під час прокладання слідів постійної технологічної колії також мав низькочастотний характер. Основна доля дисперсій цих процесів припадала на частоти 0-2,5 с⁻¹ [77,79].

В процесі використання технологічної колії важливо зберегти утворений крок, оскільки наступні операції (наприклад посів) потребують достатньо точного вписування суміжних проходів МТА в задану їх ширину захвату. Тому, проф. В.Т. Надикто у висновках своїх досліджень наголошується, що «однією з найбільш важливих характеристик постійної технологічної колії є її прямолінійність» [75]. Але в результаті багатократної дії на неї рушіїв енергозасобу в ході виконання ним технологічних операцій ширина сліду постійної технологічної колії може збільшуватися. В цьому випадку забезпечення необхідної прямолінійності руху МТА при відстеженні ним сліду постійної технологічної колії є дещо ускладненим.

Експериментальними дослідженнями [75,79] встановлено, що при формуванні слідів для технологічної колії агрегатом, керованим по маркерній лінії, відхилення від заданого кроку дорівнювало 12,6 м±0,09 м. Характер коливань кроку технологічної колії досить близький до коливань траєкторії маркерного сліду, який носить низькочастотний аперіодичний характер.

За результатами спостережень [109] в період літньої культивування пару (24 липня) фактичний крок 1-2 колії склав 12,68 м, 2-3 колії – 12,70 м, 3-4 – 12,73 м. В період підживлення озимої пшениці (01 квітня) ці кроки відповідно становили – 12,84 м, 12,16 м та 12,68 м, а перед оранкою – 12,44 м, 12,72 м та 13,54 м. Середні коливання кроку становили достатньо

допустиму величину ($\pm 0,06$ м), але порівняльні показники кожного кроку в різні періоди мають значні відхилення (min $\pm 0,24$ м, max $\pm 0,44$ м).

Виходячи з досвіду багаторазового використання колії (сівба озимої пшениці, догляд за посівом та післязбиральний обробіток ґрунту) потребує вивчення закономірностей щодо коректування кроку технологічної колії на виконанні певних операцій, якими може бути сівба с.-г. культур.

Дослідженнями, викладеними в [109], встановлено, що в залежності від кваліфікації механізатора величина кроку технологічної колії при багаторазових проходах МТА може змінюватись на 1,36...2,5%, що не призведе до значних втрат врожаю, але може вплинути на розміри стикових міжрядь. Тому авторами цієї наукової праці пропонується, як варіант, проведення сівби при одночасному проході агрегату по постійній колії та керуванні його по маркерній лінії.

Дані лабораторно-польових дослідів на операціях вирощування озимої пшениці показали [109], що до внесення мінеральних добрив (27 березня) технологічна колія не використовувалась з часу посіву озимої пшениці (19 вересня). За 5 місяців осінньо-зимового періоду твердість колії зменшилась з 1,61 до 0,68 мПа, а твердість ґрунту агрофону становила 0,54 мПа. Після проходу трактора ЮМЗ-6 з розкидувачем мінеральних добрив по сліду колії твердість її при вологості ґрунту 24,7% становила 0,83-0,94 мПа, тобто збільшення складало 22,0-38,2%. При контрольних замірах через місяць (05 травня), коли вологість ґрунту знизилась до 15%, різко зросла твердість ґрунту колії, середнє значення якого становило 2,25 мПа. В період збирання врожаю у зв'язку з випаданням опадів твердість зменшилась до значень 1,36...1.46 мПа при вологості ґрунту 22,4% (20 липня). Але при оранці зябу (16 вересня) вологість ґрунту впала до критичного значення 11,1%, а твердість ґрунту колії знову різко зросла до 2,72 мПа.

До збирання врожаю озимої пшениці було зроблено 13 проходів МТА по постійній колії. Але водіння збиральних агрегатів по постійній колії було неможливе, тому що ширина захвату їх (КПС-5Г+ЖВН-6-01 та ДОН-1500) не рівна і не кратна ширині виробничих ділянок озимих (12,6 м). Збиральні

агрегати та транспортні засоби (Т-150К+2ПТС-4) ущільнили досить вологий ґрунт (22,4%) до 70% площі, твердість ґрунту якої (1,9 мПа) не набагато відрізнялась від твердості ґрунту колії (2,72 мПа). Оранка такого ґрунту привела до утворення брил [109].

На виконанні операції підживлення озимих твердими мінеральними добривами МТА, який складався з трактора ЮМЗ-6 та розкидувача РМГ-4, керованість по колії здійснювалась задовільно [109]. Агрегат рухався зі швидкістю 11,5 км/год, наїзди коліс МТА на рослини в зоні відхилення технологічного кроку колії рівного 0,24 м не перевищували 7%. При підживленні рідкими добривами агрегат у складі трактора МТЗ-80 з оприскувачем ОП-2000 рухався по колії в екстремальних умовах - після дощу, коли на інших полях виконувати механізовані роботи не було можливості (вологість ґрунту агрофону - 27,1%). Швидкість агрегату становила 12,0...13,9 км/год. Наїзди на рослини в зоні колії склали 9...11%. Стан рослин озимої пшениці був добрий: густина - 590... 650 млн. шт/га, забур'яненість слабка: в посіві - 2,4 шт/м, в колії - 4,8 шт/м, полеглих рослин не було [109].

Через ущільнення ґрунту в зоні слідів постійної технологічної колії природно виникає питання можливості і якості наступного її обробітку (особливо глибокого). Результати дослідження процесу оранки поля поперек слідів постійної технологічної колії [52] експериментальний МТА, що складався з енергетичного засобу і чотирьох корпусного тензометричного плуга, який рухався з середньою швидкістю 1,74 м/с. показали, що періодична складова коливань тягового опору агрегату була відсутня [52].

Запровадження маршрутизованої технології на вирощуванні кукурудзи на зерно та силос для 16 технологічних операцій, більшість яких виконувалася по постійній колії з кроком 4,2; 5,6; 8,4 та 12,6 м, показало [109], що завдяки більш високим зчипним якостям енергозасобів на твердому ґрунті слідів технологічної колії, знижуються витрати пального від 8 до 22 %. Найбільше зниження витрат праці спостерігається у варіанті технологічного

кроку 12,6 м і становить 13,4 %. В порівнянні з ним варіанти з кроком колії 4,2 та 5,6 м дуже програють по витратах праці (відповідно 60 та 57%).

Найбільше підвищення продуктивності МТА досягається при технологічних кроках 12,6 та 8,4 м. Так, на сівбі просапних продуктивність праці за 1 годину змінного часу відповідно підвищується у 2,05 та 1,42 рази, а при міжрядному обробітку – в 2,58 та 1,76 рази. Питома тягова потужність також більш ефективна у варіантах комплексах машин з технологічними кроками 8,4 та 12,6 м (приріст 17,9 та 15,6% відповідно) [109]. Це свідчить про можливість підвищення робочих швидкостей при русі МТА по технологічній колії.

За даними досліджень [109] впливає, що чотири проходу трактора МТЗ-82 по одному й той самому сліду призводять до утворення постійної технологічної колії із заданими характеристиками. Причому, колія, що утворена першим проходом збільшувала її глибину на $50\pm 3\%$ від максимальної. Суттєве збільшення глибини колії на 60% спостерігалось після другого проходу трактора, два наступні проходу давали зниження темпів зростання глибини колії до 32% за третій і четвертий проходи разом взяті. У зв'язку з тим, що після четвертого проходу все ж таки спостерігалось збільшення глибини колії був проведений дослід з 14 проїздами трактора МТЗ-82 по одному сліду. Експериментальні дослідження показали [109], що за перші два проходи трактора глибина колії досягла 44% від максимальної. Найбільший відносний темп зростання глибини колії спостерігався після другої пари проходів трактора – 24%. Надалі ця величина коливалася від 9% до 19%. Після десяти проїздів величина становила 43%, щодо чотирьох, і після чотирнадцяти щодо десяти – 27%. Тобто відносне ущільнення ґрунту після 5 і 6 проходів трактора із 14 становило не більше 17% і не було визнано суттєвим [109].

Головною невирішеною проблемою реалізації принципів колійного землеробства традиційними МТА є те, що їх використання в комплексі технологічних операції з вирощування с.-г. культури не узгоджується з шириною захвату та колією енергозасобів [84,159]. Тому ефективність її

впровадження суттєво залежить від оптимізації комплексів машин. Сам вибір оптимальних комплексів машин залежить від критеріїв, які застосовуються при їх обґрунтуванні.

Традиційно в розгляді питань ефективності машиновикористання в рослинництві застосовується кілька систем оцінки машин [68,163,164]. Оцінювані показники класифікуються за ступенем виконання агротехнічних, технічних експлуатаційних та економічних вимог. Загалом деякі методики оцінки системи машин передбачають визначення 70-ти окремих показників [165]. Але ці системи не орієнтовані на визначення критеріїв оптимізації комплексів машин для колійної системи землеробства. Через це залишається поза увагою важливі фактори узгодження колії ходових систем енергозасобів і с.-г машин МТА та ширини захвату технологічного комплексу машин за умов повного використання ними тягового зусилля енергозасобу.

В роботі [160] нами було запропоновано концептуальну методику обґрунтування структури машинно-тракторного парку для розрахунку його раціонального складу в колійній системі землеробства та параметрів технологічної колії. В основу цієї методики покладено принцип, за яким одну й ту ж механізовану технологічну операцію можна виконати певною кількістю машинних агрегатів з певною множиною варіантів агрегатування тракторів і с.-г. машин. Категорично однозначною умовою успішного виконання роботи машинним агрегатом є дотримання останнім агротехнічних вимог, визначених системою технологічних операцій, тобто технологією вирощування. Іншими словами, машинний агрегат або здатний досягти визначеної якості виконання механізованої технологічної операції й тим самим підтримати запланований технологічний рівень виробництва, або не здатний і категорично не може бути включений до складу комплексу машин.

Якщо припустити, що ширину колії коліс для певної групи енергозасобів можна збільшувати (знову ж таки до певних значень $[K_m; K_m^{max}]$). Тоді можлива ширина поля під технологічну зону на ґрунті (або поля ширини сліду для руху машин) становить $\Delta b_k = 0,5(K_m^{max} - K_m) + b_m$, де b_m – ширина сліду від рушія енергозасобу (рис. 1.14) [160]. В такому випадку

необхідною умовою для прийняття рішення про альтернативність варіанту агрегату для колійної системи землеробства є відповідність параметрів колії ходових систем с.-г. машин і енергозасобів. Тобто, рушії с.-г. машин повинні знаходитися в полі технологічній зони (див. рис. 1.14). А значить, колія коліс машин K_M та ширина відбитку сліду від їх рушіїв b_M повинні задовольнити умові $K_M \in [(K_M - b_M + b_M); (K_M^{max} + b_M - b_M)]$ [160].

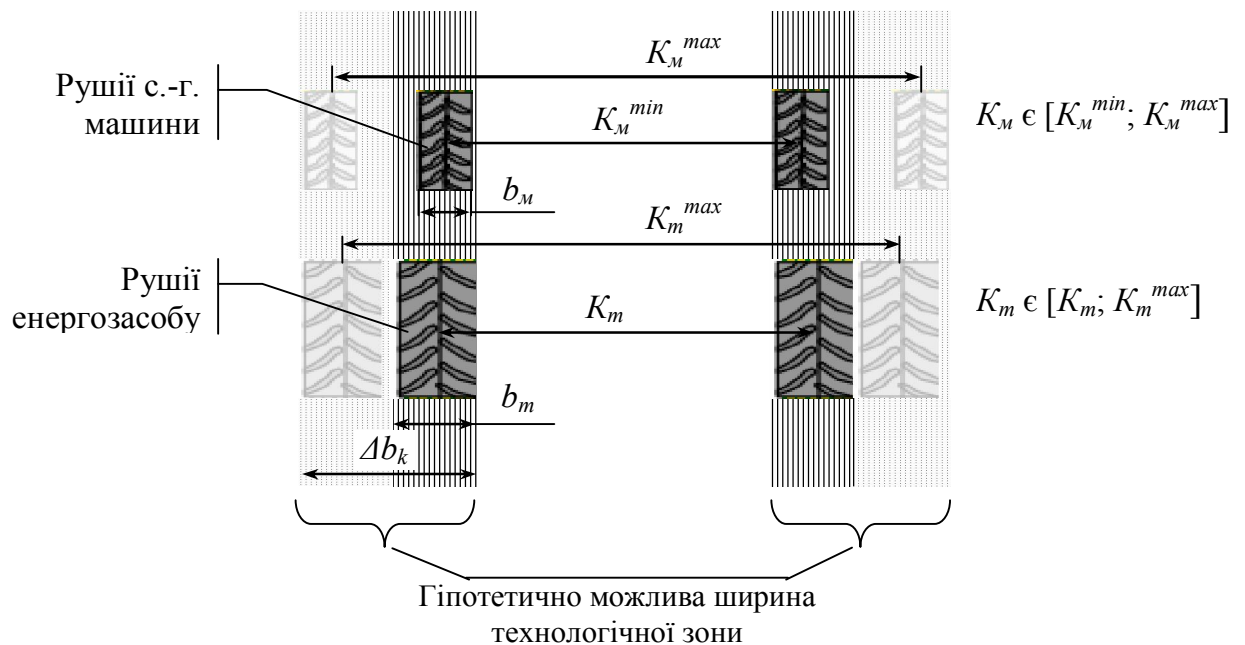


Рис. 1.14 – Схема, яка пояснює принцип узгодженості параметрів ходової частини енергетичних засобів з параметрами постійної технологічної колії [160]

За вищезгаданою методикою узгодження параметрів ходових систем машин і енергозасобів ширина захвату агрегату її авторами пропонується обирати за умов найбільшого використання тягового зусилля (ξ) трактора [160]:

$$(\xi \rightarrow \max) \leq [\xi_p], \quad (1.3)$$

$[\xi_p]$ – допустимий ступінь завантаження енергозасобу за тягою.

Результат обґрунтування величини кроку технологічної колії і, як наслідок, комплексу машинно-тракторних агрегатів нами пропонується проводити за блок-схемою, представленою на рис. 1.15 [160].

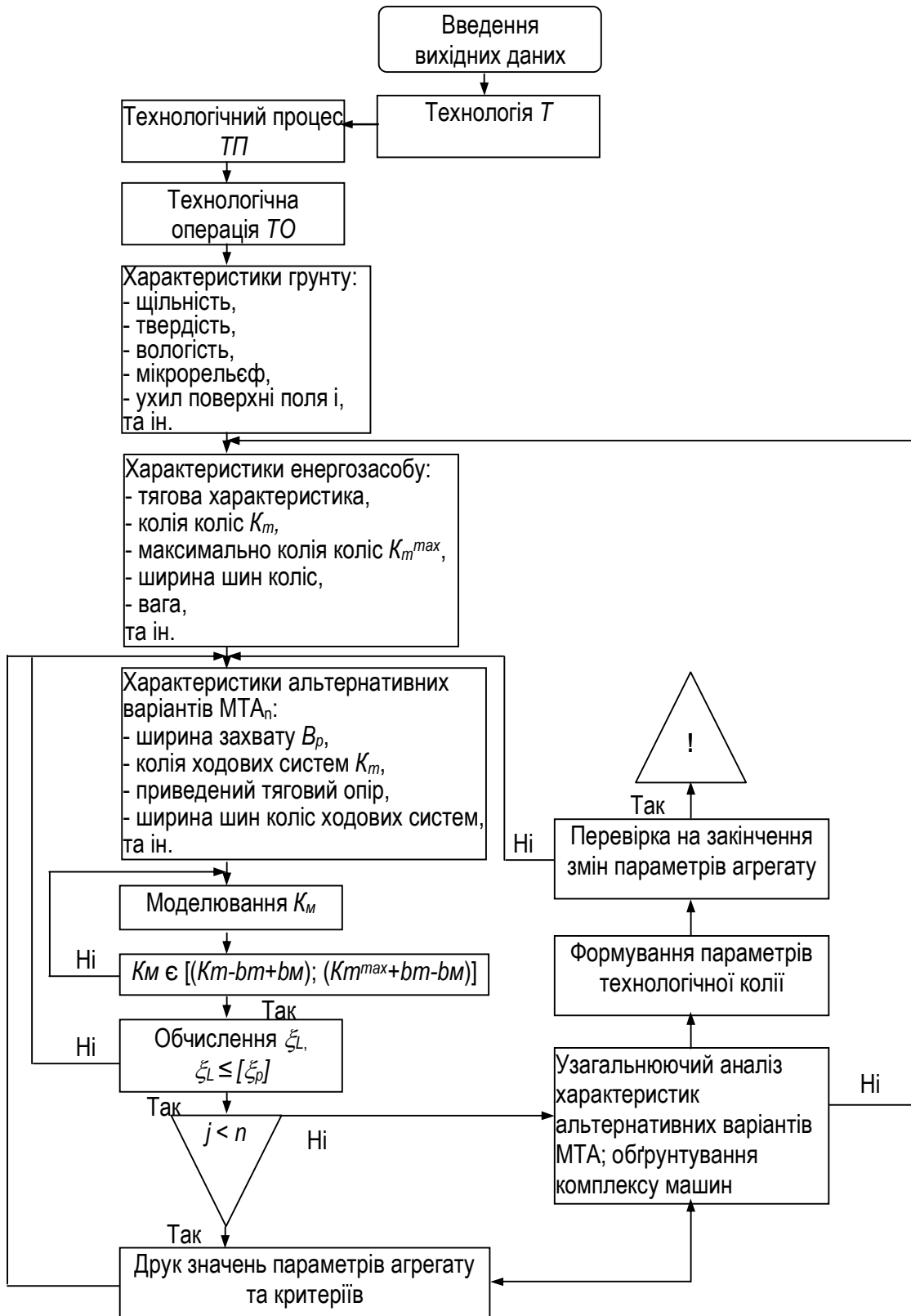


Рис. 1.15 – Алгоритм статистичного моделювання оптимального комплексу машин та параметрів технологічної колії [160]

Щодо обґрунтування критеріїв оптимальності сумісного маршрутизованого руху технологічного комплексу МТА в колійній системі

землеробства то слід зазначити, що нині у світовій практиці використовуються кілька систем паралельного водіння машинно-тракторних агрегатів різних виробників (Outback S, Greenstar, Trimble EZ Guide, Raven Starlink та ін.), які дозволяють забезпечити точність їх автоматичного водіння від 9 до 23 см [85, 161]. При використанні систем паралельного водіння спеціальні навігаційні прилади розраховують кожний наступний прохід агрегату по полю так, щоб він був паралельний попередньому. Через це можна вважати, що маршрутизація руху МТА створює передумови технології колійного землеробства.

До основного критерію ефективності моделювання оптимальних комплексів машин в системі колійного землеробства, на думку науковців [52], можна віднести мінімум площі на полі під технологічну зону. Це реалізується за рахунок використання широкозахватних агрегатів, застосування більш вузьких шин коліс енергозасобів, відповідності параметрів колії ходових систем с.-г. машин і енергозасобів. Але при сумісному руху технологічного комплексу МТА в горизонтальній площині по одній траєкторії виникає проблема забезпечення щонайменшої ширини технологічної колії.

З питань моделювання динамічних систем, механізмів та приводів робочих органів сільськогосподарських машин відомі роботи: А.Б.Лурье, П.М. Василенка, А.Г. Смирнова, В.М. Булгакова, Л.Г. Гром-Мазнічевського, В.М.Третьяка, М.П. Артьомова, І.В. Баєва, В.Т. Надикто та інших [166-179].

З питань дослідження властивостей тракторів і сільськогосподарських агрегатів найбільший вклад внесли: Г.М. Кутьков, В.В. Гуськов, Лебедев А.Т., В.Т. Надикто, Г.С. Горин, С.П. Пожидаєв, А.Я. Фаробин, Хачатрян Х.А. та інші [179-203].

В напрямку розробки та проектування адаптованих систем сільськогосподарських машин вклад внесли: В.П. Горячкін, П.М. Василенко, Г.М. Синеоков, В.Т. Надикто, В.В. Адамчук, В.М. Кюрчев та інші [204-217].

На основі проведеного нами аналізу зроблено висновок, що для теоретичного моделювання сумісного руху технологічного комплексу МТА, що рухається по слідах постійної технологічної колії критеріям

оптимальності приділено недостатньо уваги. До того ж, доцільно мати узагальнений критерій, який дозволяє здійснювати порівняння різних варіантів комплектування агрегатів і режимів їх руху при розбіжних оцінках за різними критеріями.

В рішенні цієї проблеми нами запропонована динамічна модель сумісного руху технологічного комплексу МТА в горизонтальній площині (рис. 1.16) [159].

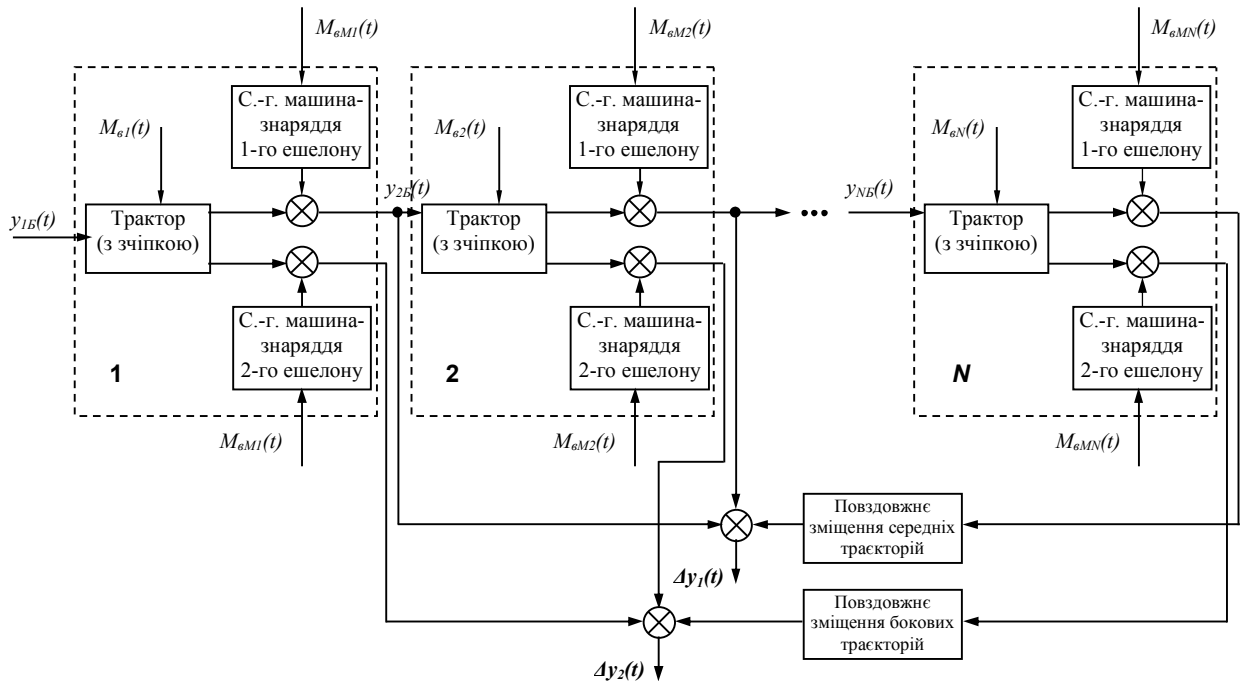


Рис. 1.16 – Схема утворення взаємних поперечних відхилень сумісного руху технологічного комплексу МТА: $y_{NB}(t)$ – вхідний вплив базової траєкторії, відповідно N -го агрегату в технологічному комплексі; $M_{бN}(t)$ – вхідний вплив збурювального моменту, що діє на трактор, відповідно N -го агрегату в технологічному комплексі; $M_{бMN}(t)$ – вхідний вплив збурювального моменту, що діє на машину-знаряддя N -го агрегату; $\Delta y_1(t)$, $\Delta y_2(t)$ – реалізації взаємних поперечних відхилень траєкторії робочих органів технологічного комплексу МТА, відповідно по ешелонам [159]

Розв'язати вищезазначені проблеми можна, якщо в якості єдиного енергетичного модуля в умовах колійного землеробства використовувати ширококолійний агрозасіб.

Типовим представником цілої низки технічних рішень конструктивних схем ширококолійних агрозасобів мостового типу є мостовий засіб для

сільськогосподарських робіт (рис. 1.17) за отриманим нами патентом на корисну модель (Пат. №84883, Україна).

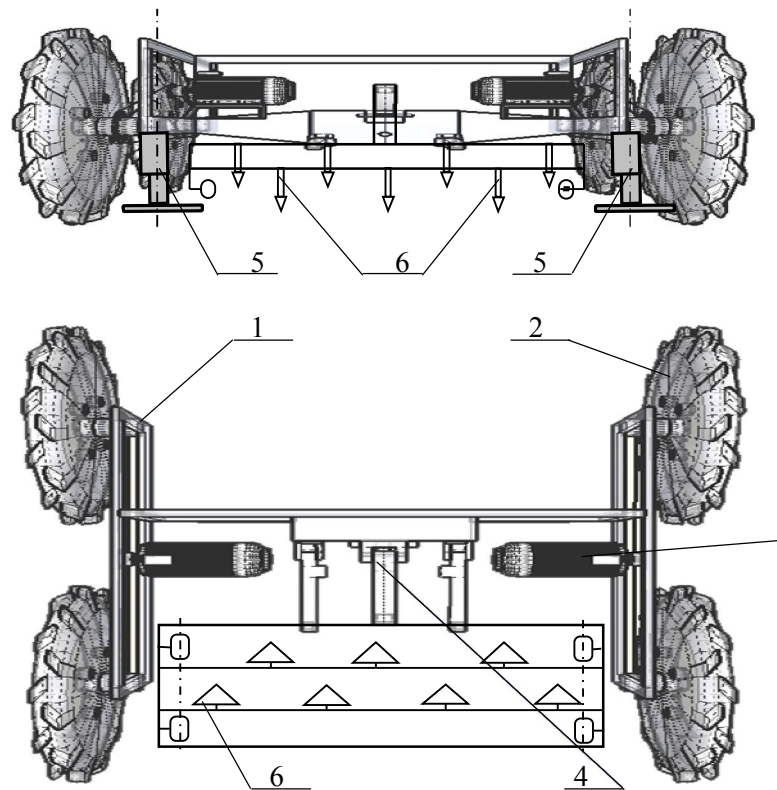


Рис. 1.17 – Мостовий засіб для сільськогосподарських робіт (Пат. №84883, Україна): 1 – електрошафі; 2 – рушії; 3 – електрообладнання; 4 – навісний механізм; 5 – висувні опори (домкрати); 6 – с.-г. знаряддя

Мостовий засіб для сільськогосподарських робіт (див. рис. 1.17) містить електрошасі 1 з рушіями 2, комплект електрообладнання 3 навісний механізм 4, висувні опори (домкрати) 5, які прикріплені до електрошасі для підйому одного із його бортів, с.-г. знаряддя 6.

В подальшому нами були запропоновані технічні рішення щодо вдосконалення вказаного мостового засіб для сільськогосподарських робіт та нові способи реалізації мостового землеробства, що у загальній кількості складає близько 20 патентів на винаходи і корисні моделі. Серед яких Пат. № 93888 «Мостовий засіб для сільськогосподарських робіт», Пат. №115712 «Мостовий засіб для сільськогосподарських робіт», Пат. № 117278 «Мостовий засіб з регульованою технологічною колією», Пат. № 117399 «Мостовий засіб зі змінною висотою агротехнічного провітрю»,

Пат. № 141743 «Мостовий засіб сільськогосподарського призначення», Пат. на винахід № 120299 «Транспортний енергетичний засіб», Пат. на винахід № 120388 «Транспортний енергетичний засіб» та інші.

Іншим типовим і яскравим представником ширококолісного агрозасобу мостового типу серед розглянутих нами охоронних документів, який надає уявлення про спрямованість думки і пошуків винахідників за схемою компонування і особливостей функціонування, є універсальне самохідне шасі для сільськогосподарської техніки (Пат. № 92174 Україна) (рис. 1.18).

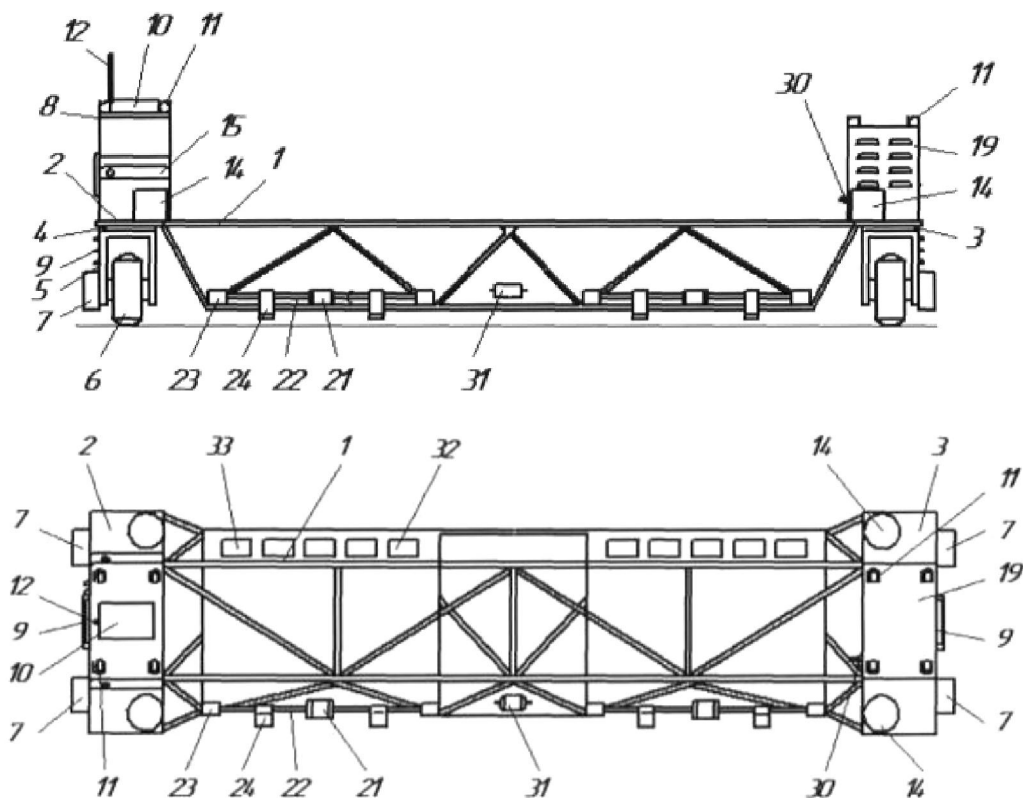


Рис. 1.18 – Універсальне самохідне шасі мостового типу для сільськогосподарської техніки (Пат. № 92174 Україна)

Конструктивно універсальне самохідне шасі для сільськогосподарської техніки за рис. 1.18 містить силову ферму 1, жорстко з'єднану з лівою 2 і правою 3 платформами. До нижньої поверхні платформ 2 і 3 приєднано поворотні колісні візки 4, що містять закріплені кронштейни 5 з колесами 6. Обертання коліс 6 здійснюється за допомогою мотор-редукторів 7, встановлених з зовнішньої сторони платформ 2 і 3. На верхній поверхні лівої платформи 2 встановлено кабінку 8 оператора, яка оснащена драбиною 9,

кондиціонером 10, освітлювальними фарами 11 та антеною 12 радіозв'язку та пристроями керування шасі. Між передніми та задніми поворотними колісними візками 4 на нижній поверхні платформ 2 та 3 встановлені опорні стійки силових домкратів 13 для підйому шасі з будь-якої сторони. На верхній частині платформ 2 та 3 встановлені силові механізми 14 для здійснення повороту колісних візків 4 у горизонтальній площині на кут не менше 90° у будь-яку сторону незалежно один від одного для корекції напрямку руху шасі при переміщенні по ділянці або зміни напрямку руху при переміщенні шасі з одного перегону до другого. Також на лівій платформі 2 розміщено додаткові баки 15 для пального. На правій платформі 3 розміщено електроагрегат 16 - двигун 17 внутрішнього згоряння з електрогенератором 18 (дизель-генератор або генератор з бензиновим двигуном внутрішнього згоряння), закриті захисними кожухом 19 з дверцятами 20 та прорізами для вентиляції та охолодження. На передній балці силової ферми 1 розміщені поворотні двигуни 21 з віссю 22, допоміжними опорами 23 та площадками 24 для встановлення навісного сільськогосподарського знаряддя. Керування роботою всіх силових механізмів шасі здійснюється з пульта керування 25, розміщеного у кабіні 8 оператора. Також у кабіні 8 оператора розміщено пульт 26 керування електроагрегатом 18, пульт 27 керування системою життєзабезпечення (кондиціонером 10) та радіостанція 28. Для передачі крутного моменту до рухомих частин навісного сільськогосподарського знаряддя використовується або автономний електропривод з двигуном 29, який розміщено у центральній частині силової ферми 1, або використовується встановлений на двигуні внутрішнього згоряння 17 блок 30 відбору потужності з розподільвачем 31 на внутрішній стороні правої платформи 3. На тильній балці ферми 1 розміщено дві вантажні платформи 32 для встановлення тари 33 для готової продукції.

Загалом нині в світі чисельність патентів на мостові засоби та способи с.-г. виробництва з використанням постійної технологічної колії має третій порядок цифр.

Серед закордонних науковців, які внесли великий вклад в дослідження закономірностей функціонування агрегатів за принципами мостового землеробства внесли Pedersen Н.Н., Chamen W.C.T. та інші [88-134]. Але в більшості проведених ними досліджень мова йде або про ефективність впровадження мостових тракторів та результат покращення родючості ґрунтів та збільшення врожайності с.-г. культур від їх використання. Також в указаних наукових публікаціях обговорюються лише вимоги щодо конструкцій та властивостей мостового трактора.

Серед вітчизняних науковців найбільші і вагомі здобутки в розвиток теорії мостового землеробства отримані видатним вченим та науковцем В.О. Улексіним [4,52]. Зокрема ним узагальнене і докладно досліджено залежність коефіцієнта землевикористання k_{Fn} при облаштуванні поля через неправильність конфігурації земельної ділянки, яка обумовлюється різними природними факторами (рельєфом, наявністю доріг, будівель, ярів, болот, річок тощо), від характеристик інженерної зони поля [4]:

$$k_{Fn} = 1 - (B_{m0} + B_{00}) / (2 \cdot B_3 + B_{m0} + B_{00}) - B_{n0} / (B_k + B_{n0}) - B_{00} / L_k - B_{n0} / (B_k \cdot n_k), \quad (1.3)$$

де B_k та L_k – ширина та довжина карти поля;

B_{n0} , B_{m0} та B_{00} – ширина польової, транспортної та допоміжної доріжок, відповідно;

B_3 – ширина загінки.

З аналізу результатів, проведених В.О. Улексіним випливає [4,52], що планування поля під мостову систему повинно вестись з урахуванням розмірів як агромота, так і допоміжних засобів механізації. При прямокутній конфігурації ділянки та при довжині ферми агромота більше 30 м, ширина транспортних доріжок може становити 2,2 м, при цьому непродуктивна площа інженерної зони не перевищує 5% загальної площі. Співвідношення сторін прямокутної ділянки впливає на землевикористання лише при малій її площі – до 0,5 га, при якій неможливо оптимізувати розміри інженерної зони. Тому мостові системи забезпечують ефективне землевикористання на площах, що перевищують 0,5 га. При малих площах поля доведеться

оптимізувати довжину ферми агромота та зменшувати ширину транспортних доріжок, що ускладнює виконання транспортних операцій. Ширина польових доріжок мало впливає на землевикористання, але при ширині карти менше 120 м втрати площі на облаштування польових доріжок можуть перевищувати 2% від загальної площі поля. Для земельних угідь більш-менш правильної форми втрати площі через складність конфігурації ділянки можна не враховувати. А одним з критеріїв ефективності впровадження мостового землеробства він вважає співвідношення між приростом урожайності та коефіцієнтом землевикористання, записане у вигляді нерівності $u > 1/k_F$. Але ж напрямком його досліджень були саме мостові технічні системи, які, як було наголошено нами в роботі, не знайшли нині практичного розповсюдження.

За результатами аналізу наукових публікацій щодо використання більш реальних ширококоліїних агрозасобів нами встановлено, що величина їх колії в залежності від призначення та цілей їх створення коливається, як правило, в межах 3...21 м.

Очевидно, що із збільшенням ширини колії втрати площі поля під інженерну зону зменшуються. Характер цієї закономірності залежить від багатьох факторів, і в тому числі від конструктивних параметрів ширококоліїного агрозасобу та стійкості і керованості його руху, організації та режиму повороту на поворотній смузі тощо. З позиції ефективного землекористування доцільно мати доступну методикау і вміти визначати раціональну ширину колії ширококоліїного агрозасобу за конкретних умов його використання.

Що стосується приводу таких ширококоліїних агрозасобів, то науковцем В.О. Улексіним в роботах [153,154,157] докладно вивчено та обґрунтовано питання впровадження електроприводу на них. Зокрема, він вважає, що мостовий агрозасіб з метою автоматизації водіння повинен бути чотириколісним з кінематично-силовим керуванням, незалежним для переднього і заднього моста (рис. 1.19).

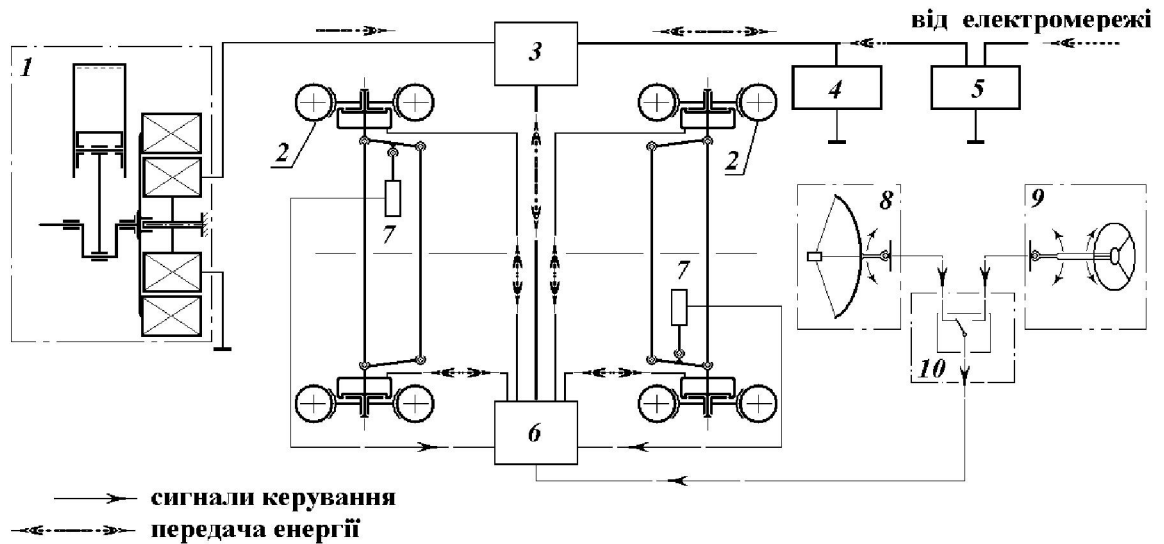


Рис. 1.19 – Схема гібридного приводу автоматизованої транспортної машини:

- 1 – мотор-генератор; 2 – мотор-колеса; 3 – блок керування мотор-генератором; 4 – акумуляторна батарея; 5 – погоджувальний пристрій; 6 – блок керування мотор-колесами; 7 – датчики положення коліс; 8 – локатор та командоапарат системи навігації; 9 – ручне рульове керування; 10 – блок вибору режимів керування [4]

З класичної теорії трактора відомо, що потужність двигуна традиційного енергетичного засобу реалізується в основному через тягу [16]. Але з розвитком конструкцій тракторів і с.-г. машин, технологій виробництва с.-г. культур і т.д., практика поставила перед наукою необхідність обґрунтування теоретичних проблем теорії трактора тягово-енергетичної концепції. У яких ефективна потужність двигуна не може повністю реалізуватися через тягу. Даний напрямок розвитку в працях [188,189], в яких обґрунтовується доцільність використання в с.-г. виробництві не тракторів-тягачів, а більш легких і енергонасичених тракторів тягово-енергетичної концепції. По суті мостовий трактор тягово-енергетичної концепції – це також якісно новий енергозасіб майбутнього. При переході трактора в агропостову систему для агрегування з с.-г. машинами/знаряддями, що мають активні робочі органи і надалі – в агроміст з розгалуженою системою відбору потужності, необхідно провести фундаментальні дослідження таких ширококолієних енергетичних засобів в напрямку відповідності до їх функціонального призначення.

Рух мостових тракторів (або ширококолієних агрозасобів) по слідах постійної технологічної колії дозволяє мати кращі його тягово-зчіпні властивості в порівнянні з традиційним трактором, який рухається по с.-г. агрофону [52]. Номінальне тягове зусилля, що розвиває мостовий трактор за умови достатнього зчеплення його рушіїв з опорною поверхнею слідів постійної технологічної колії, природно, повинно бути більше, ніж у традиційного трактора при однакових їх технічних параметрах. Разом з цим зчеплення рушіїв ширококолієного агрозасобу з опорною поверхнею слідів постійної технологічної колії повинно бути достатнім для того, щоб він міг розвивати номінальне тягове зусилля при роботі з певним рівнем буксування. У той же час відомо [181-184], що малій величині буксування відповідає менше значення дотичній сили тяги, яку розвиває трактор. Умови руху ширококолієного агрозасобу по твердій вирівняній опорній поверхні слідів постійної технологічної колії повинні реалізувати значно більшу величину його максимальної дотичній сили тяги. У той час як для традиційного трактора максимальна величина цієї сили доводиться на буксування, що значно перевищує той рівень, при якому можливе здійснення неприйнятної руйнування ґрунтового середовища [186, 218]. Звідси випливає необхідність в пошуку наступного компромісу: максимальне буксування колісного рушія ширококолієного агрозасобу має бути таким, щоб за умови достатнього його зчеплення з опорною поверхнею слідів постійної технологічної колії він розвивав максимально можливу дотичну силу тяги.

Актуальність даних досліджень ще викликана тим, що в теорії трактора окремо не розглядається вплив на буксування параметрів колеса і фізико-механічних властивостей опорної поверхні, по якій вони рухаються. Цей вплив неможливо розглядати без урахування зміни опору кочення рушія, яке, природно, має бути меншим під час руху ширококолієного агрозасобу по слідах постійної технологічної колії, ніж по с.-г. агрофону.

Відома теорія традиційного колісного трактора свідчить, що його тягово-зчіпні властивості значною мірою залежать від зчіпних якостей його ведучих коліс [183,186,187]. Зчеплення ведучих коліс трактора з ґрунтом

розглядається як прояв двох видів сил: сил тертя, що діють між опорною поверхнею шини і дорожнього фону (як правило – ґрунту), і сил зчеплення, що виникають при упорі елементів (ґрунтозачепів) шини в ґрунті [183,186,187]. На дорогах з твердим покриттям велике значення мають сили тертя шини колеса трактора. На м'яких ґрунтах (типовий фон для тракторних робіт) основне значення мають сили зчеплення. На ґрунтах, з перехідною щільністю в зчепленні колеса, сили тертя і зчеплення має майже однакове значення [183,186,187].

Багаторічними дослідженнями встановлено [56,183,186,187], що при роботі трактора на м'яких ґрунтах, характерних майже для більшості с.-г. операцій, відбувається глибоке занурення ґрунтозачепів колеса в ґрунтовий шар. Занурюючись в ґрунт, зачепи пресують його в горизонтальному напрямку протилежному руху трактора. В результаті цього відбувається зниження поступальної швидкості його руху. Відносна втрата швидкості трактора при цьому оцінюється коефіцієнтом буксування [218]. Зазначена горизонтальна деформація ґрунту залежить від питомої тиску на елементи ґрунту, створюваного ґрунтозачепами і залежить від здатності її чинити опір деформації, що оцінюється коефіцієнтом питомого зім'яття [56]. А величина горизонтального питомого тиску визначається величиною і характером зміни дотичної сили тяги [187]. Досліджень в цьому напрямку, з урахуванням умов руху ширококолісного агрозасобу по сліду постійної технологічної колії, було проведено вченими вкрай недостатньо. А у розгляді проблеми розробки наукових основ використання мостового трактора деякі вчені вважають [219-221], що питання їх теорії і технологічних властивостей вимагають подальшої розробки і розвитку.

Особливої уваги набувають питання керування ширококолісних агрозасобів. Оскільки внаслідок їх широкої колії оператору-водію складно відстежувати траєкторії руху коліс його лівого і правого бортів. Водночас відомо [23,154], що керування сучасних колісних машин, як правило, адаптоване до ручного управління і будується за кінематичним або силовим принципом здійснення повороту. При кінематичному повороті

застосовуються схеми поворотом керованих коліс (передніх, задніх або одночасно і передніх і задніх) відносно остова машини, або зміною положення однієї частини мобільної машини відносно іншої у горизонтальній площині (шарнірно зчленована рама). Силовий (бортовий) поворот реалізується обертанням коліс різних сторін машини з різною швидкістю. Найбільше поширення одержали схеми повороту з керованими колесами. При цьому, в разі наявності на машині всіх керованих коліс, вони можуть одночасно повертатися на передньому і задньому мостах в різні сторони (повноповоротний режим чи «колія в колію») або в одну сторону (режим «крабовий» хід) [157]. Іноді застосовуються чи пропонуються до використання комбіновані кінематично-силові схеми, які покращують керованість мобільних машин [157]. Але будова та умови функціонування енерготехнологічного агрозасобу для колійної системи землеробства дещо відрізняються від сучасних колісних машин. Прийняті припущення в класичній теорії руху мобільних енергетичних засобів не є прийнятними для розглядуваного агрозасобу. Тому, розробка наукових основ плоско паралельного руху енерготехнологічного агрозасобу для колійної системи землеробства в горизонтальній площині є важливою науковою задачею.

Останнім часом в світі проводяться серйозні роботи по впровадженню систем автоматичного водіння мобільних енергетичних і транспортних засобів [111,114,115,117,122,123,154,157]. Традиційно системою автоматичного керування (регулювання) називають замкнуту динамічну систему в якій вимірюється різниця між заданим і поточним значеннями регульованого параметру [154,157]. Залежно від результату вимірювання здійснюється автоматична дія, спрямована на зменшення зазначеної різниці до допустимо малої величини. Такі системи можуть працювати за різними принципами дії. Зокрема, за допомогою супутникової навігації GPS, радарів дальньої і ближньої дії, далекомірів ближнього, середнього і дальнього радіусу дії на основі лазерів видимого спектру і інфрачервоного випромінювання, відеокамер, які відслідковують панораму переднього огляду з подальшим аналізом зображень та інше [154,157].

Відомо, що завдання автоматизації водіння мобільних машин зводиться до задачі створення комплексу пристроїв, які можуть виконувати описані вище дії без участі оператора [154,157]. Це завдання, стосовно до ширококолієвих агрозасобів, які рухаються по сліду постійної технологічної колії, виявляється досить складною. В першу чергу через відносно малі можливості їх маневрування під час руху і дії великої кількості випадкових збурювальних факторів, які створюють їм безліч можливих ситуацій, на які слід реагувати дією на взаємопов'язані органи керування (рульове керування, гальма, керування двигуном та ін.). Але на нашу думку ефективним при автоматичному керуванні ширококолієвих агрозасобів в межах слідів постійної технологічної колії може виявитися спосіб силового (бортового) їх повороту. Цей спосіб, як відомо, реалізується обертанням коліс різних сторін машини з різною швидкістю.

Для автоматичного водіння мобільних с.-г. агрегатів більшою популярністю користуються системи на основі GPS-апаратури [118,120,121]. Технічна досконалість сучасної апаратури по точності відтворення заданих траєкторій мобільних машин вражає досягнутими результатами [154,157]. Але для реалізації повністю автоматизованого водіння ширококолієвих агрозасобів в межах ширини постійної технологічної колії точність GPS-апаратури виявляється недостатньою [154,157]. Декларовані виробниками GPS-апаратури параметри їх точності є недостовірними, що в умовах практичного застосування дає гарантоване відхилення фактичної траєкторії руху мобільних машин від заданої, достатню для значного порушення технологічного процесу. Спроби доповнити системи GPS-навігації додатковими корегуючими системами ближньої навігації – істотно ускладнює апаратуру, знижує її надійність і підвищує вартість [154,157]. У такій ситуації інтерес представляє можливість автоматичного керування рухом агрозасобів по заздалегідь заданій траєкторії слідів постійної технологічної колії з використанням локальних систем позиціонування.

Перспективним для автоматизації прямолінійного водіння машин є використання лазерного (чи іншої природи) променя в якості датчика

траєкторії [154,157]. На відміну від відомих лазерних систем, у яких визначення координат здійснюється розглянутими вище способами триангуляції або трилатерації (наприклад [154,157]), при водінні по променю визначення положення машини відбувається безпосередньо відносно фіксованої лінії, розташованої в зоні руху машини. Тобто, похибка визначення положення машини мало залежить від точності вимірювання проміжних величин і може бути достатньо малою.

Рух ширококоліїних агрозасобів по слідах постійної технологічної колії створює дещо інші умови і вимоги до роботи його пневматичної шини, ніж для традиційного трактора, який рухається по агрофону. Так, однією з вимог до параметрів технологічної колії [4,52] є достатня її твердість, що покращує тягово-зчіпні і експлуатаційні властивості енергозасобів і машин, які рухаються по ній. З цього випливає, що обмеженнями по допустимим нормам дії ходових систем на ґрунт в інженерній (непродуктивній) зоні технологічної колії можна знехтувати. З іншого боку встановлено [52], що ширина колеса ширококоліїного агрозасобу, який призначений для використання в колійному землеробстві, повинна бути якомога меншою, що зменшує втрати площі поля під технологічну зону.

Водночас шини є найважливішим елементом будь якого енергозасобу. Для ширококоліїного агрозасобу взаємодіючи з опорною поверхнею постійної технологічної колії, вони істотно впливають на більшість його експлуатаційних властивостей: безпеку руху, тягово-швидкісні властивості, профільну і опорну прохідність, стійкість і керованість, комфортабельність, плавність ходу, паливну економічність тощо [186,187]. Тому, на етапі проектування, розробки і дослідження ширококоліїних агрозасобів актуальним є питання раціонального підбору шин до них.

Методика вибору шин коліс мобільних енергетичних засобів науково-практичним досвідом добре відпрацьована [186,187,222]. З позиції отримання кращих тягово-зчіпних властивостей традиційного трактора випливає, що при певному навантаженні на його пневматичне колесо, оптимальні розміри

шини і тиску повітря в ній повинні забезпечувати отримання найкращого результату.

Питання, що пов'язані з дослідженням тягових якостей колісних машин, розглядаються в [185-193]. Слід зазначити, що в цілому для енергозасобу тягові та динамічні його властивості прийнято оцінювати тяговим коефіцієнтом корисної дії і динамічним фактором [48]. Однак кожне з коліс ширококолісного агрозасобу функціонує в умовах різного вертикального навантаження, яке діє на нього, крутного моменту, умов руху тощо. Через це тягово-зчіпні властивості колеса ширококолісного агрозасобу залежать від низки параметрів. До них відносяться його конструктивні параметри з одного боку і фізико-механічні властивості опорної поверхні слідів постійної технологічної колії – з іншого.

З класичної теорії колісного рушія випливає [186], що збільшення розмірів шини (зовнішнього діаметра і ширини профілю), за постійним вертикальним навантаженням на неї, призводить до покращення тягово-зчіпних властивостей трактора. Оскільки зменшується сила опору коченню за рахунок утворення ущільненого сліду і зминання ґрунту рушієм, збільшується дотична сила тяги за рахунок збільшення площі опорної поверхні шини. До того ж, поліпшується і його прохідність (зменшується питомий тиск рушіїв на ґрунт, збільшується дорожній просвіт). Разом з тим, збільшення розмірів шини призводить до збільшення її ваги та вартості. Тому, раціонально підібрані шини по діаметру, ширині і тиску повітря в неї дозволяють отримати максимальний коефіцієнт корисної дії роботи самого колеса, що є актуальним для умов функціонування та використання ширококолісних агрозасобів в колійній системі землеробства.

При обґрунтуванні конструктивно-технологічних та кінематичних параметрів ширококолісних засобів механізації сільськогосподарського виробництва для колійної системи землеробства та способу їх повороту бажано, щоб на поворотній смузі непродуктивні витрати на переміщення першого і площа під інженерну зону останньої були якомога меншими [4,52].

Розворот ширококолієного агрозасобу на поворотній смузі може виконуватися різними способами. Здійснення їх повороту в оптимальному режимі сприяє організація руху за координатно-транспортною системою [185,193,214,215,223] та зменшує непродуктивні витрати на поворот. Така постановка проблеми обумовлює актуальність даної роботи, в якій і розглянуто надалі один з варіантів вирішення цього питання.

Аналіз публікацій з питань використання ширококолієних агрозасобів в колійній системі землеробства показав, що найбільше поширення одержали схеми повороту з всіма керованими пневматичними мотор-колесами, які, як відомо, мають покращені показники керованості [4,52]. Кожен з потенційно можливих способів повороту ширококолієного агрозасобу визначає кінематику його криволінійного руху. При цьому бажано, щоб непродуктивні витрати енергії на поворот і площа під інженерну зону були якомога меншими. З позиції мінімізації непродуктивних втрат поля під інженерну зону необхідно мати можливість здійснювати розворот ширококолієного агрозасобу таким чином, щоб рушії одного з його бортів залишалися в межах тієї ж транспортно-технологічної доріжки, на якій вони знаходяться, а рушії з іншого борту переміщали його шасі на наступну робочу позицію [4,52].

Властивість трактора здійснювати повороти із заданою кривизною траєкторії називають повороткістю [214,215]. Вона характеризується кінематичними та силовими параметрами. Тому правильний вибір останніх, з позиції необхідної повороткості, забезпечить рух ширококолієному агрозасобу в оптимальному режимі і мінімізує непродуктивні втрати енергії і площі поля при повороті. Через це дослідження, що спрямовані на вивчення статичної та динамічної повороткості ширококолієних засобів механізації в колійному землеробстві є актуальними.

На відміну від кінематичного або силового принципу здійснення повороту енергетичних та транспортних засобів, відомий спосіб зміни напрямку руху розворотом машини в підвішеному стані [153]. Використання такого способу повороту, на думку автора наукової публікації, ефективно в

умовах обмеженого простору на поворотній смузі і дозволяє здійснювати розворот машини в автоматичному режимі без пошкодження рослин в зонах перетину транспортних доріжок.

Теорія статичної та динамічної поворотності колісного транспортного засобу достатньо вивчена не тільки вітчизняними вченими, а і світовими (Popp K., Wong,; Rajamani R., Tullberg J.N. та ін.) [62,63,141,199,224]. Питанню поворотності традиційних с.-г. машинно-тракторних агрегатів присвячена велика кількість наукових досліджень (Фаробін А.Я., Горін Г.С., Надикто В.Т., Масалабов В.М. та ін.) [185,193,214,215,223]. Разом з тим, отримані залежності практично не можуть бути використані для аналізу поворотності ширококолієвих агрозасобів. Причина полягає в принциповій різниці конструктивної і кінематичної схеми його повороту в координатно-транспортної системі руху. Тим більше непридатними для подальшого аналізу є результати, отримані вченими при вивченні динаміки повороту традиційних машинно-тракторних агрегатів.

З теорії експлуатації машинно-тракторного парку відомо [163,215,223], що для кожного виду повороту того чи іншого агрегату існує оптимальний радіус R_{opt} , при якому довжина його маневру на поворотній смузі буде найменшою:

$$R_{opt} = \sqrt{\frac{L \cdot V_n}{2 \cdot \omega_n \cdot \varepsilon_{max}}}, \quad (1.4)$$

де L – колісна база енергетичного засобу;

V_n – швидкість руху агрегату на поворотній смузі;

ω_n – середня кутова швидкість повороту керованих коліс енергетичного засобу;

ε_{max} – максимальний кут повороту агрегату у момент завершення ним входження в поворот.

Питанню поворотності сільськогосподарських машинно-тракторних агрегатів присвячено велику кількість наукових досліджень [214,215,223]. З аналізу теорії повороту МТА відомо [214,215,223], що оптимальна поворотність агрегату матиме місце тоді, коли дійсний мінімальний радіус

повороту R_n , який обумовлений схемою повороту та конструкцією конкретного агрегату, дорівнює R_{opt} . В якості критерію повороткості науковцями розглядається показник K_n , чисельно рівний відношенню поступальної швидкості руху агрегату на поворотній смузі до кутової швидкості повороту керованих коліс трактора:

$$K_n = \frac{V_n}{\omega_n}. \quad (1.5)$$

Також дослідженнями [214,215,223] встановлено, що при виборі режиму руху агрегату на поворотній смузі слід керуватися наступними вимогами: середня швидкість руху на поворотній смузі повинна дорівнювати гранично допустимій в даних умовах експлуатації (зазвичай вона для більшості традиційних с.-г. агрегатів не перевищує 2,5 м/с; середня кутова швидкість повороту керованих коліс трактора повинна приблизно складати 0,22 рад/с). З урахуванням цих вимог оптимальна величина показника режиму повороту, за даними [214,215,223], дорівнює $K_{\text{опт}}=2,5/0,22=11,4$ м/рад, максимальна $K_{\text{опт}}=25,0$ м/рад і мінімальна $K_{\text{опт}}=4,5$ м/рад.

Але, всі проаналізовані нами роботи направлені на вивчення цього питання стосовно традиційних колісних тракторів. У зв'язку з цим отримані науковцями залежності практично не можуть бути використані нами для аналізу повороткості ширококолісного агрозасобу. Причина полягає в принциповій різниці конструктивної схеми останнього та кінематичної схеми його повороту в координатно-транспортній системі руху. Тим більше, для ширококолісних агрозасобів, які призначені для роботи в колійній системі землеробства, це питання науковцями взагалі не розглядалося.

Насамкінець, слід вивести такий показник режиму повороту ширококолісного агрозасобу K_n , який би забезпечував здійснення повороту останнього у оптимальному режимі.

Дослідження і вивчення стійкості і керованості руху ширококолісних агрозасобів є предметом особливої уваги, оскільки траєкторні показники їх руху обмежені параметрами постійної технологічної колії [192,225]. Через це, з позиції задовільною керованості і стійкості руху виникають невирішені

питання щодо вивчення умов, які накладаються на їх конструктивні і інші параметри. Тому, проведення, в першу чергу, теоретичних досліджень плоско-паралельного руху ширококолісного агрозасобу у горизонтальній площині, на підставі яких можна обґрунтувати вибір найбільш раціональної його компоновальної схеми, а також конструктивних і режимних параметрів, що забезпечує оптимальне перетворення керуючого і збурювального впливів, які діють на нього.

Разом з цим іншою найважливішою проблемою динаміки ширококолісних агрозасобів є стійкість їх руху у горизонтальній площині [226]. Розроблення нової конструкції ширококолісного агрозасобу потребує наукового обґрунтування щодо значень його конструктивно-технологічних параметрів та режимів роботи з точки зору забезпечення задовільної стійкості руху.

Питанням оцінки стійкості руху традиційних машинно-тракторних агрегатів науковцями приділено багато уваги. Найбільш упорядкованим підходом до методології вивчення проблеми стійкості машинно-тракторних агрегатів викладено в працях проф., член-кор. НААНУ В.Т. Надикто. Зокрема, в [68] відмічено, що «З точки зору загальновідомих понять рух в горизонтальній площині таких незамкнених динамічних систем, як машинно-тракторні агрегати, може бути стійким, але лише у малому і за обов'язкової умови урахування тих чинників, які стабілізують їх плоско-паралельне переміщення. У теоретичних дослідженнях умов функціонування динамічних систем без урахування стабілізаційних чинників слід відходити з того поняття, що стійкість руху МТА – це рівень його здатності протистояти дії зовнішнього збурення. Одним із найбільш ефективних методів синтезу схеми і конструктивно-технологічних параметрів МТА є застосування амплітудних і фазових частотних характеристик (АЧХ і ФЧХ відповідно) відпрацювання динамічною системою вхідного збурення».

Водночас за своєю компоновальною схемою ширококолісний агрозасіб передбачає приєднання до нього технологічної частини (за допомогою навісного пристрою або без нього) в достатній близькості від

його центру мас [227]. У такій ситуації, щоб курсові відхилення ширококолійного агрозасобу не чинили негативного впливу на стійкість руху навісних агрегатованих машин і знарядь, конструкція навісного пристрою повинна забезпечувати (в певній мірі) можливість їх незалежного повороту в горизонтальній площині.

Відомо, що трьохкрапкова схема налаштування заднього навісного механізму традиційного трактора може забезпечувати достатню взаємну кутову поворотність його остова і технологічної частини [179]. Тобто коли повороти його остова, що виникають внаслідок дії на органи керування, не будуть порушувати сталий рух с.-г. знаряддя в горизонтальній площині. Для цього необхідно, щоб кут збіжності нижніх тяг заднього навісного механізму трактора дорівнював не менше 0,38 рад (22 град.) [179]. В цьому випадку миттєвий центр обертання навісного механізму трактора в горизонтальній площині знаходиться в зоні його центру мас. Оскільки для традиційних тракторів відстані від осі, яка проходить через точки кріплення нижніх тяг навісного механізму, до центру мас значно більше, ніж для ширококолійних агрозасобів, тому і кут збіжності нижніх тяг відносно не великий. З огляду на можливість уніфікації навісних пристроїв ширококолійних агрозасобів з традиційними тракторами, параметри яких визначені стандартом ISO 730: 2009, слід встановити відповідність розмірів і вимог для системи його навішування, призначеної для приєднання с.-г. машин і знарядь. Через це питання обґрунтування параметрів навісного пристрою ширококолійного агрозасобу з позиції стійкості руху його технологічної частини в горизонтальній площині є актуальними.

Одним із найважливіших показників якості роботи ширококолійних агрозасобів з робочими органами для міжрядного обробітку культурних рослин – величина пошкоджуваності останніх [228]. Головною причиною пошкоджуваності рослин робочими органами ширококолійних агрозасобів є їх великі поперечні зміщення, особливо органами, які найбільш віддалені від центра стеження за його рухом. Величина поперечного зміщення робочих органів залежать від стійкості руху ширококолійного агрозасобу, яка є

результатом впливу багатьох факторів: нерівномірності тягового опору, типу рушія і моменту опору його повороту, швидкості руху, діючих сил та ін. [229]. Враховуючи те, що ширина колії агросасобів в декілька разів перевищує їх колісну базу, то курсове кутове і поперечне відхилення від прямолінійного руху по заданій траєкторії призводить до суттєвих зміщень робочих органів, особливо крайніх, що впливає на пошкоджуваність рослин у рядку.

Також причиною пошкоджуваності рослин є певна розбіжність траєкторії сформованої постійної технологічної колії і робочих органів ширококоліїних агросасобів в площині поля [228]. Природа цього явища полягає в тому, що кінематичний центр агросасобу не співпадає з віссю, яка проходить через точку стеження за траєкторією його руху. Оскільки, наприклад, для широко відомих зразків вказаних агросасобів, якими є мостові трактори ASA-Lift WS 9600 WS, Даулера, BIOTRAC та ін. кабіна, де знаходиться стежувально-керуюча система або суб'єкт керування, розміщується з одного їх боку. Сама ж траєкторія руху вказаних ширококоліїних агросасобів обумовлена параметрами постійної технологічної колії. Остання, як правило, формується спеціальним знаряддям, наприклад [79]. Щоб взаємне відхилення сформованої траєкторії постійної технологічної колії і робочих органів було мінімальним, а це є умовою якісної роботи, необхідно або мінімізувати амплітуди поперечних відхилень робочих органів, або добитися синхронності коливань траєкторій постійної технологічної колії і робочих органів на кожній частоті. Тому встановлення математичних залежностей, які дозволяють визначити кількісний вплив конструктивних і кінематичних параметрів ширококоліїного агросасобу на величину поперечних зміщень їх робочих органів і, в залежності від величини захисної зони, – вплив на пошкоджуваність рослин в рядку, є актуальною задачею.

Таким чином, дослідження явища поперечного руху робочих органів ширококоліїного агросасобу та вплив їх коливань на якість виконання технологічного процесу вимагають глибшого дослідження й обґрунтування

конструктивних і кінематичних параметрів, що забезпечить високу якість їх роботи в колійній системі землеробства.

Інша проблема полягає в тому, що при неправильному приєднанні с.-г. машин і знарядь може мати місце не довантаження, а, навпаки, розвантаження керуючих і ведучих коліс ширококолійного агросасобу з усіма наслідками [180,230]. При цьому вертикальне навантаження на опорні колеса агрегованих з ним с.-г. машин і знарядь, розміщених, як правило, в агротехнічної (плодоносної) зоні поля, може бути суттєво збільшена. Через це в результаті надмірного ущільнюючого впливу ходових систем машин на ґрунт весь ефект від колійної системи землеробства може бути зведений до нуля. Тому актуальним є питання вивчення впливу параметрів навісного механізму ширококолійного агросасобу і схеми приєднання до нього машин і знарядь на характер зміни вертикальних навантажень на його колесах.

Наявний світовий досвід агрегування ширококолійних агросасобів показав можливість використання на них триточкових навісних пристроїв [127,130,132,227]. Вивчення конструктивних особливостей останніх при їх застосуванні на ширококолійних агросасобах практично не висвітлюється в науковій літературі. При цьому відомо, що істотний вплив на перерозподіл нормальних реакцій на колесах традиційного трактора здійснюють кути нахилу центральної і нижніх тяг його навісного механізму [227]. А сам характер перерозподілу нормальних реакцій на колесах трактора визначено конструктивними параметрами його навісного механізму і агрегованою з ним с.-г. машиною/знаряддям [230]. Водночас, відомі закономірності і практичні рекомендації справедливі для традиційної компоувальної схеми машинно-тракторного агрегату, коли навісні механізми з агрегованими з ним с.-г. машинами/знаряддями розміщені поза зоною колісної бази трактора. А тому вони не підходять для аналізу характеру зміни вертикальних реакцій на колесах ширококолійного агросасобу з причин нетипової його компоувальної схеми.

Аналізом актуальності і перспективності впровадження колійної та мостової систем землеробства в світі встановлено, що використання

спеціально створених для цього ширококолієних агрозасобів, характеризується високими потенційними технологічними властивостями [219-221]. Технологічні властивості ширококолієних агрозасобів в цілому повністю обумовлені вимогами технологічного процесу. Кількісні і якісні показники останнього в колійному землеробстві, які реалізуються ширококолієними агрозасобами, значною мірою визначаються їх конструктивними параметрами та технічними характеристиками. Між показниками технологічного процесу і технічними характеристиками ширококолієних агрозасобів має існувати чітко виражена однозначна залежність. Водночас деякі характеристики пов'язані не з одним, а з декількома технологічними показниками. Так, наприклад, їх надійність, рівень автоматизації і т.п. впливає не тільки на продуктивність, але і економічні показники технологічного процесу в колійному землеробстві. Зв'язок конструктивних параметрів ширококолієних агрозасобів з технічними характеристиками та їх технологічними показниками не такий однозначний, як зв'язок між характеристиками і показниками. Один і той же конструктивний параметр ширококолієного агрозасобу може впливати на кілька показників і характеристик. Наприклад, ширина його колії, агротехнічний просвіт, параметри рушіїв впливають на всі показники технологічного процесу і більшість технічних характеристик, виключаючи ті, які задаються і регламентуються (керованість, стійкість руху, плавність ходу і т.п.). Якщо співвіднести між собою вимоги технологічного процесу та конструктивні параметри ширококолієного агрозасобу, то можна зробити висновок про ступінь його технологічності. Саме тому вивчення теорії технологічної експлуатації ширококолієних агрозасобів, а також розробка методів аналізу і оцінки відповідності параметрів та їх характеристик вимогам технологій колійного землеробства є також актуальним завданням.

Водночас відомі методи теорії технологічної експлуатації традиційних тракторів дозволяють провести кількісну оцінку технологічного рівня проєктованого або пропонованого ринком трактора, виявити ступінь відповідності його конструктивних параметрів і технічних характеристик, а

також технологічних властивостей в цілому вимогам технологічного процесу сільськогосподарського виробництва [186,187]. За допомогою цих методів можна розрахувати кількісне значення комплексного показника технологічного рівня та провести аналіз ступеню впливу на нього окремого конструктивного параметра та показника технічної характеристики трактора. Але вказані методики адаптовані до традиційних тракторно-комбайнових технологій і практично не можуть бути використані для ширококоліїних агрозасобів, переважно з причини їх нетипової компоувальної схеми, специфіки використання та умов функціонування в колійній системі землеробства. Конструктивно-технологічні та функціональні особливості ширококоліїних агрозасобів потребують розробки принципово нової методики оцінки їх технологічних властивостей.

Зробивши певний внесок в розв'язанні проблем використання вищезгаданих ширококоліїних засобів механізації попередники не завжди враховують можливість практичної реалізації пропонованих рішень. У тому числі попередниками не здійснювалося розроблення відповідної методології, щодо вибору та обґрунтування схем, параметрів та режимів роботи вказаних ширококоліїних засобів механізації за принципами їх функціонування в колійній системі землеробства, з можливістю їх подальшої автоматизації та роботизації, виходячи із предметного аналізу стійкості, керованості, повороткості та плавності їх робочого руху по слідах постійної технологічної колії.

Проведеним аналізом слід констатувати, що до сьогоденішнього часу відсутня загальна теорія, методика розрахунку ширококоліїних засобів механізації сільськогосподарського виробництва для колійної системи землеробства та їх окремих механізмів, механіко-технологічні основи їх функціонування та використання.

Математичні моделі функціонування традиційних машинно-тракторних агрегатів, розроблені свого часу Василенком П.М., Габаєм Є.В., Кутьковим Г.М., Надикта В.Т. та ін. [166-179], не можуть бути використаними для розв'язання зазначеної проблеми. Переважно по причині нетипової компоувальної схеми ширококоліїних засобів механізації

сільськогосподарського виробництва для колійної системи землеробства, специфіки їх агрегування та умов функціонування. У зв'язку з цим, з позиції ефективного використання таких засобів механізації виникають невирішені питання щодо вивчення умов, які накладаються на їх конструктивні та інші параметри. Але ж дослідження і вивчення керованості, стійкості та плавності руху, а також повороткості ширококолійних засобів механізації є предметом особливої уваги. Оскільки показники їх руху обумовлені параметрами постійної технологічної колії.

Накопичений науково-практичний досвід використання традиційних машинно-тракторних агрегатів в колійній системі землеробства дозволив обґрунтувати певні вимоги до параметрів постійної технологічної колії і енергетичних засобів [52, 73-84]. Однак ці вимоги не враховують нетиповість компоувальної схеми ширококолійного агрозасобу, специфіку їх агрегування і умови функціонування, тому повинні бути уточнені. У той же час відома нині методологія вибору конструктивних схем, параметрів і режимів роботи машинно-тракторних агрегатів не може бути використана для вивчення динаміки руху ширококолійних агрозасобів. Тому, з позиції їх ефективного використання, виникають невирішені питання, які стосуються вивчення умов, які накладаються на їх конструктивні та інші параметри.

Незважаючи на очевидні переваги використання ширококолійних агрозасобів, а також багатий позитивний досвід використання постійної технологічної колії в землеробстві різних країн світу, головними аргументами консерваторів нових ідей є те, що в результаті закладки технологічної колії площа посівів природним чином зменшується. А тому зменшується валовий збір с.-г. культури з площі поля, і, як наслідок, зменшується при цьому прибуток. Тому нагальним залишається питання про методологію оцінки економічного ефекту від використання ширококолійних агрозасобів в колійній системі землеробства.

Велика увага вчених різних країн світу приділяється ефективності використання постійної технологічної колії. Наприклад, проведеними дослідженнями [13,17] на деяких характерних типах ґрунтів в Західній

Австралії встановлено, що в середньому підвищення врожайності зернових становить до 10% при зниженні витрат палива енергетичними засобами, внаслідок поліпшення плавності їх руху. Також, при використанні постійної технологічної колії спостерігається зниження енергетичних витрат працюючих енергозасобів та машин, внаслідок зменшення коефіцієнта опору кочення і буксування при їх русі по твердому фоні слідів постійної технологічної колії, в порівнянні з їх рухом по м'якому агрофону. Дослідження [89,90] показали, що зниження витрати палива тракторів при використанні постійної технологічної колії без оранки становить щонайменше 25%. Дослідження інших вчених в Queensland [29,62,63] показали, що зниження витрати палива при використанні постійної технологічної колії на суглинних ґрунтах досягало 50%. У роботі [13] відзначається, що запровадження постійної технологічної колії підвищує ефективність вирощування с.-г. культур за рахунок скорочення витрати насіння, добрив, гербіцидів. Наявність постійної технологічної колії покращує і траєкторні показники руху тракторів, як це зазначено в роботі [133].

Велика увага в наукових публікаціях з даної тематики приділяється ґрунтовим процесам, які відбуваються внаслідок застосування постійної технологічної колії. Наприклад, проведеними дослідженнями [107,231] встановлено, що використання постійної технологічної колії і мініального обробітку ґрунту, сприяє збільшенню корисних мікроорганізмів і макрофауни (черві, мурашки, терміти) в ґрунті на 40-160%. Це природним чином впливає на підвищення врожайності вирощуваної с.-г. культури.

Про зниження капітальних витрат і амортизацію тракторів при використанні постійної технологічної колії докладно представлено в роботі [95]. Її автори пояснюють це тим, що за рахунок кращого зчеплення коліс тракторів з ґрунтом в зоні постійної технологічної колії витрачаються і менші енергетичні витрати. При цьому можливе використання тракторів меншої потужності з меншою їх вартістю, що зменшує суму амортизаційних

відрахувань і дозволяє більше задіяти такі трактори протягом року на фермах.

Незважаючи на достатню вивченість проблематики даного питання, проте, розглянуті публікації не дозволяють оцінити величину економічного ефекту за рахунок економії енергетичних витрат, посівного матеріалу і підвищення врожайності вирощуваної культури, який може бути отриманий при впровадженні постійної технологічної колії та використанні засобів механізації, рушії яких рухаються по слідах цієї колії. Разом з цим, функціональна залежність економічного ефекту, який можна отримати при впровадженні ширококолієних засобів вивчена вченими недостатньо.

Цілком зрозуміло, що залежно від розмірів земельної ділянки і ширини технологічної колії відсоток площі, відведеної під інженерну зону, може значно варіюватися. Через це, з появою на полі інженерної (непродуктивної) площі, економиться посівний матеріал.

З чисто технічної позиції рух мобільного енергозасобу по слідах постійної технологічної колії покращує його техніко-експлуатаційні показники. Це відображається як в зниженні енергетичних витрат на технологічні процеси, так і збільшенні продуктивності роботи. В роботах [75,109] відмічається, що працювати на полі агрегатам по постійній технологічній колії простіше, роботи по обприскуванню і догляду за посівами для механізатора викликають меншу стомлюваність, при тому, що якість таких операцій достатньо висока.

З технологічної точки зору особливо актуальним є застосування колійної системи землеробства при переході на ґрунтозахисну систему обробітку полів [73,78,81]. За такою системою розуцільнення ґрунту відбувається за рахунок природних ґрунтових процесів і, навпаки, ущільнення ґрунту стає одним з основних перешкод отримання високих врожаїв. В цьому плані перехід на колійну систему землеробства з використанням ширококолієних агрозасобів виключає ущільнення і руйнування ґрунту ходовими системами машин, що забезпечує збереження природної родючості ґрунтів у продуктивній зоні поля і гарантує підвищення

врожайності зернових культур на 10...15%, технічних культур на 15...20%, овочів на 20...5% [73,78,81]. В силу зазначених обставин виникає питання, наскільки відчутним може бути отриманий економічний ефект при використанні колійної системи землеробства? І які оптимальні чинники визначають величину максимальної економічної ефективності при цьому?

Висновки по розділу та постановка задач дослідження

Сучасні технології вирощування культурних рослин, які побудовані на основі традиційних тракторно-комбайнових технологій, вичерпали можливість свого подальшого вдосконалення. Їх повсюдне застосування у сільському господарстві створює низку серйозних проблем, основними з яких є низький енергетичний ККД, деградація ґрунтів внаслідок їх ущільнення та руйнування рушіями традиційних енергетичних засобів та самохідних машин, складність або неможливість автоматизації виробничих процесів, виснаження природних запасів палива і т.д.

Безальтернативне застосування традиційних тракторно-комбайнових технологій є перешкодою підвищення ефективності рослинництва.

Перспективним напрямком подальшого усталеного розвитку сільського господарства не тільки в Україні, а і у світі є впровадження інноваційних технологій, до яких слід віднести колійну та мостову системи землеробства. Ці системи створюють основу для автоматизації і роботизації більшості технологічних процесів у рослинництві, забезпечують ефективне впровадження «точного» та «цифрового» землеробства та надають інші суттєві переваги.

Практична реалізація основних принципів колійної системи землеробства традиційними тракторно-комбайновими засобами механізації сільськогосподарського виробництва ускладнена певними проблемами при їх використанні. До яких слід віднести узгодження параметрів ходових систем серійних машинно-тракторних і комбайнових агрегатів параметрам постійної технологічної колії, тягових властивостей енергозасобів із шириною захвату

сільськогосподарських машин/знарядь тощо.

Обумовлена цим низька техніко-економічна ефективність виконання техноло-гічних операцій вирощування сільськогосподарських культур традиційними тракто-рно-комбайновими засобами механізації в колійній системі землеробства породжує **народногосподарську проблему** підвищення ефективності роботи ширококолійних засобів механізації сільськогосподарського виробництва, які функціонують за принципами колійної системи землеробства. Їх упровадження у сільськогосподарське виробництво дозволяє отримати максимальну ефективність в процесах обробітку ґрунту і догляду за культурними рослинами.

Ефективність практичного використання ширококолійних засобів механізації сільськогосподарського виробництва для колійної системи землеробства залежить від обґрунтованої наукової бази або теоретичних основ оптимізації їх схем та параметрів.

Питання з цього погляду плані науковцями вивчені не достатньо, а ефективна практична реалізація потенційних техніко-експлуатаційних та технологічних властивостей ширококолійних засобів механізації сільськогосподарського виробництва в умовах колійної системи землеробства нині відсутня. Саме тому розв'язання вказаної народногосподарської проблеми практично неможливе без вирішення відповідної **науково-технічної проблеми**. Суть її полягає в розробленні механіко-технологічних основ функціонування ширококолійних засобів механізації сільськогосподарського виробництва в умовах колійної системи землеробства.

Для цього в першу чергу слід розробити методологію вибору і обґрунтування як конструктивно-технологічних схем, так і конструктивних та кінематичних параметрів, режимів функціонування нових ширококолійних засобів механізації сільськогосподарського виробництва. Практичним кроком такого підходу є глибоке вивчення закономірностей технологічного функціонування таких засобів як динамічних систем

Водночас, відома нині методологія вибору конструктивних схем, обґрунтування параметрів та режимів роботи машинно-тракторних агрегатів на основі традиційних енергетичних засобів практично не підходить для розв'язання вищезначеної науково-технічної проблеми. Переважно з причини нетипової компоувальної схеми ширококолієного засобу, специфіки його використання та умов функціонування.

Конструктивно-технологічні особливості ширококолієних засобів механізації сільськогосподарського виробництва в умовах колійної системи землеробства вимагають розробки принципово нової системи їх функціонування.

Використання потенційних техніко-експлуатаційних та технологічних властивостей ширококолієних засобів механізації сільськогосподарського виробництва на новому науково-обґрунтованому рівні, що дозволить ефективно реалізувати принципи колійної системи землеробства, є провідною ідеєю даної дисертаційної роботи. Практична реалізація цієї ідеї вимагає формулювання чіткої мети та задач як теоретичних, так і експериментальних досліджень.

Метою дослідження є підвищення ефективності роботи ширококолієних засобів механізації сільськогосподарського виробництва шляхом розроблення і впровадження механіко-технологічних основ їх функціонування в умовах колійної системи землеробства.

Задачі дослідження:

– провести аналіз сучасного стану досліджень щодо використання потенційних переваг ширококолієних засобів механізації с.-г. виробництва, які функціонують за принципами колійного землеробства;

– дослідити вплив конструктивних та режимних параметрів ширококолієних засобів механізації с.-г. виробництва на їх енергетичні і тягово-зчіпні властивості, а також коефіцієнт землевикористання при облаштуванні поля постійною технологічною колією, та удосконалити методику вибору параметрів рушіїв з урахуванням специфіки їх руху по ній;

– розробити математичні моделі плоско-паралельного руху ширококолієних засобів механізації с.-г. виробництва на поворотній смузі і оцінити вплив їх конструктивних та режимних параметрів на показники поворотності;

– розробити математичні моделі плоско-паралельного руху ширококолієних засобів механізації с.-г. виробництва і оцінити вплив їх схем, конструктивних параметрів, режимів роботи та параметрів керуючого впливу на керованість і стійкість у горизонтальній площині, а також ймовірність пошкоджуваності рослин у рядку робочими органами внаслідок їх поперечних зміщень;

– розробити математичні моделі функціонування ширококолієних засобів механізації с.-г. виробництва в поздовжньо-вертикальній площині і на їх основі дослідити вплив конструктивних і силових параметрів на динаміку руху та особливості їх агрегування з навісними машинами та знаряддями;

– дослідити вплив характеристик ґрунтової поверхні слідів постійної технологічної колії на тягово-зчіпні властивості та енергетичні витрати ширококолієного засобу механізації с.-г. виробництва при його русі по ній;

– оцінити технічну здійсненність і виробничу ефективність функціонування та використання ширококолієних засобів механізації сільськогосподарського виробництва для колійної системи землеробства в технологічних процесах обробітку ґрунту та внесенні технологічних матеріалів у ґрунт;

– здійснити техніко-економічну оцінку ефективності застосування ширококолієних засобів механізації сільськогосподарського виробництва в умовах колійної системи землеробства;

– розробити науково-методичні рекомендації з використання ширококолієних засобів механізації с.-г. виробництва в умовах колійної системи землеробства, які забезпечують підвищення ефективності їх роботи.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ
 ШИРОКОКОЛІЙНИХ ЗАСОБІВ МЕХАНІЗАЦІЇ
 СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА
 В УМОВАХ КОЛІЙНОЇ СИСТЕМИ ЗЕМЛЕРОБСТВА

2.1. Теоретичні передумови оцінювання енергонасиченості
 ширококолійних засобів механізації сільськогосподарського
 виробництва

Для оцінювання енергетичних витрат будь якого ширококолійного засобу механізації сільськогосподарського виробництва, який рухається по слідах постійної технологічної колії, представимо його конструктивно-технологічною схемою (рис. 2.1), що містить силову енергетичну установку 1, ширококолійне самохідне шасі 2 з керованими колесами 3 та 4, розміщеними на колісних візках 5 і 6 його лівого і правого бортів, трансмісійну систему їх приводу 7 (або мотор-колеса), раму 8 для кріплення робочих органів с.-г. знарядь 9, механічну систему відбору потужності 10 для активного приводу робочих органів, підйомні механізми 11 з електромеханічним або гідравлічним силовим приводом.

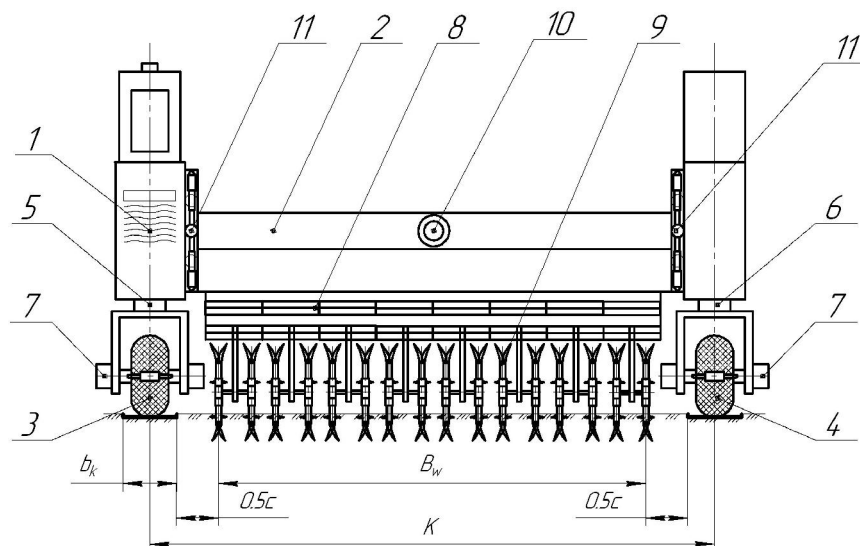


Рис. 2.1 – Схема ширококолійного агрозасобу, що рухається по слідах
 постійної технологічної колії

Ширококоліїний агрозасіб з шириною K і робочою шириною захвату B_w рухається по слідах постійної технологічної колії, ширина якої на рис 2.1, з урахуванням ширини захисної зони c , дорівнює b_k .

Гіпотетично в залежності від конструктивного виконання ширококоліїного агрозасобу величина його колії K може бути різною. Як це було відзначено нами в 1 розділі роботи для світових зразків ширококоліїних агрозасобів вона становить в межах 3...21 м.

Сутність визначення номінальної ефективної потужності енергетичної установки ширококоліїного агрозасобу за балансом його потужностей зводиться до підсумовування корисної потужності і витрат енергії на тертя в трансмісії, буксування рушіїв і долання опору кочення (рис. 2.2).

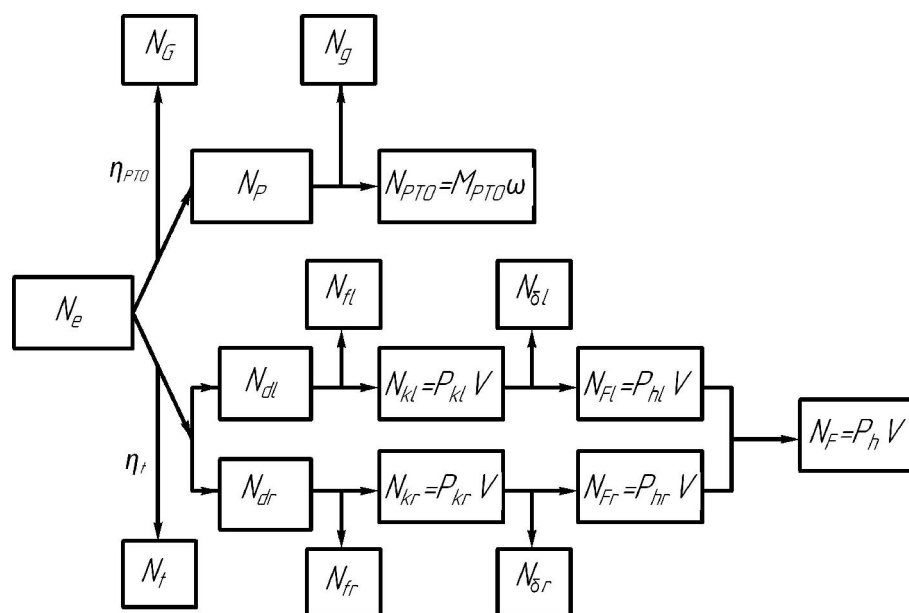


Рис. 2.2 – Структурна схема потоку потужностей ширококоліїного агрозасобу з додатковим відбором потужності

Відповідно до приведеної структурної схеми (див. рис. 2.2) ефективна потужність N_e енергетичної установки ширококоліїного агрозасобу реалізується на корисно затрачену роботу – передачу енергії через трансмісію на привід рушіїв її лівого і правого бортів і через систему відбору потужності – на привід активних робочих органів с.-г. машин/знарядь або привід технологічного обладнання. Внаслідок передачі потоку потужності

через трансмісію в ній виникають втрати N_t , які оцінюються коефіцієнтом корисної дії η_t . Частина потужності на провідних коліс лівого і правого бортів (N_{dl}, N_{dr}) ширококолісного агрозасобу витрачається на долання опору їх перекочування (N_{fl}, N_{fr}). Отримані після цього потужності на шинах ведучих коліс лівого і правого бортів (N_{kl}, N_{kr}) витрачаються на буксування (N_{sl}, N_{sr}), а також на корисну тягову потужність N_F , яка визначається силою тяги на гаку P_h і швидкістю руху агрозасобу V .

В процесі передачі потужності через систему відбору потужності N_p до активних робочих органів с.-г. знарядь N_{PTO} , яка визначається крутним моментом M_{PTO} і кутовою швидкістю ω вихідного валу приводу, враховуються втрати потужності в редукторі N_G і приводі N_g , що оцінюються коефіцієнтом корисної дії η_{PTO} .

Складена в такий спосіб структурна схема потоку потужностей ширококолісного агрозасобу (див. рис. 2.2) дозволяє записати наступне рівняння балансу його потужностей, за допомогою якого представляється можливим оцінити витрати потужності при його функціонуванні. Згідно з яким потужність його енергоустановки (або енергоустановок) розподіляється між двома бортами і, за необхідністю, можливий додатковий відбір потужності (через систему відбору потужності):

$$N_e = \frac{N_{dl} + N_{dr}}{\eta_t} + \frac{N_{PTO}}{\eta_{PTO}}. \quad (2.1)$$

Для визначення витрат потужності на функціонування ширококолісного агрозасобу розглянемо схему сил, які діють на нього (рис. 2.3). При цьому покладемо, що зчїпна маса ширококолісного агрозасобу перерозподіляється на лівий і правий його борта M_l і M_r ($M = M_l + M_r$), прикладена в їх центрах мас, відповідно в точках L і R .

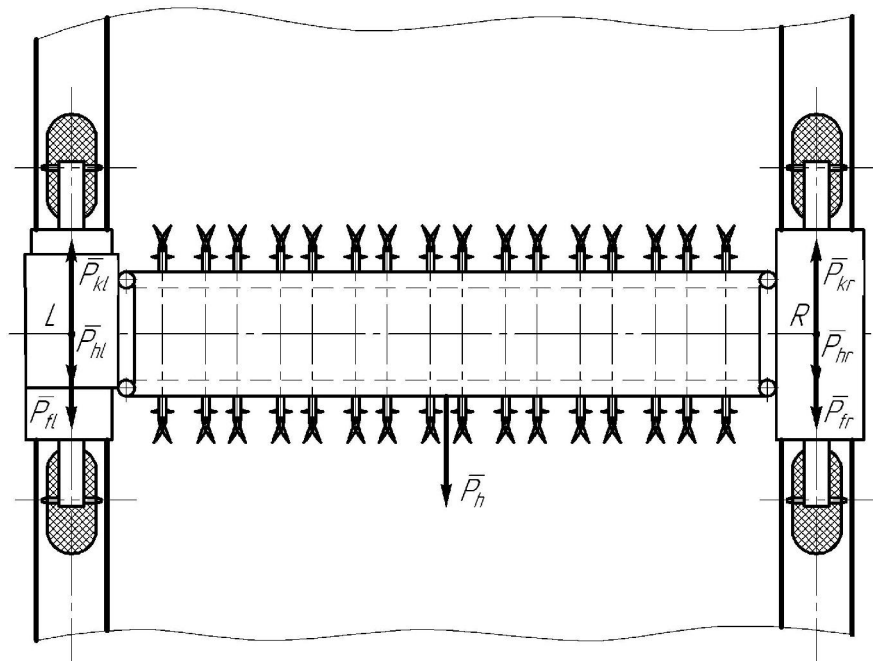


Рис. 2.3 – Схема сил, які діють на ширококоліїний агрозасіб, що рухається по слідах постійної технологічної колії

З рис. 2.3 випливає, що на ширококоліїний агрозасіб діють дотичні P_{kl} , P_{kr} і крюки сили тяги P_{hl} , P_{hr} , які розвивають рушії лівого і правого його бортів, і сили опору кочення P_{fl} і P_{fr} .

Для усталеного режиму руху ширококоліїного агрозасобу зі швидкістю V необхідна потужність для рушіїв лівого і правого його бортів визначається:

$$\begin{aligned} N_{dl} &= P_{fl}V_l + P_{kl}V_l\delta_l + P_{hl}V_l, \\ N_{dr} &= P_{fr}V_r + P_{kr}V_r\delta_r + P_{hr}V_r, \end{aligned} \quad (2.2)$$

де V_l , V_r , δ_l , δ_r – теоретичні швидкості руху і буксування рушіїв лівого і правого бортів ширококоліїного агрозасобу.

Враховуючи приблизну рівність зчіпних і експлуатаційних мас ширококоліїного агрозасобу, дотичні сили тяги, сили опору перекочування і теоретичні швидкості руху можна визначити у такий спосіб:

$$\begin{aligned}
 P_{kl} &= P_{fl} + P_{hl}; & P_{fl} &= fM_l g; \\
 P_{kr} &= P_{fr} + P_{hr}; & P_{fr} &= fM_r g; \\
 V_l &= \frac{V}{1 - \delta_l}; & V_r &= \frac{V}{1 - \delta_r},
 \end{aligned}
 \tag{2.3}$$

де f – коефіцієнт опору кочення;

g – прискорення вільного падіння.

Виходячи з умови достатнього зчеплення рушіїв ширококоліїного агрозасобу з опорною поверхнею слідів постійної технологічної колії, тягове зусилля, яке він може розвивати можна визначити:

$$P_h = P_{hl} + P_{hr} = Mg(\lambda\varphi - f), \tag{2.4}$$

де λ – коефіцієнт навантаження ведучих коліс;

φ – коефіцієнт зчеплення рушіїв ширококоліїного агрозасобу з опорною поверхнею слідів постійної технологічної колії.

Після підстановки залежностей (2.2–2.4) в (2.1) рівняння балансу потужності має наступний вигляд:

$$\begin{aligned}
 N_e &= \frac{fgV}{\eta_t} \left[\frac{M_l}{1 - \delta_l} + \frac{M_r}{1 - \delta_r} \right] + \frac{\lambda\varphi gV}{\eta_t} \left[\frac{M_l \delta_l}{1 - \delta_l} + \frac{M_r \delta_r}{1 - \delta_r} \right] + \\
 &+ \frac{gV(\lambda\varphi - f)}{\eta_t} \left[\frac{M_l}{1 - \delta_l} + \frac{M_r}{1 - \delta_r} \right] + \frac{N_{PTO}}{\eta_{PTO}}.
 \end{aligned}
 \tag{2.5}$$

Отримане рівняння балансу потужності (2.5) ширококоліїного агрозасобу враховує, таким чином, не тільки вплив його тягового навантаження, додатковий відбір потужності і умови його функціонування, але і зчпний вагу, яка припадає на його лівий і правий борти.

З огляду на те, що експлуатаційна вага ширококоліїного агрозасобу дорівнює сумі його зчпного ваги, що припадає на лівий і правий борти, отримане рівняння (2.5) дозволяє розрахувати його енергонасиченість за відомою залежністю [186]:

$$E = \frac{N_e}{M}, \tag{2.6}$$

де E – енергонасиченість ширококоліїного агрозасобу, кВт/т.

Як показали проведені нами попередні лабораторно-польові випробування ширококолієного агрозасобу конструкції ТДАТУ при його русі по ущільненому вирівняному ґрунтовому сліду постійної технологічної колії значення його показників для розрахунку можна прийняти наступні: $f = 0.05$, $\varphi = 0.7$, $\lambda = 1$, $\delta_l = \delta_r = (0.15 - 0.17)$. Також положимо, що сучасні системи трансмісії мобільних енергетичних засобів мають величину коефіцієнту корисної дії не менше за $\eta_i = 0.941$.

Після підстановки (2.5) в (2.6) розраховану величину енергонасиченості ширококолієного агрозасобу, який рухається по ґрунтових слідах постійної технологічної колії представимо в функції від його робочої швидкості руху $E = f(V)$ (рис. 2.4).

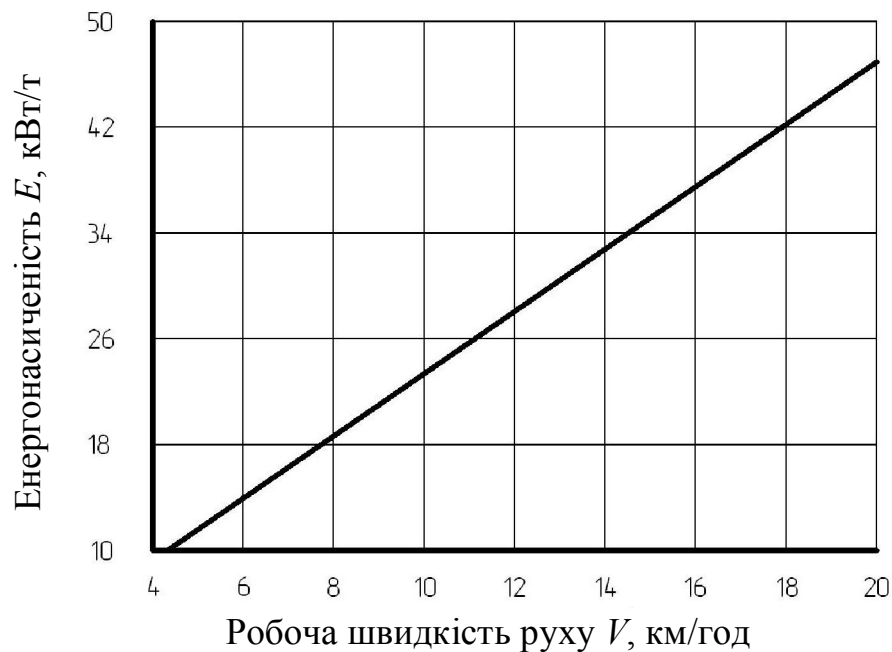


Рис. 2.4 – Енергонасиченість ширококолієного агрозасобу без урахування додаткового відбору потужності в залежності від швидкості його руху

З рис. 2.4 випливає, що не збільшення, а навпаки зменшення робочих швидкостей руху ширококолієних агрозасобів дозволяє зменшувати енерговитрати на технологічні процеси. Зменшена продуктивність роботи при цьому не є суттєвим недоліком, оскільки ширококолієний агрозасіб може і напевно здатний працювати в автоматичному режимі, що передбачає

велике його завантаження у часі. Це означає те, що потрібне створення нової концепції робочих органів, відмінних від традиційних. Наприклад, перспективними в цьому плані виступають робочі органи активної дії з вертикальним різанням ґрунту (типу «копач») [52]. При вертикальному різанні ґрунту вага ширококолісного агрозасобу використовується для створення сили різання, внаслідок цього реакції опору на ґрунт зменшуються, а за рахунок відхилення лінії копача від вертикалі можна отримати складову реакції ґрунту, спрямовану в бік руху (с.-г. знаряддя реактивного типу) [52].

За нашою прогновною оцінкою практична реалізація ширококолісних агрозасобів в колійній системі землеробства буде відбуватися поетапно. На першому початковому етапі, з енергетичної точки зору, робочі швидкості таких агрозасобів будуть не вище 5 км/год, а рівень їх енергонасиченості при цьому сягатиме 12,5 кВт/т. На другому етапі робочі швидкості їх руху зрівняються з сучасними традиційними сільськогосподарськими агрегатами і сягатимуть до 10 км/год. Рівень енергонасиченості ширококолісних агрозасобів при цьому, без урахування додаткового відбору потужності, становитиме 23,5 кВт/т (див. рис. 2.4).

В недалекому майбутньому реальна можливість заміни робочих органів с.-г. знарядь/знарядь принципово новими, які здатні працювати на більш високих швидкостях, що вимагає пропорційного збільшення енергонасиченості ширококолісних агрозасобів. З цією метою залежність їх енергонасиченості від швидкості за рис. 2.4 апроксимована нами лінійною функціональною залежністю:

$$E = 2.3562 \cdot V + \frac{N'_{PTO}}{M}, \quad (2.7)$$

де $N'_{PTO} = N_{PTO} / \eta_{PTO}$ – додатковий відбір потужності, який витрачається на активний привід робочих органів машин/знарядь або роботу технологічного обладнання агрозасобу.

Прикінцеве значення енергонасиченості по (2.7) буде залежати від рівня додаткового відбору потужності, значення якого залежить від функціонального призначення того чи іншого ширококолійного агрозасобу.

Згідно розрахованої аналітичної залежності енергонасиченості від питомої величини додаткового відбору потужності на 1 т експлуатаційної маси ширококолійного агрозасобу (рис. 2.5) впливає, що зі збільшенням відбору потужності на 1 кВт/т енергонасиченість прямо пропорційно збільшується на 0,9 кВт/т.

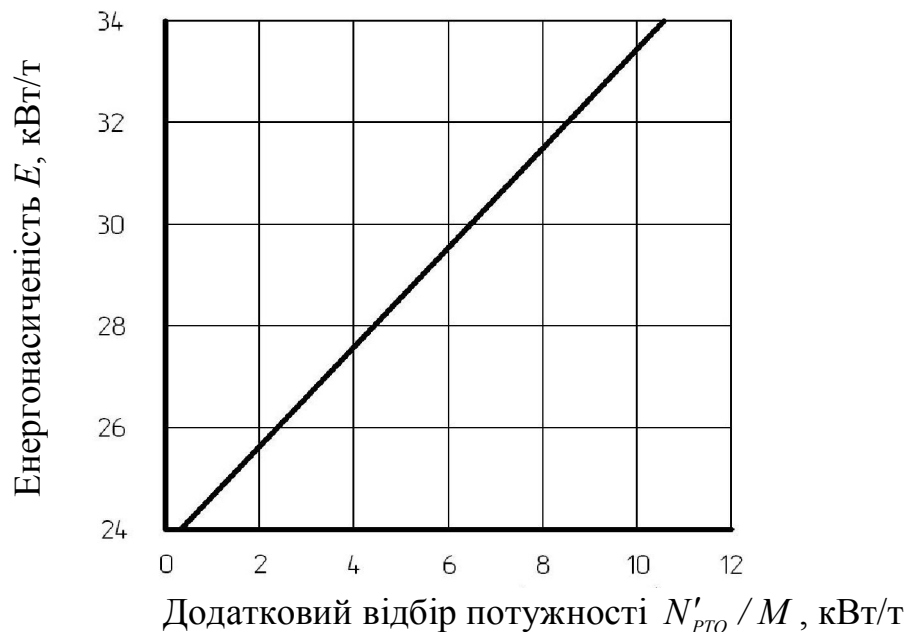


Рис. 2.5 – Залежність енергонасиченості E ширококолійного агрозасобу від величини додаткового відбору потужності на 1 т його експлуатаційної маси N'_{PTO}/M

Номінальне тягове зусилля, яке при цьому розвиває ширококолійний агрозасіб при його русі по вирівняним ущільнених слідах постійної технологічної колії, в функції від експлуатаційної маси представлена на рис. 2.6.

Науково-практична цінність функціональної залежності, яка представлена на рис. 2.6 показує, що на кожну тонну експлуатаційної маси ширококолійний агрозасіб може розвивати тягове зусилля в 6,37 кН.

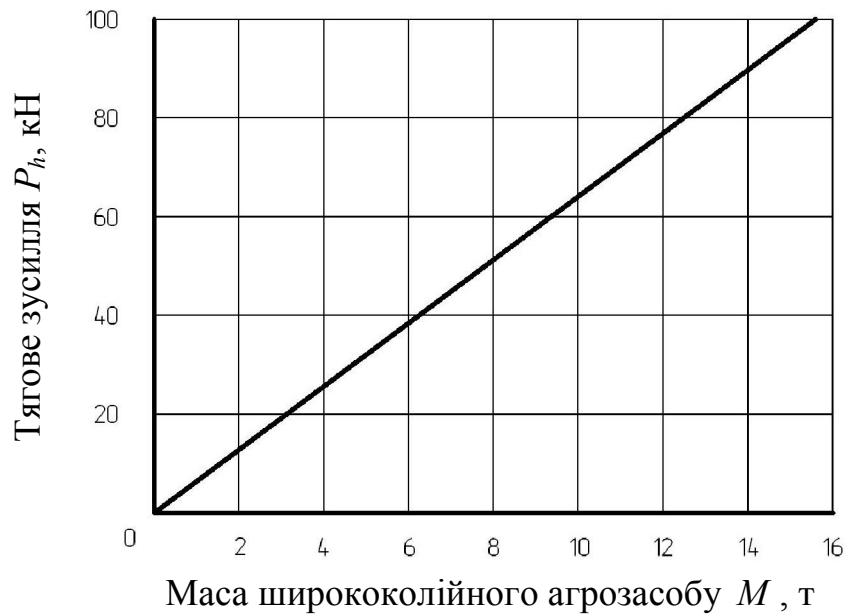


Рис. 2.6 – Номінальне тягове зусилля P_h , яке розвиває ширококолієний агрозасіб при достатньому зчепленні його рушіїв з ґрунтом

Тягове зусилля P_h , яке розвиває ширококолієний агрозасіб, зумовлено питомим тяговим опором конкретного с.-г. знаряддя та його шириною захвату:

$$P_h = k_0 \cdot \left(1 + \frac{c_v}{100} (V - V_0) \right) \cdot B_w, \quad (2.8)$$

де k_0 – питомий тяговий опір сільськогосподарських знаряддя при швидкості руху V_0 , км/год;

V_0 – номінальна швидкість руху, км/год;

c_v – темп збільшення питомої тягового опору від підвищення швидкості руху, %;

B_w – робоча ширина захвату ширококолієного агрозасобу, яка згідно рис. 2.1 дорівнює:

$$B_w = K - b_k - c. \quad (2.9)$$

Згідно рівняння (2.8) впливає, що підвищення швидкості руху ширококолієних агрозасобів високої енергонасиченості не вирішує проблему ефективного їх використання. Оскільки в даному випадку при підвищенні темпу наростання питомих тягових опорів робочих органів с.-г. знарядь зростають енергетичні витрати на виконання технологічного процесу.

Результат розрахунків необхідної маси і ефективної потужності енергоустановки ширококоліїних агросасобів при виконанні ним конкретних технологічних операцій представлений в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Результат розрахунків необхідної маси і ефективної потужності енергоустановки ширококоліїного агросасобу при виконанні ним конкретних технологічних операцій

Технологічна операція	Сільськогосподарське знаряддя	Питомий тяговий опір k_0 , кН/м	Маса (т) і номінальна потужність (кВт) ширококоліїного агросасобу в залежності від ширини його колії K			
			$K = 3m$		$K = 10m$	
			M	N_e	M	N_e
Боронування	Борони зубові:					
	важкі	0,4...0,7	0,41	12,6	1,36	41,7
	середні	0,3...0,6	0,35	10,7	1,17	35,9
	легкі	0,25...0,45	0,26	8,0	0,87	26,7
	сітчасті і шлейф-борони	0,45...0,65	0,38	11,7	1,26	38,7
	пружинні і лапаті	1,0...1,8	1,05	32,2	3,5	107
	голчасті	0,45...0,65	0,38	11,7	1,26	38,7
	Борони дискові:					
	на дискуванні стерні	1,6...2,2	1,04	26,6	3,48	89
	на дискуванні оранки	3,0...6,0	2,85	72,9	9,5	242
на дискуванні лугів	4,0...6,0	2,85	72,9	9,5	242	
Культивація суцільна	Культиватори:					
	паровий – глибина обробітку 6-8 см	1,2...2,6	1,68	64,4	5,61	215
	паровий – глибина обробітку 10-12 см	1,6...3,0	1,94	74,4	6,47	248
	штанговий – глибина обробітку 10-12 см	1,6...2,6	1,23	22	4,12	73,7
Культивація міжрядна		1,2...1,8	0,97	24,8	3,24	82,9

Технологічна операція	Сільськогосподарське знаряддя	Питомий тяговий опір k_0 , кН/м	Маса (т) і номінальна потужність (кВт) ширококолісного агрозасобу в залежності від ширини його колії K			
			$K = 3m$		$K = 10m$	
			M	N_e	M	N_e
Глибоке розпушування	Глибокорозпушувачі	8,0...13,0	7,01	179	23,3	597
Обробка плоскорізами	Плоскорізи	4,0...6,0	3,5	107	11,6	357
лушення стерні	Луцильники:					
	дисківий – глибина обробітку 8-10 см	1,2...2,6	1,28	39,3	4,26	130
	лемішний – глибина обробітку 10-14 см	2,5...6,0	2,85	72,9	9,5	242
	лемішний – глибина обробітку 14-18 см	6,0...10,0	4,75	121	15,8	404
Рядовий посів зернових	Сівалки:					
	дисківа з міжряддям 15 см	1,1...1,6	0,97	37,2	3,22	123
	вужькорядна	1,5...2,5	1,51	57,9	5,04	193
	насіenne-пресова	1,2...1,8	1,09	41,8	3,63	139
	сівалка-луцильник	1,2...2,8	1,69	64,8	5,64	216
Посів буряка		0,6...1,0	0,47	9,0	1,58	30,3
Посів кукурудзи, соняшника		1,0...1,4	0,66	12,7	2,22	42,6
Посадка овочевих і картоплі		2,5...3,5	1,75	40,3	5,84	134
Коткування	Катки гладкі	0,55...1,2	0,55	11,3	1,83	37,4
	Кільчастошпорові	0,6...1,0	0,49	15	1,64	50,3
	Кільчасто-зубчасті	0,6...1,0	0,47	10,8	1,55	35,7

Результати розрахунку маси і потужності ширококолієвих агрозасобів при роботі на різних технологічних операціях (див. табл. 2.1) дозволяє використовувати цінний науковий матеріал при проектуванні подібних засобів механізації в рослинництві.

Отримане рівняння (2.5) балансу потужностей ширококолієвого агрозасобу, який рухається по слідах постійної технологічної колії враховує не тільки вплив тягового навантаження і додатковий відбір потужності, але і особливості його конструктивної схеми, що дозволяє оцінювати рівень енергонасиченості на етапі його конструювання.

В результаті вивчення тягово-енергетичних властивостей ширококолієвих засобів механізації сільськогосподарського виробництва в колійній системі землеробства встановлено, що величина їх енергонасиченості для робочих швидкостей руху не більше 5 км/год дорівнює 12,5 кВт/т, а на швидкостях 10 км/год становить 23,5 кВт/т. Отриманий результат енергонасиченості ширококолієвих агрозасобів без урахування додаткового відбору потужності перевищує рівень енергонасиченості традиційних тракторів тягової концепції, який, як відомо, становить не більше за 15кВт/т [204]. Пояснити це можна тим, що ширококолієвий агрозасіб при русі по вирівняних ущільнених слідах постійної технологічної колії має кращі тягово-зчіпні властивості, в порівнянні з традиційним трактором при його русі по с.-г. агрофонам. Зокрема встановлено, що на кожну тону експлуатаційної маси ширококолієвий агрозасіб розвивати тягове зусилля в 6,37 кН за умови достатнього зчеплення його рушіїв з опорною поверхнею слідів постійної технологічної колії. Через це для реалізації більших тягових зусиль необхідна і більша тягова потужність, що збільшує необхідну номінальну потужність енергоустановок ширококолієвого агрозасобу. До того ж, особливістю руху ширококолієвого агрозасобу по слідах постійної технологічної колії є можливість збільшити коефіцієнт буксування його рушіїв до $\delta = (0,15 - 0,17)$, що також збільшує витрати потужності на цей процес.

2.2. Вибір параметрів шин пневматичного колеса ширококолісного агрозасобу

В якості критерію ефективності роботи пневматичного колеса ширококолісного агрозасобу був прийнятий тяговий коефіцієнт корисної дії η_k колеса, який можна визначити за відомою з теорії трактора залежністю [183]:

$$\eta_k = (1 - \delta) \left[1 - \frac{F_r}{F_k} \right], \quad (2.10)$$

де δ – коефіцієнт буксування коліс;

F_r – опір коченню пневматичного колеса;

F_k – дотична сила тяги, яку створює пневматичне колесо.

Відповідно до поставленої мети розроблення методики з вибору оптимальних параметрів пневматичних шин коліс ширококолісних агрозасобів при постійному вертикальному навантаженні на них ($G_N = const$) необхідно знайти компромісне рішення, шляхом вирішення рівняння виду:

$$\frac{\partial \eta_k}{\partial (D_0, b_0, p_w)} \rightarrow 0, \quad (2.11)$$

де D_0 – статичний діаметр шини;

b_0 – ширина шини;

p_w – тиск повітря в шині.

Пошук екстремуму параметрів шини ширококолісного агрозасобу, шляхом вирішення частинних похідних по ним (2.11) функції коефіцієнта корисної дії при постійному навантаженні на неї $G_N = const$ дозволить визначити мінімальну ширину шини b_0 , оптимальний її діаметр D_0 і тиск повітря в ній p_w за яких значення η_k буде максимальним.

Для проведення теоретичних досліджень колісний пневматичний рушій ширококолісного агрозасобу, що рухається по горизонтальній ущільненій деформованій опорній поверхні ґрунтового сліду постійної

технологічної колії представимо у вигляді еквівалентної схеми, на якій відобразимо діючі на нього сили (рис. 2.7).

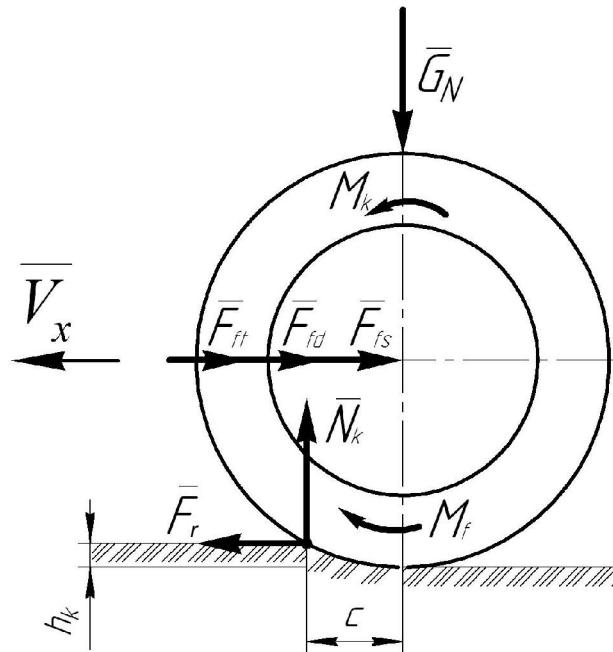


Рис. 2.7 – Еквівалентна схема пневматичного колісного рушія ширококолієного агрозасобу

За умови рівномірного кочення еластичної шини ширококолієного агрозасобу по горизонтальній деформованій опорній поверхні постійної технологічної колії енергія, яка передається колесу, витрачається на виконання трьох видів робіт. Ці роботи становлять загальну енергію опору коченню колеса агрозасобу: вертикальне зім'яття ґрунту, пружна деформація ґрунту, що викликає внутрішнє тертя в шині, тертя протектора шини об опорну поверхню в місці її контакту.

Рівняння балансу сил опору коченню колеса ширококолієного агрозасобу при цьому можна записати в наступному виді:

$$F_r = F_{fs} + F_{fd} + F_{ft}, \quad (2.12)$$

де F_{fs} , F_{fd} , F_{ft} – відповідно сили опору коченню колеса, що викликані вертикальним зминанням ґрунту, внутрішнім тертям в шині, тертям протектора шини о ґрунт.

Розгляд вказаних сил за методикою [184] дозволяє отримати розгорнуту залежність (2.12) через параметри, які визначають її у вигляді:

$$F_r = k_0 b_0 h_k^2 + k_r G_N \left(\frac{h_r}{D_0} \right)^{1/3} + \frac{2\mu_p G_N k_s h_r}{3D_0}, \quad (2.13)$$

де k_0 – коефіцієнт об'ємного зминання ґрунту, Н/м³;

h_k – глибина сліду, м;

k_r – безрозмірний коефіцієнт, що залежить від матеріалу шини, конструкції її каркаса та інших чинників;

h_r – нормальна деформація (угин) шини, м;

μ_p – коефіцієнт тертя протектора шини об опорну поверхню (ґрунт);

k_s – кінематичний коефіцієнт, що враховує форму шини і нахил площини обертання колеса до площини опорної поверхні (ґрунту).

Для визначення величини h_r нормальної деформації (угину) шини скористаємося залежністю [181]:

$$h_r = \frac{G_N}{\pi p_w (D_0 b_0)^{1/2}}. \quad (2.14)$$

Для визначення величини глибини сліду h_k , утвореного зминанням деформованої опорної поверхні колесом ширококолієного агрозасобу, скористаємося емпіричною залежністю [52]:

$$h_k = \frac{0,01 p_w - 0,0002 H}{\rho g} + 4,655 \frac{G_N \rho g}{p_w^2}, \quad (2.15)$$

де ρ – щільність ґрунту, кг/м³;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

H – твердість ґрунту, Па.

Максимальну дотичну силу тяги F_k , яку створює пневматичне колесо ширококолієного агрозасобу, можна визначити з умови достатнього зчеплення його рушіїв з ґрунтом. Згідно цієї умови дотична сила тяги

залежить від коефіцієнта зчеплення ψ і навантаження G_N , що прикладене до нього [186]:

$$F_k = \psi G_N, \quad (2.16)$$

де ψ – коефіцієнт зчеплення пневматичного колеса ширококолісного агрозасобу з опорною поверхнею сліду постійної технологічної колії.

Після підстановки (2.13–2.16) в (2.10) і проведення низки математичних перетворень отримуємо залежність, що зв'язує коефіцієнт корисної дії η_k пневматичного колеса ширококолісного агрозасобу з його параметрами і фізико-механічними властивостями ґрунту:

$$\eta_k = (1 - \delta) \cdot \left[1 - \frac{k_0 b_0 \left(\frac{0,01 \cdot p_w - 0,0002H}{\rho g} + 4,655 \frac{G_N \rho g}{p_w^2} \right)^2}{\psi G_N} - \frac{k_r G_N^{1/3}}{\psi (\pi p_w)^{1/3} D_0^{1/2} \cdot b_0^{1/6}} - \frac{\mu_p k_s G_N}{3\psi \pi p_w b_0^{1/2} D_0^{3/2}} \right]. \quad (2.17)$$

Частинні похідні залежності (2.17) за трьома досліджуваними параметрами шини колеса агрозасобу при постійному навантаженні на неї мають вид:

$$\frac{\partial \eta_k}{\partial D_0} = \frac{(1 - \delta)}{2} \left(\frac{A_5}{p_w^{1/3} \cdot D_0^{3/2} \cdot b_0^{1/6}} + \frac{3A_6}{p_w \cdot D_0^{5/2} \cdot b_0^{1/2}} \right), \quad (2.18)$$

$$\frac{\partial \eta_k}{\partial b_0} = (1 - \delta) \left(-A_1 \left(A_2 \cdot p_w - A_3 + \frac{A_4}{p_w^2} \right)^2 + \frac{A_5}{3p_w^{1/3} \cdot D_0^{1/2} \cdot b_0^{7/6}} + \frac{A_6}{p_w \cdot D_0^{3/2} \cdot b_0^{3/2}} \right), \quad (2.19)$$

$$\frac{\partial \eta_k}{\partial p_w} = (1 - \delta) \left(-2A_1 \cdot A_2 \cdot p_w + \frac{2A_1 \cdot A_2 \cdot A_4 + A_1 \cdot A_4^2}{p_w^2} + \frac{A_5}{3D_0^{1/2} \cdot b_0^{1/6} \cdot p_w^{4/3}} + \frac{A_6}{D_0^{3/2} \cdot b_0^{1/2} \cdot p_w^2} \right), \quad (2.20)$$

$$\text{де } A_1 = \frac{k_0}{\psi \cdot G_N}; \quad A_2 = \frac{0,01}{\rho \cdot g}; \quad A_3 = \frac{0,0002H}{\rho \cdot g}; \quad A_4 = 4,655 G_N \cdot \rho \cdot g;$$

$$A_5 = \frac{k_r \cdot G_N^{1/3}}{\psi \cdot (\pi)^{1/3}}; \quad A_6 = \frac{\mu_p \cdot k_s \cdot G_N}{3\psi \cdot \pi}.$$

Подальше розв'язання компромісною завдання по (2.11) для умов роботи колеса мостового агрозасобу ТДАТУ показало, що з позиції пошуку

екстремумів першого роду залежностей (2.18–2.20) за параметрами шини D_0 , b_0 и p_w , останні прагнуть до нескінченності (рис. 2.8).

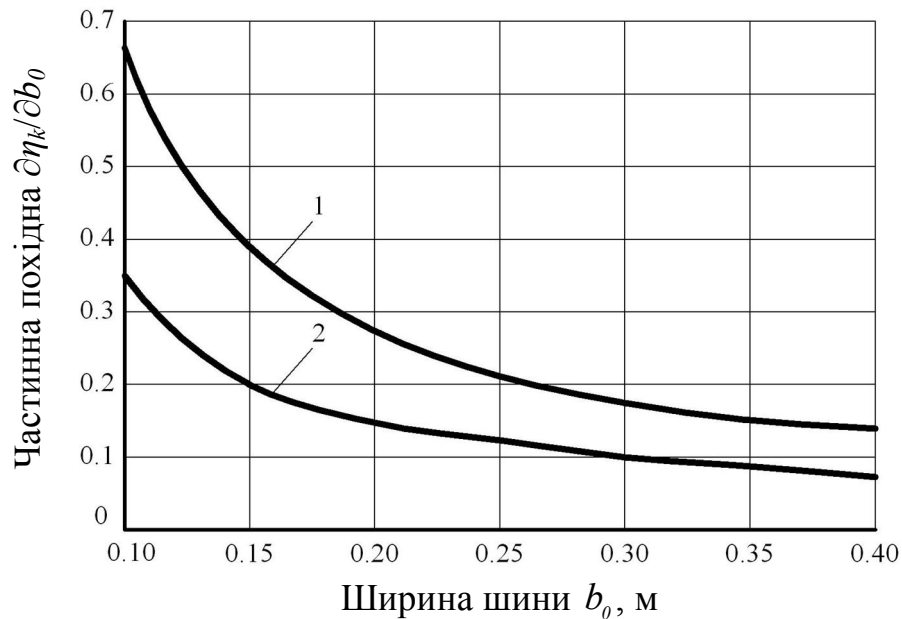


Рис. 2.8 – Залежність частинної похідної функції $\partial\eta_k / \partial b_0$ коефіцієнта корисної дії колеса ширококолісного агрозасобу ТДАТУ від ширини його шини b_0 при $G_N = const$: 1 – $D_0 = 0.6$ м, $p_w = 100$ кПа; 2 – $D_0 = 1.2$ м, $p_w = 160$ кПа

Характер функції побудованої залежності (див. рис. 2.8) має дві характерні зони своєї інтенсивної зміни від аргументу. Такі криві, як правило, мають точки раціонального оптимуму. Використовуючи методику [232,233] пошуку оптимуму такого типу кривої було встановлено, що зона раціональної ширини b_0 шини припадає на інтервал 0,20...0,30 м. При цьому, збільшення тиску p_w повітря в шині з 100 кПа до 160 кПа наближає частинну похідну функції $\partial\eta_k / \partial b_0$ до нуля.

На підставу проведеного аналізу можна зробити висновок, що за умова використання агрозасобу ТДАТУ ширина його шин коліс повинна становити не менше 0,20 м, що дозволить мати високий коефіцієнт корисної дії її роботи.

Для зазначених значень зони раціонального оптимуму по параметру b_0 побудована графічна залежність частинної похідної функції $\partial\eta_k/\partial D_0$ по ширині D_0 шини (рис. 2.9).

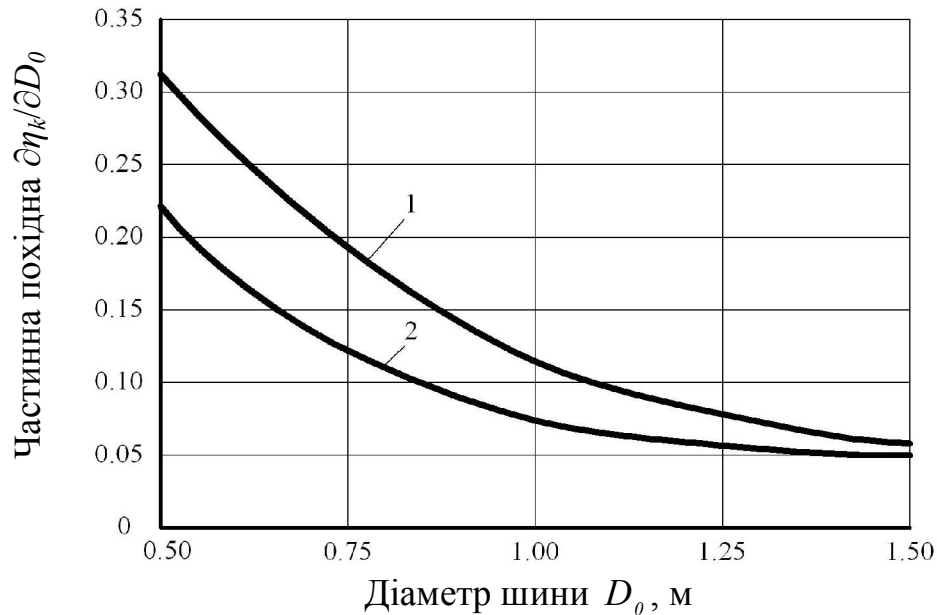


Рис. 2.9 – Залежність частинної похідної функції $\partial\eta_k/\partial D_0$ коефіцієнта корисної дії колеса ширококолісного агрозасобу ТДАТУ від його діаметру D_0 при $G_N = const$: 1 – $b_0 = 0.20$ м, $p_w = 100$ кПа; 2 – $b_0 = 0.30$ м, $p_w = 160$ кПа

Характер цієї залежності аналогічний рис. 2.8. Її аналіз показав, що зона раціонального оптимуму D_0 припадає на інтервал 0,90...1,25 м. Збільшення тиску повітря p_w в шині з 100 кПа до 160 кПа також є бажаним, оскільки наближає частинну похідну функції $\partial\eta_k/\partial D_0$ до нуля. Тому, за вказаних умов використання агрозасобу ТДАТУ діаметр шини його коліс повинен становити не менше 1,2 м, що дозволить мати високий коефіцієнт корисної дії його роботи.

Отриманий результат пошуку раціональних параметрів шин коліс ширококолісного агрозасобу ТДАТУ підтверджується результатом обчислення залежностей коефіцієнта корисної дії роботи його коліс (рис. 2.10).

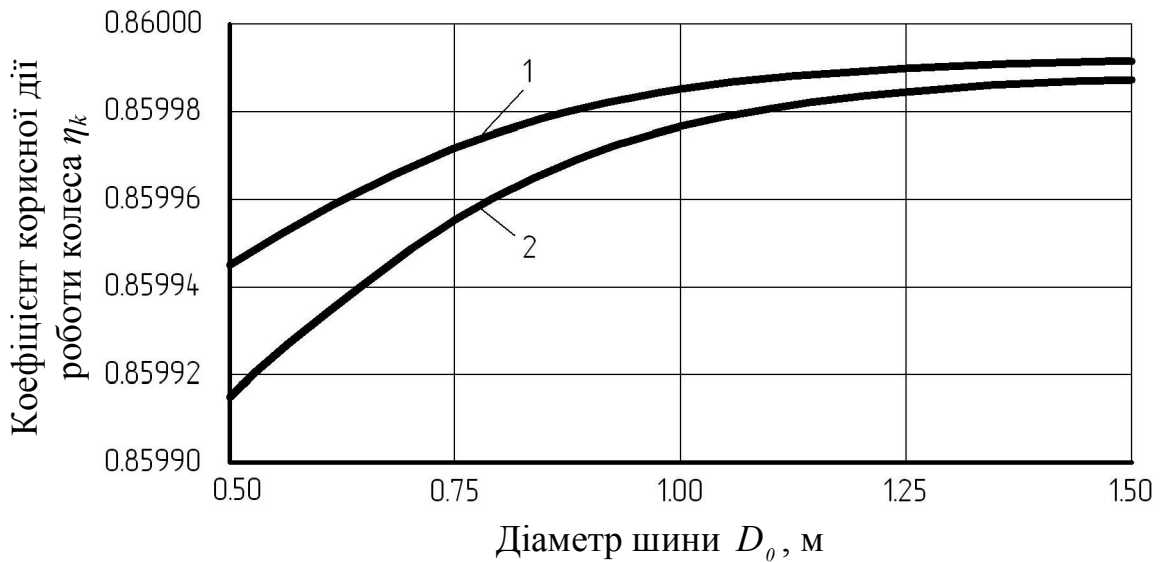


Рис. 2.10 – Залежність коефіцієнта корисної дії η_k роботи колеса агрозасобу ТДАТУ від величини його діаметра D_0 : 1 – $b_0 = 0.30$ м; 2 – $b_0 = 0.20$ м

Аналіз графічної залежності на рис. 2.10 дозволяє стверджувати, що за умови однакового навантаження $G_N = const$ на колесо агрозасобу ТДАТУ його коефіцієнт корисного дії η_k збільшується зі збільшенням діаметра D_0 і ширини b_0 колеса. Характер такої залежності має дві характерні зони інтенсивності своєї зміни від аргументу. Пошук раціонального оптимуму D_0 показав, що величина зовнішнього діаметра шини колеса агрозасобу ТДАТУ має становити 1,245 м. Отримане значення прийнято за базову величину діаметра колеса агрозасобу в подальших розрахунках.

Згідно з вимогами, які ставляться до колійної системи землеробства і поставленої мети досліджень бажано мати якомога меншу ширину b_0 шини пневматичного колеса ширококолійного агрозасобу. Для задоволення зазначеної вимоги розглянемо залежність, що зв'язує коефіцієнт корисної дії η_k роботи колеса агрозасобу ТДАТУ з шириною b_0 шини його коліс (рис. 2.11).

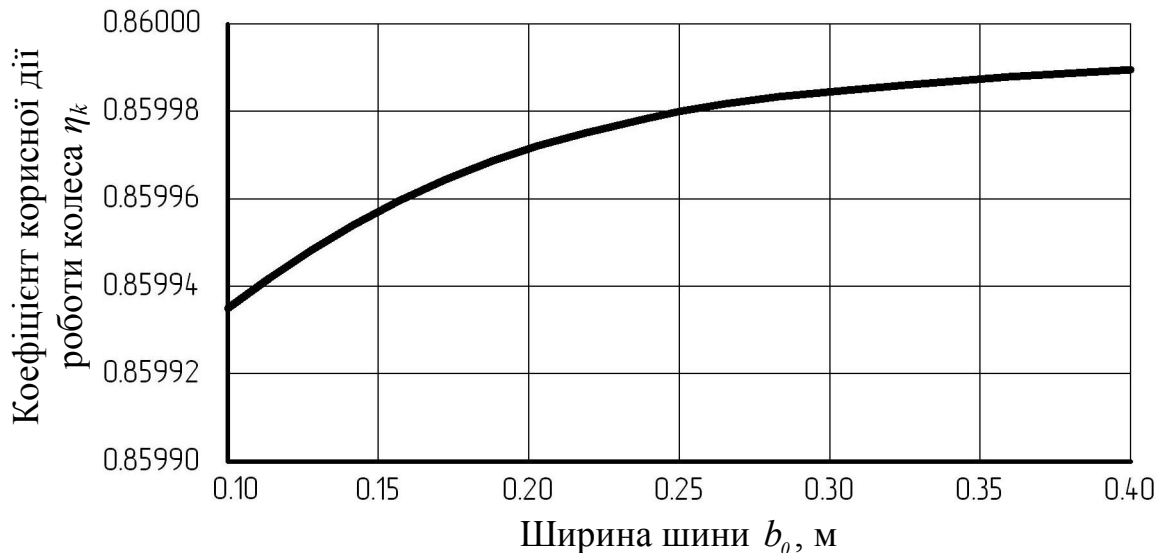


Рис. 2.11 – Залежність коефіцієнта корисної дії η_k роботи колеса агрозасобу ТДАТУ від ширини b_0 його шини при $D_0 = 1.245$ м

Характер залежності на рис. 2.11 також відноситься до двозонної, у якій крива має точку раціонального оптимуму. Її пошук показав, що вона припадає на значення ширини b_0 шини 0,250 м.

На підставі отриманих значень раціональних параметрів шин коліс агрозасобу ТДАТУ обрані шини типорозміру 9,5R32 у яких $D_0 = 1.245$ м і $b_0 = 0,241$ м. Оскільки з можливих альтернативних варіантів шин з близькими до них параметрами ширина профілю у обраній шини мінімальна, а коефіцієнт корисної дії η_k колеса при цьому максимальний.

Запропонована методика пошуку раціональних параметрів пневматичних коліс дозволяє обґрунтовувати параметри шин для будь-яких ширококолієвих агрозасобів при їх русі по ущільненій ґрунтовій поверхні слідів постійної технологічної колії.

В результаті проведених досліджень встановлено, що при обґрунтуванні параметрів шин коліс ширококолієвих агрозасобів, які рухаються по слідах постійної технологічної колії, необхідно вирішити компромісну задачу. Згідно з якою, з одного боку, ширина профілю шини агрозасобу повинна бути якомога меншою, а з іншого – колесо має при цьому

розвивати максимальний коефіцієнт корисної дії своєї роботи. Рішення поставленого завдання шляхом аналізу частинних похідних функції коефіцієнта корисної дії роботи колеса ширококолісного агрозасобу дозволяє ефективно і оперативно знаходити точки раціональних оптимумів параметрів його пневматичної шини.

Проведеними дослідженнями доведено, що при виборі типорозміру шини для мостових агросредств слід керуватися спочатку вибором її ширини, а потім при її несучої здатності – її діаметром.

Пошук раціональних параметрів пневматичного колеса для ширококолісного агрозасобу ТДАТУ показав, що зона раціонального оптимуму ширини його шини припадає на інтервал 0,20...0,30 м, а його діаметра – 0,90...1,25 м. При цьому, збільшення тиску повітря в шині з 100 кПа до 160 кПа збільшує коефіцієнт корисної дії роботи колеса агрозасобу.

Вищезазначений новий науково-методологічний підхід в обґрунтуванні параметрів рушіїв ширококолісних засобів механізації сільськогосподарського виробництва для колійної системи землеробства надав можливість розробити алгоритм практичного вибору основних параметрів їх пневматичних коліс (рис. 2.12).

Результатом досліджень встановлено, що для будь якого ширококолісного агрозасобу, експлуатаційна вага якого створює певне навантаження на його колесо, існують раціональні параметри шини, при яких пневматичне колесо розвиває максимальний коефіцієнт корисної дії. Для ширококолісного агрозасобу ТДАТУ на підставі отриманих значень раціональних параметрів шин його коліс обрані шини типорозміру 9,5R32, чисельний розрахунок коефіцієнта корисної дії якої за (2.17) дорівнює 0,85998. Відносно не велике значення коефіцієнту корисної дії колеса агрозасобу ТДАТУ пояснюється її тракторною приналежністю. Через це обґрунтування параметрів нової шини, спеціально призначеної для агрозасобів, які рухаються по слідах постійної технологічної колії, є предметом окремих подальших досліджень.

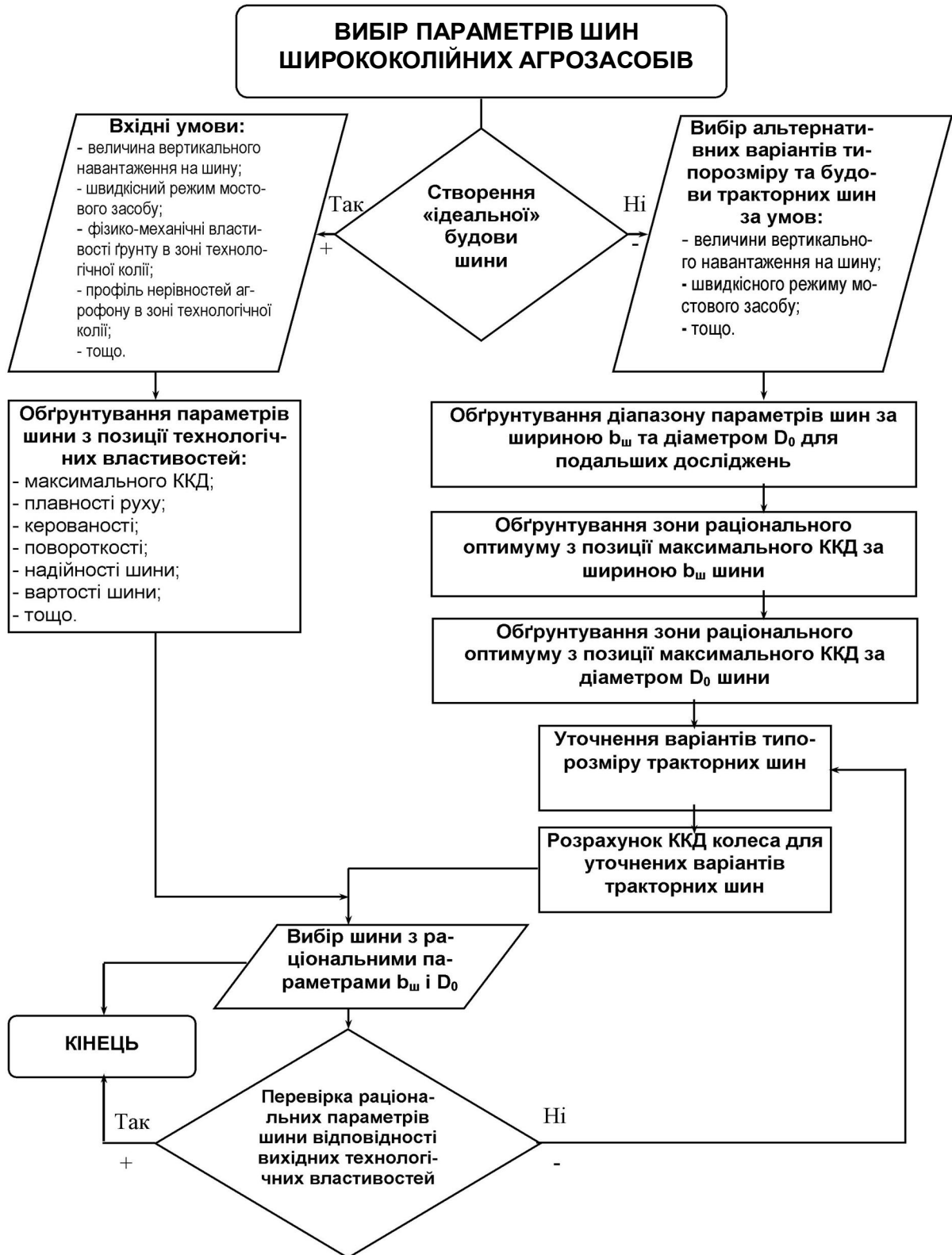


Рис. 2.12 – Алгоритм вибору параметрів шин ширококолієних засобів механізації сільськогосподарського виробництва для колійної системи землеробства

2.3. Теоретичні основи взаємозв'язку параметрів ширококолісного агрозасобу та інженерної зони поля

Розглянемо схему планування інженерної зони поля в колійній системі землеробства для функціонування ширококолісних агрозасобів за координатно-транспортним принципом їх руху на земельній ділянці прямокутної правильної конфігурації (рис. 2.13).

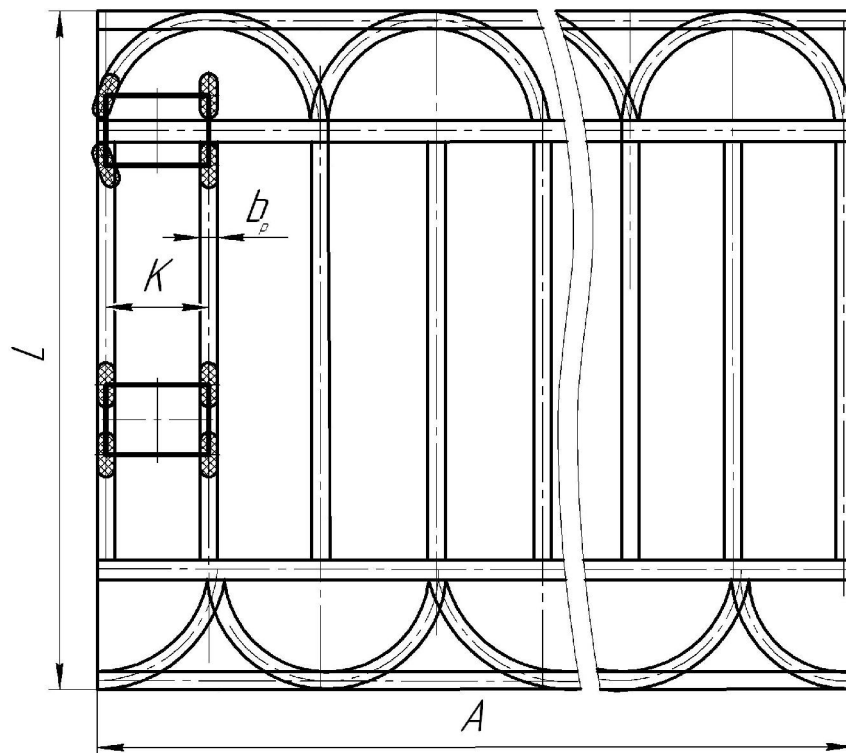


Рис. 2.13 – Схема планування карти поля під колійну систему землеробства для роботи ширококолісних агрозасобів

Зміну напрямку руху ширококолісного агрозасобу на поворотній смузі доцільно здійснювати його круговим розворотом (рис. 2.14). При цьому центр повороту агрозасобу повинен знаходитися в зоні транспортної технологічної доріжки одного з його бортів (лівого або правого, в залежності від напрямку повороту). Тільки в цьому випадку можна отримати бажаний мінімальний радіус повороту і ширину поворотної смуги. Разом з цим, при такому способі розвороту здійснюється переміщення агрозасобу на

наступний перегін за мінімальний період часу, що підвищує продуктивність роботи. Технічно це може бути реалізовано за рахунок поворотних коліс. В іншому випадку, коли колеса агрозасобу некеровані, його розворот на місці можна реалізувати за рахунок підйому одного із бортів, де опираючись на рушії іншого борту при їх русі, можна здійснити обертання навколо опори – центру повороту.

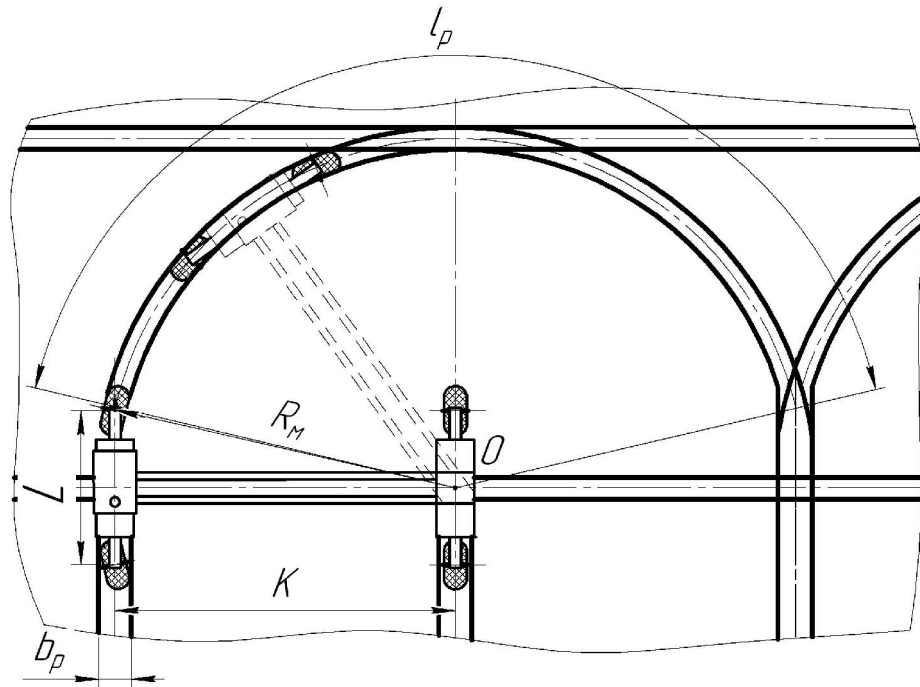


Рис. 2.14 – Схема повороту ширококолійного агрозасобу шляхом його кругового розвороту відносно центру повороту (т.О)

Втрати площі поля під інженерну зону (w_i) за рис. 2.13 будемо оцінювати відносним показником, чисельно рівним:

$$w_i = \frac{S_i}{A \cdot L}, \quad (2.21)$$

де S_i – площа інженерної зони поля;

L і A – довжина і ширина поля.

Коефіцієнт землекористування (k_s) при цьому дорівнюватиме:

$$k_s = 1 - w_i = 1 - \frac{S_i}{A \cdot L}. \quad (2.22)$$

Площа інженерної зони за рис. 2.13 може бути визначена сумою трьох складових:

$$S_i = S_o + S_{ot} + S_{tt}, \quad (2.23)$$

де S_o , S_{ot} – площа слідів транспортних технологічних доріжок на основному полі і поворотних смугах відповідно;

S_{tt} – сумарна площа слідів ходової системи ширококолійного агрозасобу при здійсненні ним поворотів.

Площа S_o за рис. 2.13 дорівнюватиме:

$$S_o = b_p \cdot [L - 2(K + b_p)] \cdot \left[\frac{A - b_p}{K} + 1 \right], \quad (2.24)$$

де b_p – ширина транспортної технологічної доріжки;

K – ширина колії ширококолійного агрозасобу.

Ширину транспортної технологічної доріжки b_p представимо як суму ширини сліду b_c від шин рушіїв агрозасобу і деякої шириною технологічного допуску c , обумовленого, зокрема, амплітудами його поперечних відхилень від прямолінійного руху:

$$b_p = b_c + c. \quad (2.25)$$

У представлений схемі планування карти поля за рис. 2.13 на кожній поворотній смузі передбачено лише дві транспортної технологічної доріжки, що є достатнім, як для проїзду ширококолійного агрозасобу, так і для здійснення ним поворотів. Тому, площа S_{ot} для двох поворотних смуг на полі складатиме:

$$S_{ot} = 4 \cdot b_p \cdot A. \quad (2.26)$$

Сумарна площа S_{tt} слідів ходової системи ширококолійного агрозасобу при здійсненні ним поворотів складатиме:

$$S_{tt} = \pi \cdot b_p \cdot (A - b_p). \quad (2.27)$$

Після підстановки рівнянь (2.24), (2.26) і (2.27) в (2.21), з урахуванням (2.25), коефіцієнт втрат площі поля під інженерну зону w_i дорівнюватиме:

$$w_i = \frac{b_c + c}{L \cdot A} \cdot \left([L - 2(K + b_c + c)] \cdot \left[\frac{A - b_c - c}{K} + 1 \right] + 4A + \pi[A - b_c - c] \right). \quad (2.28)$$

Аналіз виразу (2.28) підтверджує раніше згаданий зворотно пропорційний характер залежності w_i від ширини колії K ширококолієвих агросасобів. При цьому, збільшення ширини шин b_c його рушіїв і технологічного допуску c навпаки збільшує втрати площі поля під інженерну зону. Рівняння (2.28) не має екстремуму функції w_i від аргумента K , однак дозволяє встановити точку раціонального оптимуму цієї залежності, а також оцінити вплив параметрів ходової системи ширококолієвого агросасобу і технологічного допуску з позиції ефективного землекористування в колійній системі землеробства. Для цього в середовищі Mathcad було побудовано три криві залежності w_i від K для трьох варіантів тракторних шин (ГОСТ 7463-2003) агросасобу : 1 – $b_{c1}=0,586$ м; 2 – $b_{c2}=0,429$ м; 3 – $b_{c3}=0,394$ м (рис. 2.15).

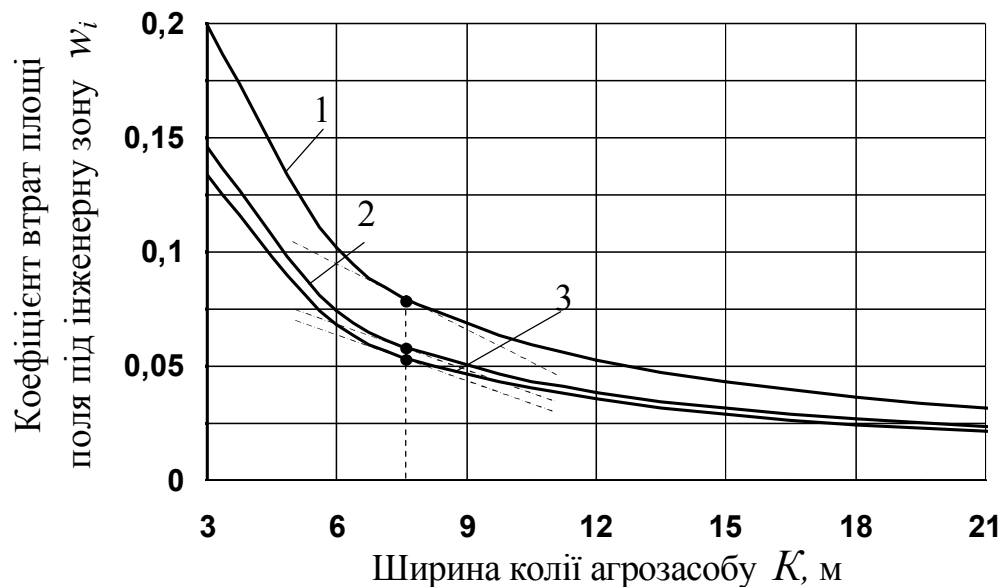


Рис. 2.15 – Залежність коефіцієнта втрат площі поля під інженерну зону w_i від ширини колії K ширококолієвого агросасобу в залежності від ширини шин його рушіїв: 1 – $b_{c1}=0,586$ м; 2 – $b_{c2}=0,429$ м; 3 – $b_{c3}=0,394$ м

На рис. 2.15 область зміни аргументу K можна умовно розділити на два інтервали. В кожному з інтервалів залежність w_i від K є близькою до лінійної.

Причому в інтервалі початкових значень K функція w_i убуває інтенсивно, а для більш високих значень K – повільно. Положимо, що раціональному значенню K відповідає точка оптимуму зазначеної двозонної кривої, яка розділяє останню на дві частини з суттєво різними властивостями. Використовуючи метод найменших квадратів для визначення параметрів раціональної функції [233] були визначені точки раціонального оптимуму двозонних кривих на рис. 2.15. Для розглянутих варіантів параметрів шин рушіїв ширококолісного агрозасобу раціональна величина ширини колії останніх припадає на $K=7,5$ м. Отримане значення ширини колії при використанні шин з шириною 0,429 м і 0,393 м дозволяє мати величину втрат площі поля під інженерну зону не більше 6%. А при збільшенні ширини колії до 9 м величина втрат площі становить на рівні 5%.

Проведеними розрахунками щодо впливу довжини поля A на втрати площі під інженерну зону w_i встановлено, що за кількісними значеннями цей вплив можна вважати незначним. Оскільки, наприклад, для колії агрозасобу $K=3$ м з рушіями шин 15,5R38 діаметр яких дорівнює 0,394 м при зменшенні довжини поля з 1000 м до 100 м втрати площі поля під інженерну зону w_i змінюється з 0,151 до 0,133, тобто на 1,8%, а при $K=30$ м – з 0,033 до 0,015 – також змінюється не більше 2,0%. Загалом, в діапазоні зміни A від 100 до 1000 м величина w_i змінюється не більше 2%.

Розглянемо ступінь впливу технологічного допуску c на характер збільшення втрат площі поля під інженерну зону w_i . Для цього згідно рівняння (2.28) була розрахована залежність w_i від c , значення якого змінювали в діапазоні 0-0,3 м (рис. 2.16).

Аналіз рис. 2.16 свідчить про те, що ширина технологічного допуску c суттєво впливає на втрати площі поля під інженерну зону. Так, для розглянутих варіантів тракторних шин рушіїв ширококолісного агрозасобу із збільшенням c до 0,3 м втрати площі поля під інженерну зону збільшуються в 1,5-1,75 разів. Тому, використання ширококолісних агрозасобів в колійній системі землеробства вимагає обґрунтування принципів їх автоматичного

водіння, що дозволяє максимально зменшити амплітуду поперечних відхилень від заданої прямолінійної траєкторії руху, і, як наслідок, безпосередньо зменшити величину c .

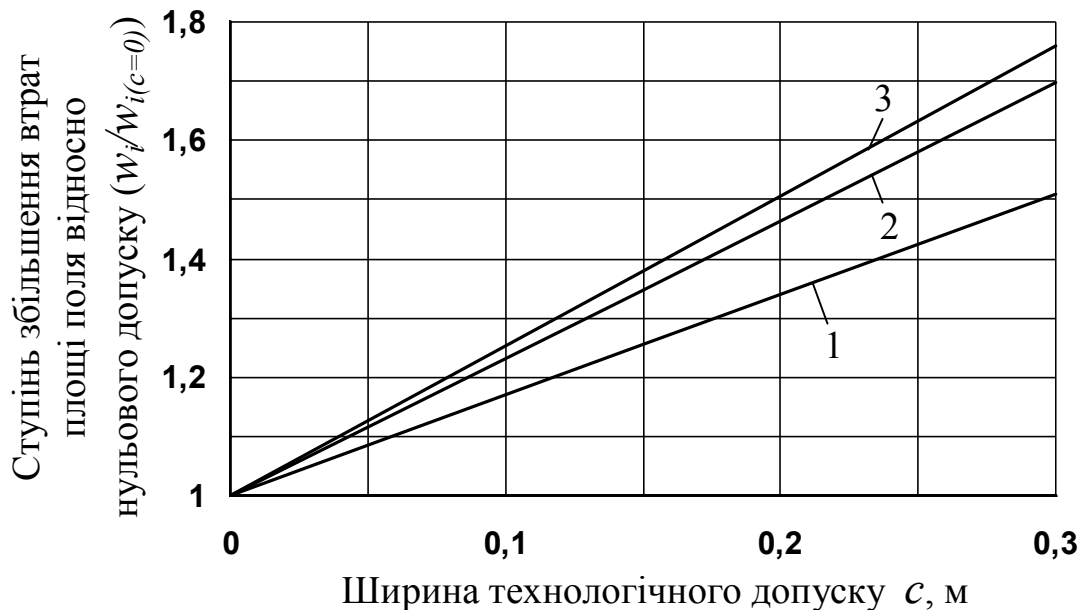


Рис. 2.16 – Вплив ширини технологічного допуску c на ступінь втрат площі поля під інженерну зону відносно нульового допуску ($w_i/w_{i(c=0)}$) в залежності від ширини шин рушіїв ширококолієного агрозасобу:

$$1 - b_{c1}=0,586 \text{ м}; 2 - b_{c2}=0,429 \text{ м}; 3 - b_{c3}=0,394 \text{ м}$$

В результаті проведених досліджень можна підсумувати, що планування поля під колійну систему землеробства з використанням ширококолієних агрозасобів має враховувати ширину колії останніх і параметрів транспортної системи. Використання сучасних мостових тракторів з шириною колії понад 7,5 м дозволяє досягати величини втрат площі поля під інженерну зону не більше 5-6%, що є досить прийнятним.

Практичне використання ширококолієних агрозасобів в колійній системі землеробства вимагає обґрунтування принципів їх автоматичного водіння, що дозволить максимально зменшити втрати площі поля під інженерну зону щонайменше в 1,5 рази.

2.4. Теоретичні основи повороту ширококолієних агрозасобів

Для проведення досліджень розглянемо дві схеми повороту ширококолієного агрозасобу (рис. 2.17), які, на нашу думку, є перспективними. До кінематичних параметрів його повороту можна віднести: радіус повороту, кутові і лінійні швидкості руху коліс, траєкторія руху та ін. Зазначені параметри залежать від конструктивних і експлуатаційних факторів (колісної бази, ширини колії, максимальних кутів повороту керованих коліс, швидкості їх повороту, швидкості руху, характеристик шин і т.п.).

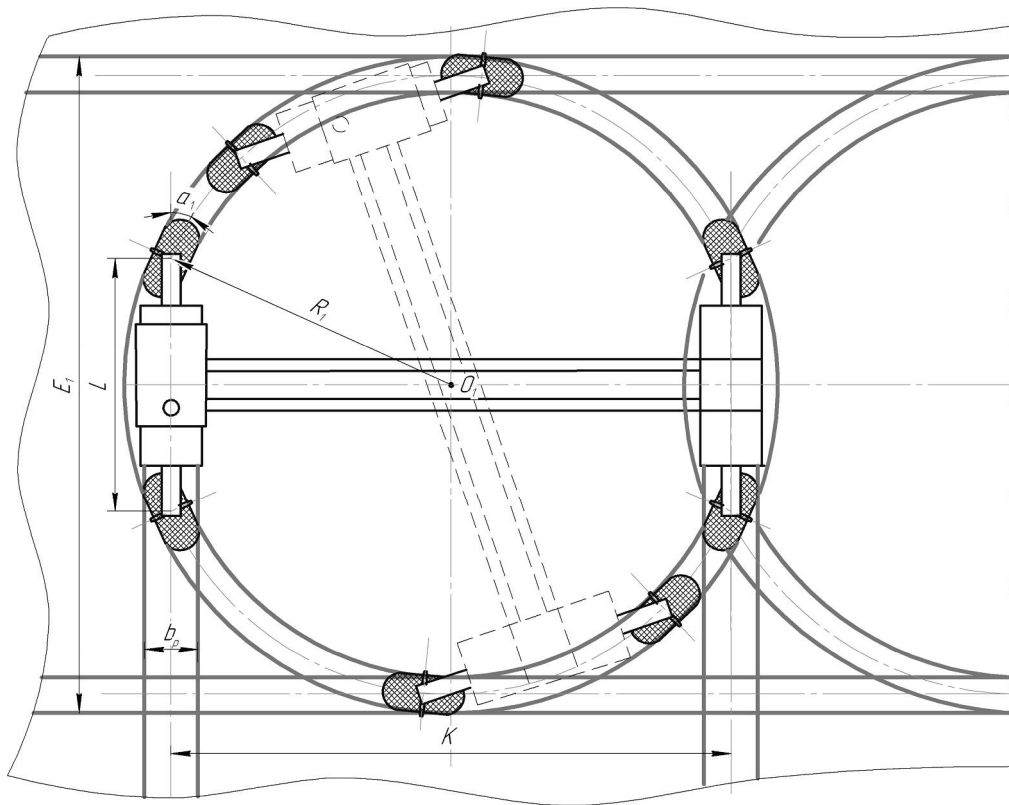
Згідно з першою схемою (див. рис. 2.17 а) поворот здійснюється рухом всіх керованих коліс ширококолієного агрозасобу навколо центру повороту, розміщеного в центрі симетрії його шасі.

Згідно з другою запропонованою нами схемою (див. рис. 2.17 б) розворот ширококолієного агрозасобу здійснюється поворотом платформи шасі керованими колесами з одного його борту навколо центру, розміщеного в центрі міжколієного простору з іншого борту. Відповідно до цієї схеми повороту ширококолієного агрозасобу його колеса з одного борту можуть залишатися в межах своєї транспортно-технологічної доріжки.

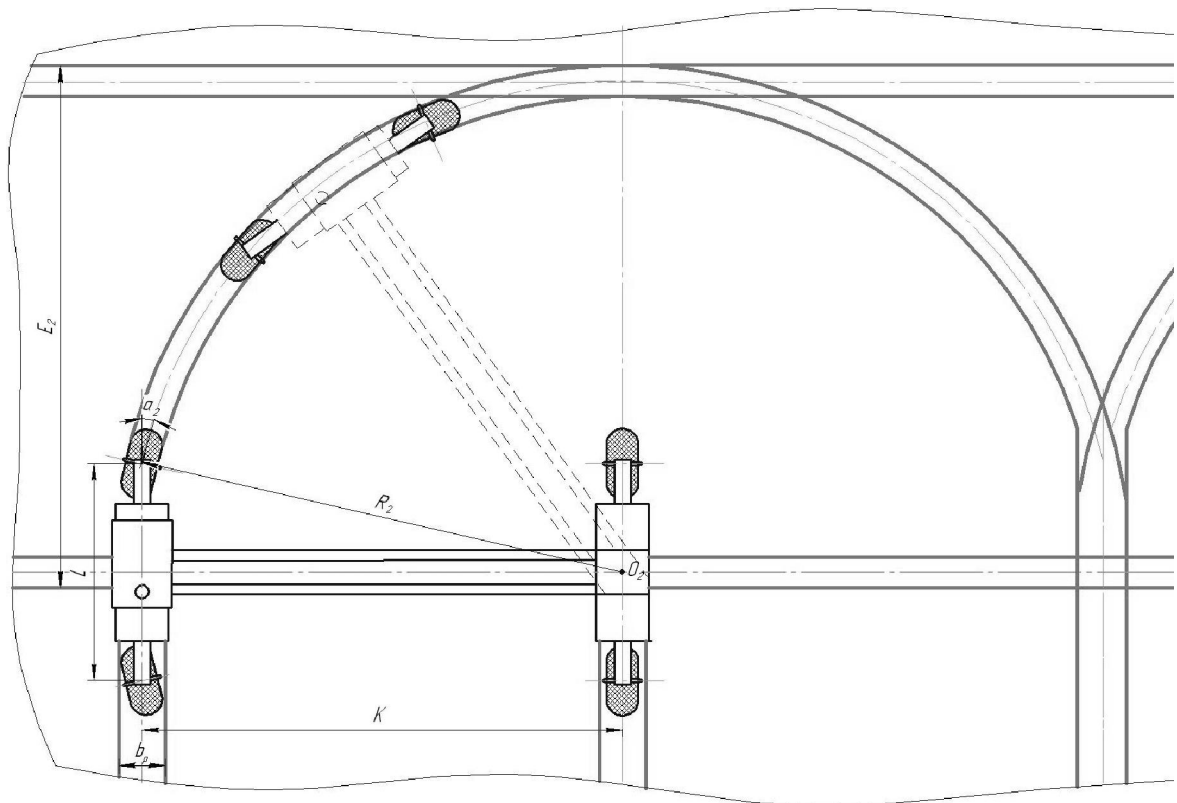
Технічно реалізувати запропоновану нами другу схему повороту ширококолієного агрозасобу (див. рис. 2.17 б) можна щонайменше двома способами:

- 1) кінематичним поворотом платформи керованими колесами з одного борту за допомогою шарнірного поворотного механізму, розташованого в центрі міжколієного простору з іншого боку;

- 2) кінематично-силовим розворотом агрозасобу шляхом вивішування одного його борту за допомогою підйомних механізмів.



а)



б)

Рис. 2.17 – Схеми розвороту ширококолієного агрозасобу навколо центра, розміщеного в центрі симетрії шасі (а) і в центрі міжколісного простору одного з бортів (б)

Проаналізуємо вплив основних конструктивних параметрів ширококолієного агрозасобу на кінематичні характеристики повороту двох розглянутих схем (див. рис. 2.17). Це, перш за все, радіус повороту і кут повороту керованих коліс, що визначає ширину поворотної смуги. Зрозуміло, що величина бажаної ширини поворотної смуги повинна бути якомога меншою і достатньою для проїзду ширококолієного агрозасобу. Виходячи з параметрів їх ходової системи оптимальна ширина поворотної смуги при цьому повинна дорівнювати:

$$E = K + b_p, \quad (2.29)$$

де K – ширина колії агрозасобу;

b_p – ширина транспортно-технологічної доріжки (технологічної колії).

Основні конструктивні параметри ширококолієного агрозасобу представимо узагальненим характеристичним параметром μ , чисельно рівним відношенню його колісної бази L до ширини колії K , яке, як правило, не перевищує 1:

$$\mu = \frac{L}{K} \leq 1. \quad (2.30)$$

Досліджувані параметри згідно з першою схемою повороту (рис. 2.17 а) ширококолієного агрозасобу позначимо індексом 1, згідно з другою – відповідно індексом 2 (див. рис. 2.17 б).

Згідно з першою схемою повороту ширококолієної агрозасобу (див. рис. 2.17 а) зв'язок кінематичних показників повороту (кута α_1 повороту коліс; радіусу R_1 повороту і дійсної ширини поворотної смуги E_1) з конструктивними параметрами, представленими показником μ , можна виразити наступними залежностями:

$$\begin{aligned} R_1 &= 0,5\sqrt{K^2 + L^2} = 0,5K\sqrt{1 + \mu^2}, \\ E_1 &= 2R_1 + b_p = \sqrt{K^2 + L^2} + b_p = K\sqrt{1 + \mu^2} + b_p, \end{aligned} \quad (2.31)$$

$$\alpha_1 = \arctg\left(\frac{L}{K}\right) = \arctg(\mu).$$

Згідно із запропонованою нами другою схемою повороту (рис. 2.17 б) ширококолієного агрозасобу аналогічно знаходимо:

$$R_2 = 0,5\sqrt{4K^2 + L^2} = 0,5K\sqrt{4 + \mu^2},$$

$$E_2 = R_2 + b_p = 0,5\sqrt{4K^2 + L^2} + b_p = 0,5K\sqrt{4 + \mu^2} + b_p, \quad (2.32)$$

$$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{L}{2K}\right) = \arctg\left(\frac{\mu}{2}\right).$$

За допомогою пакета Mathcad оцінимо вплив характеристичного параметра μ на ступінь зміни дійсної ширини поворотної смуги відносно бажаної (рис. 2.18) і величину кута повороту керованих коліс (рис. 2.19) для двох розглянутих схем повороту агрозасобу.

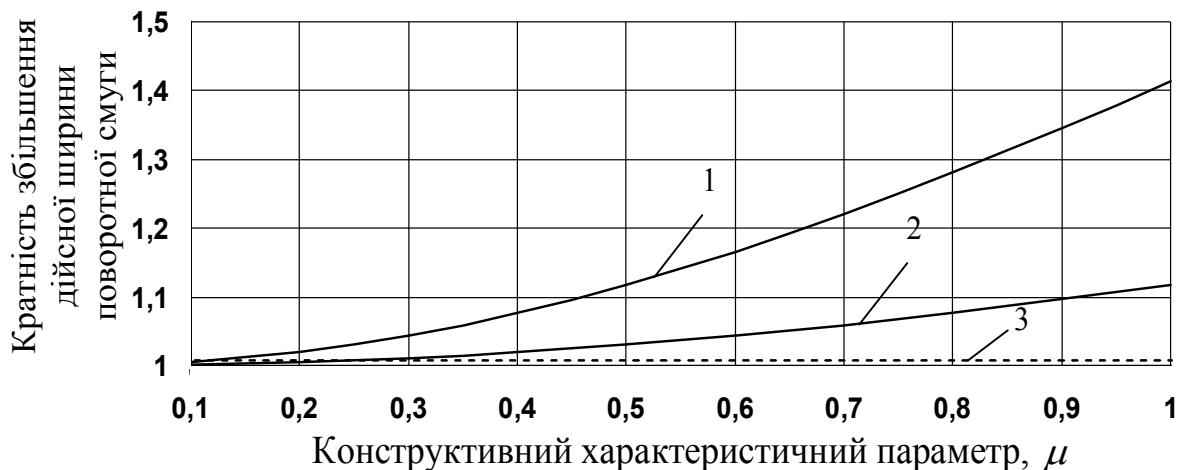


Рис. 2.18 – Залежність кратності збільшення дійсної ширини поворотної смуги від конструктивного характеристичного параметра μ для різних схем повороту ширококолієного агрозасобу: 1 – схема за рис. 2.17 а; 2 – схема за рис. 2.17 б; 3 – бажана характеристика

З аналізу рис. 2.18 випливає, що для ширококолієного агрозасобу небажано збільшувати характеристичний параметр μ , оскільки це збільшує ширину поворотної смуги. Однак ступінь і інтенсивність такого збільшення для розглянутих схем повороту різні. Так, зі збільшенням μ до 1 ширина поворотної смуги для першої схеми повороту (див. рис. 2.17 а) на 30% більше, ніж для запропонованої нами другої схеми (див. рис. 2.17 б). І якщо

величина μ для відомих моделей «мостових тракторів» не перевищує $\mu < 0,5$, то збільшення ширини поворотної смуги за другою схемою повороту (див. рис. 2.17 б) не перевищує 3% від бажаної. Такий результат знаходиться на рівні допустимого відхилення від ідеального прямолінійного руху ширококоліїного агрозасобу. У той час як організація повороту за першою схемою (див. рис. 2.17 а) вимагає в такому випадку збільшення ширини поворотної смуги на 12%, що вкрай не є бажаним з позиції оптимального землекористування. Тому, з цієї позиції, організація повороту ширококоліїного агрозасобу за запропонованою нами другою схемою (рис. 2.17 б) є більш доцільною.

Аналогічний характер має залежність кута α повороту керованих коліс ширококоліїного агрозасобу від μ (рис. 2.19). Так, при повороті за першою схемою (див. рис. 2.17 а) кут α в 2 рази більший в порівнянні зі другою схемою (див. рис. 2.17 б). Збільшення кута α повороту керованих коліс не є бажаним, оскільки вимагає відповідного ускладнення конструкції поворотного механізму коліс ширококоліїного агрозасобу і збільшення енерговитрат на цей процес.

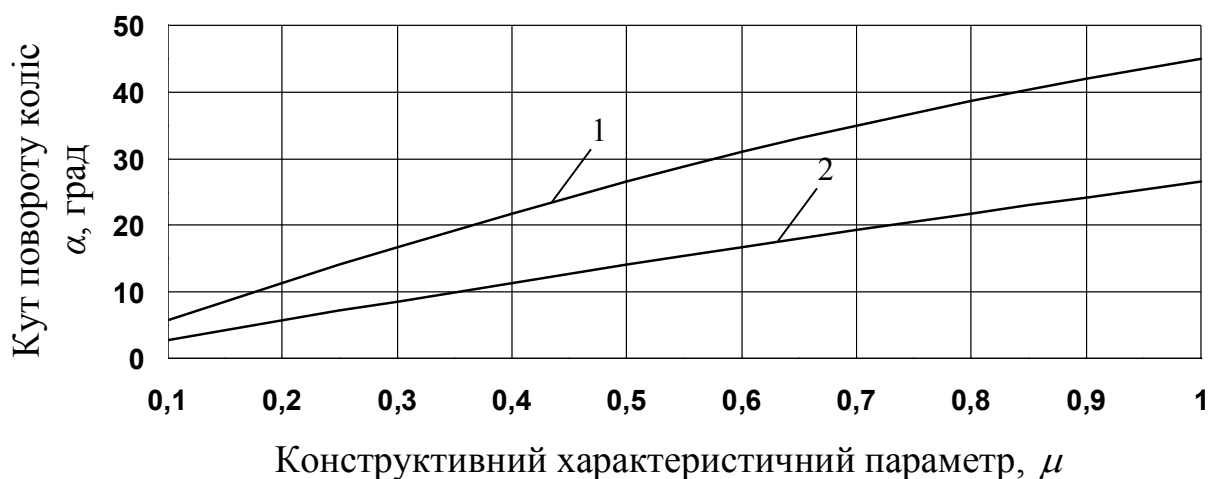


Рис. 2.19 – Залежність кута α повороту керованих коліс ширококоліїного агрозасобу від конструктивного характеристичного параметра μ для різних схем повороту: 1 – схема за рис. 2.17 а; 2 – схема за рис. 2.17 б

Розглянуті нами кінематичні параметри дають велику, але не повну інформацію про криволінійний рух ширококолісного агрозасобу на поворотній смузі. Повна інформація про можливість руху з заданими кінематичними параметрами може бути отримана при визначенні силових параметрів (дотичні сили тяги на ведучих колесах, витрати енергії агрозасобом на додання сумарного моменту опору повороту та ін.), які характеризують його статичну і динамічну поворотність.

Для отримання характеристик статичної поворотності розглянемо круговий рух плоскої моделі ширококолісного агрозасобу навколо центру повороту (т. O) (рис. 2.20) з постійною кутовою швидкістю $\omega = const$, $\dot{\omega} = 0$. Керовані колеса одного його борту (в даному випадку – лівого) повернені на кути α_1 і β_1 .

При складанні рівнянь руху будемо виходити із загальноприйнятого поняття правильності повороту [185,193,214]. Згідно якого – всі провідні колеса трактора (на рис. 2.20 – це два колеса лівого борту) рухаються без бокового ковзання, а перетин їх осей відбувається в точці, яка є центром кривизни пройденого шляху. Бічний увід коліс при цьому не враховуємо, оскільки агрозасіб здійснює кутове обертання навколо нерухомої осі і його рух в перпендикулярному напрямку відсутній. Врахуємо тільки ті елементи агрозасобу, які здійснюють плоско паралельний рух. Тангенціальні сили інерції і інерційні моменти опору повороту ширококолісного агрозасобу і його технологічної частини в силу їх малості в дослідженні не враховуються.

Зі ширококолісним агрозасобом жорстко пов'яжемо рухому систему координат xSy (див. рис. 2.20), початок якої помістимо в центр мас його лівого борту (т. S). Ось x направимо паралельно до поздовжньої осі агрозасобу, а її позитивний напрямок направимо у бік руху.

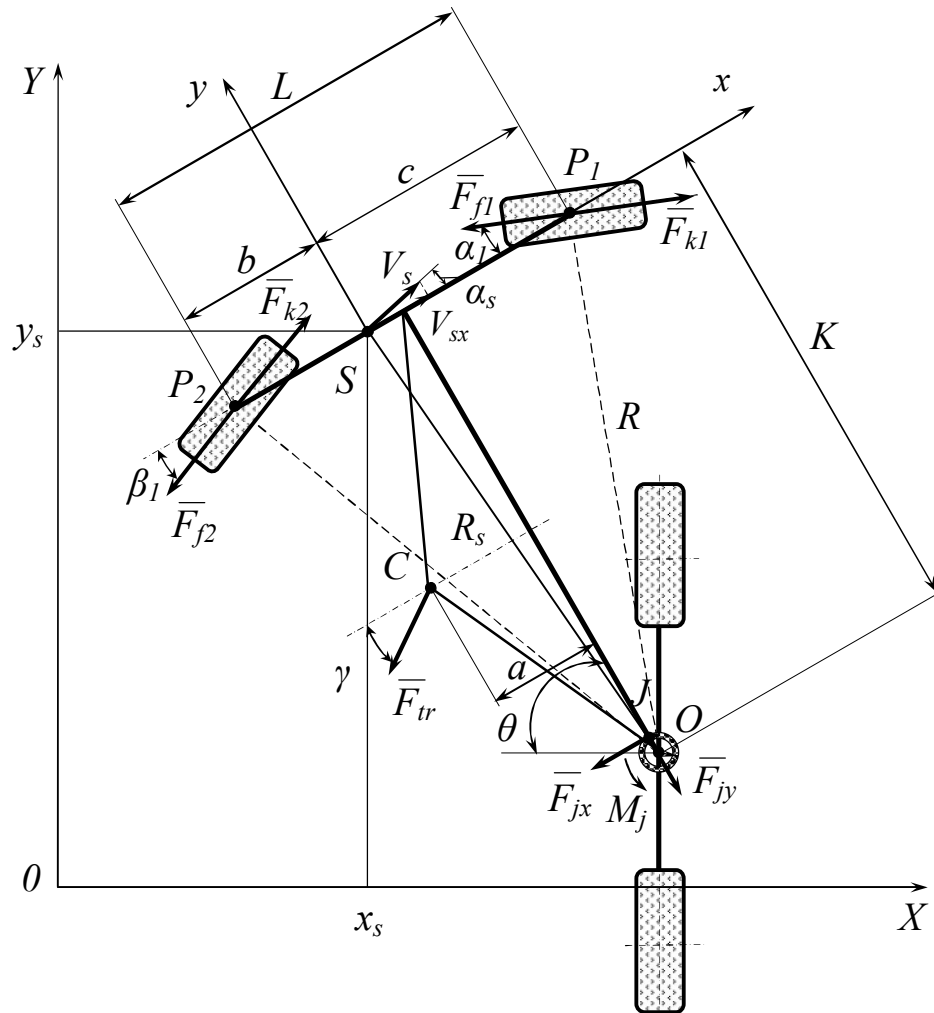


Рис. 2.20 – Еквівалентна схема повороту (правостороннього) ширококолієного агрозасобу з керованими колесами лівого борту

У режимі повороту на ширококолієний агрозасіб діє низка відповідних сил (див. рис. 2.20). В першу чергу, це рушійні сили передніх і задніх керованих коліс (в нашому випадку – лівих) F_{k1} і F_{k2} , а також сили опору руху F_{f1} і F_{f2} , які прикладені в їх центрах (т. P_1 і P_2) і сила інерції. Для здійснення подальших дій саме в цих точках доцільно розмістити розділену на дві частини (m_1 і m_2) масу m_b , що припадає на його лівий борт. Вплив опору робочих органів технологічної частини ширококолієного агрозасобу представимо головним вектором F_{tr} , прикладеним в центрі опору (т. C), напрямком дії якого на повороті становить з поздовжньою віссю агрозасобу

кут γ . Реакції, що виникають в шарнірному поворотному механізмі агрозасобу, представимо силами F_{jx} і F_{jy} , які прикладені в т. J , а також моментом опору M_j .

Рівняння руху ширококоліїної агрозасобу, які описують статичну поворотність відносно рухомої системи координат xSy , представимо наступною системою відомих залежностей кінетостатіки:

$$\left. \begin{aligned} m_b a_{Sx} &= \sum F_{xj}; \\ m_b a_{Sy} &= \sum F_{yj}; \\ M_R &= \sum M_{Si}, \end{aligned} \right\} \quad (2.33)$$

де a_{Sx} , a_{Sy} – прискорення центру мас (яка розміщена в т. S) вздовж осей x і y рухомої системи координат;

$\sum F_{xj}$, $\sum F_{yj}$ – сума проекцій j -тих сил на осі x і y рухомої системи координат;

M_R – сумарний момент опору повороту;

$\sum M_{Si}$ – сума i -тих моментів відносно центру мас (т. S).

В розгорнутому виді система (2.33) матиме вираз:

$$\left. \begin{aligned} m_b a_{Sx} &= (F_{k1} - F_{f1}) \cos \alpha_1 + (F_{k2} - F_{f2}) \cos \beta_1 - F_{tr} \cos \gamma - F_{jx} \cos \alpha_S + F_{jy} \sin \alpha_S; \\ m_b a_{Sy} &= -(F_{k1} - F_{f1}) \sin \alpha_1 + (F_{k2} - F_{f2}) \sin \beta_1 - F_{tr} \sin \gamma - F_{jy} \cos \alpha_S - F_{jx} \sin \alpha_S; \\ M_R &= c(F_{k1} - F_{f1}) \sin \alpha_1 + b(F_{k2} - F_{f2}) \sin \beta_1 - F_{tr} \sin \gamma [0,5L + a] + 0,5 \cdot K \cdot F_{tr} \cos \gamma - M_j, \end{aligned} \right\} \quad (2.34)$$

де α_S , a , b і c – конструктивні параметри агрозасобу, природа яких зрозуміла з рис. 2.20.

Для дослідження динамічної поворотності ширококоліїної агрозасобу скористаємося розрахунковою схемою на рис. 2.20. Рух агрозасобу будемо розглядати в нерухомій системі координат XOY , пов'язаної з площиною поворотної смуги. Це дозволяє описати його рух трьома незалежними узагальненими координатами x_S , y_S , θ , де x_S , y_S – координати центру мас (т. S) при його русі в нерухомій системі координат XOY ; θ – кут між осями абсцис рухомою і нерухомою систем координат.

Рівняння плоско паралельного руху агрозасобу, які описують його динамічну поворотність, відносно нерухомої системи координат XOY представимо відомими залежностями:

$$\left. \begin{aligned} m_b \ddot{x}_s &= \sum F_{x_j}; \\ m_b \ddot{y}_s &= \sum F_{y_j}; \\ J_{z_s} \ddot{\theta} &= \sum M_i, \end{aligned} \right\} \quad (2.35)$$

де \ddot{x}_s – прискорення центру мас (т. S), спрямоване вздовж осі X нерухомої системи координат;

\ddot{y}_s – прискорення центру мас (т. S), спрямоване вздовж осі Y нерухомої системи координат;

J_{z_s} – момент інерції відносно вертикальній осі z , яка проходить через т. S ;

$\ddot{\theta}$ – кутове прискорення ширококолійного агрозасобу.

Для складання динамічних рівнянь руху ширококолійної агрозасобу скористаємося принципом Д'аламбер:

$$\left. \begin{aligned} m_b \ddot{x}_s &= (F_{k1} - F_{f1}) \cdot \cos(\theta + \alpha_1) + (F_{k2} - F_{f2}) \cdot \cos(\theta - \beta_1) - F_r \cdot \cos(\theta - \gamma); \\ m_b \ddot{y}_s &= -(F_{k1} - F_{f1}) \cdot \sin(\theta + \alpha_1) + (F_{k2} - F_{f2}) \cdot \sin(\theta - \beta_1) - F_r \cdot \sin(\theta - \gamma); \\ J_{z_s} \ddot{\theta} &= c \cdot (F_{k1} - F_{f1}) \cdot \sin \alpha_1 + b \cdot (F_{k2} - F_{f2}) \cdot \sin \beta_1 - F_r \cdot \sin \gamma \cdot [0,5L + a] - M_R. \end{aligned} \right\} \quad (2.36)$$

Початкові умови ($t=0$): $x_s = x_0$; $y_s = y_0$; $\theta = 0$; $\dot{x}_s = 0$; $\dot{y}_s = 0$; $\dot{\theta} = 0$.

З рис. 2.20 виразимо взаємозв'язок кінематичних радіусів R_s і R , поступальної V_{sx} і окружної швидкості V_s центру мас (т. S) с конструктивними параметрами ширококолійного агрозасобу:

$$R_s = \sqrt{(c - 0,5L)^2 + K^2} = \sqrt{R^2 - c \cdot L + c^2} = \sqrt{K^2 \left(1 + \frac{\mu^2}{4}\right) - c(\mu \cdot K + c)}. \quad (2.37)$$

За допомогою рівнянь (2.36) і (2.37) можна оцінити вплив конструктивних і кінематичних параметрів ширококолійної агрозасобу на критерії його динамічної поворотності, що дозволить обґрунтувати оптимальні значення конструктивних і силових параметрів при здійсненні ним кругового руху на повороті.

Рушійні сили F_{k1} і F_{k2} передніх і задніх лівих коліс агросасобу з достатньою для практики точністю представимо відомою залежністю:

$$F_{k1} + F_{k2} = F_{f1} + F_{f2} + F_{tr}, \quad (2.38)$$

Сили опору кочення передніх і задніх (лівих) коліс агросасобу F_{f1} і F_{f2} знаходимо із наступного загальновідомого виразу:

$$\begin{aligned} F_{f1} &= f m_1 g; \\ F_{f2} &= f m_2 g, \end{aligned} \quad (2.39)$$

де f – коефіцієнт опору кочення;

g – прискорення вільного падіння, м/с².

Положимо, що $F_{k1} = F_{k2}$ тоді, якщо $F_{f1} \neq F_{f2}$, то справедливими будуть наступні залежності:

$$\begin{aligned} F_{k1} &= F_{f1} + F_{tr} \cdot \left(\frac{F_{f1}}{F_{f1} + F_{f2}} \right); \\ F_{k2} &= F_{f2} + F_{tr} \cdot \left(\frac{F_{f2}}{F_{f1} + F_{f2}} \right). \end{aligned} \quad (2.40)$$

Взаємний вплив платформи шасі агросасобу і колісного візка в місці шарнірного кріплення (т. O), відповідно до загальноприйнятого принципу про заміну відкинутих зв'язків реакціями, представимо силами F_{jx} і F_{jy} , а також моментом опору M_j . Для вказаних параметрів справедливими є рівняння:

$$\begin{aligned} F_j &= \sqrt{F_{jx}^2 + F_{jy}^2}, \\ M_j &= F_j \cdot f_j \cdot r_j, \end{aligned} \quad (2.41)$$

де F_j – результуюча реакція від дії сил F_{jx} і F_{jy} ;

f_j – коефіцієнт опору обертальних елементів шарніра;

r_j – радіус шарніра.

Проекції вектора кругової швидкості V_S центра мас лівого борта на осі нерухомої системи координат дорівнюють:

$$\begin{aligned} V_{Sx} &= V_c \cdot \cos \alpha_S, \\ V_{Sy} &= V_c \cdot \sin \alpha_S, \end{aligned} \quad (2.42)$$

де V_{Sx} – поступальна швидкість центра мас борта агросасобу;

V_{Sy} – швидкість бокового зміщення центра мас борта агрозасобу, $V_{Sy}=0$;
 α_s – кут між векторами поступальною V_{Sx} і коловою V_S швидкістю центра мас борта агрозасобу.

У відповідності із рис. 2.20:

$$\operatorname{tg} \alpha_s = \frac{c - 0,5L}{K}. \quad (2.43)$$

Проекції складових швидкості V_S на осі нерухомої системи координат дорівнюватимуть:

$$\begin{aligned} V_{Sx} &= V_S \cdot \cos \theta, \\ V_{Sy} &= V_S \cdot \sin \theta. \end{aligned} \quad (2.44)$$

Виконавши диференціювання за часом швидкостей V_{Sx} і V_{Sy} , отримуємо прискорення центра мас лівого борта агрозасобу в нерухомій системі координат:

$$\begin{aligned} a_{Sx} &= \dot{V}_{Sx} \cdot \cos \theta - V_{Sx} \cdot \omega \cdot \sin \theta, \\ a_{Sy} &= \dot{V}_{Sx} \cdot \sin \theta + V_{Sx} \cdot \omega \cdot \cos \theta, \end{aligned} \quad (2.45)$$

де \dot{V}_{Sx} – лінійне прискорення при поступальному русі агрозасобу;

$\omega = \dot{\theta} = V_{Sx} / R_S$ – кутова швидкість повороту агрозасобу;

тут R_S – радіус повороту агрозасобу.

Для визначення відшукуваних прискорень центра мас лівого борта в рухомій системі координат спроектуюмо вектори прискорень a_{Sx} і a_{Sy} на рухомі вісі x та y :

$$\begin{aligned} a_{sx} &= a_{Sx} \cdot \cos \theta + a_{Sy} \cdot \sin \theta, \\ a_{sy} &= -a_{Sx} \cdot \sin \theta + a_{Sy} \cdot \cos \theta. \end{aligned} \quad (2.46)$$

З урахуванням співвідношень (2.45) після перетворення отримуємо

$$\begin{aligned} a_{sx} &= \dot{V}_{Sx}, \\ a_{sy} &= V_{Sx} \cdot \omega. \end{aligned} \quad (2.47)$$

Розглянемо рух центра переднього колеса лівого борта агрозасобу (т. P_l) (див. рис. 2.20). Позначимо $V_{lx} = \dot{x}_{p1}$ і $V_{ly} = \dot{y}_{p1}$. Виразимо координати т. P_l через координати центра мас лівого борта агрозасобу:

$$\begin{aligned}x_{p1} &= x_s + c \cdot \cos \theta; \\y_{p1} &= y_s + c \cdot \sin \theta.\end{aligned}\tag{2.48}$$

Диференціюючи рівняння (2.48) за часом, отримаємо швидкість переднього колеса лівого борта, що виражена через швидкість центра мас лівого борта в проекціях на нерухомі вісі координат:

$$\begin{aligned}\dot{x}_{p1} &= \dot{x}_s - c \cdot \dot{\theta} \cdot \sin \theta; \\y_{p2} &= \dot{y}_s + c \cdot \dot{\theta} \cdot \cos \theta.\end{aligned}\tag{2.49}$$

Аналогічно отримуємо координати та швидкість центра заднього колеса лівого борта агрозасобу (т. P_2) (див. рис. 2.20) через координати та швидкість центра мас лівого борта агрозасобу:

$$\begin{aligned}x_{p2} &= x_c - b \cdot \cos \theta; \\y_{p1} &= y_c - b \cdot \sin \theta.\end{aligned}\tag{2.50}$$

$$\begin{aligned}\dot{x}_{p2} &= \dot{x}_c + b \cdot \dot{\theta} \cdot \sin \theta; \\y_{p2} &= \dot{y}_c - b \cdot \dot{\theta} \cdot \cos \theta.\end{aligned}\tag{2.51}$$

Для розв'язання задачі статичної поворотності положимо, що поступальна швидкість борта агрозасобу є постійною $V_{Sx} = \text{const}$. Тоді лінійні прискорення дорівнюють $a_{Sx} = 0$ і $a_{Sy} = V_{Sx}^2 / R_s$.

Таким чином в системі трьох рівнянь (2.36) невідомими виступають три параметри: реакції F_{jx} і F_{jy} , а також момент опору повороту M_j , що дозволяє оцінити статичну поворотність ширококолісного агрозасобу.

Зрозуміло, що величина моменту опору M_j напряму визначає непродуктивні витрати енергії агрозасобом при повороті:

$$N_j = M_j \cdot \omega,\tag{2.52}$$

де N_j – витрати потужності на подолання опору в шарнірному, з'єднанні механізму повороту.

Оцінимо характер залежностей N_j від поступальної швидкості руху V_{Sx} агрозасобу ТДАТУ на повороті та характеристичного параметра μ (рис. 2.21). Як виявилось, із збільшенням швидкості руху ширококолісного агрозасобу ТДАТУ при здійсненні повороту збільшуються непродуктивні витрати

потужності на подолання опору у поворотному механізмі (див. рис. 2.21). Пояснити це можна тим, що із збільшенням поступальної швидкості руху збільшується як інерційне навантаження на поворотний механізм, так і колової швидкості руху. Залежність вказаних параметрів задовільно апроксимується виразом виду:

$$N_j = A \cdot V_{Sx}^3, \quad (2.53)$$

де A – постійний коефіцієнт.

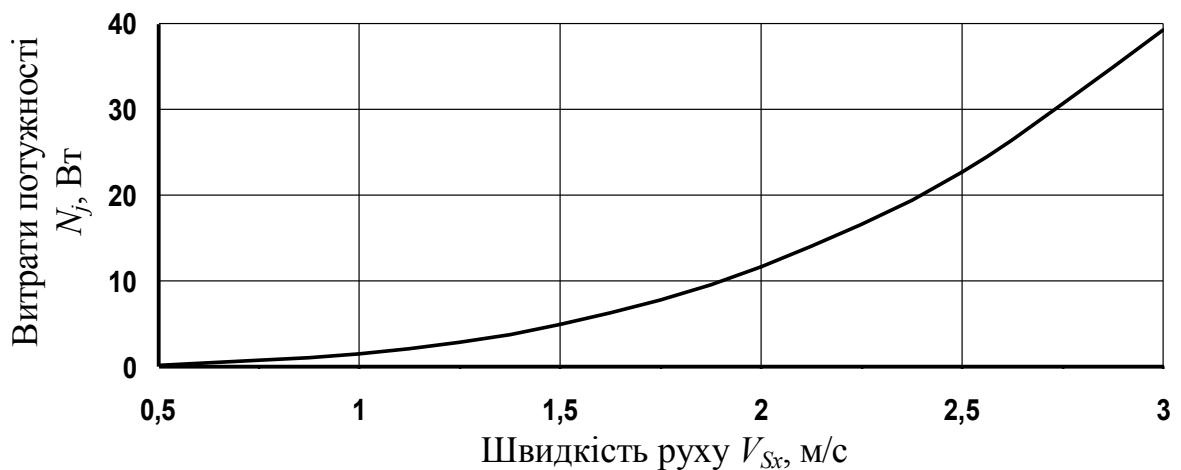


Рис. 2.21 – Залежність непродуктивних витрат потужності N_j на подолання опору в поворотному механізмі агрозасобу від його поступальної швидкості руху V_{Sx}

Із збільшенням величини характеристичного параметра μ непродуктивні витрати на подолання опору в поворотному механізмі мають тенденцію до зменшення (рис. 2.22). Найбільш інтенсивно цей процес спостерігається для агрозасобів з шириною колії $K = 12$ м, і, відповідно, із зменшенням цього параметру – більш повільно. Отриманий результат є цілком закономірним, оскільки разом із збільшенням характеристичного параметру μ збільшується і радіуси R і R_S повороту ширококолісного агрозасобу. Внаслідок чого зменшується відцентрове навантаження на поворотний механізм.

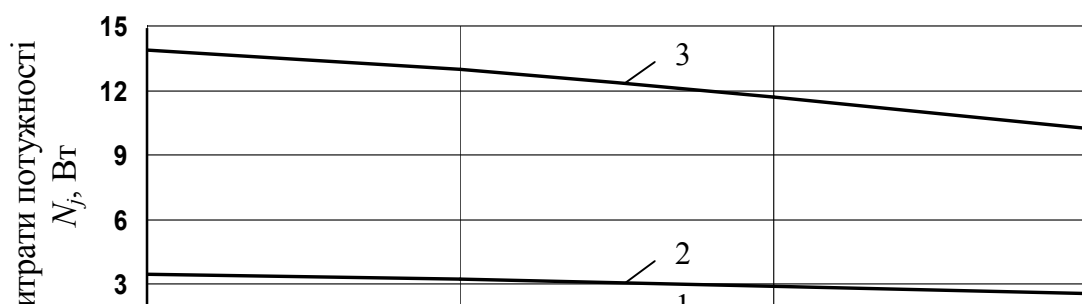


Рис. 2.22 – Залежність непродуктивних витрат потужності N_j на подолання опору в поворотному механізмі агрозасобу від його характеристичного параметру μ при різній величині колії: 1 – $K=3$ м; , 2 – $K=6$ м та 3 – $K=12$ м

Для визначення моменту інерції J_z скористуємося відомою теоремою Гюйгенса-Штейнера про моменти інерції відносно паралельних осей:

$$J_{z_s} = J_s + m \cdot \left(\frac{K}{2}\right)^2, \quad (2.54)$$

де J_s – момент інерції агрозасобу відносно його центру мас.

Якщо ширококоліїний агрозасіб у поздовжньо-горизонтальній площині представити проекцією прямокутника зі сторонами K та L , то момент інерції відносно вертикальної осі, яка проходить через його геометричний центр (положимо, що ця точка і є центром мас) з достатньою точністю можна розрахувати за залежністю:

$$J_s = \frac{1}{12} m \cdot (K^2 + L^2). \quad (2.55)$$

З урахуванням (2.54) момент інерції J_z можна визначити із залежності:

$$J_{z_s} = \frac{1}{12} m \cdot (K^2 + L^2) + m \cdot \left(\frac{K}{2}\right)^2. \quad (2.56)$$

Три рівняння вихідної системи (2.36) містять наступні невідомі параметри: прискорення \ddot{x}_s , яке спрямовано вздовж осі X ; прискорення \ddot{y}_c - вздовж осі Y ; кутове прискорення $\ddot{\theta}$, тягові зусилля ведучих коліс F_{k1} і F_{k2} . Таким чином, система вихідних динамічних рівнянь (2.36) є невизначеною. Тому розглянемо окремий випадок з наступних міркувань.

Припустимо, що процес повороту ширококолієного агрозасобу на поворотній смузі містить дві характерні фази: розгону до певної швидкості руху V_S і круговий рух з цією постійною поступальною і кутовою швидкістю ω (рис. 2.23). Зрозуміло, що чим меншим буде кут θ , тим менший шлях необхідно долати агрозасобу на повороті із прискоренням, що є бажаним.

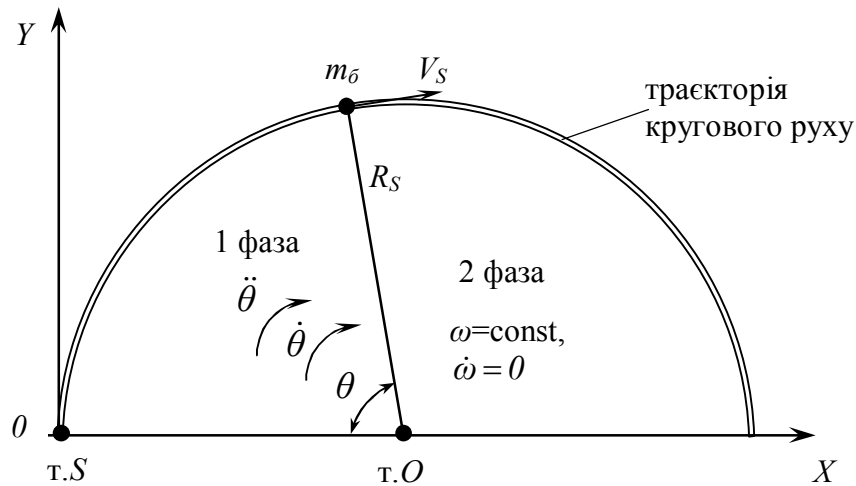


Рис. 2.23 – Схема, що пояснює режимні фази руху ширококолієного агрозасобу при повороті в нерухомій системі координат $X0Y$

За початковими умовами ($t=0$) пов'яжемо початок координат нерухомої системи $X0Y$ (див. рис. 2.23) з центром мас лівого борта агрозасобу (т. S). В такому випадку, в початковий момент часу: $x_s=0$; $y_s=0$; $\theta_0=0$; $\dot{x}_s=0$; $\dot{y}_s=0$. Наприкінці 1-ої фази повороту агрозасобу ($t=t_1$): $x_s=x_{s1}$; $y_s=y_{s1}$; $\dot{x}_s=\dot{x}_{s1(max)}$; $\dot{y}_s=\dot{y}_{s1(max)}$; $\theta=\theta_1$.

Прискорення \ddot{x}_s та \ddot{y}_s у системі рівнянь (2.36) представимо через похідні швидкості \dot{V}_{sx} та \dot{V}_{sy} , а $\ddot{\theta}$ – через $\dot{\omega}$. При цьому, врахуємо те, що траєкторія руху центра мас лівого борта агрозасобу задається кутом θ , тоді виразимо в (2.36) змінну t через змінну θ :

$$\begin{aligned}\ddot{x}_s &= \frac{dV_{sx}}{dt} = \frac{dV_{sx} \cdot d\theta}{d\theta \cdot dt} = \frac{dV_{sx}}{d\theta} \cdot \omega = \frac{dV_{sx}}{d\theta} \cdot \frac{V_S}{R_S}; \\ \ddot{y}_s &= \frac{dV_{sy}}{dt} = \frac{dV_{sy} \cdot d\theta}{d\theta \cdot dt} = \frac{dV_{sy}}{d\theta} \cdot \omega = \frac{dV_{sy}}{d\theta} \cdot \frac{V_S}{R_S},\end{aligned}\quad (2.57)$$

$$\ddot{\beta} = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d\omega \cdot d\theta}{d\theta \cdot dt} = \frac{d\omega}{d\beta} \cdot \omega = \frac{d\omega}{d\theta} \cdot \frac{V_s}{R_s}.$$

Після інтегрування рівнянь системи (2.36) отримуємо:

$$\begin{aligned} 1) \quad V_{sx}^2 &= \frac{R_s}{2M} \left[\begin{aligned} &(F_{k1} - F_{f1}) \cdot (\sin(2\theta + \alpha_1) + 2\theta \cdot \cos\alpha_1 + \sin\alpha_1) - \\ &-(F_{k2} - F_{f2}) \cdot (\sin(\beta_1 - 2\theta) - 2\theta \cdot \cos\beta_1 - \sin\beta_1) - \\ &F_r (\sin(2\theta + \gamma) + 2\theta \cdot \cos\gamma + \sin\gamma) \end{aligned} \right]; \\ 2) \quad V_{sy}^2 &= \frac{R_n}{2M} \left[\begin{aligned} &(F_{k1} - F_{f1}) \cdot (\sin(2\theta - \alpha_1) + 2\theta \cdot \cos\alpha_1 + \sin\alpha_1) - \\ &-(F_{k2} - F_{f2}) \cdot (\sin(\beta_1 - 2\beta) + 2\beta \cdot \cos\beta_1 - \sin\beta_1) - \\ &F_r (\sin(2\theta + \gamma) - 2\theta \cdot \cos\gamma + \sin\gamma) \end{aligned} \right]; \\ 3) \quad (V_{sx}^2 + V_{sy}^2) &= \frac{2R_s^2}{J_z} \cdot \theta \cdot \left[\begin{aligned} &c \cdot (F_{k1} - F_{f1}) \cdot \sin\alpha_1 + b \cdot (F_{k2} - F_{f2}) \cdot \sin\alpha_2 - \\ &- F_{kp} \cdot \sin\gamma \cdot (0,5L + a) - M_j. \end{aligned} \right]. \end{aligned} \quad (2.58)$$

Питому силу тяги $p_{тяг}$ (кН/кН), яку розвиває агрозасіб, що необхідна для виконання повороту, визначимо як відношення дотичної сили тяги F_k до експлуатаційної ваги агрозасобу G_a :

$$p_{тяг} = \frac{F_k}{G_a}. \quad (2.59)$$

Фізична сутність параметру $p_{тяг}$ полягає в тому, що із її зменшенням зменшуються витрати потужності, які витрачає агрозасіб при криволінійному русі на поворотній смузі.

Розв'язання системи (2.58) в Mathcad дозволив встановити закономірності впливу швидкісного режиму агрозасобу на питому силу тяги $p_{тяг}$, яка необхідна для виконання повороту (табл. 2.1)

Таблиця 2.1 – Параметри повороту ширококоліїного агрозасобу за схемою на рис. 2.23

Питома сила тяги $p_{\text{тяг}}$ (кН/кН), яку розвиває ширококоліїний агрозасіб, що необхідна для досягнення швидкості руху V_{sx} на повороті			Кут θ (град.) повороту ширококоліїного агрозасобу, за яким здійснюється його розгін до швидкості V_{sx}
$V_{\text{sx}}=0,5$ м/с	$V_{\text{sx}}=1,0$ м/с	$V_{\text{sx}}=2,0$ м/с	
3,45E-02	1,35E-01	5,35E-01	10
1,79E-02	6,84E-02	2,68E-01	20
1,23E-02	4,62E-02	1,79E-01	30
9,55E-03	3,51E-02	1,35E-01	40
7,90E-03	2,85E-02	1,08E-01	50
6,75E-03	2,40E-02	9,06E-02	60
4,55E-03	1,52E-02	5,51E-02	100
3,60E-03	1,14E-02	3,99E-02	140
3,30E-03	1,02E-02	3,51E-02	160
3,10E-03	9,25E-03	3,14E-02	180

Попередніми розрахунками встановлено, що розглядуваний фізичний об'єкт досліджень (ширококоліїний агрозасіб ТДАТУ) розвиває максимальну питому силу тяги $p_{\text{тяг}}=0,05$ кН/кН. За даними табл. 2.1 зрозуміло, що при здійсненні повороту останнім на малій швидкості руху (0,5 м/с) реалізуєма ним рушійна сила тяги дозволяє мати кут повороту агрозасобу у фазі його розгону навіть менше за 10 град., що є бажаним. При збільшенні швидкості руху до 1,0 м/с кут повороту агрозасобу першої фази його розгону при цьому збільшується до 30 град. Досягти швидкісного режиму на повороті до 2,0 м/с вже стає проблематичним. Оскільки потребує збільшити фазу розгону вказаного агрозасобу до кута θ повороту щонайменше в 140 град. А це означає, що майже весь шлях на повороті агрозасіб повинен рухатися із прискоренням, що не є бажаним.

Із спільного розв'язання рівнянь (2.31) та (2.32) випливає, що добитися рівності R_{onm} і R_n можна шляхом руху ширококолієного агрозасобу на поворотній смузі у певному режимі, показник K_n якого для кожної схеми його повороту визначається конструктивними і кінематичними параметрами:

$$K_{n1} = \frac{K \cdot \varepsilon_{\max} \cdot (\mu^2 + 1)}{2\mu}, \quad (2.60)$$

$$K_{n2} = \frac{K \cdot \varepsilon_{\max} \cdot (\mu^2 + 4)}{2\mu}. \quad (2.61)$$

Отримані аналітичні залежності (2.60) та (2.61) дозволяють оцінити показник режиму поворотності K_n будь-якого ширококолієного агрозасобу за розглядуваними схемами повороту (див. рис. 2.17) при відомих значеннях його колії K та характеристичного параметра μ . Зрозуміло, що вплив останнього на K_n не є лінійним. До того ж, за однаковими вказаними параметрами, абсолютна величина K_n для другої схеми повороту (див. рис. 2.17 б) за (2.61) більша, ніж за першою схемою (див. рис. 2.17 а) за (2.60).

В розглядуваних схемах повороту ширококолієного агрозасобу (див. рис. 2.17) величину максимального кута повороту у момент завершення ним входження в поворот можна прийняти $\varepsilon_{\max} = \pi/4$ [223].

Як показують розрахунки (рис. 2.24) із зменшенням характеристичного параметра μ показник K_n має тенденцію до збільшення. Так, в діапазоні μ від 0,25 до 0,5 цей процес відбувається інтенсивно, і за $\mu > 0,5$ – навпаки повільно. До того ж, для другої схеми повороту ширококолієного агрозасобу (рис. 2.17 б) величина показника поворотності K_n за своїм абсолютним значенням майже в 4 рази більша, як і сама інтенсивність процесу, ніж для першої (рис. 2.17 а). Пояснити це можна різною зміною величини R_n в залежності від його конструктивних параметрів L та K за рівняннями (2.31) та (2.32). Тобто, для розглядуваних схем повороту ширококолієного агрозасобу із збільшенням величини колії K , за постійною величиною μ , частка зміни R_n від збільшення L за (2.32) більша, ніж за (2.31). Тому і вплив конструктивних

параметрів L та K ширококолієного агрозасобу на K_n за другою схемою повороту суттєво більший.

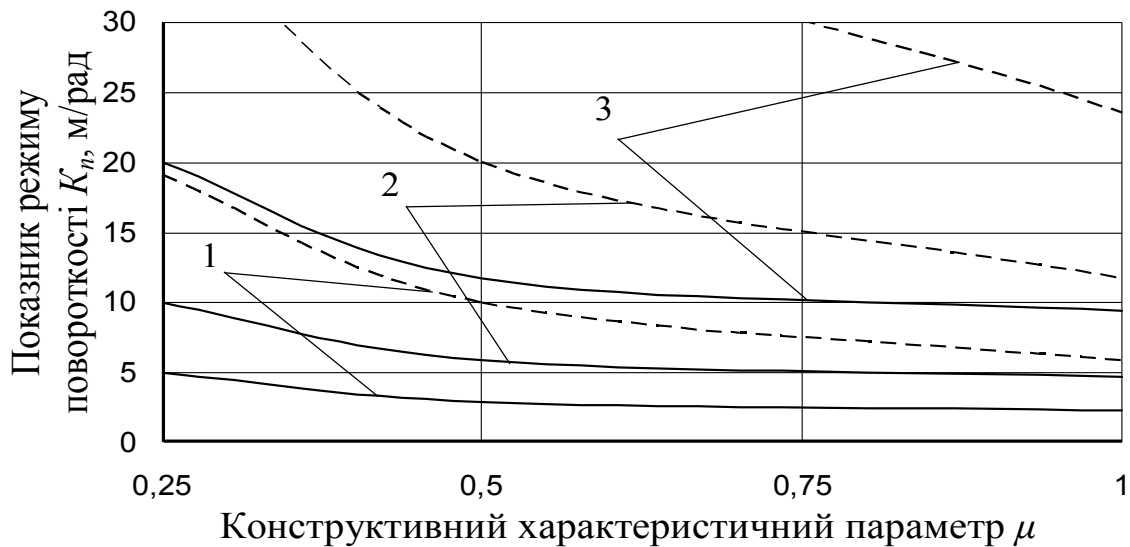


Рис. 2.24 – Залежність показника режиму повороту ширококолієного агрозасобу від його характеристичного параметра μ за першою (—) та другою (-----) схемами повороту (див. рис. 2.17) при різній величині колії:

1 – $K=3$ м; , 2 – $K=6$ м та 3 – $K=12$ м

Але, з погляду на практичну цінність отриманих результатів досліджень, інтерес представляє інша річ, суть якої пояснимо далі.

Положимо, що для вказаних схем повороту ширококолієного агрозасобу справедливе твердження про деяке оптимальне значення показника поворотності $K_{ном}$. В такому випадку з рис. 2.24 цілком зрозуміло, що для кожної із розглядуваних схем його повороту із зміною величини колії K характеристичний параметр μ не залишається постійним, а також змінюється. Характер цього взаємозв'язку такий: із збільшенням величини колії K агрозасобу параметр μ збільшується і навпаки. При цьому сам зв'язок не є лінійним, а носить квадратичний характер.

Якщо, наприклад, прийняти оптимальне значення $K_{ном} = 11,4$ м/рад, як це було сказано раніше, тоді для першої схеми повороту при величині колії ширококолієного агрозасобу $K = 3$ м за рис. 2.24 досягти оптимальної поворотності неможливо, для $K = 6$ м – величина колісної бази повинна

становити $L = \mu \cdot K = 1,5$ м, і для $K = 12$ м – відповідно $L = 7,2$ м. Аналогічно, для другої схеми повороту – при $K = 3$ м величина колісної бази повинна становити $L = 1,2$ м, для $K = 6$ м – відповідно $L = 6$ м, і для $K = 12$ м – досягти оптимальної повороткості неможливо.

В результаті проведених досліджень можна підсумувати, що поставлена в роботі задача з розроблення теорії повороту ширококолієвих засобів механізації с.-г. виробництва і оцінки впливу їх конструктивних та режимних параметрів на повороткість в цілому розв'язана. Так, запропонована нова схема розвороту ширококолієвої агрозасобу на поворотній смузі, шляхом повороту його шасі керованими колесами з одного борту навколо центру, розташованого в центрі міжколієвого простору з іншого борту, дозволяє одночасно з поворотом переміщати агрозасіб на наступну робочу позицію з кращими кінематичними параметрами. При цьому досягти кращих характеристик поворотності можна при такому конструктивному виконанні агрозасобу, коли відношення його колісної бази до ширини колії є якомога меншим. За вказаною умовою щонайменш є і кут повороту керованих колієв ширококолієвого агрозасобу, що є бажаним з позиції технічного виконання механізму приводу та щонайменших енерговитрат на реалізацію його процесу повороту.

Проведеними дослідженнями встановлено, що для отримання оптимального режиму повороткості ширококолієвих агрозасобів зі збільшенням величини їх колії значення кінематичного показника режиму здійснення ним повороту також збільшується. За абсолютною величиною показник режиму повороту змінюється від 5,8 м/рад і сягає більше за 30 м/рад в діапазоні значень ширини колії агрозасобу 3-12 м.

Оцінка витрат енергії ширококолієвим агрозасобом на подолання сумарного опору повороту, за результатами дослідження статичної повороткості, показала, що із збільшенням швидкості його руху, внаслідок збільшення відцентрового інерційного навантаження на поворотний механізм, збільшуються непродуктивні витрати потужності на подолання опору у

поворотному механізмі. А із збільшенням величини його конструктивного характеристичного параметра μ , чисельно рівного відношенню колісної бази до ширини колії, непродуктивні витрати на подолання опору в поворотному механізмі навпаки мають тенденцію до зменшення. Найбільш інтенсивно цей процес спостерігається для агрозасобів з шириною колії 12м, і, відповідно, із зменшенням цього параметру – більш повільно.

Результат визначення питомої сили тяги, яка необхідна для виконання повороту ширококоліїним агрозасобом, за результатами дослідження динамічної повороткості, показав, що при здійсненні повороту останнім на малій швидкості руху (0,5 м/с) реалізуєма ним рушійна сила тяги дозволяє мати кут повороту агрозасобу у фазі його розгону навіть менше за 10 град., що є бажаним. При збільшенні швидкості руху до 1,0 м/с кут повороту агрозасобу фази його розгону при цьому збільшується до 30 град. Досягти швидкісного режиму на повороті до 2,0 м/с вже стає проблематичним. Оскільки потребує збільшити фазу розгону вказаного агрозасобу до кута повороту щонайменше в 140 град. А це означає, що майже весь шлях на повороті агрозасобів повинен рухатися із прискоренням, що не є бажаним.

При виконанні ширококоліїними агрозасобами поворотів за розглядуваними схемами, які є перспективними для них, показник режиму їх повороту суттєво залежить від характеристичного параметра μ . Проведеними дослідженнями встановлено, що для отримання оптимального режиму повороткості ширококоліїних агрозасобів зі збільшенням величини їх колії значення цього параметру також збільшується. Так, при реалізації схеми повороту шляхом обкочування всіх керованих коліс ширококоліїного агрозасобу навколо центра повороту, розташованого в центрі симетрії його шасі, показник режиму повороткості в діапазоні значень ширини колії 3...12 м знаходиться в межах 2,3...20,0 м/рад. При реалізації ним повороту навколо центра, розташованого в середині міжколісного простору цей параметр змінюється від 5,8 м/рад і сягає більше за 30,0 м/рад.

2.5. Моделювання плоскопаралельного руху ширококолієного агрозасобу в горизонтальній площині

2.5.1. Задачі і загальнотеоретичні основи моделювання робочого руху ширококолієного агрозасобу в колійній системі землеробства

Ширококолієний засіб для колійної системи землеробства представляє собою складний об'єкт керування, динаміка якого описується складними нелінійними диференціальними рівняннями, що певною мірою ускладнює його дослідження.

Моделювання складного руху агрозасобу можна спростити, якщо розбити його на ряд більш простих рухів в горизонтальній і вертикальній площині, кутовий рух при розвороті і т.д. Саме вони дозволяють більш просто встановити основні закономірності і виконати розрахунки динаміки плоскопаралельного руху самохідного агрозасобу.

Складний характер збурювань, які діють в експлуатаційних умовах на агрозасіб суттєво ускладнює дослідження динаміки його руху, як об'єкту керування. У зв'язку з цим передаточні функції розглядуваної динамічної системи, тобто ширококолієного агрозасобу, як об'єкта керування, далі будуть складатися з урахуванням цілої низки розроблених наукових основ та положень, достовірність яких доказана експериментально.

Як було наголошено нами раніше ширококолієні агрозасоби для колійної системи землеробства має обладнуватися колісним рушієм, який слід вважати найбільш прийнятним. Застосування гусеничного або іншого з відомих типів рушіїв при наявності удосконаленої колії або спеціальних транспортно-технологічних доріжок є недоцільним.

В процесі свого функціонування характерні відхилення ширококолієного агрозасобу від прямолінійного руху по слідах постійної технологічної колії в горизонтальній площині під дією різноманітних збурювань такі: Δx – його поперечне відхилення, $\Delta\varphi$ – його кутові курсові

відхилення. В загальному випадку вони можуть бути зведені до декількох основних видів (рис. 2.25).

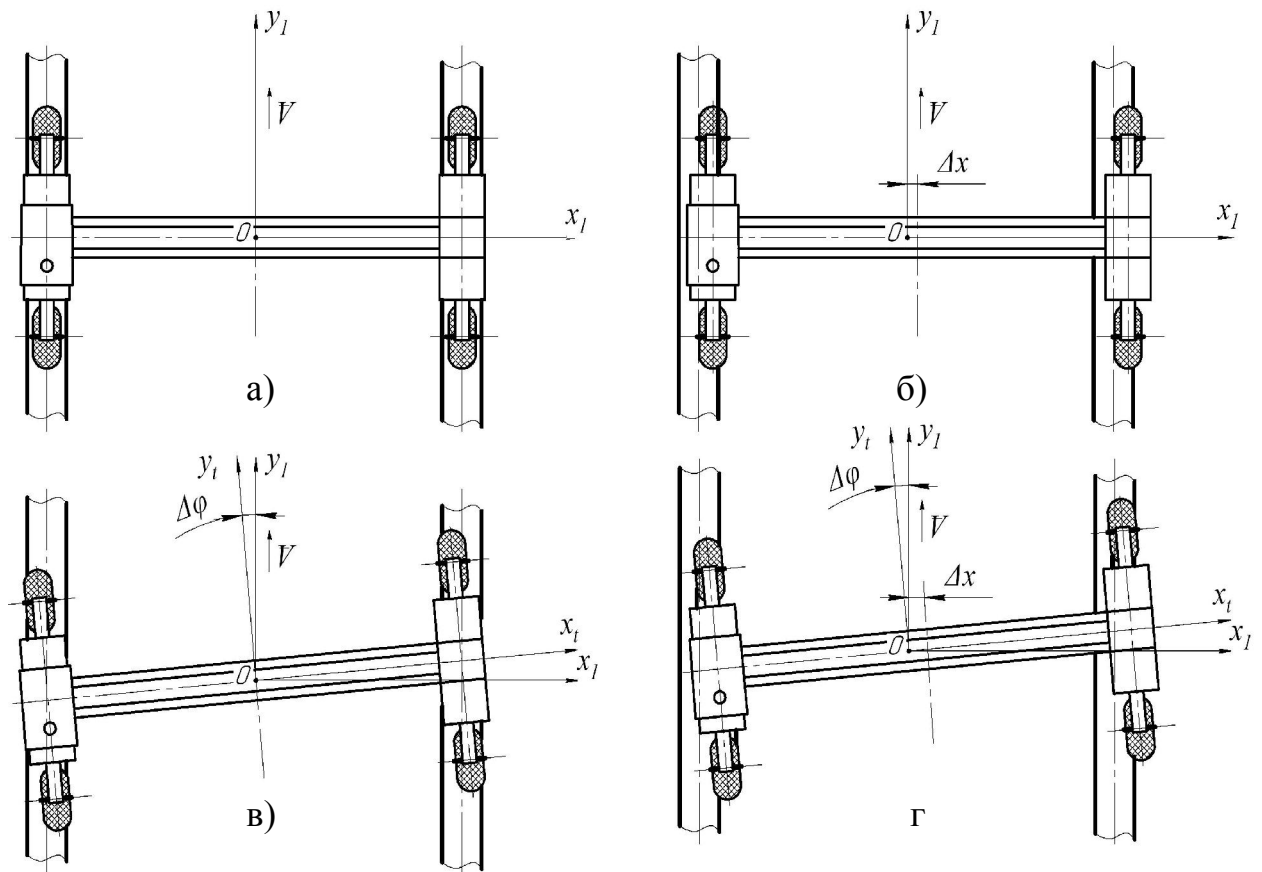


Рис. 2.25 – Схеми характерних відхилень ширококолієного агрозасобу від прямолінійного руху: а) – відсутність відхилення,

- б) – поперечне зміщення агрозасобу ($\Delta\varphi=0$; $\Delta x\neq 0$); в) – кутові курсові відхилення агрозасобу ($\Delta\varphi\neq 0$; $\Delta x=0$); г) – кутові курсові відхилення разом з поперечним зміщенням агрозасобу ($\Delta\varphi\neq 0$; $\Delta x\neq 0$)

Перед початком моделювання плоскопаралельного руху агрозасобу в горизонтальній площині слід прийняти до уваги можливі способи його керування та параметри керуючого впливу, які в узагальненому вигляді можна представити в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 – Способи керування та параметри керуючого впливу ширококолісного агрозасобу

Варіант	Спосіб керування агрозасобом	Параметри керуючого впливу агрозасобу за можливими схемами передачі крутного моменту від його енергетичної установки до рушіїв		
		передача крутного моменту окремо на рушії лівого і правого бортів	передача крутного моменту окремо на рушії передніх і задніх коліс	передача крутного моменту окремо на кожний рушій (наприклад мотор-колесо)
1 Бортовий силовий поворот				
1.1	Колеса некеровані (силовий (бортовий) спосіб керування)	Рушійна сила коліс одного із бортів	Рушійна сила одного з коліс (передніх або задніх)	Рушійна сила коліс одного із бортів
2 Кінематичний поворот керованими колесами				
2.1	Поворот передніх коліс	Середній кут повороту передніх коліс	Середній кут повороту передніх коліс	Середній кут повороту передніх коліс
2.2	Поворот задніх коліс	Середній кут повороту задніх коліс	Середній кут повороту задніх коліс	Середній кут повороту задніх коліс
2.3	Синхронний поворот передніх і задніх коліс	Середній кут повороту передніх і задніх коліс	Середній кут повороту передніх і задніх коліс	Середній кут повороту передніх і задніх коліс
3 Кінематичний поворот зміною положення однієї частини агрозасобу відносно іншої у горизонтальній площині				
3.1	Поворот однієї частини (напіврами) відносно іншої (напіврами)	Кутове зміщення напіврам	Кутове зміщення напіврам	Кутове зміщення напіврам

За табл. 2.3 випливає, що різноманітні способи керування ширококолієного агрозасобу породжує різними параметри керуючого впливу. Припустимо, що взагалі технічно можливо здійснити усі варіанти вищерозглянутих способів керування рухом агрозасобу. Тому моделювання його плоскопаралельного руху в горизонтальній площині розглянемо по кожному із вказаних способів керування.

При математичному моделюванні руху ширококолієного агрозасобу в горизонтальній площині модель його функціонування, як динамічної системи, зручно розглядати у вигляді реакцій на вхідні керуючі і збурювальні впливи. Які однозначно визначають у першому випадку – **керованість**, а у другому – **стійкість** його руху [68,169,171].

Враховуючи те, що якість відпрацювання той або іншої динамічної системи вхідних змінних залежить від її характеристик. Тому правильний вибір останніх з позиції потрібної керованості і сталості його руху забезпечує агрозасобу оптимальне перетворення керуючого і збурювального впливів, які діють на нього. Стосовно до ширококолієного агрозасобу його характеристиками є схема, а також конструктивні та інші параметри.

Перетворювальна властивість той або іншої динамічної системи може бути виражена будь-яким оператором. Згідно ГОСТ 21878 для кожної реалізації вхідного сигналу оператор ставиться, як правило, в однозначну або взаємно-однозначну відповідність реалізації вихідного сигналу. Таким чином, оператор представляє собою алгоритм перетворень вхідних впливів і вихідних змінних, і є найбільш загальною характеристикою динамічної системи і загальноприйнятою для синтезу і оптимізації схеми і параметрів агрозасобу. Основними операторами для динамічних систем є передаточні функції і частотні характеристики.

Передаточна функція $W(s)$, згідно її визначення [169,234,235], представляє собою відношення операторного зображення вихідної величини $y(s)$ до вхідної $x(s)$ при нульових початкових умовах:

$$W(s) = \frac{y(s)}{x(s)}.$$

Амплітудно-фазова-частотна характеристика будується шляхом підстановки $s = i\omega$ у рівняння $W(s)$ [235] і представляє собою відношення вектору вихідної величини до вектору вхідного збурювання:

$$W(i\omega) = \frac{\Delta \bar{y}}{\Delta \bar{x}} = \frac{a}{A_0} \cdot e^{\pm i \varphi},$$

де ω – частота збурювання;

$\frac{a}{A_0}$ – відношення амплітуд реакції вихідної величини до вхідної.

Графічно характеристика $W(j\omega)$ зображується в комплексній площині і називається годографом [235]. Якщо на вході змінювати частоту збурювання ω від 0 до ∞ , то на виході значення a може змінюватися від a_0 до 0 і кут φ зсуву фаз між вихідним і вхідним вектором – від 0 до $\pm\varphi_{max}$. В такому випадку залежності $\frac{a}{A_0} = f(\omega) = W(\omega)$ і $\pm\varphi = f(\omega) = \Phi(\omega)$ називають відповідно амплітудно-частотною і фазово-частотною характеристикою [169,234,235]. Для їх теоретичного визначення необхідна система відповідних диференціальних рівнянь, які зв'язують вихідні змінні з вхідними, тобто математична модель досліджуемого процесу.

Будь який ширококоліїний агрозасіб різного функціонального призначення представляє собою доволі складну динамічну систему. Ця складність визначена її багатомірністю, високим порядком диференціальних рівнянь руху і особливо наявністю нелінійних залежностей між її окремими координатами.

На даному етапі вивчення динаміки вказаного агрозасобу доцільно розглянути його спрощену схему у вигляді лінійної моделі. Така ідеалізація системи в багатьох випадках доволі ефективна для складних с.-г. агрегатів та їх систем керування, динаміка яких вивчена ще недостатньо. Лінеаризація

динамічної системи робить можливим фізично осмислити отриманий результат і збагатити досвід проектування [169,234].

При вирішенні задач синтезу і оптимізації параметрів лінійної динамічної системи в якості оператора можуть бути використані амплітудні і фазові частотні характеристики [169,234].

Керованість і стійкість руху агрозасобу в горизонтальній площині доцільно оцінювати точністю і швидкістю відпрацьовування ним керуючого впливу та чутливістю до збурення. Для цього потрібно написати необхідні диференціальні рівняння, скласти на їх основі передаточні функції, а потім розрахувати частотні характеристики за всіма розглянутими видами вхідних змінних.

В якості таких параметрів можуть бути прийняті поперечні відхилення рушіїв агрозасобу x і кут φ повороту його поздовжньої осі в горизонтальній площині.

Слід зазначити, що навіть в лінійній інтерпретації математична модель руху агрозасобу мостового типу представляє собою систему досить складних диференціальних рівнянь. Тому, з метою спрощення їх складання, прийняті наступні припущення:

- 1) крен і диферент агрозасобу відсутні;
- 2) агрозасіб розглядається як фізичне тверде тіло, що має повздовжню площину симетрії, яка проходить через центр його мас;
- 3) коливання тягового опору сільськогосподарських знарядь суттєво не впливає на швидкість поступального руху агрозасобу, в силу цього вона приймається постійною;
- 4) бокова взаємодія шин агрозасобу з поверхнею, що деформується, розглядається в рамках гіпотези «бокового уводу»;
- 5) гіроскопічні і стабілізуючі моменти шин і моменти опору їх скручування відносно вертикальної осі в силу їх незначності не враховуються.

Правомірність першого припущення пояснюється тим, що згідно вимог, які ставляться до технологічній колії по якій рухається агрозасіб, вона

є максимально вирівняною, що зводить до мінімуму можливий крен та диферент агрозасобу при його русі.

Друге припущення засновано на тому, що самохідний енерготехнологічний засіб має рамну конструкцію із певною жорсткістю.

В результаті попередніх експериментальних досліджень встановлено, що при практично одноковій несталості тягового опору різних с.-г. знарядь коефіцієнт варіації швидкості поступального руху агрозасобу не перевищує 5%. Відносна похибка визначення середнього значення швидкості становила при цьому не більше 1%. Таким чином правомірність третього припущення має певне підґрунтя.

Для описання бокової взаємодії будь якого мобільного транспортного засобу з деформованою поверхнею найбільш часто використовується гіпотеза «бокового уводу», як в лінійної, так і не лінійної її інтерпретації. В цьому випадку для визначення бокових горизонтальних реакцій у місцях контакту коліс з поверхнею кочення (бокових сил) використовують коефіцієнти опору боковому уводу шин. Загальновизнано, що використання нелінійної інтерпретації даної гіпотези має місце тільки при досліджуванні явища бокового уводу шин на твердих поверхнях (бетон, асфальт і т.п.). Рух агрозасобу по ґрунтовому сліду постійної технологічної колії надає гіпотезі «бокового уводу» її лінійну інтерпретацію, що є достатнім підґрунтям для прийняття четвертого припущення.

Правомірність п'ятого припущення пояснюється невеликою кутовою швидкістю повороту в горизонтальній площині агрозасобу, а також відносно великою жорсткістю його шин при скручуванні відносно вертикальної осі.

2.5.2. Вибір розрахункових схем і складання диференціальних рівнянь руху агрозасобу в горизонтальній площині

На даному етапі вивчення динаміки руху ширококолісного агрозасобу в горизонтальній площині доцільно розглянути його спрощену еквівалентну

схему (рис. 2.26) і представити диференціальні рівняння його руху у вигляді стаціонарних лінійних моделей.

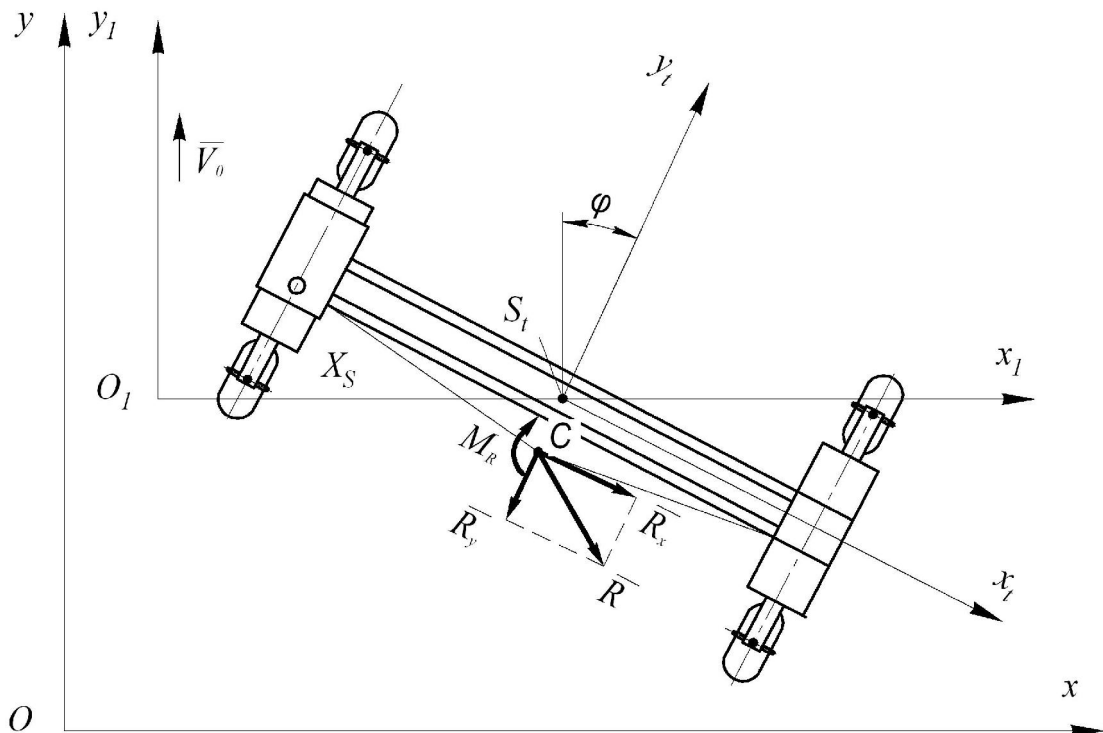


Рис. 2.26 – Еквівалентна схема ширококолійного агрозасобу при дослідженні його плоскопаралельного руху у горизонтальній площині

Для спрощення рішення поставленої задачі впливу усіх сил, які діють на агрозасіб з боку сільськогосподарських машин і знарядь, виразимо через їх головний вектор \bar{R} (складові \bar{R}_x і \bar{R}_y) і головний момент M_R . Характер збурювань повною мірою залежить від конструктивної схеми агрозасобу і його технологічного призначення. З урахуванням викладених в попередньому розділі припущень, приймемо, що розглядуєми агрозасіб здійснює на гоні відносно нерухомої горизонтальної площини xOy рівномірний поступальний рух з швидкістю V_0 . В процесі виконання роботи його остів під впливом випадкових збурень відхиляється від початкового положення і отримує додаткові швидкості. За якими починається відносний рух агрозасобу по відношенню до площини $x_1O_1y_1$. При цьому площина $x_1S_t y_1$, що зв'язана з центром мас агрозасобу, обертає його в площині $x_1O_1y_1$ навколо осі $S_t z$, яка проходить через точку S_t . Мірою цього повороту агрозасобу

служить кут φ , який побудований повздовжньою віссю S_y агрозасобу і віссю O_1y_1 . В процесі відносного руху агрозасобу його центр мас переміщується по осі Ox , що характеризується зміною абсциси X_s .

Таким чином, розглядуємий агрозасіб по відношенню до площини $x_1O_1y_1$ має два ступеня вільності, яким відповідає дві узагальнені координати: кут φ і зміна абсциси X_s центра мас S_y агрозасобу.

Оскільки способи керування та параметри керуючого впливу для ширококолісного агрозасобу можуть бути різними (див. табл. 2.3), тому розглянемо кожний з трьох із них окремо.

2.5.3. Математичний опис силового (бортового) способу керування ширококолісного агрозасобу

Для проведення теоретичних досліджень ширококолісний агрозасіб при силовому (бортовому) способі його керування представимо у вигляді еквівалентної схеми (рис. 2.27) на якій відобразимо діючі на нього сили. За вказаним способом керування агрозасобу крутний момент від енергетичної установки (або енергетичних установок) до його рушіїв передається окремо на лівий і правий борт, а самі колеса є некерованими.

До зовнішніх сил, які діють на агрозасіб при його плоскопаралельному русі в горизонтальній площині (див. рис. 2.27), входять:

- рушійні сили $P_{\partial l1}$, $P_{\partial l2}$, $P_{\partial n1}$, $P_{\partial n2}$ коліс лівого і правого бортів агрозасобу, що прикладені відповідно в точках L_1 , L_2 і P_1 , P_2 перетинання осей вказаних коліс з повздовжньою віссю S_y ;

- бокові сили $P_{\delta l1}$, $P_{\delta l2}$, $P_{\delta n1}$, $P_{\delta n2}$, що прикладені відповідно в точках L_1 , L_2 і P_1 , P_2 , які призводять до виникнення кутів уводу δ_{l1} , δ_{l2} і δ_{n1} , δ_{n2} коліс лівого і правого бортів агрозасобу;

- головний вектор R і головний момент M_R сил, що діють з боку сільськогосподарських знарядь.

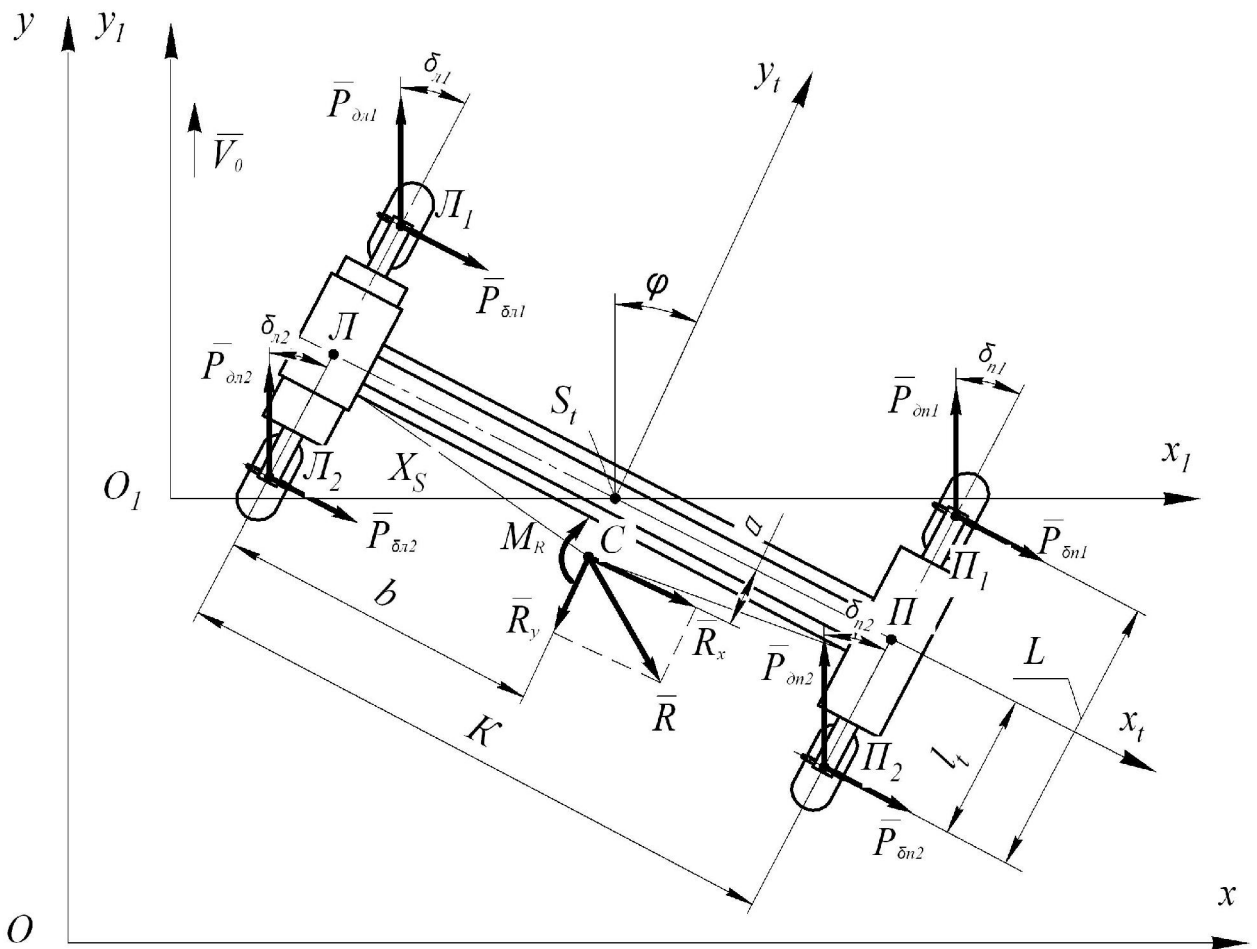


Рис. 2.27 – Еквівалентна схема ширококолієного агрозасобу при його плоскопаралельному русі в горизонтальній площині за силовим (бортовим) способом його керування

Відповідно до класичної теорії трактора, дотичні сили тяги та сили опору кочення, за умов рівномірного руху агрозасобу, виразимо через рушійні сили у вигляді:

$$\begin{aligned}
 P_{\delta n1} &= P_{k\delta 1} - P_{f\delta 1}; & P_{\delta n2} &= P_{k\delta 2} - P_{f\delta 2}; \\
 P_{\delta n1} &= P_{k\delta 1} - P_{f\delta 1}; & P_{\delta n2} &= P_{k\delta 2} - P_{f\delta 2}.
 \end{aligned}
 \tag{2.62}$$

Для математичного опису бокової взаємодії мобільного енергетичного засобу з агрофоном найбільш часто використовується гіпотеза «бокового уводу» у лінійній інтерпретації [68,180]. В цьому випадку для визначення бокових горизонтальних сил в місцях контакту коліс із ґрунтом використовують коефіцієнти опору боковому уводу шин згідно гіпотези Рокара [68,180].

Отже, для умов функціонування ширококолісного агрозасобу отримаємо:

$$\begin{aligned} P_{\delta l1} &= k_{l1} \cdot \delta_{l1}, P_{\delta l2} = k_{l2} \cdot \delta_{l2}; \\ P_{\delta n1} &= k_{n1} \cdot \delta_{n1}, P_{\delta n2} = k_{n2} \cdot \delta_{n2}, \end{aligned} \quad (2.63)$$

де k_{l1} , k_{l2} і k_{n1} , k_{n2} – коефіцієнти опору уводу коліс відповідно лівого і правого бортів агрозасобу.

З метою отримання кутів уводу шин і бокових сил, які діють на колеса, визначимо складові вектора швидкості кожного з них:

$$\begin{cases} \bar{V}_{l1} = \bar{V}_0 + \bar{V}_{St} + \bar{V}_{l1St}, \\ \bar{V}_{l2} = \bar{V}_0 + \bar{V}_{St} + \bar{V}_{l2St}, \\ \bar{V}_{n1} = \bar{V}_0 + \bar{V}_{St} + \bar{V}_{n1St}, \\ \bar{V}_{n2} = \bar{V}_0 + \bar{V}_{St} + \bar{V}_{n2St}, \end{cases} \quad (2.64)$$

де \bar{V}_{St} – вектор лінійної швидкості центру мас агрозасобу відносно площини $x_l O y_l$;

\bar{V}_{l1St} , \bar{V}_{l2St} і \bar{V}_{n1St} , \bar{V}_{n2St} – вектори швидкостей центрів L_1 , L_2 і Π_1 , Π_2 кожного колеса відносно точки S_t в горизонтальній площині (див. рис. 2.27).

По модулю вказані швидкості дорівнюватимуть:

$$\begin{aligned} |\bar{V}_0| &= V_0; \quad |\bar{V}_{St}| = \dot{x}_s; \\ |\bar{V}_{l1St}| &= (L - l_t) \cdot \dot{\phi}, \quad |\bar{V}_{l2St}| = l_t \cdot \dot{\phi}; \\ |\bar{V}_{n1St}| &= (L - l_t) \cdot \dot{\phi}, \quad |\bar{V}_{n2St}| = l_t \cdot \dot{\phi}, \end{aligned} \quad (2.65)$$

де L , l_t – конструктивні параметри агрозасобу, природа яких зрозуміла з рис. 2.27.

Геометрична сума (2.64) представлена на рис. 2.28. Оскільки усі вектори (за виключенням \bar{V}_0) з горизонтальними осями складають малі кути, то проєктуються на них в натуральну величину. Проєкції векторів, що розглядаються (за виключенням \bar{V}_0) на вертикальні осі малі по величині, оскільки рівні добутку малих модулів векторів на малі кути, тому ними можна знехтувати.

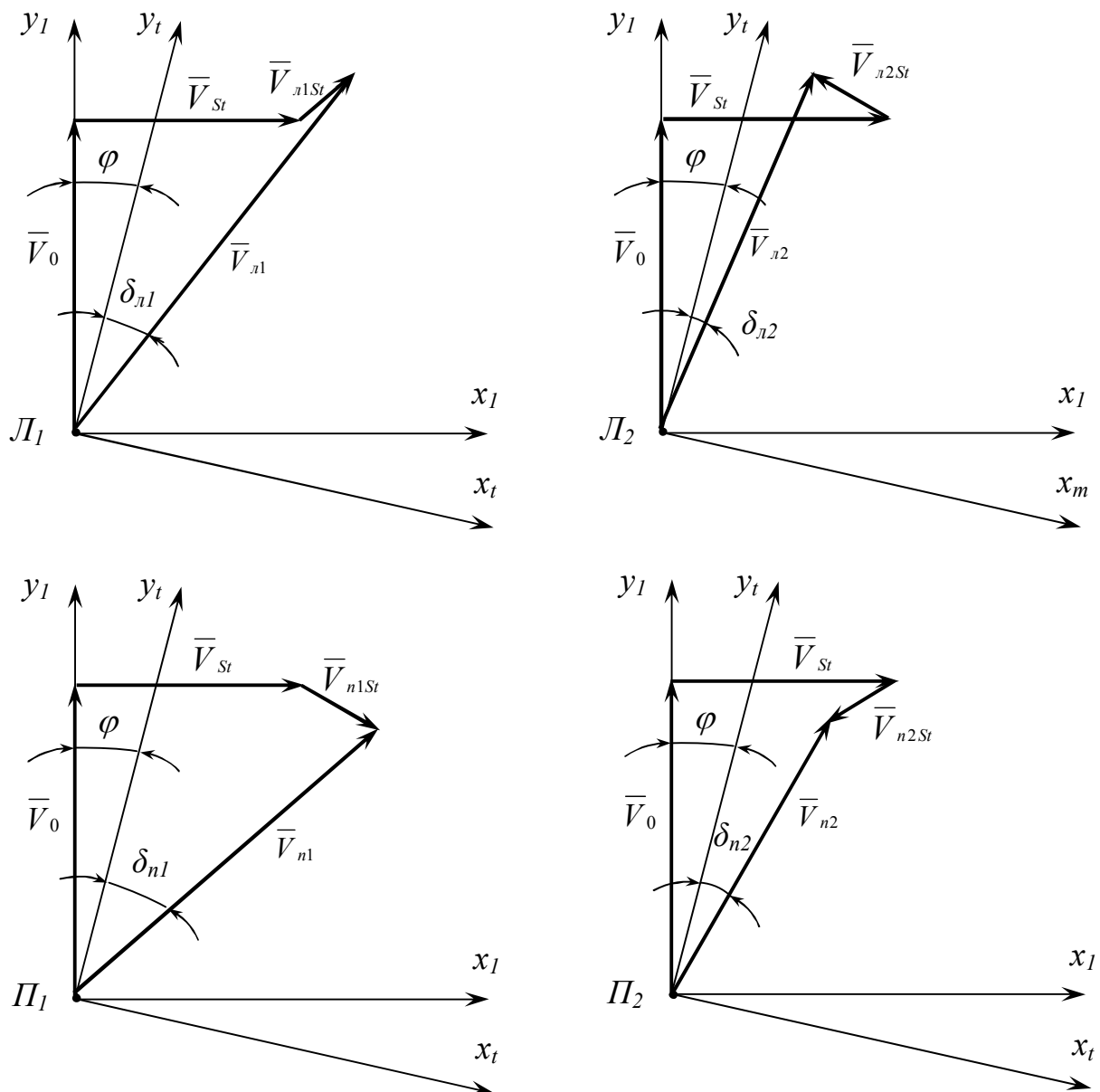


Рис. 2.28 – План швидкостей центрів коліс при силовому (бортовому) способі керування агрозасобом

Проекції вектору швидкості центру кожного із коліс на відповідні осі описуються рівняннями:

$$\begin{aligned}
 V_{n1Xt} &= -V_0 \cdot \varphi + \dot{x}_s + (L - l_t) \cdot \dot{\varphi}; \\
 V_{n2Xt} &= -V_0 \cdot \varphi + \dot{x}_s - l_m \cdot \dot{\varphi}; \\
 V_{n1Yt} &= -V_0 \cdot \varphi + \dot{x}_s + (L - l_t) \cdot \dot{\varphi}; \\
 V_{n2Yt} &= -V_0 \cdot \varphi + \dot{x}_s - l_t \cdot \dot{\varphi}; \\
 V_{n1Yt} &= V_{n2Yt} = V_{n1Yt} = V_{n2Yt} = V_0.
 \end{aligned}
 \tag{2.66}$$

Із рис. 2.28 випливає, що кути уводу коліс можна визначити із системи рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{tg} \delta_{.n1} \approx \delta_{.n1} &= \frac{V_{.n1Xt}}{V_{.n1Yt}} = \frac{\dot{x}_s + (L - l_t) \cdot \dot{\varphi} - V_0 \cdot \varphi}{V_0}, \\ \operatorname{tg} \delta_{.n2} \approx \delta_{.n2} &= \frac{V_{.n2Xt}}{V_{.n2Yt}} = \frac{\dot{x}_s - l_t \cdot \dot{\varphi} - V_0 \cdot \varphi}{V_0}, \\ \operatorname{tg} \delta_{n1} \approx \delta_{n1} &= \frac{V_{n1Xt}}{V_{n1Yt}} = \frac{\dot{x}_s + (L - l_t) \cdot \dot{\varphi} - V_0 \cdot \varphi}{V_0}, \\ \operatorname{tg} \delta_{n2} \approx \delta_{n2} &= \frac{V_{n2Xt}}{V_{n2Yt}} = \frac{\dot{x}_s - l_t \cdot \dot{\varphi} - V_0 \cdot \varphi}{V_0}. \end{aligned} \right\} \quad (2.67)$$

Кінетична енергія агрозасобу відносно площини $x_I O y_I$ (див. рис. 2.27) складається із двох складових, які відображають його поступальний і обертальний рух:

$$T = (M_t \cdot V_{st}^2 + J_{st} \cdot \omega_t^2)/2, \quad (2.68)$$

M_t – маса агрозасобу;

V_s – лінійна швидкість центру мас агрозасобу відносно площини $x_I O y_I$;

J_{st} – момент інерції агрозасобу відносно його центру мас;

ω_t – кутова швидкість агрозасобу.

Очевидно, що

$$V_{st} = \dot{x}_s; \quad \omega_t = \dot{\varphi}. \quad (2.69)$$

Після підстановки в рівняння кінетичної енергії (2.68) похідні кутових і лінійних швидкостей (2.69) отримаємо:

$$T = \frac{1}{2} [M_t \cdot \dot{x}_s^2 + J_t \cdot \dot{\varphi}^2]. \quad (2.70)$$

Диференціальні рівняння руху агрозасобу по відношенню до площини $x_I O y_I$ будемо складати у вигляді рівнянь Лагранжа другого роду.

Взявши похідні по прийнятим узагальненим координатам, після диференціювання отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} M_t \cdot \ddot{x}_s &= Q_x, \\ J_t \cdot \ddot{\varphi} &= Q_\varphi, \end{aligned} \right\} \quad (2.71)$$

де Q_x і Q_φ – узагальнені сили, які здійснюють переміщення агрозасобу по відповідним узагальненим координатам.

З урахуванням малості переміщень агрозасобу по відповідним узагальненим координатам рівняння для визначення узагальнених сил мають такий вид:

$$\begin{aligned} Q_x &= R_x - P_{\delta r1} - P_{\delta r2} - P_{\delta n1} - P_{\delta n2}, \\ Q_\varphi &= M_R - R_x \cdot a + P_{d r1} \cdot b + P_{d r2} \cdot b - P_{d n1} (B - b) - \\ &\quad - P_{d n2} (B - b) - P_{\delta l1} (L - l_t) - P_{\delta l2} \cdot l_t + P_{\delta n1} (L - l_t) - P_{\delta n2} \cdot l_t, \end{aligned} \quad (2.72)$$

де K , b , a , L і l_t – конструктивні параметри агрозасобу, природа яких зрозуміла з рис. 2.27.

Після підстановки (2.72) в (2.71) отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} M_t \cdot \ddot{x}_s + \dot{x}_s \cdot (k_{r1} + k_{r2} + k_{n1} + k_{n2}) / V_0 + \\ + \dot{\varphi} \cdot [(L - l_t) \cdot (k_{r1} + k_{n1}) - l_t \cdot (k_{r2} + k_{n2})] / V_0 + \varphi \cdot [-k_{r1} - k_{r2} - k_{n1} - k_{n2}] = R_x, \\ J_t \cdot \ddot{\varphi} + \dot{\varphi} \cdot [(L - l_t)^2 \cdot (k_{r1} + k_{n1}) - l_t^2 \cdot (k_{r2} + k_{n2})] / V_0 + \\ + \varphi \cdot [l_t \cdot (k_{r2} + k_{n2}) - (L - l_t) \cdot (k_{r1} + k_{n1})] + \\ + \dot{x}_s \cdot [(L - l_t) \cdot (k_{r1} + k_{n1}) - l_t \cdot (k_{r2} + k_{n2})] / V_0 = \\ = M_R - R_x \cdot a + P_{d r1} \cdot b + P_{d r2} \cdot b - P_{d n1} \cdot (K - b) - P_{d n2} \cdot (K - b). \end{aligned} \right\} \quad (2.73)$$

Здійснив певні перетворення диференціальних рівнянь (2.73) отримаємо математичну модель руху агрозасобу в горизонтальній площині при силовому (бортовому) способі його керування в диференціальній формі запису:

$$\left. \begin{aligned} A_{11} \cdot \ddot{x}_s + A_{12} \cdot \dot{x}_s + A_{13} \cdot \dot{\varphi} + A_{14} \cdot \varphi = R_x; \\ A_{21} \cdot \ddot{\varphi} + A_{22} \cdot \dot{\varphi} + A_{23} \cdot \varphi + A_{24} \cdot \dot{x}_s = M_R - R_x \cdot a + \\ + (P_{d r1} + P_{d r2}) \cdot b - (P_{d n1} + P_{d n2}) \cdot (K - b), \end{aligned} \right\}, \quad (2.74)$$

де $A_{11} = M_t$;

$A_{12} = (k_{r1} + k_{r2} + k_{n1} + k_{n2}) / V_0$;

$A_{13} = [(L - l_t) \cdot (k_{r1} + k_{n1}) - l_t \cdot (k_{r2} + k_{n2})] / V_0$;

$A_{14} = - (k_{r1} + k_{r2} + k_{n1} + k_{n2})$;

$A_{21} = J_t$;

$A_{22} = [(k_{r1} + k_{n1}) \cdot (L - l_t)^2 + (k_{r2} + k_{n2}) \cdot l_t^2] / V_0$;

$$A_{23} = [(k_{n2} + k_{n2}) \cdot l_t - (k_{n1} + k_{n1}) \cdot (L - l_t)];$$

$$A_{24} = [(k_{n1} + k_{n1}) \cdot (L - l_t) - (k_{n2} + k_{n2}) \cdot l_t] / V_0 = A_{13}.$$

В операторній формі запису рівняння (2.74) матиме вид:

$$\left. \begin{aligned} K_{11} \cdot x_s(s) + K_{12} \cdot \varphi(s) &= \\ = F_{11} \cdot P_{dn1} + F_{12} \cdot P_{dn2} + F_{13} \cdot P_{dn1} + F_{14} \cdot P_{dn2} + F_{15} \cdot R_x + F_{16} \cdot M_R, \\ K_{21} \cdot x_s(s) + K_{22} \cdot \varphi(s) &= \\ = F_{21} \cdot P_{dn1} + F_{22} \cdot P_{dn2} + F_{23} \cdot P_{dn1} + F_{24} \cdot P_{dn2} + F_{25} \cdot R_x + F_{26} \cdot M_R, \end{aligned} \right\} \quad (2.75)$$

де

$$\begin{aligned} K_{11} &= A_{11} \cdot s^2 + A_{12} \cdot s, & K_{12} &= A_{13} \cdot s + A_{14}, \\ K_{21} &= A_{24} \cdot s, & K_{22} &= A_{21} \cdot s^2 + A_{22} \cdot s + A_{23}, \\ F_{11} &= 0, & F_{12} &= 0, \\ F_{21} &= b, & F_{22} &= b, \\ F_{13} &= 0, & F_{23} &= -(B - b), \\ F_{14} &= 0, & F_{15} &= 1, \\ F_{24} &= -(B - b), & F_{25} &= -a, \\ F_{16} &= 0, & F_{26} &= 1, \end{aligned}$$

$s = d/dt$ – оператор диференціювання.

Побудовані математичні моделі руху засобу для колійної системи землеробства в горизонтальній площині (2.74) та (2.75) дозволяють оцінити стійкість і керованість руху практично будь-якого ширококолійного агрозасобу при його силовому (бортовому) способі керування. Для цього достатньо вихідні системи диференціальних рівнянь (2.74) доповнити конкретними рівняннями для визначення головного вектора і головного моменту сил, що діють з боку агрегатуємих с.-г. машин і знарядь.

2.5.4. Математичний опис кінематичного способу керування ширококолійного агрозасобу шляхом повороту коліс

Для моделювання плоскопаралельного руху агрозасобу в горизонтальній площині розглянемо узагальнений варіант кінематичного способу його керування шляхом синхронного повороту передніх і задніх

коліс, при цьому крутний момент від енергетичної установки (або енергетичних установок) до рушіїв агрозасобу передається на передні та задні колеса. Для цього замінимо реальний ширококоліїний агрозасіб спрощеною еквівалентною схемою (рис. 2.29), на якій відобразимо сили, що діють на нього при кінематичному способі його керування.

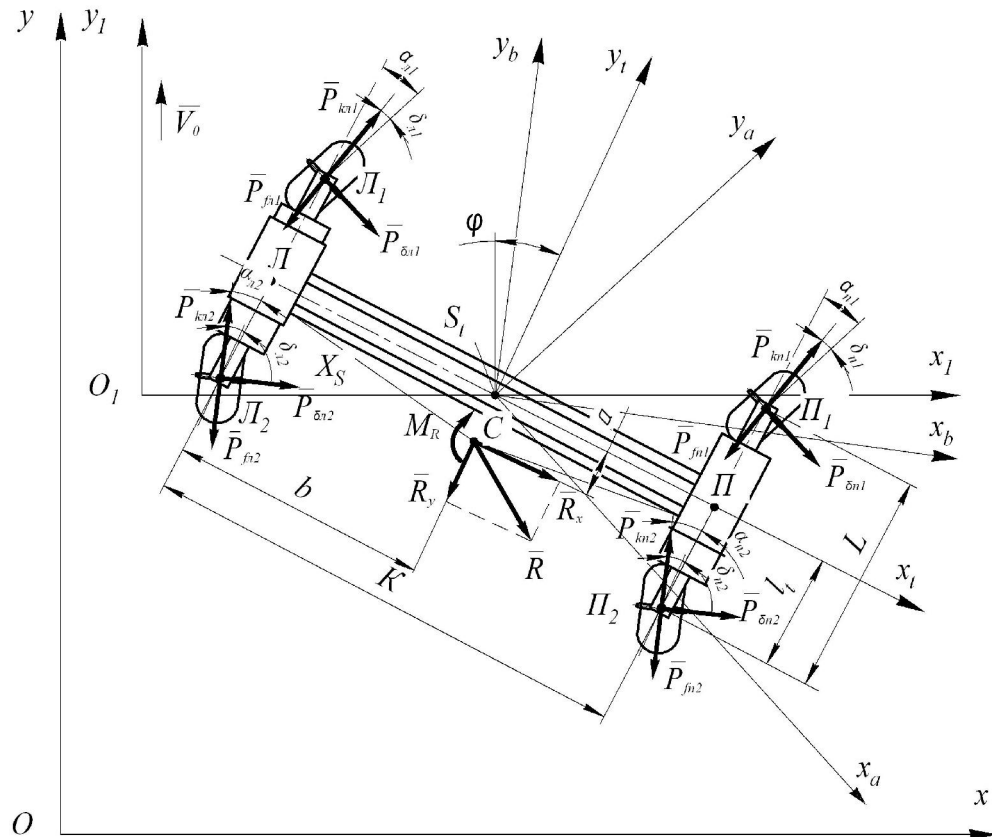


Рис. 2.29 – Еквівалентна схема ширококоліїного агрозасобу при його плоскопаралельному русі в горизонтальній площині за кінематичному способом його керування шляхом повороту коліс

До зовнішніх сил, які діють на агрозасіб при його плоскопаралельному русі в горизонтальній площині за кінематичному способом його керування (див. рис. 2.29), входять:

- сили опору перекочування передніх (P_{fn1} , P_{fn1}) і задніх (P_{fn2} , P_{fn2}) коліс агрозасобу;
- дотичні сили тяги (P_{kn1} , P_{kn2} , P_{kn1} , P_{kn2});
- головний вектор R і головний момент M_R сил, що діють з боку с.-г. знарядь;

– бокові сили ($P_{\delta_{l1}}, P_{\delta_{l2}}, P_{\delta_{n1}}, P_{\delta_{n2}}$), які призводять до виникнення кутів вводу передніх δ_{l1}, δ_{n1} і задніх δ_{l2}, δ_{n2} коліс агрозасобу.

Бокові горизонтальні сили в місцях контакту коліс із ґрунтом розраховуються аналогічно (2.63):

$$\begin{aligned} P_{\delta_{l1}} &= k_{l1} \cdot \delta_{l1}, P_{\delta_{l2}} = k_{l2} \cdot \delta_{l2}; \\ P_{\delta_{n1}} &= k_{n1} \cdot \delta_{n1}, P_{\delta_{n2}} = k_{n2} \cdot \delta_{n2}, \end{aligned} \quad (2.77)$$

З метою отримання кутів вводу шин і бокових сил, які діють на колеса, визначимо складові вектора швидкості кожного з них:

$$\left. \begin{aligned} \bar{V}_{l1} &= \bar{V}_0 + \bar{V}_{St} + \bar{V}_{l1St}, \\ \bar{V}_{l2} &= \bar{V}_0 + \bar{V}_{St} + \bar{V}_{l2St}, \\ \bar{V}_{n1} &= \bar{V}_0 + \bar{V}_{St} + \bar{V}_{n1St}, \\ \bar{V}_{n2} &= \bar{V}_0 + \bar{V}_{St} + \bar{V}_{n2St}, \end{aligned} \right\} \quad (2.78)$$

де \bar{V}_{St} – лінійна швидкість центру мас агрозасобу відносно площини x_1Oy_1 ;

$\bar{V}_{l1St}, \bar{V}_{l2St}$ і $\bar{V}_{n1St}, \bar{V}_{n2St}$ – вектори швидкостей центрів L_1, L_2 і P_1, P_2 кожного колеса відносно точки S_i в горизонтальній площині.

По модулю вказані швидкості дорівнюватимуть:

$$\begin{aligned} |\bar{V}_0| &= V_0; \\ |\bar{V}_{St}| &= \dot{x}_s; \\ |\bar{V}_{l1St}| &= |\bar{V}_{n1St}| = (L - l_t) \cdot \dot{\phi}; \\ |\bar{V}_{l2St}| &= |\bar{V}_{n2St}| = l_t \cdot \dot{\phi}, \end{aligned} \quad (2.79)$$

де L, l_m – конструктивні параметри ширококолісного агрозасобу, природа яких зрозуміла з рис. 2.29.

Геометрична сума швидкостей (2.78) представлена на рис. 2.30. Оскільки усі вектори (за виключенням \bar{V}_0) з горизонтальними осями складають малі кути, то проєктуються на них в натуральну величину. Проєкції векторів, що розглядаються (за виключенням \bar{V}_0) на вертикальні осі малі по величині, оскільки рівні добутку малих модулів векторів на малі кути, тому ними можна знехтувати.

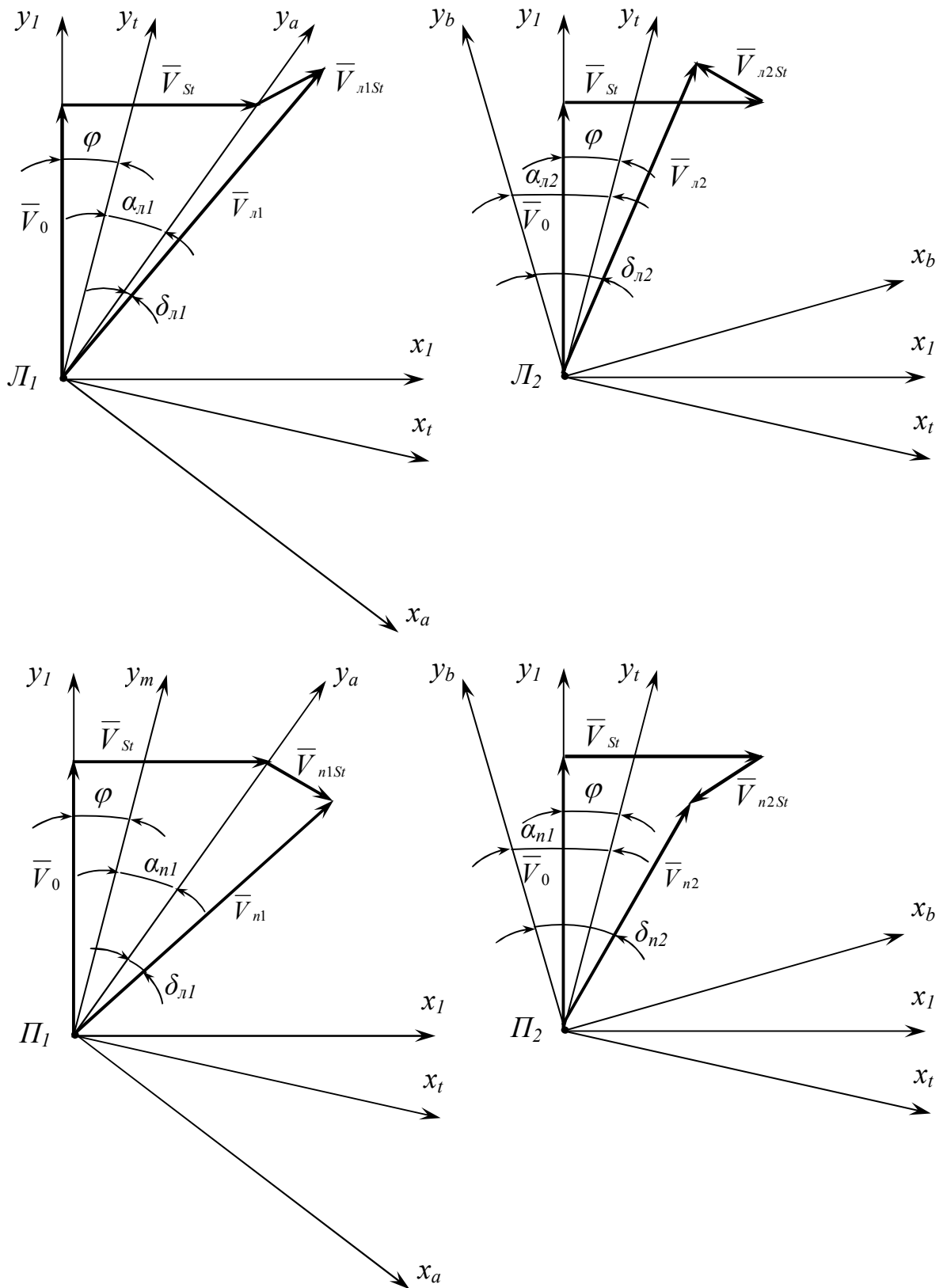


Рис. 2.30 – План швидкостей центрів коліс при кінематичному способі керування агрозасобом в горизонтальній площині

Проекції векторів швидкості центрів кожного із коліс агрозасобу на відповідні осі описуються рівняннями:

$$\begin{aligned}
V_{n1Xa} &= -V_0 \cdot (\alpha_{n1} + \varphi) + \dot{x}_s + (L - l_t) \cdot \dot{\varphi}, \\
V_{n2Xb} &= -V_0 \cdot (\alpha_{n2} - \varphi) + \dot{x}_s - l_t \cdot \dot{\varphi}, \\
V_{n1Ya} &= -V_0 \cdot (\alpha_{n1} + \varphi) + \dot{x}_s + (L - l_t) \cdot \dot{\varphi}, \\
V_{n2Yb} &= -V_0 \cdot (\alpha_{n2} - \varphi) + \dot{x}_s - l_t \cdot \dot{\varphi}, \\
V_{n1Ya} &= V_{n2Yb} = V_{n1Ya} = V_{n2Yb} = V_0.
\end{aligned} \tag{2.80}$$

Із рис. 2.30 випливає, що кути уводу коліс можна визначити із системи рівнянь:

$$\left. \begin{aligned}
tg\delta_{n1} \approx \delta_{n1} &= \frac{V_{n1Xa}}{V_{n1Yb}} = \frac{\dot{x}_s + (L - l_t) \cdot \dot{\varphi} - V_0 \cdot (\alpha_{n1} + \varphi)}{V_0}, \\
tg\delta_{n2} \approx \delta_{n2} &= \frac{V_{n2Xb}}{V_{n2Yb}} = \frac{\dot{x}_s - l_t \cdot \dot{\varphi} - V_0 \cdot (\alpha_{n2} - \varphi)}{V_0}, \\
tg\delta_{n1} \approx \delta_{n1} &= \frac{V_{n1Xa}}{V_{n1Ye}} = \frac{\dot{x}_s + (L - l_m) \cdot \dot{\varphi} - V_0 \cdot (\alpha_{n1} + \varphi)}{V_0}, \\
tg\delta_{n2} \approx \delta_{n2} &= \frac{V_{n2Xb}}{V_{n2Yb}} = \frac{\dot{x}_s - l_t \cdot \dot{\varphi} - V_0 \cdot (\alpha_{n2} - \varphi)}{V_0}.
\end{aligned} \right\} \tag{2.81}$$

Для зменшення кількості параметрів керуючого впливу врахуємо те, що кути повороту передніх (лівих та правих), а також задніх коліс агрозасобу мають однакову природу їх виникнення як за величиною, так і за напрямком. Тому у подальшому дослідженні замість чотирьох кутів повороту коліс, що відповідає чотирьом параметрам керуючого впливу, розглянемо тільки два. Останнім відповідають середні кути повороту передніх та задніх коліс агрозасобу при кінематичному способі його повороту усіма керованими колесами:

$$\begin{aligned}
\alpha &= \frac{\alpha_{n1} + \alpha_{n1}}{2}, \\
\beta &= \frac{\alpha_{n2} + \alpha_{n2}}{2},
\end{aligned} \tag{2.82}$$

де α і β – середні кути повороту передніх і задніх коліс агрозасобу.

Враховуючи припущення (2.82) рівняння для визначення узагальнених сил в такому випадку матимуть вид:

$$\begin{aligned}
Q_x &= (P_{kl1} - P_{fl1} + P_{kr1} - P_{fr1}) \cdot \alpha - \\
&- (P_{kl2} - P_{fl2} + P_{kr2} - P_{fr2}) \cdot \beta + R_x - P_{\delta l1} - P_{\delta l2} - P_{\delta r1} - P_{\delta r2}; \\
Q_\varphi &= (L - l_t) \cdot (P_{kl1} - P_{fl1} + P_{kn1} - P_{fn1}) \cdot \alpha + \\
&+ l_t \cdot (P_{kn2} - P_{fn2} + P_{kn2} - P_{fn2}) \cdot \beta + \\
&+ b \cdot (P_{kl1} - P_{fl1} + P_{kn2} - P_{fn2}) - (K - b) \cdot (P_{kn1} - P_{fn1} + P_{kn2} - P_{fn2}) - \\
&- (L - l_t) \cdot (P_{\delta n1} + P_{\delta n1}) + l_t \cdot (P_{\delta n2} + P_{\delta n2}) + M_R - R_x \cdot a,
\end{aligned} \tag{2.83}$$

де L , a і l_t – конструктивні параметри ширококолісного агрозасобу, природа яких зрозуміла з рис. 2.29.

Після підстановки (2.83) в (2.71) і проведення ряду перетворень отримаємо математичну модель руху ширококолісного агрозасобу в горизонтальній площині при кінематичному способі його керування в диференціальній формі запису:

$$\left. \begin{aligned}
A_{11} \cdot \ddot{x}_s + A_{12} \cdot \dot{x}_s + A_{13} \cdot \dot{\varphi} + A_{14} \cdot \varphi &= f_{11} \cdot \alpha + f_{12} \cdot \beta + R_x, \\
A_{21} \cdot \ddot{\varphi} + A_{22} \cdot \dot{\varphi} + A_{23} \cdot \varphi + A_{24} \cdot \dot{x}_s &= f_{21} \cdot \alpha + f_{22} \cdot \beta - \\
- R_x \cdot a + M_R - (K - b) \cdot (P_{kn1} - P_{fn1} + P_{kn2} - P_{fn2}) + \\
+ b \cdot (P_{kl1} - P_{fl1} + P_{kn2} - P_{fn2}),
\end{aligned} \right\} \tag{2.84}$$

де $A_{11} = M_t$;

$$A_{12} = (k_{n1} + k_{n2} + k_{n1} + k_{n2}) / V_0;$$

$$A_{13} = ((k_{n1} + k_{n1}) \cdot (L - l_t) - (k_{n2} + k_{n2}) \cdot l_t) / V_0;$$

$$A_{14} = - (k_{n1} + k_{n2} + k_{n1} + k_{n2});$$

$$f_{11} = (P_{kl1} - P_{fl1} + P_{kn1} - P_{fn1}) + k_{n1} + k_{n1};$$

$$f_{12} = k_{n2} + k_{n2} - (P_{kl2} - P_{fl2} + P_{kn2} - P_{fn2});$$

$$A_{21} = J_t;$$

$$A_{22} = ((k_{n1} - k_{n1}) \cdot (L - l_t)^2 + (k_{n2} - k_{n2}) \cdot l_t^2) / V_0;$$

$$A_{23} = - (k_{n1} + k_{n1}) \cdot (L - l_t) + (k_{n2} + k_{n2}) \cdot l_t;$$

$$A_{24} = (k_{n1} + k_{n1}) \cdot (L - l_t) - (k_{n2} + k_{n2}) \cdot l_t / V_0;$$

$$f_{21} = (L - l_t) \cdot ((P_{kl1} - P_{fl1}) + (P_{kn1} - P_{fn1}) + k_{n1} + k_{n1});$$

$$f_{22} = l_t \cdot ((P_{kl2} - P_{fl2}) - (P_{kn2} - P_{fn2}) - k_{n2} - k_{n2}).$$

В операторній формі запису рівняння (2.84) матиме вид:

$$\left. \begin{aligned} K_{11} \cdot x_s(s) + K_{12} \cdot \varphi(s) &= F_{11} \cdot \alpha + F_{12} \cdot \beta + F_{13} \cdot R_x + \\ &+ F_{14} \cdot M_R + F_{15}, \\ K_{21} \cdot x_s(s) + K_{22} \cdot \varphi(s) &= F_{21} \cdot \alpha + F_{22} \cdot \beta + F_{23} \cdot R_x + \\ &+ F_{24} \cdot M_R + F_{25}, \end{aligned} \right\} \quad (2.85)$$

де

$$\begin{aligned} K_{11} &= A_{11} \cdot s^2 + A_{12} \cdot s; & K_{21} &= A_{24} \cdot s; \\ K_{12} &= A_{13} \cdot s + A_{14}; & K_{22} &= A_{21} \cdot s^2 + A_{22} \cdot s + A_{23}; \\ F_{11} &= f_{11}; & F_{21} &= f_{21}; \\ F_{12} &= f_{12}; & F_{22} &= f_{22}; \\ F_{13} &= 1; & F_{23} &= -(l_t + a); \\ F_{14} &= 0; & F_{24} &= 1; \\ F_{15} &= 0; \\ F_{25} &= -(K - b) \cdot (P_{k_{n1}} - P_{f_{n1}} + P_{k_{n2}} - P_{f_{n2}}) + b \cdot (P_{k_{n1}} - P_{f_{n1}} + P_{k_{n2}} - P_{f_{n2}}); \\ s &= d/dt - \text{оператор диференціювання.} \end{aligned}$$

Побудовані математичні моделі руху засобу для колійної системи землеробства в горизонтальній площині (2.84) та (2.85) дозволяють оцінити стійкість і керованість руху практично будь-якого ширококолісного агрозасобу при його кінематичному способі керуванні шляхом повороту керованих коліс. Для цього достатньо вихідні системи диференціальних рівнянь (2.84) доповнити конкретними рівняннями для визначення головного вектора і головного моменту сил, що діють з боку агрегатуємих с.-г. машин і знарядь.

2.5.5. Математичний опис кінематичного способу керування ширококолісного агрозасобу шляхом повороту напіврам

Для проведення теоретичних досліджень ширококолісний агрозасіб при кінематичному способі керування, шляхом зміни положення однієї його частини відносно іншої у горизонтальній площині, представимо у вигляді еквівалентної схеми (рис. 2.31) на якій відобразимо діючі на нього сили.

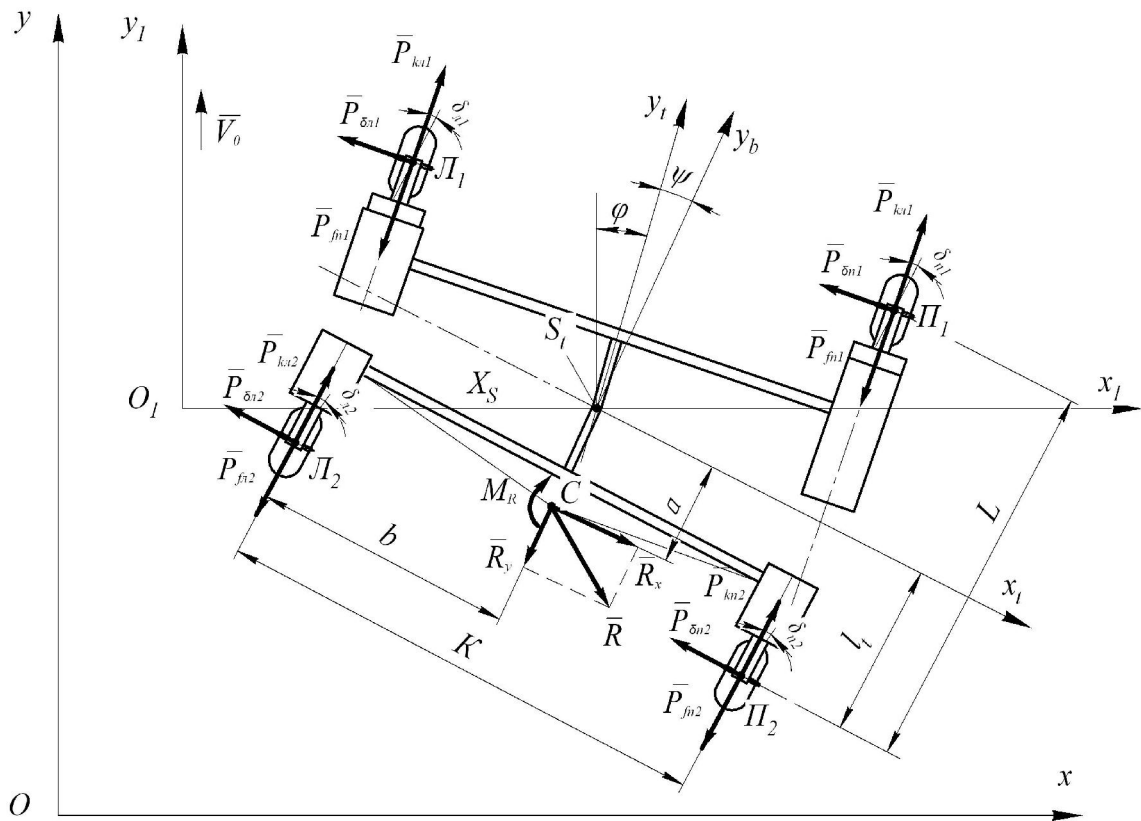


Рис. 2.31 – Еквівалентна схема ширококоліїного агрозасобу при його плоскопаралельному русі в горизонтальній площині за кінематичному способу його керування шляхом повороту напіврам

До зовнішніх сил, які діють на агрозасіб при його плоскопаралельному русі ширококоліїного агрозасобу за кінематичному способу його керування шляхом повороту напіврам (рис. 2.31), входять:

- сили опору перекочування передніх (P_{fi1}, P_{fn1}) і задніх (P_{fi2}, P_{fn2}) коліс агрозасобу;
- дотичні сили тяги ($P_{ki1}, P_{ki2}, P_{kn1}, P_{kn2}$);
- головний вектор R і головний момент M_R сил, що діють з боку с.-г. знарядь;
- бокові сили ($P_{\delta1}, P_{\delta2}, P_{\delta n1}, P_{\delta n2}$), які призводять до виникнення кутів уводу передніх δ_{l1}, δ_{n1} і задніх δ_{l2}, δ_{n2} коліс агрозасобу.

З метою отримання кутів уводу шин і бокових сил, які діють на колеса агрозасобу (див. рис. 2.31), визначимо складові вектора швидкості кожного з них:

$$\left. \begin{aligned} \bar{V}_{n1} &= \bar{V}_0 + \bar{V}_{St} + \bar{V}_{n1St}, \\ \bar{V}_{n2} &= \bar{V}_0 + \bar{V}_{St} + \bar{V}_{n2St}, \\ \bar{V}_{n1} &= \bar{V}_0 + \bar{V}_{St} + \bar{V}_{n1St}, \\ \bar{V}_{n2} &= \bar{V}_0 + \bar{V}_{St} + \bar{V}_{n2St}, \end{aligned} \right\} \quad (2.86)$$

де \bar{V}_{St} – лінійна швидкість центру мас агрозасобу відносно площини x_1Oy_1 ;

\bar{V}_{n1St} , \bar{V}_{n2St} і \bar{V}_{n1St} , \bar{V}_{n2St} – вектори швидкостей центрів L_1 , L_2 і P_1 , P_2 кожного колеса відносно точки S_i в горизонтальній площині.

По модулю вказані вектори швидкостей дорівнюватимуть:

$$\left. \begin{aligned} |\bar{V}_0| &= V_0; \\ |\bar{V}_{St}| &= \dot{x}_s; \\ |\bar{V}_{n1St}| &= (L - l_t) \cdot \dot{\phi}, \\ |\bar{V}_{n2St}| &= l_t \cdot (\dot{\phi} + \dot{\psi}); \\ |\bar{V}_{n1St}| &= (L - l_t) \cdot \dot{\phi}, \\ |\bar{V}_{n2St}| &= l_t \cdot (\dot{\phi} + \dot{\psi}), \end{aligned} \right\} \quad (2.87)$$

де L , l_t – конструктивні параметри ширококолієного агрозасобу, природа яких зрозуміла з рис. 2.31.

Геометрична сума (2.86) представлена на рис. 2.32. Оскільки усі вектори (за виключенням \bar{V}_0) з горизонтальними осями складають малі кути, то проектуються на них в натуральну величину. Проекції векторів, що розглядаються (за виключенням \bar{V}_0) на вертикальні осі малі по величині, оскільки їх величина дорівнює добутку малих модулів векторів на малі кути. Саме з цієї причини ними можна знехтувати.

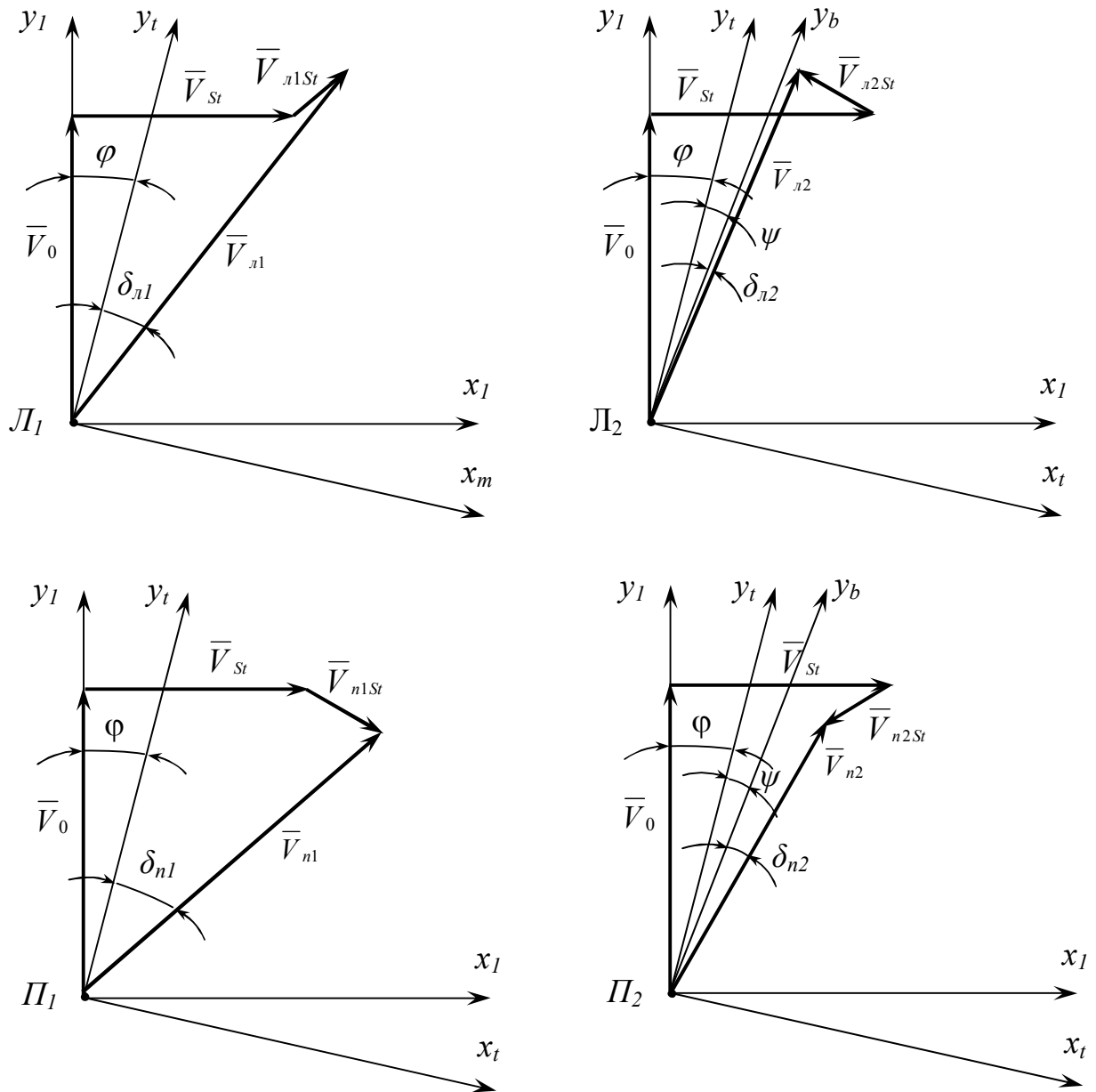


Рис. 2.32 – План швидкостей центрів коліс ширококоліїного агрозасобу при його плоскопаралельному русі в горизонтальній площині за кінематичним способом його керування шляхом повороту напіврам

Проекції векторів швидкостей центрів кожного із коліс агрозасобу на відповідні осі описуються рівняннями:

$$\begin{aligned}
 V_{n1x_a} &= -V_0 \cdot \varphi + \dot{x}_s + (L - l_t) \cdot \dot{\varphi}; \\
 V_{n2x_b} &= -V_0 \cdot (\varphi + \psi) + \dot{x}_s - l_t \cdot (\dot{\varphi} + \dot{\psi}); \\
 V_{n1x_a} &= -V_0 \cdot \varphi + \dot{x}_s + (L - l_t) \cdot \dot{\varphi}; \\
 V_{n2x_b} &= -V_0 \cdot (\varphi + \psi) + \dot{x}_s - l_t \cdot (\dot{\varphi} + \dot{\psi}); \\
 V_{n1y_a} &= V_{n2y_b} = V_{n1y_a} = V_{n2y_b} = V_0,
 \end{aligned}
 \tag{2.88}$$

Із рис. 2.32 випливає, що кути уводу коліс агрозасобу можна визначити із системи рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{tg} \delta_{.1} \approx \delta_{.1} &= \frac{V_{.1Xa}}{V_{.1Yb}} = \frac{\dot{x}_s + (L - l_t) \cdot \dot{\varphi} - V_0 \cdot \psi}{V_0}; \\ \operatorname{tg} \delta_{.2} \approx \delta_{.2} &= \frac{V_{.2Xb}}{V_{.2Yb}} = \frac{\dot{x}_s - l_t \cdot (\dot{\varphi} + \dot{\psi}) - V_0 \cdot (\varphi + \psi)}{V_0}; \\ \operatorname{tg} \delta_{n1} \approx \delta_{n1} &= \frac{V_{n1Xa}}{V_{n1Yb}} = \frac{\dot{x}_s + (L - l_t) \cdot \dot{\varphi} - V_0 \cdot \varphi}{V_0}; \\ \operatorname{tg} \delta_{n2} \approx \delta_{n2} &= \frac{V_{n2Xb}}{V_{n2Yb}} = \frac{\dot{x}_s - l_t \cdot (\dot{\varphi} + \dot{\psi}) - V_0 \cdot (\varphi + \psi)}{V_0}. \end{aligned} \right\} \quad (2.89)$$

Рівняння для визначення узагальнених сил мають такий вид:

$$\begin{aligned} Q_x &= (P_{k_{l2}} - P_{f_{n2}} + P_{k_{n2}} - P_{f_{n2}}) \cdot \psi + R_x - P_{\delta_{l1}} - P_{\delta_{l2}} - P_{\delta_{n1}} - P_{\delta_{n2}} - R_y \cdot \psi; \\ Q_\varphi &= M_R - R_x \cdot a - ((P_{k_{l2}} - P_{f_{n2}}) + (P_{k_{n2}} - P_{f_{n2}})) \cdot \psi \cdot l_t - \\ &- P_{\delta_{l1}} \cdot (L - l_t) + P_{\delta_{l2}} \cdot l_t - P_{\delta_{n1}} \cdot (L - l_t) + P_{\delta_{n2}} \cdot l_t + R_y \cdot \psi \cdot (l_t + a) + \\ &+ b \cdot (P_{k_{l1}} - P_{f_{n1}}) - (K - b) \cdot (P_{k_{l1}} - P_{f_{n1}}) + b \cdot (P_{k_{l2}} - P_{f_{n2}}) - (K - b) \cdot (P_{k_{n2}} - P_{f_{n2}}). \end{aligned} \quad (2.90)$$

Після підстановки (2.90) в (2.71) і проведення ряду перетворень отримаємо математичну модель руху енерготехнологічного агрозасобу в горизонтальній площині при кінематичному способі його керування, шляхом повороту напіврам в диференціальній формі запису:

$$\left. \begin{aligned} A_{11} \cdot \ddot{x}_s + A_{12} \cdot \dot{x}_s + A_{13} \cdot \dot{\varphi} + A_{14} \cdot \varphi &= f_{11} \cdot \dot{\psi} + f_{12} \cdot \psi + R_x, \\ A_{21} \cdot \ddot{\varphi} + A_{22} \cdot \dot{\varphi} + A_{23} \cdot \varphi + A_{24} \cdot \dot{x}_s &= f_{21} \cdot \dot{\psi} + f_{22} \cdot \psi - \\ - R_x \cdot a + M_R - (K - b) \cdot (P_{k_{n1}} - P_{f_{n1}} + P_{k_{n2}} - P_{f_{n2}}) + \\ + b \cdot (P_{k_{l1}} - P_{f_{n1}} + P_{k_{n2}} - P_{f_{n2}}), \end{aligned} \right\} \quad (2.91)$$

де $A_{11} = M_i$;

$$A_{12} = (k_{.1l} + k_{.2l} + k_{n1} + k_{n2}) / V_0;$$

$$A_{13} = ((k_{.1l} + k_{n1}) \cdot (L - l_t) - (k_{.2l} + k_{n2}) \cdot l_t) / V_0;$$

$$A_{14} = - (k_{.1l} + k_{.2l} + k_{n1} + k_{n2});$$

$$f_{11} = (k_{.2l} + k_{n2}) \cdot l_t / V_0;$$

$$f_{12} = (k_{n2} + k_{n1}) + (P_{кн2} - P_{fn2} + P_{кн2} - P_{fn2}) - R_x;$$

$$A_{21} = J_i;$$

$$A_{22} = ((k_{л1} - k_{n1}) \cdot (L - l_t)^2 + (k_{л2} - k_{n2}) \cdot l_t^2) / V_0;$$

$$A_{23} = -(k_{л1} + k_{n1}) \cdot (L - l_m) + (k_{л2} + k_{n2}) \cdot l_t;$$

$$A_{24} = (k_{л1} + k_{n1}) \cdot (L - l_t) - (k_{л2} + k_{n2}) \cdot l_t / V_0;$$

$$f_{21} = -l_t \cdot (k_{л2} + k_{n2});$$

$$f_{22} = -l_t \cdot ((k_{л2} + k_{n2}) + (P_{кн2} - P_{fn2}) - (P_{кн2} - P_{fn2})) + R_x \cdot a.$$

В операторній формі запису рівняння (2.91) матиме вигляд:

$$\left. \begin{aligned} K_{11} \cdot x_s(s) + K_{12} \cdot \varphi(s) &= F_{11} \cdot \psi(s) + F_{12} \cdot R_x + \\ &+ F_{13} \cdot M_R + F_{14}, \\ K_{21} \cdot x_s(s) + K_{22} \cdot \varphi(s) &= F_{21} \cdot \psi(s) + F_{22} \cdot R_x + \\ &+ F_{23} \cdot M_R + F_{24}, \end{aligned} \right\} \quad (2.92)$$

де

$$\begin{aligned} K_{11} &= A_{11} \cdot s^2 + A_{12} \cdot s; & K_{21} &= A_{24} \cdot s; \\ K_{12} &= A_{13} \cdot s + A_{14}; & K_{22} &= A_{21} \cdot s^2 + A_{22} \cdot s + A_{23}; \\ F_{11} &= f_{11} \cdot s + f_{12}; & F_{21} &= f_{21} \cdot s + f_{22}; \\ F_{12} &= 1; & F_{22} &= -a; \\ F_{13} &= 0; & F_{23} &= 1; \\ F_{14} &= 0; \\ F_{24} &= -(K - b) \cdot (P_{кн1} - P_{fn1} + P_{кн2} - P_{fn2}) + b \cdot (P_{кн1} - P_{fn1} + P_{кн2} - P_{fn2}); \\ s &= d/dt - \text{оператор диференціювання.} \end{aligned}$$

Побудовані математичні моделі руху ширококолісного агрозасобу для колійної системи землеробства в горизонтальній площині (2.91) та (2.92) дозволяють оцінити стійкість і керованість руху практично будь-якого енерготехнологічного агрозасобу мостового типу при кінематичному способі його керування шляхом повороту напіврам. Для цього достатньо вихідні системи диференціальних рівнянь (2.91) доповнити конкретними рівняннями для визначення головного вектора і головного моменту сил, що діють з боку агрегатуємих с.-г. машин і знарядь.

2.5.6. Методика розрахунку теоретичних амплітудних і фазово-частотних характеристик

В основу визначення ступеню впливу схеми та параметрів досліджуваного агрозасобу на його керованість і стійкість руху нами покладені, як це зазначалося раніше, амплітудні і фазові частотні характеристики. Для їх визначення в рівняннях (2.75, 2.85, 2.92) оператор диференціювання s замінимо уявною величиною $i \cdot \omega$, де $i = \sqrt{-1}$, а ω – частота зовнішнього впливу.

Амплітудно-частотні характеристики представляють залежності модулів передаточних функцій розглядуваної динамічної системи від частоти ω , а фазові частотні характеристики – залежність фазового зсуву від ω .

Будь-яку розглядувану передаточну функцію представимо у вигляді відношення поліномів:

$$W(i\omega) = \frac{b_m(i\omega)^m + \dots + b_1(i\omega) + b_0}{a_n(i\omega)^n + \dots + a_1(i\omega) + a_0}. \quad (2.93)$$

Якщо відокремити в чисельнику і знаменнику відношення поліномів передаточної функції дійсну частину $U(\omega)$ від уявної $V(\omega)$ отримаємо:

$$W(i\omega) = \frac{a(\omega) + ib(\omega)}{c(\omega) + id(\omega)} = U(\omega) + iV(\omega), \quad (2.94)$$

де $a(\omega)$ і $b(\omega)$ – дійсна та уявна частина неповних i -тих визначників D_i .

Вказані визначники складаються із коефіцієнтів (які є комплексними числами) правої та лівої частин складених рівнянь в операторній формі запису і визначаються як:

$$\begin{aligned} a(\omega) &= b_0 - b_2 \cdot \omega^2 + b_4 \cdot \omega^4 - \dots, \\ b(\omega) &= b_1 \cdot \omega - b_3 \cdot \omega^3 + b_5 \cdot \omega^5 - \dots, \end{aligned} \quad (2.95)$$

де $c(\omega)$ і $d(\omega)$ – дійсна та уявна частина головного визначника D_Δ . Останній складається із коефіцієнтів (які є комплексними числами) лівих частин рівнянь в операторній формі запису і визначається як:

$$\begin{aligned}
 c(\omega) &= a_0 - a_2 \cdot \omega^2 + a_4 \cdot \omega^4 - a_6 \cdot \omega^6 + \dots, \\
 d(\omega) &= a_1 \cdot \omega - a_3 \cdot \omega^3 + a_5 \cdot \omega^5.
 \end{aligned}
 \tag{2.96}$$

Вирази для дійсної та уявної частини частотних характеристик розглядуваної динамічної системи розраховуються за виразами:

$$\begin{aligned}
 U(\omega) &= \frac{a(\omega) \cdot c(\omega) + b(\omega) \cdot d(\omega)}{c^2(\omega) + d^2(\omega)}, \\
 V(\omega) &= \frac{b(\omega) \cdot c(\omega) - a(\omega) \cdot d(\omega)}{c^2(\omega) + d^2(\omega)}.
 \end{aligned}
 \tag{2.97}$$

Відшукані рівняння модулів передаточних функцій $A(\omega)$ і фазових зсувів $\Phi(\omega)$ визначаються із наступних залежностей [235]:

$$A(\omega) = \sqrt{U^2(\omega) + V^2(\omega)} = \sqrt{\frac{a^2(\omega) + b^2(\omega)}{c^2(\omega) + d^2(\omega)}}, \tag{2.98}$$

$$\Phi(\omega) = \arctg \frac{V(\omega)}{U(\omega)} = \arctg \frac{b(\omega) \cdot c(\omega) - a(\omega) \cdot d(\omega)}{a(\omega) \cdot c(\omega) + b(\omega) \cdot d(\omega)}. \tag{2.99}$$

В ході досліджень математичних моделей, які описують плоскопаралельний рух ширококолісного агрозасобу, передбачалося визначення ступеню впливу його способу керування, зокрема силового (бортового), кінематичного, шляхом повороту його коліс і напіврам, а також конструктивних параметрів розглядуваної динамічної системи на її амплітудні і фазові частотні характеристики.

Вказані амплітудно-фазові-частотні характеристики розраховувалися на ПК у середовищі Mathcad.

За характером перетворюючих властивостей розглядувану нами динамічну систему слід віднести до слідкуючої. Із практики відомо [169,234], якщо на її вході крім керуючого є і збурювальний вплив (або перешкода), то відмінність (тобто різниця між бажаними і дійсними характеристиками) формується із двох складових. Одна з них викликана тим, що слідкуюча система на може абсолютно точно відтворювати корисний сигнал оператора керуючого впливу, а інша – реакцією на перешкода оператора збурювального впливу. При цьому частіше виявляється, що бажання зменшити першу

складову призводить до збільшення другої і навпаки. Тому задача синтезу і оптимізації полягає в досягненні компромісу, що забезпечить найвигідніші умови роботи динамічної системи.

Стосовно до розглядуваної динамічної системи руху агрозасобу у поздовжньо-горизонтальній площині в процесі досліджень параметри керуючого впливу і конструктивні параметри агрозасобу обирали виходячи з того, що для слідкуючої системи в робочому діапазоні частот ω ідеальні (або бажані) амплітудно-частотні характеристики вихідних величин по керуючому впливу повинні бути близькими до одиниці, або мати достатню ступінь його підсилення, а по збурювальному – повинні дорівнювати нулю [68,180]. При цьому бажано, щоб фазовий зсув по керуючому впливу прагнув до нуля, а по збурювальному – навпаки був якомога більшим (прагнув до нескінченності).

Методика та результати перевірки математичної моделі плоскопаралельного руху ширококолісного агрозасобу у поздовжньо-горизонтальній площині на адекватність викладені у 4 розділі роботи.

2.5.7. Моделювання плоскопаралельного руху агрозасобу при силовому (бортовому) способі його керування

Математична модель досліджуваної динамічної системи в операторній формі запису розглянута в п. 2.5.3 (див. формули (2.75)), де операторами керуючого впливу є рушійні сили $P_{\partial l1}$, $P_{\partial l2}$, $P_{\partial n1}$, $P_{\partial n2}$.

Характеристиками збурювального впливу є:

- тяговий опір R_x с.-г. знаряддя;
- головний момент M_R ;

Для складання передаточних функцій розглянемо схему зміщення центра мас S_t агрозасобу по двом узагальненим координатам: кут φ і поперечне зміщення X_s (рис. 2.33). Згідно з вказаною схемою на рис. 2.33 в процесі відносного руху агрозасобу в горизонтальній площині його центри

коліс (точки $L_1, L_2, П_1$ і $П_2$) переміщуються по осі Ox , що характеризується зміною абсциси X_s . При цьому площина $x_t S_t y_t$, що зв'язана з центром мас агрозасобу, обертає його в площині $x_1 O y_1$ навколо осі $S_t z$, яка проходить через точку S_t . Мірою цього повороту служить кут φ , який побудований повздовжньою віссю $S_t y_t$ агрозасобу і віссю $O y_1$. А тому, в силу малості останнього, положимо, що в результаті обертання агрозасобу в площині $x_1 O y_1$ кожний з центрів коліс агрозасобу здійснює лінійні переміщення ($\Delta x_{n1}, \Delta x_{n2}, \Delta x_{n1}, \Delta x_{n2}$), які за кількісною величиною дорівнюють:

$$\begin{aligned} \Delta x_{n1} &= (L - l_t) \cdot \varphi; \\ \Delta x_{n1} &= (L - l_t) \cdot \varphi; \\ \Delta x_{n2} &= l_t \cdot \varphi; \\ \Delta x_{n2} &= l_t \cdot \varphi. \end{aligned} \quad (2.100)$$

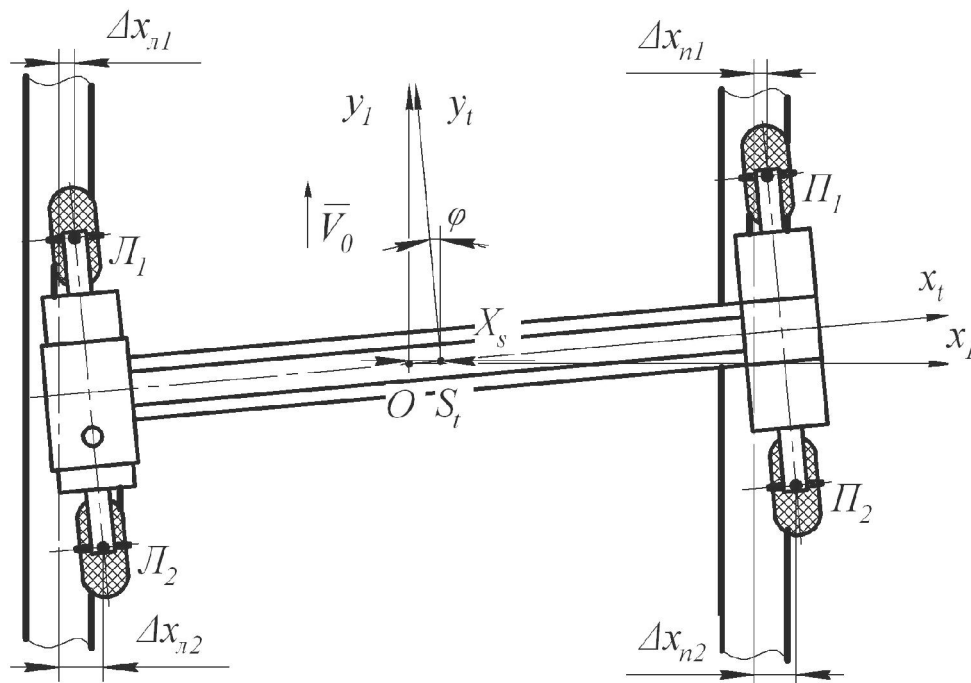


Рис. 2.33 – Схема, що пояснює методологію оцінювання поперечних зміщень центрів кожного з коліс агрозасобу при його плоскопаралельному русі у горизонтальній площині

Сильовий бортовий поворот ширококолісного агрозасобу можна реалізувати за різними схемами приводу його коліс. Серед таких можливих

схем розглянемо два основних, які є найбільш можливими при створенні ширококолісного агрозасобу:

- 1) привідні колеса лівого та правого бортів з'єднанні між собою. Тут керуючим впливом є рушійна сила коліс одного із бортів $P_{\partial l}$ або $P_{\partial n}$, де $P_{\partial l} = P_{\partial l1} + P_{\partial l2}$, а $P_{\partial n} = P_{\partial n1} + P_{\partial n2}$;
- 2) привідні передні колеса на які крутний момент передається окремо на кожне колесо. Тут керуючим впливом є рушійна сила $P_{\partial l1}$ або $P_{\partial n1}$.

Можна розглянути і інші можливі схеми приводу коліс агрозасобу при силовому бортовому способі його керування, зокрема:

- 3) привідні задні колеса на які крутний момент передається окремо на кожне колесо. Тут керуючим впливом є рушійна сила $P_{\partial l2}$ або $P_{\partial n2}$;
- 4) незалежний привід сполучають колеса ліве переднє та заднє праве колеса агрозасобу. Тут керуючим впливом є рушійні сили $P_{\partial l1}$ та $P_{\partial n2}$;
- 5) незалежний привід сполучають колеса лівого заднього та правого переднього агрозасобу. Тут керуючим впливом є рушійні сили $P_{\partial l2}$ та $P_{\partial n1}$;
- 6) кожне колесо агрозасобу має незалежний привід. Тут керуючим впливом можуть виступати рушійні сил навіть усіх чотирьох коліс.

Але останні чотири схеми приводу коліс агрозасобу при силовому бортовому способі його керування є похідними від перших двох існуючих. Тому на даному етапі досліджень моделювати поведінку розглядуваної динамічної системи за цими схемами в дисертаційній роботі не будемо.

2.5.7.1. Моделювання плоскопаралельного руху агрозасобу з привідними колесами лівого та правого бортів

Для заданої умови моделювання плоскопаралельного руху агрозасобу коли його привідні колеса лівого та правого бортів з'єднанні між собою математична модель динамічної системи в операторній формі запису (2.75), що розглянута в п. 2.5.3, прийме вид:

$$\left. \begin{aligned} K_{11} \cdot x_s(s) + K_{12} \cdot \varphi(s) &= \\ &= N_{11} \cdot P_{d1} + N_{12} \cdot R_x + N_{13} \cdot M_R + N_{14}, \\ K_{21} \cdot x_s(s) + K_{22} \cdot \varphi(s) &= \\ &= N_{21} \cdot P_{d1} + N_{22} \cdot R_x + N_{23} \cdot M_R + N_{24}, \end{aligned} \right\} \quad (2.101)$$

де

$$\begin{aligned} K_{11} &= A_{11} \cdot s^2 + A_{12} \cdot s; & K_{21} &= A_{24} \cdot s; \\ K_{12} &= A_{13} \cdot s + A_{14}; & K_{22} &= A_{21} \cdot s^2 + A_{22} \cdot s + A_{23}; \\ N_{11} &= F_{11} = F_{12} = 0; & N_{21} &= F_{11} = F_{12} = b; \\ N_{12} &= F_{15} = 1; & N_{22} &= F_{25} = -a; \\ N_{13} &= F_{16} = 0; & N_{23} &= F_{26} = 1; \\ N_{14} &= F_{13} \cdot P_{\partial n1} + F_{14} \cdot P_{\partial n2} = 0; & N_{24} &= F_{23} \cdot P_{\partial n1} + F_{24} \cdot P_{\partial n2} = -(K - b) \cdot P_{\partial n}; \end{aligned}$$

$s = d/dt$ – оператор диференціювання.

З деяким припущенням положимо, що переміщення абсциси X_s утворює середню лінію трапеції, основами якої є лінійні переміщення (Δx_{n1} , Δx_{n2} , Δx_{n1} , Δx_{n2}). В такому випадку отримаємо:

$$X_s = \frac{\Delta x_{n1} - \Delta x_{n2}}{2} = \frac{\Delta x_{n1} - \Delta x_{n2}}{2} = (0,5L - l_t) \cdot \varphi. \quad (2.102)$$

Враховуючи (2.102) вирази передаточних функцій по керуючому впливу рушійної сили коліс одного із бортів $P_{\partial n}$ матимуть вид:

– по лінійному поперечному відхиленню агрозасобу X_s від траєкторії руху:

$$W_1 = \frac{D_1 + (0,5L - l_t) \cdot D_2}{D_\Delta}; \quad (2.103)$$

– відносно курсового кута φ :

$$W_2 = \frac{D_2}{D_\Delta}. \quad (2.104)$$

Вираз передаточних функцій по збурювальному впливу тягового опору R_x с.-г. знаряддя матиме вигляд:

– по лінійному поперечному відхиленню агрозасобу X_s від траєкторії руху:

$$W_3 = \frac{D_3 + (0,5L - l_t) \cdot D_4}{D_\Delta}; \quad (2.105)$$

– відносно курсового кута φ :

$$W_4 = \frac{D_4}{D_\Delta}, \quad (2.106)$$

де $D_\Delta, D_1 \dots D_4$ – визначники, вирази яких визначаються рішенням визначників:

$$\begin{aligned} D_\Delta &= \begin{vmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{vmatrix}, \\ D_1 &= \begin{vmatrix} N_{11} & K_{12} \\ N_{21} & K_{22} \end{vmatrix}, \\ D_2 &= \begin{vmatrix} K_{11} & N_{11} \\ K_{21} & N_{21} \end{vmatrix}, \\ D_3 &= \begin{vmatrix} N_{12} & K_{12} \\ N_{22} & K_{22} \end{vmatrix}, \\ D_4 &= \begin{vmatrix} K_{11} & N_{12} \\ K_{21} & N_{22} \end{vmatrix}. \end{aligned} \quad (2.107)$$

Після розкриття отриманих визначників маємо:

$$D_\Delta = a_4 \cdot s^4 + a_3 \cdot s^3 + a_2 \cdot s^2 + a_1 \cdot s^1 + a_0, \quad (2.108)$$

$$\text{де } a_4 = A_{11} \cdot A_{21}$$

$$a_3 = A_{11} \cdot A_{22} + A_{12} \cdot A_{21};$$

$$a_2 = A_{11} \cdot A_{23} + A_{12} \cdot A_{22} - A_{13} \cdot A_{24};$$

$$a_1 = A_{12} \cdot A_{23} - A_{14} \cdot A_{24};$$

$$a_0 = 0.$$

$$D_1 = -N_{21} \cdot K_{12} = -b \cdot (A_{13} \cdot s + A_{14});$$

$$D_2 = N_{21} \cdot K_{11} = b \cdot (A_{11} \cdot s^2 + A_{12} \cdot s);$$

$$D_3 = K_{22} - K_{12} \cdot N_{22} = A_{21} \cdot s^2 + (A_{22} + a \cdot A_{13}) \cdot s + A_{23} + a \cdot A_{14};$$

$$D_4 = K_{11} \cdot N_{22} - K_{21} = -a \cdot A_{11} \cdot s^2 - (a \cdot A_{12} + A_{24}) \cdot s.$$

Вирази для відповідних передаточних функцій матимуть вид:

$$W_1 = \frac{b_2 \cdot s^2 + b_1 \cdot s^1 + b_0}{a_4 \cdot s^4 + a_3 \cdot s^3 + a_2 \cdot s^2 + a_1 \cdot s^1 + a_0}, \quad (2.109)$$

$$\partial e b_2 = b \cdot (0,5L - l_l) \cdot A_{11};$$

$$b_1 = b \cdot (0,5L - l_l) \cdot A_{12} - b \cdot A_{13};$$

$$b_0 = -A_{14} \cdot b.$$

$$W_3 = \frac{b_2 \cdot s^2 + b_1 \cdot s^1 + b_0}{a_4 \cdot s^4 + a_3 \cdot s^3 + a_2 \cdot s^2 + a_1 \cdot s^1 + a_0}, \quad (2.110)$$

$$\text{де } b_2 = A_{21} - (0,5L - l_l) \cdot a \cdot A_{11};$$

$$b_1 = A_{22} + a \cdot A_{13} - (0,5L - l_l) \cdot (a \cdot A_{12} + A_{24});$$

$$b_0 = A_{23} + a \cdot A_{14}.$$

$$W_2 = \frac{b_2 \cdot s^2 + b_1 \cdot s^1 + b_0}{a_4 \cdot s^4 + a_3 \cdot s^3 + a_2 \cdot s^2 + a_1 \cdot s^1 + a_0}, \quad (2.111)$$

$$\text{де } b_2 = b \cdot A_{11};$$

$$b_1 = b \cdot A_{12};$$

$$b_0 = 0.$$

$$W_4 = \frac{b_2 \cdot s^2 + b_1 \cdot s^1 + b_0}{a_4 \cdot s^4 + a_3 \cdot s^3 + a_2 \cdot s^2 + a_1 \cdot s^1 + a_0}, \quad (2.112)$$

$$\text{де } b_2 = -a \cdot A_{11};$$

$$b_1 = a \cdot A_{12} + A_{24};$$

$$b_0 = 0.$$

При оцінюванні стійкості руху агрозасобу в якості збурювального впливу розглядали тяговий опір R_x с.-г. знаряддя, природу якого відображають коефіцієнти N_{12} та N_{22} у рівнянні (2.101).

Відпрацювання розглядуваною динамічною системою момент опору M_R с.-г. знаряддя у роботі не досліджували. Оскільки останнє, як правило, для мостових агрозасобів агрегується симетрично, а центр опору наближається до його центру мас. В силу цього момент опору с.-г. знаряддя для більшості агрегуємих з ширококоліїним агрозасобом с.-г. машин буде

малий. А тому з великою ймовірністю динамічна система буде здатна зберігати свій поточний стан при впливі на неї моменту опору с.-г. знаряддя.

Розрахунок амплітудно-частотних і фазово-частотних характеристик відпрацювання динамічною системною керуючих і збурювальних впливів здійснювався при наступних конструктивно-технологічних параметрах фізичного ширококолісного агрозасобу: $M_t = 1158$ кг, $J_t = 1125$ кг·м², $K = 3,5$ м, $L = 2,3$ м, $l_t = 1,15$ м, $a = 1$ м, $b = 1,5$ м.

Коефіцієнти $k_{л1}$, $k_{л2}$ і $k_{н1}$, $k_{н2}$ опору уводу коліс відповідно лівого і правого бортів агрозасобу, за відомою залежністю Р. Смілея і В. Горна в теорії трактора, залежать від співвідношення наступних параметрів:

$$\frac{h}{D_0} = 0.42 \cdot \frac{Q}{\rho_w \cdot D_0^2} \cdot \sqrt{\frac{D_0}{b_0}}, \quad (2.113)$$

де h – глибина колії, м;

D_0 – статичний діаметр шини, м;

b_0 – ширина шини, м;

p_w – тиск повітря в шині, кПа;

Q – вертикальне навантаження на шину, Н.

У розглядуваного фізичного об'єкту досліджень, яким є ширококолісний агрозасіб конструкції ТДАТУ, використовувалися шини типорозміру 9.5R32. Для вказаних шин їх параметри наступні $D_0 = 1,245$ м та $b_0 = 0,241$ м.

Розрахунок за залежністю показав, що для наших умов відношення $h/D_0 < 0,0885$. З урахуванням цього коефіцієнти опору уводу шин коліс агрозасобу в процесі математичного моделювання розраховували за такою залежністю:

$$k_i = 60 \cdot \rho_w \cdot b_0^2 \left[1,75 \cdot \left(\frac{h}{D_0} \right) - 12,27 \cdot \left(\frac{h}{D_0} \right)^2 \right]. \quad (2.114)$$

З аналізу залежності (2.114) випливає, що величина коефіцієнтів опору уводу шин коліс агрозасобу залежить від тиску p_w повітря в них.

Якщо на ширококоліїному агрозасобі застосовується блокований привід передніх і задніх його коліс, то, за даними досліджень проф. В.М. Кюрчева впливає, що для отримання оптимальної кінематичної невідповідності в приводі ходової системи такого мобільного енергетичного засобу з однаковими колесами відношення тиску повітря у шинах задніх коліс до тиску повітря у передніх рушіях має бути таким же, як і відношення вертикального навантаження на них відповідно. Тому, при розгляді значень тиску повітря в шинах p_w агрозасобу в межах 0,14...0,16 кПа значення коефіцієнтів уводу шин його коліс за рівнянням (2.114) становило 25,6...27,0 кН/рад.

2.5.7.1.1. Аналіз стійкості руху ширококоліїного агрозасобу

Аналіз результатів математичного моделювання показав, що характер відпрацювання збурювального впливу ширококоліїним агрозасобом залежить від швидкості V_0 його робочого руху (рис. 2.34).

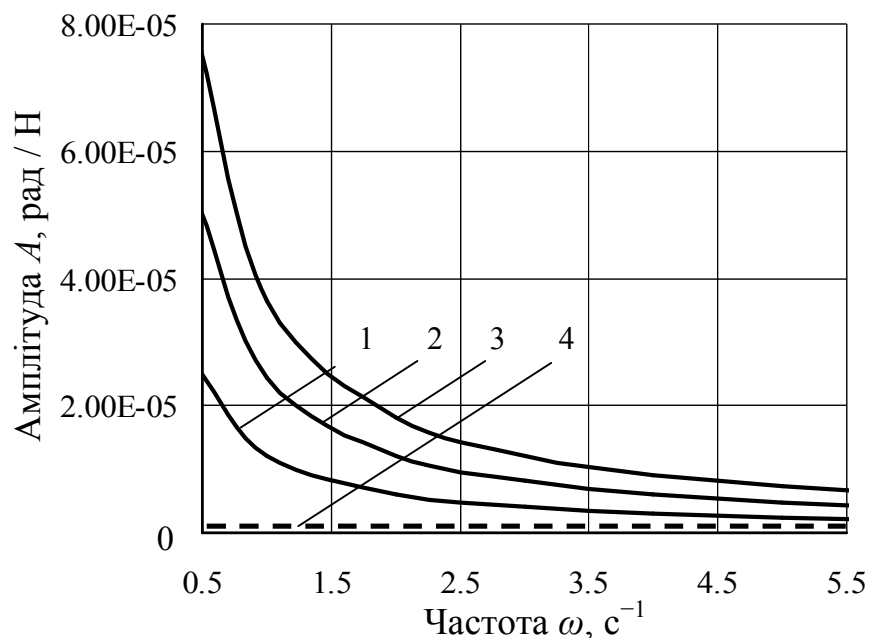


Рис. 2.34 – Амплітудно-частотні характеристики коливань курсового кута φ агрозасобу при відпрацюванні ним збурювального впливу (тягового опору R_x с.-г. знаряддя) при різних швидкостях його руху:
1 – $V_0 = 1$ м/с; 2 – $V_0 = 2$ м/с; 3 – $V_0 = 3$ м/с; 4 – ідеальна характеристика

З аналізу розрахункових амплітудно-частотних характеристик (див. рис. 2.34) випливає, що при збільшенні швидкості руху агрозасобу коливання амплітуди курсового кута φ , як вихідного параметру, теж зростає, що не є бажаним, оскільки віддаляє вказану характеристику від ідеальної. Для забезпечення найкращої стійкості руху агрозасобу швидкість його робочого руху має бути близькою 1 м/с. Водночас, максимальна амплітуда кутового кута φ агрозасобу на частотах близьких до нуля не перевищує 0,08 рад на 1 кН коливань тягового опору.

Фазово-частотні характеристики при цьому мають аналогічний характер (рис. 2.35).

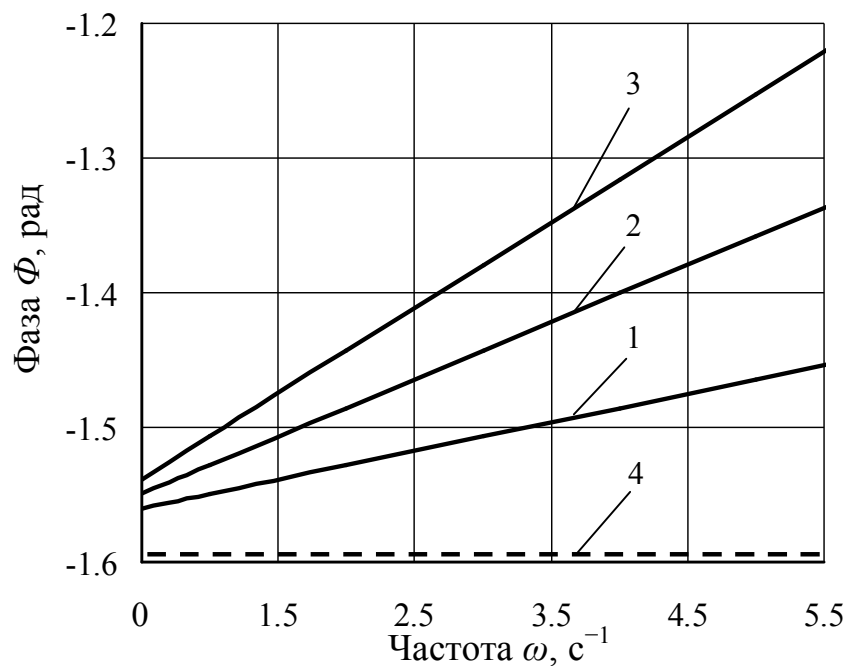


Рис. 2.35 – Фазово-частотні характеристики коливань курсового кута φ агрозасобу при відпрацюванні ним збурювального впливу (тягового опору R_x с.-г. знаряддя) при різних швидкостях його руху: 1 – $V_0 = 1$ м/с; 2 – $V_0 = 2$ м/с; 3 – $V_0 = 3$ м/с; 4 – бажана характеристика

Величина запізнення реакції динамічної системи на вхідне збурювання (див. рис. 2.35) при збільшенні швидкісного режиму змінюється не більше за 10%. У зв'язку з цим можна констатувати, що зміна швидкісного режиму агрозасобу на частотах $\omega > 3 \text{ с}^{-1}$ практично не погіршує стійкості його руху в горизонтальній площині.

З позицій задовільної стійкості руху ширококолісного агрозасобу місце приєднання його технологічної частини повинно розміщуватися усередині його бази ($a = 0$ м, див. рис. 2.36) – «середнє» навішування робочих знарядь, оскільки в такому випадку в робочому діапазоні частот амплітудні характеристики наближаються до ідеальної. І, навпаки, розміщення технологічної частини позаду агрозасобу ($a = 1$ м, див. рис. 2.36) – заднє навішування – погіршує стійкість його руху, оскільки амплітуда частотної характеристики зростає, що не є бажаним.

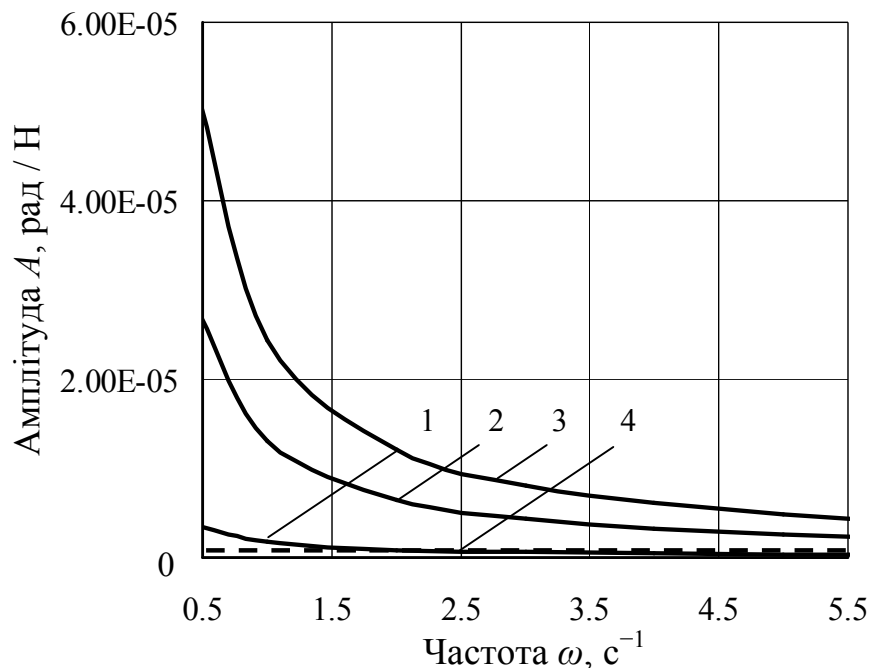


Рис. 2.36 – Амплітудно-частотні характеристики коливань курсового кута φ агрозасобу при відпрацюванні ним збурювального впливу (тягового опору R_x с.-г. знаряддя) при різних відстанях приєднання тягового знаряддя:

1 – $a = 0$ м; 2 – $a = 1$ м; 3 – $a = 2$ м; 4 – ідеальна характеристика

Щодо поведінки фазово-частотної характеристики (рис. 2.37), то тут слід відзначити, що будь який варіант розміщення технологічної частини агрозасобу (тобто зміна конструктивного параметру a) не змінює цю характеристику (див. рис. 2.37) і свідчить про однаковість величини запізнення реакції динамічної системи на вхідний вплив.

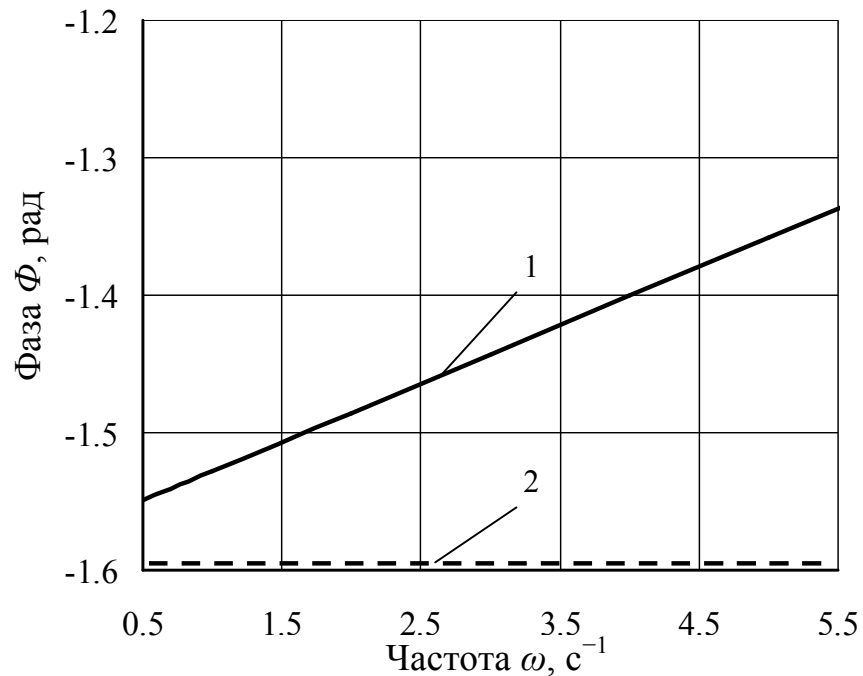


Рис. 2.37 – Фазово-частотні характеристики коливань курсового кута φ агрозасобу при відпрацюванні ним збурювального впливу (тягового опору R_x с.-г. знаряддя) при різних відстанях приєднання тягового знаряддя:

1 – $a = 0 \dots 2$ м; 2 – бажана характеристика

З позиції визначення гіпотетичної величини технологічного допуску при обґрунтуванні ширини постійної технологічної колії для руху ширококолісного агрозасобу цінними є амплітудні і фазові частотні характеристики його поперечного відхилення X_S (рис. 2.38 і рис. 2.39). Аналіз останніх свідчить, що при збільшенні швидкості руху агрозасобу амплітуда коливання X_S також зростає. Найбільш відчутно цей процес проявляється на частотах коливання тягового опору, близьких до нуля (див. рис. 2.38).

Водночас, максимальна амплітуда поперечного відхилення агрозасобу на частотах близьких до нуля при цьому не перевищує 50 мм на 1кН коливань поперечної складової тягового опору. Навіть при двократному збільшенні ширини його колії (6 замість 3 м), як показали теоретичні розрахунки, амплітудні характеристики відпрацювання агрозасобом збурювального впливу (тобто коливань тягового опору) також збільшуються, хоча і не досить суттєво (різниця амплітудних значень не перевищує 7%).

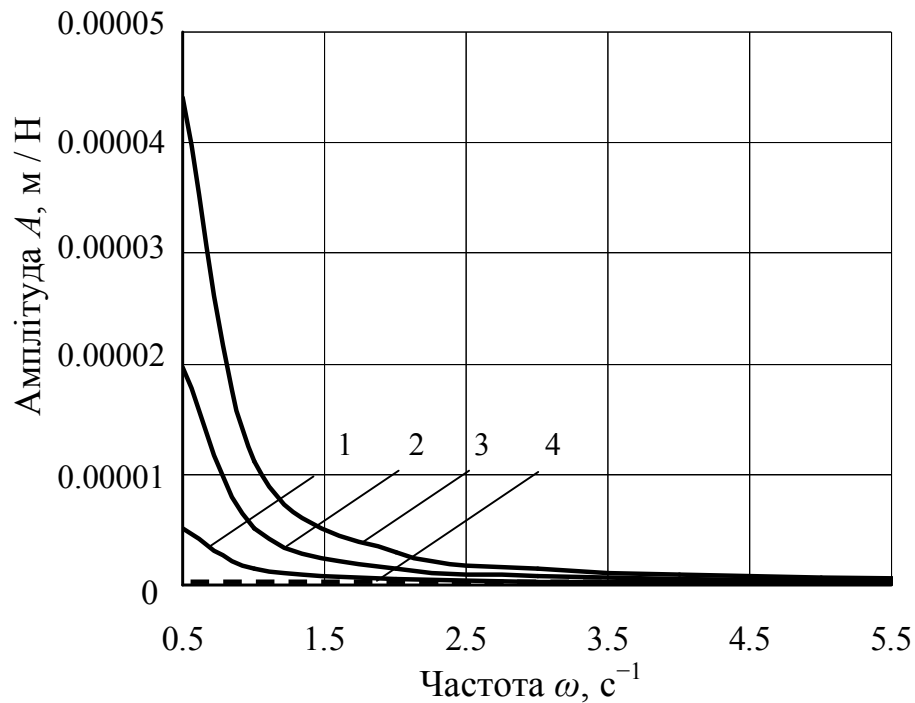


Рис. 2.38 – Амплітудно-частотні характеристики коливань лінійного поперечного відхилення X_s при відпрацюванні агрозасобом збурювального впливу (тягового опору R_x с.-г. знаряддя) при різних швидкостях його руху:
 1 – $V_0 = 1$ м/с; 2 – $V_0 = 2$ м/с; 3 – $V_0 = 3$ м/с; 4 – ідеальна характеристика

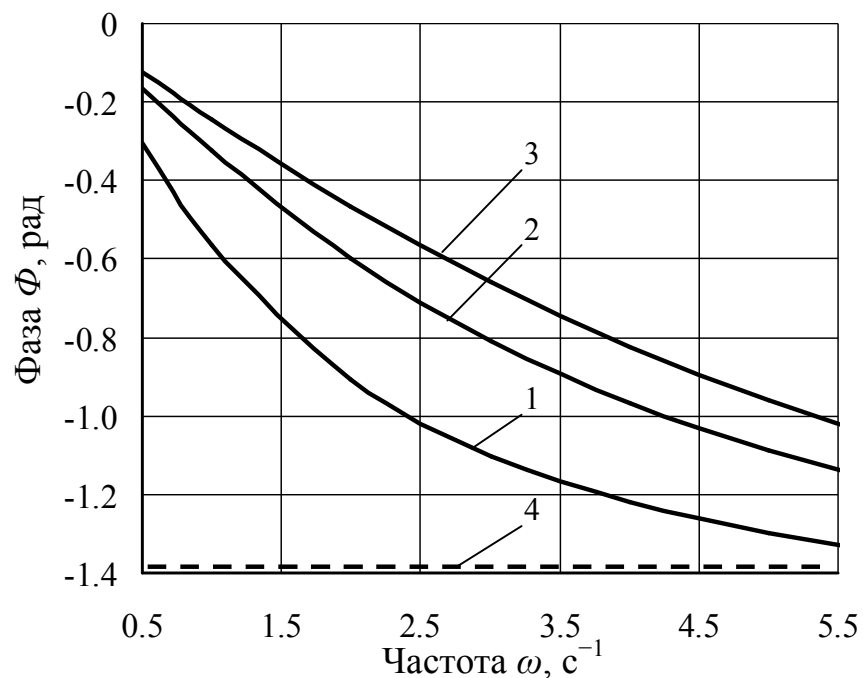


Рис. 2.39 – Фазово-частотні характеристики коливань лінійного поперечного відхилення X_s при відпрацюванні агрозасобом збурювального впливу (тягового опору R_x с.-г. знаряддя) при різних швидкостях його руху:

1 – $V_0 = 1$ м/с; 2 – $V_0 = 2$ м/с; 3 – $V_0 = 3$ м/с; 4 – бажана характеристика

З аналізу вищевикладених результатів досліджень можна констатувати, що коливання тягового опору знаряддя (як збурювального впливу) із підвищенням швидкісного режиму агрозасобу збільшує амплітуди його поперечного відхилення, що вимагає більшої ширини постійної технологічної колії за рахунок збільшення величини технологічного допуску. Якщо у реальних умовах експлуатації швидкість руху агрозасобу бажано витримувати близькою до 3 м/с та при тяговому навантаженні в 5 кН ширину технологічної колії необхідно збільшити на $5\text{кН}\cdot 0,05\text{м/кН}=0,25\text{м}$, що не є бажаним, оскільки збільшить втрати площі поля під інженерну зону. Уникнути цього можна тільки ефективним керуванням (відповідним алгоритмом керуючого впливу) ширококолійного агрозасобу.

2.5.7.1.2. Аналіз керованості ширококолійного агрозасобу при бортовому (силовому) способі його повороту

При оцінюванні керованості агрозасобу характеристики відпрацювання ним керуючого впливу рушійної сили коліс одного із бортів P_{dl} представлені на рис. 2.40

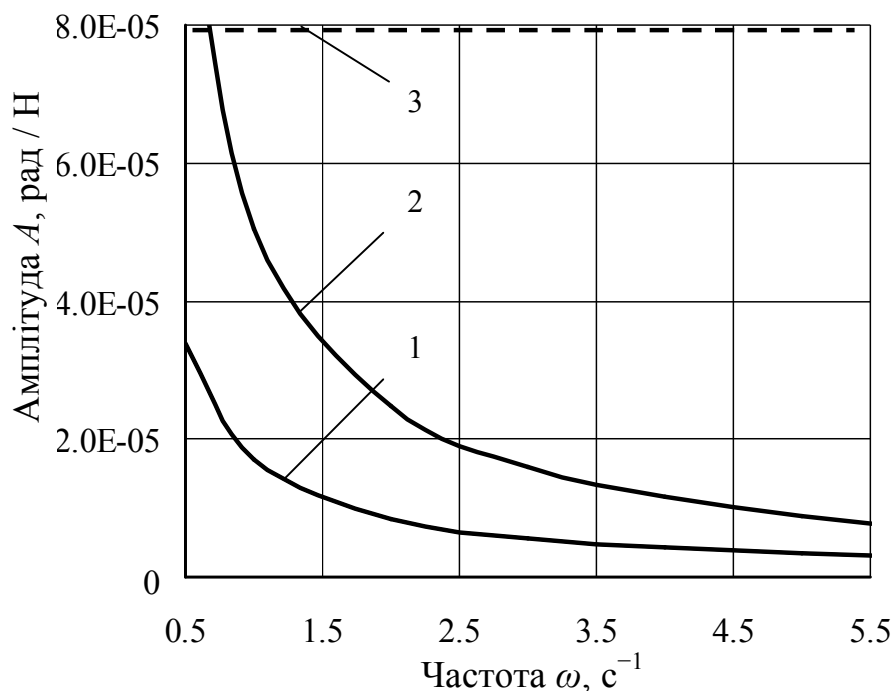


Рис. 2.40 – Амплітудно-частотні характеристики коливань курсового кута φ агрозасобу при відпрацюванні ним керуючого впливу (рушійна сила коліс одного із бортів P_{dl}) при силовому способі його керування і різних значеннях величини колії: 1 – $K = 3$ м; 2 – $K = 9$ м; 3 – бажана характеристика

Аналіз розрахункових характеристик відпрацювання ширококоліїним агрозасобом керуючого впливу, яким є рушійна сила коліс одного із бортів $P_{\text{дл}}$ при силовому (бортовому) способі керування показав, що його керованість суттєво залежить від величини колії K останнього (див. рис. 2.40). Так, підсилення керуючого впливу суттєво зростає із збільшенням величини колії агрозасобу. Найбільш відчутно цей процес проявляється на частотах коливання рушійної сили близьких до нуля. Водночас, максимальна амплітуда поперечного відхилення для ширококоліїного агрозасобу, величина колії якого становить $K = 3$ м, не перевищує 0,12 м на 1кН коливань дотичної сили $P_{\text{дл}}$. А із збільшенням колії агрозасобу до $K = 9$ м амплітуда поперечного відхилення зростає до 0,4 м/кН, що, практично, може призвести до перерегулювання динамічної системи і складності керування агрозасобом.

Водночас, збільшення ширини колії агрозасобу негативно відображається на затримці його реакції на вхідний керуючий сигнал (рис. 2.41). А зменшення ширини його колії навпаки – наближає фазово-частотні характеристики коливань курсового кута φ агрозасобу до ідеальних (див. рис. 2.41).

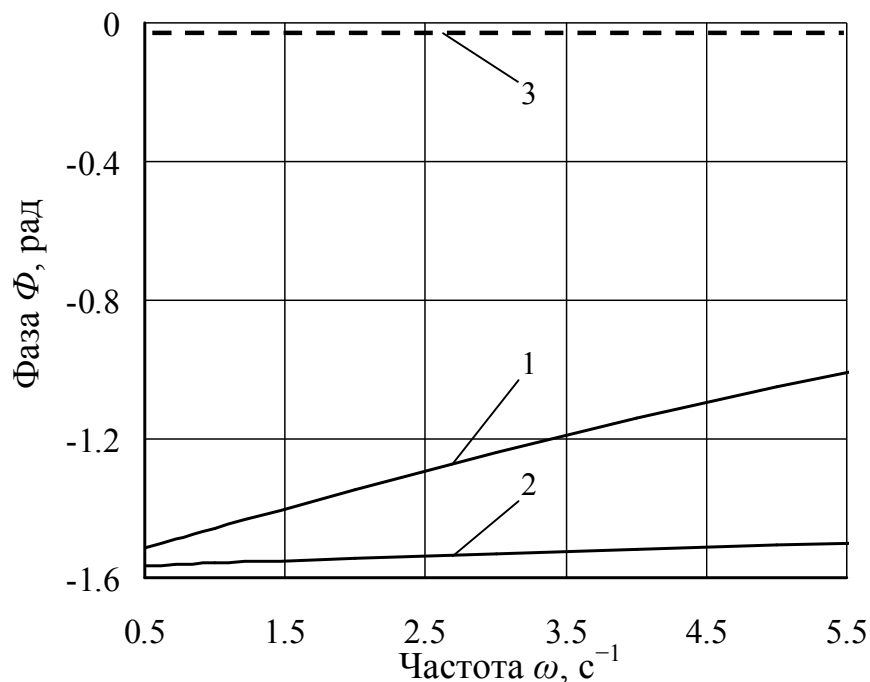


Рис. 2.41 – Фазово-частотні характеристики коливань курсового кута φ агрозасобу при відпрацюванні ним керуючого впливу (рушійна сила коліс одного із бортів $P_{\text{дл}}$) при силовому способі його керування і різних значеннях величини колії: 1 – $K = 3$ м; 2 – $K = 9$ м; 3 – ідеальна характеристика

Аналогічний характер залежностей амплітудно-частотних характеристик спостерігається і при відпрацюванні агрозасобом керуючого впливу по лінійному поперечному відхиленню X_s (рис. 2.42).

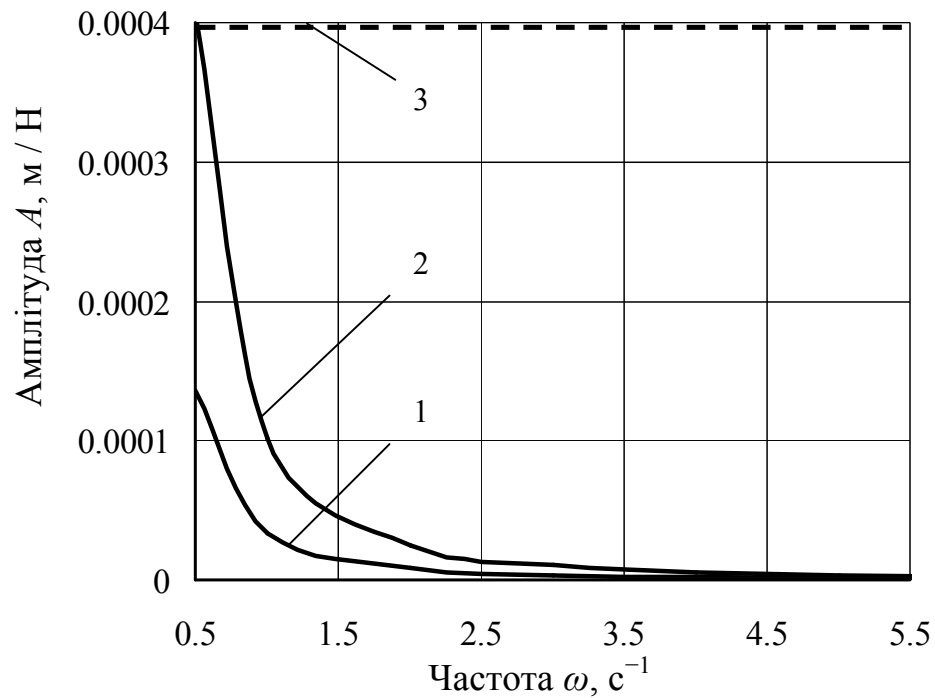


Рис. 2.42 – Амплітудно-частотні характеристики коливань лінійного поперечного зміщення X_s при відпрацюванні агрозасобом керуючого впливу при силовому способі його керуванні: 1 – $K = 3$ м; 2 – $K = 9$ м; 3 – бажана характеристика

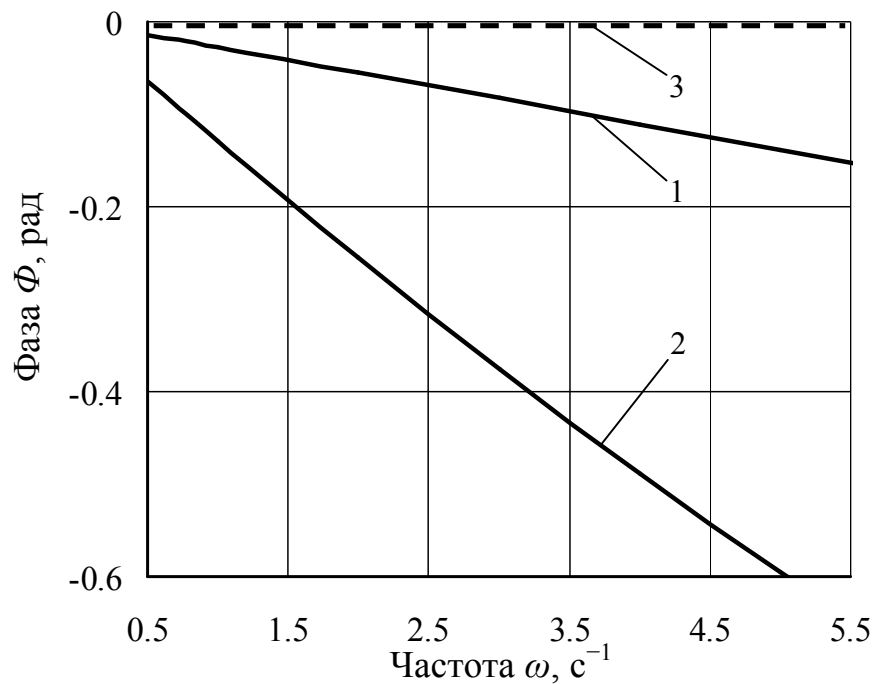


Рис. 2.43 – Фазово-частотні характеристики лінійного поперечного зміщення X_s при відпрацюванні агрозасобом керуючого впливу при силовому способі його керуванні: 1 – $K = 3$ м; 2 – $K = 9$ м; 3 – ідеальна характеристика

Значно меншим при цьому є і запізнення реакції ширококоліїного агрозасобу на вхідний сигнал (див. рис. 2.43), що є бажаним, оскільки із зменшенням величини колії агрозасобу фазово-частотні характеристики наближаються до ідеальних. Такий характер впливу конструктивної величини колії агрозасобу на частотні характеристики його керованості можна пояснити збільшенням його інерційності (моменту інерції), що підсилює (або навпаки) реакцію динамічної системи на вхідне збурювання.

Також, суттєвий вплив на керованість агрозасобу здійснює швидкість його руху (рис. 2.44 і рис. 2.45).

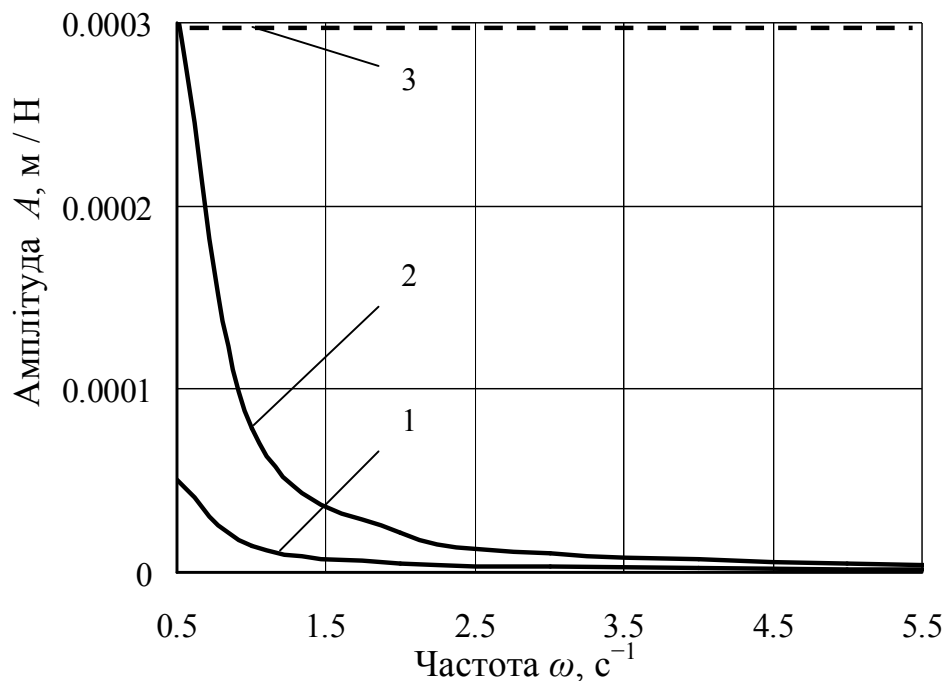


Рис. 2.44 – Амплітудно-частотні характеристики лінійного поперечного зміщення X_s при відпрацюванні агрозасобом керуючого впливу при силовому способі його керуванні і різних швидкостях руху:

1 – $V_0 = 1$ м/с; 2 – $V_0 = 3$ м/с; 3 – бажана характеристика

Із аналізу амплітудних (див. рис. 2.44) і фазових (див. рис. 2.45) частотних характеристик випливає, що із збільшенням швидкості руху агрозасобу в 3 рази на малих частотах близьких до $0,5$ с^{-1} спостерігається підсилювання керуючого впливу, майже в 10 разів, а на частотах більших за $2,5$ с^{-1} при малому швидкісному режимі навпаки – система практично не реагує на дію керуючого впливу.

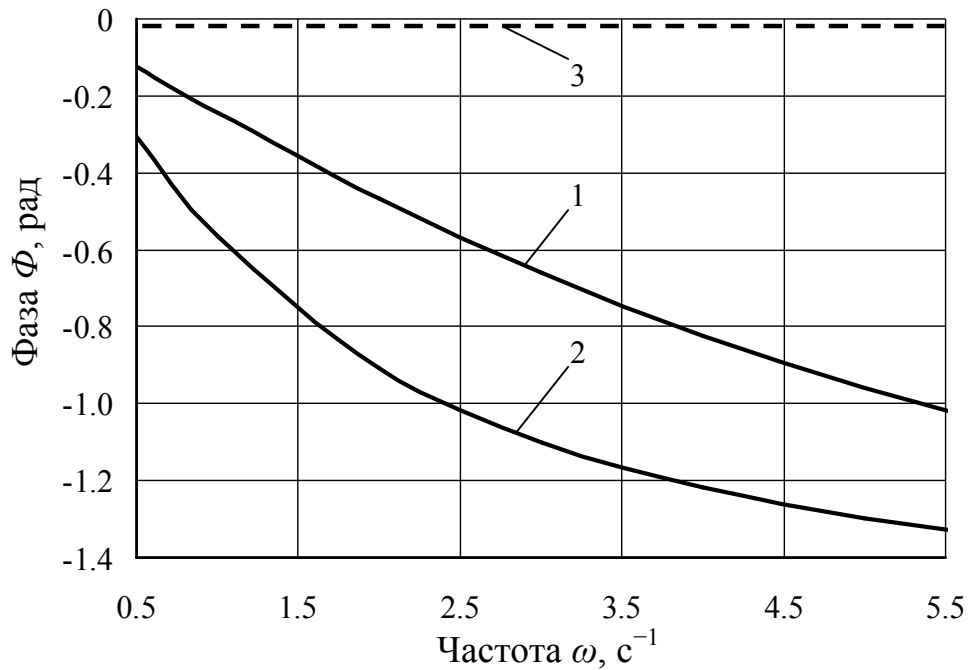


Рис. 2.45 – Фазово-частотні характеристики лінійного поперечного зміщення X_s при відпрацюванні агрозасобом керуючого впливу (рушійна сила коліс одного із бортів P_{dl}) при силовому способі його керуванні і різних швидкостях руху: 1 – $V_0 = 1$ м/с; 2 – $V_0 = 3$ м/с; 3 – ідеальна характеристика

З наведеного аналізу можна констатувати, що при роботі ширококолісного агрозасобу на великому швидкісному режимі (близькому до 3 м/с) тільки ефективна система керуванням дозволить мати задовільну керованість.

2.5.7.2 Моделювання плоскопаралельного руху агрозасобу з привідними передніми колесами

Виходячи за умови розглядуваного випадку приводу передніх коліс агрозасобу рушійні сили його задніх коліс дорівнюватимуть: $P_{dl2} = -P_{fn2}$; $P_{dn2} = -P_{fn2}$. Боковий увід задніх коліс агрозасобу при цьому відсутній: $k_{n2}=0$; $k_{n2}=0$.

За таких умов математична модель динамічної системи в операторній формі запису (2.75), що розглянута в п. 2.5.3, матиме вид:

$$\left. \begin{aligned} K_{11} \cdot x_s(s) + K_{12} \cdot \varphi(s) &= \\ &= N_{11} \cdot P_{dn} + N_{12} \cdot R_x + N_{13} \cdot M_R + N_{14}, \\ K_{21} \cdot x_s(s) + K_{22} \cdot \varphi(s) &= \\ &= N_{21} \cdot P_{dn} + N_{22} \cdot R_x + N_{23} \cdot M_R + N_{24}, \end{aligned} \right\} \quad (2.115)$$

$$\begin{aligned} \partial e \quad K_{11} &= A_{11} \cdot s^2 + A_{12} \cdot s; & K_{21} &= A_{24} \cdot s; \\ K_{12} &= A_{13} \cdot s + A_{14}; & K_{22} &= A_{21} \cdot s^2 + A_{22} \cdot s + A_{23}; \\ N_{11} &= F_{11} = 0; & N_{21} &= F_{11} = b; \\ N_{12} &= F_{15} = 1; & N_{22} &= F_{25} = -a; \\ N_{13} &= F_{16} = 0; & N_{23} &= F_{26} = 1; \\ N_{14} &= -F_{12} \cdot P_{fn2} + F_{13} \cdot P_{dn1} - F_{14} \cdot P_{fn2}; & N_{24} &= -F_{22} \cdot P_{fn2} + F_{23} \cdot P_{dn1} - F_{24} \cdot P_{fn2}; \end{aligned}$$

$s = d/dt$ – оператор диференціювання.

Вирази передаточних функцій по керуючому і збурювальному впливу матимуть аналогічний вид (2.109-2.112). В силу цього і амплітудно-фазові частотні характеристики матимуть аналогічний рис. 2.40–2.45 вид.

2.5.8. Моделювання плоскопаралельного руху агрозасобу при кінематичному способі його керуванні шляхом повороту коліс

У математичній моделі розглядуваної динамічної системи в операторній формі запису (2.85) оператором керуючого впливу є кути повороту передніх α і задніх β коліс ширококолісного агрозасобу. Характеристиками збурювального впливу є:

- тяговій опір R_x с.-г. знаряддя;
- головний момент M_R .

Вираз передаточних функцій по керуючому впливу кута повороту передніх коліс α :

– по лінійному поперечному відхиленню агрозасобу X_s від траєкторії руху:

$$W_1 = \frac{D_1 + (0,5L - l_t) \cdot D_3}{D_\Delta}; \quad (2.116)$$

– відносно курсового кута φ :

$$W_3 = \frac{D_3}{D_\Delta}. \quad (2.117)$$

Вираз передаточних функцій по збурюювальному впливу \bar{R}_x складової головного вектору \bar{R} опору с.-г. знаряддя матиме вигляд:

– по лінійному поперечному відхиленню агрозасобу X_s від траєкторії руху:

$$W_2 = \frac{D_2 + (0,5L - l_t) \cdot D_4}{D_\Delta}; \quad (2.118)$$

– відносно курсового кута φ :

$$W_4 = \frac{D_4}{D_\Delta}. \quad (2.119)$$

Вираз передаточних функцій по керуючому впливу кута повороту задніх коліс β :

– по лінійному поперечному відхиленню агрозасобу X_s від траєкторії руху:

$$W_5 = \frac{D_5 + (0,5L - l_t) \cdot D_6}{D_\Delta}; \quad (2.120)$$

– відносно курсового кута φ :

$$W_6 = \frac{D_6}{D_\Delta}, \quad (2.121)$$

де $D_\Delta, D_1 \dots D_6$ – визначники, вирази яких визначаються наступним чином:

$$D_\Delta = \begin{vmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{vmatrix},$$

$$D_1 = \begin{vmatrix} F_{11} & K_{12} \\ F_{21} & K_{22} \end{vmatrix},$$

$$D_2 = \begin{vmatrix} F_{13} & K_{12} \\ F_{23} & K_{22} \end{vmatrix},$$

$$D_3 = \begin{vmatrix} K_{11} & F_{11} \\ K_{21} & F_{21} \end{vmatrix}, \quad (2.122)$$

$$D_4 = \begin{vmatrix} K_{11} & F_{13} \\ K_{21} & F_{23} \end{vmatrix},$$

$$D_5 = \begin{vmatrix} F_{12} & K_{12} \\ F_{22} & K_{22} \end{vmatrix},$$

$$D_6 = \begin{vmatrix} K_{11} & F_{12} \\ K_{21} & F_{22} \end{vmatrix}.$$

Після розкриття отриманих визначників маємо:

$$\begin{aligned} D_1 &= F_{11} \cdot K_{22} - F_{21} \cdot K_{12} = A_{21} f_{11} s^2 + (A_{22} f_{11} - A_{13} f_{21}) \cdot s + (A_{23} f_{11} - A_{14} f_{21}); \\ D_2 &= F_{13} \cdot K_{22} - F_{23} \cdot K_{12} = A_{21} \cdot F_{13} s^2 + (A_{22} \cdot F_{13} - A_{13} \cdot F_{23}) \cdot s + (A_{23} \cdot F_{13} - A_{14} \cdot F_{23}); \\ D_3 &= F_{21} \cdot K_{11} - F_{11} \cdot K_{21} = A_{11} f_{21} s^2 + (A_{12} f_{21} - A_{24} f_{11}) \cdot s; \\ D_4 &= F_{23} \cdot K_{11} - F_{13} \cdot K_{21} = A_{11} \cdot F_{23} s^2 + (A_{12} \cdot F_{23} - A_{24} \cdot F_{13}) \cdot s; \\ D_5 &= F_{12} \cdot K_{22} - F_{22} \cdot K_{12} = A_{21} f_{12} s^2 + (A_{22} f_{12} - A_{13} f_{22}) \cdot s + (A_{23} f_{12} - A_{14} f_{22}); \\ D_6 &= F_{22} \cdot K_{11} - F_{12} \cdot K_{21} = A_{11} f_{22} s^2 + (A_{12} f_{22} - A_{24} f_{12}) \cdot s. \end{aligned} \quad (2.123)$$

Вирази для передаточних функцій матимуть вигляд:

$$W_1 = \frac{b_2 \cdot s^2 + b_1 \cdot s^1 + b_0}{a_4 \cdot s^4 + a_3 \cdot s^3 + a_2 \cdot s^2 + a_1 \cdot s^1 + a_0}, \quad (2.124)$$

$$\text{де } b_2 = (0,5L-l) \cdot A_{11} f_{21} + A_{24} f_{11};$$

$$b_1 = A_{12} f_{11} - A_{13} f_{21} + (0,5L-l) \cdot (A_{12} f_{21} - A_{24} f_{11});$$

$$b_0 = A_{23} f_{11} - A_{14} f_{21}.$$

$$W_3 = \frac{b_2 \cdot s^2 + b_1 \cdot s^1 + b_0}{a_4 \cdot s^4 + a_3 \cdot s^3 + a_2 \cdot s^2 + a_1 \cdot s^1 + a_0}, \quad (2.125)$$

$$\text{де } b_2 = A_{11} f_{21};$$

$$b_1 = A_{12} f_{21} - A_{24} f_{11};$$

$$b_0 = 0.$$

$$W_2 = \frac{b_2 \cdot s^2 + b_1 \cdot s^1 + b_0}{a_4 \cdot s^4 + a_3 \cdot s^3 + a_2 \cdot s^2 + a_1 \cdot s^1 + a_0}, \quad (2.126)$$

$$\text{де } b_2 = (0,5L-l) \cdot A_{11} \cdot F_{23} + A_{24} \cdot F_{13};$$

$$b_1 = A_{22} \cdot F_{13} - A_{13} \cdot F_{23} + (0,5L-l_l) \cdot (A_{12} \cdot F_{23} - A_{24} \cdot F_{13});$$

$$b_0 = A_{23} \cdot F_{13} - A_{14} \cdot F_{23}.$$

$$W_4 = \frac{b_2 \cdot s^2 + b_1 \cdot s^1 + b_0}{a_3 \cdot s^3 + a_3 \cdot s^3 + a_2 \cdot s^2 + a_1 \cdot s^1 + a_0}, \quad (2.127)$$

$$\text{де } b_2 = A_{11} \cdot F_{23};$$

$$b_1 = A_{12} \cdot F_{23} - A_{24} \cdot F_{13};$$

$$b_0 = 0.$$

$$W_5 = \frac{b_2 \cdot s^2 + b_1 \cdot s^1 + b_0}{a_4 \cdot s^4 + a_3 \cdot s^3 + a_2 \cdot s^2 + a_1 \cdot s^1 + a_0}, \quad (2.128)$$

$$\text{де } b_2 = (0,5L-l_m) \cdot A_{11} f_{22} + A_{24} f_{12};$$

$$b_1 = A_{22} f_{12} - A_{13} f_{22} + (0,5L-l_l) \cdot (A_{12} f_{22} - A_{24} f_{12});$$

$$b_0 = A_{23} f_{12} - A_{14} f_{22}.$$

$$W_6 = \frac{b_2 \cdot s^2 + b_1 \cdot s^1 + b_0}{a_4 \cdot s^4 + a_3 \cdot s^3 + a_2 \cdot s^2 + a_1 \cdot s^1 + a_0}, \quad (2.129)$$

$$\text{де } b_2 = A_{11} f_{22};$$

$$b_1 = A_{12} f_{22} - A_{24} f_{12};$$

$$b_0 = 0.$$

Характеристики відпрацювання агрозасобом керуючого впливу, яким є кут повороту α передніх коліс, представлені на рис. 2.46. Аналіз розрахункових амплітудних і фазових частотних характеристик при кінематичному способі керування агрозасобом показав (див. рис. 2.46), що його керованість суттєво залежить від швидкості руху. При малих швидкостях руху ($V_0 = 1 \text{ м/с}$) маємо суттєве недорегулювання в динамічній системі (крива 1, рис. 2.46). При цьому бажана частота коливань кута повороту α передніх коліс знаходиться на рівні $0,5 \text{ с}^{-1}$, де значення коефіцієнту підсилення вхідного керуючого впливу наближається до 1.

Разом з цим, збільшення швидкості руху агрозасобу до 2 і 3 м/с на низьких частотах ($\omega < 1,3 \text{ с}^{-1}$) сприяє перерегулюванню динамічної системи (крива 2 і 3, див. рис. 2.46). А на частотах $\omega > 1,3 \text{ с}^{-1}$ навпаки маємо незначне недорегулювання відносно ідеальної характеристики (крива 4, див. рис. 2.46).

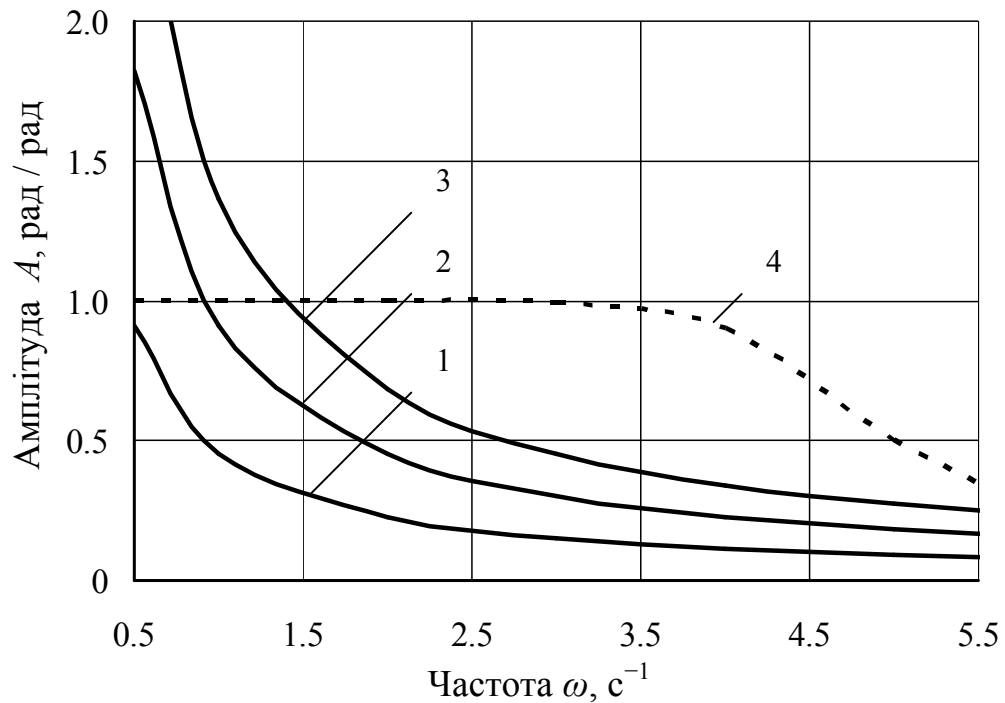


Рис. 2.46 – Амплітудно-частотні характеристики коливань курсового кута φ агрозасобу при відпрацюванні ним керуючого впливу (кута повороту α передніх коліс) за кінематичним способом його керування і різних швидкостях руху:

1 – $V_0 = 1$ м/с; 2 – $V_0 = 2$ м/с; 3 – $V_0 = 3$ м/с; 4 – ідеальна характеристика

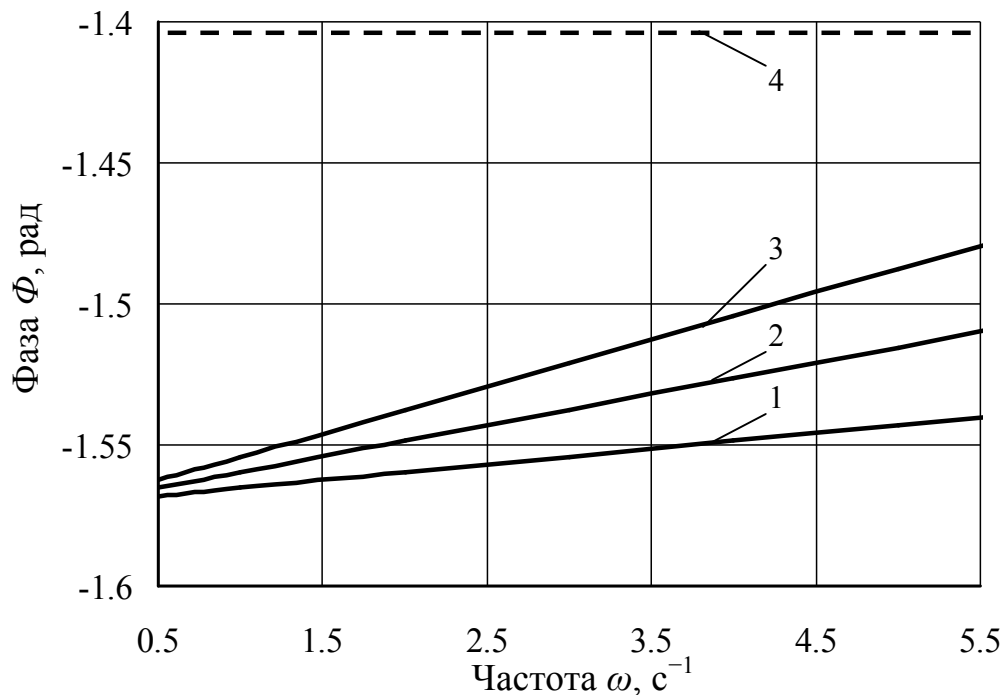


Рис. 2.47 – Фазово-частотні характеристики коливань курсового кута φ агрозасобу при відпрацюванні ним керуючого впливу (кута повороту α передніх коліс) за кінематичним способом його керування і різних швидкостях руху:

1 – $V_0 = 1$ м/с; 2 – $V_0 = 2$ м/с; 3 – $V_0 = 3$ м/с; 4 – бажана характеристика

З оцінювання фазового зсуву відпрацювання динамічною системою керуючого впливу випливає, що при збільшенні робочих швидкостей руху агрозасобу до 3 м/с (крива 3, рис. 2.47) фазово-частотна характеристика найбільш близька до ідеальної.

З позиції визначення гіпотетичної величини технологічного допуску при обґрунтуванні ширини постійної технологічної колії для руху досліджуємого ширококоліїного агрозасобу цінними в науково-практичному плані є амплітудні і фазові частотні характеристики його поперечного відхилення X_S (рис. 2.48).

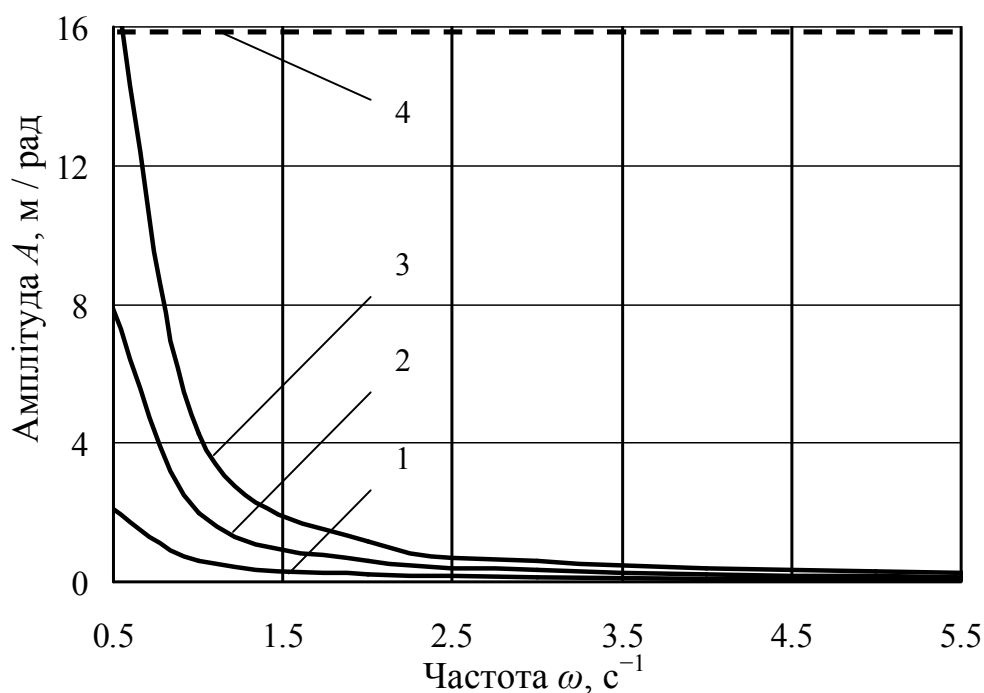


Рис. 2.48 – Амплітудно-частотні характеристики коливань поперечного відхилення X_S агрозасобу при відпрацюванні ним керуючого впливу (кута повороту α передніх коліс) за кінематичним способом його керування і різних швидкостях руху: 1 – $V_0 = 1$ м/с; 2 – $V_0 = 2$ м/с; 3 – $V_0 = 3$ м/с;
4 – бажана характеристика

Аналіз амплітудних і фазових частотних характеристик відпрацювання агрозасобом керуючого впливу кута повороту α передніх коліс відносно поперечного відхилення X_S (рис. 2.48 і рис. 2.49) показав, що при збільшенні його швидкості руху амплітуда X_S також зростає. Найбільш відчутно цей

процес проявляється на частотах коливання кута повороту керованих коліс α , близьких до нуля. Водночас, максимальна амплітуда поперечного відхилення агрозасобу, яка в свою чергу обумовлює величину технологічного допуску при обґрунтуванні ширини постійної технологічної колії, на низьких частотах ($\omega = 0,5 \text{ с}^{-1}$) і малому швидкісному режимі ($V_0 = 1 \text{ м/с}$) при цьому становить 2 м на 1 рад коливань α (див. рис. 2.48). А із збільшенням швидкісного режиму до $V_0 = 3 \text{ м/с}$ амплітуда поперечного відхилення агрозасобу збільшується в 8 разів, що, практично, може призвести до перерегулювання динамічної системи і складності керування агрозасобом.

З наведеного аналізу можна констатувати, що при роботі ширококоліїного агрозасобу на великому швидкісному режимі (близькому до 3 м/с) тільки ефективна система керуванням дозволить мати задовільну його керованість. Отримані результати дозволяють прогнозувати фактичну ширину постійної технологічної колії для руху ширококоліїного агрозасобу, що вкрай важливо при облаштуванні інженерної зони поля в колійній системі землеробства.

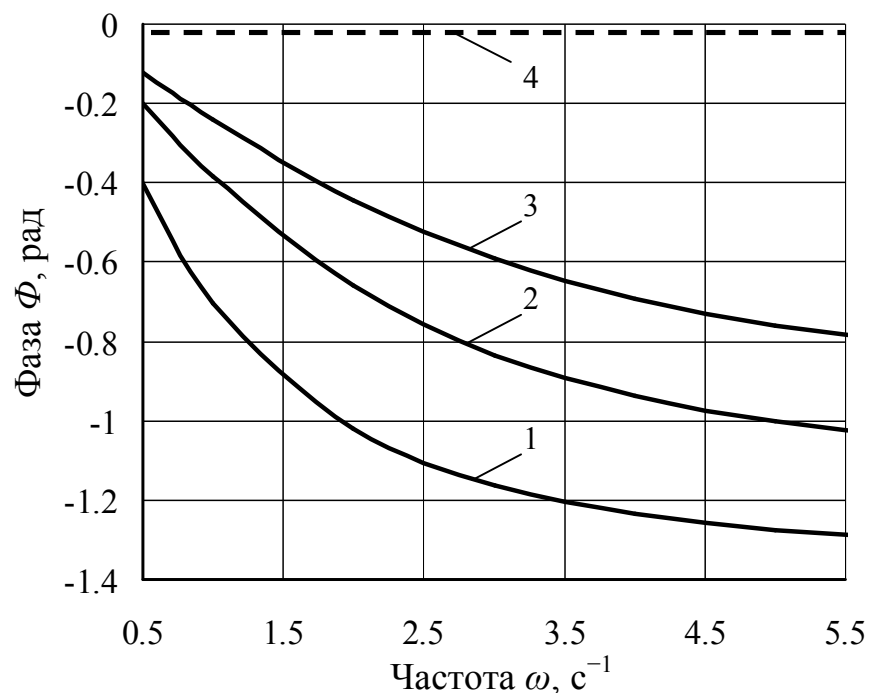


Рис. 2.49 – Фазово-частотні характеристики коливань поперечного відхилення

X_s агрозасобу при відпрацюванні ним керуючого впливу (кута повороту α передніх коліс) за кінематичним способом його керування і різних швидкостях руху: 1 – $V_0 = 1 \text{ м/с}$; 2 – $V_0 = 2 \text{ м/с}$; 3 – $V_0 = 3 \text{ м/с}$; 4 – ідеальна характеристика

Аналіз фазового зсуву відпрацювання динамічною системою керуючого впливу показав, що при збільшенні робочих швидкостей руху агрозасобу до 3 м/с (крива 3, див. рис. 2.49) фазово-частотна характеристика також найбільш близька до ідеальної

Аналогічний характер мають амплідині і фазово-частотні характеристики відпрацювання агрозасобом керуючого впливу кута повороту β задніх коліс (рис. 2.50 і рис. 2.51). Через це можна зробити висновок, що керованість агрозасобу при відпрацюванні ним керуючого впливів повороту передніх та задніх коліс є практично однаковою, як при курсових кутових його коливаннях, так і поперечних зміщеннях. Інша річ, що традиційно при ручному способі керування більш бажаним для водія-оператора є керованість передніх коліс, ніж задніх. Але, при автоматизації його водіння це річ не принципіальна. Саме тому, для практичного функціонування ширококолісного агрозасобу можна проектувати його з одними, наприклад передніми, керованими колесами. При цьому майже однаковою буде його керованість, як при прямому, так і реверсивному ході.

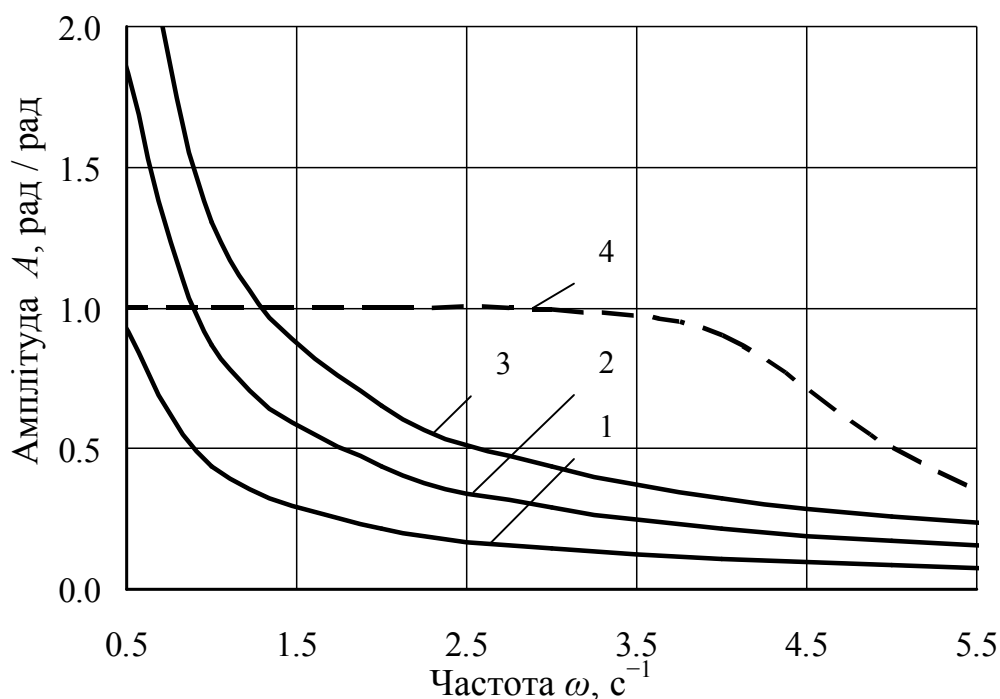


Рис. 2.50 – Амплітудно-частотні характеристики коливань курсового кута φ агрозасобу при відпрацюванні ним керуючого впливу (кута повороту β задніх коліс) за кінематичним способом його керування і різних швидкостях руху:

1 – $V_0 = 1$ м/с; 2 – $V_0 = 2$ м/с; 3 – $V_0 = 3$ м/с; 4 – ідеальна характеристика

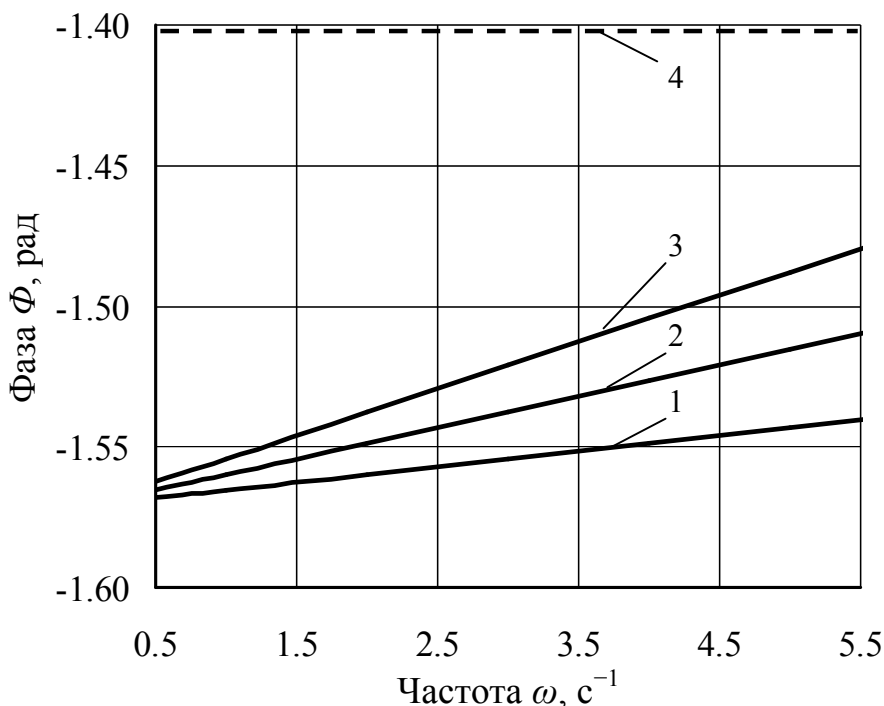


Рис. 2.51 – Фазово-частотні характеристики коливань курсового кута φ агрозасобу при відпрацюванні ним керуючого впливу (кута повороту β задніх коліс) за кінематичним способом його керування і різних швидкостях руху:

1 – $V_0 = 1$ м/с; 2 – $V_0 = 2$ м/с; 3 – $V_0 = 3$ м/с; 4 – ідеальні характеристики

Отримані математичні моделі та нові закономірності плоскопаралельного руху ширококолієного агрозасобу при кінематичному способі його керування, дозволяють теоретично здійснювати обґрунтування нових схем, конструктивних параметрів і режимів його роботи з прийнятною керованістю і стійкістю руху в горизонтальній площині.

З позиції мінімізації площі поля під інженерну зону для руху ширококолієного агрозасобу на високому швидкісному режимі (близькому до 3 м/с) тільки ефективна система його керування дозволить мати задовільну керованість і стійкість руху.

2.5.9. Моделювання плоскопаралельного руху агрозасобу при кінематичному способі його керування, шляхом повороту напіврам

У математичній моделі розглядуваної динамічної системи в операторній формі запису (2.92) оператором керуючого впливу є кутове зміщення напіврам ψ , а характеристиками збурювального впливу при цьому виступають:

- тяговий опір R_x с.-г. знаряддя;
- головний момент M_R .

Вираз передаточних функцій по керуючому впливу кутового зміщення напіврам ψ ширококоліяного агрозасобу має такий вигляд:

– по лінійному поперечному відхиленню агрозасобу X_s від траєкторії руху:

$$W_1 = \frac{D_1 + (0,5L - l_t) \cdot D_3}{D_\Delta}; \quad (2.130)$$

– відносно курсового кута φ :

$$W_3 = \frac{D_3}{D_\Delta}. \quad (2.131)$$

Вираз передаточних функцій по збурювальному впливу, яким є тяговий опір \bar{R}_x с.-г. знаряддя, матиме вигляд:

– по лінійному поперечному відхиленню агрозасобу X_s від траєкторії руху:

$$W_2 = \frac{D_2 + (0,5L - l_t) \cdot D_4}{D_\Delta}; \quad (2.132)$$

– відносно курсового кута φ :

$$W_4 = \frac{D_4}{D_\Delta}, \quad (2.133)$$

де $D_\Delta, D_1 \dots D_4$ – визначники, вирази яких визначаються [68,180] у такий спосіб:

$$\begin{aligned}
D_{\Delta} &= \begin{vmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{vmatrix}, \\
D_1 &= \begin{vmatrix} F_{11} & K_{12} \\ F_{21} & K_{22} \end{vmatrix}, \\
D_2 &= \begin{vmatrix} F_{12} & K_{12} \\ F_{22} & K_{22} \end{vmatrix}, \\
D_3 &= \begin{vmatrix} K_{11} & F_{11} \\ K_{21} & F_{21} \end{vmatrix}, \\
D_4 &= \begin{vmatrix} K_{11} & F_{12} \\ K_{21} & F_{22} \end{vmatrix}.
\end{aligned} \tag{2.134}$$

Після розкриття отриманих визначників маємо:

$$\begin{aligned}
D_1 &= F_{11} \cdot K_{22} - F_{21} \cdot K_{12} = A_{21} f_{11} s^3 + (A_{22} f_{11} + A_{21} f_{12} - A_{13} f_{21}) s^2 + \\
&+ (A_{23} f_{11} + A_{22} f_{12} - A_{13} f_{22} - A_{14} f_{21}) s + (A_{23} f_{12} - A_{14} f_{22}); \\
D_2 &= F_{12} \cdot K_{22} - F_{22} \cdot K_{12} = A_{21} \cdot F_{12} s^2 + (A_{22} \cdot F_{12} - A_{13} \cdot F_{22}) s + (A_{23} \cdot F_{12} - A_{14} \cdot F_{22}); \\
D_3 &= F_{21} \cdot K_{11} - F_{11} \cdot K_{21} = A_{11} f_{21} s^3 + (A_{12} f_{21} + A_{11} f_{22} - A_{24} f_{11}) s^2 + \\
&+ (A_{12} f_{22} - A_{24} f_{12}) s; \\
D_4 &= F_{22} \cdot K_{11} - F_{12} \cdot K_{21} = A_{11} \cdot F_{22} s^2 + (A_{12} \cdot F_{22} - A_{24} \cdot F_{12}) s;
\end{aligned} \tag{2.135}$$

Вирази для передаточних функцій матимуть вид:

$$W_1 = \frac{b_3 \cdot s^3 + b_2 \cdot s^2 + b_1 \cdot s^1 + b_0}{a_4 \cdot s^4 + a_3 \cdot s^3 + a_2 \cdot s^2 + a_1 \cdot s^1 + a_0}, \tag{2.136}$$

де $b_3 = A_{21} f_{11} + (0,5L-l) \cdot A_{11} f_{21}$;

$b_2 = A_{22} f_{11} + A_{21} f_{12} - A_{13} f_{21} + (0,5L-l)(A_{12} f_{21} + A_{11} f_{22} - A_{24} f_{11})$;

$b_1 = A_{23} f_{11} + A_{22} f_{12} - A_{13} f_{22} - A_{14} f_{21} + (0,5L-l)(A_{12} f_{22} - A_{24} f_{12})$;

$b_0 = A_{23} f_{12} - A_{14} f_{22}$.

$$W_3 = \frac{b_3 \cdot s^3 + b_2 \cdot s^2 + b_1 \cdot s^1 + b_0}{a_4 \cdot s^4 + a_3 \cdot s^3 + a_2 \cdot s^2 + a_1 \cdot s^1 + a_0}, \tag{2.137}$$

де $b_3 = A_{11} f_{21}$;

$b_2 = A_{12} f_{21} + A_{11} f_{22} - A_{24} f_{11}$;

$b_1 = A_{12} f_{22} - A_{24} f_{12}$;

$$b_0 = 0.$$

Характеристики відпрацювання агрозасобом кутового зміщення його напіврам ψ представлені на рис. 2.52 і рис. 2.53.

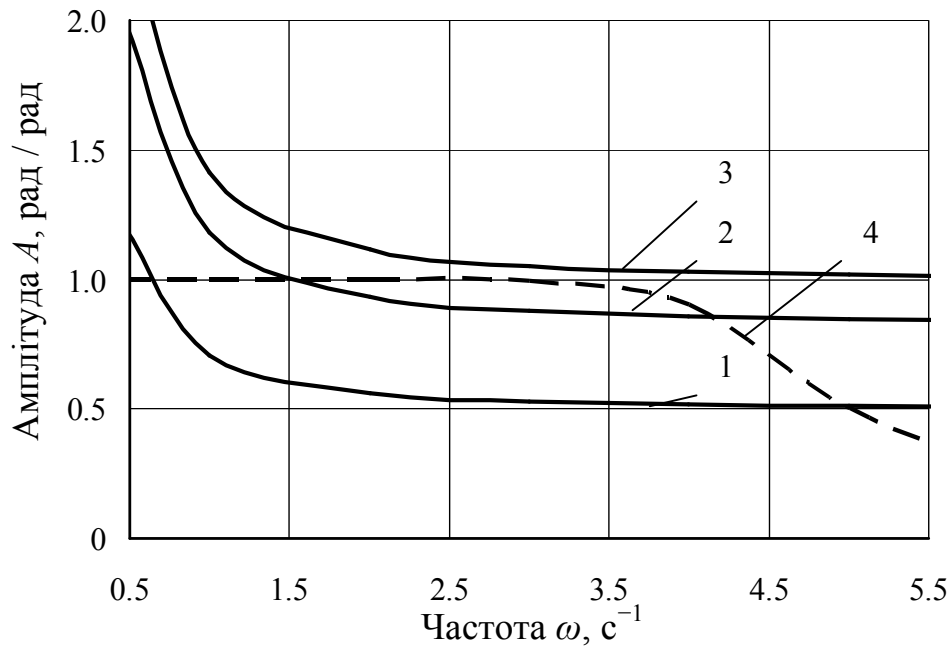


Рис. 2.52 – Амплітудно-частотні характеристики коливань курсового кута φ агрозасобу при відпрацюванні ним керуючого впливу (кута повороту напіврам ψ) за різної величини його поздовжньої бази: 1 – $L = 4$ м; 2 – $L = 2,4$ м; 3 – $L = 2$ м; 4 – ідеальні характеристики

Аналіз розрахункових амплітудних і фазових частотних характеристик (див. рис. 2.52 і рис. 2.53) показав, що керованість ширококоліїного агрозасобу суттєво залежить від величини його поздовжньої бази L . При $L = 4$ м маємо суттєве недорегулювання в динамічній системі керуючого впливу (кутового зміщення напіврам ψ) (крива 1, див. рис. 2.52). Водночас, зменшення поздовжньої бази до $L = 2,4$ м на низьких частотах ($\omega < 1,7$ с $^{-1}$) сприяє перерегулюванню динамічної системи (крива 2 і 3, див. рис. 2.52), а на частотах $\omega > 1,7$ с $^{-1}$ навпаки – наближає характеристики до ідеальної. При цьому бажана частота коливань кутового зміщення напіврам ψ знаходиться на рівні $1,7$ с $^{-1}$, де значення коефіцієнту підсилення вхідного керуючого впливу дорівнює $A = 1$. За даними рис. 2.52 слід відзначити, що при

зменшенні поздовжньої бази агрозасобу до 2 м розглядувана динамічна система на всьому частотному діапазоні має коефіцієнту підсилення вхідного керуючого впливу $A > 1$, що не є бажаним.

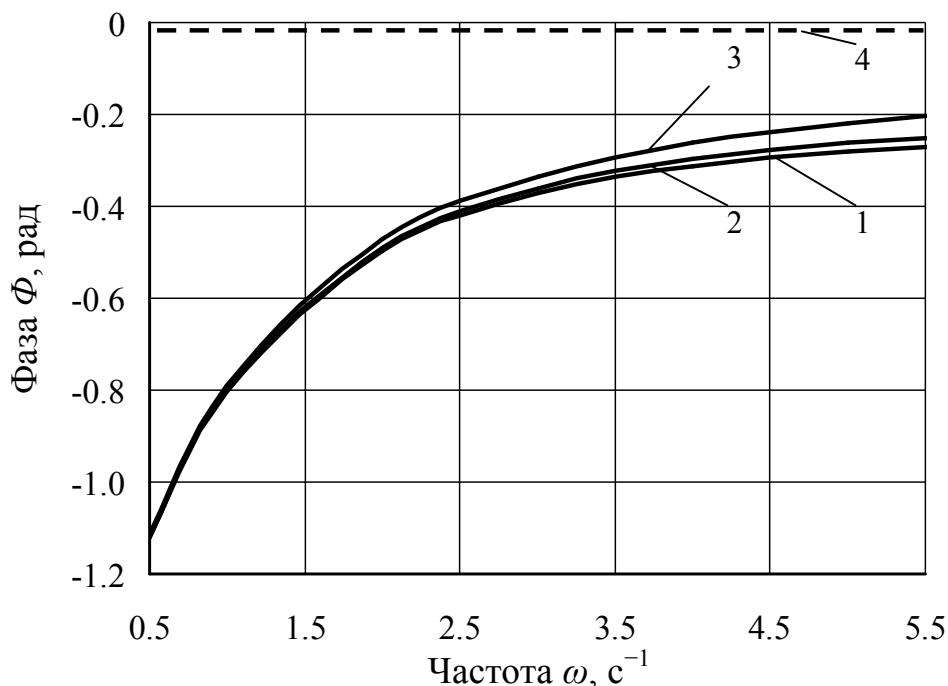


Рис. 2.53 – Фазово-частотні характеристики коливань курсового кута агрозасобу при відпрацюванні ним керуючого впливу (кута повороту напіврам ψ) за різної величини його поздовжньої бази: 1 – $L = 4$ м; 2 – $L = 2,4$ м; 3 – $L = 2$ м; 4 – ідеальні характеристики

Що стосується фазового зсуву відпрацювання динамічною системою керуючого впливу, то слід відзначити незначну різницю її поведінки при зміні величини поздовжньої бази агрозасобу від 2 до 4 м. Але, фазово-частотна характеристика найбільш близька до ідеальної при $L = 2$ м (крива 3, рис. 2.53).

Керованість агрозасобу при кінематичному способі керування шляхом зміщення його напіврам суттєво залежить від швидкості руху (див. рис. 2.54 і рис. 2.55). Водночас, максимальна амплітуда поперечного відхилення для розглядуемого фізичного об'єкту досліджень при малому швидкісному режимі ($V_0 = 1$ м/с) в області низьких частот ω знаходиться на рівні 2 м на 1 рад коливань кута ψ (див. рис. 2.54).

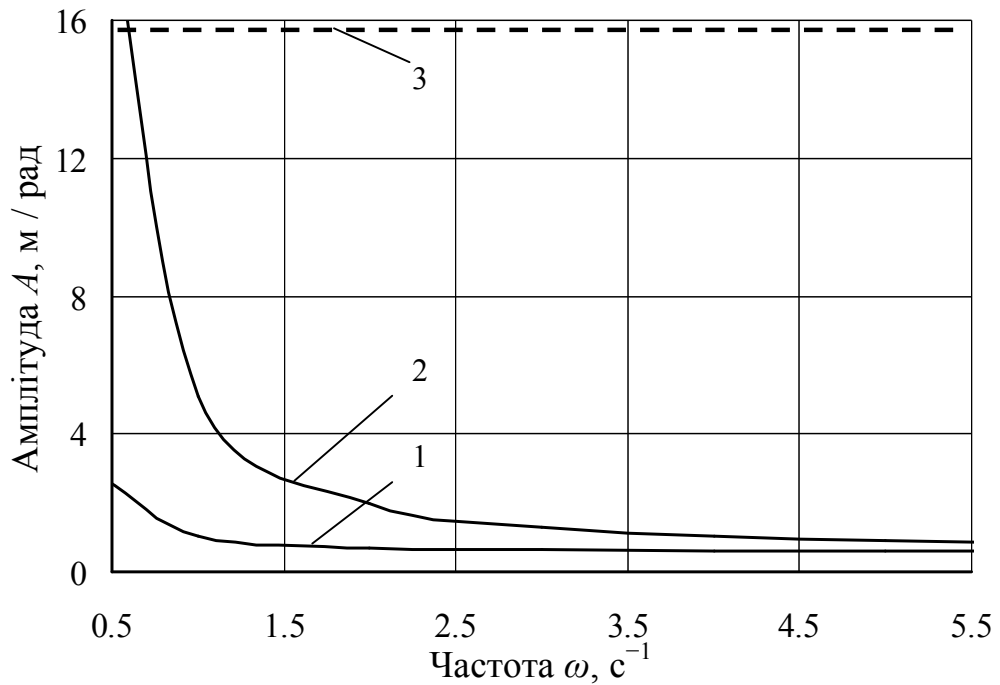


Рис. 2.54 – Амплітудно-частотні характеристики коливань поперечного зміщення X_s агрозасобу при відпрацюванні ним керуючого впливу (кута повороту напіврам ψ) за різної швидкості його руху: 1 – $V_0 = 1$ м/с; 2 – $V_0 = 3$ м/с; 3 – бажана характеристика

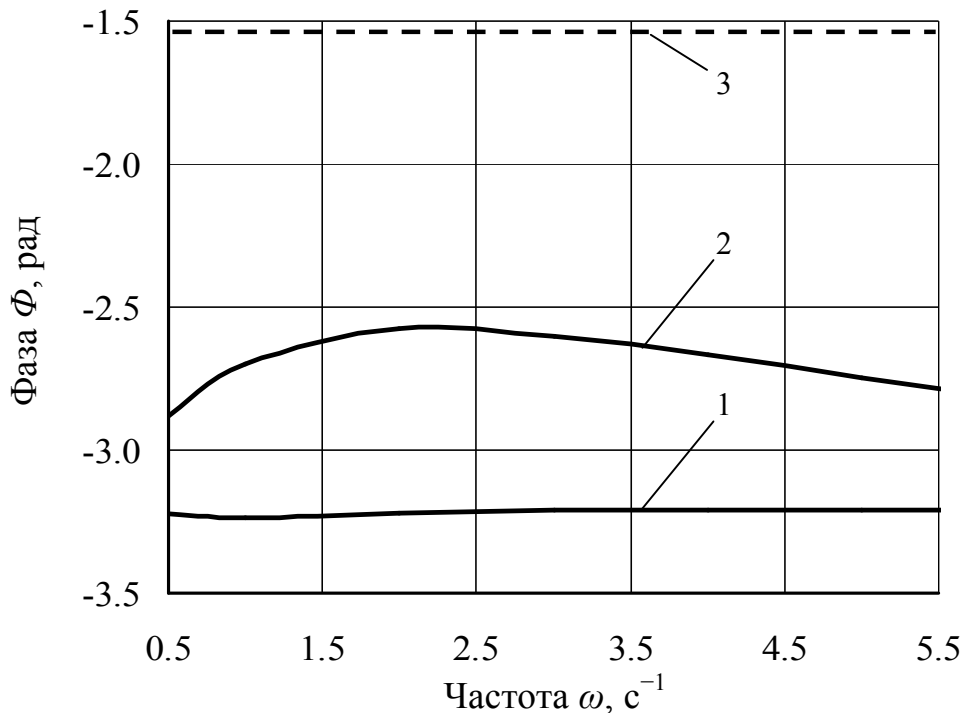


Рис. 2.55 – Фазово-частотні характеристики коливань поперечного зміщення X_s агрозасобу при відпрацюванні ним керуючого впливу (кута повороту напіврам ψ) за різної швидкості його руху: 1 – $V_0 = 1$ м/с; 2 – $V_0 = 3$ м/с; 3 – бажана характеристика

З підвищенням швидкісного режиму руху агрозасобу до $V_0 = 3\text{ м/с}$ амплітуда його поперечного відхилення зростає більше за 16 м/рад (див. рис. 2.54), що, практично, може призвести до перерегулювання динамічної системи і складності керування агрозасобом, а також до розширення технологічної колії за рахунок збільшення величини технологічного допуску. В області частот коливань кута ψ більших за $\omega \geq 2\text{ с}^{-1}$ амплітуда поперечного відхилення агрозасобу зменшується і не перевищує 2 м/рад .

В цілому можна підсумувати, що з позиції забезпечення кращої керованості ширококолісного агрозасобу при кінематичному способі його керування шляхом повороту напіврам бажана частота коливань кута ψ їх зміщення знаходиться на рівні $1,7\text{ с}^{-1}$. При цьому характер амплітудно- і фазово-частотних характеристик суттєво залежить від ширини поздовжньої бази агрозасобу і швидкості його руху. За таким способом керування агрозасобом не бажано його проектувати як із надто великою, так і малою його колісною базою. Оскільки в розглядуваному частотному діапазоні коливань керуючого впливу $\omega = 0,5 \dots 5,5\text{ с}^{-1}$ динамічна система практично не може досягти ідеальних характеристик.

При роботі агрозасобу на швидкості руху близьких 3 м/с при його керуванні шляхом повороту напіврам маємо амплітуди поперечних відхилень більших за 16 м/рад . На практиці це може призвести до перерегулювання динамічної системи і складності керування агрозасобом, а також до розширення технологічної колії за рахунок збільшення величини технологічного допуску, що збільшує втрати площі під інженерну зону. Але ж при автоматизації його керування за таким способом дозволить мати непогані показники його керованості, які є не гіршими за характеристики його роботи з поворотними колесами.

2.5.10. Обґрунтування параметрів навісного пристрою ширококоліїного агрозасобу

В процесі керування ширококоліїного агрозасобу, в залежності від умов його функціонування, стійкість руху деяких агрегованих з ним с.-г. машин та знарядь може погіршуватися. Останнє відбувається, як відомо [180], внаслідок недостатньої їх кутової рухомості відносно енергетичного засобу. З метою забезпечення достатньої кутової рухомості агрегованих з ширококоліїним агрозасобом навісних с.-г. машин та знарядь конструкція його навісного механізму повинна забезпечувати (в певних межах, звичайно) можливість їх незалежного повороту в горизонтальній площині. Для цього на практиці нижні тяги заднього навісного механізму традиційного трактора установлюють не паралельно, а під певним кутом збігання.

Для дослідження процесу кутової рухомості агрегованих з агрозасобом навісних с.-г. машин та знарядь розглянемо схему повороту нижніх тяг його навісного пристрою на кут Ω (рис. 2.56).

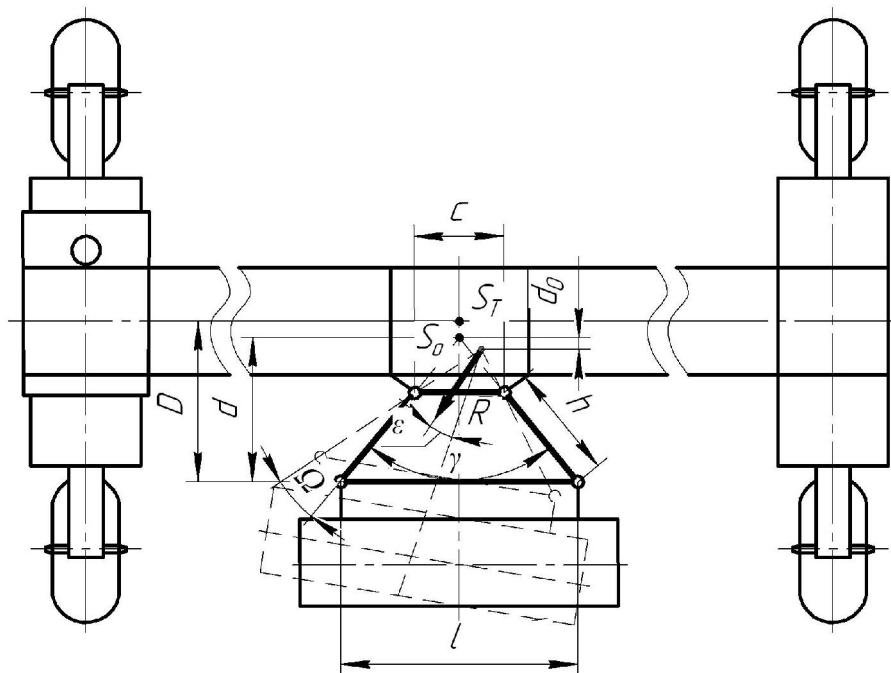


Рис. 2.56 – Схема повороту нижніх тяг навісного пристрою ширококоліїного агрозасобу в горизонтальній площині

З позиції стійкого руху деяких агрегованих з ширококоліїним агрозасобом с.-г. машин та знарядь представляє інтерес дослідження характеру відпрацювання розглянутою нами динамічною системою керуючого і збурювального впливів при різних співвідношеннях його конструктивних параметрів d і D (див. рис. 2.56). Зазначені параметри визначають відстані від осі, яка проходить через точки кріплення нижніх тяг навісного пристрою, до миттєвого центру повороту (точка S_0) і центру мас (точка S_T) агрозасобу. Тому, в процесі математичного моделювання вказане співвідношення параметрів розглядалося для трьох варіантів: $d < D$; $d = D$ і $d > D$.

Залежності для визначення узагальнених сил (2.83), які діють на ширококоліїний агрозасіб при кінематичному способі його керування шляхом повороту коліс, в нашому випадку, приймуть вид:

$$\begin{aligned}
 Q_X &= (P_{kl1} - P_{fl1}) \cdot (\alpha_{l1} - \delta_{l1}) + (P_{kr1} - P_{fr1}) \cdot (\alpha_{r1} - \delta_{r1}) - (P_{kl2} - P_{fl2}) \cdot \delta_{l2} - \\
 &- (P_{kr2} - P_{fr2}) \cdot \delta_{r2} + P_{\delta l1} + P_{\delta l2} + P_{\delta r1} + P_{\delta r2} + R_X; \\
 \\
 Q_\varphi &= (P_{\delta l1} + P_{\delta r1}) \cdot (L - l_t + D - d) + \\
 &+ [(P_{kl1} - P_{fl1}) \cdot (\alpha_{l1} - \delta_{l1}) + (P_{kr1} - P_{fr1}) \cdot (\alpha_{r1} - \delta_{r1})] \cdot (L - l_t + D - d) + \\
 &+ (P_{kl1} - P_{fl1}) \cdot b - (P_{kr1} - P_{fr1}) \cdot (K - b) + P_{\delta l1} \cdot \delta_{l1} \cdot b - P_{\delta r1} \cdot \delta_{r1} \cdot (K - b) - \\
 &- (P_{\delta l2} + P_{\delta r2}) \cdot (l_t - D + d) + P_{\delta l2} \cdot \delta_{l2} \cdot b - P_{\delta r2} \cdot \delta_{r2} \cdot (K - b) + \\
 &+ [(P_{kl2} - P_{fl2}) \cdot \delta_{l2} + (P_{kr2} - P_{fr2}) \cdot \delta_{r2}] (l_t - D + d) + (P_{kl2} - P_{fl2}) \cdot b - \\
 &- (P_{kr2} - P_{fr2}) \cdot (K - b) + M_R - R_X \cdot (a + d),
 \end{aligned} \tag{2.138}$$

де L , l_t , K , a , b , d , D – конструктивні параметри агрозасобу, природа яких зрозуміла з рис. 2.29;

α_{l1} , α_{r1} – кути повороту керованих коліс агрозасобу.

Використовуючи раніше подану методику визначення кутів уводу шин коліс агрозасобу (2.81) отримаємо

$$\begin{aligned}
\delta_{l1} &= \frac{\dot{X}_s + (L - l_t + D - d)\dot{\varphi}}{V_0} - \varphi - \alpha_{l1}; \\
\delta_{l2} &= \frac{\dot{X}_s - (l_t - D + d)\dot{\varphi}}{V_0} - \varphi; \\
\delta_{r1} &= \frac{\dot{X}_s + (L - l_t + D - d)\dot{\varphi}}{V_0} - \varphi - \alpha_{r1}; \\
\delta_{r2} &= \frac{\dot{X}_s - (l_t - D + d)\dot{\varphi}}{V_0} - \varphi.
\end{aligned} \tag{2.139}$$

В силу малості кутів повороту керованих коліс ширококолісного агрозасобу покладемо, що $\alpha_{l1} = \alpha_{r1} = \alpha$. З огляду на останнє і підставивши вирази для визначення кутів уводу шин (2.139), бічних (2.77) і узагальнених сил і (2.138) в систему (2.71) отримаємо наступні диференціальні рівняння руху ширококолісного агрозасобу і його технологічної частини в горизонтальній площині:

$$\left. \begin{aligned}
A_{11}\ddot{X}_s + A_{12}\dot{X}_s + A_{13}\dot{\varphi} + A_{14}\varphi &= f_{11}\alpha + f_{12}; \\
A_{21}\ddot{\varphi} + A_{22}\dot{\varphi} + A_{23}\varphi + A_{24}\dot{X}_s &= f_{21}\alpha + f_{22},
\end{aligned} \right\} \tag{2.140}$$

де $A_{11} = M_T + M_R$;

$$A_{12} = (k_{l1} + k_{l2} + k_{r1} + k_{r2} - P_{kl1} + P_{fl1} - P_{kr1} + P_{fr1} - P_{kl2} + P_{fl2} - P_{kr2} + P_{fr2})/V_0;$$

$$A_{13} = \left[\begin{aligned} &(k_{l1} + k_{r1} - P_{kl1} + P_{fl1} - P_{kr1} + P_{fr1})(L - l_t + D - d) + \\ &+ (P_{kl2} - P_{fl2} + P_{kr2} - P_{fr2} - k_{l2} - k_{r2})(l_t - D + d) \end{aligned} \right] / V_0;$$

$$A_{14} = -A_{12}V_0;$$

$$A_{21} = J_{SO};$$

$$A_{22} = \left[\begin{aligned} &(k_{l1} + k_{r1} - P_{kl1} + P_{fl1} - P_{kr1} + P_{fr1})(L - l_t + D - d)^2 + \\ &+ (P_{kl2} - P_{fl2} + P_{kr2} - P_{fr2} - k_{l2} - k_{r2})(l_t - D + d)^2 \end{aligned} \right] / V_0;$$

$$A_{23} = -A_{13}V_0; \quad A_{24} = A_{13};$$

$$f_{11} = k_{l1} + k_{r1}; \quad f_{12} = R_X;$$

$$f_{21} = (k_{l1} + k_{r1} + P_{kl1} - P_{fl1} + P_{kr1} - P_{fr1})(L - l_t + D - d);$$

$$f_{22} = M_R - R_X(a + d) + (P_{kl1} - P_{fl1} + P_{kl2} - P_{fl2})b - (P_{kr1} - P_{fr1} + P_{kr2} - P_{fr2})(K - b).$$

Значення сили R_X і моменту M_R , які входять в систему рівнянь (2.140), залежатимуть від кута Ω повороту нижніх тяг навісного пристрою ширококоліїного агрозасобу. З урахуванням малості кутових зміщень його навісного пристрою (див. рис. 1) маємо:

$$\begin{aligned} R_X &= R[\varepsilon \pm (1 - c/l) \cdot \Omega], \\ M_R &= R(d_0 + D - d)[\varepsilon \pm (1 - c/l) \cdot \Omega], \end{aligned} \quad (2.141)$$

де ε – кут між напрямком сили тяги агрозасобу і поздовжньою віссю симетрії його технологічної частини (див. рис. 2.56);

Ω – кут повороту нижніх тяг навісного пристрою агрозасобу (див. рис. 2.56);

d_0 – відстань в поздовжньому напрямку від точки прикладання тягового навантаження до миттєвого центру повороту навісного пристрою агрозасобу (див. рис. 2.56);

c, l – конструктивні параметри навісного пристрою агрозасобу (див. рис. 2.56).

В залежностях (2.141) вибір знака із запропонованого запису « \pm » визначено відповідністю напрямку кутів ε і Ω . Так знак « $-$ » приймається тоді, коли зазначені кути м.-г. знаряддя в процесі роботи агрозасобу змінюються в протифазі. У разі синфазної їх зміни приймається знак « $+$ ».

Тоді, з урахуванням залежностей (2.141) математична модель руху ширококоліїного агрозасобу в горизонтальній площині прийме наступний вид:

$$\left. \begin{aligned} A_{11} \ddot{X}_S + A_{12} \dot{X}_S + A_{13} \dot{\varphi} + A_{14} \varphi &= f_{11} \cdot \alpha + f_{12} \cdot \Omega + f_{13}; \\ A_{21} \ddot{\varphi} + A_{22} \dot{\varphi} + A_{23} \varphi + A_{24} \dot{X}_S &= f_{21} \cdot \alpha + f_{22} \cdot \Omega + f_{23}, \end{aligned} \right\} \quad (2.142)$$

де $A_{11} = M_T + M_R$;

$A_{12} = (k_{l1} + k_{l2} + k_{r1} + k_{r2} - P_{kl1} + P_{fl1} - P_{kr1} + P_{fr1} - P_{kl2} + P_{fl2} - P_{kr2} + P_{fr2})/V_0$;

$A_{13} = \left[(k_{l1} + k_{r1} - P_{kl1} + P_{fl1} - P_{kr1} + P_{fr1})(L - l_t + D - d) + (P_{kl2} - P_{fl2} + P_{kr2} - P_{fr2} - k_{l2} - k_{r2})(l_t - D + d) \right] / V_0$;

$A_{14} = -A_{12}V_0$;

$$A_{21} = J_{SO};$$

$$A_{22} = \left[\begin{aligned} & (k_{l1} + k_{r1} - P_{kl1} + P_{fl1} - P_{kr1} + P_{fr1}) \cdot (L - l_t + D - d)^2 + \\ & + (P_{kl2} - P_{fl2} + P_{kr2} - P_{fr2} - k_{l2} - k_{r2}) \cdot (l_t - D + d)^2 \end{aligned} \right] / V_0;$$

$$A_{23} = -A_{13} \cdot V_0;$$

$$A_{24} = A_{13};$$

$$f_{11} = k_{l1} + k_{r1};$$

$$f_{12} = R \cdot (1 - c / l);$$

$$f_{13} = R \cdot \varepsilon;$$

$$f_{21} = (k_{l1} + k_{r1} + P_{kl1} - P_{fl1} + P_{kr1} - P_{fr1})(L - l_t + D - d);$$

$$f_{22} = R \cdot (1 - c / l) \cdot (d_0 + D - a - 2d) + (P_{kl1} - P_{fl1} + P_{kl2} - P_{fl2}) \cdot b - \\ - (P_{kr1} - P_{fr1} + P_{kr2} - P_{fr2}) \cdot (K - b);$$

$$f_{23} = R(d_0 + D - a - 2d)\varepsilon.$$

Застосувавши перетворення $d/dt = s$, отримаємо математичну модель плоско-паралельного руху ширококолісного агрозасобу в горизонтальній площині в операторній формі записи:

$$\left. \begin{aligned} K_{11} \cdot X_S(s) + K_{12} \cdot \varphi(s) &= F_{11} \cdot \alpha(s) + F_{12} \cdot \Omega(s) + F_{13}(s); \\ K_{21} \cdot X_S(s) + K_{22} \cdot \varphi(s) &= F_{21} \cdot \alpha(s) + F_{22} \cdot \Omega(s) + F_{23}(s), \end{aligned} \right\} \quad (2.143)$$

де $K_{11} = A_{11}s^2 + A_{12}s$; $K_{12} = A_{13}s + A_{14}$; $K_{21} = A_{24}s$; $K_{22} = A_{21}s^2 + A_{22}s + A_{23}$;

$F_{11} = f_{11}$; $F_{12} = f_{12}$; $F_{13} = f_{13}$; $F_{21} = f_{21}$; $F_{22} = f_{22}$; $F_{23} = f_{23}$;

$d/dt = s$ – оператор диференціювання.

У математичній моделі (2.143) вхідними величинами є кут α повороту керованих коліс трактора (керуючий вплив) і кут Ω повороту навісного пристрою з технологічною частиною в горизонтальній площині (збурюючий вплив).

Вихідними величинами математичної моделі (2.143) є поперечні зміщення X_S ширококолісного агрозасобу і його курсовий кут φ .

Керованість руху в цьому випадку оцінимо так само за допомогою відповідних амплітудних і фазових частотних характеристик. Для цього

складемо передаточну функцію $W^\alpha(s)$, яка описує зміну курсового кута φ агрозасобу при зміні кута α повороту його коліс. Відповідно до системи рівнянь (2.143) вона матиме вид:

$$W^\alpha(s) = \frac{C_{1\alpha}s + C_{0\alpha}}{s(B_2s^2 + B_1s + B_0)}, \quad (2.144)$$

$$\text{де } C_{1\alpha} = A_{11}f_{21};$$

$$C_{0\alpha} = A_{12}f_{21} - A_{24}f_{11};$$

$$B_2 = A_{11}A_{21};$$

$$B_1 = A_{12}A_{21} + A_{11}A_{22};$$

$$B_0 = A_{12}A_{22} + A_{11}A_{23} - A_{13}A_{24}.$$

В якості фізичного об'єкту досліджень плоско-паралельного руху ширококолісного агрозасобу в горизонтальній приймемо агрозасіб ТДАТУ.

Аналіз математичного моделювання показав (рис. 2.57 і рис. 2.58), що керованість агрозасобу ТДАТУ при швидкості його руху 2 м/с мало залежить від зміни відстані від осі, яка проходить через точки кріплення нижніх тяг навісного пристрою, до миттєвого центру повороту (точка S_0) відносно центру мас (точка S_T).

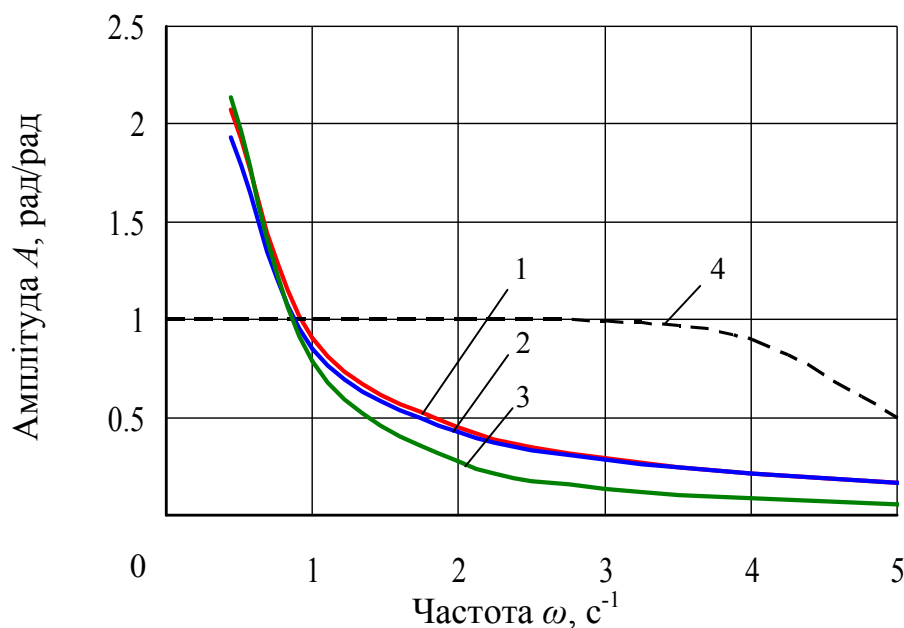


Рис. 2.57 – Амплітудно-частотні характеристики відпрацювання агрозасобом ТДАТУ керуючого впливу при різному співвідношенні параметрів d і D :

1 – $d < D$; 2 – $d = D$; 3 – $d > D$; 4 – ідеальна характеристика

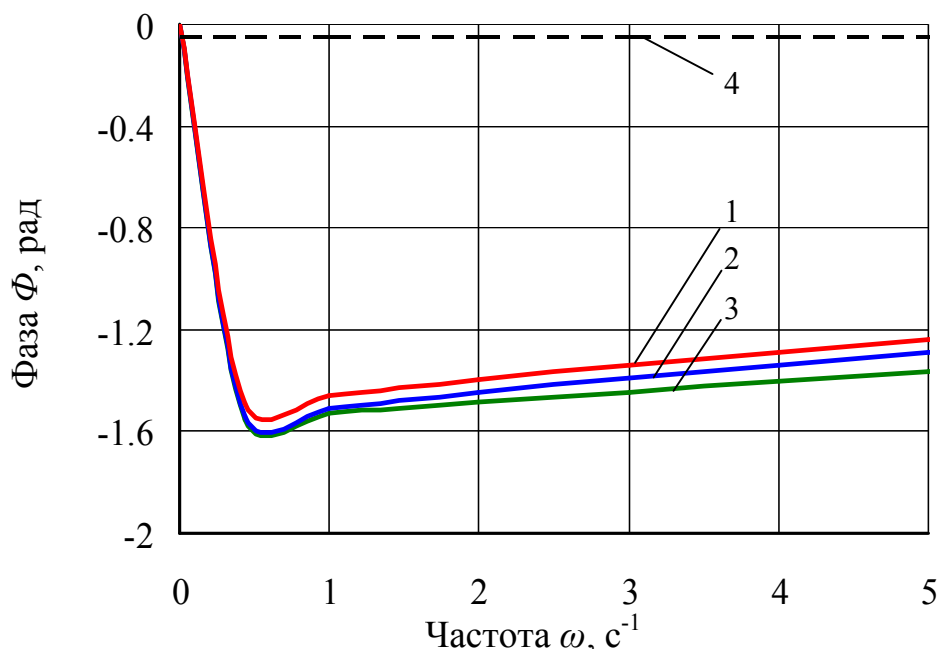


Рис. 2.58 – Фазово-частотні характеристики відпрацювання агрозасобом ТДАТУ керуючого впливу при різному співвідношенні параметрів d і D :
 1 – $d < D$; 2 – $d = D$; 3 – $d > D$; 4 – ідеальна характеристика

З аналізу розрахованих амплітудно-частотних характеристик (див. рис. 2.57) випливає, що на низьких частотах (до $0,8...0,9 \text{ с}^{-1}$) коливань кута α повороту передніх коліс трактора при можливих варіантах співвідношення параметрів d і D маємо суттєве перерегулювання, а на більших частотах – навпаки недорегулювання динамічною системою керуючого впливу. При цьому бажана частота коливань кута α повороту передніх коліс агрозасобу знаходиться на рівні $0,8...0,9 \text{ с}^{-1}$, де значення коефіцієнта посилення вхідного керуючого впливу близько до одиниці.

Найбільш гірші амплітудні і фазові частотні характеристики відпрацювання динамічною системою керуючого впливу (див. рис. 2.57 і рис. 2.58) спостерігаються у варіанті конструктивного виконання навісного пристрою агрозасобу, за яким $d > D$. Оскільки в робочому діапазоні частот зазначені характеристики найбільш віддалені від ідеальних. А найбільш бажані амплітудні і фазові частотні характеристики відпрацювання динамічною системою керуючого впливу спостерігаються за варіантом $d < D$.

У цьому випадку в робочому діапазоні частот зазначені характеристики найбільш наближені до ідеальних.

В цілому ж спостерігається наступна тенденція: для забезпечення задовільної керованості ширококолісного агрозасобу ТДАТУ при швидкості його руху 2 м/с частота коливань кута повороту його коліс має становити $0,8...0,9 \text{ с}^{-1}$. В іншому випадку амплітудні і фазові частотні характеристики відпрацювання динамічною системою керуючого впливу наближаються до ідеальних лише тоді, коли миттєвий центр повороту навісного пристрою агрозасобу знаходиться в зоні центру його мас.

Запізнення реакції ширококолісного агрозасобу на керуючий вплив, як це впливає з аналізу фазово-частотних характеристик (див. рис. 2.58), тим менше, чим менше значення конструктивного параметру d . Інша справа, що різниця між отриманими фазово-частотними характеристиками не значна і взагалі проявляється тільки на частотах керуючого впливу більших за $0,8...0,9 \text{ с}^{-1}$.

Для проведення теоретичних досліджень стійкість руху ширококолісного агрозасобу оцінимо в його здатності протистояти збуренню, представленого кутом Ω повороту навісного пристрою в горизонтальній площині.

Передаточна функція $W^\beta(s)$, яка відображає міру зміни курсового кута агрозасобу від величини Ω , відповідно до системи рівнянь (2.143), матиме вид:

$$W^\beta(s) = \frac{C_{1\beta}s + C_{0\beta}}{s(B_2s^2 + B_1s + B_0)}, \quad (2.145)$$

$$\text{де } C_{1\beta} = A_{11}f_{22};$$

$$C_{0\beta} = A_{12}f_{22} - A_{24}f_{12}.$$

Як показує аналіз розрахункових амплітудно-частотних характеристик (рис. 2.59 і рис. 2.60), зі збільшенням відстані від осі, яка проходить через точки кріплення нижніх тяг навісного пристрою, до миттєвого центру повороту ширококолісного агрозасобу (конструктивний параметр d)

амплітудно-частотні характеристики відпрацювання їм збурення у вигляді коливань технологічної частини в горизонтальній площині небажано зростають. Але більш-менш істотним цей процес проявляється тільки на малих частотах коливань кута Ω ($0,5 \dots 1,3 \text{ c}^{-1}$).

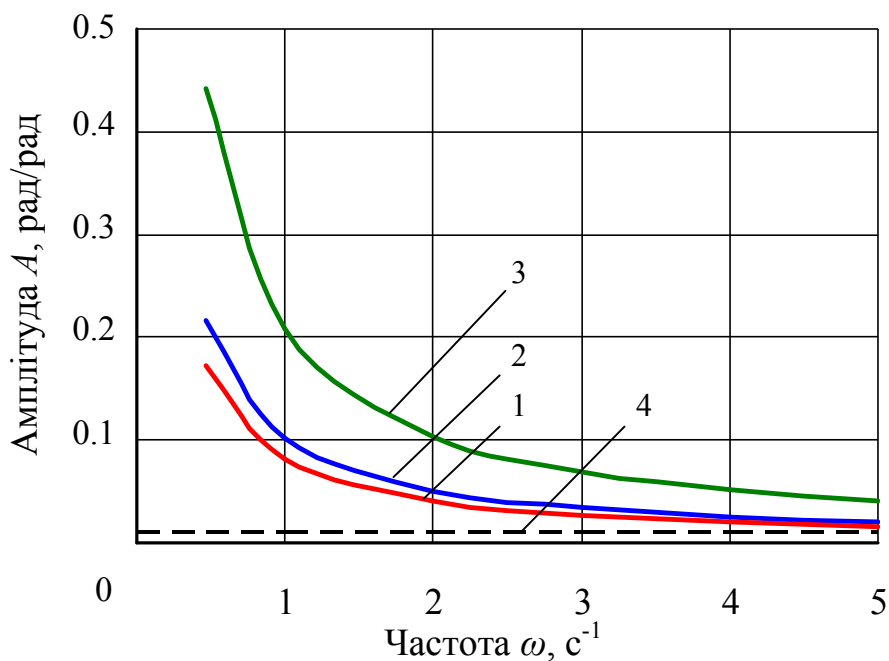


Рис. 2.59 – Амплітудно-частотні характеристики відпрацювання агрозасобом ТДАТУ коливань кута повороту його технологічної частини при різному співвідношенні параметрів d і D :

1 – $d < D$; 2 – $d = D$; 3 – $d > D$; 4 – ідеальна характеристика

Слід зазначити, що і реакція ширококолієного агрозасобу на збурення при цьому хоч і менш інтенсивно, але все ж небажано зменшується (рис. 2.60).

З точки зору відпрацювання динамічною системою збурювального впливу найбільш бажаний варіант співвідношення розглянутих конструктивних параметрів ширококолієного агрозасобу, за якими $d > D$. При такому його конструктивному виконанні миттєвий центр повороту навісного пристрою повинен перебувати в зоні центру мас агрозасобу.

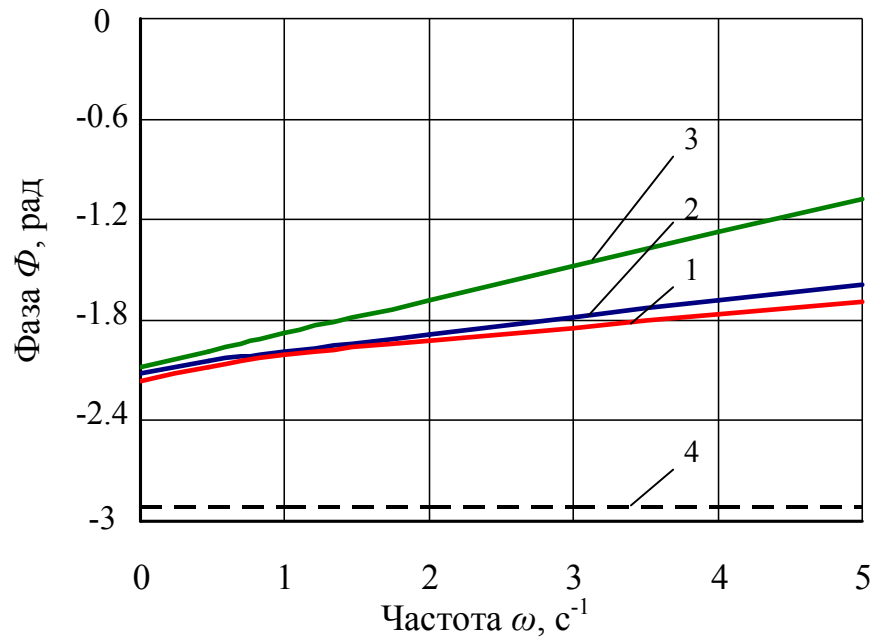


Рис. 2.60 – Фазово-частотні характеристики відпрацювання агрозасобом ТДАТУ коливань кута повороту його технологічної частини при різному співвідношенні параметрів d і D :

1 – $d < D$; 2 – $d = D$; 3 – $d > D$; 4 – бажана характеристика

Вказану умову конструктивного виконання ширококолісного агрозасобу можна забезпечити за таким кутом γ збіжності нижніх тяг його навісного пристрою, за яким миттєвий центр повороту останнього буде знаходитися в зоні центру мас агрозасобу. Практично це може бути досягнуто шляхом установки необхідної величини c (див. рис. 2.56). У разі рівності параметрів $d = D$ величина c за рис. 2.56 повинна бути рівною:

$$c = l \cdot \left(1 - \frac{2h}{\sqrt{l^2 + 4D^2}} \right). \quad (2.146)$$

При цьому кут γ збіжності нижніх тяг навісного пристрою ширококолісного агрозасобу повинен бути рівний:

$$\gamma = 2 \cdot \arctg\left(\frac{l}{2D}\right). \quad (2.147)$$

Аналіз залежностей (2.146) і (2.147) для навісних пристроїв категорій 4N і 4 по ISO 730:2009 показав, що зі збільшенням відстані D від осі, яка проходить через точки кріплення нижніх тяг до його центру мас необхідне збільшення довжини s змінюється не пропорційно (рис. 2.61). Так само не пропорційно при цьому зменшується і кут γ збіжності нижніх тяг. В цілому ж при збільшенні довжини D від 0,6 до 2,6 м, відстань s зменшується до 0,02 м, що практично відповідає повному зближенню нижніх тяг навісного пристрою агрозасобу в одну точку. При цьому кут γ збіжності нижніх тяг сягає 85 град.

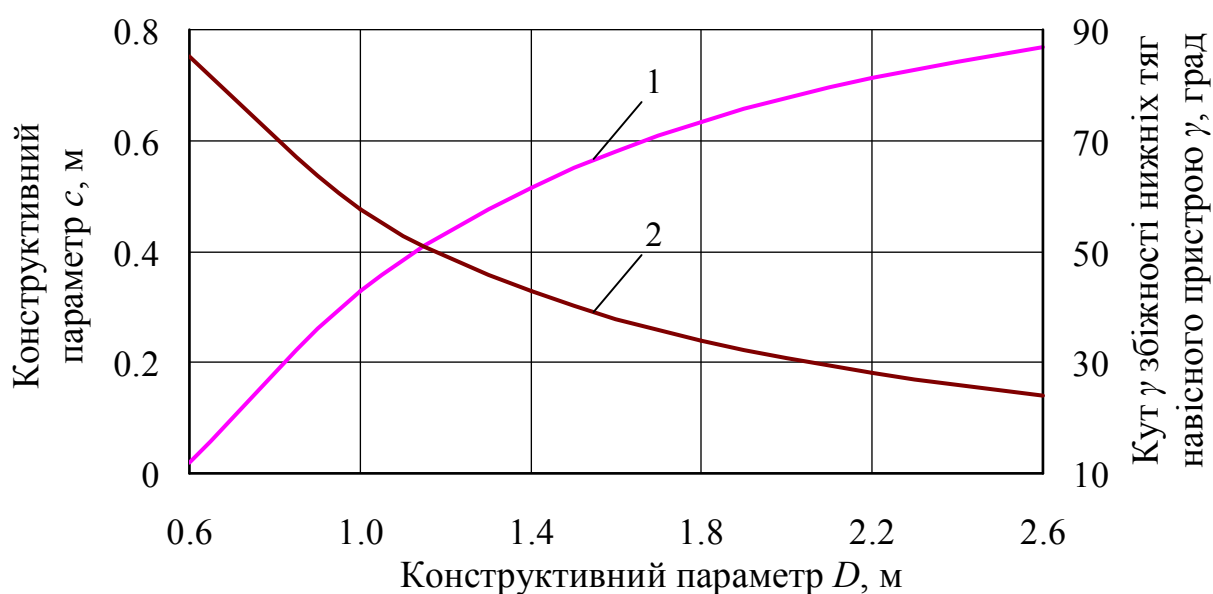


Рис. 2.61 – Залежність відстані s між точками кріплення нижніх тяг навісного пристрою ширококолісного агрозасобу (1) і кута γ збіжності його нижніх тяг (2) від відстані D до центру його мас

Проведеними дослідження встановлено, що для забезпечення достатньої кутової рухливості технологічної частини ширококолісного агрозасобу відносно його остова необхідна відстань між точками кріплення нижніх тяг навісного пристрою визначена відстанню до його центру мас. При цьому, близькість розташування навісного пристрою до центру мас ширококолісного агрозасобу призводить до того, що відстань між точками

кріплення нижніх тяг має бути настільки малою, що відповідає повному їх зведенню в одну точку. Тому, з позиції проектування універсального навісного пристрою для ширококоліїних агрозасобів слід передбачити можливість його налаштування, як за трьокрапковою, так і за двохкрапковою схемами.

З точки зору відпрацювання ширококоліїним агрозасобом керуючого (кут повороту керованих коліс) і збурювального (кут повороту навісного пристрою в горизонтальній площині) впливів проведені дослідження показали, що найбільш бажаний такий варіант налаштування його навісного пристрою, за яким миттєвий центр повороту, утворений променями збіжності його нижніх тяг, має знаходитися в зоні центру мас агрозасобу.

Для забезпечення задовільної керованості агрозасобу конструкції ТДАТУ при відпрацюванні ним збурювального впливу, яким є поворот навісного механізму з технологічною частиною в горизонтальній площині, при швидкості його руху 2 м/с частота коливань кута повороту його коліс має становити $0,8...0,9 \text{ с}^{-1}$. В іншому випадку амплітудні і фазові частотні характеристики відпрацювання динамічною системою керуючого впливу наближаються до ідеальних тільки тоді, коли миттєвий центр повороту навісного механізму агрозасобу знаходиться в зоні центра його мас.

Розміщення навісного механізму агрозасобу з його технологічною частиною повинно бути якомога близьким до його центра мас. Тільки в цьому випадку амплітудно- і фазово-частотні характеристики відпрацювання агрозасобом кута повороту навісного пристрою з технологічною частиною в горизонтальній площині наближає їх до ідеальних. Але практично ця відстань стає настільки малою, що відповідає зближенню нижніх тяг на відстань 0,02 м при куті їх збіжності – 85 град. Тому, з позиції проектування універсального навісного пристрою для ширококоліїних агрозасобів слід передбачити можливість його налаштування, як за різними схемами.

2.6. Моделювання поперечних зміщень робочих органів ширококолісного агросасобу

Мета дослідження полягає у встановленні та аналізі залежностей впливу конструктивних і кінематичних параметрів ширококолісного агросасобу на величину поперечних зміщень робочих органів агрегованих з ним машин та знарядь, що дозволить обґрунтувати величину захисної зони для культурних рослин, виходячи за умов щонайменшої ймовірності їх пошкоджуваності.

Оскільки характер траєкторії слідів постійної технологічної колії буде залежати від якості її формування, зокрема, спеціальними робочими органами (див. розділ 1 даної роботи), які, звісно, слід розміщувати попереду передніх коліс агросасобу, то спочатку розглянемо кінематичні параметри агросасобу в складі вказаних знарядь (рис. 2.62).

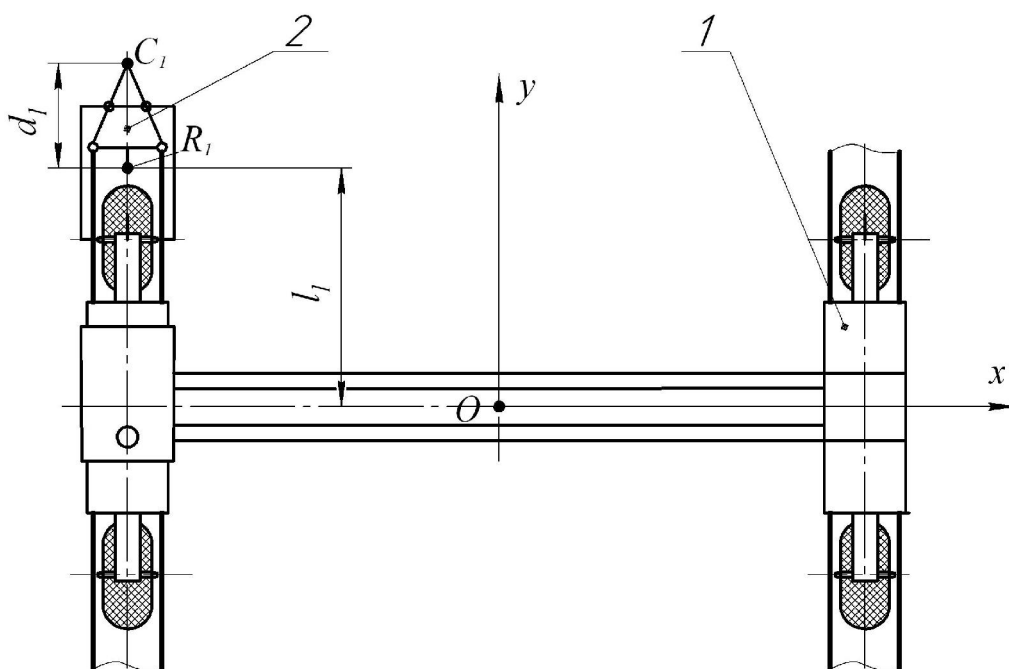


Рис. 2.62 – Схема ширококолісного агросасобу (1) в складі знаряддя (2) для прокладання постійної технологічної колії

На побудованій схемі (див. рис. 2.62) позначимо кінематичний центр агрозасобу (точка O), центр опору знаряддя I для прокладання постійної технологічної колії (точка R_I). Відстань між кінематичним центром агрозасобу і центром опору знаряддя позначимо конструктивним параметром l_I .

Знаряддя I для прокладання постійної технологічної колії в процесі своєї роботи здійснює кутові рухи навколо миттєвого центру повороту (точка C_I , див. рис. 2.62). Внаслідок вказаних його кутових рухів і поступальної швидкості агрозасобу траєкторія сформованої технологічної колії апіорі є не прямолінійною, а з певними періодичними амплітудами її відхилення від уявної прямої лінії. При наступних робочих рухах агрозасобу по «нерівним» слідам постійної технологічної колії внаслідок його власних поперечних та кутових зміщень амплітуди вказаних відхилень можуть накладатися одна на одну. В такому випадку неминуче може виникнути небажане пошкодження робочими органами агрозасобу культурних рослин.

За умови неможливості пошкодження культурних рослин робочими органами агрозасобу внаслідок його кутових зміщень з кінематичної точки зору постає питання оптимальної зони розміщення знаряддя для прокладання постійної технологічної колії, зокрема його відстані від кінематичного центра агрозасобу.

Для більш детального аналізу можливості виникнення вказаної проблеми далі розглянемо основні фактори з кінематичної точки зору, що впливають на поперечне зміщення знаряддя для прокладання постійної технологічної колії і робочих органів ширококолійного агрозасобу, який рухається по слідах сформованої постійної технологічної колії. Для цього побудуємо схему поперечних зміщень агрозасобу при кінематичному способі його управління шляхом повороту передніх коліс і його робочих органів (рис. 2.63).

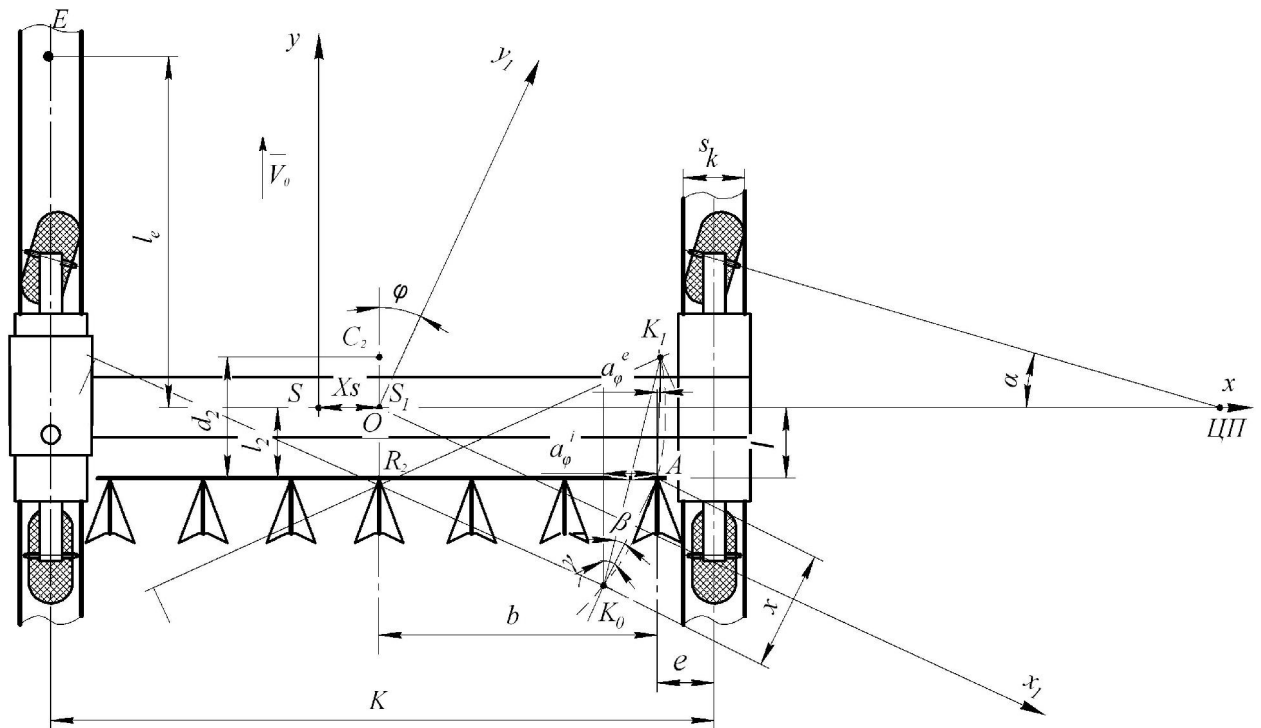


Рис. 2.63 – Схема поперечних зміщень агрозасобу і його робочих органів (розглянуто на прикладі правого крайнього органу)

Внаслідок керуючої дії на агрозасіб він в процесі власного руху здійснює повороти навколо центру повороту (на рис. 2.63 позначено точкою «ЦП»). Оскільки кількість кінематичних параметрів ширококолісного агрозасобу велика і межі їх варіювання великі, то для дослідження спочатку складемо математичну модель, яка виражає величину амплітуди взаємного відхилення траєкторій постійної технологічної колії і робочих органів. Щоб виключити вплив стежувально-керуючої системи, модель складалася для випадку ідеального копіювання точкою стеження заданої траєкторії знаряддя для прокладання слідів постійної технологічної колії. Це дозволило змодельовати рух агрозасобу при прокладанні слідів постійної технологічної колії і робочий рух як одного багатоланкового шарнірно зчленованого транспортного засобу.

Положимо, що в реальних умовах вказані траєкторії представляють собою періодичні коливання, які можна виразити сумою кінцевого числа синусоїд:

$$X = \sum_{i=1}^n A_i \cdot \sin\left(\frac{2\pi}{T_i} y + \varphi_i\right), \quad (2.148)$$

де A_i, T_i, φ_i – відповідно амплітуда, період і фаза поперечних коливань робочих органів на i -тої частоті;

n – кількість інтервалів в смузі пропускання частот ширококоліїного агрозасобу;

y – довжина пройденого шляху.

Якщо припустити, що спектри частот траєкторій постійної технологічної колії і робочого руху ширококоліїного агрозасобу співпадають, то при накладанні траєкторій їх робочих органів взаємне відхилення останніх можна виразити залежністю (2.148) із зміною значень амплітуд і фаз. Поперечні зміщення робочих органів від заданого напрямку руху кінематичного центра агрозасобу (т. O , див. рис. 2.62), при прокладанні слідів постійної технологічної колії по синусоїді A_{0i} і періодом T_i можна виразити залежностями:

$$X_{ii} = A_{0i} \frac{T_i^2 + 4\pi^2(l_1 + d_1)d_1}{T_i^2 + 4\pi^2d_1^2} \sin\left(\frac{2\pi}{T_i}(y - l_1)\right) + A_{0i} \frac{2\pi T_i l_1}{T_i^2 + 4\pi^2d_1^2} \cos\left(\frac{2\pi}{T_i}(y - l_1)\right); \quad (2.149)$$

$$\begin{aligned} X_{2i} = & \frac{A_{0i} T_i^2}{(T_i^2 + 4\pi^2 d_1^2)(T_i^2 + 4\pi^2 l_e^2)(T_i^2 + 4\pi^2 d_2^2)} \cdot \\ & \cdot \left\{ (T_i^2 + 4\pi^2(l_1 + d_1)d_1) \cdot (T_i^2 + 4\pi^2(l_e l_2 + l_2 d_2 + d_2^2)) \pm \right. \\ & \pm 4\pi^2 l_1 ((l_e - l_2) T_i^2 + 4\pi^2 l_e d_2 (l_2 + d_2)) \left. \right\} \sin\left(\frac{2\pi}{T_i}(y - l_1 \pm l_e \mp l_2)\right) + \\ & + 2\pi \left\{ l_1 T_i [T_i^2 + 4\pi^2(l_e l_2 + l_2 d_2 + d_2^2)] \pm \right. \\ & \left. \pm [T_i^2 + 4\pi^2(l_1 + d_1)d_1] \cdot \left[T_i(l_2 - l_e) - \frac{4\pi^2 l_e d_2}{T_i}(l_2 + d_2) \right] \right\} \cos\left(\frac{2\pi}{T_i}(y - l_1 \pm l_e \mp l_2)\right), \end{aligned} \quad (2.150)$$

де l_1 і d_1 – поздовжні відстані від центра опору R_1 знаряддя для прокладання постійної технологічної колії до кінематичного центра агрозасобу і миттєвого центра повороту C_1 (див. рис. 2.62);

l_2 і d_2 – поздовжні відстані від центра опору R_2 робочих органів до кінематичного центра агрозасобу і миттєвого центра повороту C_2 (див. рис. 2.63);

l_e – поздовжня відстань від центра стеження E за траєкторією робочого руху агрозасобу до його кінематичного центра (див. рис. 2.63).

В формулі (3) подвійний знак « \pm » або « \mp » враховує напрям робочого руху агрозасобу: верхній знак – по ходу прокладання постійної технологічної колії, нижній – проти ходу.

Величина взаємного відхилення траєкторій постійної технологічної колії і робочих органів ширококолійного агрозасобу, яка прийнята за цільову функцію, матиме вид:

$$\Delta X_i = X_{2i} - X_{1i} \rightarrow \min. \quad (2.151)$$

Задача оптимізації на кожній i -тої частоті коливань і прийнятому напрямку робочого руху ширококолійного агрозасобу зводиться до підбору декількох варіантів співвідношень параметрів l_1, l_2, d_1, d_2, l_e , які забезпечать мінімізацію ΔX_i . Значення періодів T_i обираються в смузі пропускання частот ширококолійного агрозасобу з рівним шагом $\Delta T_i = 10$ м, тобто $T_1 = 10$ м, $T_2 = 20$ м і т.п. Врахування коливань з періодом більшим за 50 м не має сенсу, оскільки такі траєкторії практично можна вважати прямолінійними.

Результати чисельних розрахунків в середовищі Mathcad наведені в табл. 2.4.

З аналізу табл. 2.4 випливає, що з кінематичної точки зору оптимальна зона розміщення знаряддя для прокладання постійної технологічної колії і робочих органів зосереджена на мінімально можливій поздовжній відстані від кінематичного центра агрозасобу. Оптимальна поздовжня відстань від кінематичного центра агрозасобу до точки стеження за траєкторією руху складає 3...4 м.

Таблиця 2.4 – Значення кінематичних параметрів ширококолійного агрозасобу і взаємного відхилення траєкторій постійної технологічної колії і робочих органів

Напрямок робочого руху	Кінематичні параметри, м					Взаємне відхилення траєкторій постійної технологічної колії і робочих органів, м, при коливаннях з періодом T_i , рівним, м:				
	l_1	d_1	l_2	d_2	l_e	10	20	30	40	50
Прямий	0	0	0	0	4	0,0004	0,0004	0,0004	0,0004	0,0004
	2	1	2	1	4	0,182	0,035	0,011	0,005	0,003
	2	20	2	1	4	0,156	0,095	0,064	0,046	0,036
	4	50	3	0	3	0,095	0,153	0,119	0,094	0,076
Зворотній	0	0	0	0	4	0,0004	0,0004	0,0004	0,0004	0,0004
	2	1	2	1	4	0,182	0,035	0,011	0,005	0,003
	2	20	2	1	4	0,156	0,095	0,064	0,046	0,036
	4	50	3	0	3	0,095	0,153	0,119	0,094	0,076

Якщо розміщення знаряддя для прокладання постійної технологічної колії віддалено від кінематичного центра агрозасобу, то його кріплення доцільно здійснювати жорстке. При цьому для самих робочих органів – навпаки не жорстке, а розміщення їх центра опору повинно бути на мінімально-можливій відстані від знаряддя для прокладання постійної технологічної колії.

Далі складемо математичні залежності, що дозволять визначити допустимі межі поперечних зміщень робочих органів ширококолійного агрозасобу і обґрунтувати величину захисної зони, виходячи за умов відсутності пошкоджуваності рослин. Для цього врахуємо те, що загальне зміщення окремо взятого робочого органу складається із зміщення X_s центра агрозасобу (т. S) від заданого напрямку руху і його самого зміщення за рахунок кутового відхилення (див. рис. 2.63).

Поперечні зміщення центра ширококолійного агрозасобу відбувається, як це було докладно викладено нами у роботі раніше, в результаті одночасної

дії багатьох незалежних змінних факторів. В процесі проведення експериментальних досліджень ширококоліїного агрозасобу ТДАТУ встановлено, що характер цих зміщень погоджується з нормальним законом розподілу. Поперечні зміщення робочих органів за рахунок кутових поворотів агрозасобу залежать від величини останніх, які весь час змінюються, і параметрів, що характеризують їх розміщення.

З теорії ймовірності відомо, що наявність у загальній сукупності незалежних змінних факторів, які діють на протікання одного з превалюючих процесів, може привести до невідповідності закону нормального розподілу. Саме такий випадок має місце при поперечному зміщенні робочого органу, де постійно діючим фактором на протікання процесу є параметр, який характеризує розміщення його в агрегаті.

Положимо, що криві 1 і 2 (рис. 2.64) характеризують щільність розміщення ймовірності зміщень окремо узятото робочого органу ширококоліїного агрозасобу від заданого напрямку руху $Y_t - Y_t$ і розміщення рослин відносно осі рядка $Y_r - Y_r$. Відрізок Z є зоною можливого знаходження робочого органу з деякою ймовірністю $p(X_{rz})$ і знаходження рослин з імовірністю $p(X_{rz})$.

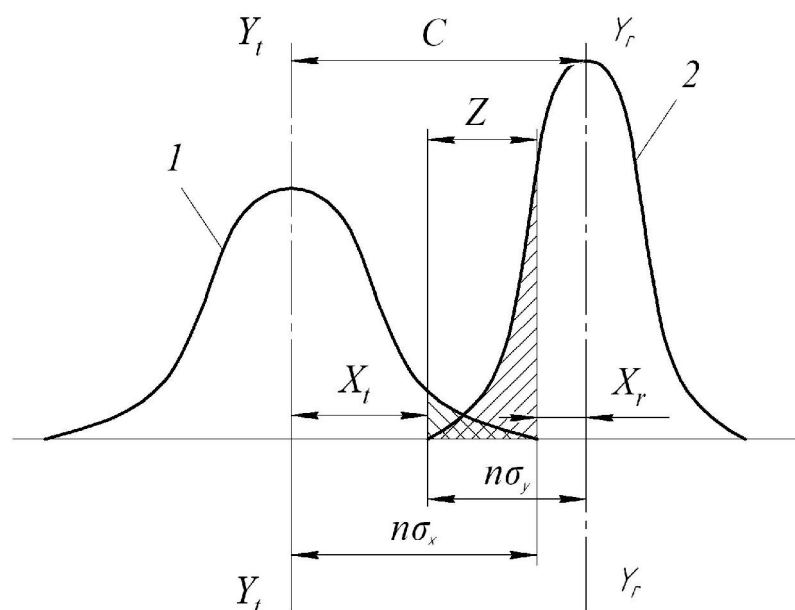


Рис. 2.64 – Схема щільності ймовірності зміщень робочого органу від заданого напрямку руху 1 і розміщення рослин відносно осі рядка 2

Тоді ймовірність пошкодження рослин $p(D_z)$ у зоні Z може бути визначена на основі теореми множення ймовірності [236-239]:

$$p(D_z) = p(X_{iz} \cdot X_{rz}) = p(X_{iz}) \cdot p(X_{rz}). \quad (2.152)$$

Якщо захисна зона C достатньо велика, так що криві 1 і 2 (див. рис. 2.64) не перетинаються, то зона Z відсутня і пошкодження рослин за рахунок підрізання робочим органом не буде. З рис. 2.64 знаходимо значення меж для X_{1t} і X_{1r} зони Z :

$$\begin{aligned} X_{1t} &= C - n\sigma_{Xr}, \\ X_{1r} &= C - n\sigma_{Xt}, \end{aligned} \quad (2.153)$$

де σ_{Xt} і σ_{Xr} – середньоквадратичне відхилення робочого органу і розміщення рослин;

$n\sigma_{Xt}$ і $n\sigma_{Xr}$ – межі відхилень, в яких з достатньою точністю величина n може бути прийнята рівною 3;

C – величина захисної зони.

Ймовірність знаходження робочого органу $p(X_{iz})$ в зоні Z в загальному вигляді може бути виражена через функцію розміщення $F(n\sigma_{Xt})$ і $F(X_{1t})$ і щільність ймовірності [238]:

$$p(X_{iz}) = p(X_{1t} < X_{iz} < n\sigma_{Xt}) = F(n\sigma_{Xt}) - F(X_{1t}) = \int_{-\infty}^{n\sigma_{Xt}} f(X_t) dx - \int_{-\infty}^{X_{1t}} f(X_t) dx. \quad (2.154)$$

Аналогічно представимо ймовірність розміщення рослин $p(X_{rz})$ у цій же зоні:

$$\begin{aligned} p(X_{rz}) &= p(-n\sigma_{Xr} < -X_{rz} < -X_{1r}) = F(-X_{1r}) - F(-n\sigma_{Xr}) = \\ &= \int_{-\infty}^{-X_{1r}} f(X_r) dx - \int_{-\infty}^{-n\sigma_{Xr}} f(X_r) dx. \end{aligned} \quad (2.155)$$

Підставляючи (2.154) і (2.155) в (2.152) та враховуючи вирази (2.153) отримаємо ймовірність пошкодження рослин, що виражене через щільність ймовірності відхилень робочого органу і розміщення рослин:

$$p(D_z) = \left[\int_{-\infty}^{n\sigma_{Xt}} f(X_t) dx - \int_{-\infty}^{C-n\sigma_{Xr}} f(X_t) dx \right] \cdot \left[\int_{-\infty}^{-(C-n\sigma_{Xt})} f(X_r) dx - \int_{-\infty}^{-n\sigma_{Xr}} f(X_r) dx \right]. \quad (2.156)$$

При нормальному законі розміщення скориставшись відомою залежністю нормованої щільності ймовірності [238] і вводячи умовні позначення інтегральних функцій рівняння (2.156) прийме вигляд:

$$p(D_z) = \left[F(n)_{X_t} - F\left(\frac{C - n\sigma_{X_r}}{\sigma_{X_t}}\right) \right] \cdot \left[F(n)_{X_r} - F\left(\frac{C - n\sigma_{X_t}}{\sigma_{X_r}}\right) \right], \quad (2.157)$$

$$\text{де } F(n)_{X_t} = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^n e^{-\frac{t_{X_t}^2}{2}} dt_{X_t},$$

$$F(n)_{X_r} = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^n e^{-\frac{t_{X_r}^2}{2}} dt_{X_r},$$

$$F\left(\frac{C - n\sigma_{X_r}}{\sigma_{X_t}}\right) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\frac{C - n\sigma_{X_r}}{\sigma_{X_t}}} e^{-\frac{t_{X_t}^2}{2}} dt_{X_t},$$

$$F\left(\frac{C - n\sigma_{X_t}}{\sigma_{X_r}}\right) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\frac{C - n\sigma_{X_t}}{\sigma_{X_r}}} e^{-\frac{t_{X_r}^2}{2}} dt_{X_r},$$

$$t_{X_t} = \frac{X_t}{\sigma_{X_t}}; dt_{X_t} = \frac{dx_t}{\sigma_{X_t}}; t_{X_r} = \frac{X_r}{\sigma_{X_r}}; dt_{X_r} = \frac{dx_r}{\sigma_{X_r}}.$$

Рівняння (2.257) справедливе для припущення, за яким розподіл зміщень робочих органів і розміщення рослин у рядку добре узгоджується з нормальним законом (законом Лапласа-Гаусса). Проте в зв'язку з тим, що для традиційних машинно-тракторних агрегатів «зовнішнє» і «внутрішнє» зміщення одного і того ж робочого органу нерівні між собою при однакових кутових протилежно спрямованих відхиленнях трактора [170], то і для ширококолісного агрозасобу ймовірно слід очікувати такий самий результат. Останнє не може не відбитися на характері розподілу всієї сукупності поперечних зміщень робочого органу ширококолісного агрозасобу.

За рис. 2.63 знаходимо, що кінематичне «внутрішнє» зміщення робочого органу (розглянемо т. А робочого органу) за рахунок кутового відхилення агрозасобу на кут φ , дорівнює:

$$\alpha_\varphi^i = x \cdot \sin(\gamma + \beta) = x \cdot (\sin \gamma \cdot \cos \beta + \cos \gamma \cdot \sin \beta), \quad (2.158)$$

де $x = K_0 A = AK_1$ – відхилення робочого органу;

γ – кут, що залежить від конструктивних параметрів агрозасобу (b, l);

β – кут, що залежить від величини кутового відхилення агрозасобу φ .

Аналогічно для зовнішнього зміщення робочого органу:

$$\alpha_{\varphi}^e = x \cos(\gamma + \beta) = x(\cos \gamma \cdot \cos \beta - \sin \gamma \cdot \sin \beta). \quad (2.159)$$

Виразивши величини правої частини рівнянь (2.158) та (2.159) через конструктивні параметри b і l агрозасобу, а також курсовий кут отримаємо такі залежності поперечних зміщень робочого органу:

$$\begin{aligned} \alpha_{\varphi}^i &= l \sin \varphi + b(1 - \cos \varphi); \\ \alpha_{\varphi}^e &= l \sin \varphi - b(1 - \cos \varphi), \end{aligned} \quad (2.160)$$

де b і l – відповідно відстань від поздовжньої і поперечної осі ширококолійного агрозасобу, яка проходить через його центр, до робочого органу.

Для крайнього робочого органу конструктивний параметр b в залежностях (2.160) пропорційний ширині колії ширококолійного агрозасобу, який із рис. 2.63 можна представити у такому вигляді:

$$2b_k = K - 2e, \quad (2.161)$$

де b_k – відстань від поздовжньої осі ширококолійного агрозасобу, яка проходить через його центр, до крайнього робочого органу;

K – величина колії ширококолійного агрозасобу;

e – ширина технологічної зони.

Положимо, що технологічна зона e за рис. 2.63 визначена шириною технологічної колії s_k і величиною захисної зони C :

$$e = 0,5s_k + C. \quad (2.162)$$

З урахуванням залежностей (2.161) і (2.162) рівняння (2.160) поперечних зміщень для крайнього робочого органу матимуть вигляд:

$$\begin{aligned} \alpha_{\varphi}^i &= l \cdot \sin \varphi + (0,5K - 0,5s_k - C)(1 - \cos \varphi); \\ \alpha_{\varphi}^e &= l \cdot \sin \varphi - (0,5K - 0,5s_k - C)(1 - \cos \varphi). \end{aligned} \quad (2.161)$$

Як впливає з одержаних рівнянь (2.161), внутрішнє і зовнішнє зміщення робочих органів не рівні між собою ($\alpha_\varphi^i \neq \alpha_\varphi^e$) при одному і тому ж кутовому відхиленні агрозасобу на величину φ .

Про величину кількісної зміни внутрішнього α_φ^i і зовнішнього α_φ^e зміщення крайнього робочого органу в залежності від кутового відхилення φ агрозасобу при різній величині його колії K можна спостерігати на рис. 2.65.

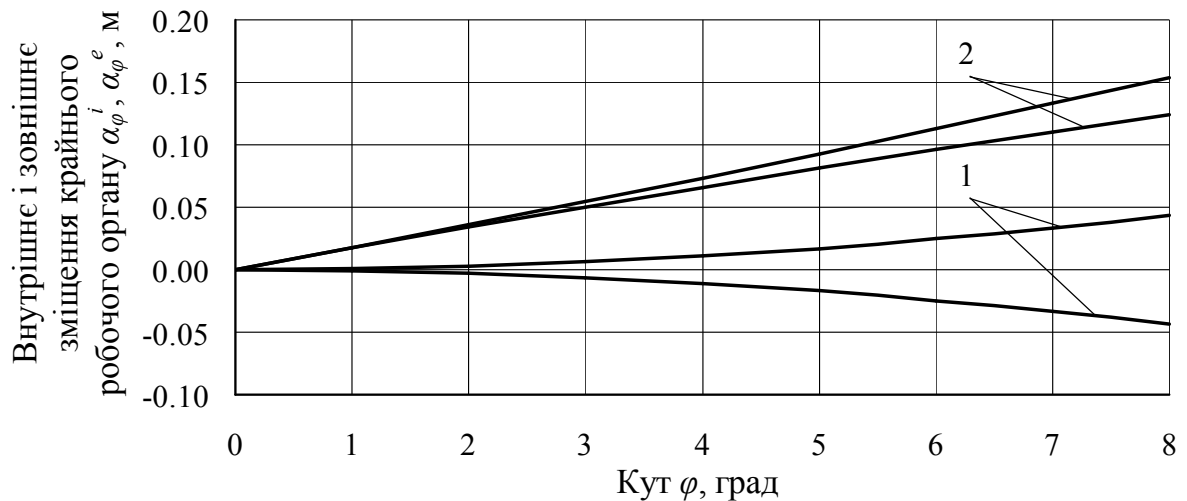


Рис. 2.65 – Внутрішнє α_φ^i (більше значення функції) і зовнішнє α_φ^e (менше значення функції) зміщення крайнього робочого органу в залежності від кутового відхилення φ агрозасобу при різній величині його колії:

$$1 - K = 3 \text{ м}; 2 - K = 9 \text{ м}$$

А в залежності від кутового відхилення φ агрозасобу при різній величині його конструктивного параметру l представлено на рис. 2.66.

З рис. 2.65 і рис. 2.66 випливає, що різниця у зміщеннях крайніх робочих органів зростає із збільшенням колії агрозасобу K , конструктивного параметра l і кута відхилення φ . При невеликих значеннях вказаних параметрів різниця зміщень незначна. Тому, для ширококоліїних агрозасобів слід урахувувати фактор різниці зміщень робочих органів (особливо крайніх), який позначається на асиметричності розподілу.

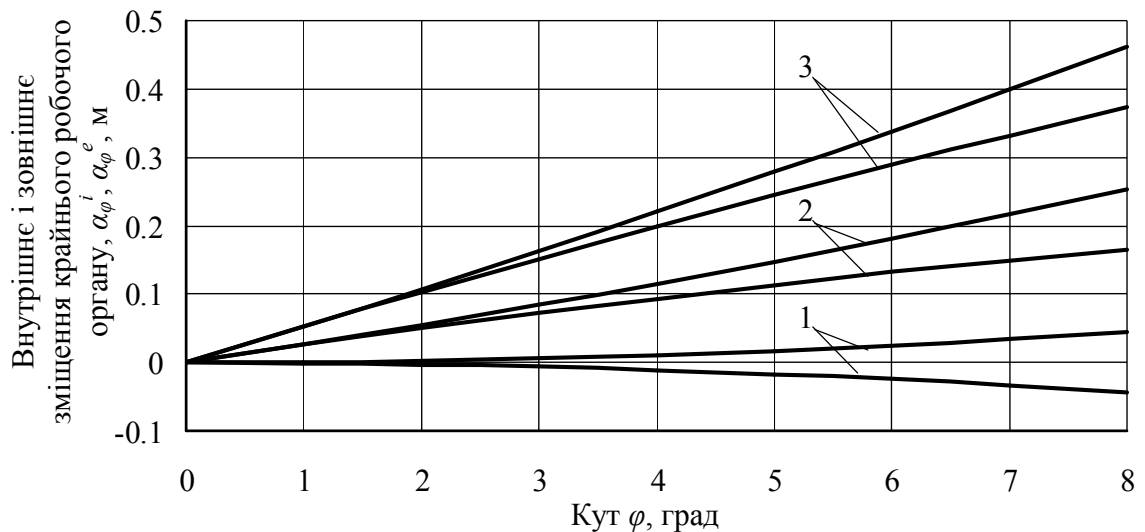


Рис. 2.66 – Внутрішнє α_φ^i (більше значення функції) і зовнішнє α_φ^e (менше значення функції) зміщення крайнього робочого органу в залежності від кутового відхилення φ агрозасобу при різній його віддаленості від кінематичного центра: 1 – $l = 0$ м; 2 – $l = 1,5$ м; 3 – $l = 3$ м

Отже, якщо одиничні зміщення робочого органу від заданого напрямку руху в протилежні сторони нерівні між собою, то і сукупності їх також не будуть рівними. В цьому не важко переконатися, якщо в правій частині рівнянь (2.161) замість одиничного значення кута φ підставити значення середньоквадратичного кутового відхилення агрозасобу. При цьому одержимо середньоквадратичне зміщення робочого органу, що відповідає середньоквадратичному кутівому відхиленню агрозасобу.

Застосування прийому простої зміни одиничних (випадкових) значень величин на середньоквадратичні у межах малих значень кутів φ цілком допустиме. Тому що зазначені рівняння являють при цій умові лінійну функцію і вдаватися до прийому її лінеаризації нема необхідності.

З урахуванням сказаного рівняння (15) матимуть вигляд:

$$\begin{aligned}\sigma_{\alpha_\varphi^i} &= l \sin \sigma_\varphi + b(1 - \cos \sigma_\varphi); \\ \sigma_{\alpha_\varphi^e} &= l \sin \sigma_\varphi - b(1 - \cos \sigma_\varphi),\end{aligned}\quad (2.162)$$

де $\sigma_{\alpha_\varphi^i}, \sigma_{\alpha_\varphi^e}$ – середньоквадратичні відхилення внутрішнього і зовнішнього зміщення робочого органу за рахунок кутівих відхилень агрозасобу;

σ_φ – середньоквадратичне відхилення, яке характеризує сукупність всіх кутових відхилень агрозасобу від заданого напрямку руху.

Через те, що зміщення робочого органу за рахунок кутових відхилень ширококолійного агрозасобу є складовою частиною загальних зміщень, то останні також не рівні між собою при його протилежних відхиленнях:

$$\Delta\sigma_{\alpha_\varphi} = \sigma_{\alpha_\varphi^i} - \sigma_{\alpha_\varphi^e} = 2b(1 - \cos \sigma_\varphi), \quad (2.163)$$

$\Delta\sigma_{\alpha_\varphi}$ – абсолютна різниця внутрішнього і зовнішнього середньоквадратичного зміщення робочого органу від середньоквадратичного курсового кутового відхилення ширококолійного агрозасобу.

З отриманого рівняння (2.163) випливає, що абсолютна різниця у зміщеннях робочого органу за рахунок кутових відхилень ширококолійного агрозасобу суттєво залежить від його конструктивного параметра b . Про величину кількісного зміни різниці середньоквадратичного зміщення робочого органу ширококолійного агрозасобу в залежності від його середньоквадратичного кутового відхилення при різній величині b можна спостерігати на рис. 2.67.

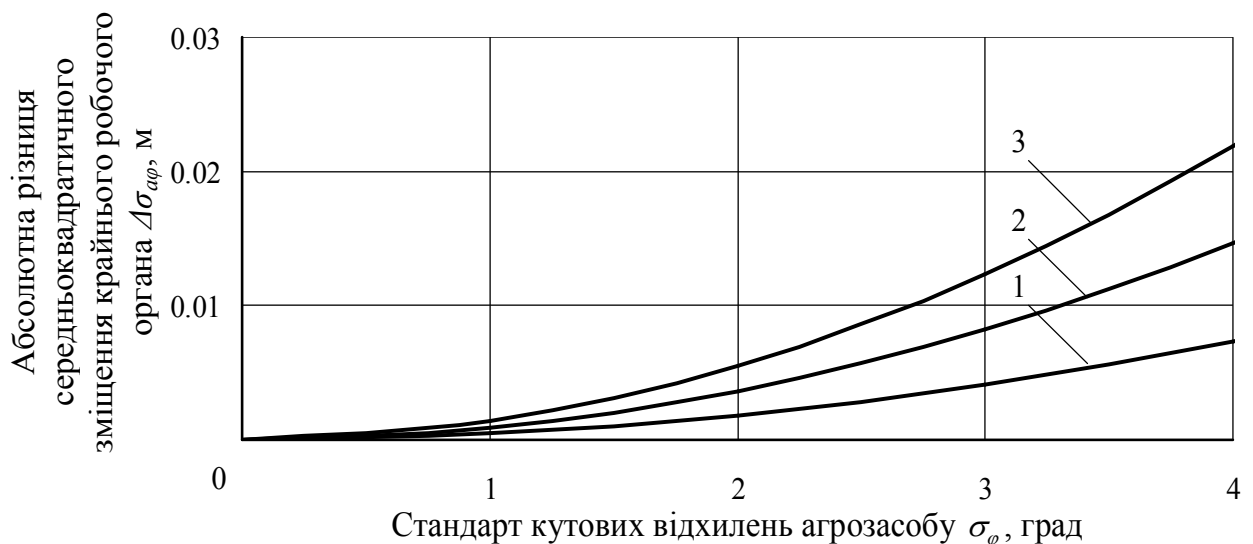


Рис. 2.67 – Різниця внутрішнього і зовнішнього середньоквадратичного зміщення ($\Delta\sigma_{\alpha_\varphi}$) крайнього робочого органу від середньоквадратичного кутового відхилення σ_φ ширококолійного агрозасобу за різної відстані від його кінематичного центра: 1 – $b = 1,5$ м; 2 – $b = 3,0$ м; 3 – $b = 4,5$ м

З рис. 2.67 випливає, що чим ширша колія ширококолієного агрозасобу, і, отже, більше відстань від його поздовжньої осі, яка проходить через центр, до робочого органу, тим більша абсолютна різниця внутрішнього і зовнішнього його середньоквадратичного зміщення. Останнє більш помітніше при збільшенні середньоквадратичного кутового відхилення, яке характеризує сукупність всіх кутових відхилень вказаного агрозасобу від заданого напрямку руху. З цього випливає, що автоматизація керування рухом ширококолієного агрозасобу, з метою зменшення сукупності всіх його кутових відхилень від заданого напрямку руху, дозволить знизити ймовірність підрізання рослин у рядку робочими органами, особливо крайніми.

Водночас величину поперечного зміщення α_{φ}^i , за рис. 2.63, можна знайти у такий спосіб:

$$\alpha_{\varphi}^i = K_0 A \cdot \sin(\gamma), \quad (2.164)$$

де $K_0 A$ – хорда дуги по якій правий крайній орган знаряддя переміщується при відпрацюванні ширококолієним агрозасобом кута повороту його керованих коліс.

З рис. 2.63 випливає, що:

$$\operatorname{ctg} \gamma = (L \cdot \operatorname{ctg} \alpha - b) / l, \quad (2.165)$$

де α – середній кут повороту керованих коліс ширококолієного агрозасобу;

L – колісна база агрозасобу.

Аналогічно можна визначити величину α_{φ}^e зміщення крайнього робочого органу ширококолієного агрозасобу.

Оскільки кутові курсові коливання ширококолієного агрозасобу в процесі експериментальних досліджень не перевищували $\varphi = 0 \dots 6$ град, то і діапазон середнього кута α повороту його керованих коліс за ідеальною амплітудно-частотною характеристикою також має бути $0 \dots 6$ град. Приблизно в цьому ж діапазоні має знаходитися і кут повороту робочих

органів. Виходячи з цього теоретично встановлено, що зі збільшенням кута повороту керованих коліс ширококолійного агрозасобу поперечні відхилення с.-г. робочих органів зростають (рис. 2.68).



Рис. 2.68 – Внутрішнє α_φ^i (1) і зовнішнє α_φ^e (2) зміщення крайнього робочого органу в залежності від кута α повороту керованих коліс ширококолійного агрозасобу

З аналізу рис. 2.68 випливає, що зі збільшенням керуючого впливу (кута α) до 6 град внутрішнє зміщення крайнього робочого органу настільки велике, що переміщує його в захисну зону рядка культурної рослини. І, як наслідок, збільшує ймовірність його пошкодження цим робочим органом.

Через це дослідимо ймовірність пошкоджуваність рослин з урахуванням показників асиметричності розподілу зміщень робочих органів.

Положимо, що на рис. 2.69 криві 1 і 3 характеризують щільність асиметричного розподілу ймовірності поперечних зміщень робочих органів, розміщених по обидва боки рядка, а крива 2 – розміщення рослин. Очевидно, що ймовірність з'явлення лівого робочого органу у зоні Z_l не дорівнює ймовірності появи правого робочого органу у зоні Z_r (площі заштрихованих ділянок зони Z_l і Z_r відрізків 1 і 3 нерівні), тобто

$$p(X_{z_l}) \neq p(X_{z_r}). \quad (2.166)$$

Аналогічно для розміщення рослин:

$$p(X_{r_zl}) \neq p(X_{r_zr}). \quad (2.167)$$

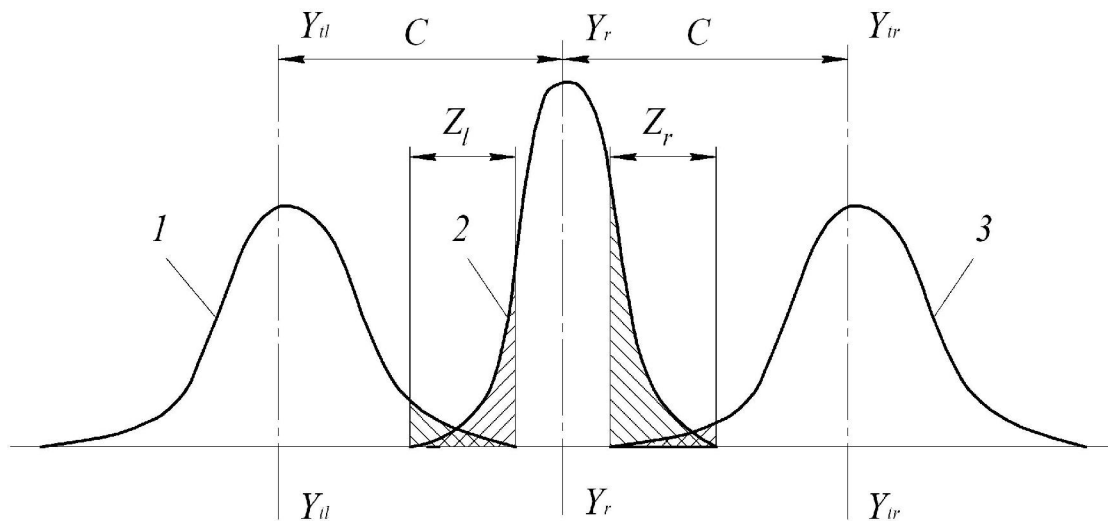


Рис. 2.69 – Схема щільності асиметричного розподілу ймовірності зміщень лівого 1 і правого 3 робочих органів по обидва боки рядка від заданого напрямку руху і розміщення рослин 2

Пошкоджуваність рослин для лівого і правого робочих органів у загальному вигляді визначається:

$$\begin{aligned} p(D_{z_l}) &= p(X_{z_l} \cdot X_{r_zl}) = p(X_{z_l}) \cdot p(X_{r_zl}); \\ p(D_{z_r}) &= p(X_{z_r} \cdot X_{r_zr}) = p(X_{z_r}) \cdot p(X_{r_zr}). \end{aligned} \quad (2.168)$$

Через те, що праві частини рівнянь (2.168) не рівні між собою, то $p(D_{z_l}) \neq p(D_{z_r})$. Таким чином приходимо до висновку, що пошкоджуваність рослин внаслідок підрізання при однаковій захисній зоні C для лівого і правого робочого органу різна. Різниця у пошкоджуваності збільшується із збільшенням асиметричності кривих розподілу зміщень робочих органів і рослин.

Для визначення ймовірності пошкодження рослин у цьому разі доцільно використати закон розподілу, що враховує ексцес і асиметричність розподілу [238]. Функція щільності для заданого розподілу виражається з достатнім ступенем точності рівнянням [238]:

$$f_A(X) = f(X) - \frac{r_3}{6} f^{(2)}(X) + \frac{r_4 - 3}{24} f^{(3)}(X), \quad (2.169)$$

де $f(X)$ – нормальна функція щільності розподілу;

$f^{(j)}(X)$ – j -ті похідні нормальної функції щільності розподілу;

r_3, r_4 – основні моменти.

Тоді ймовірність пошкоджуваності рослин лівим і правим робочим органом відносно осі рядка визначиться:

$$p_A(D_{Zl}) = \left\{ \begin{aligned} & \left[F(n)_{Xl} - \frac{r_3}{6} f^{(2)}(n)_{Xl} + \frac{r_4 - 3}{24} f^{(3)}(n)_{Xl} \right] - \\ & - \left[F\left(\frac{C - n\sigma_{Xr}}{\sigma_{Xl}}\right) - \frac{r_3}{6} f^{(2)}\left(\frac{C - n\sigma_{Xr}}{\sigma_{Xl}}\right) + \frac{r_4 - 3}{24} f^{(3)}\left(\frac{C - n\sigma_{Xr}}{\sigma_{Xl}}\right) \right] \end{aligned} \right\} \cdot \left\{ \begin{aligned} & \left[F\left(-\frac{C - n\sigma_{Xl}}{\sigma_{Xr}}\right) - \frac{r_3}{6} f^{(2)}\left(-\frac{C - n\sigma_{Xl}}{\sigma_{Xr}}\right) + \frac{r_4 - 3}{24} f^{(3)}\left(-\frac{C - n\sigma_{Xl}}{\sigma_{Xr}}\right) \right] - \\ & - \left[F(-n)_{Xl} - \frac{r_3}{6} f^{(2)}(-n)_{Xl} + \frac{r_4 - 3}{24} f^{(3)}(-n)_{Xl} \right] \end{aligned} \right\}. \quad (2.170)$$

$$p_A(D_{Zn}) = \left\{ \begin{aligned} & \left[F\left(-\frac{C - n\sigma_{Xr}}{\sigma_{Xl}}\right) - \frac{r_3}{6} f^{(2)}\left(-\frac{C - n\sigma_{Xr}}{\sigma_{Xl}}\right) + \frac{r_4 - 3}{24} f^{(3)}\left(-\frac{C - n\sigma_{Xr}}{\sigma_{Xl}}\right) \right] - \\ & - \left[F(-n)_{Xl} - \frac{r_3}{6} f^{(2)}(-n)_{Xl} + \frac{r_4 - 3}{24} f^{(3)}(-n)_{Xl} \right] \end{aligned} \right\} \cdot \left\{ \begin{aligned} & \left[F(n)_{Xl} - \frac{r_3}{6} f^{(2)}(n)_{Xl} + \frac{r_4 - 3}{24} f^{(3)}(n)_{Xl} \right] - \\ & - \left[F\left(\frac{C - n\sigma_{Xl}}{\sigma_{Xr}}\right) - \frac{r_3}{6} f^{(2)}\left(\frac{C - n\sigma_{Xl}}{\sigma_{Xr}}\right) + \frac{r_4 - 3}{24} f^{(3)}\left(\frac{C - n\sigma_{Xl}}{\sigma_{Xr}}\right) \right] \end{aligned} \right\}. \quad (2.171)$$

Для дослідження ймовірності пошкодження рослин від величини захисної зони рядка припустимо, що середньоквадратичні відхилення зміщень робочих органів агрозасобу і розміщення рослин відносно осі рядка приблизно рівні між собою $\sigma_{Xl} \approx \sigma_{Xr}$. Таке припущення цілком допустимо, якщо за бажаними конструктивно-технологічними та іншими параметрами ширококолісного агрозасобу та його високого рівня автоматизації водіння отримується прийнятна стійкість та керованість руху, як це впливає з аналізу досліджень, викладених ними в роботі раніше.

Результат розрахунку ймовірності пошкоджуваності рослин ширококоліїним трактором ASA-Lift WS 9600 WS від величини захисної зони рядка наведено на рис. 2.70. З його аналізу випливає, що при однаковій величині захисної зони пошкоджуваність рослин робочим органом, розміщеним зовні відносно геометричної осі рядка і центра агрозасобу (крива 2), і всередині (крива 1) різна. Так, наприклад, при захисній зоні 13 см імовірність пошкодження зовнішнім робочим органом становить 5,5%, внутрішнім – 1%. Як бачимо різниця у ймовірності пошкоджуваності рослин істотна.

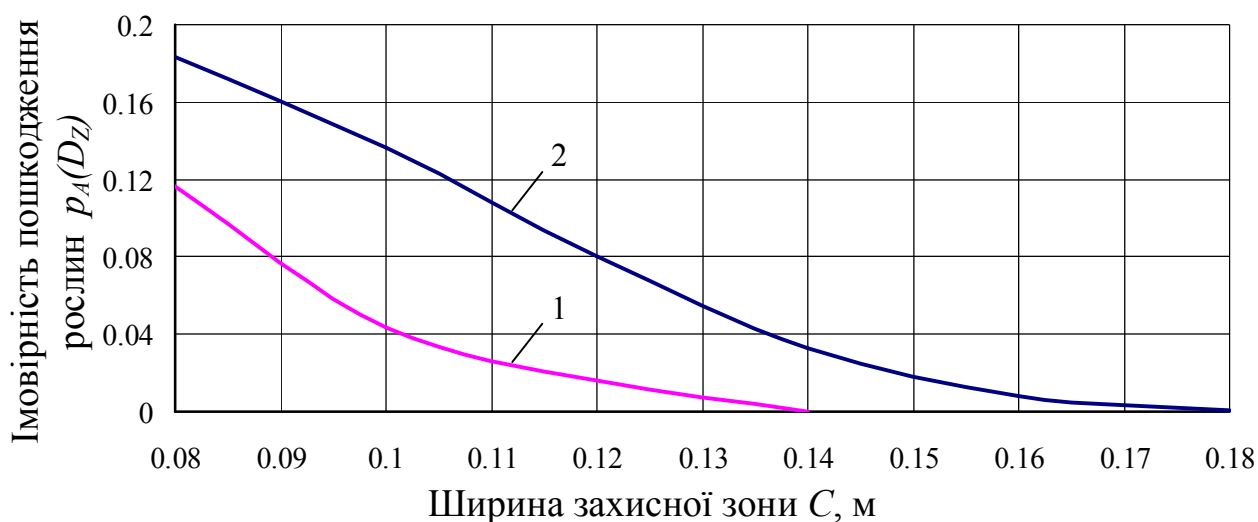


Рис. 2.70 – Ймовірність $p_A(D_Z)$ пошкодження рослин крайнього рядка в залежності від величини захисної зони C : 1 – внутрішній робочий орган; 2 – зовнішній робочий орган

На основі викладеного можна підсумувати, що обидва робочі органи ширококоліїного агрозасобу, які знаходяться з двох боків рядка, слід розміщати на неоднаковій відстані від осі рядка. В нашому випадку при пошкоджуваності рослин до 1% захисна зона рядків, оброблюваних крайніми робочими органами повинна бути відповідно 13 і 16 см.

Запропоновані методи визначення кінематичних параметрів ширококоліїних агрозасобів і ймовірності пошкодження рослин у рядку, які дозволяють обґрунтовано обирати відстані між кінематичним центром агрозасобу і центром опору знаряддя для прокладання постійної технологічної колії і робочих органів, а також обирати величину захисної зони з урахуванням їх конструктивних параметрів, стійкості і керованості руху.

Розроблено нові математичні залежності, використання яких дозволяє визначати допустимі межі поперечних зміщень робочих органів, що характеризуються середньоквадратичним відхиленням агротехнічних умов щодо пошкоджуваності рослин у рядку, що має місце при оцінці показників роботи ширококолієвих агрозасобів в колійній системі землеробства.

При розстановці культиваторних робочих органів для ширококолієвих агрозасобів слід враховувати фактор різниці їх зміщень. Для робочих органів, розташованих зовні відносно геометричної осі рядка і центру агрозасобу, величина захисної зони повинна бути більшою, ніж для внутрішніх, за умови рівномірного пошкодження рослин у рядку (приблизно на 3 см).

Величина внутрішнього та зовнішнього зміщення робочих органів, а також абсолютна різниця середньоквадратичного відхилення істотно залежить від їх поздовжнього і поперечного розміщення відносно центру ширококолієвого агрозасобу і визначена величиною його кутового відхилення від заданого напрямку руху. При невеликих значеннях вказаних параметрів величина зміщень, як і абсолютна різниця їх середньоквадратичного відхилення, незначна. Автоматизація управління рухом ширококолієвого агрозасобу з метою зменшення сукупності всіх його кутових відхилень від заданого напрямку руху дозволить зменшити ймовірність підрізання рослин у рядку робочими органами, особливо крайніми.

Встановлено, що з кінематичної точки зору оптимальна зона розміщення знаряддя для прокладання постійної технологічної колії і робочих органів зосереджена на мінімально можливій поздовжній відстані від кінематичного центра агрозасобу. Якщо розміщення знаряддя для прокладання постійної технологічної колії віддалено від кінематичного центра агрозасобу, то його кріплення доцільно здійснювати жорстке. При цьому для самих робочих органів – навпаки не жорстке, а розміщення їх центра опору повинно бути на мінімально можливій відстані від центра опору знаряддя для прокладання постійної технологічної колії. Оптимальна поздовжня відстань від кінематичного центра агрозасобу до точки стеження за траєкторією руху складає 3...4 м.

2.7. Моделювання плоскопаралельного руху ширококолієного агрозасобу у поздовжньо-вертикальній площині

2.7.1. Загальні положення та припущення, прийняті при моделюванні вертикальних коливань агрозасобу

З позиції високої універсальності будь-який ширококолієний агрозасіб повинен агрегатуватися практично з усіма причіпними, полунавісними і навісними с.-г. машинами і знаряддями. При цьому технологічна частина агрозасобу, не залежно від способу її агрегування, може викликати перерозподіл зчіпної ваги на передніх і задніх колесах агрозасобу, а при вертикальному різанні ґрунту вага агрозасобу використовується для створення сили різання, внаслідок цього реакції рушіїв на ґрунт зменшуються. Водночас за результатами проведених нами експериментальних досліджень нерівності поздовжнього профілю у слідах постійної технологічної колії мають інший спектр частот, ніж звичайний агрофон. А тому вертикальні коливання динамічної системи викликані різними характеристиками збурень. Останні, з одного боку викликані від нерівностей слідів постійної технологічної колії при русі по неї рушіїв агрозасобу, а іншу – від нерівностей агрофону по яким рухаються опорні колеса с.-г. машин/знарядь. Тому, постає наукова задача розробки основ динаміки плоскопаралельного руху ширококолієного агрозасобу у поздовжньо-вертикальній площині.

Динаміка руху ширококолієних агрозасобів у вертикальній площині визначена вхідними збурювальними впливами. До останніх слід віднести нерівності поздовжнього профілю слідів постійної технологічної колії та нерівномірність тягового опору с.-г. машин та знарядь. Зрозуміло, що характер внутрішньої структури поздовжнього профілю технологічної колії безумовно впливає на плавність ходу ширококолієного агрозасобу і коливання його тягового зусилля з усіма негативними наслідками.

Відомо, що якість відпрацювання будь-якою динамічною системою вхідних змінних залежить від її характеристик. Стосовно до ширококолійного агрозасобу такими є його схема, а також конструктивні та інші параметри. Тому правильний вибір останніх з позиції потрібної плавності ходу забезпечує йому оптимальне перетворення збурювальних впливів, які діють на нього.

Для проведення ґрунтовних аналітичних досліджень руху ширококолійного агрозасобу у поздовжньо-вертикальній площині варто використати методи статистичної динаміки, які докладно викладені А.Б. Лур'є [169].

З теорії автоматичного регулювання лінійних динамічних систем при відтворенні ними статистично випадкових збурювальних вхідних впливів відомо [169,234], що перетворюючі властивості динамічної системи можуть бути виражені передаточними функціями і частотними характеристиками. Саме такі характеристики, на думку багатьох вчених, дають найбільш повне і фізичне уявлення про реакції сільськогосподарського агрегату на різні збурення, а також про перехідні і стійкі процеси його роботи.

Для теоретичного аналізу передаточних функцій і частотних характеристик необхідна система відповідних диференціальних рівнянь, які пов'язують вхідні змінні з вхідними збуреннями, тобто математична модель самого процесу. На даному етапі досліджень доцільно розглянути її у вигляді системи лінійних рівнянь. Така ідеалізація є досить ефективною в даному випадку, оскільки динаміка руху ширококолійного агрозасобу вивчена ще не достатньо. А здобуті знання про неї надають можливість фізично осмислити отриманий результат і накопичити досвід проектування.

Загальний метод рішення задач динаміки механічної системи, що в даному випадку є вертикальні коливання остова агрозасобу та його технологічної частини, представляє собою систему досить складних диференційних рівнянь, побудованих на основі рівнянь Лагранжа другого роду. Для спрощення їх складання та враховуючи науковий досвід

математичного моделювання плоскопаралельного руху с.-г. агрегатів у вертикальній площині [67,68,180,240], а також виходячи із умов руху агрозасобу по слідах постійної технологічної колії, нами прийнято наступні положення та припущення: кутові коливання технологічної частини ширококолійного агрозасобу не розглядаються; коливання тягового опору с.-г. знарядь не здійснюють впливу на швидкість його поступального руху, через це вона приймається постійною; нерівності профілю постійної технологічної колії представляють собою випадкову ергодичну стаціонарну функцію шляху; нахил ширококолійного агрозасобу у поздовжньо-поперечної площині відсутній; сили опору у шинах опорних коліс приймаються пропорційними швидкості коливань, а характеристики пружних елементів – лінійними. Пояснимо правомірність прийнятих припущень.

Серед можливих способів приєднання технологічної частини до агрозасобу найбільший вплив на динаміку руху останнього у поздовжньо-вертикальній площині робить навішане на навісний механізм с.-г. знаряддя, яке має опорні колеса. Через це розглянемо технологічну частину агрозасобу, як підресорену динамічну систему. Для зручності рішення поставленої задачі впливу усіх сил опору, які діють на агрозасіб з боку с.-г. машин і знарядь, виразимо їх через головний вектор \bar{R} і головний момент M_R .

Для побудови еквівалентної схеми ширококолійного агрозасобу з навішаним на нього с.-г. знаряддям доцільно та достатньо розглянути коливання плоскої фігури, що має форму його бічної проекції в одній вертикальній площині, яка співпадає з поздовжньою площею симетрії його остова та с.-г. знаряддя.

Під час робочого руху агрозасобу на його остов і с.-г. знаряддя передаються поштовхи та удари, викликані нерівностями профілю слідів постійної технологічної колії та агрофону і нерівномірністю тягового опору с.-г. знаряддя. В загальному випадку остів агрозасобу і його технологічна частина здійснюють при цьому поступальні вертикальні і кутові взаємозв'язані переміщення. Вказаний зв'язок здійснюється через нижні і

центральному тяги навісного механізму агрозасобу. Будь який суттєвий поворот навішаного с.-г. знаряддя відносно остова агрозасобу у вертикальній площині відбувається лише у випадку подолання технологічною частиною значних по висоті нерівностей та при наявності значних люфтів в точках з'єднання знаряддя з навісним механізмом агрозасобу. А тому, кутовими коливаннями робочих органів с.-г. знаряддя можна знехтувати.

Основні робочі швидкості агрозасобу значно менші ніж ті, за яких може наступити високочастотний резонанс. У зв'язку з цим при дослідженні низькочастотних коливань агрозасобу цілком допустимо не враховувати вплив їх невіднесених мас. До того ж, останні в порівнянні з масою агрозасобу доволі малі. Приведена жорсткість і коефіцієнт опору системи піднесення остова агрозасобу складається із сумарної жорсткості, а також сумарного коефіцієнта опору елементів системи піднесення і шин на передніх і задніх його колесах відповідно. Крім того, при невеликій амплітуді вертикальних коливань сили опору в шинах коліс агрозасобу допустимо вважати пропорційними швидкостям коливань, тому приймаємо характеристики всіх пружних елементів лінійними, а коефіцієнти жорсткості і опору – постійними.

Рух агрозасобу приймається рівномірним, а профіль опорної поверхні під колесами правого і лівого бортів агрозасобу – однаковим. Тим самим виключається із розгляду смикання і розгойдування агрозасобу.

Припустимо, що при малих кутах φ_T коливання остова агрозасобу справедлива рівність $\operatorname{tg} \varphi_T \approx \varphi_T$.

Колеса агрозасобу і опорне колесо с.-г. знаряддя під час переміщення зберігають постійний контакт з поверхнею агрофону, яка представляє собою випадкову стаціонарну ергодичну функцію шляху.

Для дослідження динаміки плоско паралельного руху представимо реальний ширококолісний агрозасіб еквівалентною йому динамічною моделлю (рис. 2.71).

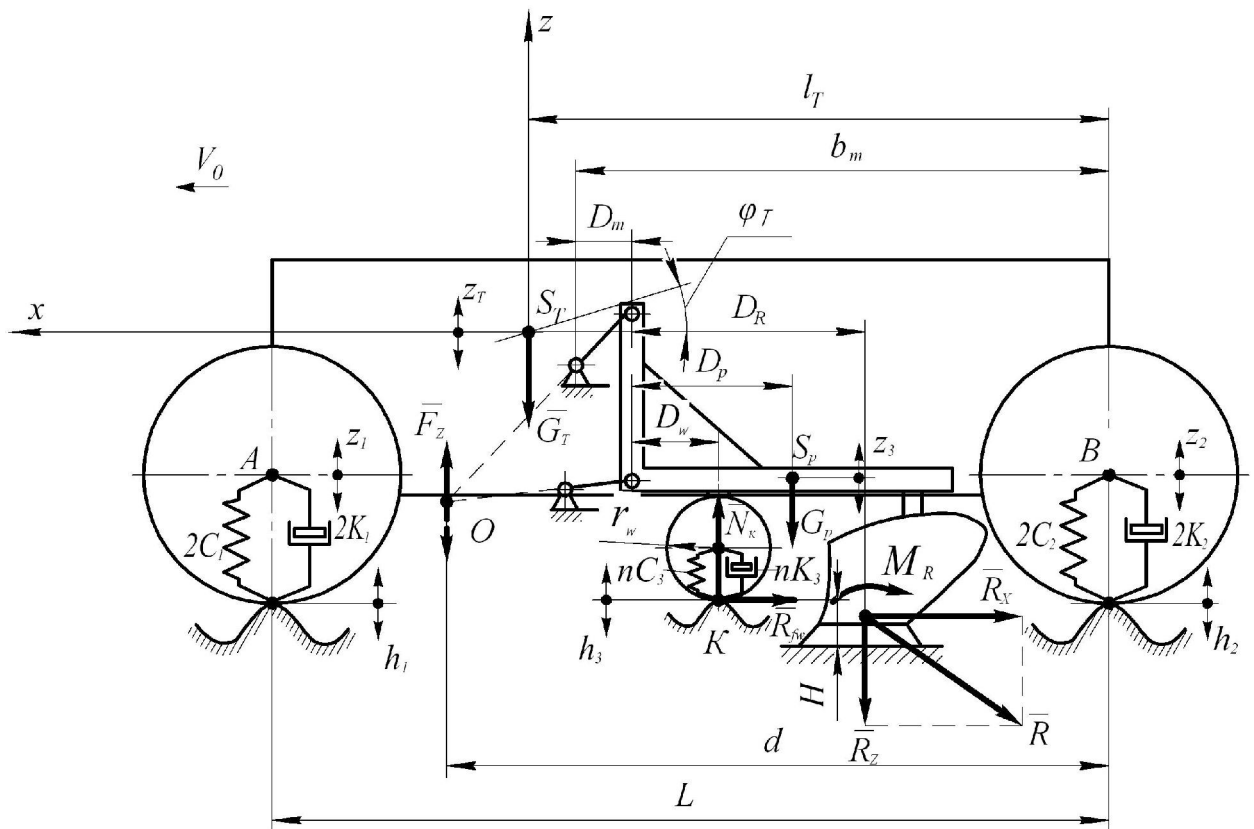


Рис. 2.71 – Еквівалентна динамічна модель ширококоліїного агрозасобу у поздовжньо-вертикальній площині

Побудована динамічна модель плоскопаралельного руху агрозасобу у вертикальній площині (див. рис. 2.71) має три ступені вільності: вертикальне переміщення z_T центру мас (т. S_T), кутові коливання остова φ_T , та вертикальне переміщення z_3 центру мас (т. $S_{c.r.}$) технологічної частини.

Переміщення z_T та кутові коливання φ_T зв'язані з вертикальними переміщеннями передньої та задньої частин остова агрозасобу (z_1 і z_2) (див. рис. 2.71). Тому, за узагальнені координати прийемо вертикальні переміщення z_1 , z_2 та z_3 відповідно передньої і задньої частин остова агрозасобу та остова технологічної частини.

Наявність трьох невідомих вертикальних реакцій на колесах агрозасобу і технологічної частини перетворює останню в статично невизначену систему. У зв'язку з цим з метою спрощення рішення поставленої задачі, рівняння, що описують вертикальні коливання остова агрозасобу та технологічної частини складемо окремо для кожного із його складових.

Взаємний вплив остова агрозасобу і с.-г. знаряддя (див. рис. 2.71), відповідно до загальноприйнятого принципу про заміну відкинутих зв'язків реакціями, виражено через силу F_z , яка зосереджена у миттєвому центрі повороту навісного механізму агрозасобу (т. O).

2.7.2. Математичне моделювання динаміки плоскопаралельного руху агрозасобу у поздовжньо-вертикальній площині

2.7.2.1. Математичне моделювання динаміки плоскопаралельного руху остова агрозасобу у вертикальній площині

Представимо реальний остів агрозасобу еквівалентною йому динамічною моделлю (рис. 2.72).

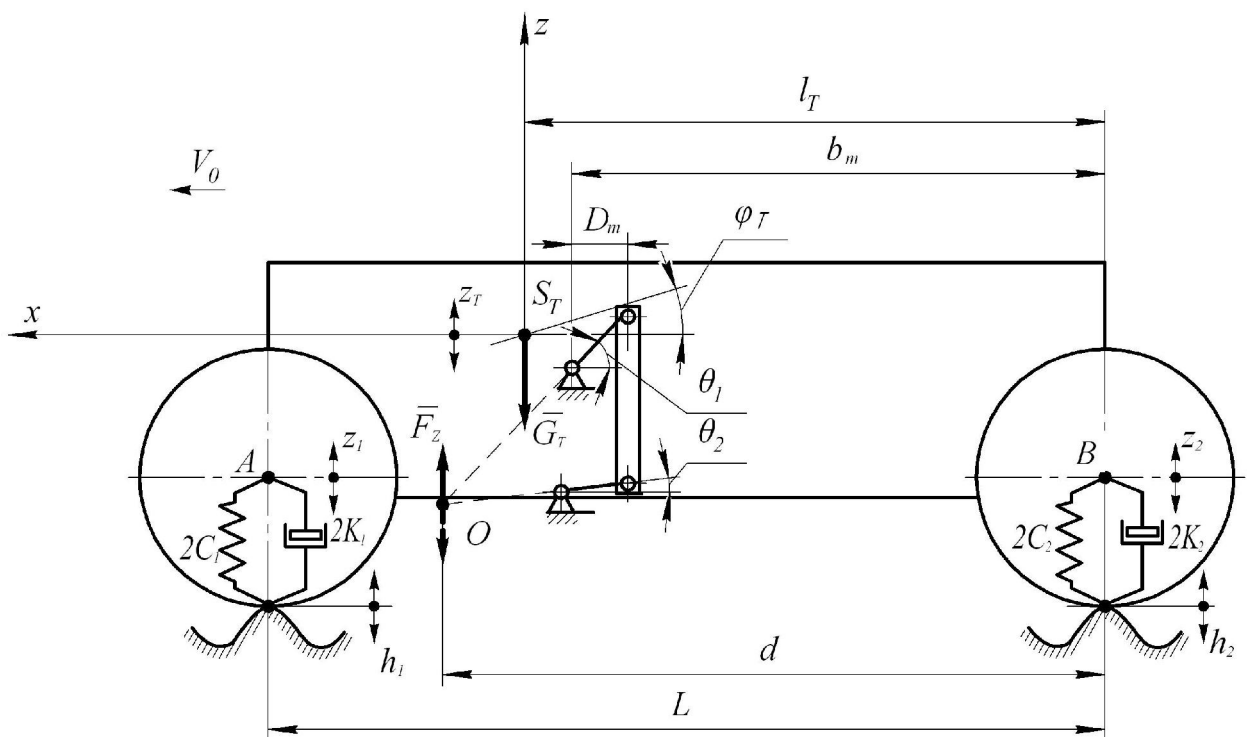


Рис. 2.72 – Еквівалентна динамічна модель вертикальних коливань остова ширококолісного агрозасобу

Розрахункова динамічна модель плоскопаралельного руху остова агрозасобу у вертикальній площині має два ступеня вільності: вертикальне

переміщення (z_T) його центру мас (т. S_T) та кутові коливання остова φ_T (див. рис. 2.72).

Узагальнена координата Z_T зв'язана з вертикальними переміщеннями точок A і B (див. рис. 2.72) наступною залежністю:

$$\frac{z_2 - z_1}{L} = \frac{z_2 - z_T}{l_T}. \quad (2.172)$$

Звідки

$$z_T = [z_1 \cdot l_T + Z_2 \cdot (L - l_T)] / L, \quad (2.173)$$

де z_1, z_2 – вертикальні переміщення передньої і задньої частини остова агрозасобу відповідно, м;

L, l_T – база і поздовжня координата центра мас агрозасобу, м (див. рис. 2.72).

Узагальнена координата φ_T зв'язана з вертикальними переміщеннями точок A і B (див. рис. 2.72) наступною залежністю:

$$\operatorname{tg} \varphi_T = (z_2 - z_1) / L. \quad (2.174)$$

Виходячи з припущень, прийнятих при моделюванні вертикальних коливань агрозасобу (див. п. 2.7.1), рівняння (2.174) справедливо за виразом:

$$\varphi_T = (z_2 - z_1) / L. \quad (2.175)$$

Диференціальні рівняння коливань остова агрозасобу у вертикальній площині описується рівняннями Лагранжа другого роду:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T_T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T_T}{\partial q_i} + \frac{\partial E_T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi_T}{\partial \dot{q}_i} = Q_i, \quad (2.176)$$

де q_i, Q_i – відповідно узагальнені координата та сила; $i = \overline{1,2}$;

T_T, E_T – кінетична та потенційна енергія агрозасобу;

Φ_T – дисипативна функція розсіювання енергії агрозасобом.

Оскільки кінетична енергія залежить лише від швидкості і не залежить від узагальненої координати, то

$$\frac{\partial T_T}{\partial q_i} = 0. \quad (2.177)$$

В такому випадку рух динамічної системи у вертикальній площині з використанням рівняння Лагранжа другого роду прийме вид:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T_T}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial E_T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi_T}{\partial \dot{q}_i} = Q_i. \quad (2.178)$$

Кінетична енергія (T_T) вертикальних коливань агрозасобу дорівнює:

$$T_T = (M_t \cdot \dot{z}_T^2 + J_{TЦ} \cdot \dot{\phi}_T^2) / 2, \quad (2.179)$$

де M_t , $J_{TЦ}$ – маса (кг) і момент інерції ($\text{Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2$) агрозасобу у поздовжньо-вертикальній площині відносно осі, яка проходить через т. S_T .

Після диференціювання рівнянь (2.173) і (2.175), підстановки значень відповідних похідних в (2.179) і проведення низки перетворень, в кінцевому рахунку вираз для кінетичної енергії прийме вид:

$$T_m = (D_1 \cdot \dot{z}_1^2 + D_2 \cdot \dot{z}_1 \cdot \dot{z}_2 + D_3 \cdot \dot{z}_2^2) / 2, \quad (2.180)$$

$$\begin{aligned} \text{де } D_1 &= [M_t \cdot l_T^2 + J_{TЦ}] / L^2; \\ D_2 &= 2[M_t \cdot l_T \cdot (L - l_T) - J_{TЦ}] / L^2; \\ D_3 &= [M_t \cdot (L - l_T)^2 + J_{TЦ}] / L^2. \end{aligned}$$

Частинні похідні по швидкостям узагальнених координат мають такий вид:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T_T}{\partial \dot{z}_1} &= D_1 \cdot \dot{z}_1 + D_2 \cdot \dot{z}_2, \\ \frac{\partial T_T}{\partial \dot{z}_2} &= D_2 \cdot \dot{z}_1 + D_3 \cdot \dot{z}_2. \end{aligned} \quad (2.181)$$

А частинні похідні за часом такі:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial T_T}{\partial \dot{z}_1} &= D_1 \cdot \ddot{z}_1 + D_2 \cdot \ddot{z}_2, \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T_T}{\partial \dot{z}_2} &= D_2 \cdot \ddot{z}_1 + D_3 \cdot \ddot{z}_2. \end{aligned} \quad (2.182)$$

Потенційна енергія агрозасобу (E_T) дорівнює роботі пружних сил його систем підресорювання на передніх та задніх колесах. Вказані сили є функціями відповідних угинів. Угини пружних елементів, що відраховані від

положення статичної рівноваги динамічної системи, можуть бути виражені як $(z_1 - h_1)$ та $(z_2 - h_2)$, де h_1, h_2 – висоти нерівностей опорної поверхні під передніми і задніми колесами агрозасобу (м) (див. рис. 2.72).

Величини h_1 і h_2 є змінними в часі і представляють собою той збурювальний вплив, мова про який йшла у попередньому параграфі.

З урахуванням вищевикладеного, вираз для знаходження потенційної енергії агрозасобу має вид:

$$E_T = 2C_1 \cdot (Z_1 - h_1)^2 / 2 + 2C_2 \cdot (Z_2 - h_2)^2 / 2, \quad (2.183)$$

де C_1, C_2 – приведені коефіцієнти пружних елементів систем підресорювання для передніх і задніх коліс агрозасобу відповідно, Н/м.

Приведена жорсткість C_1 пружних елементів систем підресорювання для передніх коліс агрозасобу може бути визначена за умови, що на сумарний угин під дією ваги враховується деформації шин та інших підресорюваних елементів, тобто:

$$C_1 = \frac{C_{p1} \cdot C_{u1}}{C_{p1} + C_{u1}}, \quad (2.184)$$

де C_{u1} – коефіцієнти жорсткості шин передніх коліс агрозасобу, Н/м;

C_{p1} – коефіцієнт жорсткості системи підресорювання агрозасобу для його передніх коліс, Н/м.

Приведена жорсткість C_2 пружних елементів систем підресорювання для задніх коліс агрозасобу може бути визначена аналогічно:

$$C_2 = \frac{C_{p2} \cdot C_{u2}}{C_{p2} + C_{u2}}, \quad (2.185)$$

де C_{u2} – коефіцієнт жорсткості шин задніх коліс агрозасобу, Н/м;

C_{p2} – коефіцієнт жорсткості пружності системи підресорювання агрозасобу для його задніх коліс, Н/м.

Жорсткість шин коліс агрозасобу можна визначити за відомою формулою Хейдекеля [181]:

$$C_u = \pi \cdot \rho_w \cdot \sqrt{D_0 \cdot b_0}, \quad (2.186)$$

де D_0 , b_0 – статичний діаметр і ширина шини колеса агрозасобу, м;
 ρ_w – тиск повітря в шині, Па.

Частинні похідні для потенційної енергії є такими:

$$\frac{dE_T}{dz_1} = z_1 \cdot 2C_1 - h_1 \cdot 2C_1, \quad (2.187)$$

$$\frac{dE_T}{dz_2} = z_2 \cdot 2C_2 - h_2 \cdot 2C_2.$$

Дисипативна функція розсіювання енергії агрозасобом (Φ_T) визначається через сили опору, які пропорційні швидкості переміщення:

$$\Phi_T = 2K_1(\dot{z}_1 - \dot{h}_1)^2 / 2 + 2K_2(\dot{z}_2 - \dot{h}_2)^2 / 2, \quad (2.188)$$

де K_1 , K_2 - приведені коефіцієнти опору дисипативних елементів систем підресорювання для передніх і задніх коліс агрозасобу відповідно, Н·с/м.

Приведені коефіцієнти опору K_1 і K_2 дисипативних елементів систем підресорювання агрозасобу може бути визначений аналогічно (2.184) і (2.185):

$$K_1 = \frac{K_{p1} \cdot K_{u1}}{K_{p1} + K_{u1}}, \quad (2.189)$$

$$K_2 = \frac{K_{p2} \cdot K_{u2}}{K_{p2} + K_{u2}},$$

де K_{u1} і K_{u2} – коефіцієнти опору шин передніх та задніх коліс агрозасобу відповідно, Н·с/м;

K_{p1} і K_{p2} - коефіцієнти опору ресор агрозасобу для його передніх та задніх коліс, Н·с/м.

Частинні похідні по швидкостям узагальнених координат для дисипативної функції розсіювання енергії, мають такий вид:

$$\frac{d\Phi_T}{d\dot{z}_1} = \dot{z}_1 \cdot 2K_1 - \dot{h}_1 \cdot 2K_1, \quad (2.190)$$

$$\frac{d\Phi_T}{d\dot{z}_2} = \dot{z}_2 \cdot 2K_2 - \dot{h}_2 \cdot 2K_2.$$

Оскільки розрахункова модель руху агрозасобу у поздовжньо-вертикальній площині має дві узагальнені координати (див. рис. 2.72), то і узагальнених сил також дві (Q_{Z1} і Q_{Z2}).

Для визначення узагальненої сили Q_{Z1} дамо динамічній системі (див. рис. 2.72) можливе переміщення δz_1 . Переміщення задньої частини агрозасобу в зоні задніх коліс при цьому $\delta z_2 = 0$.

Активною силою, яка виконує роботу на вказаному можливому переміщенні системи є сила F_Z (див. рис. 2.72).

Сума роботи активної сили на можливому переміщенні точки A (див. рис. 2.72) дорівнює:

$$\delta A = F_Z \cdot \delta z_{Fz}, \quad (2.191)$$

де δz_{Fz} – вертикальне переміщення точки O до якої прикладена сила F_Z .

Значення δz_{Fz} зв'язана з вертикальними переміщеннями точок A і B (див. рис. 2.72) наступною залежністю:

$$\frac{\delta z_2 - \delta z_1}{L} = \frac{\delta z_2 - \delta z_{Fz}}{d}. \quad (2.192)$$

Звідки

$$\delta z_{Fz} = [F_Z \cdot d / L] \cdot \delta z_1. \quad (2.193)$$

Узагальнена ж сила Q_{Z1} , яка створює переміщення δz_1 , при цьому дорівнює:

$$Q_{Z1} = F_Z \cdot d / L. \quad (2.194)$$

Аналогічно, для визначення узагальненої сили Q_{Z2} дамо динамічній системі (див. рис. 2.72) можливе переміщення δz_2 . Переміщення агрозасобу в зоні передніх коліс при цьому $\delta z_1 = 0$.

Сума роботи активної сили на можливому переміщенні точки B (див. рис. 2.72) дорівнює:

$$\delta B = F_Z \cdot \delta z_{Fz}. \quad (2.195)$$

Значення δz_{Fz} знайдемо з (2.192) як:

$$\delta z_{Fz} = [1 - d / L] \cdot \delta z_2. \quad (2.196)$$

Узагальнена ж сила Q_{Z2} , яка викликає переміщення δz_2 , при цьому дорівнює:

$$Q_{Z2} = F_Z (1 - d/L). \quad (2.197)$$

Підставивши отримані рівняння функцій відповідних частинних похідних та узагальнених сил у рівняння Лагранжа другого роду (2.178) математична модель вертикальних коливань агрозасобу може бути описана наступними диференціальними рівняннями:

$$\left. \begin{aligned} A_{11} \cdot \ddot{z}_1 + A_{12} \cdot \dot{z}_1 + A_{13} \cdot z_1 + A_{14} \cdot \ddot{z}_2 &= f_{11} \cdot \dot{h}_1 + f_{12} \cdot h_1 + f_{13}, \\ A_{21} \cdot \ddot{z}_2 + A_{22} \cdot \dot{z}_2 + A_{23} \cdot z_2 + A_{24} \cdot \dot{z}_1 &= f_{21} \cdot \dot{h}_2 + f_{22} \cdot h_2 + f_{23}, \end{aligned} \right\} \quad (2.198)$$

$$\begin{aligned} A_1 &= (M_T \cdot l_T^2 + J_T)/L^2; \\ A_{12} &= 2K_1; \quad A_{13} = 2C_1; \\ A_{14} &= 2(M_T \cdot l_T \cdot (L - l_T) - J_T)/L^2; \\ f_{11} &= 2K_1; \quad f_{12} = 2C_1; \\ f_{13} &= Q_{Z1} = F_Z \cdot d/L; \\ A_{21} &= (M_T \cdot (L - l_T)^2 + J_T)/L^2; \\ A_{22} &= 2K_2; \quad A_{23} = 2C_2; \\ A_{24} &= 2(M_T \cdot l_T \cdot (L - l_T) - J_T)/L^2; \\ f_{21} &= 2K_2; \quad f_{22} = 2C_2; \\ f_{23} &= Q_{Z2} = F_Z \cdot (1 - d/L). \end{aligned}$$

2.7.2.2. Математичне моделювання динаміки плоскопаралельного руху технологічної частини агрозасобу у вертикальній площині

Представимо технологічну частину агрозасобу (в даному випадку – навішане с.-г. знаряддя) еквівалентною йому динамічною моделлю (рис. 2.73).

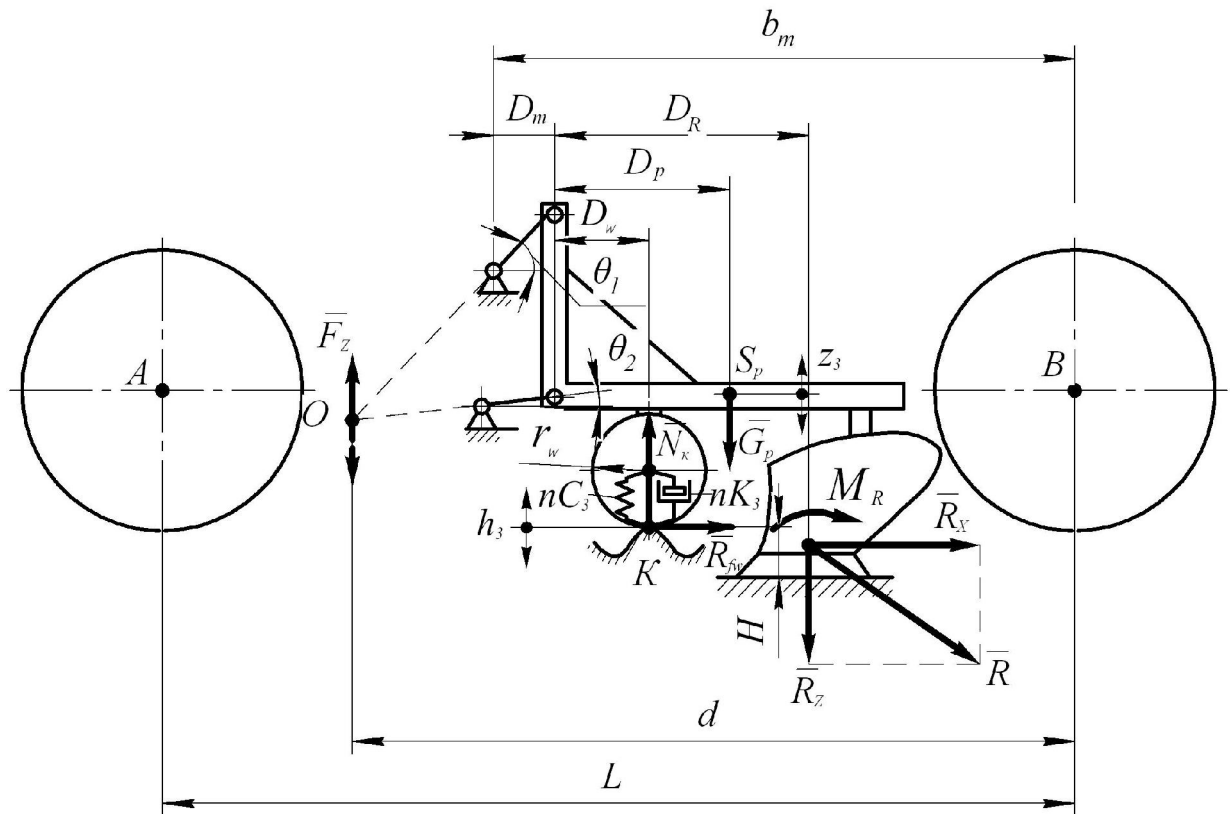


Рис. 2.73 – Розрахункова схема коливань технологічної частини агрозасобу у поздовжньо-вертикальній площині

Розрахункова динамічна модель плоскопаралельного руху технологічної частини у вертикальній площині характеризується лише одним ступенем вільності – вертикальним переміщенням z_3 його центру мас (точка S_p , див. рис. 2.73).

Кінетична енергія (T_p) вертикальних коливань технологічної частини агрозасобу дорівнює:

$$T_p = M_p \cdot \dot{z}_3^2 / 2, \quad (2.199)$$

де M_p – маса с.-г. знаряддя, кг.

Частинна похідна по швидкості координати z_3 має такий вид:

$$\frac{\partial T_p}{\partial \dot{z}_3} = M_p \cdot \dot{z}_3. \quad (2.200)$$

А частинні похідні за часом складатимуть:

$$\frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T_p}{\partial \dot{z}_3} = M_p \cdot \ddot{z}_3. \quad (2.201)$$

Потенційна енергія технологічної частини (E_p) дорівнює роботі пружних сил його системи підресорювання. Вказані сили є функціями відповідних угинів. Так, для опорних шин технологічної частини, угин, що відрахований від положення статичної рівноваги динамічної системи, може бути виражено як $z_3 - h_3$, де h_3 – висота нерівностей (м) опорної поверхні під колесами сільськогосподарського знаряддя (див. рис. 2.73).

З урахуванням вищевикладеного вираз для знаходження потенційної енергії технологічної частини має вид:

$$E_p = n \cdot C_3 \cdot (z_3 - h_3)^2 / 2, \quad (2.202)$$

де C_3 – приведений коефіцієнт жорсткості пружних елементів системи підресорювання технологічної частини, Н/м;

n – кількість опорних коліс технологічної частини та додаткових елементів їх підресорювання.

Приведена жорсткість C_3 пружних елементів системи підресорювання технологічної частини може бути визначена за умови, що на сумарний угин під дією ваги враховується деформації її шин та інших елементів системи підресорювання.

Аналогічно (2.184) приведена жорсткість C_3 дорівнює:

$$C_3 = \frac{C_{p3} \cdot C_{ш3}}{C_{p3} + C_{ш3}}, \quad (2.203)$$

де C_{p3} і $C_{ш3}$ – коефіцієнт пружності системи підресорювання та жорсткості опорних коліс технологічної частини, Н/м.

Частинна похідна для потенційної енергії є такою:

$$\frac{dE_p}{dz_3} = z_3 \cdot n \cdot C_3 - h_3 \cdot n \cdot C_3. \quad (2.204)$$

Дисипативна функція розсіювання енергії технологічною частиною (Φ_p) визначається через сили опору, які пропорційні швидкості переміщення:

$$\Phi_p = n \cdot K_3 \cdot (\dot{z}_3 - \dot{h}_3)^2 / 2, \quad (2.205)$$

де K_3 – приведений коефіцієнт опору дисипативних елементів систем підресорювання технологічної частини, Н·с/м.

Приведений коефіцієнт опору K_3 може бути визначений аналогічно (2.189):

$$K_3 = \frac{K_{p3} \cdot K_{u3}}{K_{p3} + K_{u3}}, \quad (2.206)$$

де K_{p3} і K_{u3} – коефіцієнти опору ресор та шин опорних коліс технологічної частини, Н·с/м.

Частинна похідна по швидкості координати z_3 для дисипативної функції розсіювання має такий вид:

$$\frac{d\Phi_p}{dz_3} = \dot{z}_3 \cdot n \cdot K_3 - \dot{h}_3 \cdot n \cdot K_3. \quad (2.207)$$

Оскільки розрахункова модель руху технологічної частини у поздовжньо-вертикальній площині має одну узагальнену координату (див. рис. 2.73), то і узагальнених сил також одна (Q_{Z3}).

Активною силою, яка виконує роботу на вказаному можливому переміщенні системи є сила F_Z (див. рис. 2.73).

Підставивши отримані рівняння функцій відповідних частинних похідних (2.201), (2.204), (2.207) у рівняння Лагранжа другого роду (2.176) математична модель вертикальних коливань технологічної частини агрозасобу може бути описана наступним диференціальним рівнянням:

$$A_{31} \cdot \ddot{z}_3 + A_{32} \cdot \dot{z}_3 + A_{33} \cdot z_3 = f_{31} \cdot \dot{h}_3 + f_{32} \cdot h_3 + f_{33}, \quad (2.208)$$

де $A_{31} = M_p$;

$A_{32} = n \cdot K_3$;

$A_{33} = n \cdot C_3$;

$f_{31} = n \cdot K_3$;

$f_{32} = n \cdot C_3$;

$f_{33} = Q_{Z3} = F_Z$.

Для визначення сили F_Z , що зосереджена у миттєвому центрі обертання навісного механізму агрозасобу, яка діє на нього збоку технологічної частини (див. рис. 2.73), розглянемо суму моментів діючих сил відносно точки K .

На «еквівалентний» корпус с.-г. знаряддя технологічної частини у поздовжньо-вертикальній площині діють (див. рис. 2.73):

- G_p – сила ваги с.-г. знаряддя;
- R_x, R_z – горизонтальна та вертикальна складові сил опору знаряддя;
- M_R – головний момент сільськогосподарського знаряддя;
- N_k – нормальна реакція на опорному колесі технологічної частини;
- M_{fk} – момент опору кочення опорного колеса.

В результаті маємо рівняння, яке визначає суму моментів діючих сил відносно точки K :

$$\begin{aligned} F_z \cdot (d - b_m + D_m + D_w) = \\ = R_x \cdot 0.5H - G_p \cdot (D_p - D_w) - R_z \cdot (D_R - D_w) - M_{fk} - M_R, \end{aligned} \quad (2.209)$$

де $d, b_m, D_m, D_w, D_R, D_p$ – конструктивні параметри ширококолісного агрозасобу (м), природа яких зрозуміла з рис. 2.73;

H – глибина обробітку ґрунту, м.

Величину моменту опору коченню M_{fk} можна знайти із виразу:

$$M_{fk} = f_w \cdot G_p \cdot r_w, \quad (2.210)$$

де f_w – коефіцієнт сопроотивлення каченню опорного колеса технологічної частини;

r_w – радіус качення опорного колеса, м

З урахуванням вищевикладеного вираз (2.209) можна записати у вигляді:

$$F_z = \frac{0.5H \cdot R_x - G_p (D_p - D_w + f_w \cdot r_w) - R_z (D_R - D_w) - M_R}{d - b_m + D_m + D_w}. \quad (2.211)$$

2.7.2.3. Математична модель динаміки коливань агрозасобу у поздовжньо-вертикальній площині

Приєднавши до системи рівнянь вертикальних коливань остова агрозасобу (2.198), диференціальне рівняння вертикальних коливань його технологічної частини (2.208), враховуючи вираз (2.211) для визначення сили

F_Z , яка діє на агрозасіб збоку сільськогосподарського знаряддя, математична модель його руху у поздовжньо-вертикальній площині матиме вид:

$$\left. \begin{aligned} A_{11} \cdot \ddot{z}_1 + A_{12} \cdot \dot{z}_1 + A_{13} \cdot z_1 + A_{14} \cdot \ddot{z}_2 &= \\ = f_{11} \cdot \dot{h}_1 + f_{12} \cdot h_1 + f_{13} \cdot R_x + f_{14} \cdot R_z + f_{15} \cdot M_R + f_{16}; \\ A_{21} \cdot \ddot{z}_2 + A_{22} \cdot \dot{z}_2 + A_{23} \cdot z_2 + A_{24} \cdot \ddot{z}_1 &= \\ = f_{21} \cdot \dot{h}_2 + f_{22} \cdot h_2 + f_{23} \cdot R_x + f_{24} \cdot R_z + f_{25} \cdot M_R + f_{26}; \\ A_{31} \cdot \ddot{z}_3 + A_{32} \cdot \dot{z}_3 + A_{33} \cdot z_3 &= \\ = f_{31} \cdot \dot{h}_3 + f_{32} \cdot h_3 + f_{33} \cdot R_x + f_{34} \cdot R_z + f_{35} \cdot M_R + f_{36}, \end{aligned} \right\} \quad (2.212)$$

$$A_{11} = (M_t \cdot l_T^2 + J_T) / L^2;$$

$$A_{12} = 2K_1; \quad A_{13} = 2C_1;$$

$$A_{14} = 2(M_T \cdot l_T \cdot (L - l_T) - J_T) / L^2;$$

$$A_{31} = M_c; \quad A_{32} = nK_3; \quad A_{33} = nC_3;$$

$$f_{11} = 2K_1; \quad f_{12} = 2C_1;$$

$$f_{13} = \frac{0,5 \cdot H \cdot d}{L(d - b_m + D_m + D_w)};$$

$$f_{14} = \frac{d \cdot (D_R - D_w)}{L(d - b_m + D_m + D_w)};$$

$$f_{15} = \frac{d}{L(d - b_m + D_m + D_w)};$$

$$f_{16} = \frac{d \cdot G_p (D_p - D_w + f_w \cdot r_w)}{L(d - b_m + D_m + D_w)};$$

$$f_{33} = \frac{0,5 \cdot H}{(d - b_m + D_m + D_w)};$$

$$f_{34} = \frac{(D_R - D_w)}{(d - b_m + D_m + D_w)};$$

$$A_{21} = (M_t \cdot (L - l_T)^2 + J_T) / L^2;$$

$$A_{22} = 2K_2; \quad A_{23} = 2C_2;$$

$$A_{24} = 2(M_T \cdot l_T \cdot (L - l_T) - J_T) / L^2;$$

$$f_{21} = 2K_2; \quad f_{22} = 2C_2;$$

$$f_{31} = nK_3; \quad f_{32} = nC_3;$$

$$f_{23} = \frac{0,5 \cdot H \cdot (1 - d)}{L(d - b_m + D_m + D_w)};$$

$$f_{24} = -\frac{(1 - d) \cdot (D_R - D_w)}{L(d - b_m + D_m + D_w)};$$

$$f_{25} = \frac{(1 - d)}{L(d - b_m + D_m + D_w)};$$

$$f_{26} = \frac{(1 - d) \cdot G_p \cdot (D_p - D_w + f_w \cdot r_w)}{L(d - b_m + D_m + D_w)};$$

$$f_{35} = -\frac{1}{(d - b_m + D_m + D_w)};$$

$$f_{36} = \frac{G_p (D_p - D_w + f_w \cdot r_w)}{(d - b_m + D_m + D_w)}.$$

Отримані вище диференціальні рівняння (3.103) доцільно вирішити методами операційного обчислення [169]. Основними операторами для динамічних систем є передаточні функції і частотні характеристики. Саме

вони дають найбільш повну і фізичну уяву про реакції агрегату на різні збурення, а також про перехідні та сталі процеси його роботи.

В процесі рішення задач оптимізації параметрів лінійної стаціонарної динамічної системи в якості оператора будемо використовувати передаточні функції і амплітудно-частотні характеристики.

Для розрахунку необхідних амплітудно-частотних характеристик диференціальні рівняння Лагранжа другого роду (2.212) представимо в операторній формі. Для цього в отриманій системі диференціальних рівнянь (2.212) виконаємо перетворення Лапласа [234, 235]. В результаті отримаємо математичну модель руху агрозасобу у поздовжньо-вертикальній площині в операторній формі запису:

$$\left. \begin{aligned} K_{11} \cdot z_1(s) + K_{12} \cdot z_2(s) + K_{13} \cdot z_3(s) &= F_{11} \cdot h_1(s) + F_{12} \cdot h_2(s) + \\ &+ F_{13} \cdot h_3(s) + F_{14} \cdot R_x(s) + F_{15} \cdot R_z(s) + F_{16} \cdot M_R(s) + F_{17}, \\ K_{21} \cdot z_1(s) + K_{22} \cdot z_2(s) + K_{23} \cdot z_3(s) &= F_{21} \cdot h_1(s) + F_{22} \cdot h_2(s) + \\ &+ F_{23} \cdot h_3(s) + F_{24} \cdot R_x(s) + F_{25} \cdot R_z(s) + F_{26} \cdot M_R(s) + F_{27}, \\ K_{31} \cdot z_1(s) + K_{32} \cdot z_2(s) + K_{33} \cdot z_3(s) &= F_{31} \cdot h_1(s) + F_{32} \cdot h_2(s) + \\ &+ F_{33} \cdot h_3(s) + F_{34} \cdot R_x(s) + F_{35} \cdot R_z(s) + F_{36} \cdot M_R(s) + F_{37}, \end{aligned} \right\} \quad (2.213)$$

де

$$K_{11} = A_{11} \cdot s^2 + A_{12} \cdot s + A_{13};$$

$$K_{12} = A_{14} \cdot s^2; K_{21} = A_{24} \cdot s^2;$$

$$K_{22} = A_{21} \cdot s^2 + A_{22} \cdot s + A_{23};$$

$$K_{13} = K_{23} = K_{31} = K_{32} = 0;$$

$$K_{33} = A_{31} \cdot s^2 + A_{32} \cdot s + A_{33};$$

$$F_{11} = f_{11} \cdot s + f_{12};$$

$$F_{12} = F_{13} = 0;$$

$$F_{14} = f_{13}; F_{15} = f_{14};$$

$$F_{16} = f_{15}; F_{17} = f_{16};$$

$$F_{21} = F_{23} = 0;$$

$$F_{22} = f_{21} \cdot s + f_{22};$$

$$F_{24} = f_{23};$$

$$F_{25} = f_{24}; F_{26} = f_{25};$$

$$F_{31} = F_{32} = 0;$$

$$F_{33} = f_{31} \cdot s + f_{32};$$

$$F_{34} = f_{33}; F_{35} = f_{34};$$

$$F_{36} = f_{35}; F_{37} = f_{36}.$$

$s = d/dt$ – оператор диференціювання.

Вхідними величинами в системі рівнянь (2.213) виступають висоти нерівностей під передніми (h_1) і задніми (h_2) колесами агрозасобу та опорними колесами технологічної частини (h_3), а також тяговий опір с.-г. знаряддя (складові: R_x і R_z) та головний момент (M_R). Зазначені збурювання є вхідними величинами в системі рівнянь (2.213). Вихідними параметрами тут є амплітуди переміщень коливань передньої (z_1) і задньої (z_2) частини агрозасобу та коливань технологічної частини (z_3).

Тому, при дослідженні руху агрозасобу у поздовжньо-вертикальній площині будемо оцінювати за допомогою амплітудно-частотних характеристик переміщень відпрацювання динамічною системою збурень у вигляді:

- коливань висоти нерівностей шляху під передніми колесами агрозасобу – h_1 ;
- коливань висоти нерівностей шляху під задніми колесами агрозасобу – h_2 ;
- коливань висоти нерівностей шляху під опорними колесами технологічної частини – h_3 ;
- коливань горизонтальної складової опору сільськогосподарського знаряддя – R_x ;
- коливань вертикальної складової опору сільськогосподарського знаряддя – R_z .

Дійсні амплітудно-частотні характеристики будемо порівнювати з бажаними. В якості останніх приймаємо аналогічні характеристики ідеальних динамічних слідкуючих систем. При відтворенні такими системами збурення

амплітудно-частотні характеристики в робочому діапазоні частот повинні прямувати до нуля, а фазові навпаки – прямувати до нескінченності.

Для розрахунку необхідних амплітудно-частотних характеристик слід скласти відповідні передаточні функції. Для цього спочатку визначаємо головний визначник (D) лівої частини системи рівнянь в операторній формі (2.213):

$$D = \begin{vmatrix} K_{11} & K_{12} & K_{13} \\ K_{21} & K_{22} & K_{23} \\ K_{31} & K_{32} & K_{33} \end{vmatrix}. \quad (2.214)$$

Після його розкриття та відповідних перетворень остаточно отримаємо:

$$D = a_6 \cdot s^6 + a_5 \cdot s^5 + a_4 \cdot s^4 + a_3 \cdot s^3 + a_2 \cdot s^2 + a_1 \cdot s^1 + a_0, \quad (2.215)$$

де $a_6 = (A_{11} \cdot A_{21} - A_{14} \cdot A_{24}) \cdot A_{31}$;

$a_5 = (A_{12} \cdot A_{21} + A_{11} \cdot A_{22}) \cdot A_{31} + (A_{11} \cdot A_{21} - A_{14} \cdot A_{24}) \cdot A_{32}$;

$a_4 = (A_{13} \cdot A_{21} + A_{12} \cdot A_{22} + A_{11} \cdot A_{23}) \cdot A_{31} + (A_{12} \cdot A_{21} + A_{11} \cdot A_{22}) \cdot A_{32} +$
 $+ (A_{11} \cdot A_{21} - A_{14} \cdot A_{24}) \cdot A_{33}$;

$a_3 = (A_{13} \cdot A_{22} + A_{12} \cdot A_{23}) \cdot A_{31} + (A_{13} \cdot A_{21} + A_{12} \cdot A_{22} + A_{11} \cdot A_{23}) \cdot A_{32} +$
 $+ (A_{12} \cdot A_{21} + A_{11} \cdot A_{22}) \cdot A_{33}$;

$a_2 = A_{13} \cdot A_{23} \cdot A_{31} + (A_{13} \cdot A_{22} + A_{12} \cdot A_{23}) \cdot A_{32} + (A_{13} \cdot A_{21} + A_{12} \cdot A_{22} + A_{11} \cdot A_{23}) \cdot A_{33}$;

$a_1 = A_{13} \cdot A_{23} \cdot A_{32} + (A_{13} \cdot A_{22} + A_{12} \cdot A_{23}) \cdot A_{33}$;

$a_0 = A_{13} \cdot A_{23} \cdot A_{33}$.

В подальшому аналізі розглядали наступні передаточні функції:

- передаточна функція по профілю шляху під задніми колесами агрозасобу відносно коливань його задньої частини:

$$W_1(s) = D_{11}/D;$$

- передаточна функція по профілю шляху під передніми колесами агрозасобу відносно коливань його передньої частини:

$$W_2(s) = D_{12}/D;$$

- передаточна функція по профілю шляху під опорними колесами технологічної частини агрозасобу відносно її коливань:

$$W_3(s) = D_{13}/D;$$

- передаточна функція по горизонтальній реакції опору с.-г. знаряддя відносно коливань задньої частини агрозасобу: $W_4(s) = D_{14}/D$;
- передаточна функція по вертикальній реакції опору с.-г. знаряддя відносно коливань задньої частини агрозасобу:

$$W_5(s) = D_{15}/D;$$

Визначники $D_{11}-D_{15}$ знаходили шляхом визначення частинних визначників правої та лівої частини системи (2.213). В результаті отримаємо:

$$\begin{aligned}
 D_{11} &= \begin{vmatrix} K_{11} & F_{12} & K_{13} \\ K_{21} & F_{22} & K_{23} \\ K_{31} & F_{32} & K_{33} \end{vmatrix}, \\
 D_{12} &= \begin{vmatrix} F_{11} & K_{12} & K_{13} \\ F_{21} & K_{22} & K_{23} \\ F_{31} & K_{32} & K_{33} \end{vmatrix}, \\
 D_{13} &= \begin{vmatrix} K_{11} & K_{13} & F_{13} \\ K_{21} & K_{23} & F_{23} \\ K_{31} & K_{33} & F_{33} \end{vmatrix}, \\
 D_{14} &= \begin{vmatrix} K_{11} & F_{14} & K_{13} \\ K_{21} & F_{24} & K_{23} \\ K_{31} & F_{34} & K_{33} \end{vmatrix}, \\
 D_{15} &= \begin{vmatrix} K_{11} & F_{15} & K_{13} \\ K_{21} & F_{25} & K_{23} \\ K_{31} & F_{35} & K_{33} \end{vmatrix}.
 \end{aligned} \tag{2.216}$$

Після розкриття отриманих визначників маємо:

$$\begin{aligned}
 D_{11} &= F_{22} \cdot K_{11} \cdot K_{33} = (A_{11} \cdot s^2 + A_{12} \cdot s^1 + A_{13}) \cdot (f_{21} \cdot s^1 + f_{22}) \cdot (A_{31} \cdot s^2 + A_{32} \cdot s^1 + A_{33}); \\
 D_{12} &= F_{22} \cdot K_{11} \cdot K_{33} = (A_{31} \cdot s^2 + A_{32} \cdot s^1 + A_{33}) \cdot (A_{21} \cdot s^2 + A_{22} \cdot s^1 + A_{23}) \cdot (f_{11} \cdot s^1 + f_{12}); \\
 D_{13} &= F_{33} \cdot K_{12} \cdot K_{21} - F_{33} \cdot K_{11} \cdot K_{22} = (f_{31} \cdot s^1 + f_{32}) \cdot (A_{14} \cdot s^2 \cdot A_{24} \cdot s^2 - (A_{11} \cdot s^2 + A_{12} \cdot s^1 + A_{13}) \cdot (A_{21} \cdot s^2 + A_{22} \cdot s^1 + A_{23})); \\
 D_{14} &= F_{24} \cdot K_{11} \cdot K_{33} - F_{14} \cdot K_{21} \cdot K_{33} =
 \end{aligned} \tag{2.217}$$

$$\begin{aligned}
&=(A_{31}s^2 + A_{32}s^1 + A_{33}) \cdot ((A_{11}s^2 + A_{12}s^1 + A_{13}) \cdot f_{23} - A_{24}s^2 \cdot f_{13}); \\
D_{15} &= F_{25} \cdot K_{11} \cdot K_{33} - F_{15} \cdot K_{21} \cdot K_{33} = \\
&=(A_{31}s^2 + A_{32}s^1 + A_{33}) \cdot ((A_{11}s^2 + A_{12}s^1 + A_{13}) \cdot f_{24} - A_{24}s^2 \cdot f_{14}).
\end{aligned}$$

Після підстановки вказаних визначників (2.217) у відповідні передаточні функції W_1 – W_5 вигляд останніх матиме вид:

$$W_i(s) = \frac{b_5 \cdot s^5 + b_4 \cdot s^4 + b_3 \cdot s^3 + b_2 \cdot s^2 + b_1 \cdot s^1 + b_0}{a_6 \cdot s^6 + a_5 \cdot s^5 + a_4 \cdot s^4 + a_3 \cdot s^3 + a_2 \cdot s^2 + a_1 \cdot s^1 + a_0}, \quad (2.218)$$

де $b_0 \dots b_6$ – коефіцієнти, природа яких обумовлена функціональною залежністю конструктивно-технологічних параметрів ширококоліїного агрозасобу і характеристиками збурювального впливу, зокрема:

- для W_1 : $b_5 = f_{21} \cdot A_{11} \cdot A_{31}$;

$$b_4 = f_{21} \cdot (A_{11} \cdot A_{32} + A_{12} \cdot A_{31}) + f_{22} \cdot A_{11} \cdot A_{31};$$

$$b_3 = f_{21} \cdot (A_{11} \cdot A_{33} + A_{12} \cdot A_{32} + A_{31} \cdot A_{13}) + f_{22} \cdot (A_{11} \cdot A_{32} + A_{12} \cdot A_{31});$$

$$b_2 = f_{21} \cdot (A_{12} \cdot A_{31} + A_{13} \cdot A_{32}) + f_{22} \cdot (A_{11} \cdot A_{33} + A_{12} \cdot A_{32} + A_{13} \cdot A_{31});$$

$$b_1 = f_{21} \cdot A_{13} \cdot A_{33} + f_{22} \cdot (A_{12} \cdot A_{33} + A_{13} \cdot A_{32});$$

$$b_0 = f_{22} \cdot A_{13} \cdot A_{33};$$

- для W_2 : $b_5 = f_{11} \cdot A_{21} \cdot A_{31}$;

$$b_4 = f_{11} \cdot (A_{21} \cdot A_{32} + A_{22} \cdot A_{31}) + f_{12} \cdot A_{21} \cdot A_{31};$$

$$b_3 = f_{11} \cdot (A_{22} \cdot A_{32} + A_{21} \cdot A_{33} + A_{23} \cdot A_{31}) + f_{12} \cdot (A_{21} \cdot A_{32} + A_{22} \cdot A_{31});$$

$$b_2 = f_{11} \cdot (A_{22} \cdot A_{33} + A_{23} \cdot A_{32}) + f_{12} \cdot (A_{21} \cdot A_{33} + A_{23} \cdot A_{31} + A_{22} \cdot A_{32});$$

$$b_1 = f_{11} \cdot A_{23} \cdot A_{33} + f_{12} \cdot (A_{22} \cdot A_{33} + A_{23} \cdot A_{32});$$

$$b_0 = f_{12} \cdot A_{23} \cdot A_{33};$$

- для W_3 : $b_5 = f_{31} \cdot (A_{14} \cdot A_{24} - A_{11} \cdot A_{21})$;

$$b_4 = f_{32} \cdot (A_{14} \cdot A_{24} - A_{21} \cdot A_{11}) - f_{31} \cdot (A_{12} \cdot A_{21} + A_{11} \cdot A_{22});$$

$$b_3 = -f_{31} \cdot (A_{12} \cdot A_{22} + A_{13} \cdot A_{21} + A_{11} \cdot A_{23}) - f_{32} \cdot (A_{12} \cdot A_{21} + A_{11} \cdot A_{22});$$

$$b_2 = -f_{31} \cdot (A_{22} \cdot A_{13} + A_{23} \cdot A_{12}) - f_{32} \cdot (A_{21} \cdot A_{13} + A_{23} \cdot A_{11} + A_{22} \cdot A_{12});$$

$$b_1 = -f_{31} \cdot A_{23} \cdot A_{13} - f_{32} \cdot (A_{22} \cdot A_{13} + A_{23} \cdot A_{12});$$

$$b_0 = -f_{32} \cdot A_{23} \cdot A_{13};$$

- для W_4 : $b_5 = 0$;

$$b_4 = f_{23} \cdot A_{11} \cdot A_{31} - f_{13} \cdot A_{24} \cdot A_{31};$$

$$b_3 = f_{23}(A_{11} \cdot A_{32} + A_{12} \cdot A_{31}) - f_{13} \cdot A_{24} \cdot A_{32};$$

$$b_2 = f_{23}(A_{13} \cdot A_{33} + A_{12} \cdot A_{32} + A_{13} \cdot A_{31}) - f_{13} \cdot A_{24} \cdot A_{33};$$

$$b_1 = f_{23}(A_{12} \cdot A_{33} + A_{13} \cdot A_{32});$$

$$b_0 = f_{23} \cdot A_{13} \cdot A_{33};$$

- для W_5 : $b_5 = 0$;

$$b_4 = A_{11} \cdot A_{31} f_{24} - A_{24} \cdot A_{31} f_{14};$$

$$b_3 = f_{24} \cdot (A_{11} \cdot A_{32} + A_{12} \cdot A_{31}) - A_{24} \cdot A_{32} f_{14};$$

$$b_2 = f_{24} \cdot (A_{11} \cdot A_{33} + A_{13} \cdot A_{31} + A_{12} \cdot A_{32}) - A_{24} \cdot A_{33} f_{14};$$

$$b_1 = f_{24} \cdot (A_{12} \cdot A_{33} + A_{13} \cdot A_{32});$$

$$b_0 = f_{24} \cdot A_{13} \cdot A_{33}.$$

Розв'язання системи рівнянь (2.213) в операторній формі, після підстановки замість s величину $i \cdot \omega$ (де i – мнима одиниця, $i^2 = -1$, а ω – частота збурювального впливу) і відповідних перетворень дозволило отримати передаточні функції $W(s)$, а потім і амплітудно-частотні $A(\omega)$ і фазово-частотні $\Phi(\omega)$ характеристики за методикою наведеною в п. 2.5.6 роботи.

Динаміка вертикальних коливань ширококолісного агрозасобу обумовлюється низкою його конструктивних параметрів. У першу чергу до них відносяться параметри пневматичної шини опорних коліс, зокрема її коефіцієнт жорсткості. Збільшення основних розмірів (ширини та діаметру) пневматичного колеса агрозасобу, як було сказано раніше, з позиції максимального ККД є бажаним. Але при цьому, за відомою формулою Хедкеля, збільшується і коефіцієнт жорсткості шини, який впливає на динаміку вертикальних коливань агрозасобу.

Методика та результати перевірки математичної моделі плоскопаралельного руху ширококолісного агрозасобу у поздовжньо-вертикальній площині на адекватність викладені у 4 розділі роботи.

2.7.2.4. Аналіз плавності руху ширококолісного агрозасобу

В першу чергу розглянемо динаміку плоскопаралельного руху ширококолісного агрозасобу ТДАТУ у поздовжньо-вертикальній площині для трьох варіантів шин його коліс. При цьому при розрахунку амплітудних і фазових частотних характеристик врахуємо частотний діапазон в якому зосереджена практично вся дисперсія коливань нерівностей поздовжнього профілю слідів постійної технологічної колії $0 \dots 20 \text{ c}^{-1}$. Фактором оцінювання впливу параметрів коліс агрозасобу на динаміку його вертикальних коливань приймемо жорсткість шин. Оскільки вона може суттєво різнитися в залежності від розмірів колеса та тиску повітря в ньому, як це впливає за формулою Хейдекеля (2.186). Тому для проведення досліджень обрано шість варіантів потенційно можливих для використання на агрозасобі шин та параметрів коліс: 1 – шини 11,2R20 ($C_{ш2} = 254 \text{ кН/м}$); 2 – шини 9,5R32 ($C_{ш2} = 292 \text{ кН/м}$); 3 – шини 11,2R32 ($C_{ш2} = 296 \text{ кН/м}$); 4 – $C_{ш2} = 450 \text{ кН/м}$; 5 – $C_{ш2} = 150 \text{ кН/м}$.

Аналізом розрахованих амплітудно-частотних характеристик встановлено (рис. 2.74), що різниця за вказаної жорсткості шин коліс агрозасобу відрізняє між собою порівнювані характеристики фактично несуттєво. Але сам характер відпрацювання коливань нерівностей профілю шляху в зоні постійної технологічної колії ширококолісним агрозасобом суттєво залежить від частоти збурювального впливу. Так, на частотах до $7,0 \text{ c}^{-1}$ вплив цього параметра практично не відчувається. При $\omega > 7,0 \text{ c}^{-1}$ зростання значини коефіцієнту жорсткості $C_{ш}$ викликає опускання зі зміщенням резонансних піків амплітудно-частотної характеристики у бік більш високих частот (див. рис. 2.74). Останні зосереджені в діапазоні $\omega = 9 \dots 11 \text{ c}^{-1}$ для розглядуваних варіантів параметрів шин коліс агрозасобу. І саме цей частотний діапазон є найбільш не бажаним для коливань нерівностей профілю постійної технологічної колії, оскільки підсилює

динамічною системою (тобто агрозасобом) вхідний збурювальний сигнал з коефіцієнтом більшим за 6.

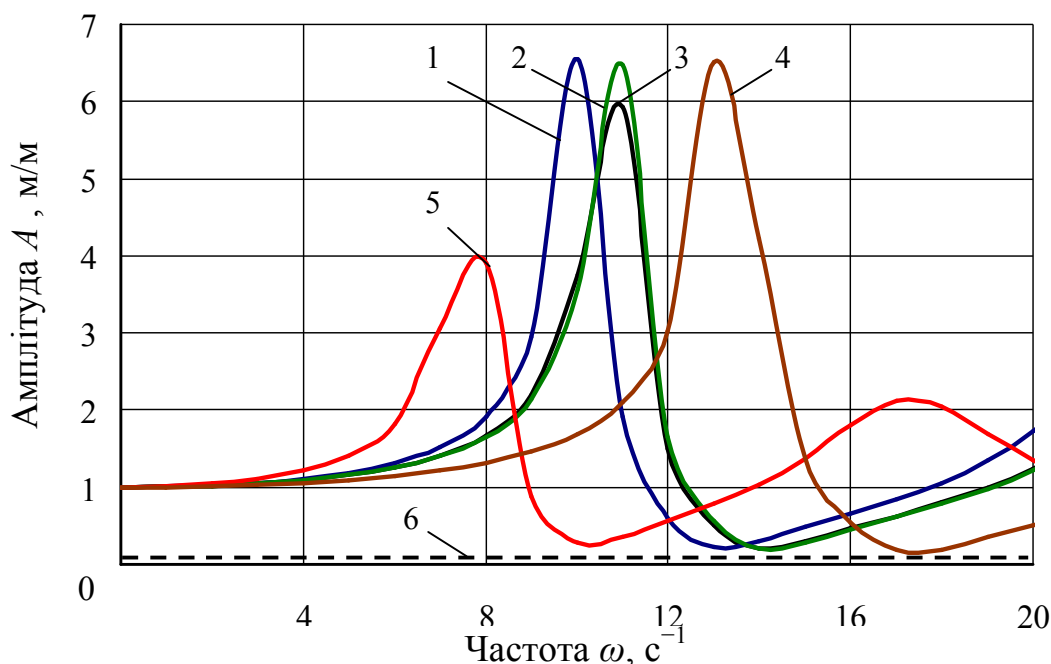


Рис. 2.74 – Амплітудно-частотні характеристики відтворення остовом агрозасобу коливань профілю шляху з різним типорозміром та жорсткістю шин його коліс: 1 – 11,2R20 ($C_{ш2} = 254$ кН/м); 2 – 9,5R32 ($C_{ш2} = 292$ кН/м); 3 – 11,2R32 ($C_{ш2} = 296$ кН/м); 4 – $C_{ш2} = 450$ кН/м; 5 – $C_{ш2} = 150$ кН/м; 6 – ідеальна характеристика

Погіршення динаміки вертикальних коливань агрозасобу не вдається покращити навіть збільшенням жорсткості його шин до 450 кН/м (крива 4, рис. 2.74). А можливе зменшення останньої до 150 кН/м зменшує амплітудно-частотну характеристику з одночасним зміщенням її резонансних піків у бік низьких частот (крива 5, рис. 2.74). Натомість, дисперсії коливань нерівностей профілю постійної технологічної колії в частотному діапазоні $\omega = 13 \dots 15$ с⁻¹ для розглядуваних варіантів шин коліс є найбільш бажаними, оскільки наближають характеристики до ідеальних.

Що стосується фазового зсуву затримки реакції динамічної системи на вхідне збурення, то з аналізу фазово-частотних характеристик (рис. 2.75) впливає значення цієї величини на рівні 3 рад. При цьому розбіжність

характеру затримки цієї реакції носить практично однаковий характер для різного типорозміру і жорсткості шин коліс агрозасобу, але різний за частотний діапазоном резонансних піків, про що було сказано абзацом вище.

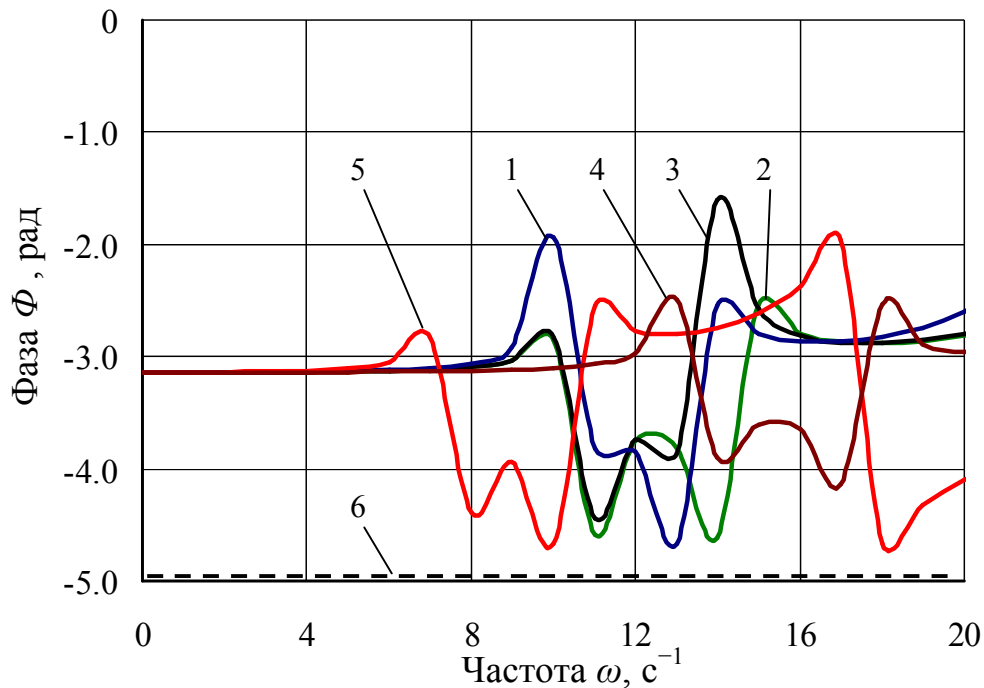


Рис. 2.75 – Фазово-частотні характеристики відтворення остовом агрозасобу коливань профілю шляху з різним типорозміром та жорсткістю шин його коліс: 1 – 11,2R20 ($C_{u2} = 254$ кН/м); 2 – 9,5R32 ($C_{u2} = 292$ кН/м); 3 – 11,2R32 ($C_{u2} = 296$ кН/м); 4 – $C_{u2} = 450$ кН/м; 5 – $C_{u2} = 150$ кН/м; 6 – бажана характеристика

За результатами проведених досліджень випливає, що з точки зору бажаності відпрацювання динамічною системою вхідного збурення суттєве збільшення коефіцієнта жорсткості шин агрозасобу є ефективним тільки в тому випадку, коли дисперсії коливань нерівностей постійної технологічної колії зосереджені в частотному діапазоні $\omega = 0 \dots 7$ с^{-1} та $\omega = 13 \dots 20$ с^{-1} . За частотою збурювального впливу $\omega \leq 7$ с^{-1} вертикальні коливання агрозасобу не суттєво залежать від величини коефіцієнта жорсткості шин його коліс. При цьому, для розглядуваних варіантів шин коліс агрозасобу, бажано щоб дисперсії нерівностей профілю постійної технологічної колії зосереджувалися в частотному діапазоні $\omega = 13 \dots 20$ с^{-1} , в якому розглядувана

динамічна система майже не реагує на вхідний збурювальний вплив. Практично досягти цього можна відповідною технологією формування слідів постійної технологічної колії, або зміною жорсткості пневматичної шини шляхом підбору такого її тиску повітря, який би забезпечував мінімальне реагування динамічної системи на вхідне збурювання. Останнє реалізувати на практиці цілком можливо, оскільки побудовані амплітудно-частотні характеристики відпрацювання агрозасобом коливань нерівностей профілю шляху з різним тиском повітря в шинах його коліс показав суттєву різницю бажаного частотного діапазону ω , який наближає характеристики до ідеальних (рис. 2.76).

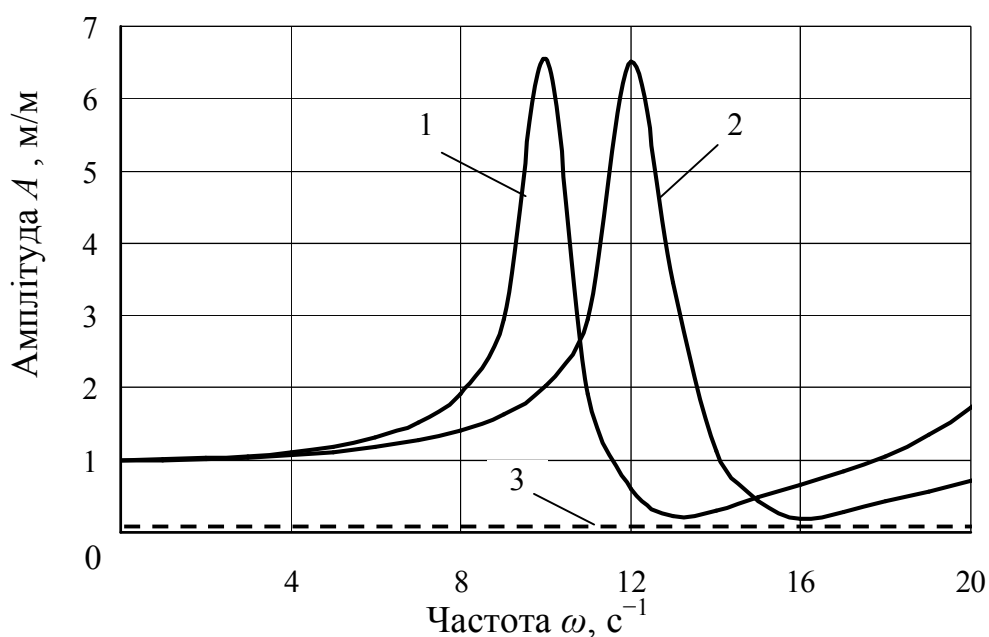


Рис. 2.76 – Амплітудно-частотні характеристики відтворення агрозасобом коливань профілю шляху з різним тиском в шинах (9.5R32) його коліс:

1 – $p_w = 110$ кПа; 2 – $p_w = 160$ кПа; 3 – ідеальні характеристики

Якщо дисперсії нерівностей профілю постійної технологічної колії зосереджені в діапазоні високих частот, то зменшення жорсткості шини агрозасобу взагалі є ефективним. Зокрема, якщо зменшити жорсткість шин до 150 кН/м (крива 5, рис. 2.74) бажаний частотний діапазон нерівностей профілю технологічної колії зміщується у бік $\omega = 9 \dots 13$ с⁻¹. Якщо навпаки,

частотний діапазон нерівностей поздовжнього профілю слідів постійної технологічної колії зосереджений в зоні низьких частот, то збільшення тиску в шинах також є бажаним, оскільки зміщує резонансні пики частотних характеристик в зобу більш високих частот.

Аналогічне зміщення частотного діапазону піків затримки реакції динамічної системи в наслідок збільшення тиску повітря в шинах коліс агрозасобу в зону більш високих частот спостерігається і на фазово-частотній характеристиці (рис. 2.77). Але ж зміною тиску повітря в шинах коліс нажаль не вдається покращити реакцію затримки системи на вхідне збурення. Вона залишається однаковою при цьому на рівні 3 рад.

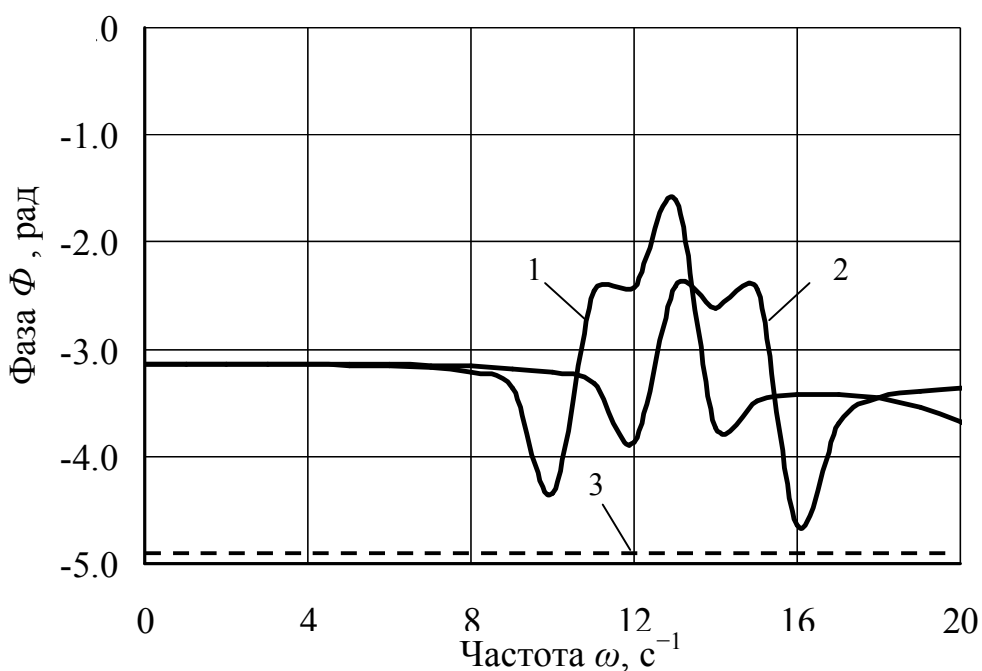


Рис. 2.77 – Фазово-частотні характеристики відтворення агрозасобом коливань профілю шляху з різним тиском в шинах (9.5R32) його коліс:

1 – $p_w = 110$ кПа; 2 – $p_w = 160$ кПа; 3 – ідеальні характеристики

Якщо система підресорювання технологічної частини ширококолісного агрозасобу не містить інших елементів, окрім шин опорних коліс, то динаміка її вертикальних коливань обумовлюється, перш за все, жорсткістю самих шин $C_{шз}$ та величиною її експлуатаційної маси M_p . Збільшення останньої з 300 до 500 кг призводить до небажаного підйому амплітудно-

частотної характеристики відпрацювання технологічною частиною коливань профілю агрофону разом із зміщенням резонансних піків у бік низьких частот (криві 2 та 3, рис. 2.78).

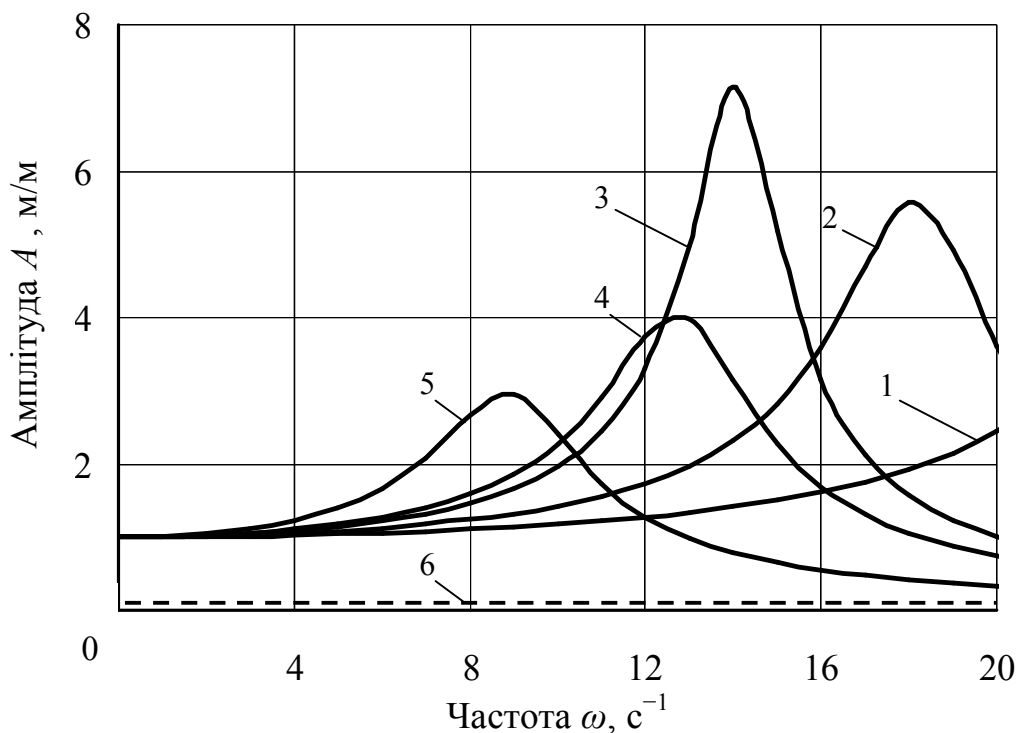


Рис. 2.78 – Амплітудно-частотні характеристики відтворення технологічною частиною агрозасобу з різною масою (M_p) і жорсткістю шин її опорних коліс ($C_{ш3}$) коливань профілю агрофону: 1 – $M_p=300$ кг і $C_{ш3}=200$ кН/м; 2 – $M_p=300$ кг і $C_{ш3}=100$ кН/м; 3 – $M_p=500$ кг і $C_{ш3}=100$ кН/м; 4 – $M_p=300$ кг і $C_{ш3}=50$ кН/м; 5 – $M_p=300$ кг і $C_{ш3}=25$ кН/м; 6 – ідеальні характеристики

Якщо при цьому суттєво зменшити коефіцієнт жорсткості шин опорних коліс технологічної частини агрозасобу до 25 кН/м, тобто у 4 рази (крива 5, рис. 2.78), то резонансні піки амплітудно-частотних характеристик ще більше зменшуються в бік низьких частот. При цьому коефіцієнт підсилення динамічною системою вхідного збурювального впливу на резонансній частоті зменшується тільки в 2 рази. І лише на частотах ω більших за 13 с^{-1} амплітуда частотних характеристик взагалі стає меншою за одиницю і наближає характеристики до ідеальних. А от збільшення жорсткості шин опорних коліс до 200 кН/м (крива 1, рис. 2.78) навпаки – на низьких частотах (до $\omega = 8..10$ с^{-1}) відтворює технологічною частиною практично не значне

підсилення вхідного збурювального впливу. І лише на частоті $\omega = 18 \text{ c}^{-1}$ величина коефіцієнта підсилення сягає 2.

В бажаному частотному діапазоні $\omega = 13\text{--}15 \text{ c}^{-1}$ коливань нерівностей профілю постійної технологічної колії для руху ширококоліїного агрозасобу, як було зазначено раніше, зміна жорсткості шин опорного колеса технологічної частини призводить до наступного. При великій жорсткості шини $C_{шз}=200 \text{ кН/м}$ (крива 1, рис. 2.78) характеристика має підсилення вхідного збурювального впливу з коефіцієнтом не більшим за 1,5. Подальше збільшення жорсткості шини, і навіть використання жорсткого обіду, наближає амплітудно-частотну характеристику до 1, тобто динамічна система копіює нерівності профілю агрофону. Зменшення жорсткості шини з 200 кН/м до 100 кН/м (крива 2, рис. 2.78) для у вказаному частотному діапазоні збільшує характеристику до амплітудних значень $A=3$, віддаляючи амплітудну характеристику від ідеальної. Зменшення жорсткості шини з 100 кН/м до 50 кН/м (крива 4, рис. 2.78) ще більше погіршує динаміку руху технологічної частини у вертикальній площині у вказаному частотному діапазоні, навіть створюючи резонансне явище, оскільки резонансна частота припадає саме на $\omega=13 \text{ c}^{-1}$. І лише зменшення коефіцієнта жорсткості шини до 25 кН/м наближає характеристики в частотному діапазоні $\omega=13\text{--}15 \text{ c}^{-1}$ до ідеальних (крива 5, рис. 2.78). Практично мати таку низьку жорсткість пневматичної шини дуже складно. Наприклад, як показали розрахунки за відомою формулою Хедекеля з оцінки коефіцієнта жорсткості шини, при цьому ширина останньої повинна бути не більшою за 0,06 м, її діаметр – не більший за 0,1 м, а тиск повітря – не більший за 80 кПа. Навіть шина 4,00–10, яка є першою у типорозмірному ряду за ГОСТ 7463-2003 «Шини пневматичні для тракторів і с.-г. машин», за теоретичною оцінкою має коефіцієнт жорсткості не менший за 70 кН/м.

Аналогічне зміщення резонансних піків спостерігається і на фазово-частотній характеристиці (рис. 2.79). При цьому сама величина затримки

відпрацювання динамічною системою вхідного сигналу залишається незмінною, що в середньому становить близько 3 рад.

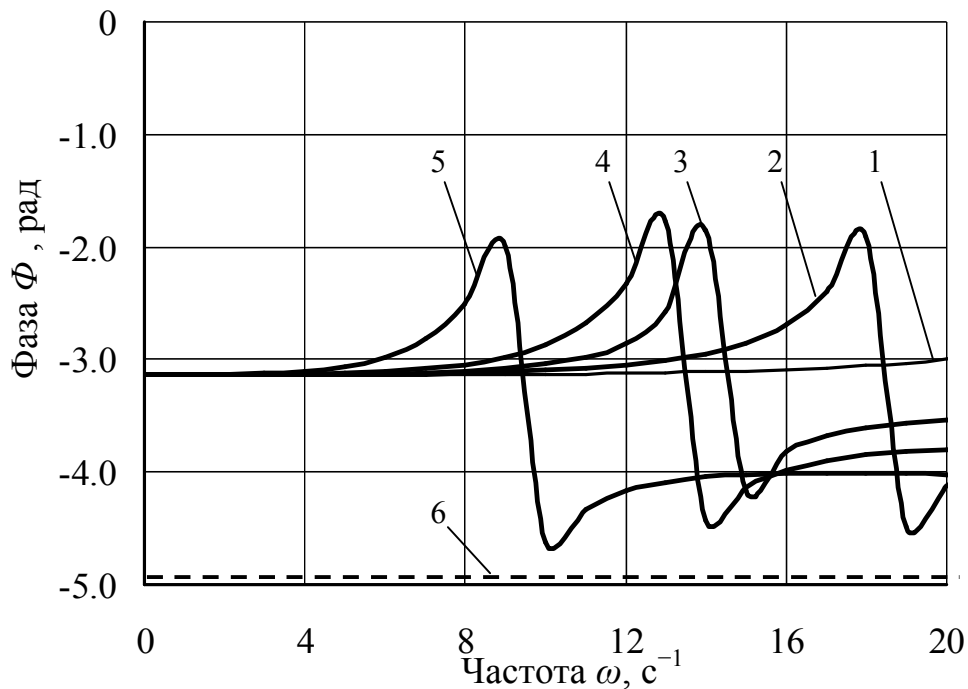


Рис. 2.79 – Фазово-частотні характеристики відтворення технологічною частиною агрозасобу з різною масою (M_p) і жорсткістю шин її опорних коліс ($C_{ш3}$) коливань профілю агрофону: 1 – $M_p=300$ кг і $C_{ш3}=200$ кН/м; 2 – $M_p=300$ кг і $C_{ш3}=100$ кН/м; 3 – $M_p=500$ кг і $C_{ш3}=100$ кН/м; 4 – $M_p=300$ кг і $C_{ш3}=50$ кН/м; 5 – $M_p=300$ кг і $C_{ш3}=25$ кН/м; 6 – бажана характеристика

Виходячи із вищевикладеного аналізу можна констатувати, що збільшення експлуатаційної маси технологічної частини недоцільне. Також, якщо основний спектр дисперсій нерівностей агрофону буде зосереджений у високочастотному діапазоні $\omega = 13\text{--}15$ с⁻¹, то значина коефіцієнта жорсткості його шин $C_{ш3}$ має бути не більшою за 25 кН/м. В протилежному випадку – використання опорних коліс технологічної частини з коефіцієнтом жорсткості шин близьким до 200 кН/м і більше є бажаним для її динаміки руху у вертикальній площині.

Характер відпрацювання агрозасобом коливань тягового опору с.-г. знаряддя суттєво залежить від відстані виносу навісного механізму відносно його опорних коліс (конструктивний параметр b_m) (рис. 2.79). Із аналізу отриманих амплітудно-частотних маємо, що розміщення технологічної

частини в міжколісному просторі агрозасобу (центральне навішування с.-г. знарядь) взагалі погіршує динаміку руху останнього у вертикальній площині (крива 3, рис. 2.80), в порівнянні із варіантом його заднього навішування (крива 1, рис. 22а). Так, підсилення збуджувального впливу на резонансній частоті $\omega=11 \text{ с}^{-1}$ при значеннях конструктивного параметра $b_m < L$ для горизонтальної складової тягового опору R_x сягає майже в 20 разів, а для вертикальної складової R_z – в 30 разів.

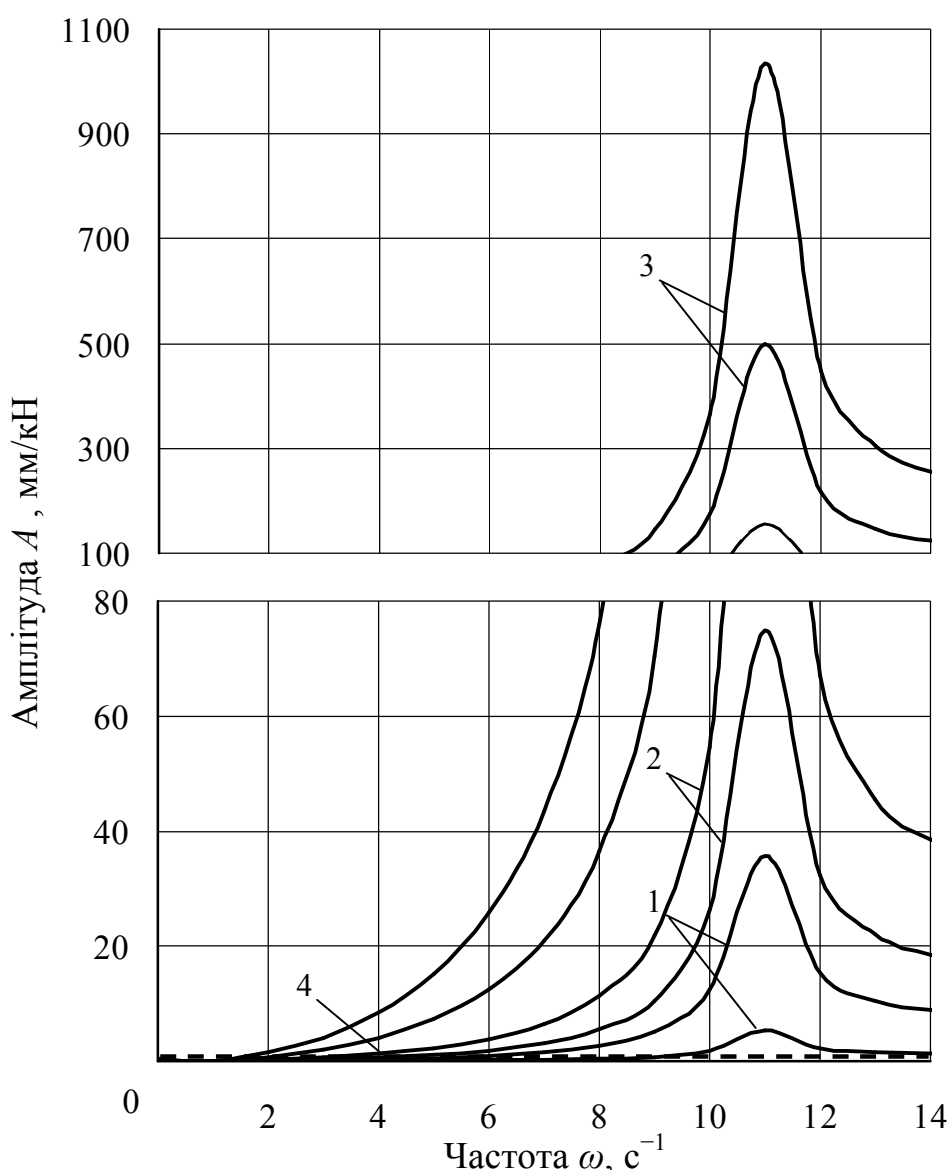


Рис. 2.80 – Амплітудно-частотні характеристики впливу коливань горизонтальної R_x (менша амплітуда) і вертикальної R_z (більша амплітуда) складових тягового опору технологічної частини на коливання агрозасобу за різними варіантами її розміщення: 1 – $b_m > L$; 2 – $b_m = L$; 3 – $b_m < L$; 4 – ідеальна характеристика

Найбільш прийнятним з точки зору динаміки вертикальних коливань ширококолісного агрозасобу є варіант заднього навішування с.-г. знарядь його технологічної частини, за яким $b_m > L$. В такому випадку, в характерному для більшості с.-г. знарядь діапазоні частот коливань їх ($\omega=0\dots14,0 \text{ c}^{-1}$), на кожний 1 кН тягового опору припадає від 5 до 35 мм амплітуди вертикальних коливань остова ширококолісного агрозасобу (крива 1, рис. 2.80).

Що стосується фазового зсуву відпрацювання динамічною системою збурювального впливу коливань тягового опору с.-г. знаряддя, то характер фазово-частотних характеристик практично не суттєво залежить від його розміщення (рис. 2.81). Доброю ознакою в динаміці вертикальних коливань агрозасобу є наближення фазово-частотних характеристик до ідеальних на резонансній частоті $\omega=11 \text{ c}^{-1}$.

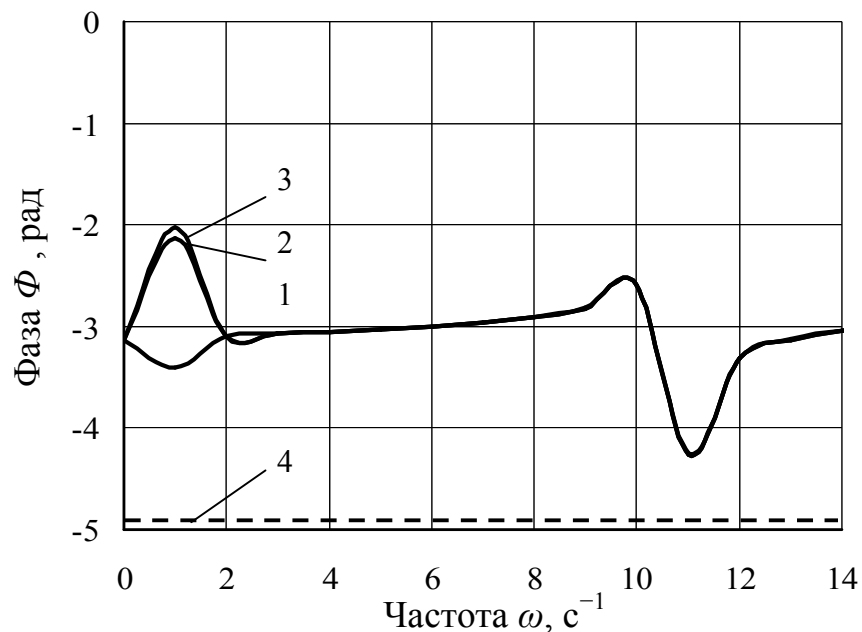


Рис. 2.81 – Амплітудно-частотні характеристики впливу коливань горизонтальної R_x (менша фаза) і вертикальної R_z (більша фаза) складових тягового опору технологічної частини на коливання агрозасобу за різними варіантами її розміщення: 1 – $b_m > L$; 2 – $b_m = L$; 3 – $b_m < L$; 4 – ідеальна характеристика

В результаті проведених досліджень можна підсумувати, що плавність руху ширококолісного агрозасобу, як динамічної системи, який рухається по слідах постійної технологічної колії, суттєво залежить від характеристик нерівностей поздовжнього профілю останньої. Бажаний характер внутрішньої структури поздовжнього профілю прокладеної технологічної колії практично можна отримати відповідною технологією її формування. Якість відпрацювання динамічною системою вхідних збурень, якими є нерівності поздовжнього профілю постійної технологічної колії та нерівномірність тягового опору ґрунту, залежить від схеми, а також конструктивних та інших параметрів ширококолісного агрозасобу. При цьому дисперсії коливань нерівностей профілю постійної технологічної колії мають зосереджуватися в частотних діапазонах $\omega = (0 \dots 7 \text{ і } 13 \dots 20) \text{ с}^{-1}$, оскільки в них наближають амплітудно-частотні характеристики до ідеальних. Суттєвий вплив на плавність ходу останнього здійснює жорсткість шин його опорних коліс, на величину якої в умовах експлуатації можна впливати, в певних межах, шляхом зміни тиску повітря в них.

Динаміка вертикальних коливань технологічної частини ширококолісного агрозасобу обумовлена, насамперед, жорсткістю шин його опорних коліс і експлуатаційною масою. Покращення динаміки її руху у вертикальній площині досягається збільшенням першого та зменшенням останньої. Якщо спектр вказаних частот зосереджений у високочастотному діапазоні $\omega > 13 \text{ с}^{-1}$, то зменшення коефіцієнта жорсткості шини до 25 кН/м наближає амплітудно-частотні характеристики до ідеальних. Але практично досягти такої жорсткості пневматичної шини дуже проблематично. Натомість, якщо спектр вказаних частот зосереджений в діапазоні $\omega = 0 \dots 20 \text{ с}^{-1}$, то використання шин з коефіцієнтом жорсткості більшим за 200 кН/м дозволяє мати значину коефіцієнта підсилення не більше 2, і це лише тільки на більш високій частоті. Натомість затримка реакції динамічної системи на вхідне збурення практично не залежить від жорсткості пневматичної шини і становить приблизно рівною 3 рад.

2.7.3. Вплив конструктивних параметрів ширококолісного агрозасобу на розподіл зчїпної ваги на його опорних колесах

Метою досліджень є підвищення тягово-зчїпних властивостей ширококолісного агрозасобу, а також зменшення ущільнюючого впливу ходових систем його технологічної частини на ґрунт в плодоносній зоні поля, шляхом обґрунтування параметрів їх навісних пристроїв і схеми приєднання до них с.-г. машин і знарядь.

Для вирішення поставленого завдання складемо умову рівноваги ширококолісного агрозасобу в поздовжньо-вертикальній площині. Для цього розглянемо його як фізичне тверде тіло, яке має подовжню площину симетрії, що проходить через центр його мас. З агрегатованою з ним с.-г. машиною/знаряддям представимо його на розрахунковій схемі у вигляді плоскої еквівалентної моделі (рис. 2.82). Робочі органи с.-г. машин і знарядь на еквівалентній схемі ширококолісного агрозасобу представимо проекцією одного корпусу, в якому зосереджені рівнодіюча їх тягового опору (горизонтальна R_x і вертикальна R_y складові, кількісне співвідношення між якими, як відомо, визначається типом самого робочого органу) (див. рис. 2.82). Вказаний еквівалентний робочий орган агрегується з ширококолісним агрозасобом за допомогою центральної і нижніх тяг його навісного пристрою. Всі опорні колеса, які може мати агрегатована с.-г. машина/знаряддя на схемі представимо одним еквівалентним опорним колесом (див. рис. 2.82).

Відповідно до загальноприйнятого принципу про заміну зв'язків силами їх реакцій, взаємний вплив трактора і сільськогосподарського знаряддя виразимо через сили X і Y , які зосереджені в миттєвому центрі повороту навісного пристрою (точка π , див. рис. 2.82). При розгляді умови рівноваги ширококолісного агрозасобу приймемо позитивний напрямок сил X і Y , а для сільськогосподарського знаряддя – від'ємний.

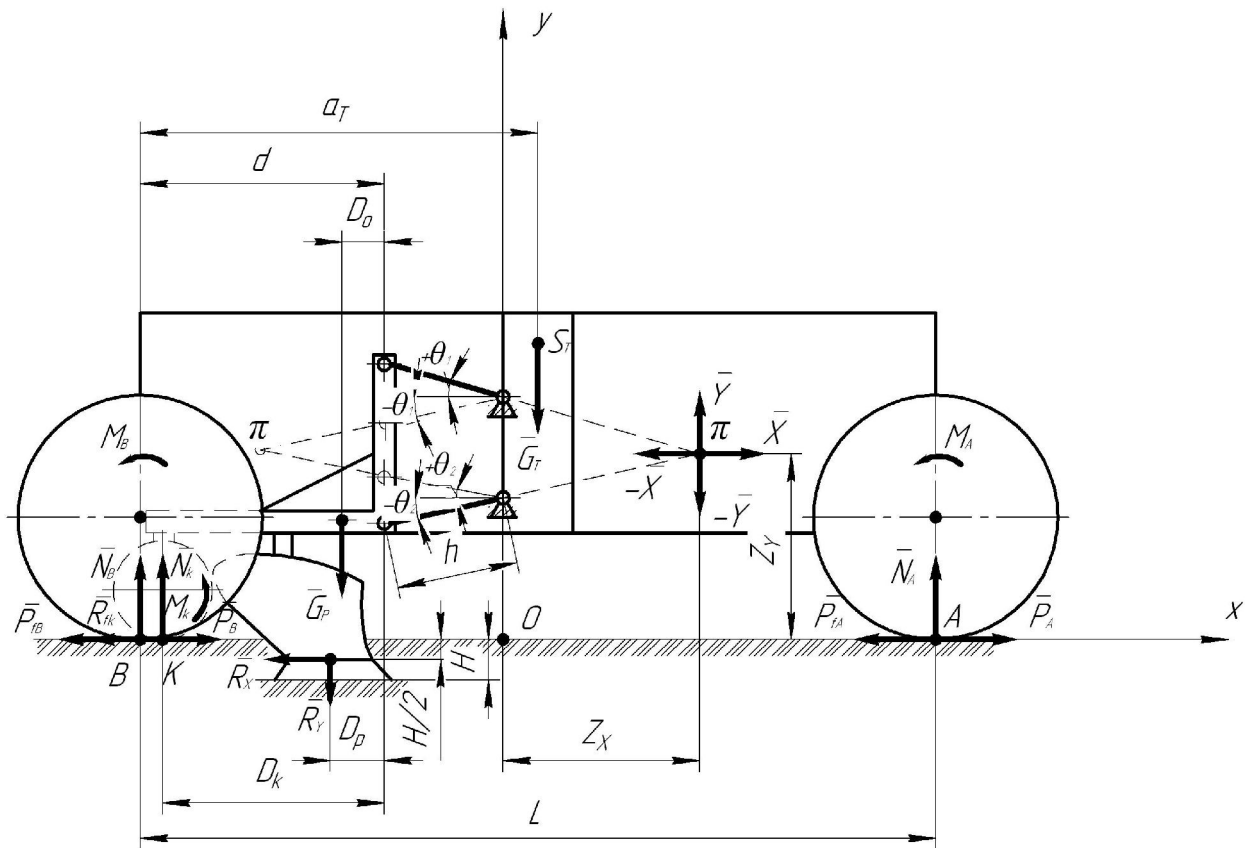


Рис. 2.82 – Схема сил і моментів, що діють на ширококолієний агрозасіб у поздовжньо-вертикальній площині

Координати миттєвого центру повороту навісного пристрою ширококолієного агрозасобу (Z_X і Z_Y) (див. рис. 2.82) в процесі його руху змінюються в часі. Але оскільки тренд їх коливань малий, то це практично не відбивається на характері перерозподілу вертикальних навантажень на передніх і задніх колесах ширококолієного агрозасобу, тому вони (координати) приймаються постійними.

З можливих варіантів приєднання машин і знарядь до ширококолієного агрозасобу кути нахилу центральної (θ_1) і нижніх (θ_2) тяг його навісного пристрою можуть бути як позитивними, так і від'ємними, або дорівнювати нулю (див. рис. 2.82). Через це навісний пристрій ширококолієного агрозасобу, в залежності від кутів нахилу його центральної і нижніх тяг, може мати шість варіантів його налаштування:

- 1) $\theta_1 > 0, \theta_2 < 0$;
- 2) $\theta_1 < 0, \theta_2 > 0$;
- 3) $\theta_1 \leq 0, \theta_2 < 0, |\theta_1| < |\theta_2|$;
- 4) $\theta_1 > 0, \theta_2 \geq 0, \theta_1 > \theta_2$;
- 5) $\theta_1 < 0, \theta_2 \leq 0, |\theta_1| > |\theta_2|$;
- 6) $\theta_1 \geq 0, \theta_2 > 0, \theta_1 < \theta_2$.

(2.219)

Залежно від значень кутів θ_1 і θ_2 нахилу відповідно центральній і нижніх тяг навісного пристрою ширококолісного агрозасобу координати його миттєвого центру повороту (Z_X і Z_Y) можуть бути виражені через його ж конструктивні параметри (рис. 2.83).

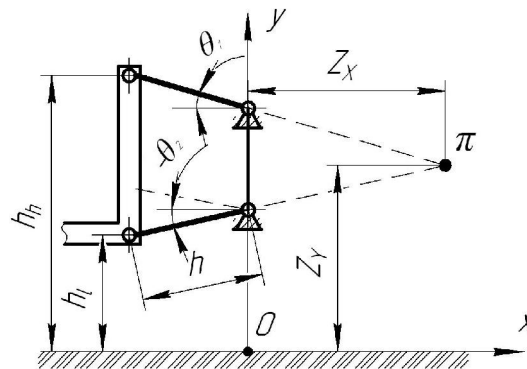


Рис. 2.83 – Схема для визначення координат миттєвого центру повороту навісного пристрою ширококолісного агрозасобу

Координати миттєвого центру повороту навісного пристрою ширококолісного агрозасобу в кожному з варіантів (2.219) відповідно до рис. 2.83 можуть бути визначені у такий спосіб:

$$Z_X = \frac{h_h - h_l}{\tan(\theta_1) - \tan(\theta_2)};$$

$$Z_Y = h_l - \frac{(h_h - h_l)\tan(\theta_2)}{\tan(\theta_1) - \tan(\theta_2)},$$

(2.220)

де Z_X, Z_Y – поздовжня і поперечна координати миттєвого центру повороту навісного пристрою ширококолісного агрозасобу;

h_h, h_l – конструктивні параметри агрозасобу, природа яких зрозуміла з рис. 2.83.

Для розрахунку двох вертикальних реакцій N_A і N_B на передніх і задніх колесах ширококолісного агрозасобу (див. рис. 2.82) достатньо скласти два рівняння системи, в яких прирівняти до нуля суму проєкцій всіх сил у вертикальній площині і суму їх моментів відносно, наприклад, точки B :

$$\left. \begin{aligned} \sum_{k=1}^n (F_k)_y &= 0; \\ \sum_{k=1}^n M_B(F_k) &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (2.221)$$

де $\sum_{k=1}^n (F_k)_y$ – сума k -их сил, які діють на ширококолісний агрозасіб у вертикальній площині;

$\sum_{k=1}^n M_B(F_k)$ – сума моментів k -их сил, які діють на ширококолісний агрозасіб відносно точки B .

У відповідності зі схемою діючих сил (см. рис. 2.82), маємо:

$$\begin{cases} N_A + N_B - G_T + Y = 0; \\ -N_A \cdot L + G_T \cdot a_T - M_A - M_B \pm Y(Z_X + h \cos|\theta_2| + d) \pm X \cdot Z_Y = 0, \end{cases} \quad (2.222)$$

де G_T , a_T – вага агрозасобу і горизонтальна координата його центра мас;
 M_A , M_B – моменти опору коченню передніх і задніх коліс ширококолісного агрозасобу відповідно;

L – колісна база агрозасобу;

d – відстань від навісного механізму агрегатованого с.-г. знаряддя до осі задніх коліс агрозасобу;

h – довжина нижньої тяги навісного пристрою агрозасобу.

Вибір знака «+» або «-» перед двома останніми доданками в другому рівнянні системи (2.222) залежить від положення миттєвого центру повороту навісного пристрою (точка π) агрозасобу відносно точки B . Так, якщо момент, утворений реакціями X і Y , має напрямок за ходом годинникової стрілки, тоді ставиться знак «+», в протилежному випадку «-».

Моменти M_A і M_B можна виразити у такій спосіб:

$$\begin{aligned} M_A &= (P_A - P_{fA})r_A, \\ M_B &= (P_B - P_{fB})r_B, \end{aligned} \quad (2.223)$$

де P_A, P_B – дотичні сили тяги на передніх і задніх колесах агрозасобу відповідно;

P_{fA}, P_{fB} – сили опору коченню передніх і задніх коліс агрозасобу відповідно;

r_A, r_B – радіуси кочення передніх і задніх коліс агрозасобу.

Враховуючи, що:

$$\begin{aligned} P_A &= N_A \cdot \varphi; & P_{fA} &= f \cdot N_A; \\ P_B &= N_B \cdot \varphi; & P_{fB} &= f \cdot N_B, \end{aligned} \quad (2.224)$$

де f – коефіцієнт опору коченню агрозасобу;

φ – коефіцієнт використання зчіпної ваги агрозасобу.

Враховуючи вирази (2,223) і (2.224) вертикальні реакції N_A і N_B згідно системи (2.222) після відповідних математичних перетворень будуть дорівнювати:

$$\begin{cases} N_B = G_T - Y - N_A, \\ N_A = \frac{G_T \cdot a_T - (G_T - Y) \cdot r_B (\varphi - f) \pm Y(Z_X + h \cdot \cos|\theta_2| + d) \pm X \cdot Z_Y}{L - (\varphi - f) \cdot (r_B - r_A)}. \end{cases} \quad (2.225)$$

Для визначення двох невідомих реакцій X і Y , а також невідомої вертикальної реакції N_k на опорному колесі еквівалентного с.-г. знаряддя достатньо трьох незалежних рівнянь його рівноваги:

$$\begin{cases} \sum_{p=1}^m (F_p)_x = 0; \\ \sum_{p=1}^m (F_p)_y = 0; \\ \sum_{p=1}^m M_\pi(F_p) = 0, \end{cases} \quad (2.226)$$

де $\sum_{p=1}^m (F_p)_x$ – сума p -их сил, що діють на с.-г. знаряддя в горизонтальній

площині;

$\sum_{p=1}^m (F_p)_y$ – сума p -их сил, що діють на с.-г. знаряддя у вертикальній

площині;

$\sum_{p=1}^m M_\pi(F_p)$ – сума моментів p -их сил, що діють на с.-г. знаряддя відносно

миттєвого центру повороту навісного пристрою (точка π).

У відповідності зі схемою діючих сил (см. рис. 2.82) маємо:

$$\begin{cases} N_k - G_P - R_Y - Y = 0, \\ -P_{fk} - R_X + X = 0, \\ \pm G_P(D_0 + h \cdot \cos|\theta_2| + Z_X) \pm R_Y(D_P + h \cos|\beta| + Z_X) \pm \\ \pm N_k(D_k + h \cdot \cos|\theta_2| + Z_X) \pm P_{fk} \cdot Z_Y \pm R_X(Z_Y + H/2) - M_k = 0, \end{cases} \quad (2.227)$$

де H – глибина обробітку ґрунту сільськогосподарським знаряддям;

G_P – вага с.-г. знаряддя;

R_X, R_Y – горизонтальна і вертикальна складові тягового опору с.-г. знаряддя;

P_{fk}, M_k – сила і момент опору коченню опорного колеса с.-г. знаряддя;

D_0, D_P, D_k – конструктивні параметри с.-г. знаряддя, природа яких зрозуміла з рис. 2.82.

Знак «+» в третьому рівнянні системи (2.227) ставиться в тому випадку, коли відповідні сили утворюють момент відносно точки π , напрямком якого збігається з напрямком годинникової стрілки, в іншому випадку ставиться знак «-».

Силу P_{fk} і момент M_k опору коченню опорного колеса с.-г. знаряддя можна визначити у такий спосіб:

$$\begin{aligned} P_{fk} &= f \cdot N_k, \\ M_k &= f \cdot N_k \cdot r_k, \end{aligned} \quad (2.228)$$

де r_k – радіус опорного колеса с.-г. знаряддя.

Із системи (2.227) з урахуванням виразів (2.228) після відповідних математичних перетворень знаходимо:

$$\left. \begin{aligned} Y &= N_K - G_{II} - R_Z, \\ X &= f \cdot N_K + R_X, \\ N_K &= \frac{\pm G_{II}(D_0 + h\cos|\theta_2| + Z_X) \pm R_Y(D_{II} + h\cos|\theta_2| + Z_X) \pm R_X(Z_Y + H/2)}{\pm(D_K + h\cos|\theta_2| + Z_X) \pm f \cdot Z_Y - f \cdot r_k} \end{aligned} \right\} (2.229)$$

Системи рівнянь (2.225) і (2.229) дозволяють визначати оптимальні значення як кутів нахилу тяг навісного пристрою, так і інших конструктивних параметрів ширококолійного агрозасобу з позиції бажаного перерозподілу нормальних реакцій на його передніх і задніх колесах. З аналізу вказаних виразів випливає, що крім кутів нахилу тяг навісного пристрою, суттєвий вплив на перерозподіл нормальних реакцій на колесах агрозасобу здійснюють такі його конструктивні параметри, як відстань від навісного пристрою до центру опору (D_P) і опорного колеса (D_K) с.-г. знаряддя.

В процесі досліджень кути нахилу тяг (θ_1 і θ_2) навісного пристрою агрозасобу змінювали в діапазоні від -20 град. до 40 град., що конструктивно такі значення можуть мати місце у агрозасобу ТДАТУ. Що стосується відстаней від навісного пристрою до центру опору і опорного колеса с.-г. знаряддя, то пояснення щодо методики вибору значень цих параметрів впливають з наведеного нижче аналізу.

Результати розрахунку нормальних реакцій на передніх, задніх колесах ширококолійного агрозасобу ТДАТУ і опорних колесах його технологічної частини представимо відносно навантаження, що діє на них в статичному положенні (без гакового навантаження в стані спокою), тобто ступінь їх перерозподілу буде дорівнює:

$$\chi_i = \frac{100N_i}{N_{ist}}, \quad (2.230)$$

де χ_i – ступінь перерозподілу нормальних реакцій на i -тому колесі ширококолійного агрозасобу і його технологічної частини, %;

N_i – перерозподілена нормальна реакція на i -тому колесі ширококолієного агрозасобу і його технологічної частини;

N_{ist} – навантаження на i -те колесо ширококолієного агрозасобу і його технологічної частини в статичному положенні (без гакового навантаження в стані спокою).

Аналіз даних математичного моделювання показує (рис. 2.84 і 2.85), що ступінь перерозподілу нормальних реакцій на передніх, задніх колесах агрозасобу ТДАТУ і опорних колесах с.-г. знаряддя суттєво залежить від кута нахилу θ_1 центральної тяги навісного пристрою.

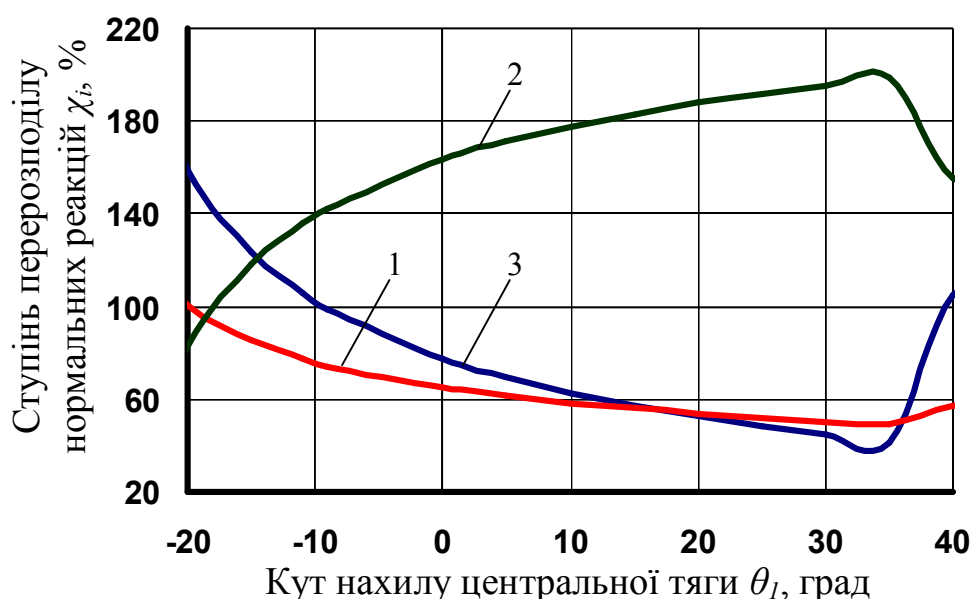


Рис. 2.84 – Ступінь перерозподілу нормальних реакцій на передніх (1), задніх (2) колесах агрозасобу ТДАТУ і опорних колесах технологічної частини (3) від кута нахилу θ_1 центральної тяги навісного пристрою при відємному нахилі нижніх тяг ($\theta_2 = -10$ град)

З аналізу рис. 2.84 випливає, що при негативному куті нахилу центральної тяги рівного $\theta_1 = -17$ град вертикальне навантаження на задніх колесах (крива 2) агрозасобу ТДАТУ відповідає величині статичного положення ($\chi_2 = 100\%$). При цьому його передні колеса (крива 1) певною мірою розвантажені, що збільшило навантаження на опорному колесі с.-г.

знаряддя (крива 3). Збільшення ж вертикального навантаження на опорних колесах с.-г. знаряддя взагалі неприпустимо, оскільки вони, як правило, розміщені в агротехнічній (плодоносній) зоні поля. А, виходячи з принципів колійного землеробства що ущільнюючий вплив на ґрунт ходових систем машин в плодоносній зоні поля має бути максимально виключений [52]. Зі збільшенням кута нахилу центральної тяги θ_1 від -10 до 35 град нормальна реакція на опорних колесах с.-г. знаряддя має тенденцію бажаного зменшення відносно свого статичного положення, досягаючи розвантаження до 40% . Однак при цьому небажано знижується і вертикальне навантаження на передніх колесах ширококолійного агрозасобу, розвантажуючи їх практично вдвічі. Розвантаження останніх призводить до пропорційного збільшення вертикального навантаження на його задніх колесах (крива 2).

Зі збільшенням кута нахилу центральної тяги більше 35 град спостерігається зворотна картина (див. рис. 2.84). Вертикальне навантаження на задніх колесах ширококолійного агрозасобу зменшується, а на передніх колесах збільшується, наближаючись до свого статичному значенням. Такий результат можна пояснити суттєвим при цьому зменшенням величини горизонтальної координати Z_x миттєвого центру повороту навісного пристрою (точка π), що викликало перерозподіл моментів діючих сил.

Вищевикладений аналіз резюмує наступне. При негативному куті θ_2 нахилу нижніх тяг найбільш прийнятною є таке налаштування навісного пристрою агрозасобу ТДАТУ, за яким кут нахилу θ_1 верхньої тяги має велике позитивне значення, досягаючи позначки 40 град. У цьому випадку вертикальне навантаження на його задніх колесах збільшено в середньому в $1,5$ рази відносно свого статичного стану, а нормальна реакція на передніх колесах знижена до 60% , що допустимо з позиції забезпечення достатньої керованості руху агрозасобу при кінематичному способі його керування. Нормальна реакція на опорному колесі с.-г. знаряддя при цьому бажано зменшена або практично дорівнює своїй статичній величині.

Однак слід мати на увазі, що налаштування триточкового навісного механізму з великим позитивним кутом нахилу центральної тяги (досягаючи 40 град і вище) і від'ємним кутом нахилу нижніх тяг можлива тільки після детального вивчення кінематики його роботи, що може послужити підставою для подальших досліджень.

Також слід зазначити, що розміщення с.-г. знаряддя в міжколісному просторі ширококолійного агрозасобу позитивно позначається на забезпеченні достатньої керованості останнього при кінематичному способі його керування. Оскільки, в розглядуваному діапазоні кута нахилу верхньої тяги навісного пристрою його передні колеса розвантажуються не більше ніж на 50%. При цьому з позиції зменшення ущільнюючого впливу на ґрунт опорними колесами с.-г. знаряддя нормальна реакція на них може бути знижена до 50% відносно свого статичного положення.

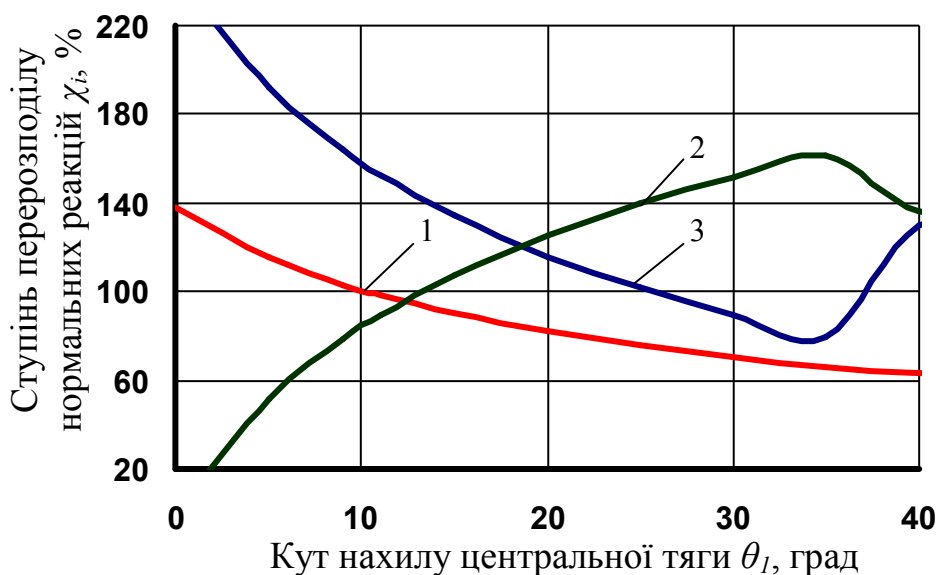


Рис. 2.85 – Ступінь перерозподілу нормальних реакцій на передніх (1), задніх (2) колесах агрозасобу ТДАТУ і опорних колесах с.-г. знаряддя (3) від кута нахилу θ_1 центральної тяги навісного пристрою при позитивному нахилі нижніх тяг ($\theta_2 = 10$ град)

Аналіз рис. 5 свідчить про те, що при позитивному куті нахилу нижніх тяг навісного пристрою розвантаження передніх коліс агрозасобу ТДАТУ відбувається при куті нахилу верхньої тяги більше 10 град. При цьому

відповідно довантажуються його задні колеса. При малих же позитивних кутах нахилу центральної тяги (менше 10 град), незважаючи на збільшення навантаження на передніх колесах агрозасобу, його задні колеса практично повністю розвантажуються. Частина ваги при цьому перерозподіляється на опорні колеса с.-г. знаряддя.

Що стосується вертикального навантаження на опорному колесі с.-г. знаряддя, то вона починає зменшуватися тільки при кутах нахилу верхньої тяги вище 25 град (рис. 2.85). І, подолавши позначку кута нахилу останньої в 37 град характер перерозподілу цього навантаження починає змінюватися. В результаті цього маємо деяке зниження вертикального навантаження на задніх колесах ширококолісного агрозасобу.

З вищевикладеного випливає, що при позитивному куті нахилу нижніх тяг навісного пристрою агрозасобу ТДАТУ найбільш бажане налаштування верхньої тяги при кутах нахилу від 25 до 35 град. Оскільки в цьому випадку маємо певне зниження ущільнюючого впливу опорних коліс с.-г. знаряддя на ґрунт в плодоносній зоні поля, довантаження задніх коліс і допустиме зниження (до 30%) вертикального навантаження на його передніх колесах.

Також, з аналізу рис. 2.84 і 2.85 випливає, що виключити негативний ущільнюючий вплив опорними колесами с.-г. машин і знарядь на ґрунт в агротехнічній (плодоносній) зоні поля якщо і можливо, то не більше ніж на 50%. У такій ситуації додаткове використання регулятора для коригування нормального навантаження на опорних колесах с.-г. знаряддя дозволить досягати практично повного виключення ущільнюючого впливу на ґрунт ходових систем машин в плодоносній зоні поля. Принцип роботи такого регулятора аналогічний широко відомим гідравлічним підсилювачам зчіпної ваги традиційних тракторів. Останні, як відомо [186], формують зусилля необхідне для підйому навісного пристрою з навішаною с.-г. машиною або знаряддям. Положення миттєвого центру повороту навісного механізму при цьому зберігається незмінним. Ця умова дотримується, коли величина

зусилля підйому с.-г. знаряддя не перевищує значення, необхідне для його виглиблення з ґрунту.

При використанні вказаного регулятора на ширококоліїному агросасобі ступінь перерозподілу нормальних реакцій на його передніх і задніх колесах істотно буде залежати від горизонтальної координати центру мас (D_0) та центру опору с.-г. знаряддя (D_p). Використовуючи вирази (2.221) і (2.224) ступінь перерозподілу зазначених реакцій на передніх і задніх колесах агросасобу ТДАТУ в залежності від зміни конструктивних параметрів D_0 і D_p представлений на рис. 2.86.

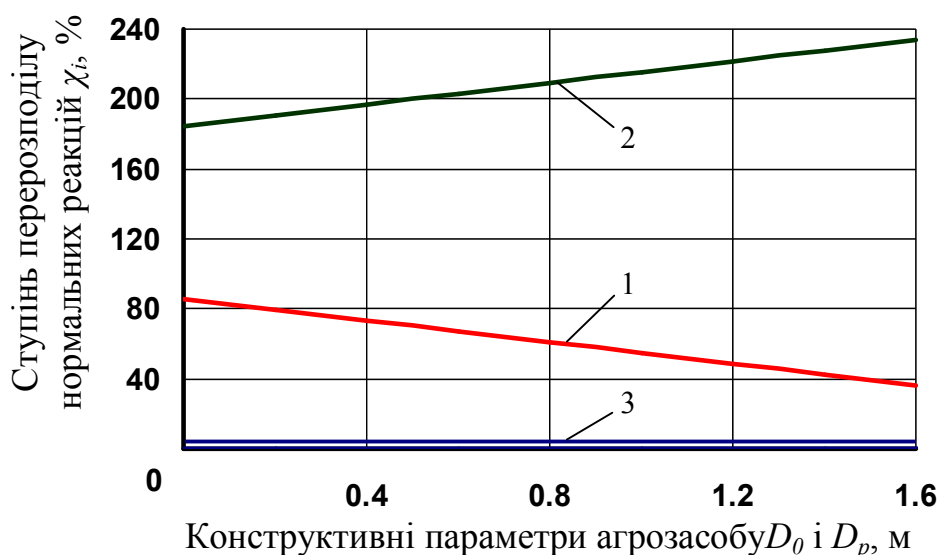


Рис. 2.86 – Ступінь перерозподілу нормальних реакцій на передніх (1), задніх (2) колесах агросасобу ТДАТУ при використанні регулятора для коригування нормального навантаження на опорних колесах с.-г. знаряддя (3)

З аналізу рис. 2.86 випливає, що віддалення центру мас і центру опору с.-г. машини або знаряддя від навісного пристрою ширококоліїного агросасобу призводить до природного збільшення навантаження на його задніх колесах, за рахунок ваги навісної машини, і зниження навантаження на передніх колесах. При цьому зі збільшенням абсолютної величини конструктивних параметрів D_0 і D_p до 1,6 м вертикальне навантаження на передніх колесах може знизитися до критичного рівня (20–40%), що створює

ймовірність втрати керованості агрозасобу при його кінематичному способі керування.

Водночас, конструктивно можливе зменшення значин параметрів D_0 і D_p позитивно відображається на характері перерозподілу вертикальних навантажень на колесах ширококолісного агрозасобу. Оскільки майже вдвічі збільшується при цьому навантаження на задніх його колесах, а ступінь розвантаження передніх коліс становить не більше 50%. З позиції максимальної реалізації ширококолісними агрозасобами їх тягово-зчіпних властивостей, а також максимального зменшення ущільнюючого впливу на ґрунт ходових систем машин в плодоносній зоні поля, отриманий результат є найбільш бажаним.

На підставі проведених досліджень слід зазначити, що в більшості можливих варіантів налаштування навісного пристрою ширококолісного агрозасобу ТДАТУ маємо розвантаження передніх його коліс. Для уникнення великого розвантаження передніх коліс агрозасобу, а отже і збереження достатньої його керованості при кінематичному способі керування, доцільно розміщувати всілякі технологічні ємності ближче до передніх коліс. Внаслідок цього вертикальне навантаження на них збільшується за рахунок збільшення ваги від технологічної ємності з матеріалом.

З метою практично повного виключення ущільнюючого впливу на ґрунт ходових систем машин в плодоносній (агротехнічній) зоні поля в умовах експлуатації нами рекомендується використовувати на ширококолісних агрозасобах регулятори для коригування нормального вертикального навантаження на опорних колесах його технологічної частини.

Висновки по розділу

1. Розрахунками встановлено, що для повної реалізації тягово-енергетичних властивостей ширококолієвих агрозасобів при робочих швидкостях їх руху до 5 км/год їх енергонасиченість має бути рівною 12,5 кВт/т, а в межах до 10 км/год – 23,5 кВт/т. У зв'язку з цим в реальних умовах експлуатації зменшення робочих швидкостей руху вказаних агрозасобів є шлях до скорочення енерговитрат на технологічні процеси в колійному землеробстві.

2. За умов достатнього зчеплення рушіїв ширококолієвого агрозасобу з опорною поверхнею ґрунтового сліду постійної технологічної колії дозволяє розвивати йому тягове зусилля на рівні 6,37 кН на кожен тону його експлуатаційної маси. А це в 1,4 разів більше, ніж здатний розвивати традиційний колісний трактор при його русі по стерньовому агрофоні.

3. Рух агрозасобу по ґрунтовому сліду постійної технологічної колії на відміну від с.-г. агрофона дозволяє підвищити його коефіцієнт зчеплення до $\varphi = 0,55$. При цьому максимальна дотична сила тяги, що розвивається його колесами, досягається при меншій величині буксування $\delta = 0,15...0,17$. Практично це означає, що рух агрозасобу по вирівняному ущільненому ґрунтовому сліду постійної технологічної колії дозволяє підвищити його тягово-зчіпні властивості щонайменше на 30%.

4. Проведеними дослідженнями встановлено, що при виборі типорозміру шини для ширококолієвої агрозасобу спочатку слід керуватися вибором її ширини, значення якої з позиції мінімальної ширини постійної технологічної колії повинно бути якомога меншим, а потім, виходячи з її несучої здатності, – її діаметром.

5. Розрахунками визначено, що за критерієм максимального коефіцієнта корисної дії роботи колеса агрозасобу конструкції ТДАТУ раціональні оптимуми основних параметрів шини припадають на величину діаметра шини 1,245 м, та її ширину 0,250 м. Практичної реалізації вказаних

параметрів відповідають шини типорозміру 9.5R32, коефіцієнт корисної дії роботи якої дорівнює 0,86. Відносно не велике значення коефіцієнту корисної дії пояснюється її тракторною приналежністю. Через це обґрунтування параметрів нової шини, спеціально призначеної для агрозасобів, які рухаються по слідах постійної технологічної колії, є предметом окремих подальших досліджень.

6. З позиції максимального коефіцієнта корисної дії роботи колеса агрозасобу конструкції ТДАТУ з шинами 9.5R32 бажаним є встановлення максимального тиску повітря в них рівного 160 кПа. В умовах експлуатації це також сприяє збільшенню несучої здатності шин ширококолієвих агрозасобів.

7. Проведеними дослідженнями визначено, що втрати площі поля під інженерну зону суттєво залежить від ширини колії для руху ширококолієвих агрозасобів, значення якої на пряму визначено шириною шин їх коліс. Розрахунками встановлено, що за критерієм мінімального коефіцієнта втрат площі поля під інженерну зону раціональна величина ширини колії останніх припадає на $K = 7,5$ м. На практиці це означає, що при використанні шин агрозасобів з шириною 0,393...0,429 м, дозволяє мати величину втрат площі поля під інженерну зону не більше 6%. Водночас, при збільшенні ширини колії агрозасобів до 9 м, що притаманно для закордонних зразків так званих «мостових» тракторів, величина втрат площі зменшується до 5%.

8. Втрати площі поля під інженерну зону практично не залежать від її довжини. Доказом цього є той факт, що при зменшенні довжини поля з 1000 м до 100 м ця величина змінюється не більше 2% в діапазоні варіювання ширини колії агрозасобів до 30 м. Тому на практиці розмір поля при його облаштуванні під колійну систему землеробства суттєво не впливає на величину коефіцієнта втрат площі поля під інженерну зону.

9. За великих поперечних відхиленнях агрозасобу від прямолінійної траєкторії його руху збільшення ширини технологічного допуску постійної технологічної колії лише на 0,3 м збільшує втрати площі поля під інженерну зону в 1,5...1,75 разів. Практично це означає, що використання

ширококолієних агрозасобів в колійній системі землеробства вимагає обґрунтування принципів їх автоматичного водіння, що, за рахунок покращення стійкості їх руху, дозволить максимально зменшити втрати площі поля під інженерну зону щонайменше в 1,5 разів.

10. Запропонована нами нова схема розвороту ширококолієної агрозасобу на поворотній смузі, шляхом повороту його шасі керованими колесами з одного борту навколо центру, розташованого в центрі межколієного простору з іншого борту, дозволяє одночасно з поворотом переміщати його на наступну робочу позицію з кращими кінематичними параметрами. На практиці кращі показники повороткості досягаються при такому конструктивному виконанні агрозасобу, коли відношення його колієної бази до ширини колієї є якомога меншим. За вказаною умовою щонайменшим є і кут повороту його керованих колієс.

11. Проведеними дослідженнями встановлено, що для отримання оптимального режиму повороткості ширококолієних агрозасобів зі збільшенням величини їх колієї від 3 м до 12 м кінематичний показник режиму повороту також збільшується з 5,8 м/рад до 30 м/рад і більше. Практично це вимагає збільшення швидкієного режиму при їх русі на повороті, що потребує збільшення енерговитрат на цей процес.

12. Маневр виконання повороту ширококолієним агрозасобом на малій швидкості руху (0,5 м/с) дозволяє мати кут його повороту у фазі розгону навіть меншим за 10 град. А от при збільшенні швидкості руху до 1,0 м/с кут повороту агрозасобу фази його розгону при цьому збільшується до 30 град. Реалізація швидкієного режиму агрозасобом на повороті зі швидкостями близько 2,0 м/с вже стає проблематичним. Оскільки потребує збільшити фазу розгону вказаного агрозасобу до кута повороту щонайменше в 140 град. На практиці це означає, що майже весь шлях на повороті агрозасіб повинен рухатися із прискоренням зі усіма наслідками, що не є бажаним.

13. Для забезпечення найкращої стійкості агрозасобу швидкість його робочого руху має бути близькою 1 м/с. При збільшенні швидкості руху

агрозасобу до 3 м/с амплітудно-частотні характеристики відпрацювання динамічною системою збурювального впливу погіршуються (тобто небажано зростають). Водночас, максимальна амплітуда його курсового кутового кута φ на частотах близьких до нуля становить 0,08 рад на 1 кН коливань тягового опору, а на частотах $\omega > 3 \text{ с}^{-1}$ збільшення швидкісного режиму руху агрозасобу практично не погіршує стійкості його руху в горизонтальній площині.

14. Збільшення швидкісного режиму руху агрозасобу до 3 м/с на частотах збурювального впливу близьких до нуля негативно відображається на величині його поперечного відхилення. Практично це означає, що на 1кН коливань тягового опору с.-г. зняряддя амплітуда поперечного відхилення агрозасобу наближається до 50 мм, що вимагає більшої ширини постійної технологічної колії за рахунок збільшення величини технологічного допуску. В кінцевому рахунку це небажано збільшує втрати площі поля під інженерну зону.

15. З позицій задовільної стійкості руху ширококолійного агрозасобу місце приєднання його технологічної частини повинно розміщуватися усередині його колісної бази («середнє» навішування робочих знярядь). Доказом цього є той факт, що в діапазоні частот $\omega = 0,5 \dots 5,5 \text{ с}^{-1}$ амплітудні характеристики наближаються до ідеальної.

16. При двократному збільшенні ширини колії ширококолійного агрозасобу з 3 м до 6 м, як показали теоретичні розрахунки, амплітудні характеристики відпрацювання агрозасобом збурювального впливу (коливань тягового опору) також збільшуються. Але різниця амплітудних значень при цьому не перевищує 7%, що можна компенсувати, наприклад зміною швидкісного режиму руху, або величиною коефіцієнту опору уводу його коліс, значення якого, за відомою залежністю Р. Смілея і В. Горна, може змінюватися в залежності від розмірів та тиску повітря в шині. Для практики це означає, що ширина колії агрозасобу практично не оказує суттєвого впливу на стійкість його руху в горизонтальній площині.

17. З позиції забезпечення кращої керованості ширококолійного агрозасобу при силовому (бортовому) способі його керування збільшення

ширини його колії дозволяє збільшувати коефіцієнт підсилення реакції динамічної системи на керуючий вплив, яким є рушійна сила на колесах одного із його бортів. Найбільш відчутно цей процес проявляється на частотах коливання рушійної сили близьких до нуля. Практично це означає, що при ширині колії агрозасобу $K = 9$ м на 1 кН коливань рушійної сили амплітуда його курсового кута зростає до 4,5 град, а поперечні відхилення сягають 0,4 м, що може призвести до перерегулювання динамічної системи і складності керування агрозасобом.

18. Бажане зменшення запізнення реакції ширококолісного агрозасобу на вхідний керуючий сигнал при силовому способі керування досягається зі зменшенням ширини його колії та інтенсивності швидкісного режиму руху. Доказом цього є те, що при розрахунках фазово-частотних характеристик із зменшенням ширини колії агрозасобу до 3 м та швидкості його руху до 1 м/с вони наближаються до ідеальних.

19. Силовий (бортовий) спосіб керування агрозасобом є малоефективним при малому його швидкісному режимі і на частотах керуючого впливу більших за $2,5 \text{ с}^{-1}$, де динамічна система практично не реагує на керуючий вплив. За таких умов доведено, що тільки ефективна система керування агрозасобом дозволить мати задовільну його керованість.

20. При кінематичному способі керування агрозасобом на малих швидкостях руху ($V_0 = 1$ м/с) бажана частота коливань кута повороту α передніх коліс має знаходитися на рівні $0,5 \text{ с}^{-1}$. Водночас збільшення швидкості руху агрозасобу до 3 м/с на низьких частотах ($\omega < 1,3 \text{ с}^{-1}$) маємо факт перерегулювання динамічної системи, а на частотах $\omega > 1,3 \text{ с}^{-1}$ навпаки – незначне недорегулювання відносно ідеальної характеристики. В умовах експлуатації це означає, що, при великому швидкісному режимі агрозасобу (близькому до 3 м/с) в діапазоні частот $\omega = 0,5 \dots 5,5 \text{ с}^{-1}$ інтенсивності керуючого впливу, тільки ефективна система його керування дозволить мати задовільну керованість.

21. З аналізу математичних моделей плоско-паралельного руху агрозасобу в горизонтальній площині при кінематичного способу його керування шляхом повороту коліс доведено, що його керованість практично не залежить від способу його повороту будь то передніми або задніми колесами. Тому, для практичного функціонування ширококолісного агрозасобу можна проектувати його з одними, наприклад, тільки передніми керованими колесами. При цьому майже однаковою буде його керованість, як при прямому, так і реверсивному русі.

22. З позиції забезпечення кращої керованості ширококолісного агрозасобу при кінематичному способі його керування шляхом повороту напіврам бажана частота коливань кута ψ їх зміщення знаходиться на рівні $1,7 \text{ c}^{-1}$. При цьому характер амплітудно- і фазово-частотних характеристик суттєво залежить від ширини поздовжньої бази агрозасобу і швидкості його руху. За таким способом керування агрозасобом не бажано його проектувати як із надто великою, так і малою його колісною базою. Оскільки в розглядуваному частотному діапазоні коливань керуючого впливу $\omega = 0,5 \dots 5,5 \text{ c}^{-1}$ динамічна система практично не може досягти ідеальних характеристик.

23. При роботі агрозасобу на швидкості руху близьких 3 м/с при його керуванні шляхом повороту напіврам маємо амплітуди поперечних відхилень більших за 16 м/рад . На практиці це може призвести до перерегулювання динамічної системи і складності керування агрозасобом, а також до розширення технологічної колії за рахунок збільшення величини технологічного допуску, що збільшує втрати площі під інженерну зону. Але ж при автоматизації його керування за таким способом дозволить мати непогані показники його керованості, які є не гіршими за характеристики його роботи з поворотними колесами.

24. Для забезпечення задовільної керованості агрозасобу конструкції ТДАТУ при відпрацювання ним збурювального впливу, яким є поворот навісного механізму з технологічною частиною в горизонтальній площині, при швидкості його руху 2 м/с частота коливань кута повороту його коліс має

становити $0,8...0,9 \text{ с}^{-1}$. В іншому випадку амплітудні і фазові частотні характеристики відпрацювання динамічною системою керуючого впливу наближаються до ідеальних тільки тоді, коли миттєвий центр повороту навісного механізму агрозасобу знаходиться в зоні центра його мас.

25. Розміщення навісного механізму агрозасобу з його технологічною частиною повинно бути якомога близьким до його центра мас. Тільки в цьому випадку амплітудно- і фазово-частотні характеристики відпрацювання агрозасобом кута повороту навісного пристрою з технологічною частиною в горизонтальній площині наближає їх до ідеальних. Але практично ця відстань стає настільки малою, що відповідає зближенню нижніх тяг на відстань $0,02 \text{ м}$ при куті їх збіжності – 85 град . Тому, з позиції проектування універсального навісного пристрою для ширококолієвих агрозасобів слід передбачити можливість його налаштування, як за трьохкрапковою, так і за двокрапковою схемами.

26. З позиції отримання щонайменших поперечних зміщень робочих органів в процесі роботи такі його параметри як ширина колії, амплітуди його кутових курсових коливань та віддаленість робочих органів від його кінематичного центру мають бути якомога меншими. Доказом цього є той факт, що при ширині колії агрозасобу на рівні $K = 6 \text{ м}$ і його амплітудах кутових коливань до 8 град , а також віддалені робочих органів від його кінематичного центру на відстань 3 м , величина поперечних зміщень крайніх робочих органів становить $0,38...0,48 \text{ м}$. Практично це означає, що в процесі роботи робочі органи будуть потрапляти в зону розміщення рядка культурної рослини та знищувати їх при цьому. Тому автоматизація керування рухом агрозасобу сприятиме зменшенню сукупності всіх кутових відхилень від заданого напрямку руху, що дозволить практично зменшити амплітуди поперечних зміщень робочих органів до $0,05 \text{ м}$, і, як наслідок, зменшити ймовірність підрізання рослин у рядку робочими органами, особливо крайніми.

27. З кінематичної точки зору кріплення знаряддя для прокладання постійної технологічної колії має бути жорстким, а оптимальна зона його

розміщення і робочих органів агрозасобу – зосереджені на мінімально можливій поздовжній відстані від його кінематичного центра. Тільки в цьому випадку величина взаємного відхилення траєкторій постійної технологічної колії і робочих органів становить не більше за 1 мм. При цьому оптимальна поздовжня відстань від кінематичного центра агрозасобу до точки стеження за траєкторією руху має бути рівною 3...4 м, що є прийнятним для зору людини-оператора.

28. При розстановці культиваторних робочих органів для ширококолієвих агрозасобів слід враховувати фактор різниці їх зовнішніх та внутрішніх зміщень. Так, для робочих органів, розташованих зовні, відносно геометричної осі рядка і центру агрозасобу, величина захисної зони повинна бути більшою, ніж для внутрішніх (приблизно на 3 см). Доказом цього є те, що з ймовірністю пошкоджуваності рослин до 1% захисна зона рядків, які оброблюються крайніми робочими органами, мають бути не меншими за 13 і 16 см відповідно.

29. З точки зору бажаності відпрацювання ширококолієвим агрозасобом коливань нерівностей слідів постійної технологічної колії збільшення коефіцієнта жорсткості шин його коліс є ефективним при частотах цього збурення, більших за $7,0 \text{ c}^{-1}$. При цьому дисперсії коливань нерівностей профілю постійної технологічної колії мають зосереджуватися в частотних діапазонах $\omega = (0...7 \text{ і } 13...20) \text{ c}^{-1}$, оскільки в них наближають амплітудно-частотні характеристики до ідеальних. Практично досягти цього можна відповідною технологією формування слідів постійної технологічної колії або зміною жорсткості пневматичної шини. В умовах експлуатації останнє можна досягнути шляхом підбору такого тиску повітря в неї, який би забезпечував мінімальне реагування динамічної системи на вхідне збурювання. Натомість затримка реакції динамічної системи на вхідне збурення практично не залежить від жорсткості пневматичної шини і становить приблизно рівною 3 рад.

30. З точки зору бажаності відпрацювання технологічною частиною агрозасобу коливань нерівностей профілю агрофону збільшення її маси з 300 до 500 кг призводить до небажаного підйому амплітудно-частотних характеристик разом із зміщенням резонансних піків у бік низьких частот.

31. Необхідна жорсткість шин опорних коліс технологічної частини агрозасобу суттєво залежить від спектру частот коливань нерівностей поздовжнього профілю агрофону. Якщо спектр вказаних частот зосереджений у високочастотному діапазоні $\omega > 13 \text{ c}^{-1}$, то зменшення коефіцієнта жорсткості шини до 25 кН/м наближає амплітудно-частотні характеристики до ідеальних. Але практично досягти такої жорсткості пневматичної шини дуже проблематично. Натомість, якщо спектр вказаних частот зосереджений в діапазоні $\omega = 0 \dots 20 \text{ c}^{-1}$, то використання шин з коефіцієнтом жорсткості більшим за 200 кН/м дозволяє мати значення коефіцієнта підсилення не більше 2, і це лише тільки на більш високій частоті.

32. У порівнянні з поздовжнім профілем нерівностей слідів постійної технологічної колії коливання тягового опору с.-г. знаряддя здійснюють значно менший вплив на вертикальні переміщення агрозасобу. Останні суттєво залежатимуть від місця розміщення технологічної частини відносно зони його міжколісного простору. Аналізом розрахованих амплітудно-частотних характеристик встановлено, що у варіанті центрального навішування с.-г. знарядь динаміка руху агрозасобу у вертикальній площині суттєво гірша, в порівнянні із варіантом їх заднього навішування позаду коліс агрозасобу. Так, підсилення збурювального впливу для горизонтальної та вертикальної складових тягового опору на резонансній частоті $\omega = 11 \text{ c}^{-1}$ сягає 20 і 30 разів, що не є бажаним. Тому, тільки варіант компонування агрозасобу за яким місце кріплення навісного механізму знаходиться позаду коліс агрозасобу позитивно наближає амплітудно-частотні характеристики до ідеальних.

33. З позиції максимального зменшення опорними колесами технологічної частини агрозасобу ущільнюючого впливу на ґрунт в плодоносній зоні поля кути нахилу центральної тяги його навісного

механізму повинен перебувати в межах $\alpha = 25 \dots 35$ град, а нижніх тяг β – мати від’ємне значення. За такої налаштуванням тяг навісного механізму агрозасобу нормальна реакція на опорних колесах с.-г. знаряддя знижена майже вдвічі. Однак при цьому небажано, але допустимо (до 30%), знижується і вертикальне навантаження на передніх колесах агрозасобу.

34. Зміною кутів нахилу верхньої і нижньої тяги навісного механізму агрозасобу можна зменшити величину реакції на опорних колесах сільськогосподарських машин і знарядь, але не більше ніж на 50%. У такій ситуації на практиці додаткове використання регулятора для коригування нормального навантаження на опорних колесах його технологічної частини дозволить досягати практично повного виключення ущільнюючого впливу на ґрунт ходових систем с.-г. машин та знарядь в плодоносній зоні поля.

35. У більшості можливих варіантів налаштування навісного механізму агрозасобу маємо розвантаження його передніх коліс. Для їх довантаження, а отже і забезпечення задовільної керованості агрозасобу при кінематичному способі його керування, доцільно розміщувати (за необхідністю) технологічні ємності ближче до передніх коліс. Тим самим збільшуючи вертикальне навантаження на них за рахунок збільшення ваги від технологічної ємності з матеріалом.

РОЗДІЛ 3

ТЕХНІЧНА ОСНАЩЕНІСТЬ ТА МЕТОДИЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Програма експериментальних робіт та фізичні об'єкти досліджень

Програма експериментальних досліджень с.-г. агрегатів на основі ширококолісного засобу механізації сільськогосподарського виробництва в умовах колійної системи землеробства включала проведення лабораторно-польових випробувань. Експериментальні дослідження проводилися у тепличному комплексі, на базі якого була спеціально обладнана лабораторія для випробування ширококолісного агрозасобу ТДАТУ з довжиною залікової ділянки рівною 50 м (рис. 3.1) .



Рис. 3.1 – Лабораторія на базі тепличного комплексу для експериментальних випробувань с.-г. агрегатів на основі ширококолісного агрозасобу

В умовах цієї лабораторії (див. рис. 3.1) була штучно створена на ґрунті постійна технологічна колія. Поздовжній профіль нерівностей якої був

остаточно сформований багатократними проходами рушіїв ширококолієного агрозасобу по ним.

В процесі виконання експериментів передбачалося:

- визначення необхідних для аналізу математичних моделей та інших аналітичних залежностей масово-геометричних і кінематичних характеристик ширококолієного агрозасобу;

- перевірка математичних моделей функціонування ширококолієних агрозасобів на адекватність;

- визначення характеристик ґрунтової поверхні слідів постійної технологічної колії та їх вплив на тягово-зчіпні властивості та енергетичні витрати ширококолієного агрозасобу при його русі по ній;

- визначення статистичних характеристик вхідних збурень, що сприймаються ширококолієним агрозасобом у процесі його роботи;

- вивчення закономірностей впливу параметрів ширококолієного агрозасобу і системи його паралельного водіння по слідах постійної технологічної колії на показники здійснення ним силового (бортового) способу керування і повороту;

- визначення технічної можливості і ефективності використання с.-г. агрегатів на основі ширококолієних агрозасобів при реалізації ними принципово нових технологічних процесів з обробітку ґрунту і внесення технологічних матеріалів із застосуванням постійної технологічної колії;

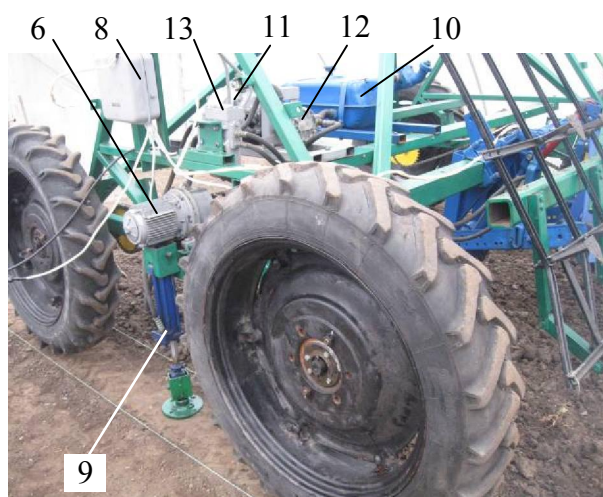
- вивчення впливу на енергетичні, експлуатаційно-технологічні і агротехнічні показники роботи с.-г. агрегатів для обробітку ґрунту і внесення мінеральних добрив на основі ширококолієного агрозасобу та встановлення відповідності його функціонування основним принципам ефективного впровадження колієного землеробства;

- вивчення закономірностей впливу параметрів ширококолієних агрозасобів на економічну ефективність від їх функціонування в колієній системі землеробства.

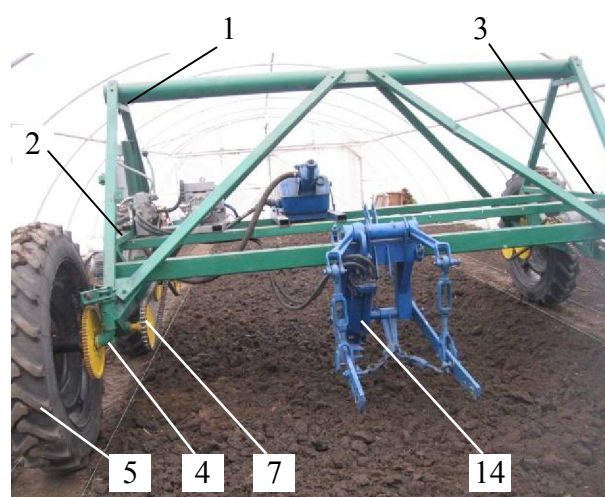
Фізичними об'єктами досліджень були с.-г. агрегати, призначені для

проведення обробітку ґрунту і внесення мінеральних добрив, які побудовані на основі ширококолісного засобу механізації сільськогосподарського виробництва конструкції ТДАТУ (див. рис. 3.1).

Ширококолісний агрозасіб конструкції ТДАТУ (рис. 3.2) містить силову ферму 1, яка є остовом-рамою агрозасобу, жорстко з'єднану з лівою 2 і правою 3 платформами. До платформ 2 і 3 прикріплені кронштейни 4 з колесами 5. Обертання коліс 5 здійснюється за допомогою двох мотор-редукторів 6, встановлених у середині платформ 2 і 3 та синхронних механізмів 7 приводу переднього і заднього коліс 5 з кожного борту агрозасобу. У верхній частині лівої платформи 2 встановлено блок-шафу 8 з пристроями керування шасі. Між передніми та задніми колесами 5 на нижній поверхні платформ 2 та 3 встановлені опорні стійки силових домкратів 9 для підйому бортів агрозасобу з будь-якої сторони. На поперечинах силової ферми 1 розміщено додаткові агрегати гідросистеми агрозасобу, зокрема бак 10 для гідрорідини, електричний двигун 11 приводу гідронасосу 12, гідророзподільник 13. Також в центральній частині агрозасобу розміщується гідравлічний навісний механізм 14, який запозичений від серійного колісного трактора тягового класу 1,4. За допомогою навісного механізму 14 з агрозасобом агрегуються с.-г. машини та знаряддя.



а) вид збоку



а) вид ззаду

Рис. 3.2 – Будова ширококолісного агрозасобу ТДАТУ

Основні технічні характеристики ширококолісного агрозасобу ТДАТУ представлені нижче.

Коротка технічна характеристика агрозасобу ТДАТУ

Експлуатаційна маса, кг.....	1158
Сумарна потужність двигунів для приводу коліс, кВт.....	3,0
Мотор-редуктори планетарні зубчасті.....	1МПз2-40-35,5-110У3
Тип двигуна асинхронний 3-х фазний.....	АИР80В6
Номінальне тягове зусилля, кН.....	6,3
Ширина колії коліс, м	3,5
Поздовжня колісна база, м.....	2,3
Шини коліс.....	9,5R32
Спосіб повороту.....	силовий (бортовий)

В процесі проведення експериментальних досліджень агрозасіб конструкції ТДАТУ агрегувався з наступними с.-г. машинами та знаряддями:

- зубові борони (типу БЗСС-1,0) (рис. 3.3 а), які конструктивно виконанні по типу борони «Надикти-Аюбова»;
- ротаційна борона (рис. 3.3 б);
- S-подібний розпушувач (рис. 3.3 в);
- електрифікований розкидувач мінеральних добрив (рис. 3.3 д).

В якості боронувального агрегату використовували запропоновані науковцями ТДАТУ зубові борони (типу БЗСС-1,0) (рис. 3.3 а), які конструктивно виконанні по типу борони «Надикти-Аюбова» [241]. На вказаній бороні у поздовжньо-вертикальній площині встановленні на зубцях першого ряду плоскорізальні сегменти, а на другому – під більшим кутом нахилу до горизонту, ніж сегменти останніх рядів. Таке конструктивне її виконання забезпечує, на думку авторів розробки, високу якість обробітку ґрунту. Ефективність та енергоємність роботи борони «Надикти-Аюбова» представляє потенційний інтерес для її використання в складі

ширококолієних агрегатів, які функціонують та використовуються в колійній системі землеробства.



а)



б)



в)



д)

Рис.3.3 – Ширококолієний агрозасіб ТДАТУ в складі с.-г. машин/знарядь під час проведення досліджень: а) зубові борони (типу БЗСС-1,0); б) ротаційна борона; в) S-подібний розпушувач; д) електрифікований розкидувач мінеральних добрив

Для проведення експериментальних досліджень навісний однодисковий тракторний розкидач JagMet був спеціально переобладнаний в електрифікований (див. рис. 3.3 д) з метою його використання в агрегаті з електрифікованим агрозасобом ТДАТУ. Для цього під дисковим

тукорозсіювальним робочим органом розкидача JarMet був додатково встановлений електричний двигун з редуктором.

З метою виключення можливості потрапляння мінеральних добрив в зону транспортних доріжок постійної технологічної колії агрозасіб ТДАТУ було обладнано спеціальним захисним екраном з лівої і правої його сторін (рис. 3.4).



Рис. 3.4 – ширококоліїний агрозасіб ТДАТУ з захисним екраном в складі електрифікованого розкидувача мінеральних добрив

Як показали випробування, то агрегування ширококоліїного агрозасобу не створює будь-яких проблем при приєднанні/від'єднанні машин та знарядь.

3.2. Способи керування рухом агрозасобу ТДАТУ, використовувані для цього прилади та обладнання

Керування роботою всіх силових механізмів агрозасобу ТДАТУ для його руху по слідах постійної технологічної колії здійснювалося в ручному режимі за допомогою оператора та безоператорному.

Ручне керування агрозасобом ТДАТУ здійснювалося з пульта керування (рис. 3.5), який був підєднаний до пристроїв його живлення, які розміщувалися у його блоці-шафі (див. рис. 3.2).

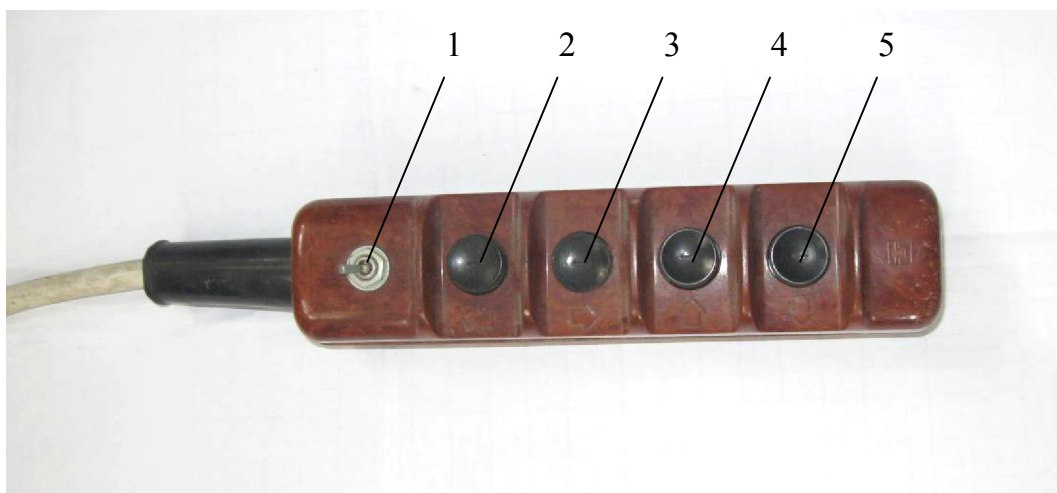


Рис. 3.5 – Дистанційний пульт ручного керування руху агрозасобу ТДАТУ

Дистанційний пульт керування (див. рис. 3.5) агрозасобом ТДАТУ містить наступні кнопки керування:

- 1 – перемикач прямого та реверсивного руху агрозасобу;
- 2 – кнопка синхронного включення живлення двигунів приводу коліс агрозасобу;
- 3 – кнопка повного відключення живлення двигунів приводу коліс агрозасобу;
- 4 – кнопка відключення живлення двигуна приводу коліс з лівого борта агрозасобу;
- 5 – кнопка відключення живлення двигуна приводу коліс з правого борта агрозасобу.

Перспективним для паралельного безоperatorного водіння агрозасобу по слідах постійної технологічної колії з чисто бортовим (силовим) способом його повороту, на нашу думку, є використання лазерного (або іншої природи) променя в якості задатчика траєкторії. На відміну від відомих лазерних систем, при водінні агрозасобу по променю визначення його положення повинно відбуватися безпосередньо відносно двох фіксованих ліній, якими є зовнішні кромки пари технологічних колій.

Обладнання для лазерного прокладання траєкторії руху агрозасобу і його паралельного водіння по слідах постійної технологічної колії нами було реалізовано наступним чином. Два лазерних випромінювачів 1 і 2 моделі LG-004 Green/Red (рис. 3.6) в точках A_1 і A_2 на початку гону були встановлені на штативах з лівого і правого крайків постійної технологічної колії (рис. 3.7). Їх розміщення було точно горизонтально орієнтоване відносно слідів постійної технологічної колії. Своїм лазерним променем вони створювали оптичну лінію (лазерний покажчик здатний утворювати промінь діаметром в 1 мм на відстані до 5 км), яка була межею зони розміщення агрозасобу в слідах постійної технологічної колії.

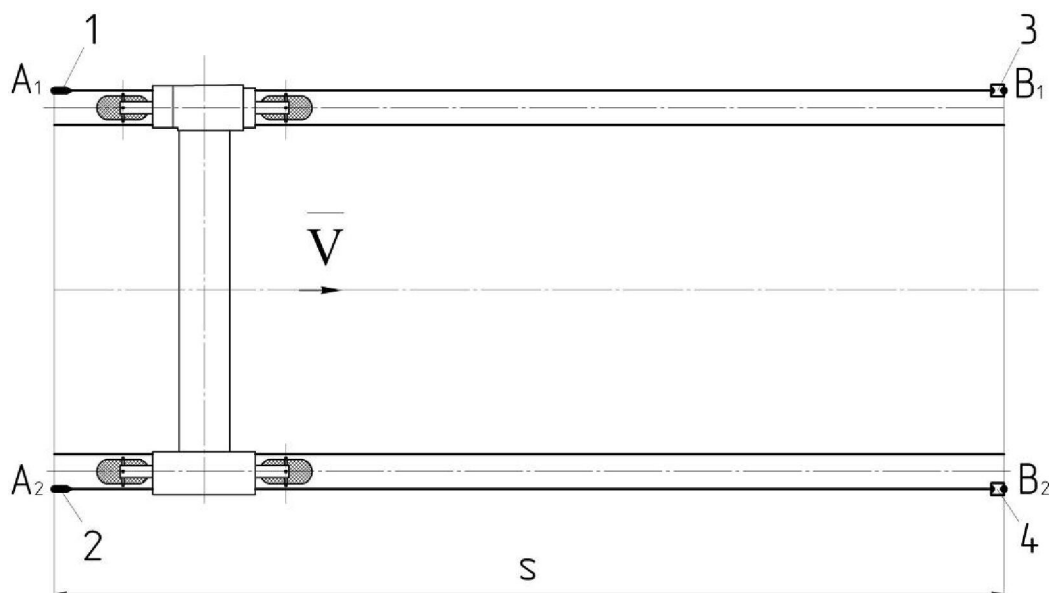


Рис. 3.6 – Схема паралельного водіння агрозасобу по лазерному променю

Два фотоприймальні пристрої 3 і 4 (моделі ФД-263) (див. рис. 3.6), які є фотоприймачами-мішенями, за допомогою спеціальних механізмів, були симетрично встановлені з іншого кінця гону в точках B_1 і B_2 (див. рис. 3.6), аналогічно з лівого і правого зовнішніх крайків постійної технологічної колії. Кожний фотоприймальний пристрій складався з фотодіодів, підключених до входу свого підсилювача.

У процесі руху ширококолісного агрозасобу зовнішні збурення, які діють на нього, відхиляють його від заданої прямолінійною траєкторії. Межею його лівостороннього або правостороннього зміщення в такому

випадку є зовнішня крайка постійної технологічної колії. Ці межі на рис. 3.6 представлені лініями A_1B_1 і A_2B_2 відповідно. Якщо в результаті поперечного зміщення агрозасобу в процесі його руху він своїми габаритами перетинає зазначені лінії, то в залежності від того на який (лівий або правий) фотодіод перестав потрапляти лазерний промінь, генерується сигнал його відхилення від заданої траєкторії. Цей сигнал подається на відповідний його приводний електричний двигун, за допомогою якого змінюються обороти в приводі коліс одного з бортів агрозасобу. Так, якщо правими колесами агрозасобу перекривається потрапляння лазерного променя в фотоприймальний пристрій (тобто відбувається перетин лінії A_2B_2), то його зміщення відбулося вправо. В такому випадку системою керування змінюються (зменшуються) обороти в приводі коліс його лівого борту. Після відновлення подачі лазерного променя в фотоприймальний пристрій прямолінійний рух агрозасобу поновлюється.

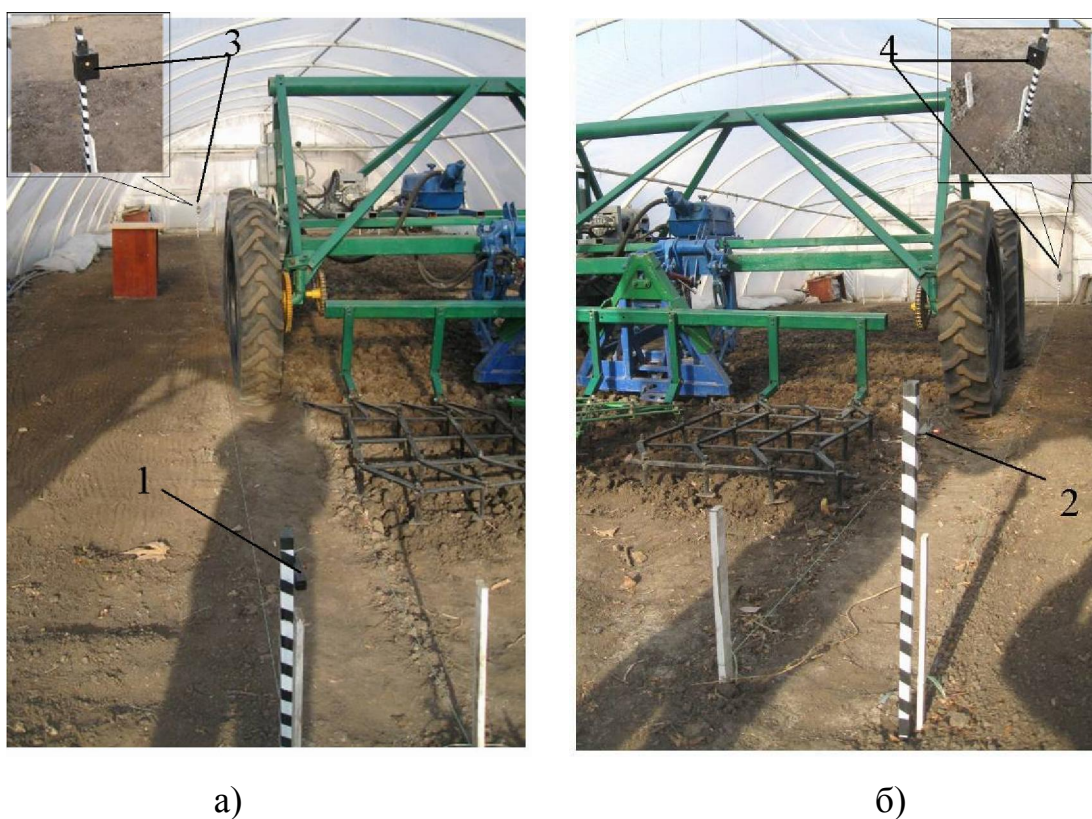


Рис. 3.7 – Розміщення обладнання для лазерного прокладання траєкторії руху агрозасобу з лівої (а) і правої (б) сторони технологічних колій:

1, 2 – випромінювач; 3, 4 – приймач

Електрична принципова схема керування паралельним рухом агрозасобу представлена на рис. 3.8.

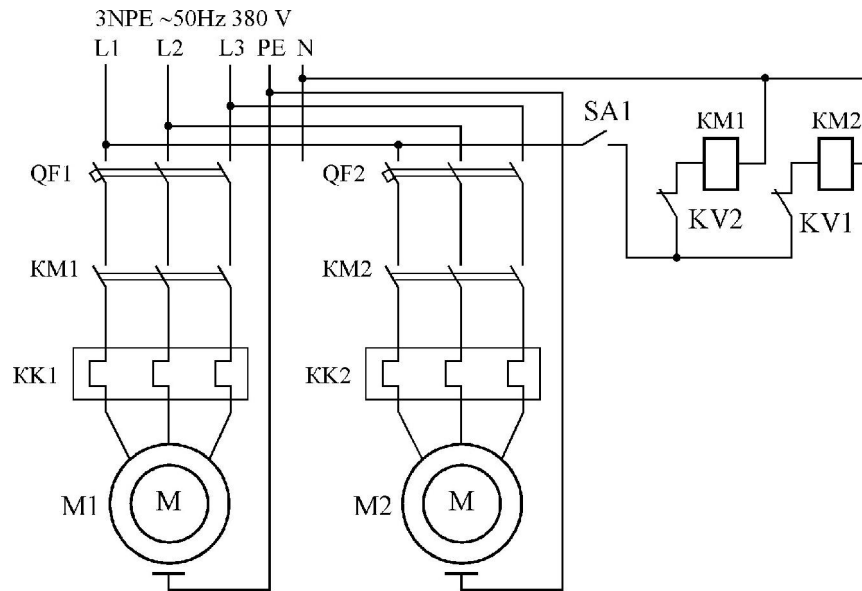


Рис. 3.8 – Схема електрична принципова керування паралельним водінням агрозасобу (силова частина)

На рис. 3.8 показано схему підключення двох електричних двигунів агрозасобу, потужність яких витрачається на привід коліс його лівого і правого бортів відповідно.

Схема керування паралельним водінням агрозасобу з використанням датчиків випромінювання-фотоприймання представлена на рис. 3.9.

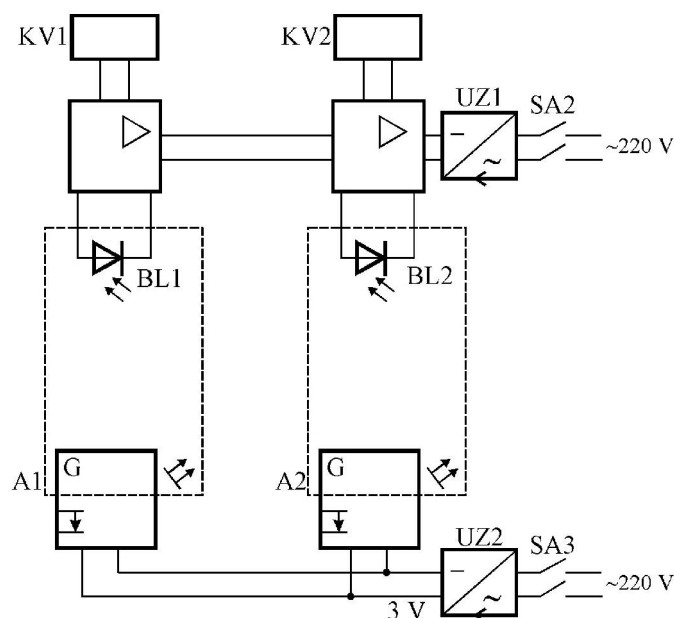


Рис. 3.9 – Схема системи керування паралельним рухом агрозасобу

Швидкість руху ширококолісного агросасобу ТДАТУ в складі с.-г. машин/знарядь під час проведення досліджень змінювали в діапазоні 3,6...4,5 км/год, шляхом плавного регулювання обертів його асинхронних електродвигунів за допомогою частотного асинхронного перетворювача Е102G2R2Т2В.

Поворот агросасобу здійснювався за допомогою опорних стійок силових домкратів (рис. 3.10), розміщених на нижній поверхні його платформ для підйому правого або лівого бортів відповідно.



а) розміщення силового домкрату на агросасобі ТДАТУ



Б) агросасоб ТДАТУ у виваженому стані при здійсненні маневру повороту

Рис.3.10 – Технічна реалізація повороту агросасобу ТДАТУ

Час на виконання маневру повороту ($t_{нов}$) агросасобу ТДАТУ за вказаним способом визначали за сумою тривалостей виконання ним окремих дій:

$$t_{нов} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5, \quad (3.1)$$

де t_1 – тривалість підйому робочих органів в транспортне положення, с;

t_2 – тривалість підйому одного із бортів агрозасобу шляхом висування штоку силового домкрату, с;

t_3 – тривалість повороту агрозасобу навколо опорної стійки силового домкрату, с;

t_4 – тривалість опускання борту агрозасобу на опорну поверхню слідів постійної технологічної колії шляхом зворотнього хода штока силового домкрату, с;

t_5 – тривалість переведення робочих органів із транспортного положення в робоче, с.

3.3. Вимірювальні параметри і методика проведення лабораторно-польових випробувань

Маса-геометричні параметри агрегатів, побудованих на основі ширококолісного агрозасобу ТДАТУ визначали безпосереднім вимірюванням згідно з методикою, викладеною у ГОСТ 23734-79 та СТ СЭВ 3470-81. Зокрема, лінійні розміри фіксували сертифікованою лінійкою та рулеткою Р10УЗК. Вагу агрозасобу та с.-г машин/знарядь визначали шляхом його зважування з використанням динамометра ДПУ-2. Похибка засобів вимірів лінійних розмірів по абсолютній величині становила не більше 2 мм. Відносна похибка засобів вимірювання часу та вимірів при визначенні маси по абсолютній величині становила не більше 0,5%.

Момент інерції агрозасобу ТДАТУ у поздовжньо-вертикальній площині, за рекомендаціями д.т.н. А.І. Тимофєєва [164], розраховували аналітично:

$$J_i = M_i \cdot \varepsilon \left[\frac{(a \cdot b + a^2 + b^2)^2}{a^2 + b^2} + \frac{(c \cdot d + c^2 + d^2)^2}{c^2 + d^2} \right], \quad (3.2)$$

де ε – коефіцієнт пропорційності;

(a , b), (c , d) – відстані від загального центру мас агрозасобу до габаритів його рами-ферми, попарно розчленованої двома взаємно перпендикулярними перетинами.

Швидкість руху того чи іншого дослідного агрегату (V_0) визначали із виразу:

$$V_0 = \frac{S}{t}, \quad (3.3)$$

де S – довжина контрольної ділянки, на якій рухається агрозасіб, $S = 50$ м;

t – час проходження агрозасобом залікової ділянки, який встановлювали шляхом фіксації тривалості руху між контрольними віхами залікової ділянки, с.

Для вимірювання часу застосовували сертифікований електронний секундомір JS-307.

Радіус кочення (R_k) коліс агрозасобу ТДАТУ визначали наступним чином. На шину одного із його рушіїв наносили кольорову позначку, яка могла залишати слід на поверхні сліду постійної технологічної колії. Після проходження агрозасобу рулеткою заміряли відстань (L_k) між першим та N -м слідами позначки. Шуканий параметр розраховували по формулі:

$$R_{kj} = \frac{L_{kj}}{2\pi(N-1)}. \quad (3.4)$$

Тиск повітря в шинах агрозасобу реєстрували за допомогою сертифікованого манометру з діапазоном 0-12 бар.

Фізико-механічні властивості ґрунтових слідів постійної технологічної колії вимірювали в товщині шару 0–5 см, агрофона – 0–15 см. Для визначення твердості ґрунту використовували твердомір системи Ревякіна (рис. 3.11). Щільність ґрунтового сліду технологічної колії і агрофона вимірювали щільноміром конструкції ТДАТУ, а вологість – вологоміром MG-44 (див. рис. 3.11).

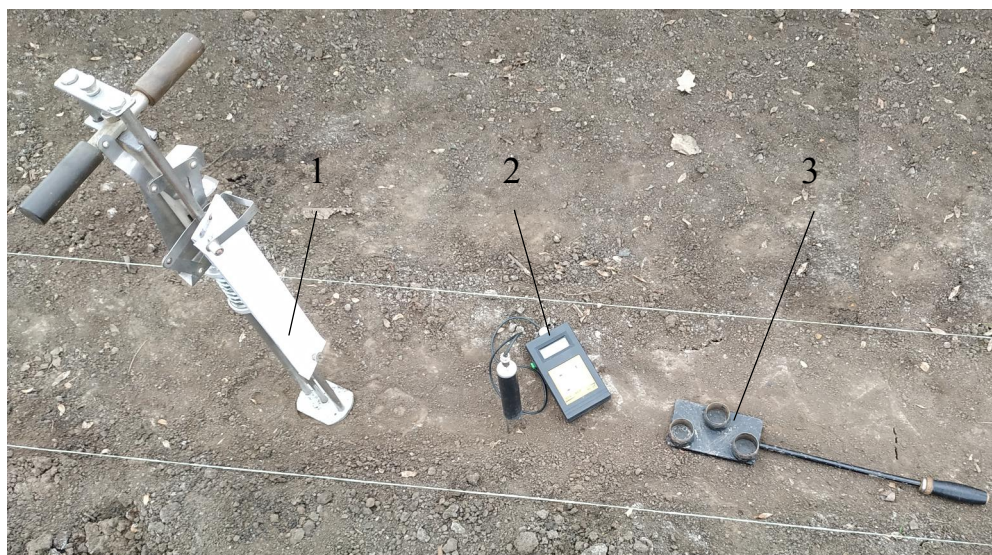


Рис. 3.11 – Вимірювальні прилади для визначення фізико-механічних властивостей ґрунтового сліду постійної технологічної колії та агрофону:
1 – твердомір системи Ревякіна; 2 – вологомір МГ-44; 3 – щільномір ТДАТУ

Глибину обробітку ґрунту в процесі досліджень вимірювали спеціально розробленим глибиноміром (рис. 3.12).

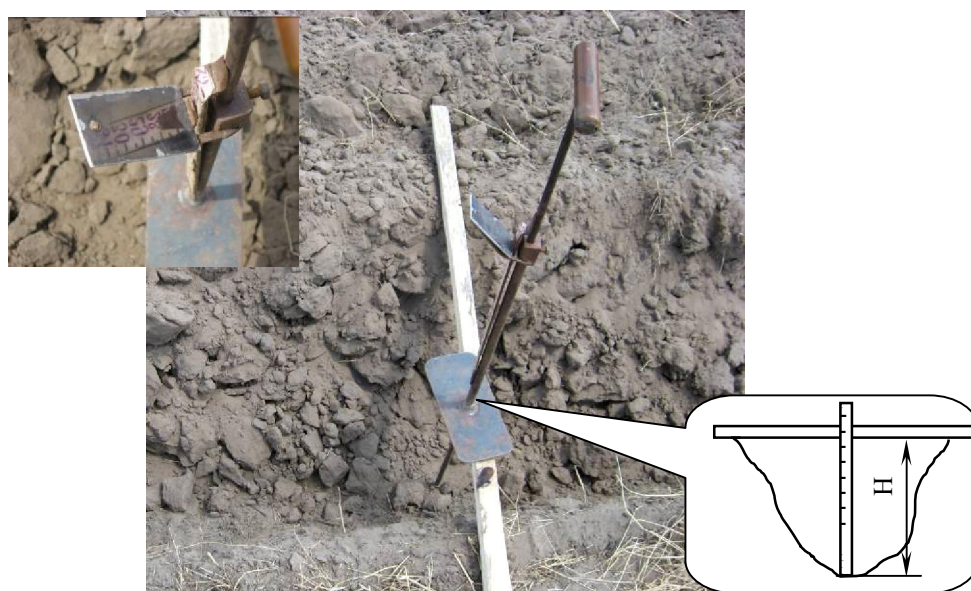


Рис. 3.12 – Глибиномір для вимірювання глибини обробітку ґрунту

Для максимального зменшення похибки визначення показників фізико-механічних властивостей ґрунтового сліду постійної технологічної колії та агрофону досліди проводилися в багатократній повторності. Отримані

значення показників усереднювалися. Похибка безпосереднього експериментального вимірювання параметрів приладами, представленими на рис. 3.11 і рис. 3.12, не перевищувала 2%.

Профілювання нерівностей ґрунтового сліду постійної технологічної колії та агрофону реєстрували спеціально виготовленим профілографом з допомогою ПК (рис. 3.13). Вказаний вимірювальний комплекс (див. рис. 3.13) містив профілограф 1, встановлений на рейці 2, яка закріплена на стійках. На профілограф встановлено реохордний давач 3 (СП-3А). При переміщенні профілографа 1 по рейці 2 його колесо 4 обкатує нерівності профілю фону 5. Із зміною ординати нерівностей фону 5 важіль 6 профілографа 1 здійснює кутові переміщення, що змінює опір реохордного давача 3. Сигнал від нього (електричний струм) поступає на аналогово-цифровий перетворювач 7, живлення якого здійснюється від акумулятора 8, і відображається на моніторі ПК 9. При профілюванні нерівностей агрофону оператор рівномірно переміщує профілограф по рейці зі швидкістю близько 0,5...0,6 м/с від одної опорної стійки до іншої.

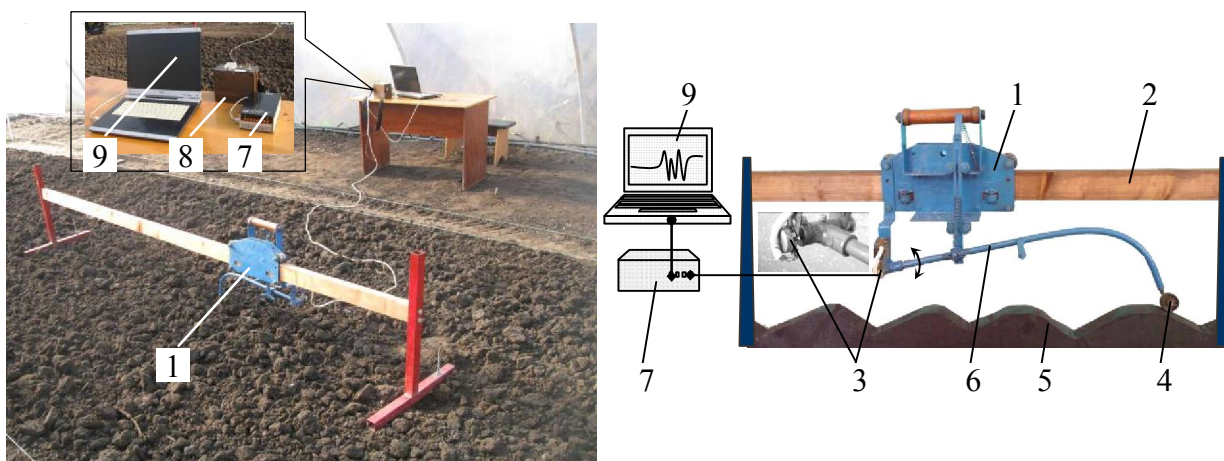


Рис. 3.13 – Апаратно-вимірювальний комплекс для вимірювання нерівностей поздовжнього профілю агрофону

Тарирування профілографа (див. рис. 3.13) здійснювали на рівному майданчику шляхом підкладанням під його колесо брусків з різною товщиною. При цьому сигнал від опору давача СП-3А фіксували за

допомогою аналогово-цифрового перетворювача та ПК. Тарировочна залежність значень від дійсних ординат (h , см) нерівностей профілографа за показаннями вихідного сигналу (v) мала вид:

$$h = 38,8 \cdot v - 5,52. \quad (3.5)$$

Відносна погрішність вимірювання нерівностей поздовжнього профілю агрофону вказаним апаратно-вимірювальний комплексом не перевищувала 2,5%.

Також за допомогою вказаного аналогово-цифрового перетворювача та ПК реєстрували частини вимірюваних параметрів, таких як тяговий опір агрегованих с.-г. машин/знарядь (R_p); оберти ведучих коліс агрозасобу (n_k); тривалість ($\tau_{p\partial l}$) та частота керуючого впливу при зміні обертів на колесах агрозасобу з одного його борта для відновлення прямолінійного руху внаслідок відхилення від нього. Блок схема вимірювально-реєстраційного комплексу представлена на рис. 3.14.

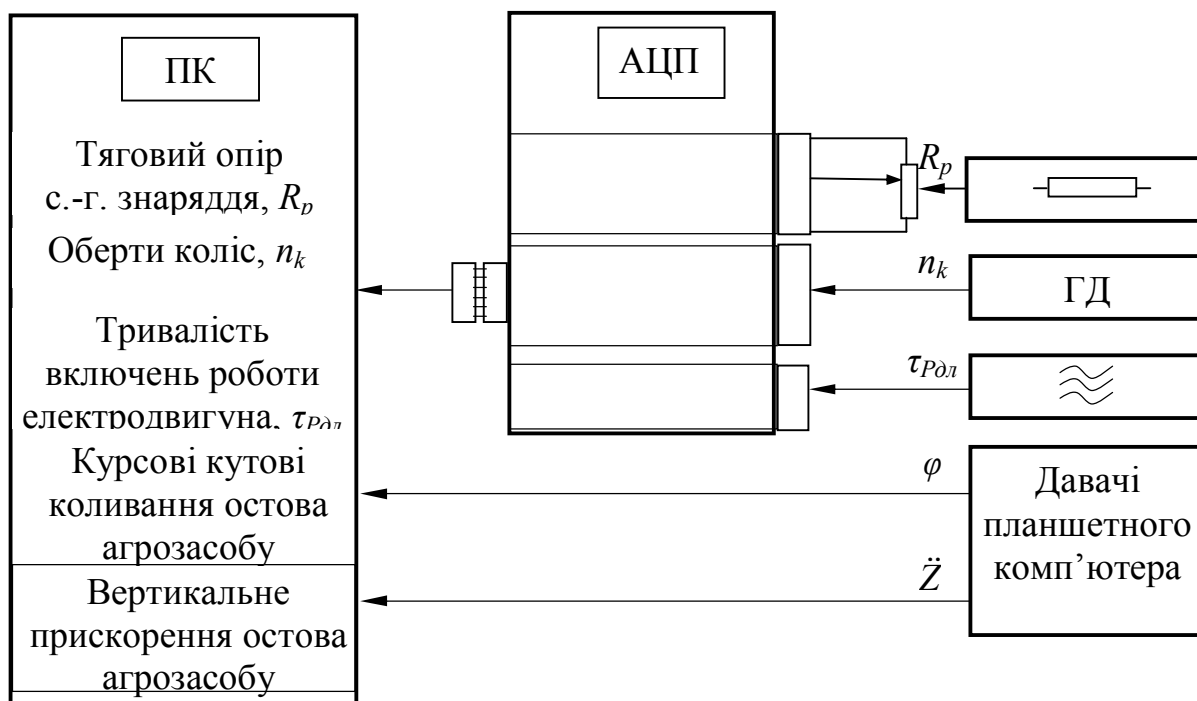


Рис. 3.14 – Блок схема вимірювально-реєстраційного комплексу:

ПК – комп'ютер; АЦП – аналогово-цифровий перетворювач;
 ГД – герконовий давач; R_p – тяговий опір агрегованих с.-г. машин/знарядь;
 n_k – оберти ведучих коліс агрозасобу; $\tau_{p\partial l}$ – тривалість подачі живлення на
 електродвигун приводу коліс з одного борту; φ і \ddot{Z} – курсовий кут коливань і
 вертикальні прискорення остова агрозасобу

За допомогою вимірювально-реєстраційного комплексу (див. рис. 3.14) усі вимірювані параметри з допомогою розробленого програмного середовища одночасно реєструвались на ПК у вигляді цифрового масиву.

Для вимірювання тягового опору агрегатованих з агрозасобом ТДАТУ с.-г. машин/знарядь використовувалася спеціальна динамометрична автозчіпка типу СА (рис. 3.15), яка навішувалася на тяги його навісного механізму.



Рис. 3.15 – Динамометрична автозчіпка (типу СА) із встановленою тензометричною ланкою конструкції ВІСГОМ, яка навішена на навісний механізм агрозасобу ТДАТУ

В якості вимірювального елемента тягового опору с.-г. машин/знарядь використовували тензометричну ланку конструкції ВІСГОМ (Росія) з діапазоном вимірювань 0 – 10 кН (див. рис. 3.15).

Тарування тензометричної ланки проводили на спеціальному стенді з використанням динамометра ДПУ-2 (рис. 3.16). Увесь діапазон вимірювань (0–10 кН) розбивали при цьому на 10 інтервалів. Запис ординат навантаження/розвантаження в кожній точці записували на ПК через аналогово-цифровий перетворювач. Відносна похибка вимірювань тягового опору не перевищувала 5%.



Рис. 3.16 – Тарирувальний стенд з вимірювальною апаратурою: 1 – стояк; 2 – платформа; 3 – редуктор; 4 – динамометр ДПУ-2; 5 – тягова тензометрична ланка ВІСГОМ; 6 – електричний шлейф; 7 – аналогово-цифровий перетворювач; 8 – акумуляторна батарея; 9 – ПК.

Оберти одного з ведучих коліс агрозасобу реєстрували за допомогою спеціальної прилади, який містив два герконові давача (рис. 3.17).



Рис. 3.17 – Обладнання з використанням герконових здавачів для реєстрації обертів коліс агрозасобу ТДАТУ

Електричний сигнал від геконових здавачів (див. рис. 3.17) потрапляв на імпульсний канал аналогово-цифрового перетворювача (див. рис. 3.14). Програмою на ПК фіксувався час між кожними двома такими суміжними імпульсами. При цьому вважали, що кожним трьом суміжним імпульсам відповідає один оберт колеса агрозасобу.

Кутову швидкість обертання ведучого колеса знаходили у такій спосіб:

$$\omega_k = \frac{\pi \cdot n_k}{30}, \quad (3.6)$$

n_k – кількість обертів колеса агрозасобу (s^{-1}), яку визначали так:

$$n_k = \frac{N_{ik} - 1}{2t_{ik}}, \quad (3.7)$$

де N_{ik} – загальне прийняте до аналізу число імпульсів, отриманих від датчика обертів ведучого колеса агрозасобу за час t_{ik} .

З урахуванням (3.7) розраховану робочу швидкість руху агрозасобу (V_{op} , м/с) розраховували:

$$V_{op} = \omega_k \cdot R_k = \frac{L_k \cdot (N_{ik} - 1)}{120 \cdot t_{ik} \cdot (N - 1)}. \quad (3.8)$$

Порівнюючи дійсну робочу швидкість V_o руху агрозасобу на заліковій ділянці дослідної лабораторії з теоретичною V_{op} оцінювали похибку виміру цього параметру:

$$\zeta_V = \frac{V_o - V_{op}}{V_o} \cdot 100. \quad (3.9)$$

Експериментально коефіцієнт буксування δ рушіїв агрозасобу ТДАТУ визначали за виразом [218]:

$$\delta = 1 - \frac{n_{kx}}{n_{k0}} \cdot \frac{V_o}{V_x}, \quad (3.10)$$

де n_{kx} і n_{k0} – кількість обертів колеса агрозасобу ТДАТУ на одному і тому ж відрізку шляху при його холостому і робочому ходах відповідно;

V_x і V_0 – швидкості руху агрозасобу ТДАТУ при холостому і робочому ходах відповідно.

У процесі експериментальних досліджень дотичну силу тяги P_k , яку розвиває колесо агрозасобу ТДАТУ, аналітично оцінювали за величиною суми двох реалізуєминх ним зусиль – тягового і опору коченню:

$$P_k = P_h + P_f, \quad (3.11)$$

де P_h – тягове зусилля, яке розвиває колесо ширококоліїного агрозасобу;

P_f – опір коченню, яке долає колесо ширококоліїного агрозасобу.

Потужність яка витрачається електричними двигунами агрозасобу ТДАТУ вимірювалася шляхом одночасної реєстрації сили і напруги струму за допомогою цифрового вольт-амперметра АС130-250В, який був вбудований у передню панель блоку-шафи, де розміщуються пристрої керування агрозасобу (рис.3.18).



Рис. 3.18 – Розміщення цифрового вольт-амперметра АС 130-250 В в блоці-шафі агрозасобу ТДАТУ

Електричний сигнал від цифрового вольт-амперметра АС130-250В (див. рис. 3.18) потрапляв на імпульсний канал аналогово-цифрового перетворювача. В процесі силового (бортового) способу керування руху

агрозасобу ТДАТУ програмою на ПК фіксувався час подачі і припинення живлення електричного двигуна приводу коліс одного із його бортів. Цей час приймався за тривалість ($\tau_{P_{0л}}$) впливу на дотичну силу тяги на колесах агрозасобу з одного його борта для відновлення його прямолінійного руху внаслідок відхилення від нього, що визначало коливання керуючого впливу.

Параметри електричного струму іншого технологічного електрифікованого обладнання агрозасобу ТДАТУ (зокрема приводу електрифікованого розкидача добрив, див. рис.) фіксували за допомогою вимірювального комплексу К-505 (рис. 3.19). Який являє собою переносний прилад, призначений для вимірювання сили струму, напруги та потужності в однофазних і трифазних ланцюгах змінного струму при рівномірному і нерівномірному навантаженні фаз.

Частота обертання валу електродвигуна електрифікованого розкидачі добрив змінювалася шляхом зміни частоти електричного струму за допомогою частотного перетворювача, представленого на рис. 3.19



Рис. 3.19 – Апаратно-вимірювальний комплекс в складі частотного перетворювача і вимірювального комплексу К-505

При розгляді процесу кочення колеса агрозасобу ТДАТУ по ґрунтовому сліду постійної технологічної колії виключалися фактори, супутні роботі його коліс в загальному випадку: нерівномірний рух, підйом або спуск, опір підшипників в маточині коліс, опір повітряного середовища.

У процесі експериментальних досліджень сила опору коченню колеса агрозасобу ТДАТУ по сліду постійної технологічної колії визначалася за принципом «вільного» його руху по опорній поверхні. Вказаний «вільний рух» ширококолісного агрозасобу по сліду постійної технологічної колії здійснювали шляхом його примусового переміщення за допомогою тягового механізму (рис. 3.20).

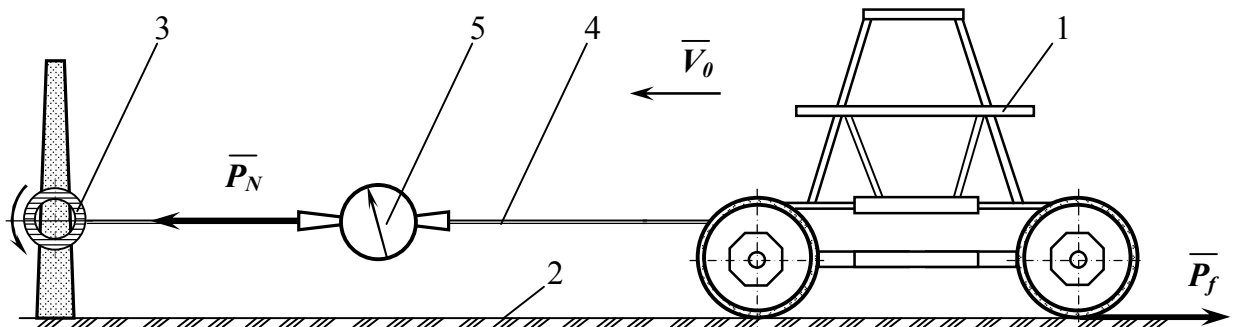


Рис. 3.20 – Лабораторний комплекс для визначення сили опору кочення агрозасобу ТДАТУ по сліду постійної технологічної колії

Лабораторний комплекс (див. рис. 3.20) складався з агрозасобу ТДАТУ 1, колеса якого вільно перекочувалися по сформованому сліду 2 постійної технологічної колії. Вільне переміщення агрозасобу ТДАТУ 1 по сліду 2 постійної технологічної колії здійснювалося за допомогою тягового механізму 3, трос 4 якого кріпився до нього. Величина зусилля, яке прикладалося для вільного переміщення агрозасобу ТДАТУ 1 по слідах 2 постійної технологічної колії, фіксувалася за шкалою динамометричного пристрою 5.

В основу лабораторного визначення сили опору коченню агрозасобу ТДАТУ по сліду постійної технологічної колії покладена рівність сили опору його перекочування P_f і зусилля P_N за показаннями динамометричного пристрою з яким здійснювалося його вільне кочення (див. рис. 3.20).

Для реєстрації курсового кута φ (град.) і вертикальних прискорень \ddot{Z} (м/с^2) остова агрозасобу ТДАТУ в процесі його руху використовували планшетний комп'ютер (рис. 3.21).



Рис. 3.21 – Планшетний комп'ютер, встановлений на агрозасобі ТДАТУ

Вказані два параметри (курсовий кута φ і вертикальне прискорення \ddot{Z}) агрозасобу ТДАТУ під час проведення експериментальних досліджень реєстрували за допомогою планшетного комп'ютера з операційною системою Android. В цьому програмному середовищі за допомогою спеціального додатка Accelerometer Meter (версія 1.32) отримувалися оцифровані вихідні сигнали та їх частотний спектр від датчиків акселерометра, які вбудовані в планшетний комп'ютер, за часом (рис. 3.22).

Оскільки ордината спектральної щільності коливань вертикальних прискорень остова агрозасобу має одиницю вимірювання $\text{м}\cdot\text{с}^{-2}$, що є реалізацією сигналів від датчиків акселерометра, то для переходу до лінійної амплітуди z_y (м) ординати точок згадуваної спектральної щільності, з деяким припущенням та достатньою при цьому точністю, перераховували наступним чином:

$$z_y = \frac{\ddot{Z} \cdot T^2}{2}, \quad (3.12)$$

де \ddot{Z} – прискорення вертикальних коливань за даними програмного середовища Accelerometer Meter, $\text{м}\cdot\text{с}^{-2}$;

T – час, який дорівнює довжині кореляційного зв'язку щільності прискорень вертикальних коливань агрозасобу, с.

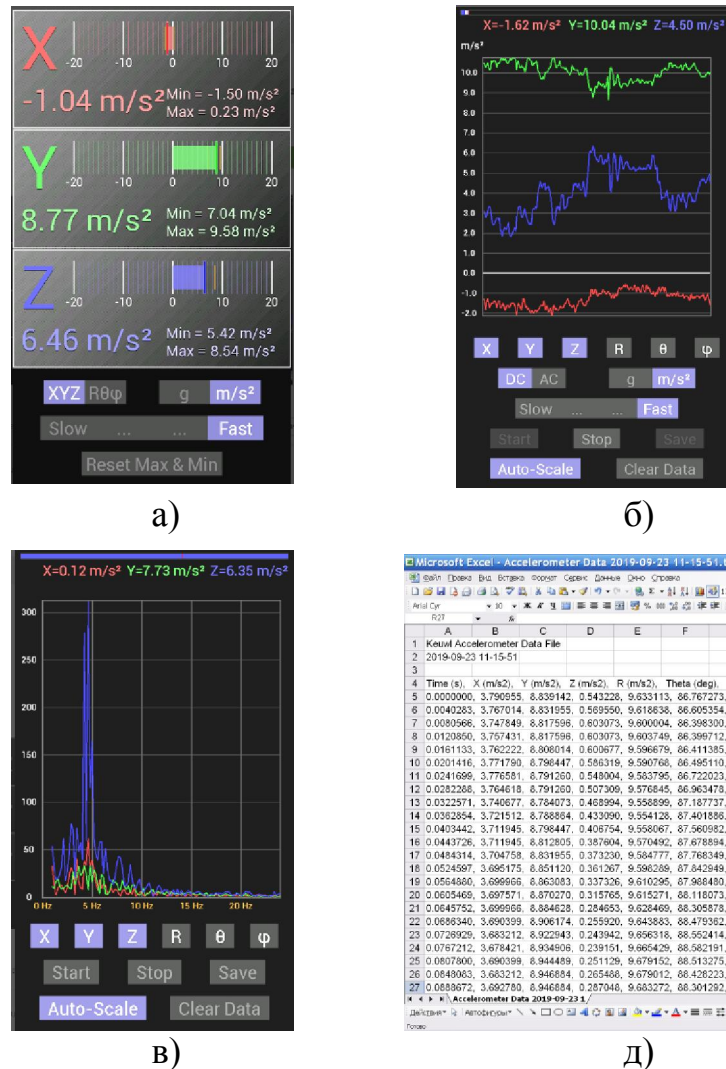


Рис. 3.22 – Інтерфейс програмного середовища Accelerometer Meter на базі Android: а – вимірювання курсового кута φ і вертикального прискорення (позначено Z); б – функція запису вимірювання вихідних параметрів; в – розподілення амплітуд вихідних параметрів по частотам; д – результати експортовані у формат «.txt»

Отримані оцифровані сигнали від датчиків акселерометра планшетного комп'ютера (див. рис. 3.22 д) імпортувалися у програмне середовище Mathcad для визначення їх статистичних характеристик.

Також під час експериментальних досліджень після робочого руху агрозасобу ТДАТУ визначали амплітуду x_s поперечного зміщення його центру мас. Для цього вимірювали найкоротшу відстань від осі симетрії постійної технологічної колії до середин траєкторій його передніх і задніх коліс з одного борта з кроком 0,2 м (рис. 3.23).

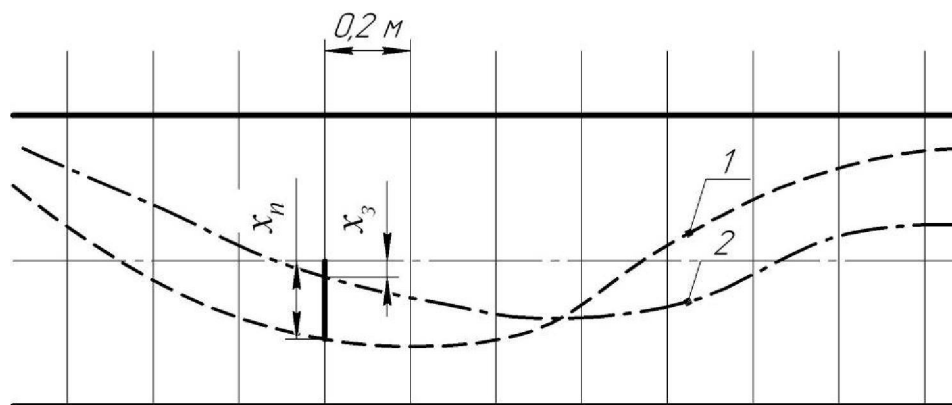


Рис. 3.23 – Схема визначення поперечного зміщення агрозасобу ТДАТУ:
1, 2 – відповідно середини траєкторій передніх і задніх його коліс в межах
ширини технологічної колії

Оскільки амплітуди курсового кута φ ширококолісного агрозасобу ТДАТУ, як було визначено в процесі експериментальних досліджень, не перевищує 6...8 град, то з достатньою точністю амплітуду x_s поперечного зміщення його центру мас розраховували за рис. 3.33 із виразу:

$$x_s = \frac{x_n - x_z}{2}, \quad (3.13)$$

де x_n, x_z – відстань від осі симетрії постійної технологічної колії до середин траєкторій передніх і задніх коліс агрозасобу ТДАТУ відповідно, м, див. рис. 3.23.

Реєстрацію параметрів, необхідних для визначення агротехнічних показників роботи с.-г. агрегатів, побудованих на основі ширококолісного агрозасобу ТДАТУ, здійснювали за методикою та з використанням обладнання, рекомендованого ГОСТ 18509 - 80 і ОСТ 70.4.1- 80.

3.4. Методика обробки експериментальних даних та оцінка похибок вимірювання

Попередньо проведені експерименти дозволили підтвердити гіпотезу про стаціонарність вивчаємих випадкових процесів: коливань курсового кута ширококолісного агрозасобу та його поперечного зміщення, параметрів

керуючого впливу при силовому (бортовому способу його повороту), коливань траєкторій слідів його коліс, вертикальних коливань нерівностей профілю слідів постійної технологічної колії, коливань тягового опору агрегованих знарядь тощо. Про ергодичність цих випадкових процесів в процесі лабораторно–польових досліджень приймали апріорі.

Із отриманих в процесі лабораторно–польових досліджень реалізацій вивчаємих параметрів, у вигляді аналогово-цифрової реалізації сигналів, набирали масив даних у вигляді даних в часі. В подальшому, за допомогою пакетів прикладних програм сучасних програмних середовищ Mathematica, Statistica, Mathcad, MS Excel розраховували наступні ймовірнісні характеристики для заданого масиву даних:

- середня величина;
- середнє квадратичне відхилення (стандарт);
- дисперсія;
- коефіцієнт варіації;
- похибка вибіркової середньої;
- нормована кореляційна функція;
- нормована спектральна щільність.

Нормована кореляційна функція $\rho(h)$ вимірних параметрів розраховувалася за рекомендаціями [236,237]:

$$\rho(h) = \frac{1}{D_h(n-m)} \sum_{i=1}^{n-m} (h_i - m_h)(h_{i+m} - m_h), \quad (3.14)$$

де n – кількість вимірювань;

m – кількість точок кореляційної функції, $m = 0, 1, 2, \dots, 10$;

h_i – значення досліджуваного параметра, $i = 1, m$;

m_h – математичне очікування вимірюваного параметра;

D_h – дисперсія вимірюваного параметра.

Нормована спектральна щільність вимірювальних параметрів $s(\omega)$ розраховувалася за рекомендаціями [236,237]:

$$s(\omega) = \frac{\Delta l}{\pi} \left[1 + 2 \sum_{i=1}^m \rho_i \cos(m_i \cdot \Delta \omega) \right], \quad (3.15)$$

де $\Delta \omega = \frac{\pi}{m \cdot \Delta l}$ – крок частоти вимірюваного параметру.

При ретельній спробі виключити систематичну похибку при вимірюванні досліджуваних параметрів (таких як курсовий кут агрозасобу, прискорення вертикальних коливання, тяговий опір с.-г. машин/знарядь тощо), її частина все одно залишалася. Довірча межа Q цих залишків обчислювалася аналітично в результаті аналізу експериментальних даних за виразом [237]:

$$Q = \sqrt{\sum_{i=1}^m Q_i^2}, \quad (3.16)$$

де Q – межа i -тих не виключених систематичних похибок вимірювання параметру;

m – число складових систематичної похибки вимірювання параметрів.

За наявності сукупностей як не виключених, так і випадкових складових похибки, довірча межа ΔA загальної похибки результатів вимірювання оцінюваного параметру обчислювалася за виразом:

$$\Delta A = \frac{\xi + Q}{S_h + \frac{Q}{\sqrt{3}}} \sqrt{S_h^2 + \left(\frac{Q}{\sqrt{3}}\right)^2} \quad (3.17)$$

де ξ – довірча межа випадкової складової похибки результату вимірювання параметру;

S_h – похибка вибірки, яка обчислюється за виразом:

$$S_h = \sqrt{\frac{D_h}{n}}. \quad (3.18)$$

Застосування даної методики покажемо на прикладі обчислення довірчої межі загальної похибки результатів вимірювання вертикальних прискорень \ddot{Z} ширококолісного агрозасобу ТДАТУ планшетним комп'ютером за допомогою додатка Accelerometer Meter.

В результаті експериментальних вимірювань параметру \ddot{Z} було встановлено, що межа не виключених систематичних похибок $Q = 0,1 \text{ м/с}^2$. Довірча межа випадкової складової похибки результату вимірювання цього параметру дорівнювало $\xi = 0,416 \text{ м/с}^2$, а похибка вибірки становила $0,395 \text{ м/с}^2$. В результаті маємо:

$$\Delta\ddot{Z} = \frac{0.416 + 0.1}{0.395 + \frac{0.1}{\sqrt{3}}} \sqrt{0.395^2 + \left(\frac{0.1}{\sqrt{3}}\right)^2} = 0.455 \text{ м/с}^2.$$

У відносних одиницях отримана абсолютна величина довірчої межі загальної похибки результатів вимірювання вертикальних прискорень \ddot{Z} становила не більше за 15%.

Для аналізу кореляційного зв'язку між досліджуваними параметрами (такими як твердість, щільність, вологість слідів постійної технологічної колії та ін.) визначався коефіцієнт кореляції r_{xy} [236].

Для оцінки надійності отриманих значень r_{xy} обчислювалася похибка m_r коефіцієнта кореляції [236]:

$$m_r = \frac{1 - r_{xy}^2}{\sqrt{n}}. \quad (3.19)$$

В теорії ймовірності і математичній статистиці прийнято, що значення r_{xy} цілком надійно, якщо $r_{xy} \geq 3m_r$ [236].

Використовуючи теорію ймовірностей [236] мінімальне число повторностей n вимірювальних параметрів визначали за виразом:

$$n = \frac{t_{кр}^2 \cdot \sigma^2}{\delta_0^2}, \quad (3.20)$$

де $t_{кр}$ – нормована величина t -критерію Стьюдента. При довірчій ймовірності 95% величина $t_{кр} = 1,96$;

σ – середнє квадратичне відхилення вимірювання параметра;

δ_0 – точність оцінювання параметра, яку приймали 0,1, що відповідає точності 10%.

Точність опосередкованих вимірювань (швидкість руху агрозасобу,

коефіцієнт буксування рушіїв ширококолісного агрозасобу тощо) оцінювали за допомогою середньої квадратичної похибки:

$$\sigma_c = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial F}{\partial y} \right)^2 \cdot \sigma_i^2}, \quad (3.21)$$

де $\partial F/\partial y$ – частинна похідна тієї функції y , яка опосередкована описує процес розрахунку того чи іншого параметру;

σ_i – стандарт відхилення похибки вимірювання тієї величини, яка входить складовою до функції опосередкованого розрахунку оцінюємого параметру.

Застосування цієї методики покажемо на прикладі опосередкованого розрахунку амплітуд вертикальних переміщень остова агрозасобу (3.12).

Частинні похідні в даному випадку є такими:

$$\frac{\partial Z}{\partial \ddot{Z}} = \frac{T^2}{2};$$

$$\frac{\partial Z}{\partial T} = \ddot{Z} \cdot T.$$

В результаті маємо:

$$\sigma_z = \sqrt{\left(\frac{T^2}{2} \right)^2 \cdot \sigma_{\ddot{Z}}^2 + (\ddot{Z} \cdot T)^2 \cdot \sigma_T^2}, \quad (3.22)$$

де $\sigma_{\ddot{Z}}$ і σ_T – стандарти відхилень похибок вимірювань вертикального прискорення остова агрозасобу та часу.

В кінцевому розрахунку встановлено, що середня квадратична похибка розрахункової величини лінійного вертикального переміщення остова агрозасобу ТДАТУ при його русі по слідах постійної технологічної колії не перевищувала 0,0015 мм.

В цілому достовірність отриманих результатів є такою, при якій число випадків, в яких могли мати місце відхилення від закономірностей, установлених в процесі експериментальних досліджень, не перевищувало 10%.

РОЗДІЛ 4

АНАЛІЗ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ФУНКЦІОНУВАННЯ
ШИРОКОКОЛІЙНИХ ЗАСОБІВ МЕХАНІЗАЦІЇ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА В УМОВАХ КОЛІЙНОЇ
СИСТЕМИ ЗЕМЛЕРОБСТВА

4.1. Методика та результати експериментальної перевірки математичних моделей функціонування ширококолійних агрозасобів на адекватність

4.1.1. Перевірка на адекватність математичних моделей плоскопаралельного руху ширококолійного агрозасобу в горизонтальній площині

Перевірку математичних моделей плоскопаралельного руху ширококолійного агрозасобу в горизонтальній площині на адекватність проводили шляхом порівняння теоретичних та експериментальних амплітудно-частотних характеристик коливань курсового кута [242-244] ширококолійного агрозасобу φ і його поперечного зміщення X_s (як вихідних величин) при відпрацюванні агрозасобом вхідного керуючого впливу. В якості останнього виступала рушійна сила коліс одного із бортів $P_{ол}$ ширококолійного агрозасобу при бортовому силовому способі його повороту, яку змінювали шляхом відключення живлення в приводі його коліс з одного борту.

Теоретичні амплітудно-частотні характеристики коливань курсового кута φ і поперечного зміщення x_s агрозасобу при відпрацюванні ним керуючого впливу (рушійна сила коліс одного із бортів $P_{ол}$) при силовому способу його керуванні розраховували, використовуючи відповідні передаточні функції W_1 (2.103) і W_2 (2.104), за методикою, розглянутою у п. 2.5.7 даної роботи.

Для визначення експериментальної амплітудно-частотної характеристики в польових умовах проводили дослідження ширококолісного агросасобу ТДАТУ в агрегаті з зубовими боронами (типу БЗСС-1,0) (рис. 4.1), які конструктивно виконанні по типу борони «Надикти-Аюбова». Для проведення досліджень використовувалася спеціально обладнана лабораторія для випробування агросасобу ТДАТУ. Агрофон інженерної зони цієї лабораторії для випробувань ширококолісного агросасобу в складі боронувального агрегату був наближений до поля, що підготовлене під посів. На період проведення досліджень середня величина вологості ґрунту в шарі 0–15 см становила 19,2%, а щільність – 1,22 г/см³.



Рис. 4.1 – Ширококолісний агросасіб в складі боронувального агрегату під час проведення досліджень

Керування ширококолісним агросасобом здійснювалося оператором в ручному режимі. Принцип керування агросасобу полягав в тому, що при його відхиленні від прямолінійного руху по слідах постійної технологічної колії оператор відслідковує рух точки керування. В цій ролі виступав центр колеса одного із бортів агросасобу на рівні опорної поверхні, яка пролягає через центральну лінію сліду шини, паралельну поздовжній площині агросасобу. Задача керування агросасобу полягала в тому, щоб центр його колеса на рівні

опорної поверхні був якомога ближчим до осі симетрії постійної технологічної колії.

Відхилення траєкторії точки візування коригувалося оператором шляхом зменшення (практично до нуля) величини дотичної сили тяги P_{dl} на колесах агрозасобу одного борту. Зокрема, якщо відбувалося правостороннє відхилення агрозасобу від напрямку його руху, то дотична сила тяги зменшувалася на колесах лівого борту, і навпаки. В результаті цієї дії оператора через певний час агрозасіб відповідним чином змінює курсовий кут. З цього випливає, що бажана керованість руху розглядуваного ширококолійного агрозасобу матиме місце тоді, коли за встановленою швидкістю його руху, тривалість керуючого впливу (зменшення дотичної сили тяги на колесах одного борту) буде достатньою, щоб агрозасіб без запізнення у часі був здатний компенсувати амплітуду його курсового кута або поперечного зміщення без виїзду коліс за межі встановленої ширини постійної технологічної колії.

Під час робочого руху агрозасобу ТДАТУ в складі боронувального агрегату на ПК з допомогою аналого-цифрового перетворювача та планшетного комп'ютера синхронно реєстрували:

- курсовий кут φ (град.) агрозасобу;

- тривалість τ_{Pdl} (с) впливу на дотичну силу тяги на колесах агрозасобу ТДАТУ з одного його борта для відновлення його прямолінійного руху внаслідок відхилення від нього, що визначало коливання керуючого впливу.

Також під час експериментальних досліджень після робочого руху агрозасобу вимірювали амплітуду x_s його поперечного відхилення від осі симетрії постійної технологічної колії. За для цього визначали середину слідів його коліс з одного боку внаслідок їх відхилення від прямолінійного руху і вимірювали найкоротшу відстань від неї до осі симетрії постійної технологічної колії.

Із отриманих реалізацій визначали такі статистичні характеристики, як середні квадратичні відхилення та нормовані спектральні щільності за методикою, яка представлена в [236-239].

Експериментальну амплітудно-частотну характеристику ширококоліїного агрозасобу в складі боронувального агрегату розраховували із виразу [242-244]:

$$A(\omega) = \frac{\sigma_y}{\sigma_x} \cdot \left(\frac{S_y(\omega)}{S_x(\omega)} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (4.1)$$

де σ_x , $S_x(\omega)$ – середні квадратичні відхилення (Н) і нормована спектральна щільність (с) вхідної величини;

σ_y , $S_y(\omega)$ – середні квадратичні відхилення і нормована спектральна щільність вихідної величини;

ω – частота коливань керуючого впливу, с^{-1} .

Теоретичну спектральну щільність коливань вихідного параметру знаходили із виразу [242-244]:

$$S_y(\omega) = \frac{A(\omega)^2 \cdot S_x(\omega) \cdot \sigma_x}{\sigma_y}, \quad (4.2)$$

де $S_x(\omega)$, D_x – нормована спектральна щільність та дисперсія коливань вхідної величини;

D_y – дисперсія коливань вихідної величини.

Дисперсії характеристик випадкових процесів на виході лінійної динамічної системи знаходили із виразу:

$$D_y = \int_{\omega_{\text{поч}}}^{\omega_{\text{зр}}} S_y(\omega) d\omega, \quad (4.3)$$

де $\omega_{\text{поч}}$, $\omega_{\text{зр}}$ – початкове значення частоти діапазону дослідження спектральних характеристик і частота зрізу (або кінцеве значення частоти в діапазоні дослідження характеристики).

Про кількісну статистичну оцінку адекватності порівнянних теоретичних та експериментальних даних судили за F-критерієм Фішера. Згідно цього критерію перевірялася гіпотеза про рівність порівнюваних дисперсій (теоретичної та експериментальної) коливань вихідної величина (кута φ повороту агрозасобу). Якщо розраховане значення F-критерію Фішера менше

за критичне значення, то нуль гіпотеза про рівність порівнюваних дисперсій не відхиляється (на певному статистичному рівні значущості). При цьому числа ступенів вільності обиралися рівними 10, оскільки за такою кількістю точок кореляції будувалися графіки спектральної щільності коливань розглядуваних вхідних та вихідних параметрів. В такому випадку критична величина F-критерію Фішера на статистичному рівні значущості 0,05 становить 2,97, а на рівні 0,01 – відповідно дорівнює 4,84.

Як показав аналіз отриманих та оброблених експериментальних даних, спектр коливань керуючого впливу під час виконання агрозасобом робочого руху є низькочастотним (рис. 4.2). Основний спектр дисперсій цього параметра зосереджений в діапазоні частот $0 \dots 2,0 \text{ с}^{-1}$, що відповідає частотам $0 \dots 0,32 \text{ Гц}$. Середнє квадратичне відхилення керуючого впливу дорівнювало $\pm 1200 \text{ Н}$. Практично в такому ж діапазоні частот сконцентрована і дисперсія коливань вихідного параметру, тобто курсового кута φ агрозасобу ТДАТУ (див. рис. 4.2). Стандарт коливань цього параметру дорівнював $\pm 0,014 \text{ рад}$.

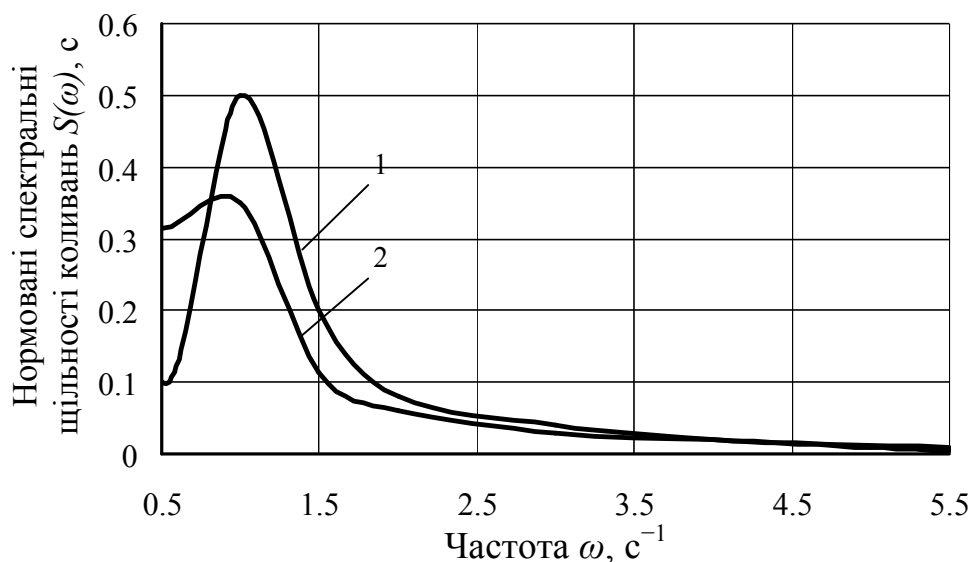


Рис. 4.2 – Нормовані спектральні щільності коливань керуючого впливу (дотичної сили тяги) (1) агрозасобу ТДАТУ та його курсового кута (2)

Подальший розрахунок експериментальної амплітудно-частотної характеристики ширококолієного агрозасобу ТДАТУ в складі агрегату і її

порівняння з теоретичною (рис. 4.3) показав, що в робочому діапазоні частот $(0...2) \text{ c}^{-1}$ розбіжність між коливаннями вхідного і вихідного сигналів не перевищує 15%.

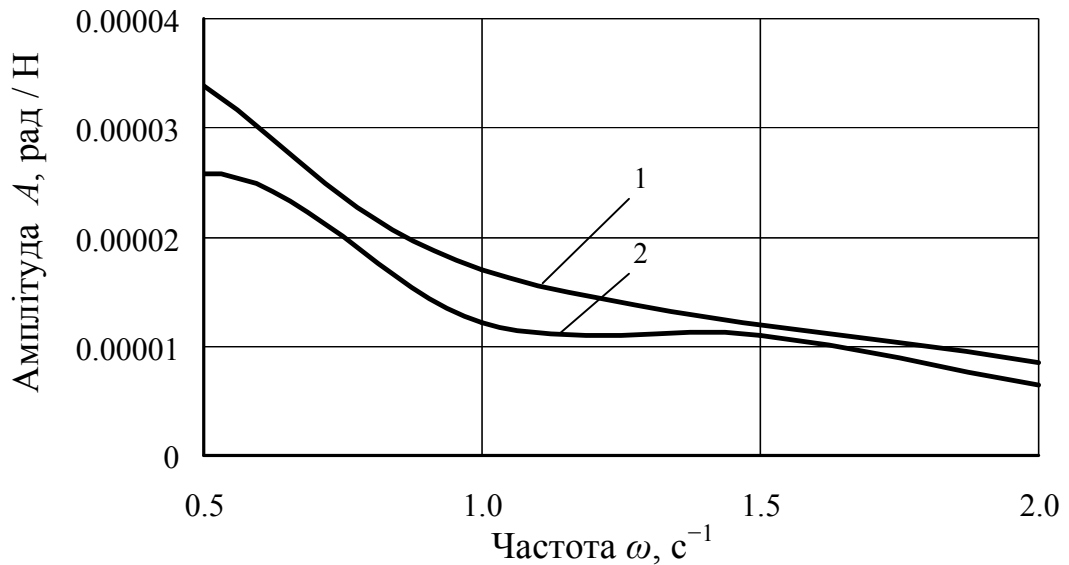


Рис. 4.3 – Теоретична (1) і експериментальна (2) амплітудно-частотні характеристики коливань курсового кута φ при відпрацюванні агрозасобом в складі боронувального агрегату керуючого впливу

Результат кількісного оцінювання цих оцінок показав, що за F-критерієм Фішера нуль-гіпотеза про рівність порівнювальних дисперсій ($1,57 \text{ c}^2$ і $1,67 \text{ c}^2$) не відхиляється як на статичному рівні значущості 0,05, так і рівні 0,01.

Коливання поперечного зміщення ширококолійного агрозасобу ТДАТУ в складі боронувального агрегату під час виконання ним робочого руху також є низькочастотними (рис. 4.4). Основний спектр дисперсій зосереджений в діапазоні частот $0...2,0 \text{ c}^{-1}$. Стандарт коливань цього параметру дорівнював $\pm 0,05 \text{ м}$.

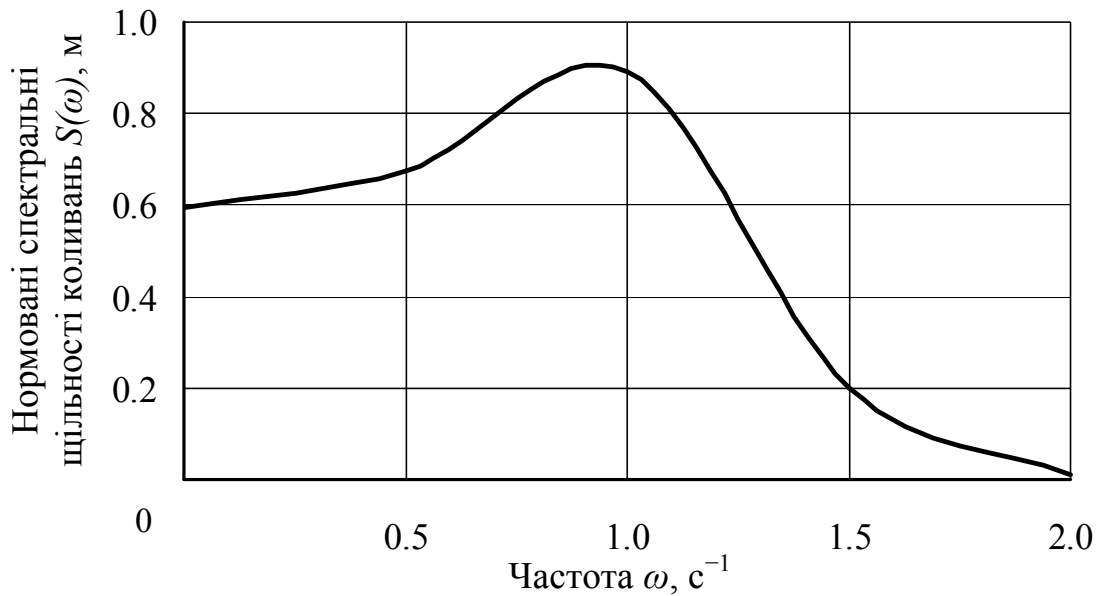


Рис. 4.4 – Нормовані спектральні щільності коливань лінійного поперечного зміщення x_s агрозасобу ТДАТУ

Розрахунок експериментальної амплітудно-частотної характеристики за виразом (4.1) і її порівняння з теоретичною показав (рис. 4.5), що в робочому діапазоні частот ($0 \dots 2 \text{ c}^{-1}$) коливань вхідного сигналу найбільше розходження теоретичних і натурних даних не перевищує 15%.

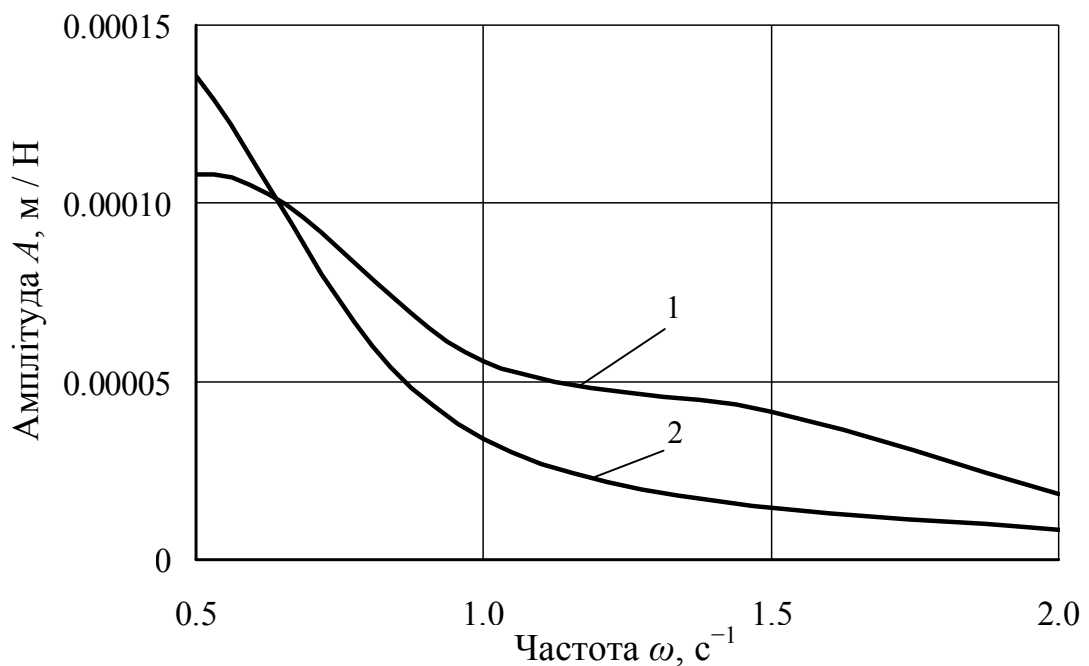


Рис. 4.5 – Теоретична (1) і експериментальна (2) амплітудно-частотні характеристики коливань лінійного поперечного зміщення x_s при відпрацюванні агрозасобом ТДАТУ в складі боронувального агрегату керуючого впливу

Задовільний збіг вищевикладених теоретичних та експериментальних результатів вказує на адекватність розроблених математичних моделей, що забезпечує можливість їх подальшого використання для розв'язку поставлених задач.

4.1.2. Перевірка на адекватність математичної моделі плоскопаралельного руху ширококолісного агрозасобу у поздовжньо-вертикальній площині

Поставлену задачу вирішували шляхом порівняння теоретичної $S_{Ta}(\omega)$ і експериментальної $S_{Ea}(\omega)$ нормованих спектральних щільностей [242-244] вертикальних коливань остова ширококолісного агрозасобу ТДАТУ. За вхідний параметр було прийнято коливань нерівностей поздовжнього профілю слідів постійної технологічної колії по якій рухається згаданий агрозасіб, а за вихідний – коливання його остова в місці над задніми його колесами.

Керування ширококолісним агрозасобом в процесі дослідження здійснювалося в автоматичному режимі.

Теоретичну амплітудно-частотну характеристику відтворення коливань агрозасобом ТДАТУ нерівностей профілю шляху розраховували (рис. 4.6), використовуючи відповідну передаточну функцію W_1 (2.218), за методикою, розглянутою нами в п. 2.5.7 даної роботи.

За даними вимірювання характеристик нерівностей поздовжнього профілю слідів постійної технологічної колії був отриманий графік (див. рис. 4.22) її нормованої спектральної щільності, аналіз якого ґрунтовно викладений у п. 4.5 цього розділу. Оскільки аргументом цієї спектральної щільності є частота ω , що має одиниці вимірювання м^{-1} , то для переходу до часових одиниць (с^{-1}) абсциси точок згадуваної спектральної щільності помножили на швидкість руху агрозасобу, а ординати – навпаки поділили на неї.

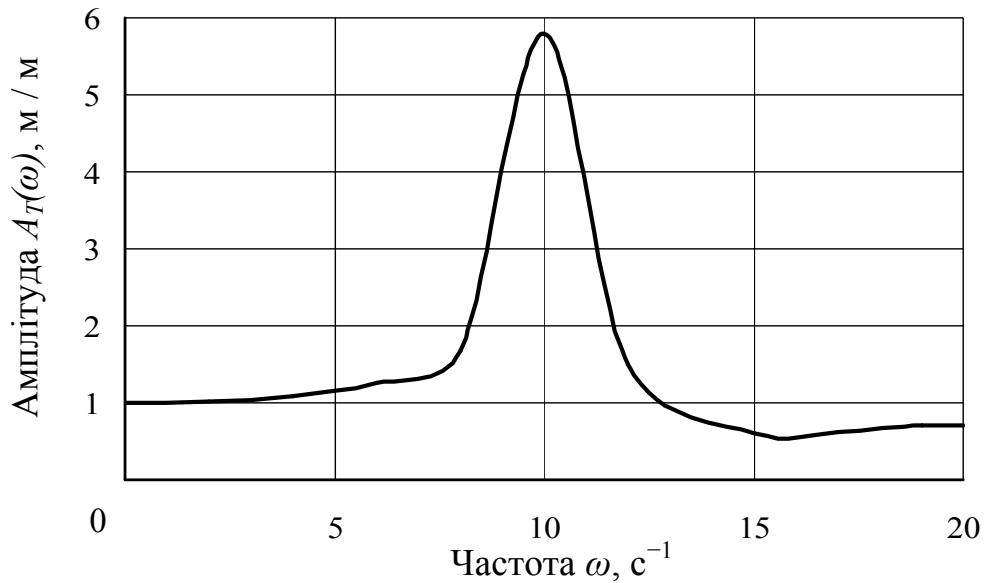


Рис. 4.6 – Теоретична амплітудно-частотна характеристика коливань остова агрозасобу ТДАТУ над задніми його колесами відносно нерівностей поздовжнього профілю шляху

В результаті нормована спектральна щільність коливань нерівностей поздовжнього профілю слідів постійної технологічної колії прийняла вид, представлений на рис. 4.7.

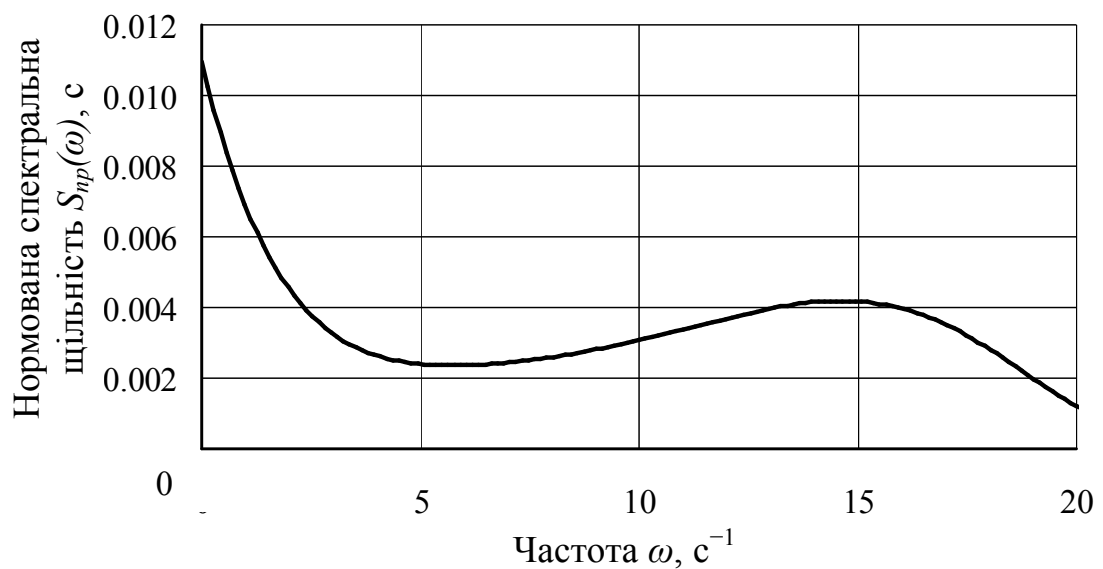


Рис. 4.7 – Нормована спектральна щільність нерівностей поздовжнього профілю слідів постійної технологічної колії за часовим аргументом

Аналіз рис. 4.7 свідчить, що робочий діапазон частот коливань нерівностей поздовжнього профілю слідів постійної технологічної колії становить $0 \dots 20 \text{ с}^{-1}$ (або $0 \dots 3,2 \text{ Гц}$). Цей частотний діапазон і будемо використовувати при перевірці математичної моделі динаміки вертикальних коливань ширококолісного агрозасобу у вертикальній площині, а також він був використаний в теоретичних дослідженнях (див. розділ 2 даної роботи).

Теоретичну спектральну щільність коливань остова агрозасобу знаходили із виразу [242-244]:

$$S_T(\omega) = \frac{A_T(\omega)^2 \cdot S_{np}(\omega) \cdot D_{np}}{D_{Ea}}, \quad (4.4)$$

де $S_{np}(\omega)$, D_{np} – нормована спектральна щільність (м) та дисперсія (м^2) коливань профілю слідів постійної технологічної колії;

D_{Ea} – дисперсія коливань остова агрозасобу ТДАТУ, м^2 .

Експериментально нормовану спектральну щільність коливань остова агрозасобу при його русі по слідах постійної технологічної колії на заліковій ділянці згаданої лабораторії ТДАТУ вимірювали за допомогою планшетного комп'ютера. Методика реєстрації та статистичної обробки цих параметрів ґрунтовно викладено у третьому розділі даної роботи.

Співставлення теоретичної $S_{Ta}(\omega)$ та експериментальної $S_{Ea}(\omega)$ нормованих спектральних щільностей вертикальних коливань остова агрозасобу ТДАТУ показує (рис. 4.8), що обидва процеси характеризуються приблизно однаковим характером зміни частотного діапазону.

Різниця в максимальній теоретичній дисперсії, яка припадає на $\omega_T = 10 \text{ с}^{-1}$, і експериментальній $\omega_T = 9 \text{ с}^{-1}$, становить 1 с^{-1} (див. рис. 4.8). Що стосується перевірки нуль-гіпотези про рівність теоретичної дисперсії $D_{Ta} = 1,21 \text{ см}^2$ і експериментальної $D_{Ta} = 1,56 \text{ см}^2$, то згідно F-критерію Фішера вона не відхиляється на статичних рівнях значущості 0,05 і 0,01.

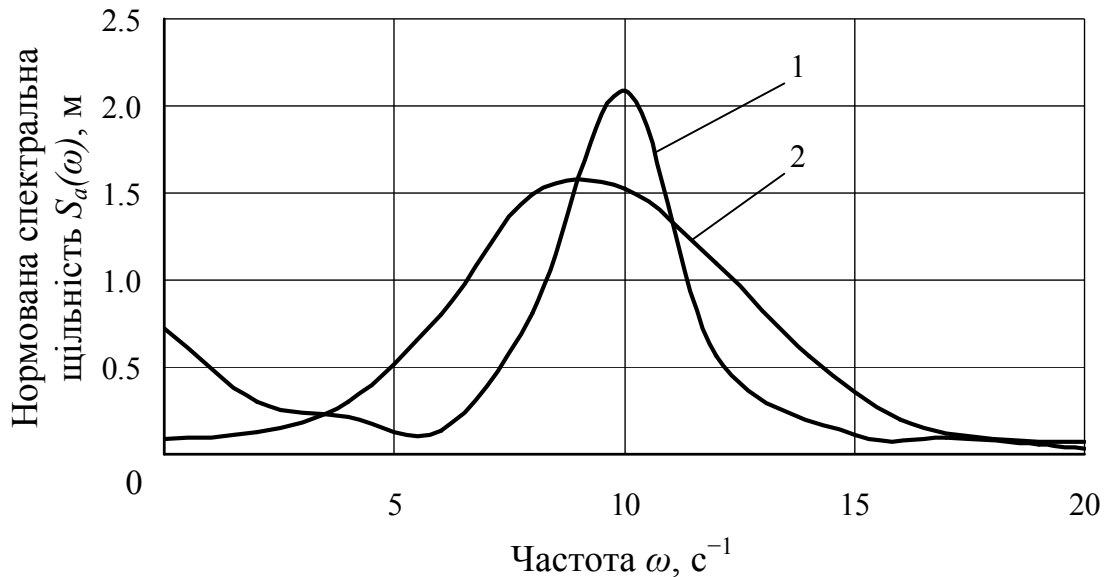


Рис. 4.8 – Теоретична (1) та експериментальна (2) нормовані спектральні щільності вертикальних коливань остова агрозасобу ТДАТУ

Задовільний результат перевірки математичної моделі плоскопаралельного руху ширококолієного агрозасобу у поздовжньо-вертикальній площині на адекватність вказує на можливість її подальшого використання для розв'язку поставлених задач.

Проведені дослідження підтверджують той факт, що математичне моделювання функціонування ширококолієних агрозасобів з використанням положень теорії автоматичного регулювання динамічних систем достатньо ефективно піддається перевірці на адекватність. Водночас для експериментальної реєстрації таких параметрів агрозасобу, як характеристики його курсового кута та вертикальних переміщень і прискорень достатньо планшетного комп'ютера на базі Android з вбудованими в нього датчиками акселерометра і додатка Accelerometer Meter.

4.2. Моніторинг властивостей постійної технологічної колії

Метою даного дослідження є вивчення кореляційної зв'язку між показниками фізико-механічних властивостей ґрунтового сліду постійної технологічної колії та їх впливу на тягово-зчіпні властивості ширококоліїного агрозасобу.

Однією з головних задач, які слід вирішити в теорії кочення ведучого колеса ширококоліїного агрозасобу, є підвищення якості його зчеплення з опорною поверхнею сліду постійної технологічної колії для забезпечення високої сили тяги.

Аналізом проведених досліджень встановлено, що зчеплення ведучого колеса ширококоліїного агрозасобу ТДАТУ з опорною поверхнею слідів постійної технологічної колії обумовлено дією наступних сил: тертя між ґрунтом і опорними поверхнями шини; зачеплення, що виникає при упорі ґрунтозачепів шини о ґрунт; сили, що діє в площині зрізу бруска ґрунту, розташованого між ґрунтозачепами. Кожна з цих сил є складовою активної дотичній сили, чисельно рівної реакції ґрунту на перераховані складові.

Зі збільшенням механічної міцності ґрунтового сліду постійної технологічної колії зростає і сила зчеплення колеса агрозасобу з опорною поверхнею його кочення. В такому випадку більший крутний момент і велику силу тяги реалізовує колесо ширококоліїного агросредства. При великій щільності ґрунтової опорної поверхні на утворення зчеплення, а, отже, і на тягоутворення, істотно впливає сила тертя між ґрунтом і опорними поверхнями шини агрозасобу. У міру зменшення щільності ґрунтового сліду постійної технологічної колії глибина проникнення в неї ґрунтозачепів колеса агрозасобу збільшується. Внаслідок цього на тягоутворення значніше впливають сили зачеплення ґрунтозачепів шини колеса о ґрунт і тертя в площині зрізу бруска ґрунту, розташованого між ґрунтозачепами.

Сила опору кочення коліс агрозасобу залежить від властивостей ґрунтового сліду постійної технологічної колії, які характеризуються

коефіцієнтом об'ємного зминання. Цей показник знаходиться в тісному кореляційній зв'язку з твердістю ґрунту [245].

На підставі вищевикладеного випливає, що одним з найважливіших умов достатнього зчеплення коліс ширококолісного агрозасобу з опорною поверхнею і мінімального опору їх коченню є фізико-механічні властивості слідів постійної технологічної колії. Моніторинг її властивостей – це реальна основа забезпечення високого коефіцієнта корисної дії роботи ширококолісних агрозасобів.

Моніторинг властивостей ґрунтових слідів постійної технологічної колії показав, що значення таких показників, як щільність і твердість, в шарі 0–5 см істотно залежать від вологості. Зі збільшенням вологості ґрунтового сліду колії з 10 до 28% величина щільності в ньому зменшується з 1,60 до 1,30 г/см³ (рис. 4.9).

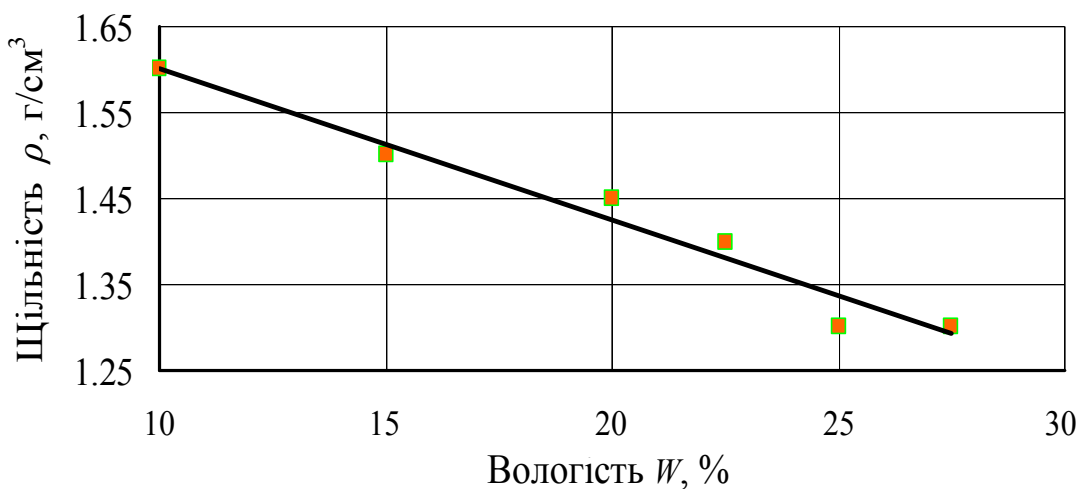


Рис. 4.9 – Залежність щільності ρ ґрунтового сліду постійної технологічної колії від вологості W

Аналогічну картину можна спостерігати при зміні величини твердості ґрунтових слідів постійної технологічної колії від її вологості (рис. 4.10).

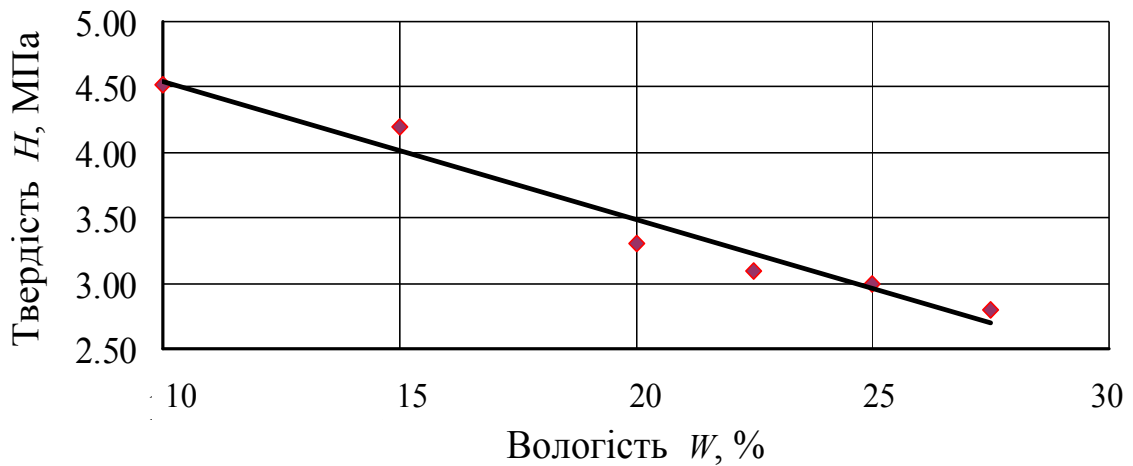


Рис. 4.10 – Залежність твердості H ґрунтового сліду постійної технологічної колії від вологості W

З аналізу рис. 4.10 випливає, що зі збільшенням вологості слідів колії від 10 до 28% величина твердості зменшується з 4,5 до 2,8 МПа.

Характер залежності показників на рис. 4.9 і рис. 4.10 лінійний. Квадрат коефіцієнтів кореляції їх зв'язків доволі високий і становить $R^2 = 0,96$.

Взаємозв'язок щільності ґрунтових слідів постійної технологічної колії з її твердістю представлений на рис. 4.11.

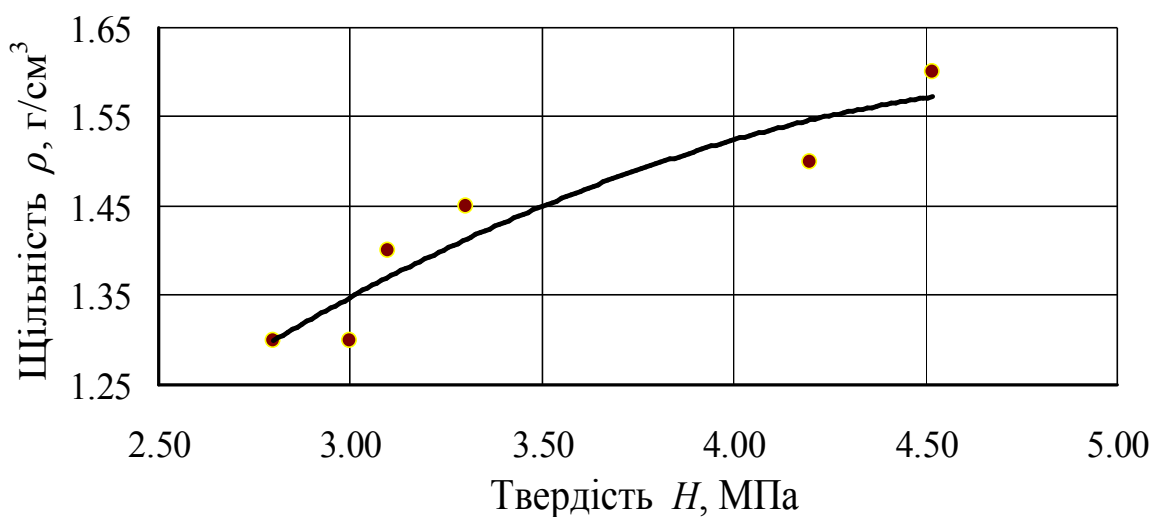


Рис. 4.11 – Залежність щільності ρ ґрунтового сліду постійної технологічної колії від твердості H

З аналізу рис. 4.11 випливає, що між щільністю і твердістю ґрунтового сліду постійної технологічної колії існує високий нелінійний кореляційний зв'язок. Квадрат коефіцієнта кореляції зв'язку між цими показниками становить $R^2 = 0,89$, що значно нижче, ніж значення коефіцієнтів кореляційних взаємозв'язків. Це доводить те, що за результатами вимірювання твердості можна прогнозувати щільність слідів постійної технологічної колії і навпаки.

Залежність між показниками на рис. 4.11 доволі точно апроксимується рівнянням виду:

$$\rho = -0.0547 \cdot H^2 + 0.5592 \cdot H + 0.1629, \quad (4.5)$$

де ρ – щільність ґрунту в слідах постійної технологічної колії, г/см³;

H – твердість ґрунту в слідах постійної технологічної колії, визначеної за системою Ревякіна, МПа.

Таким чином в результаті проведених досліджень встановлено, що значення щільності і твердості ґрунтового сліду постійної технологічної колії в шарі 0–5 см істотно залежать від її вологості. Зі збільшенням вологості ґрунтового сліду колії з 10 до 28% величина щільності в ньому зменшується з 1,60 до 1,30 г/см³, а твердості – з 4,5 до 2,8 МПа.

Експериментально встановлений високий нелінійний кореляційний зв'язок між твердістю і щільністю ґрунтового сліду постійної технологічної колії, який доволі точно апроксимується квадратичним рівнянням. Його практичне використання дозволяє за результатами вимірювання твердості прогнозувати величину щільності слідів постійної технологічної колії і навпаки.

4.3. Дослідження процесу кочення колеса агрозасобу ТДАТУ по ґрунтовому сліду постійної технологічної колії

Метою даного дослідження є вивчення закономірностей впливу фізико-механічних властивостей ґрунтового сліду постійної технологічної колії на опір коченню колеса ширококолісного агрозасобу.

Кочення колеса ширококолісного агрозасобу з еластичним ободом по ґрунтовому сліду постійної технологічної колії, як і у традиційного серійного трактора при його русі по деформованій поверхні, характеризується витратами енергії на подолання сил опору коченню. При цьому основними завданнями кочення колеса ширококолісного агрозасобу по ґрунтовому сліду постійної технологічної колії є: виявлення взаємозв'язку його параметрів і умов кочення, пошук критеріїв оцінки процесу кочення колеса, визначення шляхів зменшення опору коченню. Слід зазначити, що залежність коефіцієнта опору кочення колеса ширококолісних агрозасобів від фізико-механічних властивостей ґрунтової опорної поверхні слідів постійної технологічної колії, по якій воно рухається, зокрема, від її вологості, щільності і твердості, розглянуто і досліджено науковцями недостатньо. Однак, як показали результати проведених досліджень, такий рух агрозасобу в колійній системі землеробства характеризується меншими затратами енергії.

Безрозмірним критерієм оцінки кочення колеса ширококолісного агрозасобу, що враховує його дотичну силу і опір, прийнятий коефіцієнт опору коченню f_k .

При розгляді процесу кочення колеса ширококолісного агрозасобу по ґрунтовому сліду постійної технологічної колії виключалися фактори, які супутні роботі його коліс в загальному випадку: нерівномірний рух, підйом або спуск, опір підшипників в маточині коліс, опір повітряного середовища. В основу досліджень покладено, що колесо ширококолісного агрозасобу з

постійним тиском повітря в його шині котиться по сліду горизонтальної ділянки постійної технологічної колії з рівномірною швидкістю.

Результати проведених експериментальних досліджень показали, що вплив фізико-механічних властивостей ґрунту в слідах постійної технологічної колії на величину коефіцієнта опору коченню коліс ширококолієного агрозасобу ТДАТУ має досить сильний кореляційний зв'язок між ними. Наприклад, характер впливу вологості ґрунту в слідах постійної технологічної колії на коефіцієнт опору кочення коліс агрозасобу ТДАТУ представлений на рис. 4.12. З його аналізу випливає, що зі збільшенням вологості ґрунтового сліду постійної технологічної колії збільшується і коефіцієнт опору перекочування ширококолієного агрозасобу.

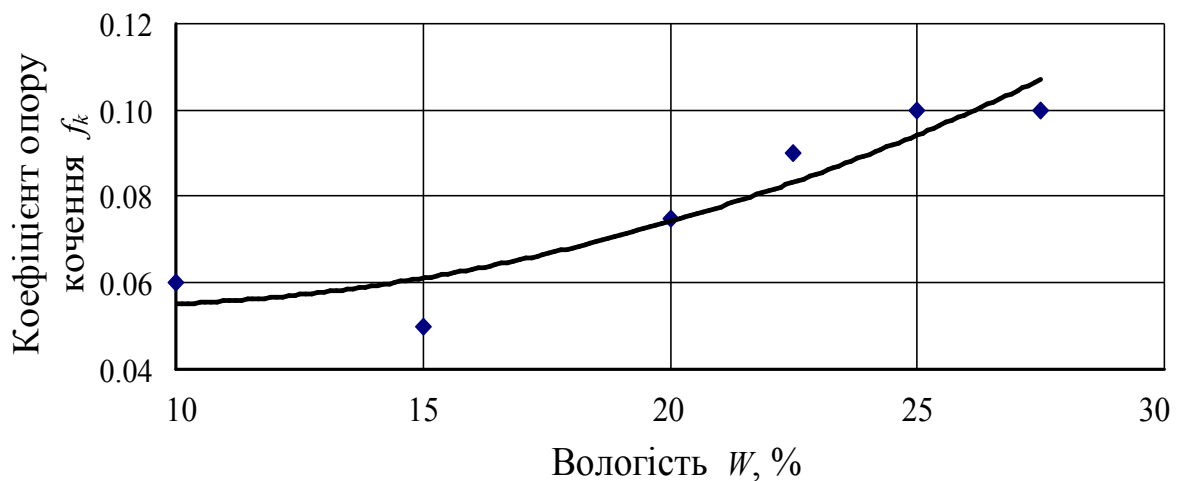


Рис. 4.12 – Залежність коефіцієнта опору кочення f_k коліс агрозасобу ТДАТУ від вологості W ґрунтового сліду постійної технологічної колії

Результатом проведених експериментальних досліджень встановлено, що зі збільшенням вологості ґрунтового сліду постійної технологічної колії з 10 до 28% коефіцієнт опору перекочування коліс агрозасобу ТДАТУ збільшується з 0,06 до 0,1. У відсотковому відношенні це становить 66%. А оскільки витрати потужності ширококолієним агрозасобом на подолання сил опору коченню його коліс при русі пропорційні величині f_k , тому на стільки ж відсотків зростають і витрати енергії.

Пояснити отриманий характер взаємозв'язку меду показниками на рис. 4 можна тим, що зі збільшенням вологості ґрунтового сліду постійної технологічної колії збільшуються витрати енергії на зминання ґрунту при русі по ній ширококоліїним агрозасобом. Зазначені втрати збільшуються через збільшення площі контакту шини його колеса з опорною поверхнею і збільшення глибини колії, утвореної продавлюванням колесом ґрунтового сліду. Внаслідок цього збільшується і коефіцієнт опору перекошування коліс ширококоліїного агрозасобу при його русі по ній, оскільки витрати енергії на деформацію ґрунту при цьому значно перевершують витрати енергії на деформацію самої шини агрозасобу.

Залежність між коефіцієнтом опору кочення f_k ширококоліїного агрозасобу і вологістю ґрунтового сліду досить точно апроксимується рівнянням виду:

$$f_k = 4 \cdot 10^{-5} W^2 - 5 \cdot 10^{-4} W + 0.0562, \quad (4.6)$$

де W – вологість верхнього шару ґрунту в слідах постійної технологічної колії, %.

Точність отриманого аналітичного виразу (4.6) можна оцінити за величиною коефіцієнта кореляції, квадрат значення якого зв'язку з експериментальними даними становить $R^2=0,8767$. Високе значення останнього вказує на можливість практичного використання отриманої аналітичної залежності (4.6) при оцінці втрат енергії на кочення коліс ширококоліїних агрозасобів по ґрунтовому сліду постійної технологічної колії з урахуванням його вологості.

Оскільки вологість ґрунту в слідах постійної технологічної колії природним чином впливає на показники її твердості і щільності, тому їх зміна також позначається на зміні коефіцієнта опору кочення f_k агрозасобу ТДАТУ (рис. 4.13) і (рис. 4.14).

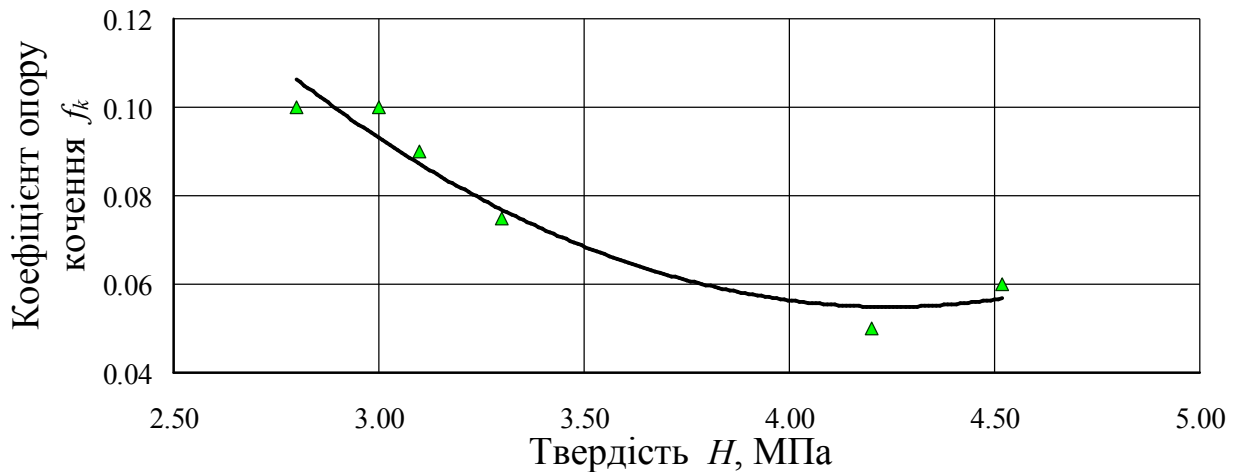


Рис. 4.13 – Залежність коефіцієнта опору перекошування f_k коліс агрозасобу ТДАТУ від твердості H ґрунтового сліду постійної технологічної колії

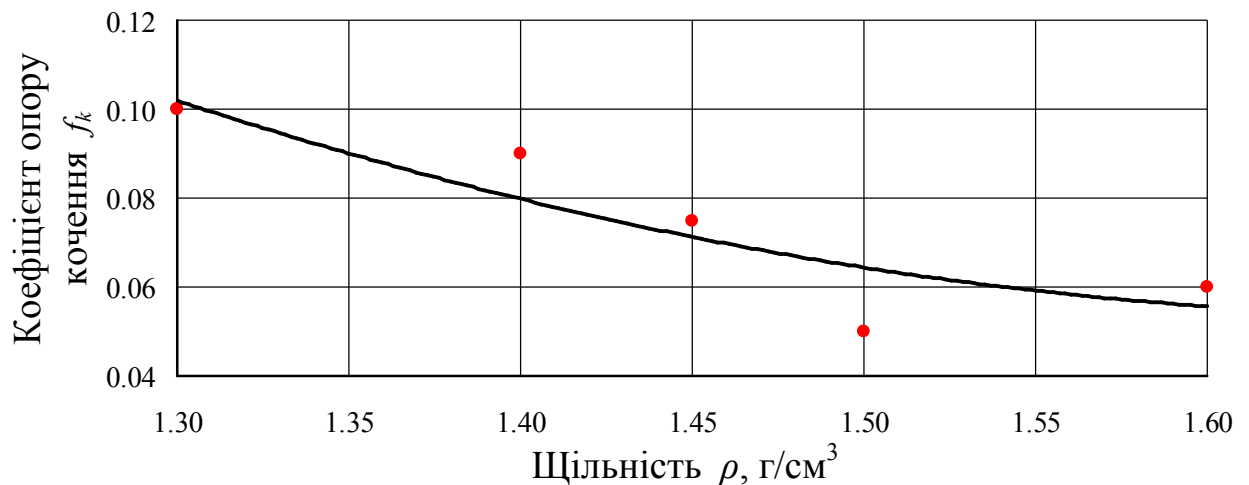


Рис. 4.14 – Залежність коефіцієнта опору кочення f_k коліс агрозасобу ТДАТУ від щільності ρ ґрунтового сліду постійної технологічної колії

Аналіз отриманих експериментальним шляхом залежностей на рис. 4.13 і рис. 4.14 показав, що зі збільшенням твердості H і щільності ρ ґрунтового сліду постійної технологічної колії зменшується коефіцієнт опору кочення f_k коліс агрозасобу ТДАТУ при його русі по ній. Це зменшення носить квадратичний характер, тому досить точно описуються квадратичними рівняннями виду:

$$f_k = 0.0247H^2 - 0.2093H + 0.499, \quad (4.7)$$

де H – твердість ґрунту в слідах постійної технологічної колії, визначеної за системою Ревякіна, МПа.

$$f_k = 0.335\rho^2 - 1.1256\rho + 0.9991, \quad (4.8)$$

де ρ – щільність ґрунту в слідах постійної технологічної колії, г/см³.

Слід зазначити, що кореляційний зв'язок твердості ґрунтового сліду постійної технологічної колії з коефіцієнтом опору кочення f_k (4.7) сильніша, ніж зв'язок щільності ґрунтового сліду з ним (4.8). Квадрат коефіцієнта кореляції зв'язку твердості ґрунтового сліду постійної технологічної колії з f_k становить $R^2 = 0,9395$, а щільності – $R^2 = 0,8419$.

Пояснити характер отриманих експериментальним шляхом залежностей на рис. 4.13 і рис. 4.14 можна тим, що збільшення твердості і щільності ґрунтового сліду постійної технологічної колії сприяє зменшенню витрат енергії, що передається колесу агрозасобу, для виконання таких робіт, як вертикальне зім'яття ґрунту і утворення ущільненого сліду, а також тертя протектора шини про опорну поверхню в зоні контакту. Тому, для того, щоб зменшити коефіцієнт f_k при русі ширококолісного агрозасобу по ґрунтовому сліду постійної технологічної колії необхідно прагнути формувати її, практично, як поверхню, що не деформується. При коченні колеса агрозасобу по такій твердій і щільній опорній поверхні опір кочення його колеса щонайменший.

На підставі вищевикладеного впливає, що коефіцієнт опору кочення колеса ширококолісного агрозасобу по ґрунтовому сліду постійної технологічної колії досить точно можна оцінити за величиною її твердості. Це дозволяє встановити взаємозв'язок параметрів самого колеса агрозасобу, фізико-механічних властивостей ґрунтового сліду постійної технологічної колії з показниками слідоутворення. Для цього скористаємося залежністю Гранвуане-Горячкіна [186] щодо визначення величини коефіцієнта опору кочення:

$$f_k = 0.86 \cdot \left[\frac{G_N}{k_r \cdot b_0 \cdot D_0^2} \right]^{\frac{1}{3}}, \quad (4.9)$$

де k_r – коефіцієнт об'ємного зминання ґрунту, Н/м³;

D_0 , b_0 – статичний діаметр і ширина шини колеса відповідно, м.

Прирівняємо залежності (4.7) і (4.9). В результаті отримаємо:

$$0.86 \cdot \left[\frac{G_N}{k_r \cdot b_0 \cdot D_0^2} \right]^{\frac{1}{3}} = 0.0247H^2 - 0.2093H + 0.499. \quad (4.10)$$

З отриманої рівності (4.10) виразимо величину коефіцієнта об'ємного зминання ґрунту:

$$k_r = \frac{0.636 \cdot G_N}{b_0 \cdot D_0^2 \cdot (0.0247H^2 - 0.2093H + 0.499)^3}. \quad (4.11)$$

Підставивши значення параметрів D_0 і b_0 шин 9.5R32 агрозасобу ТДАТУ, а також величину нормального вертикального навантаження G_N , що діє на його колесо, в (4.11) отримано залежність, яка встановлює зв'язок між коефіцієнтом k_r об'ємного зминання ґрунту в слідах постійної технологічної колії з її твердістю H (рис. 4.15).

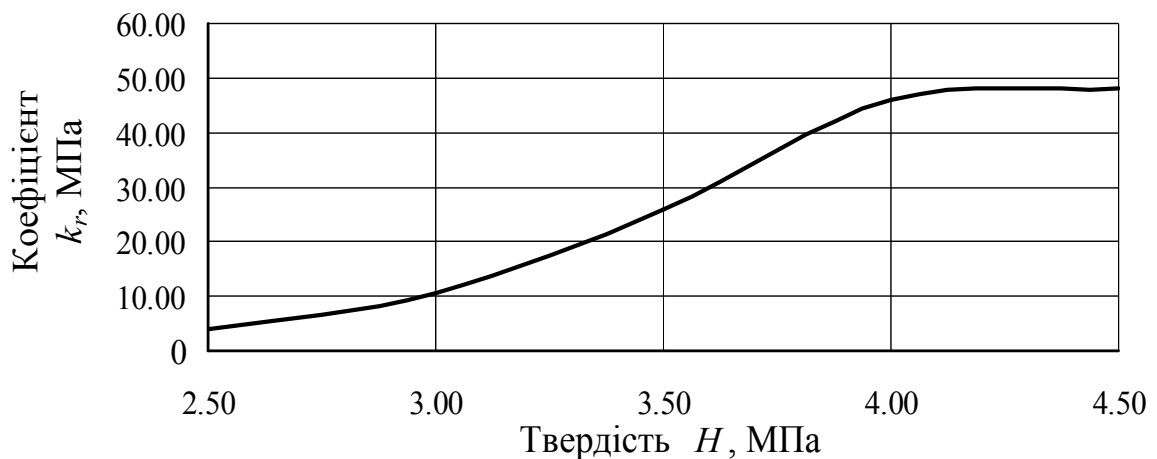


Рис. 4.15 – Залежність коефіцієнта k_r об'ємного зминання ґрунту від твердості H сліду постійної технологічної колії

З аналізу залежності на рис. 4.15 випливає, що зі збільшенням твердості ґрунтового сліду постійної технологічної колії з 2,5 до 4,0 МПа інтенсивно

збільшується і величина коефіцієнта об'ємного зминання ґрунту з 4,0 до 45 МПа. При подальшому збільшенні твердості ґрунтового сліду постійної технологічної колії збільшення коефіцієнта об'ємного зминання ґрунту практично не спостерігається.

Отримана експериментальним шляхом графічна залежність, представлена на рис. 4.15, дуже зручна для непрямой аналітичної оцінки величини k_v за показником твердості H ґрунтового сліду постійної технологічної колії. Оскільки сама методика визначення коефіцієнта об'ємного зминання ґрунту дещо складніше, ніж визначення її твердості.

На підставі результатів проведеного дослідження нами встановлено, що непряма оцінка коефіцієнтів опору кочення коліс агрозасобу ТДАТУ по слідах постійної технологічної колії і об'ємного зминання ґрунту за величиною її твердості досить точна. Це дозволяє, при необхідності, визначати вказані показники аналітичним шляхом (згідно залежностей (4.8) і (4.11)) за експериментально вимірюваною величиною лише твердості ґрунтового сліду постійної технологічної колії.

В результаті проведених досліджень встановлено, що фізико-механічні властивості ґрунтового сліду постійної технологічної колії істотно впливають на витрати енергії на подолання сил опору коченню коліс ширококолісного агрозасобу. Зі збільшенням вологості ґрунтового сліду постійної технологічної колії з 10 до 28% коефіцієнт опору перекочування його коліс збільшується з 0,06 до 0,1, що становить 66%. На стільки ж відсотків при цьому зростають витрати енергії потужності двигунів агрозасобу ТДАТУ на подолання сил опору коченню його коліс при русі.

Зі збільшенням твердості від 2,8 до 4,5 МПа і щільності з 1,3 до 1,6 г/см³ ґрунтового сліду постійної технологічної колії коефіцієнт опору кочення коліс агрозасобу ТДАТУ при русі по ній зменшується з 0,1 до 0,06. Це зменшення носить квадратичний характер. При цьому кореляційний зв'язок твердості ґрунтового сліду постійної технологічної колії з коефіцієнтом опору кочення агрозасобу сильніша, ніж зв'язок щільності

грунтового сліду з ним. Це дозволяє досить точно аналітично визначати вказані показники кочення колеса ширококолієного агрозасобу при русі по ґрунтовому сліду постійної технологічної колії і показники слідоутворення аналітичним шляхом за експериментально виміряної величиною лише твердості ґрунтового сліду.

Зі збільшенням твердості ґрунтового сліду постійної технологічної колії з 2,5 до 4,0 МПа інтенсивно збільшується і величина коефіцієнта об'ємного зминання ґрунту з 4,0 до 45 МПа. При подальшому збільшенні твердості ґрунтового сліду постійної технологічної колії збільшення коефіцієнта об'ємного зминання ґрунту практично не спостерігається.

З метою зменшення коефіцієнта опору кочення коліс ширококолієного агрозасобу при його русі по ґрунтовому сліду постійної технологічної колії необхідно прагнути формувати її як опорну поверхню, яка не деформується. При коченні колеса агрозасобу по такій твердій і щільній опорній поверхні опір кочення його колеса має щонайменше значення.

4.4. Дослідження тягово-зчіпних властивостей агрозасобу ТДАТУ

Метою даного дослідження є вивчення тягово-зчіпних властивостей колісного рушія ширококолієного агрозасобу при його русі по ущільненому вирівняному опорній поверхні слідів постійної технологічної колії.

Попередні експериментальні дослідження показали, що рух ширококолієних агрозасобів по слідах постійної технологічної колії дозволяє мати кращі їх тягово-зчіпних властивостей в порівнянні з традиційним трактором, який рухається по сільськогосподарському агрофону. Номінальне тягове зусилля, яке розвиває ширококолієний агрозасіб за умови достатнього зчеплення його рушіїв з опорною поверхнею слідів постійної технологічної колії більше, ніж у традиційного трактора при однакових їх технічних параметрах. Разом з цим зчеплення рушіїв ширококолієного агрозасобу з опорною поверхнею слідів

постійної технологічної колії повинно бути достатнім для того, щоб він міг розвивати максимальне тягове зусилля при роботі з певним рівнем буксування. Оскільки при малій величині буксування відповідає менше значення дотичній сили тяги, яку розвиває агрозасіб.

Не викликає сумніву той факт, що умови руху агрозасобу по твердій вирівняній опорній поверхні слідів постійної технологічної колії повинні реалізувати велику величину його максимальної дотичній сили тяги. У той час як для традиційного трактора максимальна величина цієї сили припадає на буксування, що значно перевищує той рівень, при якому можливе здійснення неприйняттого руйнування ґрунтового середовища [181]. Звідси випливає необхідність в пошуку наступного компромісу: максимальне буксування колісного рушія ширококолійного агрозасобу має бути таким, щоб за умови достатнього його зчеплення з опорною поверхнею слідів постійної технологічної колії він розвивав максимально можливу дотичну силу тяги.

Актуальність даних досліджень також викликана тим, що в теорії трактора окремо не розглядається вплив на буксування параметрів колеса і фізико-механічних властивостей опорної поверхні, по якій воно рухається. Цей вплив неможливо розглядати без урахування зміни опору кочення рушія, яке, природно, має менше значення при русі агрозасобу по слідах постійної технологічної колії, ніж по сільськогосподарському агрофону.

Максимальна дотична сила тяги P_{kmax} , яку розвиває колесо ширококолійного агрозасобу, визначена умовами достатнього його зчеплення з опорною поверхнею сліду постійної технологічної колії:

$$P_{kmax} = f(\varphi), \quad (4.12)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення, який реалізується рушієм ширококолійного агрозасобу за умовами взаємодії його з опорною поверхнею слідів постійної технологічної колії.

За умовою (4.12) зчеплення колеса повинно бути достатнім для того, щоб ширококолійний агрозасіб міг розвивати номінальне тягове зусилля при його русі по слідах постійної технологічної колії з певним рівнем буксування.

З іншого боку, величина дотичній сили тяги P_{kmax} , яку розвиває колесо ширококоліїного агрозасобу, залежить від нормального навантаження, що діє на нього, параметрів колеса, фізико-механічних властивостей опорної поверхні слідів постійної технологічної колії і режиму його руху (коефіцієнта буксування):

$$P_{kmax} = f(\delta_{max}, f_k, N_{ek}, k_0, r_0, b_0, \dots), \quad (4.13)$$

де δ_{max} – коефіцієнт буксування (максимальний) рушіїв агрозасобу;

f_k – коефіцієнт опору коченню колеса агрозасобу;

k_0 – коефіцієнт фізико-механічних властивостей опорної поверхні слідів постійної технологічної колії;

N_{ek} – вертикальне експлуатаційне навантаження, що діє на колесо агрозасобу;

r_0, b_0 – статичний діаметр і ширина колеса агрозасобу.

Для проведення досліджень ширококоліїний агрозасіб ТДАТУ, який рухається по опорній поверхні слідів постійної технологічної колії, представимо у вигляді еквівалентної схеми (рис. 4.16), на якій відобразимо діючі сили, що розвивають його рушії.

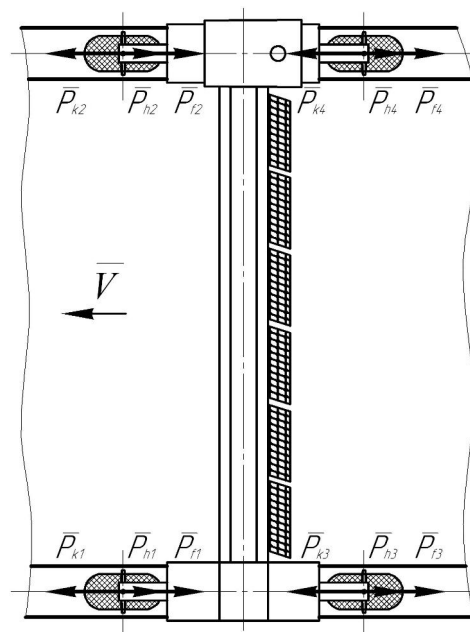


Рис. 4.16 – Еквівалентна схема ширококоліїного агрозасобу ТДАТУ, який рухається по слідах постійної технологічної колії

Для оцінки впливу фізико-механічних властивостей ґрунтового сліду постійної технологічної колії на якість зчеплення і тягоутворення агрозасобу ТДАТУ покладемо, що максимальну дотичну силу тяги, яку розвиває колесо ширококолійного агрозасобу (як і для традиційного трактора [246]) за умовою (4.13), можна визначити за залежністю:

$$P_{kmax} = \delta_{max} \cdot S_k \cdot k_0 \cdot L, \quad (4.14)$$

де δ_{max} – коефіцієнт буксування (максимальний) рушіїв ширококолійного агрозасобу;

де S_k – сума вертикальних проекцій опорних поверхонь занурених у ґрунт ґрунтозачепів колеса агрозасобу, м²;

k_0 – коефіцієнт об'ємного зминання ґрунту в слідах постійної технологічної колії, Н/м³;

L – довжина дуги зчеплення ґрунтозачепів колеса агрозасобу з опорною поверхнею (слідом постійної технологічної колії), м.

Покладемо, що вираз для визначення величини L для колеса будь то традиційного трактора або ширококолійного агрозасобу можна визначити за залежністю [246]:

$$L = r_k \left(\arctg \frac{f_k \cdot (1 - f_k^2)^{\frac{1}{2}}}{0.5 - f_k^2} + 2 \cdot f_k^2 \right), \quad (4.15)$$

де r_k – радіус кочення колеса, м;

Радіус кочення r_k колеса агрозасобу можна визначити за його статичним радіусом r_0 і нормальним угином шини h_z :

$$r_k = r_0 + h_z. \quad (4.16)$$

Нормальний угин шини колеса будь то традиційного трактора або ширококолійного агрозасобу можна визначити за виразом [181]:

$$h_z = \frac{N_{ek}}{\pi \cdot \rho_w \cdot \sqrt{2r_0 \cdot b_0}}, \quad (4.17)$$

де ρ_w – тиск повітря в шині, Па.

Суму вертикальних проєкцій S_k опорних поверхонь, занурених в ґрунт ґрунтозачепів колеса агрозасобу, визначимо за рівнянням [181]:

$$S_k = \pi \cdot h_z \cdot [(2r_0 - h_z) \cdot (b_0 - h_z)]^{\frac{1}{2}}. \quad (4.18)$$

Водночас зрозуміло, що реалізація ширококоліїним агрозасобом тягової потужності визначена його зчіпними властивостями. З цього випливає, що зчеплення повинно бути достатнім для того, щоб колесо ширококоліїного агрозасобу по (4.18) могло розвивати максимальну дотичну силу тяги:

$$P_{kmax} = \varphi \cdot N_{ek}. \quad (4.19)$$

Підставивши значення величин S_k , L , r_k з (4.15-4.18) у (4.14) і прирівнявши вирази (4.14) і (4.19) отримаємо:

$$\delta_{max} \cdot \pi \cdot h_z \cdot [(2r_0 - h_z) \cdot (b_0 - h_z)]^{\frac{1}{2}} \cdot k_0 \cdot (r_0 + h_z) \cdot \left(\arctg \frac{f_k \cdot (1 - f_k^2)^{\frac{1}{2}}}{0.5 - f_k^2} + 2 \cdot f_k^2 \right) = \varphi \cdot N_{ek}. \quad (4.20)$$

З аналізу отриманої рівності (4.20) випливає, що зі збільшенням коефіцієнт зчеплення φ , який реалізується рушієм ширококоліїного агрозасобу за умовами взаємодії його з опорною поверхнею сліду постійної технологічної колії, збільшується і максимальний коефіцієнт буксування δ_{max} . Зі збільшенням радіуса r_0 колеса, ширини b_0 його шини і тиску повітря ρ_w в ній, а також вертикального навантаження N_{ek} , що діє на нього збільшується і зчеплення φ колеса агрозасобу з опорною поверхнею сліду постійної технологічної колії. Звідси випливає висновок про те, що чим більше зчеплення колеса ширококоліїного агрозасобу з опорною поверхнею слідів постійної технологічної колії, тим більше буксування при цьому можна досягти. Характер цього взаємозв'язку визначено параметрами ширококоліїного агрозасобу, режимом його руху і властивостями опорної поверхні слідів постійної технологічної колії.

Отримана математична модель (4.20) дозволяє досліджувати

залежність тягово-зчіпних властивостей ширококолійного агрозасобу від вертикального навантаження, що діє на його колесо, параметрів колеса, фізико-механічних властивостей опорної поверхні слідів постійної технологічної колії і режиму його руху (коефіцієнта буксування). Для цього отримане рівність (4.20) представимо залежністю максимального коефіцієнта буксування δ_{max} колеса агрозасобу від зазначених параметрів:

$$\delta_{max} = \frac{\varphi \cdot N_{ek}}{\pi \cdot h_z \cdot [(2r_0 - h_z) \cdot (b_0 - h_z)]^{\frac{1}{2}} \cdot k_0 \cdot (r_0 + h_z) \cdot \left(\arctg \frac{f_k \cdot (1 - f_k^2)^{\frac{1}{2}}}{0.5 - f_k^2} + 2 \cdot f_k^2 \right)}. \quad (4.21)$$

Дослідимо характер залежностей максимального коефіцієнта буксування δ_{max} колеса ширококолійного агрозасобу ТДАТУ від величини його коефіцієнта зчеплення φ при його русі за двома варіантами дорожнього фону. Згідно з першим варіантом – агрозасіб ТДАТУ рухається по с.-г. агрофону, що відповідає фону поля, підготовленого під посів. Як показали результати попередніх експериментальних випробувань коефіцієнт опору кочення для цього агрофону становить $f_k = 0,15$. Згідно з другим варіантом – агрозасіб ТДАТУ рухається по вирівняному ущільненому ґрунтовому сліду постійної технологічної колії. Коефіцієнт опору коченню при його русі по ній становить $f_k = 0,05$.

Результати досліджень оцінки максимального коефіцієнта буксування δ_{max} колеса агрозасобу ТДАТУ від величини його коефіцієнта зчеплення φ з різними типами опорної поверхні представлені на рис. 4.17.

З аналізу рис. 4.17 випливає, що зменшення коефіцієнта f_k опору коченню ширококолійного агрозасобу дозволяє збільшити величину максимального коефіцієнта буксування δ_{max} його коліс. А збільшення останнього дозволяє отримати велику максимальну дотичну силу тяги, яку розвиває агрозасіб в умовах достатнього його зчеплення з опорною поверхнею, як це впливає з залежності (13). Так, наприклад, при однаковій величині буксування $\delta_{max} = 0,22$ рушіїв ширококолійного агрозасобу, при

якому він розвиває максимальну дотичну силу тяги на с.-г. агрофоні, величина його коефіцієнта зчеплення дорівнює $\varphi = 0,43$. А при його русі по слідах постійної технологічної колії ця величина збільшується до $\varphi = 0,55$. Тобто, рух ширококолійного агрозасобу по слідах постійної технологічної колії характеризується поліпшенням його зчіпних властивостей, у порівнянні з його рухом по с.-г. агрофону поля, підготовленому під посів.

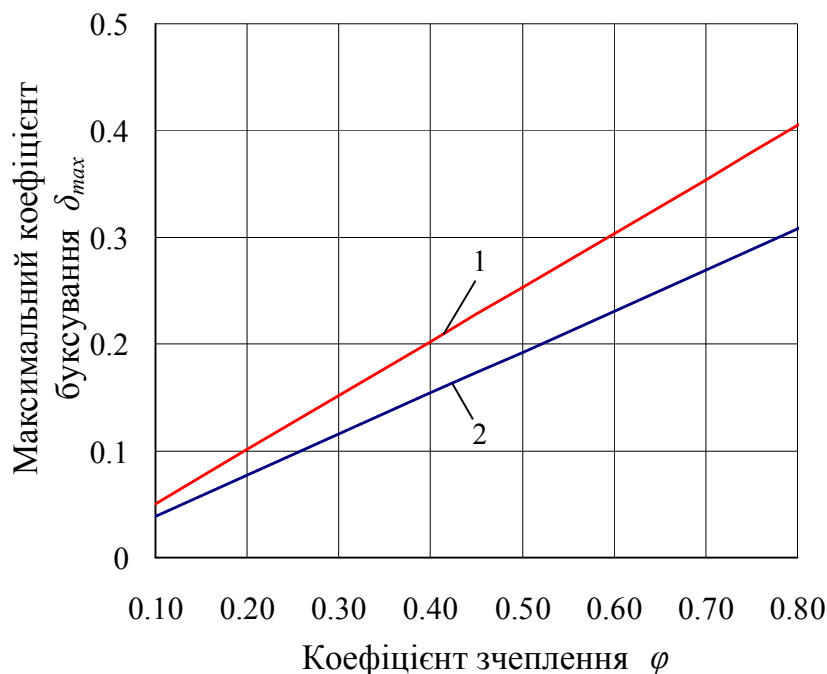


Рис. 4.17 – Залежність максимального коефіцієнта буксування δ_{max} колеса ширококолійного агрозасобу ТДАТУ від величини його коефіцієнта зчеплення φ з опорною поверхнею: 1 – агрофон поля, підготовленого під посів; 2 – ґрунтовий слід постійної технологічної колії

Пояснити отриманий результат можна наступним. Тягово-зчіпні властивості ширококолійного агрозасобу, при його роботі на пухкому с.-г. агрофоні, визначаються, в основному, здатністю ґрунту чинити опір горизонтальній деформації (зсуву), яку здійснюють ґрунтозачепи колеса. Тому ступінь буксування його коліс визначається розміром горизонтальної деформації (зсуву) ґрунту, яку здійснюють ґрунтозачепи. Вказана горизонтальна деформація ґрунту залежить від питомого тиску на ґрунт, що

створюють ґрунтозацепи і від здатності ґрунту чинити опір деформації, що оцінюється коефіцієнтом питомої зім'яття. Само явище буксування коліс агросасобу з'являється внаслідок зсуву ґрунтозацепами ґрунту до тих пір, поки в ній не утворюються потрібної величини дотичного напруження. Чим вище міцність опорної поверхні, по якій рухається колесо ширококолісного агросасобу, тим в меншій мірі буксування впливає на зв'язок між частинками ґрунту. В результаті цього зменшується глибина занурення коліс в ґрунт і, відповідно, зменшуються витрати енергії на утворення ґрунтозацепами канавки.

Отримана експериментальним шляхом залежність дотичної сили тяги від режиму кочення колеса агросасобу ТДАТУ показало доволі схожий результат (рис. 4.18).

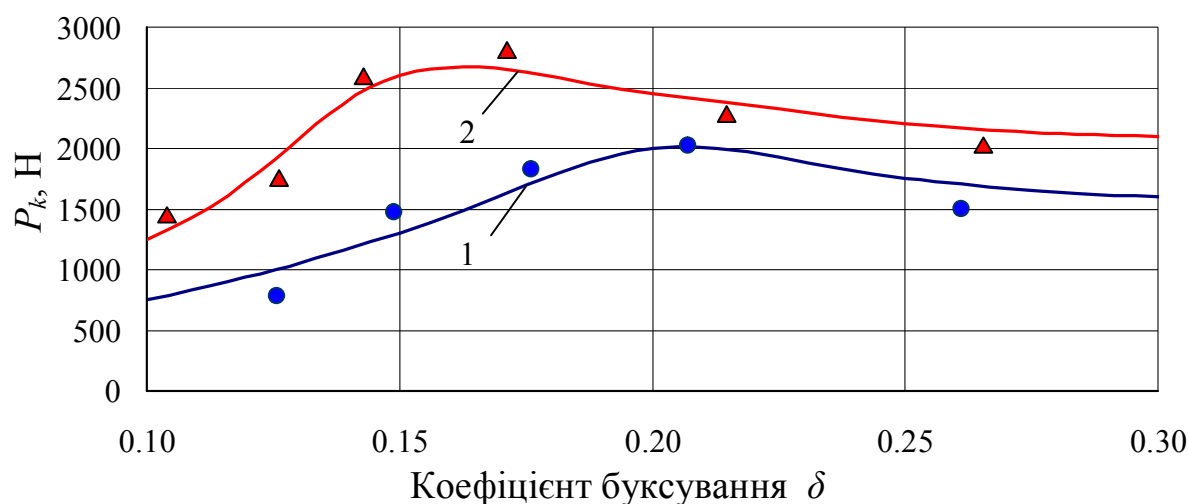


Рис. 4.18 – Залежність дотичної сили тяги P_k колеса агросасобу ТДАТУ від коефіцієнта буксування δ_{max} при його русі по агрофоні поля, підготовленому під посів (1), і слідах постійної технологічної колії (2)

За аналізу рис. 4.18 випливає, що дотична сила тяги агросасобу ТДАТУ, як у першому, так і в другому варіантах його руху, зростає, поки коефіцієнт буксування не досягне певного значення. Після цього значення цього параметру починає зменшуватися. Зменшення дотичній сили тяги при більшому буксуванні рушіїв агросасобу ТДАТУ пояснюється тим, що

грунтові цеглинки зрізуються, затискаються між ґрунтозачепами і обертаються разом з колесом. Оскільки значення напруги зсуву при ковзанні менше максимальних напружень спокою, отже, і дотична сила тяги колеса агрозасобу менша.

Рівень буксування δ_{max} , за яким розвивається максимальна дотична сила тяги колеса агрозасобу ТДАТУ на агрофоні поля, підготовленого під посів, знаходиться в межах 0,22–0,24. При цьому величина цієї сили для нього становить близько 2,0 кН. А для дорожнього фону слідів постійної технологічної колії величина максимального коефіцієнту буксування δ_{max} зменшується до 0,15–0,17 при збільшенні максимальної дотичній сили тяги до 2,65 кН, яке розвиває його колесо.

Проведеними дослідження доведено, що кочення колеса ширококолійного агрозасобу по сліду постійної технологічної колії супроводжується меншою величиною буксування, при якій колесом реалізується велика дотична сила тяги. В результаті цього ширококолійний агрозасіб менше втрачає швидкість руху, на що витрачається менша енергія. Встановлено, що за умов руху агрозасобу ТДАТУ по агрофону поля, підготовленому під посів, максимальна дотична сила тяги колеса розвивається при буксуванні, рівному 0,22–0,24. А при його русі по слідах постійної технологічної колії ця величина зменшується до 0,15–0,17.

Дослідженнями встановлено, що більше значення максимальної дотичній сили тяги розвивати колесо агрозасобу ТДАТУ може при його русі по слідах постійної технологічної колії. На відміну від його руху по агрофону поля, підготовленого під посів, ця величина збільшується щонайменше на 30%.

Як було доведено в роботі нами раніше, що існує доволі сильний кореляційний зв'язок величини коефіцієнта k_0 об'ємного зминання ґрунтового сліду постійної технологічної колії після проходження по ній колеса ширококолійного агрозасобу від величини її твердості H (4.11). Також нами було встановлено, що коефіцієнт опору коченню f_k колеса агрозасобу

ТДАТУ залежить від фізико-механічних властивостей ґрунтового сліду постійної технологічної колії (4.7).

Після підстановки (4.15–4.21) в (4.14) маємо розрахункову модель, що дозволяє досліджувати процеси тягоутворення колеса ширококолісного агрозасобу в залежності від його конструктивних параметрів з одного боку, і фізико-механічних властивостей слідів постійної технологічної колії з іншого.

Результатом аналізу дослідження залежності (4.14), з урахуванням (4.15–4.21) впливає, що чим більша твердість слідів постійної технологічної колії, тим вищий тиск повітря доцільно в шині. Характер цієї залежності представлений на рис. 4.19.

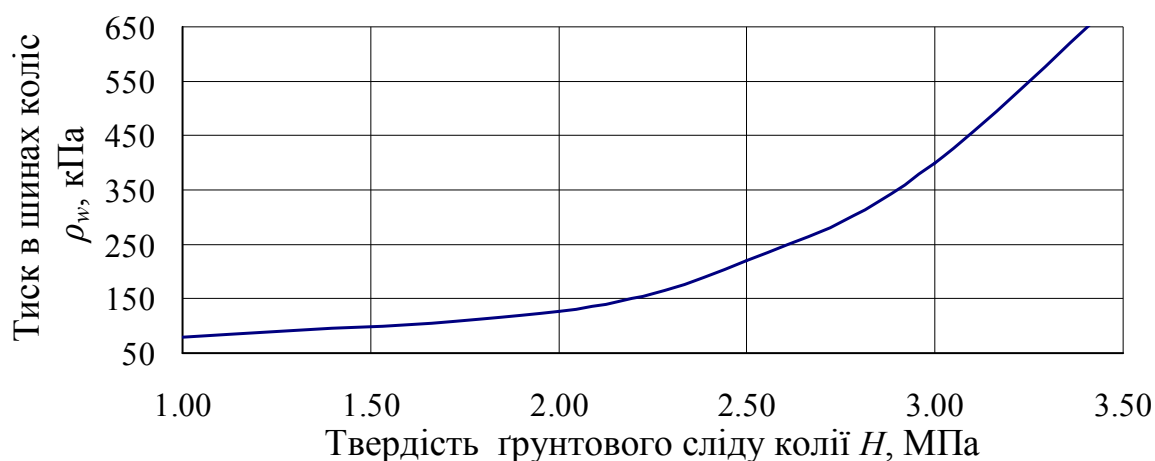


Рис. 4.19 – Залежність необхідного тиску повітря ρ_w в шинах коліс агрозасобу ТДАТУ від твердості H ґрунтового сліду постійної технологічної колії

З аналізу отриманої залежності на рис. 4.19 випливає, що зі збільшенням твердості слідів постійної технологічної колії від 1,0 до 3,5 МПа тиск повітря в шині коліс агрозасобу ТДАТУ необхідно збільшувати з 60,0 до 650 кПа, тобто в 10 разів. Природно, величина гранично можливого тиску повітря в шині визначена її технічною характеристикою. Для зазначеної марки використовуваної шини агрозасобу ТДАТУ ця величина складає 160 кПа. Тому його робота з максимальним тиском в шинах можлива лише при твердості слідів постійної технологічної колії 2,25 МПа і вище. Однак, при

меншій твердості ґрунтового сліду тиск повітря в шині його коліс необхідно зменшувати. Це дозволяє забезпечити високі тягово-зчіпні властивості ширококолісного агрозасобу при його русі по ґрунтовому сліду постійної технологічної колії. Наприклад, при величині твердості $H = 1$ МПа величина тиску ρ_w в шині колеса агрозасобу ТДАТУ повинна становити 80 кПа.

Отримана залежність величини необхідного тиску в шині коліс ширококолісного агрозасобу від твердості ґрунтового сліду постійної технологічної колії (см. рис. 4.19) узагальнює умову, за якої досягаються його максимальні зчіпні властивості.

Проведені дослідження підтверджують той факт, що максимальна ефективність руху ширококолісного агрозасобу по ґрунтовим слідам постійної технологічної колії може бути досягнута тільки в разі правильно встановленого тиску повітря в шинах його коліс. Величина останнього, в свою чергу, залежить від фізико-механічних властивостей ґрунтового сліду постійної технологічної колії.

Тому з позиції забезпечення максимальних зчіпних властивостей і тягоутворення ширококолісного агрозасобу при його русі по ґрунтовому сліду постійної технологічної колії встановлено, що збільшення твердості останньої вимагає збільшення тиску повітря в шині його коліс і навпаки.

4.5. Технічна здійсненність і виробнича ефективність функціонування та використання агрозасобу ТДАТУ в технологічних процесах з обробітку ґрунту та внесення технологічних матеріалів

4.5.1. Випробування ґрунтообробних агрегатів на основі ширококолісного агрозасобу ТДАТУ

Метою досліджень є оцінка технічної здійсненності і виробничої ефективності функціонування та використання ширококолісних засобів

механізації сільськогосподарського виробництва для колійної системи землеробства (на прикладі агрозасобу ТДАТУ) в технологічних процесах обробітку ґрунту та внесенні технологічних матеріалів.

В процесі проведення експериментальних досліджень випробувалися ґрунтообробні агрегати на основі агрозасобу ТДАТУ в складі с.-г. знарядь: зубові борони (типу БЗСС-1,0) (див. рис. 3.3 а), ротаційні борони (див. рис. 3.3 б) та S-подібний розпушувач (див. рис. 3.3 в).

Швидкісний режим роботи ґрунтообробних агрегатів на основі агрозасобу ТДАТУ становив 3,3–4,4 км/год.

При проведенні експериментальних досліджень середнє значення вологості ґрунту в шарі 0–12 см становило 24,4%, а щільності – 1,23 г/см³.

Аналіз отриманих експериментальних даних показав (рис. 4.20), що профіль постійної технологічної колії істотно згладжений в порівнянні з профілем обробленого агрофона. Так, якщо середнє квадратичне відхилення профілю обробленого агрофона становив $\pm (1,32...1,44)$ см, то для профілю колії цей показник дорівнює $\pm 0,84$ см, тобто в 1,6–1,8 разів менший.

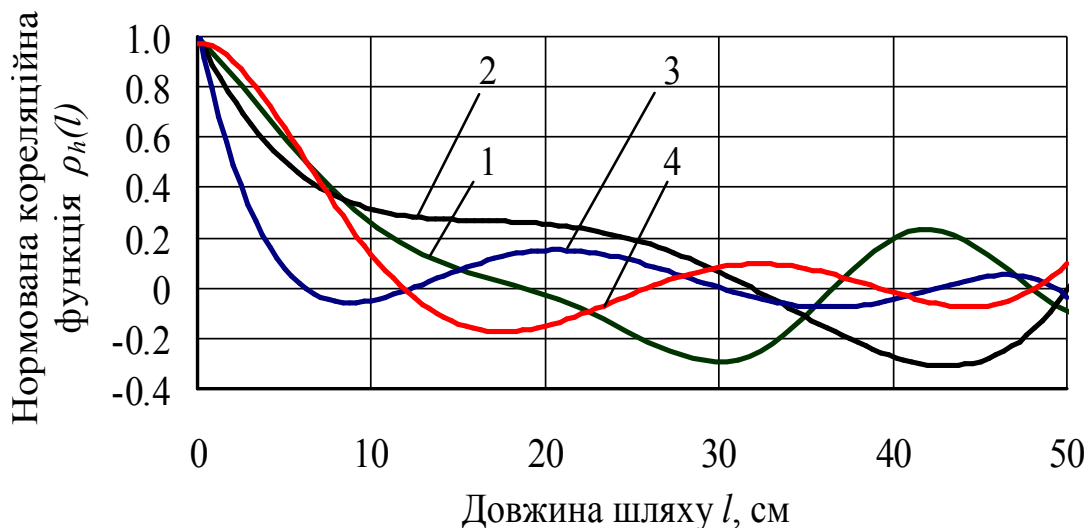


Рис. 4.20 – Нормовані кореляційні функції $\rho_h(l)$ профілів нерівностей фонів від довжини шляху l : 1 – слідів постійної технологічної колії; 2 – агрофона після проходу зубової борони; 3 – агрофона після проходу S-подібного пружинного розпушувача; 4 – агрофона після проходу ротаційної борони

За своєю внутрішньою структурою нерівності профілю слідів постійної технологічної колії характеризуються функцією, що містить поряд з випадковими складовими – гармонійні, які виражені затухаючими періодичними коливаннями нормованої кореляційної функції (див. рис. 4.20). Її аналіз показав, що довжина кореляційної зв'язку ординат нерівностей профілю слідів постійної технологічної колії становить близько 0,18 м, що відповідає кроку ґрунтозачепів шин агрозасобу ТДАТУ, величина якого для типорозміру шин 9.5R32 дорівнює 0,175 м.

Аналогічний характер за своєю структурою мають графіки нормованої кореляційної функції (див. рис. 4.20) коливань нерівностей поздовжнього профілю оброблюваного агрофона, але відрізняються між собою за енергією. Так їх довжина кореляційної зв'язку дещо відмінна від профілю нерівностей слідів постійної технологічної колії. І залежить це від виду технологічної операції з обробітку ґрунту агрозасобом ТДАТУ. Наприклад, після обробки агротехнічної зони поля зубової бороною цей показник більший, ніж для нерівностей слідів постійної технологічної колії, і дорівнює 0,34 м. А після обробітку зубовою бороною і S-образним пружинним розпушувачем навпаки менший, і становить відповідно 0,12 м і 0,08 м. Отримані характеристики нерівностей обробленого агрофона в цілому відповідають характеристикам нерівностей полів, підготовлених під посів сільськогосподарських культур.

Спектр частот, які складають випадкову функцію нерівностей профілю слідів постійної технологічної колії визначає нормована спектральна щільність їх ординат (рис. 4.21). З її аналізу випливає, що частота зрізу для цього процесу дорівнює приблизно $0,3 \text{ см}^{-1}$. Основна частка дисперсій коливань нерівностей профілю слідів технологічної колії зосереджена в діапазоні частот $0 \dots 0,3 \text{ см}^{-1}$. Середнє квадратичне відхилення ординат зазначених нерівностей узгоджується з висотою ґрунтозачепів шин коліс агрозасобу ТДАТУ, величина якої для типорозміру шин 9.5R32 дорівнює 0,03 м.

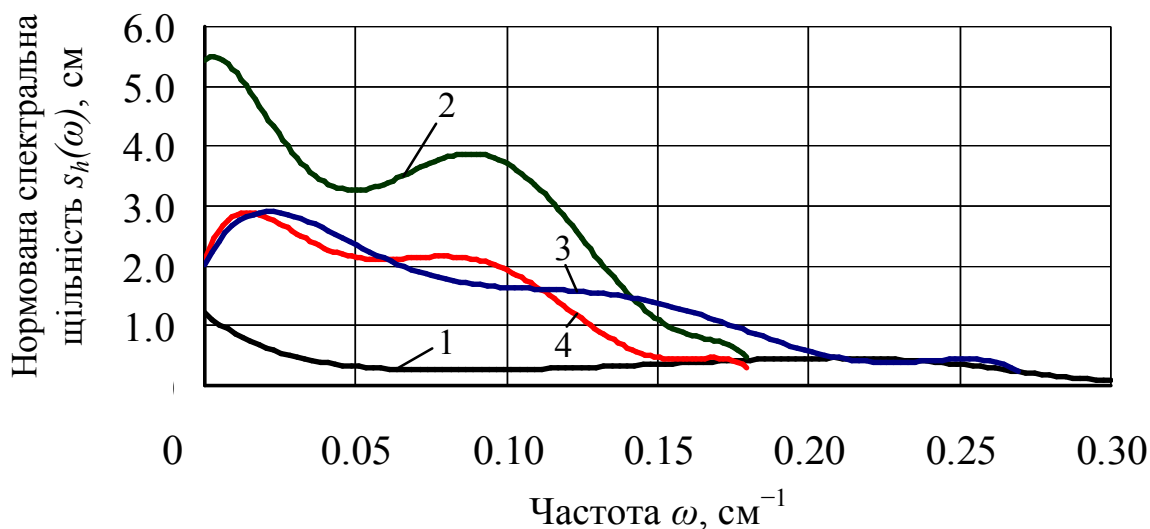


Рис. 4.21 – Нормовані спектральні щільності $s_h(\omega)$ профілів нерівностей фонів від частоти ω : 1 – слідів постійної технологічної колії; 2 – агрофона після проходу зубової борони; 3 – агрофона після проходу S-подібного пружинного розпушувача; 4 – агрофона після проходу ротаційної борони

Представлений вище аналіз характеристик нерівностей профілю слідів постійної технологічної колії, по якій багатократно рухається ширококоліїний агрозасіб (див. рис. 4.20 і рис. 4.21), свідчить, що генератором формування цих нерівностей є параметри ґрунтозачепів шин його коліс.

На відміну від утворених шинами коліс агрозасобу ТДАТУ нерівностей профілю слідів постійної технологічної колії профілі обробленого агрофона носять більш низькочастотний характер (див. рис. 4.21). З аналізу нормованої спектральної щільності розподілу частот нерівностей оброблених агрофонів встановлено, що частота зрізу для цих процесів припадає на $0,18 \text{ см}^{-1}$. Основна частка дисперсій коливань нерівностей обробленого агрофона зосереджена в діапазоні частот $0 \dots 0,18 \text{ см}^{-1}$.

Коливання тягового опору сільськогосподарських знарядь при роботі агрегатів на основі агрозасобу ТДАТУ висловлюють виражають випадкову функцію, в якій відсутні гармонійні складові (рис. 4.22).

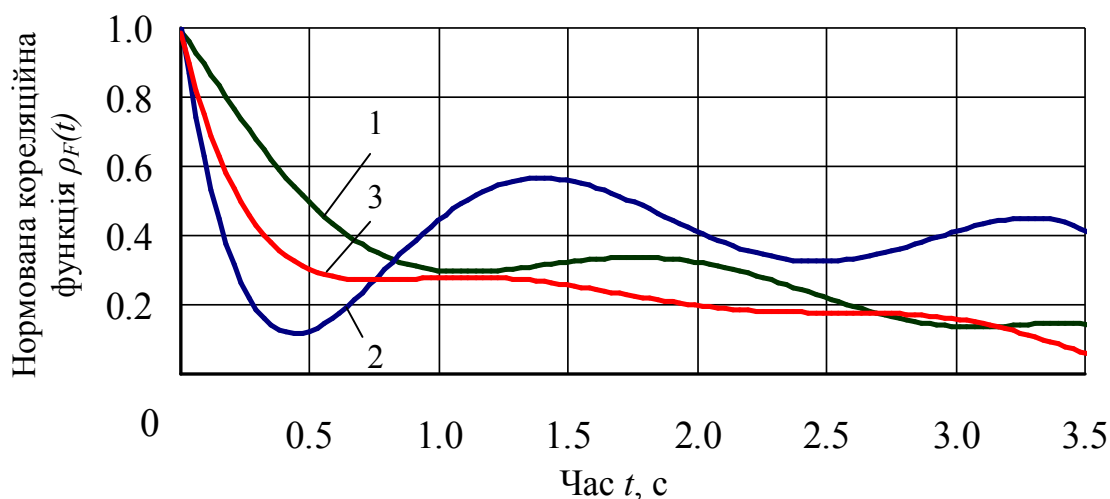


Рис. 4.22 – Нормовані кореляційні функції $\rho_F(t)$ коливань тягового опору сільськогосподарських знарядь від часу t для: 1 – зубової борони; 2 – S-подібного пружинного розпушувача; 3 –ротаційної борони

З аналізу отриманих експериментальним шляхом нормованих кореляційних функцій (див. рис. 4.22) коливань тягового опору сільськогосподарських знарядь випливає, що ступінь випадковості процесу у S-подібного пружинного розпушувача і ротаційної борони істотно вище. Оскільки значення їх нормованих кореляційних функцій $\rho_F(t)$ стрімко зменшуються зі збільшенням часу t . Це свідчить про меншу залежність їх тягового опору від часу процесу.

Основний спектр дисперсій коливань тягового опору сільськогосподарських знарядь зосереджений в діапазоні частот $0 \dots 8 \text{ с}^{-1}$ (рис. 4.23). З аналізу розподілу нормованих спектральних щільностей коливань тягового опору досліджуваних сільськогосподарських агрегатів (див. рис. 4.23) випливає, що характер розглядуваних процесів майже однаковий.

За своєю енергії дисперсія коливань тягового опору досліджуваних сільськогосподарських агрегатів приблизно однакова і становить $0,022 \dots 0,033 \text{ кН}^2$, а середнє квадратичне відхилення – $0,142 \dots 0,163 \text{ кН}$. Для трьох зубових борін в агрегаті на основі агрозасобу ТДАТУ коефіцієнт варіації тягового

опору склав 9,76%, при середньому його значенні 1,71 кН. Отриманий результат є доброю ознакою, що вказує на високу стабільність (низьку варіабельність) процесу обробітку ґрунту досліджуваними знаряддями.

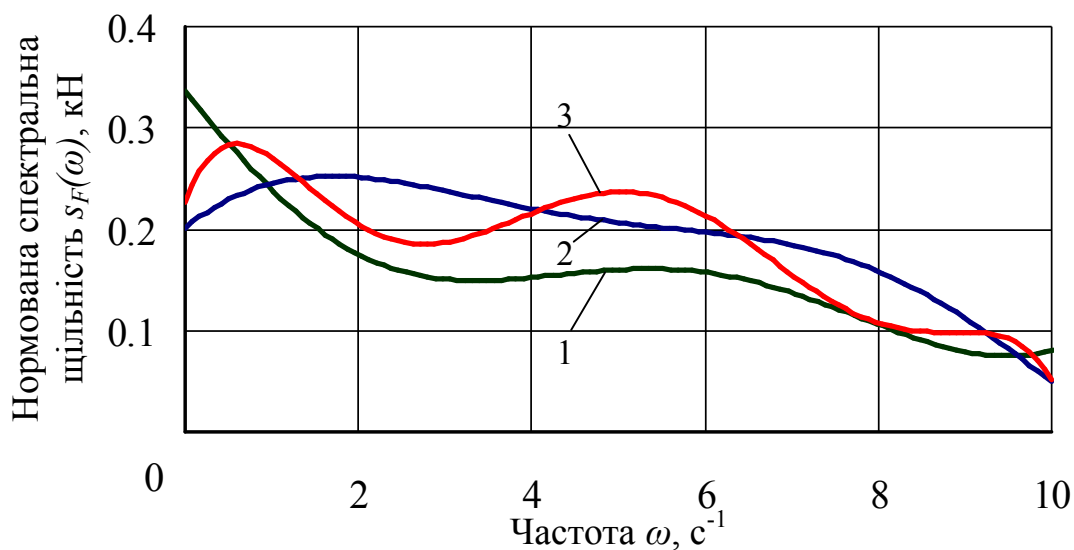


Рис. 4.23 – Нормовані спектральні щільності $s_F(\omega)$ коливань тягового опору сільськогосподарських знарядь від частоти ω для: 1 – зубової борони; 2 – S-подібного пружинного розпушувача; 3 – ротаційної борони

Основна продуктивність роботи ґрунтообробних агрегатів на основі агрозасобу ТДАТУ була приблизно однаковою і дорівнювала 1,08 га/год. При цьому питомі витрати енергії становили 1,66 кВт/га. В той час як для аналогічних традиційних машинно-тракторних агрегатів з такою же шириною захвату вони складатимуть 2,77 кВт/га. Тому питомі витрати енергії на 1 га оброблювальної площі новими агрегатами на основі агрозасобу ТДАТУ при цьому нижчі на 40%.

Показники якості обробітку ґрунту зубовою бороною, S-подібним пружинним розпушувачем і ротаційною бороною в агрегатах на основі агрозасобу ТДАТУ відповідали агровимогам, які ставляться до цих відповідно технологічних операціях [247]. Зокрема, відхилення фактичної глибини обробітку ґрунту від заданої не перевищувало ± 1 см, а висота гребенів на обробленому агрофоні була не більше 2 см.

За результатами експериментальних досліджень ґрунтообробних с.-г. агрегатів на основі агрозасобу ТДАТУ доведена їх хороша пристосованість до роботи в системі колійного землеробства. Якість обробітку ґрунту зубовою бороною, S-подібним пружинним розпушувачем і ротаційною бороною знаходиться в межах агровиног.

Характер коливань нерівностей профілів оброблених агрофонів ґрунтообробними агрегатами на основі агрозасобу ТДАТУ є більш плавним. Це є наслідком того, що рух агрозасобу здійснюється по ущільненим слідам постійної технологічної колії, профіль нерівностей якої носить більш низькочастотний характер. У процесі досліджень встановлено, що генератором формування гребенів нерівностей в слідах постійної технологічної колії є параметри ґрунтозачепів шин коліс агрозасобу ТДАТУ.

Експериментальними дослідженнями встановлено, що робота ґрунтообробних агрегатів на основі агрозасобу ТДАТУ також добре відображається на характері коливань їх тягового опору. Нормовані кореляційні функції вказаних коливань не містять гармонійних складових. Коефіцієнт варіації коливань опору сільськогосподарських знарядь на гаку агрозасобу ТДАТУ становить не більше 10%. Це свідчить про високу стабільність (низьку варіабельність) процесів механічного обробітку ґрунту агрозасобом ТДАТУ, який рухається по слідах постійної технологічної колії, що позитивно відбивається на його стійкому русі.

По результатам проведених випробувань ширококолісного агрозасобу ТДАТУ нами запропоновано низку схем нових с.-г. знарядь, адаптованих до агрегування з подібними агрозасобами, та способів виконання с.-г. технологічних операцій, на які отримані патенти на винаходи і корисні моделі.

4.5.2. Випробування агрегату на основі ширококолісного агросасобу ТДАТУ для розкидання сипких матеріалів

Метою досліджень є вивчення закономірностей впливу параметрів агрегату для внесення мінеральних добрив, який функціонує за принципами колійного землеробства з параметрами і режимами роботи спеціально створеного електрифікованого розкидачі мінеральних добрив.

В процесі проведення експериментальних досліджень агросасіб ТДАТУ агрегувався електрифікованим розкидувачем мінеральних добрив (див. рис. 3.3 д), спеціально для цього створений на основі навісного однодискового тракторного розкидача JarMet.

Для проведення експериментальних досліджень та визначення дослідним шляхом необхідних параметрів політ частки добрива масою M , кинуті з дискового робочого органу розкидача, представимо у вигляді еквівалентної схеми (рис. 4.24), на якій відобразимо діючі на неї сили.

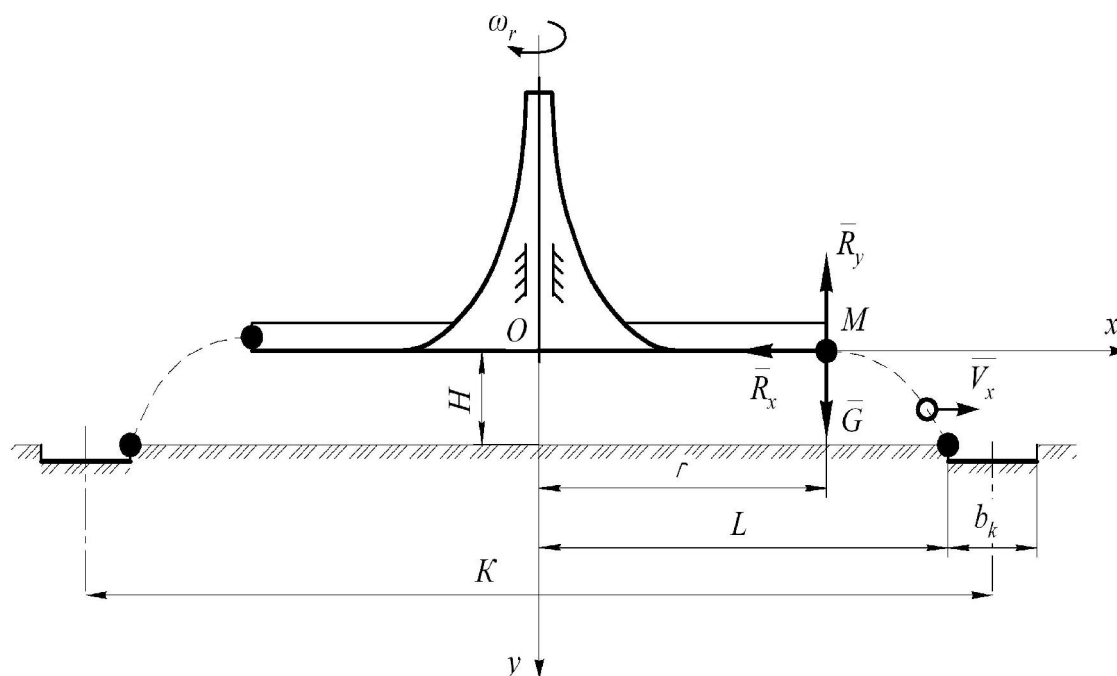


Рис. 4.24 – Еквівалентна схема польоту частки масою M , кинуті з дискового робочого органу розкидача мінеральних добрив

Згідно зі схемою на рис. 4.24 частка добрив після відриву від краю диска, отримавши необхідну швидкість, здійснює рух в площині, що

збігається з напрямком абсолютної швидкості розсіву. Здійснюючи вільний політ в повітряному середовищі вона повинна впасти на поверхню ґрунту і не досягти транспортно-технологічних доріжок для руху по ним коліс ширококолісного агрозасобу. При цьому на частку добрива масою M діють сили тяжіння G і опору повітря R_x .

Диференціальне рівняння руху частинки добрив при польоті в напрямку осі x має вид:

$$M \cdot \ddot{x} = -R_x. \quad (4.22)$$

Силу опору повітря R_x можна визначити за виразом:

$$R_a = k \cdot \gamma \cdot F \cdot \dot{x}^2, \quad (4.23)$$

де k – коефіцієнт опору повітря;

γ – питома вага повітря, кг/м³;

F – миделевий перетин, м².

Покладемо, що $\dot{x} = V_x$. Тоді після підстановки (4.23) в (4.22) і математичних перетворень отримаємо:

$$\frac{dV_x}{V_x} = -k_s \cdot dx, \quad (4.24)$$

де k_s – коефіцієнт парусності частки добрива, чисельно рівний

$$k_s = \frac{k \cdot F \cdot \gamma}{M}. \quad (4.25)$$

Інтегруючи рівняння (4.24) отримаємо:

$$\ln V_x = -k_s \cdot x + \ln C_1, \quad (4.26)$$

де C_1 – постійна інтегрування.

З виразу (4.24) виразимо V_x :

$$V_x = C_1 \cdot e^{-k_s \cdot x}. \quad (4.27)$$

Постійну інтегрування C_1 визначимо з початкових умов, згідно яких при $x = 0$ швидкість частинки добрив буде дорівнює $V_x = V_r$, де V_r – лінійна швидкість частинки добрива, що рухається по колу.

Визначивши постійну C_1 і проінтегрувавши рівняння (4.25) за часом t отримаємо:

$$\frac{e^{k_s \cdot x}}{k_s} = V_r \cdot t + C_2, \quad (4.26)$$

де C_2 – постійна інтегрування.

Постійну інтегрування C_2 визначимо з початкових умов, згідно яких при $t = 0$, $x = 0$. Тоді маємо, що $C_2 = k_s^{-1}$. З огляду на це отримаємо:

$$k_s \cdot x = \ln(k_s \cdot V_r \cdot t + 1). \quad (4.27)$$

Звідки вираз для дальності польоту частинки добрива в функції часу матиме вид:

$$x = \frac{\ln(k_s \cdot V_r \cdot t + 1)}{k_s}. \quad (4.28)$$

Для визначення часу польоту t частки добрив розглянемо її рух по вертикалі, тобто в напрямку осі під дією сили тяжіння і складової сили опору R_y повітря. Оскільки швидкість руху частинки добрива в цьому напрямку від її початкової швидкості не залежить, а висота H падіння відносно дальності її польоту невелика, то впливом сили опір повітря R_y можна знехтувати. З огляду на це можна прийняти, що при вільному падінні частки добрива висота H буде дорівнює:

$$H = \frac{g \cdot t^2}{2}, \quad (4.29)$$

де g – прискорення вільного падіння, м/с².

З виразу (4.29) виразимо час t :

$$t = \left(\frac{2 \cdot H}{g} \right)^{\frac{1}{2}}. \quad (4.30)$$

Підставивши отриманий вираз (4.30) для часу t в (4.28) отримаємо рівняння дальності польоту частки добрива у вигляді:

$$x = \frac{\ln \left(k_s \cdot V_r \cdot \left(\frac{2 \cdot H}{g} \right)^{\frac{1}{2}} + 1 \right)}{k_s}. \quad (4.31)$$

Згідно представленої схеми на рис. 4.24 дальність польоту частки добрива не повинна досягати зони транспортно-технологічних доріжок постійної технологічної колії, тобто:

$$x \leq L, \quad (4.32)$$

де L – половина ширини агротехнічної (продуктивної) зони поля для обслуговування її ширококолійним агрозасобом, м:

$$L = 0.5 \cdot (K - b_k), \quad (4.33)$$

де K – крок колії, м;

b_k – ширина транспортно-технологічної доріжки постійної технологічної колії, м.

Ширина агротехнічної зони поля для обслуговування її ширококолійним агрозасобом визначена кроком колії K за вирахуванням ширини b_k транспортно-технологічної доріжки. Остання залежить, в основному, від параметрів його транспортної системи ширококолійного агрозасобу (як це було доведено нами раніше). Звідки випливає, що максимальна дальність X польоту частки добрива повинна дорівнювати:

$$X = 0.5 \cdot (K - b_k). \quad (4.34)$$

Підставивши вираз (4.34) в (4.31) виразимо швидкість V_r , яку повинна мати частка добрив, щоб не досягти транспортно-технологічних доріжок інженерної зони поля:

$$V_r = \frac{e^{\frac{0.5 \cdot (K - b_k)}{k_s}} - 1}{k_s \cdot \left(\frac{2H}{g} \right)^{\frac{1}{2}}}. \quad (4.35)$$

Аналізуючи рівняння (4.35) можна відмітити, що на швидкість V_r , яку повинна мати частка добрива, щоб не досягти транспортно-технологічних доріжок інженерної зони поля, впливають:

- ширина постійної технологічної колії і транспортно-технологічної доріжки K і b_k ;
- висота установки відцентрового апарату H ;
- коефіцієнт парусності добрив k_s .

Якщо відцентровий робочий орган матиме постійний радіус r по всій його окружності, то для практичних розрахунків покладемо, що частка добрива сходить з краю диска з абсолютною швидкістю, приблизно рівною швидкості V_r , тобто:

$$V_r = \omega_r \cdot r, \quad (4.36)$$

де ω_r – кутова швидкість обертання відцентрового дискового робочого органу розкидача добрив, с^{-1} .

Підставивши (4.36) в (4.35) отримаємо залежність, що зв'язує параметри відцентрового робочого органу для розкидання добрив з режимом його роботи і параметрами постійної технологічної колії:

$$\omega_r = \frac{e^{\frac{0.5(K-b_k)}{k_s}} - 1}{r \cdot k_s \cdot \left(\frac{2H}{g}\right)^{\frac{1}{2}}}. \quad (4.37)$$

З аналізу залежності (4.37) випливає, що найбільший вплив на кутову швидкість обертання відцентрового робочого органу для розкидання добрив здійснюють висота його установки, ширина колії ширококолієного агрозасобу і коефіцієнт парусності добрив.

Побудований за (4.37) графік залежності кутової швидкості ω_r обертання робочого органу від ширини колії K ширококолієного агрозасобу носить експонентний характер (рис. 4.25).

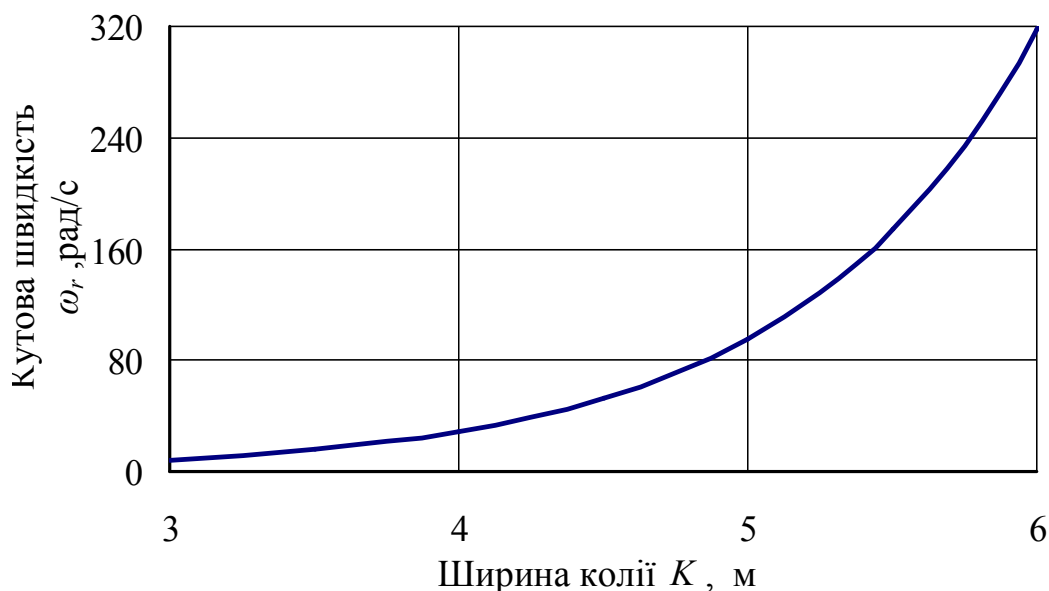


Рис. 4.25 – Залежність кутової швидкості ω_r обертання відцентрового дискового робочого органу розкидача добрив від ширини колії K ширококолійного агрозасобу

З аналіз залежності на рис. 4.25 випливає, що для агрозасобу ТДАТУ ширина колії якого дорівнює $K = 3,5$ м, достатньо мати кутову швидкість обертання відцентрового робочого органу $\omega_r = 15,5$ рад/с, що відповідає частоті його обертання $2,47$ с⁻¹. Зі збільшенням ширини колії ширококолійного агрозасобу до 6 м, необхідна кутова швидкість відцентрового робочого органу для розкидання добрив експоненціально збільшується до 318,2 рад/с ($50,67$ с⁻¹). Природно, таке збільшення швидкості обертання відцентрового органу вимагає відповідне збільшення і витрат потужності на його привід. Тому далі дослідимо залежність необхідних витрат потужності на привід відцентрового робочого органу для розкидання добрив від швидкості його обертання.

Отриманий результат підтверджується співставленням теоретичної та експериментальної залежностей максимальної дальності X розкидання мінеральних добрив від кутової швидкості ω_r обертання відцентрового дискового робочого органу (рис. 4.26).

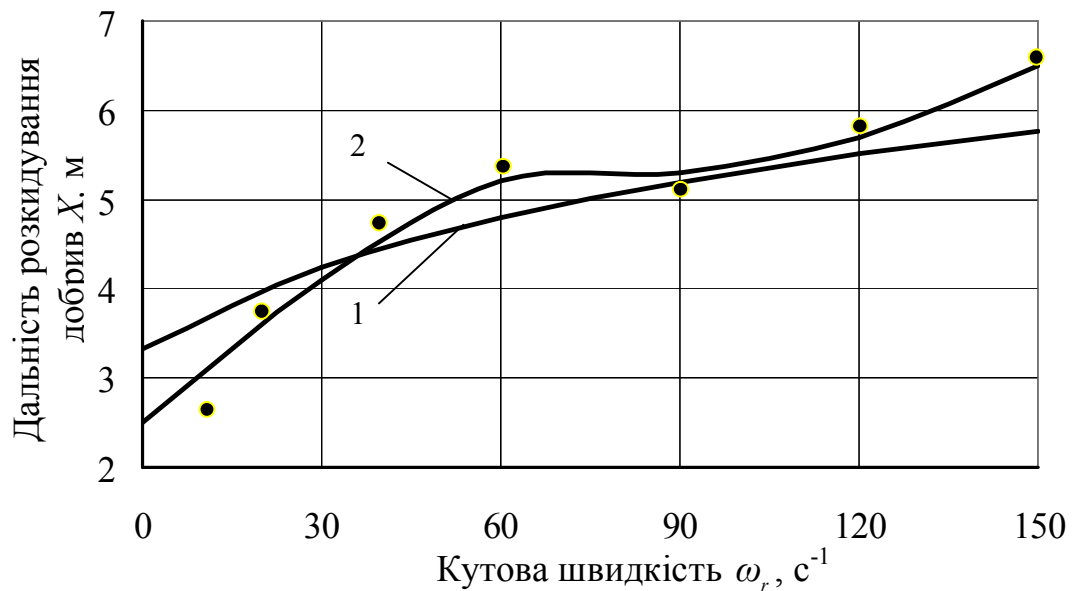


Рис. 4.26 – Теоретична (1) і експериментальна (2) максимальна дальність X розкидання мінеральних добрив в залежності від кутової швидкості ω_r обертання відцентрового дискового робочого органу

Загальну потужність N , необхідну для приводу відцентрового робочого органу, представимо у вигляді суми потужностей на надання кінетичної енергії частинкам добрив N_1 , на подолання сил опору при русі частинок по диску робочого органу N_2 , на удар частинок о лопатку в місці подачі добрив на робочий орган N_3 , на подолання тертя в опорах вала робочого органу N_4 :

$$N = N_1 + N_2 + N_3 + N_4. \quad (4.38)$$

Потужність N_1 дорівнює кінетичній енергії маси добрив, що проходить через розкидач за одну секунду:

$$N_1 = \frac{Q \cdot \omega_r^2 \cdot r^2}{2}, \quad (4.39)$$

де Q – масова витрата добрив, кг/с.

Витрати потужності N_2 на додання сил опору при русі частинок по диску відцентрового робочого органу доволі точно можна визначити за виразом:

$$N_2 = Q \cdot l \cdot f \cdot (0.7 \cdot \omega_r^3 \cdot r + 0.5 \cdot \omega_r^2 \cdot r + g), \quad (4.40)$$

де l – довжина робочої частини лопатки, м;

f – коефіцієнт тертя добрив о диск.

Витрати потужності N_3 визначимо, прийнявши, що удар лопатки о струміль добрив є непружним:

$$N_3 = 2 \cdot \pi \cdot Q \cdot \frac{\omega_r^2 \cdot r^3}{L \cdot z}, \quad (4.41)$$

де z – число лопаток на диску.

Витрати потужності N_4 на додання тертя в опорах вала робочого органу можна визначити за виразом:

$$N_4 = 0.5 \cdot \left(m_d + \frac{Q \cdot l}{\omega_r \cdot r} \right) \cdot g \cdot f_n \cdot d, \quad (4.42)$$

де m_d – маса диска с лопатками, валом і шківом;

f_n – коефіцієнт тертя в підшипниках;

d – діаметр доріжки на внутрішньому кільці підшипника, м.

Підставивши залежності (4.39–4.42) витрат потужності на привід в (4.38) і розв'язавши отриману залежність відносно швидкості ω_r відцентрового робочого органу для розкидання добрив отримаємо:

$$N = A_1 \cdot \omega_r^3 + A_2 \cdot \omega_r^2 + A_3 \cdot \omega_r^{-1} + A_0, \quad (4.43)$$

где $A_1 = 0.7 \cdot Q \cdot l \cdot f \cdot r$;

$$A_2 = 0.5 \cdot Q \cdot l \cdot f \cdot r + \frac{Q \cdot r^2}{2} + \frac{2 \cdot \pi \cdot Q \cdot r^3}{L \cdot z};$$

$$A_3 = 0.5 \cdot g \cdot f_n \cdot d \cdot \frac{Q \cdot l}{r}$$

$$A_0 = Q \cdot l \cdot f \cdot g + 0.5 \cdot g \cdot f_n \cdot d \cdot m_d.$$

З аналізу залежності (4.43) випливає, що необхідні витрати потужності на привід відцентрового робочого органу для розкидання добрив залежать від кутової швидкості його обертання в третьому ступені. Графік вказаної залежності представлений на рис. 4.27.

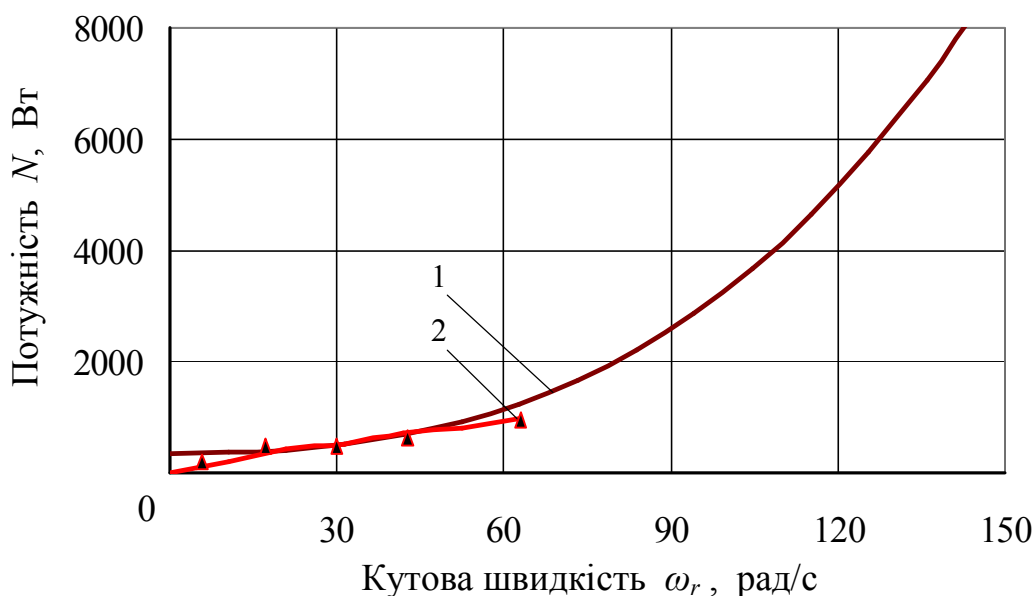


Рис. 4.27 – Залежність витрат потужності N на привід відцентрового робочого органа для розкидання добрив від кутової швидкості ω_r його обертання: 1 – теоретична залежність; 2 – експериментальна залежність

З аналізу рис. 4.27 випливає, що для електрифікованого розкидача мінеральних добрив JarMet, побудованого на основі агрозасобу ТДАТУ витрати потужності на його привід складають 0,35 кВт. Отриманий результат доволі точно узгоджується з експериментальними даними (див. рис. 4.27). Зі збільшенням кутової швидкості обертання відцентрового робочого органа для розкидання добрив до 140 рад/с ($22,2 \text{ c}^{-1}$) витрати потужності на його привід зростають у третьому ступені і досягають 8,0 кВт.

В результаті проведених досліджень встановлено, що для автоматизації процесу внесення сипких технологічних матеріалів ширококоліїним агрозасобом доцільно застосування електроприводу відцентрового тукорозсіювального робочого органу. Найбільший вплив на кутову швидкість його обертання надають висота установки над поверхнею агротехнічної зони поля, ширина колії агрозасобу і коефіцієнт парусності добрив.

Результати досліджень показали, що питомі витрати енергії на привід відцентрового робочого органа для розкидання добрив на основі агрозасобу ТДАТУ відносно витрат потужності на його привід не великі і становлять близько 14%.

4.6. Дослідження процесу паралельного водіння агрозасобу ТДАТУ при його силовому (бортовому) способі повороту

Метою даного дослідження є вивчення закономірностей впливу параметрів агрозасобу ТДАТУ і системи його паралельного водіння по слідам постійної технологічної колії на кінематику його бортового (силового) повороту, визначивши при цьому основні шляхи розроблення ефективної системи керування ширококоліїних агрозасобів.

Для експериментального дослідження процесу паралельного водіння агрозасобу ТДАТУ розглянемо схему реалізації ним бортового повороту. Для цього побудуємо спочатку його еквівалентну схему при здійсненні ним бортового (силового) повороту в горизонтальній площині $X_a Q Y_a$ (рис. 4.28), який реалізується за рахунок різної частоти обертання коліс його лівого і правого бортів.

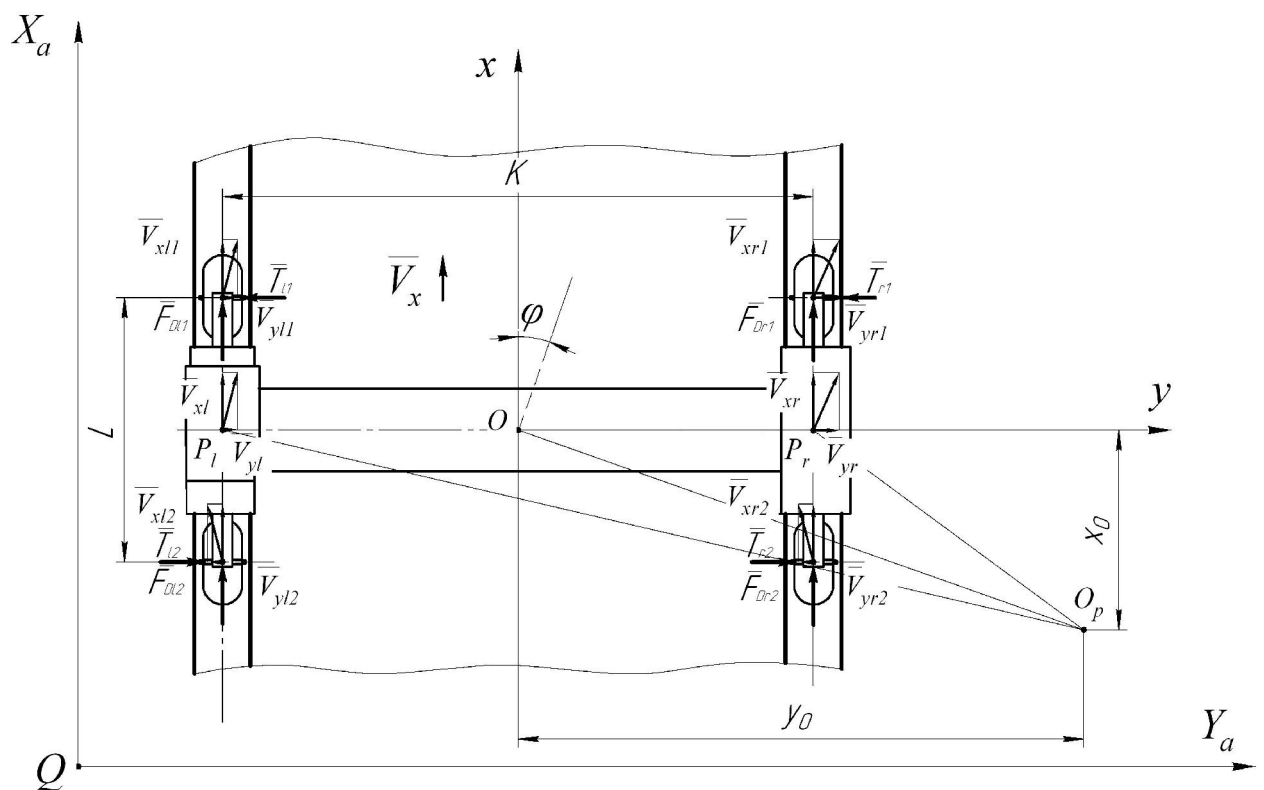


Рис. 4.28 – Кінематика бортового (силового) повороту агрозасобу ТДАТУ

У ведучому режимі на кожне колесо радіусом r агрозасобу ТДАТУ діють (рис. 4.29): вертикальне навантаження N , дотична сила F_D і реакція осі

колеса F_T , крутний момент M_k і момент опору кочення M_f , утворений парою сил N і реакцією N_f , бічна сила T (див. рис. 2.7). При коченні колеса агрозасобу, навантаженого бічною силою T в напрямку x зі швидкістю V_x , відбувається деформація шини в бічному напрямку, що призводить до бічного уводу шини – появи складової швидкості V_y .

Для подолання сил опору повороту до коліс правого і лівого бортів агрозасобу ТДАТУ (див. рис. 2.7) повинні бути підведені різні за величиною крутний момент M_{ki} , які забезпечать різні значення дотичних сил F_{Di} :

$$F_{Di} = \frac{(M_{ki} - M_{fi})}{r_i}, \quad (4.44)$$

де M_{ki} – крутний момент, що підводиться на i -те колесо;

r_i – динамічний радіус i -колеса;

M_{fi} – момент опору перекочування i -того колеса.

Через різницю суми ведучих моментів M_k , підведених до коліс лівого і правого бортів агрозасобу ТДАТУ відбувається поява моменту сил M_p в горизонтальній площині:

$$M_p = 0.5K(F_{Dl1} + F_{Dl2} - F_{Dr1} - F_{Dr2}) \neq 0, \quad (4.45)$$

де F_{Dl1} , F_{Dl2} і F_{Dr1} , F_{Dr2} – дотичні сили, прикладені відповідно до передніх і задніх коліс лівого і правого бортів агрозасобу.

Опір повороту машини викликає момент бічних сил взаємодії коліс з опорною поверхнею M_T , який можна вважати стабілізуючим моментом, головний момент M_C сил, що діють з боку сільськогосподарських знарядь і момент сил інерції M_j :

$$M_p = M_T + M_C + M_j = 0.5L(T_{l1} + T_{r1} - T_{l2} - T_{r2}) + M_C + J_m \cdot \ddot{\phi}, \quad (4.46)$$

де M_T – момент бічних сил взаємодії коліс ширококолісного агрозасобу з опорною поверхнею;

M_j – момент сил інерції агрозасобу;

$T_{l1}, T_{r1}, T_{l2}, T_{r2}$ – бічні сили, прикладені відповідно до передніх і задніх коліс лівого і правого бортів агрозасобу.

J_m – момент інерції агрозасобу в горизонтальній площині;

$\frac{d_2\varphi}{dt^2}$ – кутове прискорення агрозасобу в горизонтальній площині, яке

має місце при вході його в поворот і виході з повороту і дорівнює нулю при сталому повороті, тобто при повороті з постійним радіусом.

При сталому повороті завжди виконується рівність:

$$\frac{1}{2}K(F_{Dl1} + F_{Dl2} - F_{Dr1} - F_{Dr2}) = \frac{1}{2}L(T_{l1} + T_{r1} - T_{l2} - T_{r2}) + M_C + J_m \cdot \ddot{\varphi}, \quad (4.47)$$

звідки:

$$\frac{1}{2}K(F_{Dl1} + F_{Dl2} - F_{Dr1} - F_{Dr2}) = \frac{1}{2}L \left(\begin{array}{l} k_{l1} \cdot \left[\varphi - \left(\frac{\dot{X}_s + (L - l_t) \cdot \dot{\varphi}}{V_0} \right) \right] + \\ + k_{r1} \cdot \left[\varphi - \left(\frac{\dot{X}_s + (L - l_t) \cdot \dot{\varphi}}{V_0} \right) \right] - \\ - k_{l2} \cdot \left[\varphi - \left(\frac{\dot{X}_s - l_t \cdot \dot{\varphi}}{V_0} \right) \right] - \\ - k_{r2} \cdot \left[\varphi - \left(\frac{\dot{X}_s - l_t \cdot \dot{\varphi}}{V_0} \right) \right] \end{array} \right) + M_R + J_m \cdot \ddot{\varphi}.$$

Покладемо, що:

$$\Delta F_D = F_{Dl1} + F_{Dl2} - F_{Dr1} - F_{Dr2},$$

$$k_l = k_{l1} = k_{l2},$$

$$k_r = k_{r1} = k_{r2}.$$

Тоді маємо:

$$\Delta F_D = \frac{2 \cdot J_m}{K} \cdot \ddot{\varphi} - \frac{L^2 \cdot (k_l + k_r)}{K \cdot V_0} \cdot \dot{\varphi} + \frac{2 \cdot M_R}{K}. \quad (4.48)$$

Рівність (4.48) показує, що управління поворотом агрозасобу за рахунок різниці моментів, підведених до коліс правого і лівого його борту, на відміну від аналогічного способу повороту у гусеничного трактора, вимагає меншої їх різниці, через велику ширину колії K і меншу базу L першого в порівнянні з другим.

У локальній системі координат xOy , яка пов'язана з ширококоліїним агрозасобом (див. рис. 4.28), положення миттєвого центру повороту O_p визначає значення відносних швидкостей коліс в координатах X_aQY_a . Так, для умовного центру P_l середини коліс лівого борту ширококоліїного агрозасобу значення складових швидкості V_{xl} і V_{yl} знайдемо у такий спосіб:

$$V_{xl} = \frac{d\varphi}{dt}(y_0 + 0.5K) \quad (4.50)$$

і

$$V_{yl} = \frac{d\varphi}{dt}x_0, \quad (4.50)$$

де $\frac{d\varphi}{dt}$ – кутова швидкість повороту ширококоліїного агрозасобу в горизонтальній площині.

Аналогічно знаходимо значення складових швидкості V_{xr} і V_{yr} для умовного центру P_r середини коліс правого борту агрозасобу:

$$V_{xr} = \frac{d\varphi}{dt}(y_0 - 0.5K) \quad (4.51)$$

і

$$V_{yr} = \frac{d\varphi}{dt}x_0. \quad (4.52)$$

З виразів (4.50) і (4.52) випливає, що при ідентичності розмірів і пружних властивостей шин коліс агрозасобу і їх взаємодії з опорною поверхнею слідів постійної технологічної колії, при впливі на нього поворотного моменту в горизонтальній площині повинні спостерігатися однакові за абсолютною величиною але протилежно спрямовані бічні деформації шин, які визначають їх бічний увід і їх швидкість в поперечному напрямку, тобто, $V_{yl} = -V_{yr}$. Зазначена рівність швидкостей можлива тільки за умови $x_0 = L \cdot 2^{-1}$. Тобто, точка миттєвого центру повороту ширококоліїного агрозасобу завжди повинна знаходитися на осі поперечної симетрії його шасі.

Як було наголошено нами раніше, що перспективним для паралельного водіння ширококолійного агрозасобу слідами постійної технологічної колії з чисто бортовим (силовим) поворотом є використання лазерного (або іншої природи) променя в якості задатчика траєкторії. При цьому визначення його положення повинно здійснюватися безпосередньо відносно двох фіксованих ліній, якими є зовнішні кромки пари технологічних колій (див. розділ 3 даної роботи).

Проведені дослідження процесу паралельного водіння агрозасобу ТДАТУ з використанням лазерного променя показали, що для досягнення високої точності розміщення останнього при його водінні по прямолінійній траєкторії необхідна фіксація двох точок з двох сторін поля на відстані s (див. рис. 3.6). Якщо випромінювач встановлений в точці A_1 , то для досягнення заданої точності водіння агрозасобу ТДАТУ, промінь повинен потрапляти в точку B_2 із заданою точністю $\pm \delta_s$. Для цього необхідно підтримувати умову точності положення випромінювача $\pm \Delta\alpha$, за якою:

$$\pm \Delta\alpha \leq \arctg\left(\frac{\pm \delta_s}{s}\right), \quad (4.53)$$

де $\pm \delta_s$ – задана точність подачі лазерного променя від випромінювача;

s – довжина гону.

Результати розрахунків необхідної точності $\pm \Delta\alpha$ положення випромінювача по (4.53) представлені на рис. 4.29. Так, при заданій точності положення лазерного променя відносно рядків рослин $\pm \delta_s = \pm 0,025$ м точність його напрямку на відстані повинна $s = 200$ м має бути не більше $\pm 0,07$ град. Гіпотетично зі збільшенням відстані s до 1000 м величина $\pm \Delta\alpha$ експоненціально зменшується на 80% і становить $\pm \Delta\alpha = \pm 0,0014$ град. Досягти такої точності можна, якщо використовувати спеціальні лазерні випромінювачі, які володіють високою точністю. Або додатково обладнати ширококолійний агрозасіб системою «ближньої» навігації, яка повинна фіксувати положення орієнтирів, пов'язаних з технологічної колією. Другий

шлях зрозуміло ускладнює систему паралельного його руху і суттєво здорожчує її.

З аналізу рис. 4.29 випливає, що зі зменшенням точності подачі лазерного променя від випромінювача в два рази ($\pm \delta_s = \pm 0,05$ м) необхідна точність положення випромінювача $\pm \Delta\alpha$ зменшується пропорційно в два рази.

При русі агрозасобу ТДАТУ в прямолінійному напрямку з постійною швидкістю V максимальний час затримки сигналу Δt_{max} системою його керування для виконання бортового (силового) повороту при заданій точності положення променя $\pm \delta_s$ має бути не більше:

$$\Delta t_{max} = \frac{\pm \delta_s}{V \cdot \sin \varphi}, \quad (4.54)$$

де φ – курсовий кут повороту ширококолієного агрозасобу в горизонтальній площині;

V – швидкість руху агрозасобу.

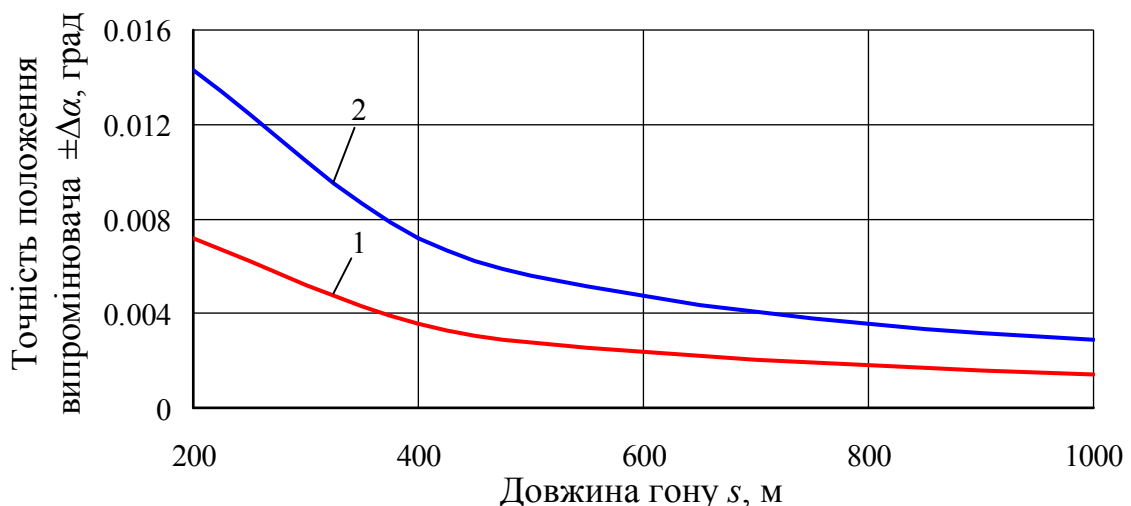


Рис. 4.29 – Залежність точності положення випромінювача $\pm \Delta\alpha$ від довжини гону s за різною точністю $\pm \delta_s$ подачі лазерного променя від випромінювача:

$$1 - \pm \delta_s = \pm 0,025 \text{ м}; 2 - \pm \delta_s = \pm 0,05 \text{ м}$$

Аналіз результатів з визначення максимально можливого часу затримки сигналу системою керування ширококолієного агрозасобу показав (рис. 4.30), що при курсовому його відхиленні у межах $0 \dots 5$ град величина Δt_{max} дорівнює 0,11 с при швидкості його руху 2,5 м/с.

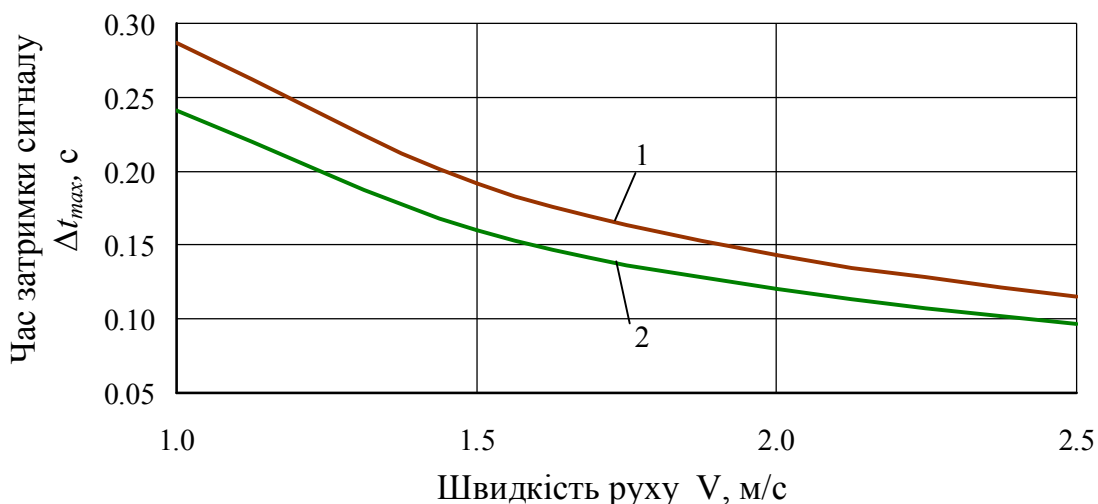


Рис. 4.30 – Залежність максимально можливого часу Δt_{max} затримки сигналу від швидкості руху V ширококолієного агрозасобу при різній амплітуді його курсових відхилень φ : 1 – $\varphi = 5$ град; 2 – $\varphi = 12$ град

Зі зменшенням швидкості руху V ширококолієного агрозасобу з 2,5 м/с до 1 м/с максимально можливий час Δt_{max} експоненціально збільшується (див. рис. 4.30), що є бажаним для більш стабільної роботи системи його керування. І при швидкостях його руху близько 1 м/с цей час Δt_{max} має бути не більше 0,3 с. Тому, реалізована на ширококолієному агрозасобі ТДАТУ система його паралельного водіння проявила себе більш стабільніше саме на малих швидкостях його руху.

Якщо курсова стійкість руху ширококолієного агрозасобу буде така, що амплітуда його кутових коливань φ досягне 12 град, то згідно з (4.54) час Δt_{max} зменшиться приблизно на 16% (див. рис. 4.30). А це тягне за собою підвищення вимог до роботи такої системи керування ширококолієного агрозасобу.

Слід зазначити і певні труднощі в реалізації запропонованого нами способу паралельного водіння ширококолієного агрозасобу ТДАТУ слідами постійної технологічної колії за допомогою випромінювачів і відбивачів, розміщених на протилежних кінцях поля. Цим недоліком є необхідність для кожного його проходу виконувати перестановку системи випромінювання-

фотоприйому в нові технологічні колії. Зрозуміло, що для повної автоматизації роботи ширококолійного агрозасобу на полі кожна технологічна колія повинна бути обладнана датчиками випромінювання-фотоприйому. Незважаючи на певні витрати на обладнання поля такими системами важливою перевагою запропонованого нами способу паралельного водіння ширококолійного агрозасобу є відсутність в необхідності для цього GPS-апаратури.

Експериментальне хронометрування часу на виконання маневру силового (бортового) повороту ($t_{ное}$) на поворотній смузі показало (табл. 4.4), що загальна тривалість цього процесу становить близько 1 хв (0,0168 год). Такий результат є цілком приємним в порівнянні з тривалістю виконання маневру повороту традиційних широкозахватних машинно-тракторних агрегатів. Якщо мати можливість здійснювати цей процес в автоматичному режимі, то отриману тривалість часу на виконання маневру повороту агрозасобом ТДАТУ можна зменшити щонайменше вдвічі.

Таблиця 4.4 – Тривалість виконання маневру силового бортового повороту агрозасобу ТДАТУ

Найменування елементарного часу	Тривалість, год
1. Підйом робочих органів в транспортне положення	0.0027
2. Підйом одного із бортів агрозасобу	0.0033
3. Поворот агрозасобу навколо опорної стійки силового домкрату	0.0061
4. Опускання борту агрозасобу	0.0025
5. Переведення робочих органів із транспортного положення в робоче	0.0022
Загальний час	0,0168

Проведені дослідження системи паралельного водіння ширококолійного агрозасобу ТДАТУ з чисто бортовим (силовим) способом його повороту по слідам постійної технологічної колії з використанням лазерного променя показали суттєві його переваги в порівнянні з

аналогічним способом повороту у гусеничного трактора. Так управління поворотом у ширококолійного агрозасобу вимагає значно меншої різниці моментів, підведених до коліс правого і лівого його бортів, через велику ширину його колії і відносно меншу колісну базу.

Отримати найменші енергетичні витрати здійснення бортового (силового) повороту ширококолійного агрозасобу можливо при рівності по абсолютній величині але протилежних по напрямку бічних деформацій шин коліс його лівого і правого бортів. Для цього його бортовий (силовий) поворот слід здійснювати таким чином, щоб точка миттєвого центру його повороту знаходилася на осі поперечної симетрії його шасі.

В цілому ж агрегування агрозасобу ТДАТУ, безпроблемне його ручне та безоператорне керування, а також виконання ним силового (бортового) способу повороту створює основу для подальшої автоматизації цих процесів.

За результатами проведених досліджень складено та отримано патенти на винаходи і корисні моделі, які реалізують отриману наукову новизну щодо особливостей керування та повороту ширококолійних агрозасобів.

4.7. Оцінювання ефективності використання ширококолієних агрозасобів в колійній системі землеробства

4.7.1. Оцінювання потенційної продуктивності ширококолієного агрозасобу

Концептуально будь-який ширококолієний агрозасіб представляє собою енерготехнологічний комплекс з постійним показником продуктивності ($W_p = const$). Потенційна продуктивність визначена максимально можливими тяговими здібностями ширококолієного агрозасобу, а його швидкість руху максимальна при даній потужності енергетичних установок, але не перевищує швидкості, встановленої нормами агротехніки. За цієї умови потенційну продуктивність цілком допустимо прийняти в якості одного з базових показників роботи ширококолієних агрозасобів і доцільно включити його в число показників їх технічної та технологічної характеристики.

Потенційна продуктивність характеризує потенційні можливості і не залежить від конкретних умов роботи ширококолієного агрозасобу, характеристики агрегатуємих з ним машин та знарядь, параметрів технологічного режиму і т.д. Саме тому потенційна продуктивність може служити базовим показником, по відношенню до якого слід оцінювати пристосованість ширококолієного агрозасобу до виконання конкретних технологічних операцій з найбільшою продуктивністю у різних експлуатаційних умовах.

У загальному випадку продуктивність прийнято кваліфікувати як один з основних техніко-економічних показників. Поряд з цим, він характеризує тривалість виконання тієї або іншої окремої сільськогосподарської операції, або всього комплексу робіт. Внаслідок цього продуктивність можна віднести також до числа непрямих показників, що характеризують агротехнічні властивості ширококолієного агрозасобу.

Розглянемо взаємозв'язок між потенційною продуктивністю та основними параметрами і характеристиками ширококолісного агрозасобу. Для цього використовуємо добре відомі залежності з теорії трактора і експлуатації машинно-тракторного парку:

$$W_p = B_w V_w \tau, \quad (4.55)$$

де W_p – змінна продуктивність;

B_w – ширина захвата ширококолісного агрозасобу;

V_w – швидкість руху ширококолісного агрозасобу;

τ – коефіцієнт використання робочого часу зміну.

Ширина захвата ширококолісного агрозасобу зв'язана з шириною його колії наступною залежністю:

$$B_w = K - b_p, \quad (4.56)$$

де b_p – ширина транспортної технологічної доріжки інженерної зони поля.

Ширину транспортної технологічної доріжки b_p представимо сумою ширини сліду b_c від шин рушіїв ширококолісного агрозасобу і деякою шириною технологічного допуску c , обумовленого, зокрема, амплітудами його поперечних відхилень від прямолінійного руху:

$$b_p = b_c + c. \quad (4.57)$$

Номінальну швидкість ширококолісного агрозасобу можна визначити з урахуванням впливу на неї експлуатаційних факторів:

$$V_w = \frac{\eta_t \chi_d k_N N_e}{P_{t.n.}}, \quad (4.58)$$

де η_t – тяговий коефіцієнт корисної дії ширококолісного агрозасобу;

χ_d – коефіцієнт можливого завантаження двигуна моментом опору;

k_N – коефіцієнт можливого використання потужності двигуна;

N_e – номінальна експлуатаційна потужність енергетичних установок;

$P_{t.n.}$ – номінальне тягове зусилля ширококолісного агрозасобу.

Номінальне тягове зусилля, яке реалізується ширококоліїним агрозасобом, пропорційно його експлуатаційної ваги:

$$P_{i.n.} = \varphi_w G_e, \quad (4.59)$$

де φ_w – коефіцієнт використання ваги ширококоліїного агрозасобу;

G_e – експлуатаційна вага ширококоліїного агрозасобу.

Підставивши (4.56)–(4.59) в (4.55) отримаємо:

$$W_p = \frac{(K - b_c - c)\eta_t \chi_d k_N N_e \tau}{\varphi_w G_e}. \quad (4.60)$$

Вираз (4.60) дозволяє кількісно оцінити величину потенційної продуктивності, яку повинні мати сучасні ширококоліїні агрозасоби.

Якщо прийняти величину енергонасиченості ширококоліїних агрозасобів, як це було доведено нами у розділі 2.1, на рівні $E_t = 2,35$ кВт/кН, а інші параметри технічних можливостей сучасних ширококоліїних агрозасобів, необхідних для розрахунку по (4.60), на рівні: $k_N = 0,9$; $\chi_d = 1,35$; $\eta_r = 0,9$; $\varphi_w = 0,65$; $\tau = 0,9$; $f = 0,05$; $\delta = 0,16$, то за допомогою пакета Mathcad можна оцінити величину потенційної продуктивності в залежності від ширини колії K і ширини шин їх рушіїв b_c (табл. 4.5).

Таблиця 4.5 – Потенційна продуктивність W_p (га/год), яку повинні мати сучасні ширококоліїні агрозасоби в залежності від ширини їх колії K і ширини шин рушіїв b_c

Ширина шин рушіїв b_c агрозасобу	Потенційна продуктивність W_p (га/год) агрозасобу в залежності від ширини його колії K (м)		
	$K = 3$ м	$K = 6$ м	$K = 9$ м
$b_c = 0,4$ м	3,04	6,86	10,67
$b_c = 0,5$ м	2,85	6,67	10,48
$b_c = 0,6$ м	2,66	6,48	10,29

З аналізу табл. 4.5 випливає, що рівень потенційної продуктивності сучасних ширококолієвих агрозасобів, в діапазоні їх потенційно-можливої ширини колії від 3 до 9 м, дорівнює від 3 до 10,5 га/год. Такий результат, як мінімум в 1,5-2 рази перевершує потенційну продуктивність традиційних машинно-тракторних агрегатів за аналогічною їх шириною захвату. А це вкотре підтверджує ефективність та перспективність використання ширококолієвих агрозасобів в колійній системі землеробства з позиції їх технологічних властивостей. Збільшення ширини шин рушіїв ширококолієвого агрозасобу з 0,4 до 0,6 м зменшує їх потенційну продуктивність на 2–5 %. З позиції технологічних властивостей такий результат є несуттєвим. Проте слід врахувати, що збільшення ширини шин рушіїв ширококолієвого агрозасобу збільшує площу під інженерну зону при облаштуванні поля в колійній системі землеробства, що є небажаним.

4.7.2. Оцінювання економічної ефективності використання ширококолієвих агрозасобів

Економію коштів, яку можна отримати від впровадження колійної системи землеробства з використанням ширококолієвих агрозасобів (на прикладі агрозасобу ТДАТУ) оцінимо в порівнянні з традиційною системою за однакових інших умов (в умовах поля з однаковою геометричною формою і площею).

Згідно з першою традиційною формою землеробства використовуються традиційні тракторно-комбайнові технології в процесах підготовки ґрунту, посіву, догляду за рослинами і збирання врожаю. При цьому характер їх руху на полі є невпорядкованим. Це відбувається внаслідок того, що в більшості можливих різновидів традиційних технологій вирощування с.-г. культур агрегати беруть участь в технологічних процесах на одному і тому ж полі від 5 до 25 разів за технологічний цикл вирощування культури. Як правило, в такому випадку сумарна площа слідів від рушіїв

машин на поле перевищує його площу в 1,1–2,0 рази [19,48]. При цьому 10–15% площі поля піддається впливу від 6 до 20 разів, 65–80% площі піддається впливу 1–6 разів і тільки на 10–18% площі поля вплив рушіїв на ґрунт відсутній [19,48]. В силу зазначених обставин щільність ґрунту на полі при традиційній формі землеробства збільшена відносно оптимальної, як в орних, так і підорного шарах. Прийmemo за вхідний параметр згадані щільності ρ_{pl} і ρ_{pp1} (г/см³) відповідно. Через надмірне ущільнення ґрунту, відбувається за цією формою землеробства недобір врожаю, прийmemo за цей параметр U_{f1} (т/га).

Відповідно до другої (колійної) форми землеробства використовується на полі постійна технологічна колія, по якій рухаються ширококолійні агрозасоби (типу агрозасобу ТДАТУ). Площа покриття поля слідами таких ширококолійних агрозасобів, як це було доведено нами у другому розділі даної роботи, становить 5–10% в залежності від параметрів їх ходової системи. В силу відсутності ущільнюючого впливу ходових систем вказаних ширококолійних агрозасобів на ґрунт в плодоносній зоні поля її щільність, як в орному шарі ρ_{p2} , так і підорному ρ_{pp2} шарах (г/см³), прагне до свого рівноважного стану, і може бути наближена до оптимальної, що забезпечує отримання максимальної врожайності U_{f2} (т/га) вирощуваних культур.

Економія коштів E , яку можна отримати від впровадження колійної системи землеробства з використанням ширококолійних агрозасобів від упровадження колійної системи землеробства визначена, перш за все, трьома складовими:

$$E = \Delta e_h + \Delta e_s + \Delta e_e, \quad (4.61)$$

де Δe_h – економія коштів від підвищення врожайності вирощуваної культури, грн/га;

Δe_s – економія коштів від зменшення кількості посівного матеріалу, грн/га;

Δe_e – економія коштів від зменшення енергетичних витрат, грн/га.

Розглянемо кожен складову виразу (4.61) окремо.

Економію Δe_h від підвищення врожайності вирощуваної культури можна представити, як різницю вартості валової продукції, вирощеної за двома розглядуваними системами землеробства:

$$\Delta e_h = e_{h2} - e_{h1}, \quad (4.62)$$

де e_{h2} – вартість валової продукції, вирощеної за колійною системою землеробства, грн/га:

$$e_{h2} = (1 - w_i) \cdot U_{f2} \cdot V_{h2}, \quad (4.63)$$

де e_{h1} – вартість валової продукції, вирощеної за традиційною системою землеробства, грн/га:

$$e_{h1} = U_{f1} \cdot V_{h1}, \quad (4.64)$$

де V_{h1}, V_{h2} – вартість 1 т валової продукції, вирощеної за двома розглядуваними системами землеробства грн/т;

U_{f1}, U_{f2} – фактичний урожай вирощуваної сільськогосподарської культури за двома розглядуваними системами землеробства, т/га;

w_i – коефіцієнт втрати площі поля під інженерну зону.

Механізм обліку ущільнюючого впливу сільськогосподарського агрегату на ґрунт при економічній оцінці перспективної технології в рослинництві достатньо вивчений. Відомі методи динамічного програмування дозволяють порівнювати технологічні регламенти локального використання ресурсів; визначають рівень впливу техногенної діяльності на ґрунт і видають економічну оцінку як розроблюваної або реалізованої технології вирощування сільськогосподарської культури, так і всієї технологічної системи обробітку ґрунту. В основу зазначених методів покладено вчення В.А. Русанова [40]. Згідно його досліджень прогнозована зміна врожайності вирощуваної культури визначена щільністю ґрунту, як в орних, так і підорного її шарах:

$$U_f = U_{max} \left(1 - \left((C_p |\rho_p - \rho_0| K_p)^n + (C_{pp} |\rho_{pp} - \rho_0| K_{pp})^n \right) \right), \quad (4.65)$$

де U_f – фактичний урожай вирощуваної сільськогосподарської культури, одержуваний при щільності ґрунту в орному ρ_p (0–20 см) і підорному ρ_{pp} (20–40 см) шарах, т/га;

U_{max} – максимальний урожай вирощуваної сільськогосподарської культури, одержуваний при оптимальній щільності ґрунту ρ_0 , т/га;

C_p, C_{pp} – емпіричні коефіцієнти, см³/Г;

n – показник ступеня;

K_p, K_{pp} – коефіцієнти відновлення щільності ґрунту в орному і підорному її шарах.

Стосовно до розглянутих варіантів систем землеробства вираз (4.65), відповідно, прийме вид:

$$\begin{aligned} U_{f1} &= U_{max} \left(1 - \left((C_{p1} |\rho_{p1} - \rho_0| K_{p1})^n + (C_{pp1} |\rho_{pp1} - \rho_0| K_{pp1})^n \right) \right), \\ U_{f2} &= U_{max} \left(1 - \left((C_{p2} |\rho_{p2} - \rho_0| K_{p2})^n + (C_{pp2} |\rho_{pp2} - \rho_0| K_{pp2})^n \right) \right). \end{aligned} \quad (4.66)$$

З урахуванням (4.63-4.65) вираз (4.66) прийме вид:

$$\begin{aligned} \Delta e_h &= (1 - w_i) U_{max} \left(1 - \left((C_{p2} |\rho_{p2} - \rho_0| K_{p2})^n + (C_{pp2} |\rho_{pp2} - \rho_0| K_{pp2})^n \right) \right) V_{h2} - \\ &- U_{max} \left(1 - \left((C_{p1} |\rho_{p1} - \rho_0| K_{p1})^n + (C_{pp1} |\rho_{pp1} - \rho_0| K_{pp1})^n \right) \right) V_{h1}. \end{aligned} \quad (4.67)$$

Економію коштів Δe_s можна представити як різницю витрат на посівний матеріал, необхідний для двох розглядуваних систем землеробства:

$$\Delta e_s = e_{s1} - e_{s2}, \quad (4.68)$$

де e_{s1} – вартість посівного матеріалу для традиційної системи землеробства, грн/га:

$$e_{s1} = u_s V_s, \quad (4.69)$$

де e_{s2} – вартість посівного матеріалу для колійної системи землеробства, грн/га:

$$e_{s2} = u_s V_s (1 - w_i), \quad (4.70)$$

де u_s – норма висіву насіння вирощуваної культури, т/га;

V_s – ціна посівного матеріалу, грн/т.

З урахуванням (4.69) і (4.70) рівняння (4.68) прийме вид:

$$\Delta e_s = u_s \cdot V_s \cdot w_i. \quad (4.71)$$

Обґрунтуємо величину Δe_e від економії енергетичних витрат при впровадженні колійної системи землеробства. Зниження енергетичних витрат відбувається за рахунок двох складових: зменшення опору с.-г. машин/знарядь та зменшення витрат на кочення ширококолійного агрозасобу, рушії якого взаємодіють з вирівняними ущільненими слідами постійної технологічної колії. В результаті проведених нами досліджень ширококолійного агрозасобу ТДАТУ, а також результатів випробувань мостових тракторів іншими дослідниками встановлено, що зменшення витрат енергетичних ресурсів від їх використання на 1 га може становити 10% і більше [49-52, 75-95].

Розглянута обчислювальна процедура дозволяє оцінити величину E від упровадження колійної системи землеробства з урахуванням рівня впливу техногенної діяльності на ґрунт через узагальнений показник її щільності. При цьому показник щільності ґрунту являє собою фактор врожайності вирощуваної культури.

В якості аргументу досліджуваної функції (4.61) розглянемо показник w_i втрати площі поля (у відносних одиницях) під інженерну зону. Величина щільності ґрунту в розглянутих системах землеробства, як було сказано раніше, визначатиме рівень її врожайності, а значить і вартість валової продукції. Тому дослідимо характер зміни шуканої функції E від абсолютної різниці щільності ґрунту в результаті її разущільнення через дію природних ґрунтових процесів при переході на колійну систему землеробства. При цьому покладемо, що як в орних, так і підорного шарах зазначена різниця щільності ґрунту буде однаковою $\Delta\rho = \rho_{p1} - \rho_{p2} = \rho_{pp1} - \rho_{pp2}$.

Для розрахунку величини економії коштів E від упровадження колійної системи землеробства приймемо такі значення показників, на прикладі вирощування пшениці в Україні (табл. 4.6).

Таблиця 4.6 – Показники вирощування пшениці в Європі

Найменування показника	Одиниця вимірювання	Значення показника
Урожайність пшениці	т/га	5,0
Ціна 1 т пшениці	грн	8160,0
Норма висіву пшениці	т/га	0,18
Ціна 1 т посівного матеріалу пшениці	грн	20800,0
Ціна 1 кг дизельного палива	грн	24,0

Результати оцінки ефективності упровадження колійної системи землеробства та використання ширококолійних агрозасобів від економії енергетичних витрат, посівного матеріалу і підвищенні врожайності вирощування пшениці по (4.61) представлені на рис. 4.31.

Аналіз рис. 4.31 свідчить про те, що економія коштів, яку можна отримати від упровадження колійної системи землеробства та використання ширококолійних агрозасобів, безпосередньо визначено втратами площі поля під інженерну зону, призначену для руху ширококолійних агрозасобів та інших засобів механізації, а також може розміщувати додаткові комунікації. Наскільки ефективно буде облаштовано планування поля і організований рух ширококолійних агрозасобів, настільки задовільними будуть і економічні показники вирощування сільськогосподарської культури.

Якщо втрати площі поля під інженерну зону в колійній системі землеробства становлять більше 6%, а абсолютна величина природного разушільнення ґрунту складе лише $\Delta\rho = 0,1 \text{ г/см}^3$, то тільки за рахунок збільшення врожаю неможливо буде отримати взагалі економію коштів (крива 1, рис. 4.31). За нашою оцінкою землекористування досягти величини

втратах площі поля менше 6% все ж таки можливо, якщо використовувати ширококоліїні агрозасоби з шириною їх колії не менше 3,5 м, як це відповідає агрозасобу ТДАТУ. При цьому прибуток від реалізованої валової продукції буде не менший за традиційною системою землеробства.

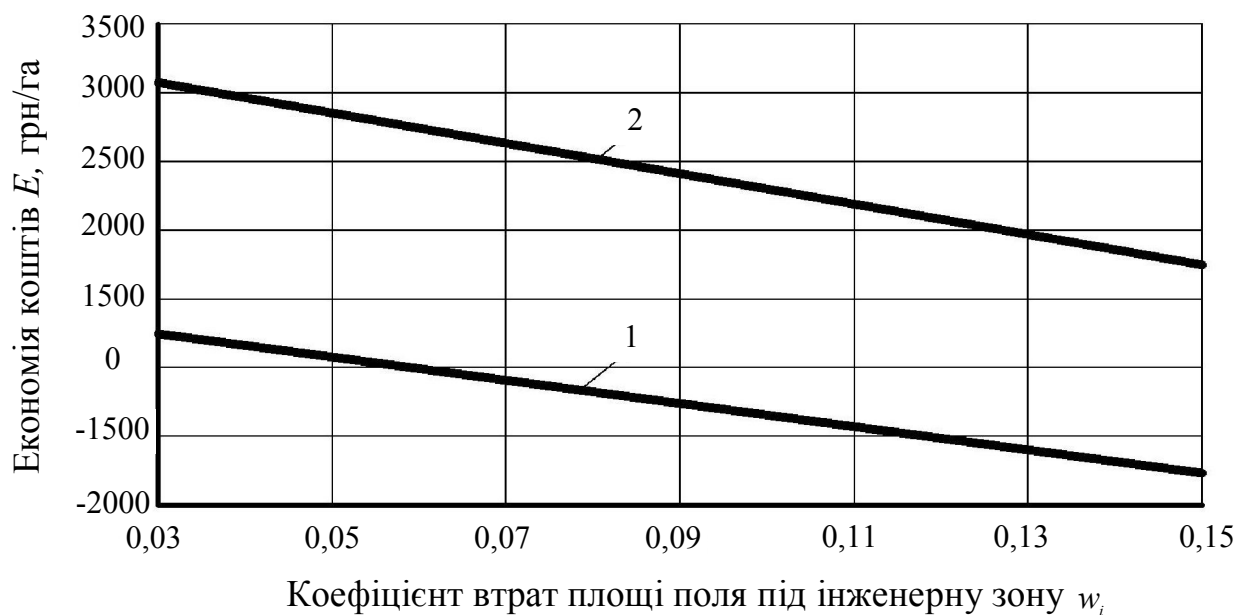


Рис. 4.31 – Результати оцінки економії коштів від упровадження колійної системи землеробства та використання ширококоліїних агрозасобів за рахунок економії енергетичних витрат, посівного матеріалу і підвищенні врожайності вирощування пшениці при різному ефекті разушцілення ґрунту: 1 – $\Delta\rho = 0,1$ г/см³; 2 – $\Delta\rho = 0,2$ г/см³

Більш відчутна величина економії коштів E від використання ширококоліїних агрозасобів в колійній системі землеробства буде помітна, якщо при традиційній технології землеробства ушцілення ґрунту стає одним з основних перешкод отримання високих врожаїв. І, якщо при правильному ґрунтозахисних прийомах в колійному землеробстві буде досягнута величина природного разушцілення ґрунту на рівні $\Delta\rho = 0,2$ г/см³, то за рахунок суттєвої прибавки врожаю культурних рослин економія коштів буде очевидна навіть при втратах площі поля під інженерну зону на рівні 10-15% (крива 2, рис. 4.31), що відповідає умовам використання агрозасобу ТДАТУ. Сама величина економії коштів буде більшою, чим менша площа поля буде

відводиться під інженерну зону. При використанні агрозасобу ТДАТУ економія коштів E , що отримана за рахунок економії енергетичних витрат, посівного матеріалу і підвищенні врожайності пшениці становитиме мінімум 1750 грн на кожному га її вирощування.

Проведеними дослідженнями встановлено, що економія коштів, яку можна отримати при використанні ширококолієвих агрозасобів в колійній системі землеробства, безпосередньо визначена втратами площі поля під інженерну зону. Наскільки ефективно буде облаштовано поле і організований рух ширококолієвих агрозасобів по слідах постійної технологічної колії, настільки задовільними будуть і економічні показники вирощування с.-г. культур. Найбільш відчутна економія коштів від упровадження колійної системи землеробства буде очевидна на полях з високою техногенної деградацією ґрунтів, де результат збільшення врожайності вирощуваних культур за рахунок природних процесів разуцільнення ґрунту буде суттєвим.

Економія коштів від упровадження ширококолієвого агрозасобу ТДАТУ, який рухається по ґрунтовим слідам постійної технологічної колії, за рахунок економії енергетичних витрат, посівного матеріалу і підвищенні врожайності озимої пшениці становить щонайменше 1750 грн/га, що дозволяє окупати інвестиції нових перспективних технологій точного землеробства.

Висновки по розділу

1. Величина щільності і твердості ґрунтового сліду постійної технологічної колії істотно залежать від його вологості. З його збільшенням від 10 до 28% величина щільності ґрунтового сліду колії зменшується з 1,60 до 1,30 г/см³, а твердості – з 4,5 до 2,8 МПа. Це прямо відображається на погіршенні тягово-зчіпних властивостей ширококоліїного агрозасобу при його русі по ньому. Також при цьому збільшується коефіцієнт опору його кочення з 0,06 до 0,1, майже на 66%. На стільки ж відсотків зростають витрати потужності електродвигунів агрозасобу на додання сил опору його кочення.

2. Між твердістю і щільністю ґрунтового сліду постійної технологічної колії встановлений дуже сильний нелінійний кореляційний зв'язок (квадрат коефіцієнта кореляції зв'язку між цими показниками становить $R^2 = 0,89$), що дозволяє на практиці оцінювати величину цих показників при вимірюванні тільки одного з них.

3. Кореляційний зв'язок твердості ґрунтового сліду постійної технологічної колії з коефіцієнтом опору кочення сильніший ($R^2 = 0,9395$), ніж зв'язок щільності ґрунтового сліду з ним ($R^2 = 0,8419$). Це також дозволяє достатньо точно аналітичним шляхом визначати витрати потужності агрозасобу на кочення і показники слідоутворення по експериментально виміряною величиною тільки її твердості.

4. Зі збільшенням твердості ґрунтового сліду постійної технологічної колії з 2,5 до 4,0 МПа інтенсивно збільшується і величина коефіцієнта об'ємного зминання ґрунту з 4,0 до 45,0 МПа. При подальшому збільшенні твердості ґрунтового сліду постійної технологічної колії збільшення коефіцієнта об'ємного зминання ґрунту практично не спостерігається. В умовах експлуатації з метою зниження коефіцієнта опору кочення коліс ширококоліїного агрозасобу при його русі по ґрунтовому сліду постійної технологічної колії необхідно прагнути формувати її як поверхню, що не деформується. Це дозволяє зменшити опір коченню агрозасобу щонайменше удвічі.

5. З позиції забезпечення максимальних зчіпних властивостей і тягоутворення ширококоліїної агрозасобу при його русі по ґрунтовому сліду постійної технологічної колії необхідно при її формуванні досягати якомога більшої твердості (не менше 2,25 МПа). Це дозволяє збільшувати тиск в шинах його коліс до максимально можливого. В іншому випадку максимальна ефективність руху агрозасобу по ґрунтовим слідам постійної технологічної колії може бути досягнута тільки в результаті правильно встановленого тиску повітря в шинах його коліс.

6. Рух агрозасобу ТДАТУ по слідах постійної технологічної колії супроводжується меншою величиною буксування (в межах 0,15...0,17) на відміну від його руху по агрофону, підготовленому під посів (0,22...0,24), за якою колесом реалізується максимальна дотична сила тяги. Це дозволяє менше втрачати швидкість руху, на що витрачається менша енергія.

7. Рух ширококоліїного агрозасобу по вирівняному ущільненому сліду постійної технологічної колії супроводжується більшою величиною максимальної дотичної сили тяги (при найманні на 30%) на відміну від його руху по агрофону, підготовленому під посів. Це дозволяє у стільки ж раз підвищити тягові властивості ширококоліїного агрозасобу в порівнянні з традиційним трактором в умовах його роботи по с.-г. агрофону.

8. Рух ширококоліїного агрозасобу по ущільненим слідам постійної технологічної колії супроводжується високими його зчіпними властивостями (величина коефіцієнта зчеплення при цьому збільшується з 0,43 до 0,55), у порівнянні з його рухом по с.-г. агрофону, підготовленому під посів.. Цей факт надає можливість на практиці обмежити повсюдне застосування баластування таких агрозасобів, на відміну від традиційних тракторів, з метою покращення їх зчіпних властивостей.

9. Основним генератором формування нерівностей поздовжнього профілю ґрунтових слідів постійної технологічної колії є параметри ґрунтозачепів шин коліс ширококоліїних агрозасобів. Так в умовах випробувань агрозасобу ТДАТУ основна частка дисперсій коливань

нерівностей поздовжнього профілю слідів технологічної колії зосереджена в діапазоні частот $0 \dots 0,3 \text{ см}^{-1}$, що узгоджується із висотою ґрунтозацепів його шин 9,5R32, величина якої дорівнює 0,03 м. Підтвердженням цього є той факт, за яким довжина кореляційної зв'язку ординат нерівностей профілю слідів постійної технологічної колії в умовах випробувань агрозасобу ТДАТУ становить близько 0,18 м, що відповідає кроку ґрунтозацепів його шин, рівному 0,175 м.

10. Характер коливань нерівностей профілів оброблених агрофонів агрозасобом ТДАТУ із навішаними с.-г. знаряддями (бороною «Надикто-Аюбова», S-образним пружинним розпушувачем і ротаційною бороною) є більш плавним, що є наслідком його руху по ущільненим слідам постійної технологічної колії, профіль нерівностей якої носить більш низькочастотний характер. Про це свідчить менше (в 1,6-1,8 разів) середнє квадратичне відхилення амплітуд нерівностей указаних профілів. Основна частка дисперсій коливань нерівностей обробленого агрофону зосереджена в діапазоні частот $0 \dots 0,18 \text{ см}^{-1}$, а довжина їх кореляційного зв'язку приблизно в 2 рази більша за поздовжній профіль постійної технологічної колії.

11. Коефіцієнт варіації коливань тягового опору с.-г. знарядь в складі агрегатів на основі агрозасобу ТДАТУ становить не більше 10%, основний спектр їх дисперсій зосереджений в діапазоні частот $0 \dots 8 \text{ с}^{-1}$, а нормовані кореляційні функції цих коливань не містять гармонійних складових. Це свідчить про високу стабільність (низьку варіабельність) процесів обробітку ґрунту ширококоліїним агрозасобом, який рухається по слідах постійної технологічної колії, що позитивно відбивається на його стійкому русі.

12. Якість обробітку ґрунту агрегатами на основі агрозасобу ТДАТУ приблизно така ж, як і у аналогічних традиційних машинно-тракторних агрегатів. Але питомі витрати енергії на 1 га оброблювальної площі новими агрегатами при цьому нижчі на 40%.

13. Для реалізації процесу внесення сипучих технологічних матеріалів агрозасобом ТДАТУ в складі розкидача добрив доцільно застосування

електроприводу його відцентрового робочого органа. На режим роботи якого істотно впливає ширина колії агрозасобу. Встановлено, що для агрозасобу ТДАТУ з шириною колії 3,5 м кутова швидкість обертання однодискового відцентрового робочого органа має становити 15,5 рад/с ($2,47 \text{ c}^{-1}$). При такій кутовій швидкості обертання робочого органу мінеральні добрива, розсіюючись в агротехнічній зоні агрозасобу, не досягають транспортних доріжок постійної технологічної колії. Витрати потужності на привід електрифікованого розкидача добрив при цьому складають 0,35 кВт, що відповідає 14% відносних витрат ефективної потужності енергоустановок агрозасобу.

14. Паралельне водіння ширококолійного агрозасобу з чисто бортовим (силовим) способом його повороту по слідах постійної технологічної колії вимагає значно меншою різниці моментів, підведених до коліс правого і лівого його бортів, в порівнянні з традиційним гусеничним трактором. Ця різниця пропорційна ширині колії агрозасобу при відносно меншій величині його колісної бази.

15. Отримання найменших енергетичних витрат на виконання бортового (силового) повороту ширококолійного агрозасобу можна досягти при рівності за абсолютною величиною, але протилежних по напрямку, бічних деформацій шин коліс його лівого і правого бортів. Для цього бортовий (силовий) поворот агрозасобу слід здійснювати таким чином, щоб миттєвий центр його повороту знаходився на осі поперечної симетрії його шасі.

16. Покращення стійкості руху ширококолійних агрозасобів дозволить підвищити якість їх паралельного водіння з бортовим поворотом по слідах постійної технологічної колії. Встановлено, що при курсових відхиленнях агрозасобу ТДАТУ в процесі свого руху в межах 5 град. величина затримки сигналу системою керування повинна бути не більше 0,11 с.

17. Точність положення лазерного випромінювача при паралельному водінні ширококолійного агрозасобу при довжині гону 1000 м повинна знаходитися на рівні 0,0014 град. Досягти такої точності можна, якщо

використовувати спеціальні лазерні випромінювачі, які володіють високою точністю, або додатково обладнати агрозасоби системою «ближньої» навігації, що здатна фіксувати положення орієнтирів, пов'язаних з технологічної колією.

18. Агрегування ширококолісного агрозасобу ТДАТУ, його ручне та безоператорне керування, а також виконання ним силового (бортового) способу повороту не створює будь-яких проблем для оператора та надає основу для подальшої автоматизації цих процесів.

19. Загальна тривалість часу на виконання маневру силового (бортового) повороту агрозасобу ТДАТУ становить близько 1 хв (0,0168 год), що знаходиться на рівні повороту традиційних широкозахватних машинно-тракторних агрегатів. За можливістю здійснювати цей процес в автоматичному режимі отриману тривалість часу на виконання маневру повороту агрозасобом можна зменшити щонайменше вдвічі.

20. Оцінювання потенційної продуктивності ширококолісних агрозасобів показало, що за визначеним нами рівнем енергонасиченості 23,5 кВт/т в діапазоні ширини їх колій від 3 до 9 м, величина цього показника знаходиться в інтервалі від 3 до 10,5 га/год відповідно. Практично такий результат перевищує потенційну продуктивність традиційних машинно-тракторних агрегатів в 1,5-2 рази, що підтверджує ефективність та перспективність використання ширококолісних агрозасобів в колійній системі землеробства з позиції більш кращих їх технологічних властивостей.

21. Економічний ефект від впровадження ширококолісних агрозасобів, які рухаються по слідах постійної технологічної колії, за рахунок економії енергетичних витрат, посівного матеріалу і підвищенні врожайності вирощуваних культур становить щонайменше 1750 грн на кожному гектарі вирощування пшениці, що дозволяє окупати інвестиції в розвиток цього перспективного напрямку механізації землеробства.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішена проблема підвищення ефективності роботи ширококолієних засобів механізації сільськогосподарського виробництва шляхом розроблення і впровадження механіко-технологічних основ їх використання в умовах колійної системи землеробства. На основі проведених досліджень зроблені такі основні висновки.

1. Аналіз досліджень з реалізації основних принципів колійної системи землеробства традиційними тракторно-комбайновими технологіями показав їх низьку ефективність. Зазначено, що найбільш перспективним і доцільним в умовах колійного землеробства є використання ширококолієних засобів механізації сільськогосподарського виробництва. Доведено, що їх потенційні техніко-експлуатаційні та технологічні властивості здатні розв'язати проблему ущільнення і деградації ґрунтів, забезпечити економію енергії і витрат на сільськогосподарські технологічні операції до 55 % та отримати інші суттєві переваги.

2. За отриманим рівнянням балансу потужності ширококолієного агрозасобу, який рухається по ґрунтовим слідам постійної технологічної колії, встановлено, що величина його енергонасиченості має дорівнювати 12,5 кВт/т при швидкісному режимі до 5 км/год та 23,5 кВт/т на швидкості руху 10 км/год. Доведено, що тягове зусилля, яке він здатний розвивати при русі по ущільненому ґрунтовому сліду постійної технологічної колії, становить 6,37 кН на кожен тону його експлуатаційної маси. А це дозволяє розвивати ним на 40% вищі тягово-енергетичні показники в порівнянні з традиційним колісним трактором при його русі по типовому с.-г. агрофону.

3. Розроблено математичні моделі та алгоритми, що дозволяють здійснювати взаємообумовлений вибір конструктивних параметрів ширококолієних засобів механізації с.-г. виробництва, зокрема, ширину його колії і рушіїв, умов стійкого руху (що враховано величиною технологічного допуску) та параметрів земельної ділянки поля для її облаштування

постійною технологічною колією. Математичним аналізом отриманих моделей обґрунтовано раціональну ширину колії вказаних агрозасобів на рівні 7,5...9 м, за якою втрати площі поля під інженерну зону при їх використанні становлять не більше 5...6%.

4. Обґрунтовані нові схеми повороту ширококолійного агрозасобу та розроблені математичні моделі його плоскопаралельного руху на поворотній смузї за кінематичним принципом його здійснення, шляхом обертання керованими колесами з одного борту навколо центру, розташованого в центрі міжколісного простору з іншого борту, а також силовим (бортовим), які дозволяють оцінити вплив його конструктивних, кінематичних і силових параметрів на критерії статичної та динамічної повороткості. Математичним аналізом отриманих моделей обґрунтовано кінематичний показник режиму його повороту, значення якого в залежності від ширини колії ширококолійного агрозасобу збільшується з 5,8 м/рад до 30 м/рад. Через це доведено, що швидкісний режим його повороту за вказаним способом повинен бути не більшим за 1 м/с, а відношення його колісної бази до ширини колії повинно бути якомога меншим.

5. Розроблені адекватні математичні моделі плоскопаралельного руху ширококолійного агрозасобу за кінематичним та силовим способами його керування, які дозволяють оцінити вплив його схеми, конструктивних параметрів, режимів роботи та параметрів керуючого впливу на його керованість і стійкість у горизонтальній площині. Теоретичними дослідженнями встановлено, що для забезпечення найкращої стійкості ширококолійного агрозасобу місце розміщення його технологічної частини повинно знаходитися усередині його колісної бази, а швидкість його робочого руху має бути близькою 1 м/с.

Для забезпечення найкращої керованості ширококолійного агрозасобу бажана частота коливань кута повороту його керованих коліс має знаходитися на рівні $0,5 \text{ c}^{-1}$. Збурення, які викликані кутовими коливаннями в горизонтальній площині с.-г. машинам/знарядь, не здійснюють суттєвого

впливу на стійкість його руху тільки тоді, коли миттєвий центр повороту навісного механізму знаходиться в зоні центра мас агрозасобу. Через це доведено, що з позиції проектування універсального навісного пристрою для ширококолієних агрозасобів слід передбачити можливість його налаштування, як за трьохкрапковою, так і за двокрапковою схемами.

6. З позиції отримання щонайменших поперечних зміщень робочих органів с.-г. машин/знарядь в процесі роботи ширококолієного агрозасобу ширина його колії, амплітуди його кутових курсових коливань та віддаленість робочих органів від його кінематичного центру мають бути якомога меншими. Для робочих органів просапного культиваторного агрегату, розташованих назовні, відносно геометричної осі рядка просапної культури і центру ширококолієного агрозасобу, величина захисної зони повинна бути більшою, ніж для внутрішніх (приблизно на 3 см). Тільки в цьому випадку ймовірність пошкодження культурних рослин не перевищує 1%.

7. Розроблені адекватні математичні моделі плоскопаралельного руху ширококолієного агрозасобу у поздовжньо-вертикальній площині дали можливість встановити, що з точки зору бажаності відпрацювання ним коливань нерівностей слідів постійної технологічної колії збільшення коефіцієнта жорсткості шин його коліс є ефективним на частотах збурення, більших за $7,0 \text{ c}^{-1}$. При цьому дисперсії коливань нерівностей профілю постійної технологічної колії мають зосереджуватися в частотних діапазонах $0...7$ і $13...20 \text{ c}^{-1}$, оскільки саме в них наближають амплітудно-частотні характеристики до ідеальних. Практично досягти цього можна відповідною технологією формування слідів постійної технологічної колії або зміною жорсткості пневматичної шини.

8. Збільшення маси технологічної частини ширококолієного агрозасобу ТДАТУ з 300 до 500 кг призводить до небажаного підйому амплітудно-частотних характеристик відпрацювання ним нерівностей поздовжнього профілю агрофону з одночасним зміщенням резонансних піків у бік низьких

частот. А її розміщення повинно знаходитися позаду коліс агрозасобу, що позитивно наближає амплітудно-частотні характеристики до ідеальних.

9. Через близькість розміщення навісного механізму ширококолісного агрозасобу до його центру мас кут нахилу центральної тяги навісного механізму повинен перебувати в межах 25...35 град, а нижніх тяг – мати від'ємне значення, що дозволяє максимально зменшити (але не більше ніж на 50%) ущільнюючий вплив рушіїв ходових систем на ґрунт в плодоносній зоні поля.

10. Проведеними лабораторно-польовими дослідженнями доведено, що із збільшенням вологості ґрунтового сліду постійної технологічної колії від 10 до 28% величина його щільності та твердості зменшується з 1,60 до 1,30 г/см³ та з 4,5 до 2,8 МПа відповідно. При цьому погіршуються (майже на 66%) тягово-зчіпні властивості ширококолісного агрозасобу та збільшується коефіцієнт опору його кочення з 0,06 до 0,1. Зі збільшенням твердості ґрунтового сліду постійної технологічної колії з 2,5 до 4,0 МПа інтенсивно збільшується і величина коефіцієнта об'ємного зминання ґрунту з 4,0 до 45,0 МПа. При подальшому збільшенні твердості ґрунтового сліду постійної технологічної колії збільшення коефіцієнта об'ємного зминання ґрунту практично не спостерігається. В умовах експлуатації з метою зниження коефіцієнта опору кочення ширококолісного агрозасобу при його русі по ґрунтовому сліду постійної технологічної колії необхідно прагнути формувати її як не деформуєму поверхню, що дозволяє зменшити опір коченню агрозасобу щонайменше удвічі.

11. Рух ширококолісного агрозасобу по слідам постійної технологічної колії супроводжується реалізацією його ведучими колесами більшої (на 30%) дотичної сили тяги, максимум якої припадає на меншу величину коефіцієнта буксування рушіїв (0,15...0,17) на відміну від його руху по агрофону, підготовленому під посів, де ця величина знаходиться на рівні 0,22...0,24. Також при цьому підвищується коефіцієнт зчеплення рушіїв агрозасобу з

грунтом з 0,43 до 0,55, що підтверджує факт підвищення його тягових і зчіпних властивостей в умовах колійної системи землеробства.

12. Проведеними лабораторно-польовими дослідженнями встановлено, що коливання нерівностей поздовжнього профілю ґрунтових слідів постійної технологічної колії носять низькочастотний характер. Основним генератором їх формування є параметри ґрунтозацепів шин коліс ширококолієвих агросасобів. Характер коливань нерівностей профілів оброблених агрофонів ґрунтообробними агрегатами на основі агросасобу ТДАТУ є більш вирівняним (середнє квадратичне відхилення амплітуд нерівностей в 1,6-1,8 разів при цьому менші). Коефіцієнт варіації коливань їх тягового опору становить не більше 10%, основний спектр дисперсій зосереджений в діапазоні частот $0 \dots 8 \text{ с}^{-1}$, а нормовані кореляційні функції цих коливань не містять гармонійних складових. Це свідчить про високу стабільність процесів обробітку ґрунту ширококолієвим агросасобом. При цьому якість обробітку ґрунту приблизно така ж, як і у аналогічних традиційних машинно-тракторних агрегатів. Але питомі витрати енергії на 1 га оброблювальної площі новими ширококолієвими агрегатами при цьому менші на 40%.

13. Оцінюванням потенційної продуктивності ширококолієвих агросасобів доведено, що в діапазоні ширини їх колій від 3 до 9 м, значення цього показника знаходиться в інтервалі від 3 до 10,5 га/год відповідно. Практично такий результат перевищує потенційну продуктивність традиційних машинно-тракторних агрегатів в 1,5-2 рази, що підтверджує ефективність та перспективність використання ширококолієвих засобів механізації в колійній системі землеробства з позиції більш кращих їх технологічних властивостей. Порівняно з традиційними тракторно-комбайновими технологіями економія коштів від упровадження колійної системи землеробства на вирощуванні озимої пшениці та використання ширококолієвих агросасобів за рахунок економії енергетичних витрат, посівного матеріалу і підвищення врожайності становить щонайменше 1750 грн/га.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Блиоков О.Н., Косачев Г.Г. Проблемы повышения эффективности научно–технического прогресса в сельском хозяйстве. *Механизация и электрификация сельского хозяйства*. 1986. №6. С.17–20.
2. Григорович О., Кравчук В., Гусар В. Науково–організаційні аспекти технічного переоснащення АПК та розвитку сільськогосподарського машинобудування. *Техніка і технології АПК*. 2012. №9. С. 7–12.
3. Погорелый Л.В. Сельскохозяйственная техника и технологии будущего. Киев: Урожай, 1988. 176 с.
4. Улексин В.А. Мостовое земледелие: монография. Днепропетровск: Пороги, 2008. 224 с.
5. Жалнин Э. В., Муфтеев Р. С. История развития и перспективы внедрения мостового растениеводства. *Тракторы и сельскохозяйственные машины*. 2002. № 5. С. 23–30.
6. Артьомов М.П. Вплив рушіїв мобільної машини на ущільнення поля: матер. Наук.-техн. та наук.-метод. конференції (7–11 травня 2018 р., м. Харків) / ХНАДУ, 2018. С. 84-86.
7. Ашиткин В.П. Влияние различных ходовых систем тракторов на состояние почвы. *Тракторы и сельскохозяйственные машины*. 1978. №5. С. 22–23.
8. Бондарев А.Г. Сапожников П.М. Изменение физических свойств и плодородие почв при их уплотнении движителями сельскохозяйственной техники. Воздействие движителей на почву. *Сб. науч. тр. ВИМ*. 1988, Т. 118. С.46–57.
9. Бондарев Ф.Г. Проблема уплотнения почв сельскохозяйственной техникой и пути её решения. *Почвоведение*. 1990. №5. С.27–34.
10. Бондарев Ф.Г. Прогнозная оценка уплотнения почв движителями. *Техника в сельском хозяйстве*. 1988. №5. С. 13–14.
11. Arvidsson J. Soil compaction in agriculture—from soil stress to plant stress.

Swedish University of Agricultural Sciences (Uppsala, Sweden). 1997. P.38–43.

12. Arvidsson J.; Hakansson I. A model for estimating crop yield losses caused by soil compaction. *Soil Tillage Res.* 1991. №20. P. 319–332.
13. Blackwell P., McKenzie D, Webb B. Compaction of heavy soils by cropping traffic and estimated benefits of tramline farming. *Agribusiness Crop Updates.* 2004. Perth. 2004 a. P. 16–22.
14. Radford B.J., Wilson–Rummenie A.C., Simpson G.B. Compacted soil affects soil macrofauna populations in a semi–arid environment in central Queensland. *Soil Biol Biochem.* 2001. №33. P. 1869–1872.
15. Rohde K., Yule D. Soil compaction and Controlled Traffic Farming research in Central Queensland. *Proceedings ISTRO.* 2003. №16. P. 1020–1027.
16. Soane B.D., C. van Ouwerkerk. *Soil Compaction in Crop Production.* Vol. 11. 1994. 684 p.
17. Soane B.D., Blackwell P.S., Dickson J.W. Compaction by agricultural vehicles: a review II. Compaction under tyres and other running gear. *Soil Till Res.* 1981. №1. P. 373–400.
18. Sochtig W., Larink O. Effect of soil compaction on activity and biomass of endogenic lumbricids in arable soils. *Soil Biol Biochem.* 1992. №24(12). P. 1595–1599.
19. Скуратович А. Не давите мужики! Не давите!...Обзор: Как выращивать растения и не утаптывать почву. *METODOLOG.RU.* 2008. URL: <http://www.triz-profi.com>.
20. Біблік В.В. Засоби зниження негативного впливу на ґрунт ходових систем тракторів. *Вісті академії інженерних наук України.* 2006. №1(28). С. 22–26.
21. Кравчук В.І. Алгоритм розвитку сільськогосподарського машинобудування на сучасному етапі. *Техніка і технології АПК.* 2012. С. 6–9.

22. Ясенецький В. Т. До питання ущільнення ґрунту рушіями мобільної сільськогосподарської техніки. *Техніка і технології АПК*. 2012. №3. С. 33–36.
23. Barwicki J., Gach S., Ivanovs S. Proper utilization of the soil structure for the crops today and conservation for future generations. *Proceedings of 11th International Scientific Conference «Engineering for Rural Development»*. 2012. Vol. 11. P.10–15.
24. Nevens, F., Reheul, D. The consequences of wheel-induced soil compaction and subsoiling for silage maize on a sandy loam soil in Belgium. *Soil Tillage Res.* 2003. №70. P. 175–184.
25. Бледных В. В. Проблема обработки почвы. *Достижения науки и техники АПК*. 2010. №10. С. 53–54.
26. Карева Н.В. Пути и средства снижения истирания и уплотнения почвы ходовой системой тракторов и сельскохозяйственных машин: дис....канд.техн.наук: 05.20.01. Волгоградский аграрный университет. Волгоград, 1998. 168 с.
27. Hakansson I. Machinery-induced compaction of arable soils. Reports from the Division of Soil Management. *Department of Soil Sciences*. 2005 №109. P.1–25.
28. Hakansson I.; Reeder R. Subsoil compaction by vehicles with high axle load extent, persistence and crop response. *Soil Tillage Res.* 1994. №29. P. 277–304.
29. Tullberg J.N. Avoiding soil compaction in CA: controlled traffic systems for mechanized conservation agriculture and their effect on greenhouse gas balances: proceedings 4th World Congress on Conservation Agriculture (february 2009, New Delhi). 2009. P. 85–190.
30. Vermeulen G.D., Klooster J.J. The potential of a low ground pressure traffic system to reduce soil compaction on a clayey loam soil. *Soil Till Res.* 1992. №24. P. 337–358.
31. Vermeulen G.D., Mosquera J. Soil, crop and emission responses to

- seasonal–controlled traffic in organic vegetable farming on loam soil. *Soil Till Res.* 2008. №102. P. 126–134.
32. Кушнарєв А.С. Новый взгляд на обработку почвы. Дослідницьке: УкрНИИПИТ, 2009. 16 с.
33. Кушнарєв А. С., Кравчук В. І. Новые научные подходы к выбору способа обработки почвы. *Техніка і технології АПК*, 2010. №5. С. 6–10.
34. Карапетян М. А. Повышение эффективности технологических процессов путём уменьшения уплотнений почвы ходовыми системами сельскохозяйственных тракторов: автореферат дис... д-ра техн. наук: 05.20.01. Москва, 2010. 386 с.
35. Калинин А. Б., Сидыганов Ю. Н. Система обработки почвы в энергосберегающих технологиях. *Аграрна наука*. М., 2004. С. 15–19.
36. Бегей С. В., Шувар А. І. Екологічне землеробство: підручник. Львів: «Новий світ–2000», 2007. 429 с.
37. Whalley W.R., Dumitru E., Dexter A.R. Biological effects of soil compaction. *Soil Till Res.* 1995. №35. P. 53–68.
38. Панченко А.Н. Теория изменения почвы. Днепропетровск: ДГАУ, 1999. 140с.
39. Надикто В.Т. Менше ущільнення – більша врожайність. *Farmer*. 2011. №1. С. 90–91
40. Русанов В.А. Проблема переуплотнения почв движителями и эффективные пути ее решения. Москва: ВИМ, 1998. 368 с.
41. Цитович Н.А. Механика грунтов. М.: Высшая школа. 1983. 288 с.
42. Shevchenko I. Адаптивные экофильные технологии и машины для обработки почвы как основа развития системы управляемого земледелия. *MOTROL*. 2006. № 8. С. 198–203.
43. Куллен Л., Куперс Х. Современная земледельческая механика. Москва: Агропромиздат, 1986. 349 с.
44. Деградація ґрунтів у світі, досвід її попередження і подолання / В. В. Медведєв, І.В. Плєсько, С. Г. Накісько та ін. Нац. наук. центр "Ін-т

- грунтознавства та агрохімії ім. О. Н. Соколовського", Харків. нац. ун-т ім. В. Н. Каразіна. Харків : Стильна типографія, 2018. 168 с.
45. Wang X., Gao H., Tullberg J.N. Traffic and tillage effects on runoff and soil loss on the Loess Plateau of northern China. *Australian Journal of Soil Research*. 2008. №46. P. 667–675.
46. Servadio P, Marsili A., Pagliai M. Effects on some clay soil qualities following the passage of rubber-tracked and wheeled tractors in central Italy. *Soil Till Res*. 2001. №61. P. 143–145.
47. Сысоева Р. Ю. Снижение уплотнения почвы разработкой и применением рыхлителя подповерхностно-демпфирующего слоя перед двигателем трактора: автореф. дис... канд. техн. наук: 05.20.01. Пенза, 2013. 19 с.
48. Скуратович А. Развитие способов снижения давления на почву. *Докучаевские чтения ТРИЗ-профи*. 2008. URL: <http://www.triz.minsk.org>.
49. Черепухін В.Д. Надикто В.Т. Перспективи колійної системи землеробства. *Техніка АПК*. 1998. №3. С. 27–34.
50. Надикто В.Т. Возделывание сельскохозяйственных культур с применением постоянной технологической колеи. *Сборник трудов Белорусской СХА*. 1998. С. 18–21.
51. Надикто В.Т., Черепухін В.Д. Перспективи колійної системи землеробства. *Техніка АПК*. 1998. №3. С. 16–22.
52. Надикто В.Т., Улексін В.О. Колійна та мостова системи землеробства: монографія. Мелітополь: ТОВ «Видавничий будинок ММД», 2008. 270 с.
53. Чигарев Ю.В., Синкевич П.Н. Математические основы механики почв. Минск: УП «Технопринт», 2004. 163 с.
54. Дринча В.М. Стратегические вопросы развития аграрной инженерии. *Тракторы и сельскохозяйственные машины*. 2002. №1. С.12–17.
55. Основы общего земледелия: Стенографич. запись лекций, читанных

- на годовичных Курсах директоров зерносовхозов Зернотреста созыва 1930 г. / Проф. В. Р. Вильямс. Москва : Кооп. изд-во студенчества С.-Х. акад. им. К. А. Тимирязева "Новый агроном", 1930. 146 с.
56. Чигарев Ю.В. Определение плотности почвы между почвозацепами. *Агронаorama*. 2013. №6(100). С. 37 – 41.
57. Надикто В.Т. Умови доцільності застосування подвоєння (потроєння) шин колісних енергетичних засобів. *Техніка і технології АПК*. 2012. №5. С. 5–6.
58. McPhee J.E., Braunack M.V., Garside A.L. Controlled traffic for irrigated double cropping in a semi-arid tropical environment. Part 2. Tillage operations and energy use. *AgrEng Res*. 1995. №60. P. 183–189.
59. Chen H., Wu W., Liu X., Li H. Effect of wheel traffic on working resistance of agricultural machinery in field operation. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery*. 2010. Vol. 41(2). P. 52–57.
60. Derkach O.D., Makarenko D.O., Litvintseva Yu.O. Upgrading of machines for surface tillage (for cultivators). *Collected Scientific Papers «Geo-Technical Mechanics»*. 2018. №138. P. 260–270.
61. Meek B.D., Rechel E.R., Carter L.M. Infiltration rate of a sandy loam soil: effects of traffic. Tillage and plant roots. *Soil Sci Soc*. 1992. №56. P.908–913.
62. Tullberg J.N. Wheel traffic effects on tillage draft. *Agricultural Engineering Research*. 2000. Vol. 75. P. 375–382.
63. Tullberg J. Driving a revolution in agriculture. *ECOS*. 2004. №118. P. 23–36.
64. Саламатов Ю. П. Система законов развития техники. Красноярск. 1996. URL: <http://www.triz.minsk.by>.
65. Агейкии Я.С. Вездеходные колесные и комбинированные движители (теория и расчет). Москва: Машиностроение, 1972. 184 с.
66. Кюрчев В. Методика оцінки технологічної придатності тракторів для роботи у складі комбінованих МТА. *Техніка і технології АПК*. 2012. № 3. С. 42–44.
67. Аналіз плавності руху комбінованих МТА на базі трактора ХТЗ–120 /

- В.Т. Надикто та ін. *Праці ТДАТА*. 2006. Вип. 38. С. 12–25.
68. Нові мобільні енергетичні засоби України. Теоретичні основи використання в землеробстві: навч. посіб. / В.Т. Надикто та ін. Мелітополь: Видавничий будинок «ММД», 2005. 338 с.
69. Захаров О.В. Снижение уплотняющего воздействия почвы по следам тракторов класса 0,6 на селекционных полях путем применения уширителей колес в виде рабочего органа–двигателя: дис. ...канд.техн.наук: 05.20.01. Саратовский аграрный университет. Саратов, 2002. 153 с.
70. Кушнарьев А. С., Мацепуро В. М. Уменьшение вредного воздействия на почву рабочих органов и ходовых систем машинных агрегатов при внедрении индустриальных технологий возделывания сельскохозяйственных культур. Москва: ВСХИЗО, 1986. 56 с.
71. Русанов В. А. Небочин И. С., Фиронов Н. Н. Изменения затрат энергии на обработку почвы при её уплотнении различными ходовыми системами. *Тр. ВИМ*, 1981. Т. 91. С. 48–64.
72. Захаров О.В. Некоторые предпосылки выбора конструктивной схемы агрегата с рабочими органами–двигателями. *Сб. науч. тр. СГСХА*. 2001. С. 105–108.
73. Гойчук А.Ф., Кюрчев В.М., Надикто В.Т. Перспективи впровадження колійної системи землеробства на Україні. *Науковий вісник НАУ*. 2006. Вип. 101. С. 117–122.
74. Качество отслеживания постоянной технологической колеи при культивации зяби / Надикто В.Т. и др. *Тракторы и сельхозмашины*. 1992. №2. С. 9–11.
75. Надикто В.Т., Черепухін В.Д. Перспективи та проблеми використання постійної технологічної колії у сільськогосподарському виробництві. *Механізація і електрифікація сільського господарства: респ. міжвід. темат. наук–техн. зб.* 1994. Вип. 79. С. 49–56.

76. Надикто В.Т., Гриднєв Є.К. Енергетичні засоби для колійної системи землеробства. *Техніка АПК*. 1999. № 6(7). С. 20–22.
77. Надикто В.Т. Дополнительные требования к энергосредству при прокладке постоянной технологической колеи. *Тракторы и сельхозмашины*. 1999. №7. С. 8–11.
78. Надикто В.Т., Шевченко І.А. Перспективи використання колійної системи землеробства в інформаційних технологіях. *Праці ТДАТА*. 2001. Вип. 1. Т. 22. С. 28–31
79. Надикто В.Т., Аюбов А.М., Коваленко А.В. Дослідження агрегату для прокладання слідів постійної технологічної колії. *Праці ТДАТА*. Мелітополь, 2005. Вип. 30. С. 102–110.
80. Надикто В.Т. Основы агрегатирования модульных энергетических средств: монографія. Мелітополь: КП «ММД», 2003. 240 с.
81. Надикто В.Т., Гойчук А.Ф., Кюрчев В.М. Перспективи впровадження колійної системи землеробства на Україні. *Науковий вісник НАУ*. 2006. Вип. 92. С. 38–43.
82. Надикто В.Т., Аюбов А.М. Дослідження руху МТА для суцільної культивуації зябу та сівби по слідах постійної технологічної колії. *Збірник наукових праць НАУ*. 2006. Вип. 101. С. 52–57.
83. Надикто В. Колійна технологія землеробства. *Farmer*. 2011. №1. С. 22–23.
84. Надикто В.Т., Кувачев В.П. 2015. Колейная и мостовая система земледелия: пути практической реализации. *Сучасні проблеми землеробської механіки: матер. XVI Міжн. наук. конференції (17–19 жовтня 2015 р.) / НУБіП*. С. 4–8.
85. Ридецкая И.Н., Минченко А. М. Снижение затрат на сельскохозяйственное производство путем внедрения систем параллельного вождения. стратегия и тактика развития производственно–хозяйственных систем: матер. VII Междун. научно–практ. конф. (24–25 ноября 2011 р.). Гомель. 2011. С. 41–43.

86. Скотников, В.А. Обоснование некоторых параметров мостовой технологии и технологии с постоянной колеёй. *Механизация и электрификация сельского хозяйства*. 1985. №4. С. 15–16.
87. Nadykto V. Perspektywy uprav poiwowych z zastosowaniem stajych sciezek technologicznych. *Збірник наукових праць IBMER (Варшава)*. 1996. S. 83–87.
88. Antille D. L., Chamen W. C. T., Tullberg, J. N. The potential of controlled traffic farming to mitigate greenhouse gas emissions and enhance carbon sequestration in arable land: a critical review. *In Transactions of the ASABE*. 2015. Vol. 58. № 3. P. 707–731.
89. Bindi I.; Blackwell P., Riethmuller G. This controlled traffic farming technical manual. It updates the tramline farming systems: technical manual bulletin 4607. Published by the Department of Agriculture and food, Western Australia. 2013. 78 p.
90. Blackwell P., Hagan J., Davies S. Implications of Controlled Traffic Farming in WA. Crop Updates, Grain Industry Association of Western Australia. 2013. URL: ftp: http://www.nacc.com.au/Controlled_Traffic_Farming_Technical_Manual.pdf
91. Controlled Traffic Farming – CTF. European Ltd. URL: <http://www.controlledtrafficfarming.com>.
92. Chamen T. Controlled traffic farming – from world wide research to adoption in europe and its future prospects. *Acta Technologica Agriculturae Nitra*. 2015. №3. P. 64–73.
93. Gasso V., Sørensen C., Pedersen H. An environmental life cycle assessment of controlled traffic farming. *Cleaner Production*. 2014. №73. P. 175–182.
94. Gasso V., Sørensen C.A.G., Oudshoorn F.W. Controlled traffic farming: A review of the environmental impacts. *European Journal of Agronomy*. 2013. №48. P.66–73.

95. This Controlled Traffic Farming Technical Manual. It updates the Tramline Farming Systems: Technical Manual / Isbister Bindi, et. al. *Department of Agriculture and food*. 2013. №4607. 78 p.
96. Kingwell R. Fuchsbichler A. The whole–farm benefits of controlled traffic farming: An Australian appraisal. *Agricultural Systems*. 2011. Vol. 104, № 7. P.513–521.
97. Li Y. Traffic and residue cover on infiltration. *Australian Journal of Soil Research*. 2001. №39(2). P. 239–247.
98. McHugha A.D., Tullberg J.N., Freebairn D.M. Controlled traffic farming restores soil structure. *Soil Tillage Res*. 2009. №104. P. 164–172.
99. Raper R.L. Agricultural traffic impacts on soil. *Terramechanics*. 2005. №42. P. 259–280.
100. Spoor G. Benefits from traffic control. *Landwards*. 1997. №52. P. 2–5.
101. Tullberg, J.N., Yule D.F., McGarry D. Controlled traffic farming – from research to adoption in Australia. *Soil and Tillage Research*, 2007. Vol. 97, № 2. P. 272–281.
102. Tullberg, J.N. CTF impacts: Environment = Economic. *Controlled Traffic Conference: Proceedings ISTRO (2013, Toowoomba)*. 2013. 8 p.
103. Tullberg, J.N., Ziebarth P.J., Yuxia Li. Tillage and traffic effects on runoff. *Australian Journal of Soil Research*. 2001. Vol. 39. P. 249–257.
104. Taylor J.H. Benefits of permanent traffic lanes in a controlled traffic crop production system. *Soil Till Res*. 1983. №3. P. 385–395.
105. Wang Qingjie, Zhao Hongbo, He Jin. Design and experiment of blades–combined no and minimum–till wheat planter under controlled traffic farming system. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*. 2016. Vol. 32, Issue 17. P. 12–17.
106. Williford, J.R. Controlled traffic research with modified production equipment. *Acta Horti*. 1987. № 210. P. 19–24.
107. Yule D.F. Controlled traffic farming – the future. *Proceedings of the National Controlled Traffic Conference / University of Queensland*.

- Gatton, 1998. P. 6–12.
108. Yule D.F. CTF and GNSS – know where you are farming. *GNSS Technical Support Newsletter*. 2008. Issue 30. P. 4–6.
109. Звіт про дослідження Південного філіалу ІМЕСГ УААН по темі «Розробити та здійснити в умовах півдня України прогресивні технологічні процеси вирощування сільськогосподарських культур на основі серійних енергетичних засобів та комплексів машин до них» (керівник теми Гвоздев А.В.), 1992. 54 с.
110. Саламатов Ю. П. Система законов развития техники. Красноярск. 1996. URL: <http://www.triz.minsk.by>.
111. Bakker T, Van A., Bontsema J. Autonomous navigation using a robot platform in a sugar beet field. *Biosystems Engineering*. 2011. №109(4). P. 357–368.
112. Chebrolu, N., Lottem, P., Schaeffer, A. Agricultural robot dataset for plant classification, localization and mapping on sugar beet fields. *The International Journal of Robotics Research*. 2017. №36. P.124–136.
113. Griepentrog H.W. Safe and reliable: Further development of a field robot. *Precision Agriculture*. 2009. №9. P. 857–866.
114. He B., Liu. G., Ji Y.. Auto recognition of navigation path for harvest robot based on machine vision. *Computer and Computing Technologies in Agriculture IV*. 2011. №344. P. 138–148.
115. Jasiński M., Maćzak J., Szulim P. Conception of navigation system for autonomous agricultural robot. *International Scientific Journal «Mechanization in agriculture»*. 2016. Issue 16(202) P.16–19.
116. Ji C., Zhou J. Current situation of navigation technologies for agricultural machinery. *Transactions of the chinese society for agricultural machinery*. 2014 №45(9). P. 44–54.
117. Longo D, Muscato G. Design and simulation of two robotic systems for automatic artichoke harvesting. *Robotics*. 2013. №2(4). P. 217–230.
118. Luo Zhang, Zhao Z. Chen. B. Design of DGPS navigation control system

- for Dongfanghong X-804 tractor. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*. 2009. №25(11). P. 139–145.
119. Larson W. E., Eynard A., Hadas A. Control and avoidance of soil compaction in practice. *Soil Compaction in Crop Production*. 1994. P. 597–625.
120. Mihajlow R., Demirev V. Application of GPS navigation in agricultural aggregates. *Annual Journal*. 2018. Vol 2. №2. P. 134–145.
121. Rothacher M. Basics of GPS Data Processing. *Paper presented at the International Symposium on GPS at Tsukuba, Lapan (18–22 october, 1999)*. 1999. 136 p.
122. Yang L., Luo T., Cheng X. Universal autopilot system of tractor based on Raspberry Pi. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*. 2015. № 21. P. 109–115.
123. Zhu Q., Gao. G., Niu W. The automatic navigation driving system of agricultural machinery. *Modern Agriculture*. 2016. №5. P. 65–67.
124. Hamza M.A., Anderson W.K. Soil compaction in cropping systems. A review of the nature, causes and possible solutions. *Soil Tillage Res*. 2005. № 82. P. 121–145.
125. Lamers J.G., Perdok U.D., Lumkes L.H. Controlled traffic farming systems in the Netherlands. *Soil Till Res*. 1986. №8. P. 65–76.
126. Pedersen H.H. Harvest capacity model for a wide span onion bunker harvester. *Automation and System Technology in Plant Production: CIGR section V & NJF section VII conference*. 2011. P. 27–36.
127. Pedersen, H.H., Oudshoorn, F.W., McPhee, J.E. Wide span – re-mechanising vegetable production. *XXIX International horticultural congress on horticulture: sustaining lives, livelihoods and landscapes: international symposia on the physiology of perennial fruit crops and production systems and mechanisation, precision horticulture and robotics Book Series: Acta Horticulturae*. 2016. Vol. 1130. P. 551–557.

128. Chamen W.C.T. Assessment of a wide span vehicle (gantry) and soil and cereal crop responses to its use in a zero traffic regime. *Soil & Tillage Research*. 1992. № 24(4). P.359–380.
129. Chamen W.C.T. A new methodology for weed control and cereal crop production based on wide span vehicles and precision guidance: Biotrac. Processing 4th EWRS workshop on physical weed control (20–22 March 2000). Netherlands, 2000. P.51–55.
130. Chamen W.C.T. Wide Span CTF. 2013. URL: <http://ctfeurope.co.uk/WhatIs/Wide-Span-CTF.aspx>.
131. Onal I. Controlled traffic farming and wide span tractors. *Agricultural Machinery Science*. 2012. Vol. 8, No 4. P. 353–364.
132. Pedersen, H.H., Sørensen C.G., Oudshoorn, F.W. User requirements for a wide span tractor for controlled traffic farming: *CIOSTA XXXV Conference «From effective to intelligent agriculture and forestry»*. International commission of agricultural and biological engineers (3–5 July 2013, Section V). Billund, Denmark, 2013. P. 134–136.
133. Bochtis D.D.; Sørensen C.G.; Busatob P. Tramline establishment in controlled traffic farming based on operational machinery cost. *Biosystems Engineering*. 2010. Vol. 107. № 3. P. 221–231.
134. Chamen W.C.T., Dowler D., Leede P.R. Design, operation and performance of a gantry system: Experience in Arable Cropping. *Journal of Agricultural Engineering Research*. 1994. №59. P. 45–60.
135. Taylor J.H. Development and Benefits of Vehicle Gentries and Controlled-Traffic Systems / Soane B.D., van Ouwerkerk C. Amsterdam, 1994. P. 521–537.
136. What's the present situation and future prospect for gantry tractors? URL: <https://www.gantrytractor.org/future>
137. Кувачов В.П. До питання компонування спеціалізованих ширококолієних енерготехнологічних транспортних засобів для колійної системи землеробства. *Конструювання, виробництво та*

експлуатація сільськогосподарських машин. 2016. Вип. 46. С. 72–78.

138. Кувачов В.П. До питання компонування спеціалізованих ширококоліїних енерготехнологічних транспортних засобів для колійної системи землеробства. *Підготовка ґрунту в системі ресурсозберігаючих технологій*: матер. Всеукр. наук.-практ. конф. (3–4 лист. 2016 р. м.) / КНТУ. Кіровоград, 2016. С. 24–26.
139. Bukta A., Sakai K., Sasao A. Free play as a source of nonlinearity in tractor–implement systems during transport. *Transactions of the ASAE*. 2017. Vol. 45. Issue 3. P. 503–508.
140. Cutini M., Bisaglia C. Development of a dynamometric vehicle to assess the drawbar performance of high–powered agricultural tractors. *Journal of Terramechanics*. 2016. №65. P. 73–84.
141. Popp K. Ground vehicle dynamics. *Springer*. 2010. 353 p.
142. Pullen D.W.M., Cowell P.A. Prediction and experimental verification of the hoe path of a rear–mounted inter–row weeder. *Agricultural engineering research*. 2000. Vol. 77, Issue 2. P. 137–153.
143. Turker U., Ergul I., Eroglu M.C. Energy efficiency classification of agricultural tractors in Turkey based on OECD tests. *Energy Education Science and Technology*. 2012. №28(2). P. 917–924.
144. Ганькин Ю.А. Оценка ходовых систем тракторов по уплотняющему воздействию на почву. *Механизация и электрификация сельского хозяйства*. 1995. №7. С. 18–26.
145. Посметьев В.И., Зеликов В.А., Латышева М.А. Обоснование выбора схемы устройства к навесному механизму трактора при его агрегатировании с дисковыми орудиями *Научный журнал КубГАУ*. 2000. № 94(10). С. 1–8.
146. Попов В.Б. К вопросу параметрической оптимизации подъемно–навесного устройства мобильного энергетического средства на стадии проектирования. *Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого*. 2014. № 2. С. 35–42.

147. Рыжих Н.Е. Совершенствование навесных устройств тракторов (Навесные агрегаты. Классификация и увеличение прочности навесных устройств). *Научный журнал КубГАУ*. 2005. N11(03). С. 1–8.
148. Жуков Ю. Н. Автоматизированный мостовой агротехнический комплекс – АМАК. «Сеятели и хранители». Книга 2. Москва: Современник. 1992. 384 с.
149. Кувачов В.П. Мостове землеробство на базі дощувальних машин. *Науковий вісник ТДАТУ*. 2012. Вип. 2, Т. 5. С.15–23.
150. Козаченко О.В. Дослідження ґрунтообробних робочих органів за мостовою схемою агрегування. *Зб. наук. пр. Луганського нац. аграр. ун–ту. Серія: технічні науки*. 2006. № 68/91. С. 120–125.
151. Петров Г.Д. Мостовое земледелие. *Механизация и электрификация сельского хозяйства*. 1985. №4. с. 7–8.
152. Сергеев А.П., Улексин В.А., Надыкто В.Т. Мостовое растениеводство– неосвоенный ресурс. Волгоград: ФГБОУ ВО Волгоградский ГАУ, 2017. Том 3. С. 34–46.
153. 118. Улексін В.О. Спеціалізований транспортний засіб для мостового землеробства. *Вісник КДПУ*. 2007. Вип. 1(42). Част. 1. С. 87–89.
154. Улексін В.О. Автоматизація керування транспортним засобом у мостовому землеробстві. *Вісник ХНТУСГ*. 2011. Вип.10. Т.2. С. 101–110.
155. Хабрат Н.И., Умеров Э.Д. Обоснование кинематической схемы привода агромостового агрегата. *Тракторы и сельхозмашины*. 2015. №2. 22–25.
156. Подборка о машинах для мостового земледелия по страницам иностранных журналов. *Тракторы и сельскохозяйственные машины*. 1990. №2. С.51–54.
157. Улексін В.О. Автоматизація водіння машинно–тракторних агрегатів. *Вісник ХНТУСГ*. 2008. Т.2. Вип. 75. С. 105–116.
158. Кувачов В.П. Аналіз методик визначення глибини технологічної колії для випадку її прокладання на ґрунті колесами енергозасобу. *Праці*

- ТДАТУ*. 2011. Вип. 11, том 1. С. 96-103.
159. Кувачов В.П., Мітков В.Б. Обґрунтування критеріїв оптимальності сумісного маршрутизованого руху технологічного комплексу МТА. *Науковий вісник ТДАТУ*. 2012. Вип. 2, Т. 5. С. 8–15.
160. Кувачов В.П., Кольцов М.П. До питання моделювання оптимальних комплексів машин для колійної системи землеробства. *Праці ТДАТУ*. 2011. Вип. 11, т.2. С.15-20.
161. Баранов Г.Л. Мельник Р.В. Навігаційне забезпечення динамічної точності високошвидкісної реалізації агротехнологічних операцій механізованого виробництва сільськогосподарської продукції рослинництва у зонах ризикованого землеробства. *Системи управління, навігації та зв'язку*. 2009. Вип. 3(11). С. 8–12.
162. Цыпук АМ., Родионов А.В. Определение глубины колеи лесных машин. *Лесная промышленность*. 2004. №2. С 21–22.
163. Иофинов С.А. Технология производства тракторных работ. Москва: Сельхозгиз, 1959. 242 с.
164. Тимофеев А.И. Движение мобильных сельскохозяйственных машин и агрегатов: автор. дис... докт. техн. наук: 05.20.01. Москва, 1971. 58 с.
165. Баев І.В. Обоснование параметров агрегатирования и режима движения трехмашинных полунавесных агрегатов с трактором Т–150 на посевах и на междурядной обработке пропашных культур: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01. Харків, 1989. 20 с.
166. Артёмов М.П., Подригало М.А., Клец Д.М. Дослідження динаміки сільськогосподарських агрегатів. *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні*. 2011. Вип. 45. С. 435 – 439.
167. Артёмов М. П., Подригало М. А., Шуляк М. Л. Визначення динамічних характеристик сільськогосподарських агрегатів. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2016. № 3 (83). С. 5-10.

168. Артѣомов М. П. До методики розрахунку впливу колісного рушія на ґрунт. *Вісник Сумського нац. аграрного ун-ту*. 2016. Вип. 11. С. 33-37.
169. Лурье А.Б. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов. Ленинград: Колос, 1979. 376 с.
170. Збирання зернових культур роздільним способом: монографія / В.Т. Надикто та ін. Запоріжжя: Інтер–М, 2012. 132 с.
171. Исследование управляемости движения машинно–тракторного агрегата / Надикто В.Т. и др. *Научни известия «Scientific technical union of mechanical engineering»*. 2015. Vol. 3, №17. P. 90–93.
172. Смирнов А.Г. Теория движения колесных машин. Москва: Машиностроение, 1990. 351 с.
173. Bulgakov V., Nadykto V., Velichko I. Investigation of draft coefficient of efficiency of wheeled tractor. *Engineering for rural development*. 2016. Vol. 2016–January. P. 1036–1041.
174. Bulgakov V., Adamchuk V., Nadykto V. Theoretical consideration of the controllability indicator of machine–tractor movement. *Acta technologica agticulturae*. 2017. No1. P.11–18.
175. Bulgakov V., Adamchuk V., Nadykto V. Influence of machine–tractor set constructional parameters on kinematic discrepancy in tractor wheels. *Proceeding of 7th Trends in Agricultural Engineering (17–20 September 2019)*. 2019. P. 81–86.
176. Bulgakov V., Pascuzzi S., Santoro F. Mathematical model of the plane–parallel movement of the self–propelled root–harvesting machine. *Sustainability*. 2018. №10. P. 3614.
177. Bulgakov V., Adamchuk V., Arak M. et al. Theory of vertical oscillations and dynamic stability of combined tractor–implement unit. *Agronomy Research*. 2016. Vol. 14(3). P. 689–710.
178. Tayanowskiy G., Tanaś W. Учет динамики колебаний трактора в оценке его навесоспособности и нагруженности мостов. *MOTROL*. 2006. №8А. С. 271–279.

179. Третяк В.М., Лясківський М.В. Аналіз потужностей, які можуть створювати колісні рушії тягово–транспортних засобів. *Міжвідомчий тематичний науковий збірник ННЦ ІМЕСГ*. 2009. Вип. 93. С. 247–252.
180. Булгаков В.М., Кравчук В.І., Надикто В.Т. Агрегативання плугів: монографія. Київ: Аграр. наука, 2008. 152 с.
181. Гуськов В.В. Тракторы: теория. Москва: Машиностроение, 1984. 374 с.
182. Гуськов В.В. Оптимальные параметры сельскохозяйственных тракторов. Москва: Машиностроение, 1996. 194 с.
183. Гуськов А.В. Определение тягово–цепных качеств шин ведущих колес тракторов. *Вестник Харьковского национального автомобильно–дорожного университета*. 2007. Вып. № 37. С. 19–21.
184. Гуськов В.В., Ксенович И.П. Вопросы качения, тягового и мощностного баланса колес. *Тракторы и сельскохозяйственные машины*. 1986. №8. С. 22–32.
185. Горин Г.С. Разработка гибридной теории установившегося поворота машинно–тракторного агрегата. Кинематика. *Вести Национальной академии наук Беларуси*. 2012. №1. С. 27–34.
186. Кутьков Г.М. Тракторы и автомобили: Теория и технологические свойства. Москва: Колос, 2004. 504 с.
187. Кутьков Г.М. Тракторы и автомобили: теория и технологические свойства: учебник. Москва: НИЦ ИНФРА, 2015. 506 с.
188. Лебедев А. Тракторна енергетика: проблеми та їх розв'язання/ А. Лебедев, В. Кравчук, С. Лебедев// *Техніка і технології АПК*. – 2011. – №2(17). – с. 4-8.
189. Лебедев А. Т. Некоторые проблемы теории трактора тягово–энергетической концепции. *Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка*. 2012. № 124(2). С. 5–15.
190. Надикто В.Т., Кюрчев В.М. Математичне моделювання функціонування машинно–тракторних агрегатів. *Збірник наукових*

праць ТДАТУ. 2010. Вип. 10, т. 7. С. 3–9.

191. Панченко А.І., Кюрчев В.М. Дослідження тягово-зчіпних властивостей колісних тракторів. *Праці ТДАТУ*. 2008. Вип 8, том 9. С. 31–36.
192. Пожидаєв С.П. Обґрунтування вимог до тракторних властивостей посівного та просапного агрегатів. *Вісник сільськогосподарської науки*. 1983. №4. С.22–25.
193. Фаробин А.Я. Теория поворота транспортных машин. Москва: Машиностроение, 1970. 174 с.
194. Хачатрян Х.А. Стабильность работы почвообрабатывающих агрегатов. Москва: Машиностроение. 1974. 206 с.
195. Chang Seop Shin , Kyeong Uk Kim, Kwan Woo Kim. Energy efficiency classification of agricultural tractors in korea. *Biosystems Eng.* 2012. №37(4). P.215–224.
196. Gil–Sierra J., Ortiz–Cañavate J., Gil–Quiros V. Energy efficiency in agricultural tractors: A methodology for their classification. *Applied Engineering in Agriculture*. 2007. №23(2). P. 145–150.
197. Monteiro L.A., Albiero D., de Souza F.H. Tractor drawbar efficiency at different weight and power ratios. *Revista Ciencia Agronomica* 2013. №44(1). P. 70–75.
198. Pochi D., Fanigliulo R., Pagano M. Dynamic–energetic balance of agricultural tractors: active systems for the measurement of the power requirements in static tests and under field conditions. *Agricultural Engineering*. 2013. Vol. XLIV(s2). P. 84–96.
199. Rajamani R. Vehicle dynamics and control. *Springer*. 2006. 485 p.
200. Simikič M., Dedovič N., Savin L. Power delivery efficiency of a wheeled tractor at oblique drawbar force. *Soil and Tillage Research*. 2014. №141. P. 32–43.
201. Тракторы: теория / В.В. Гуськов и др. Москва: Машиностроение, 1988. 376 с.

202. Чудаков Д.А. Основы теории сельскохозяйственных навесных агрегатов. Москва: МАШГИЗ, 1954. 175 с.
203. Яровой В.Г. Исследование бокового увода тракторных шин и его влияние на некоторые показатели криволинейного движения агрегата: автореф. дис... канд. техн. наук: 05.20.01. Харьков, 1970. 21 с.
204. Adamchuk V., Bulgakov V., Nadykto V. Theoretical research into the power and energy performance of agricultural tractors. *Agronomy Research*. 2016. №14(5). P. 1511–1518.
205. Adamchuk V., Bulgakov V., Nadykto V. et al. Theory of motion controllability of a wheel machine–tractor aggregate / *Agricultural science and practice*. 2016. Vol. 3. № 2. P. 3–10.
206. Bulgakov V., Adamchuk V., Ivanovset S. et al. Theoretical investigation of turning ability of machine and tractor aggregate on basis of ploughing and intertilling wheeled tractor. *Engineering for Rural Development*. 2016. Vol. 2016–January. P. 1077–1084.
207. Theoretical consideration of the controllability indicator of machine–tractor unit movement / *Kyurchev V. et al. Acta Technologica Agriculturae*. 2017. Vol. 20, № 1. P.11–18.
208. Nadykto V., Arak, M., Olt, J. Theoretical research into the frictional slipping of wheel type undercarriage taking into account the limitation of their impact on the soil. *Agronomy Research*. 2015. Vol. 13(1). P. 148–157.
209. Nadykto V., Bulgakov, V., Kyurchev, S. Theoretical background for increasing grip properties of wheeled tractors based on their rational ballasting. *Agraarteadus*. 2019. Vol. 30, Issue 2. P. 78–84.
210. Баев И.В. Оптимизация кинематических параметров агрегатирования и движения трехмашинных полунавесных посевных и пропашных машинно–тракторных агрегатов. *Механизация и электрификация сельского хозяйства*. 1982. Вып. 55. С. 54–59.
211. Бабанин Н.В., Поливаев О.И. Экспериментальные исследования на

- плавность хода, производительность и топливную экономичность машинно–тракторного агрегата на базе трактора класса 1,4, оборудованного газогидравлическим упругодемпфирующим приводом *Вестник Воронеж. гос. аграр. ун–та*. 2015. № 3 (46). С. 112–118.
212. Кюрчев В.Н. Механико–технологические основы агрегатирования пахотно–пропашных тракторов: автореф. дис... докт. техн. Наук: 05.05.11. Глеваха, 2015. 48 с.
213. Малогабаритные сельскохозяйственные машины. Конструкция, теория и расчет: Монография / Адамчук В.В. и др. Киев, 2016. 292 с.
214. Надикто В.Т. До питання поворотності МТА на основі МЕЗ. *Праці Таврійського ДАТУ*. 2005. Вип. 27. С. 27–34.
215. Надикто В.Т., Масалабов В.М. Дослідження динамічної поворотності двомашинного МТА. *Науковий вісник ТДАТУ*. 2012. Вип. 2, Т. 3. С. 15–26.
216. Bhondave B., Ganesan T., Varma N. Design and development of electro hydraulics hitch control for agricultural tractor. *SAE international journal of commercial vehicles*. 2017. Vol. 10. Issue 1. P. 405–410.
217. Кусов Т.Т. Создание энергетических средств с электромеханическим приводом. *Тракторы и сельскохозяйственные машины*. 1988. № 10. С. 12–17.
218. Надикто В.Т., Мітін В.М. До питання визначення коефіцієнта буксування рушіїв модульного енергетичного засобу. *Праці ТДАТА*. 2003. Вип. 11. С. 23–26.
219. Кувачов В.П. Дослідження технологічних властивостей спеціалізованого ширококолієного агрозасобу. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2017. Вип. 1 (96). С. 30–36.
220. Кувачов В.П. Розроблення методології оцінювання технологічних властивостей спеціалізованих ширококолієних агрозасобів. *Інноваційні технології вирощування, зберігання і переробки продукції*

- садівництва та рослинництва: матер. V Міжн. наук.-практ. конф. (23–24 травня 2019 р., м. Умань). Умань, 2019. С. 44–46.
221. Bulgakov V., Adamchuk V., Kuvachov V. et al. Investigation of technological properties of wide span tractors for controlled traffic farming. *Proceedings 16 International Scientific Conference «Engineering For Rural Development»* (24 – 26 May 2017, Jelgava, Latvia), 2017. Vol. 16. P. 303–308.
222. Бойков В.П. Петровский В.Н. Шины для тракторов и сельскохозяйственных машин. Москва: Агропромиздат, 1988. 123 с.
223. Масалабов В.М. Визначення показника режиму поворотності двомашинного посівного МТА. *Науковий вісник ТДАТУ*. 2012. Вип. 2. Т. 5. С. 3–7.
224. Wong J.Y. Theory of ground vehicles. 2001. 558 p.
225. Чорна Т.С., Надикто В.Т., Панченко А.І. Частотно–дисперсійний показник оцінки непрямолінійності рядків просапних культур. *Наукові праці ТДАТА*. 2007. Вип.7, Т.1. С. 240–243.
226. Кувачов В.П. Оцінка стійкості руху ширококолієвих енерготехнологічних засобів механізації сільськогосподарського виробництва. *Праці ТДАТУ*. 2015. Вип. 15, т. 3. С. 204–210.
227. Bulgakov V., Melnik V., Kuvachov V. et al. Theoretical study on linkage unit of wide span tractor. *Proceedings 29th DAAAM International symposium «Intelligent manufacturing and automation»* (24 – 27th October 2018, Zadar, Croatia) / DAAAM International. Vienna, Austria, 2018. P. 0180–0189.
228. Кувачов В.П. Дослідження поперечних зміщень робочих органів ширококолієвих агрозасобів для колійної системи землеробства. *«Сучасні проблеми землеробської механіки: збірн. наук. праць XVIII міжнар. Наук. конф. (16–18 жовт. 2017 р., м. Кам'янець-Подільський) / Подільський ДАТУ. Кам'янець-Подільський, 2017. С. 139–141.*
229. Bulgakov V., Pascuzzi S., Kuvachov V. et al. Theoretical study of

- transverse offsets of wide span tractor working implements and their influence on damage to row crops. *Agriculture*. 2019. №9 (144). 10 p.
230. Кувачев В.П. Обоснование параметров навесного устройства специализированных ширококолейных агросредств. *Цілі сталого розвитку третього тисячоліття: виклики для університетів наук про життя*: матер. Міжнар. наук.-практ. конф. (23–25 трав. 2018 р., м. Київ) / НУБІП. Київ, 2018. Т. 5. С.178–180.
231. Chigarev Yu., Dawidowski J., Nowowiejski R. Opracowanie modelu agroekosystemu z uwzględnieniem ożywionych i nieożywionych składników gleby. *Inżynieria Rolnicza*. 2005. №3(63). S. 111–117.
232. Надикто В.Т., Величко О.В. Означення точки оптимуму кривої та способів її визначення. *Техніка і технології АПК*. 2014. №2(53). С. 16 – 18.
233. Надикто В.Т. Величко О.В. Застосування МНК для визначення параметрів раціональної функції. *Науковий вісник ТДАТУ*, 2015. Вип. 5, Т.1. С.223–228.
234. Лурье А.Б. Автоматизация сельскохозяйственных агрегатов. Л.: Колос, 1976. 264 с.
235. Гельфенбейн С.П., Волчанов В.Л. Электроника и автоматика в мобильных сельхозмашинах. Москва.: Агропромиздат, 1986. 264 с.
236. Гмурман В.Е. Теория вероятностей и математическая статистика: учебник для СПО. Москва: Издательство Юрайт, 2016. – 479 с.
237. Жильцов О.Б. Теорія ймовірностей та математична статистика у прикладах і задачах: навч. посіб. Київ: Університет ім. Б. Грінченка, 2015. 336 с.
238. Митропольский А.К. Техника статистических вычислений. Москва: Наука, 1971. 576 с.
239. Gatti P.L. Probability theory and mathematical statistics for engineers. 2005. 356 p.
240. Рожков П.П., Рожкова С.Е. Математична модель коливань підвіски енергомодуля с.–г. призначення. *Вісник ХДТУСГ*. 2003. Т. 2. Вип. 19.

- С. 136–140.
241. Борона Надикти–Аюбова для обробітку ґрунту під пар: пат. 88940 Україна. № u201311396; заявл. 26.09.2013 ; опубл. 10.04.2014, Бюл. № 7.
242. Надикто В.Т., Генів О.І., Мітков В.Б. Методики та результати перевірки математичних моделей МТА на адекватність. *Збірник наукових праць ТДАТА*. 2005. Вип.7. С. 3–9.
243. Надикто В.Т. Методологія розробки математичної моделі МТА і перевірки її на адекватність. *Академік П.М. Василенко – яскравий погляд у майбутнє*. 2012. С. 406–418.
244. Надикто В.Т. Основи наукових досліджень: підручник. Херсон: ОЛДІ–ПЛЮС, 2017. 268 с.
245. Вадюнина А.Ф., Корчагина З.А. Методы исследования физических свойств почв. Москва: Агропромиздат, 1986. 416 с.
246. Nadykto V., Kyurchev, V., Bulgakov, V., Findura, P., Karaiev, O. Influence of the plough with tekron moldboards and landsides on ploughing parameters. *Acta Technologica griculturae*, 2020, №1. P. 40-45.
247. Ормаджи К.С. Контроль качества полевых работ. Москва: Росагропром, 1991. 191 с.

ДОДАТКИ

Додаток А

ЗАТВЕРДЖУЮ
 Директор технічний
 АТ «Харківський тракторний завод»
 _____ *В.С. Пивовар
 « 24 » МАЯ 2018 р.



АКТ
про впровадження результатів наукових досліджень
з дисертаційної роботи «Механіко-технологічні основи
функціонування і використання
ширококолієних засобів механізації
сільськогосподарського виробництва
для колійної системи землеробства».

Ми, представники АТ «Харківський тракторний завод» в особі Головного конструктора Каптенкова Д.О. і провідного інженера з перспективних розробок Шаповалова Ю.К. – з однієї сторони, та к.т.н., доцента кафедри машиновикористання в землеробстві Таврійського державного агротехнологічного університету Кувачова В.П. – з другої сторони, уклали цей акт про використання результатів наукових досліджень з дисертаційної роботи «Механіко-технологічні основи функціонування і використання ширококолієних засобів механізації сільськогосподарського виробництва для колійної системи землеробства».

Науково обґрунтовані к.т.н., доцентом Кувачовим В.П. практичні рекомендації з вибору схеми, конструктивно-технологічних, кінематичних, силових та ін. параметрів спеціалізованих ширококолієних засобів механізації сільськогосподарського виробництва при облаштуванні інженерної зони поля в колійній системі землеробства, режимів роботи та параметрів керуючого впливу з огляду на їх прийнятну керованість, стійкість, плавність руху і поворотність, при реалізації ними принципово нових технологій вирощування сільськогосподарських культур із застосуванням постійної технологічної колії прийняті відділом Головного конструктора АТ «Харківський тракторний завод» для впровадження при розробці перспективних мобільних енергетичних засобів для роботи за новітніми ресурсо-енергоощадними технологіями при механізації виробничих процесів в рослинництві.

Згідно з даними досліджень впровадження розроблених практичних рекомендацій в порівнянні з традиційними тракторно-комбайновими технологіями в рослинництві дозволить зменшити:

- втрати продуктивної площі поля під інженерну зону до 5%;
- витрати енергії і вартість виконання агротехнічних операцій до 50% через підвищення урожайності сільськогосподарських культур, зменшення витрат енергетичних ресурсів, часу і праці, економії на насіннєвому матеріалі,

обприскуванні та добривах, при чому, 10-25% економії може бути отримана в перший рік впровадження.

Електричне живлення тягово-транспортних засобів механізації сільськогосподарського виробництва для колійної системи землеробства дозволить розширити сферу використання базових тракторних шасі в умовах тепличних господарств.

Від АТ
«Харківський тракторний завод»


Д.О.Каптенков

Від ТДАТУ


В.П. Кувачов


Ю.К. Шаповалов

Додаток Б

ЗАТВЕРДЖУЮ
Ректор Таврійського державного
агротехнологічного університету
 д.т.н., проф. Кюрчев В.М.
 « 05 » 05 2017 р.

ЗАТВЕРДЖУЮ
Директор Товариства з обмеженою
відповідальністю «Дніпро»
 Кістечок О.Д.
 « 17 » 05 2017 р.

АКТ

**про впровадження результатів науково-дослідницьких,
 дослідно-конструкторських та технологічних робіт**

« 15 » травня 2017 р.

Ми, представники Таврійського державного агротехнологічного університету (ТДАТУ) в особі професора, д.т.н., завідувача кафедри машиновикористання в землеробстві Надикти В.Т., к.т.н., доцента Кувачова В.П., завідувача лабораторії Шило С.В. – з однієї сторони та представники ТОВ «Дніпро» (Херсонська обл., Генічеський р-он, с. Фрунзе) в особі директора Кістечка О.Д., головного агронома Дурненко С.М., головного інженера Афанасьєва І.О. – з другої сторони, уклали цей **акт про використання ТОВ «Дніпро» результатів досліджень** науково-технічних програм ТДАТУ (№ ДР 011U002562 і 0116U002718) «Розробити адаптовані до умов півдня України енергоощадні технології і комплекси машин на основі нових енергетичних засобів» у технологічних процесах рослинництва, побудованих за принципами колійної системи землеробства.

Передано пакет документів щодо механізації технологічних процесів у рослинництві за принципами колійної системи землеробства: рекомендації з формування оптимальних параметрів транспортно-технологічних доріжок інженерної зони поля для руху всіх засобів механізації; рекомендації з вибору схеми, конструктивно-технологічних, кінематичних, силових та ін. параметрів спеціалізованих ширококолієвих засобів механізації сільськогосподарського виробництва при облаштуванні інженерної зони поля, режимів роботи та параметрів керуючого впливу з огляду на їх прийнятну керованість, стійкість, плавність руху і поворотність, при реалізації ними принципово нових технологій вирощування сільськогосподарських культур із застосуванням постійної технологічної колії.

Від впровадження планується отримати ефект:

- підвищення урожайності та якості продукції рослинництва;
- відновлення родючості ґрунтів;
- підвищення конкурентоспроможності ТОВ «Дніпро» за рахунок зменшення собівартості вирощування продукції рослинництва при підвищенні її якості;

- використання інновацій сприятиме впровадженню мінімальних технологій вирощування сільськогосподарських культур, які позиціонуються як енергоощадні та вологозберігаючі;
- підвищення престижу сільськогосподарської праці, завдяки надання йому інтелектуального характеру.

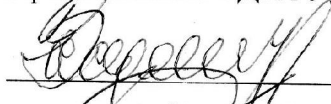

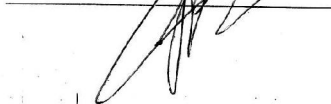
Пропозиції щодо подальшого впровадження результатів роботи.

Реалізація запропонованого проекту дозволяє підвищити організаційно-технологічний рівень механізованих процесів в рослинництві. Організація останніх за принципами колійного землеробства із використанням спеціалізованих ширококолієних засобів механізації дозволяє забезпечити:

- використання єдиного енергетичного модуля для виконання всього комплексу сільськогосподарських робіт при вирощуванні культурних рослин;
- можливість комплексної автоматизації виробництва в рослинництві;
- маршрутизацію руху транспортно-технологічних агрегатів по постійним коліям протягом всього технологічного циклу вирощування культурних рослин;
- усунення негативного впливу ходових систем робочих органів машин на ґрунт;
- виконання з високою точністю агроприймів у встановлені строки незалежно від рівня вологості і несучої здатності ґрунту;
- підвищення рівня впровадження елементів системи точного землеробства при проектуванні технологічних процесів та технологій вирощування культурних рослин;
- скорочення витрат ресурсів.

Термін окупності капітальних вкладень залежить від умов економічної діяльності замовника, спеціалізації вирощування продукції рослинництва, ґрунтово-кліматичних умов.

Представники ТДАТУ

В.Т. Надикто

В.П. Кувачов

С.В. Шило

Представники ТОВ «Дніпро»



О.Д. Кістечок

С.М. Дурненко

І.О. Афанасьєв

Додаток В

ЗАТВЕРДЖУЮ

Ректор Таврійського державного

агротехнологічного університету

імені Дмитра Моторного

Д.Т.Н., професор,

член-кореспондент НААН України

Володимир КЮРЧЕВ

**АКТ**

про використання результатів дисертаційної роботи Кувачова В.П.
на тему «Механіко-технологічні основи функціонування
ширококолієвих засобів механізації сільськогосподарського виробництва»

Ми, представники Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного, в особі проректора з науково-педагогічної роботи, доцента Ломейко О.П. і декана механіко-технологічного факультету, професора Кюрчева С.В., уклали даний акт про використання результатів дисертаційної роботи Кувачова В.П. з розробки основ функціонування спеціалізованих ширококолієвих засобів механізації сільськогосподарського виробництва.

Результати теоретичних досліджень і лабораторно-польових випробувань, а також розроблені Кувачовим В.П. на їх основі рекомендації з ефективного функціонування ширококолієвих засобів механізації сільськогосподарського виробництва використовуються кафедрою машиновикористання в землеробстві при викладанні таких дисциплін, як «Аграрна інженерія», «Обґрунтування технологічних процесів в рослинництві» і «Експлуатація машин та обладнання».

Здобувачі вищої освіти зі спеціальності 208 «Агроінженерія» механіко-технологічного факультету використовують отримані Кувачовим В.П. напрацювання при написанні дипломних проектів та робіт.

Проректор

з науково-педагогічної роботи, доцент

Олександр ЛОМЕЙКО

Декан

механіко-технологічного факультету, професор

Сергій КЮРЧЕВ

Додаток Г

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ТАВРІЙСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ ДМИТРА МОТОРНОГО**

КУВАЧОВ В.П.

**НАУКОВО-МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ
З ВИКОРИСТАННЯ ШИРОКОКОЛІЙНИХ ЗАСОБІВ МЕХАНІЗАЦІЇ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА
В УМОВАХ КОЛІЙНОЇ СИСТЕМИ ЗЕМЛЕРОБСТВА**

Мелітополь, 2020

УДК 631.37 + 631.3.076

Автор:

В.П. Кувачов, кандидат технічних наук, доцент,
(Таврійський державний агротехнологічний університет імені
Дмитра Моторного)

Рецензенти:

М.П. Артёмов, доктор технічних наук, професор,
(Харківський національний технічний університет сільського
господарства імені Петра Василенка)

А.І. Панченко, доктор технічних наук, професор,
(Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного)

Науково-методичні рекомендації з використання ширококоліїних засобів механізації сільськогосподарського виробництва в умовах колійної системи землеробства розроблено на підставі узагальнених власних теоретичних та експериментальних досліджень Кувачова В.П.

Для наукових співробітників, аспірантів, інженерів, конструкторів, науково-педагогічних працівників аграрних вищих навчальних закладів України, які займаються проектуванням, розробкою та випробуваннями сучасної сільськогосподарської техніки, а також викладанням дисциплін агроінженерних спеціальностей.

Розглянуто і схвалено науково-технічною радою науково-дослідного інституту механізації землеробства півдня України (НДІ МЗПУ) (протокол від 26 грудня 2019 р. № 4)

ЗМІСТ

1. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ	4
2. ГАЛУЗЬ ЗАСТОСУВАННЯ	6
3. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ОПТИМІЗАЦІЇ ПАРАМЕТРІВ ШИРОКОКОЛІЙНИХ ЗАСОБІВ МЕХАНІЗАЦІЇ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА В УМОВАХ КОЛІЙНОЇ СИСТЕМИ ЗЕМЛЕРОБСТВА	6
4. ТЕХНІЧНА ЗДІЙСНЕННІСТЬ І ВИРОБНИЧА ЕФЕКТИВНІСТЬ ФУНКЦІОНУВАННЯ ТА ВИКОРИСТАННЯ АГРОЗАСОБУ ТДАТУ В ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСАХ З ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ ТА ВНЕСЕННІ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАТЕРІАЛІВ	23
5. ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ	29
6. СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	32

1. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

Науково-методичні рекомендації регламентують методику ефективного використання ширококолієних засобів механізації сільськогосподарського виробництва в умовах колійної системи землеробства. Їх актуальність покладена в тому, що аналіз стану та проблем підвищення ефективності сільськогосподарського виробництва переконливо свідчить про те, що сучасні технології вирощування культурних рослин, які побудовані на основі традиційних тракторно-комбайнових технологій, вичерпали можливість свого подальшого вдосконалення. Їх повсюдне застосування у сільському господарстві створює низку серйозних проблем, основними з яких є низький енергетичний ККД, деградація ґрунтів внаслідок їх ущільнення та руйнування рушіями традиційних енергетичних засобів та самохідних машин, складність або неможливість автоматизації виробничих процесів, виснаження природних запасів палива і т.д. Водночас, науково-технічний прогрес створення «нової» техніки для сільського господарства, шляхом удосконалювання традиційних принципів і ускладнення базових конструкцій, їх подорожчання, досягається ціною послідовного зростання затрат на одиницю корисного ефекту, тобто в напрямку, яке вичерпало свій потенціал. А безальтернативне застосування традиційних тракторно-комбайнових технологій є перешкодою підвищення ефективності рослинництва.

Перспективним напрямком подальшого усталеного розвитку сільського господарства не тільки в Україні, а і у світі, є впровадження інноваційних технологій, до яких слід віднести колійну систему землеробства. Остання створює основу для автоматизації і роботизації більшості технологічних процесів у рослинництві, забезпечує ефективне впровадження «точного» та «цифрового» землеробства та надає інші суттєві переваги.

Практична реалізація основних принципів колійної системи землеробства традиційними тракторно-комбайновими засобами механізації сільськогосподарського виробництва ускладнена певними проблемами при їх використанні. До яких слід віднести узгодження параметрів ходових систем серійних машинно-тракторних і комбайнових агрегатів параметрам постійної технологічної колії, тягових властивостей енергозасобів із шириною захвату сільськогосподарських машин/знарядь тощо.

Обумовлена цим низька техніко-економічна ефективність виконання технологічних операцій вирощування сільськогосподарських культур традиційними тракторно-комбайновими засобами механізації в колійній системі землеробства породжує народногосподарську проблему.

Перспективним в цьому плані є використання ширококолієних засобів механізації сільськогосподарського виробництва (далі агрозасобів), які функціонують за принципами колійної системи землеробства. Типовими світовими представниками вказаних ширококолієних агрозасобів є «мостовий» трактор Даулера, BIOTRAC, ASA-Lift WS 9600, агрозасіб ТДАТУ та інші (рис. 1). Їх упровадження у сільськогосподарське виробництво дозволяє отримати максимальну ефективність в процесах обробітку ґрунту і догляду за культурними рослинами.

Ефективність практичного використання ширококолієних засобів механізації сільськогосподарського виробництва для колійної системи землеробства залежить від обґрунтованої наукової бази або теоретичних основ оптимізації їх схем та параметрів.

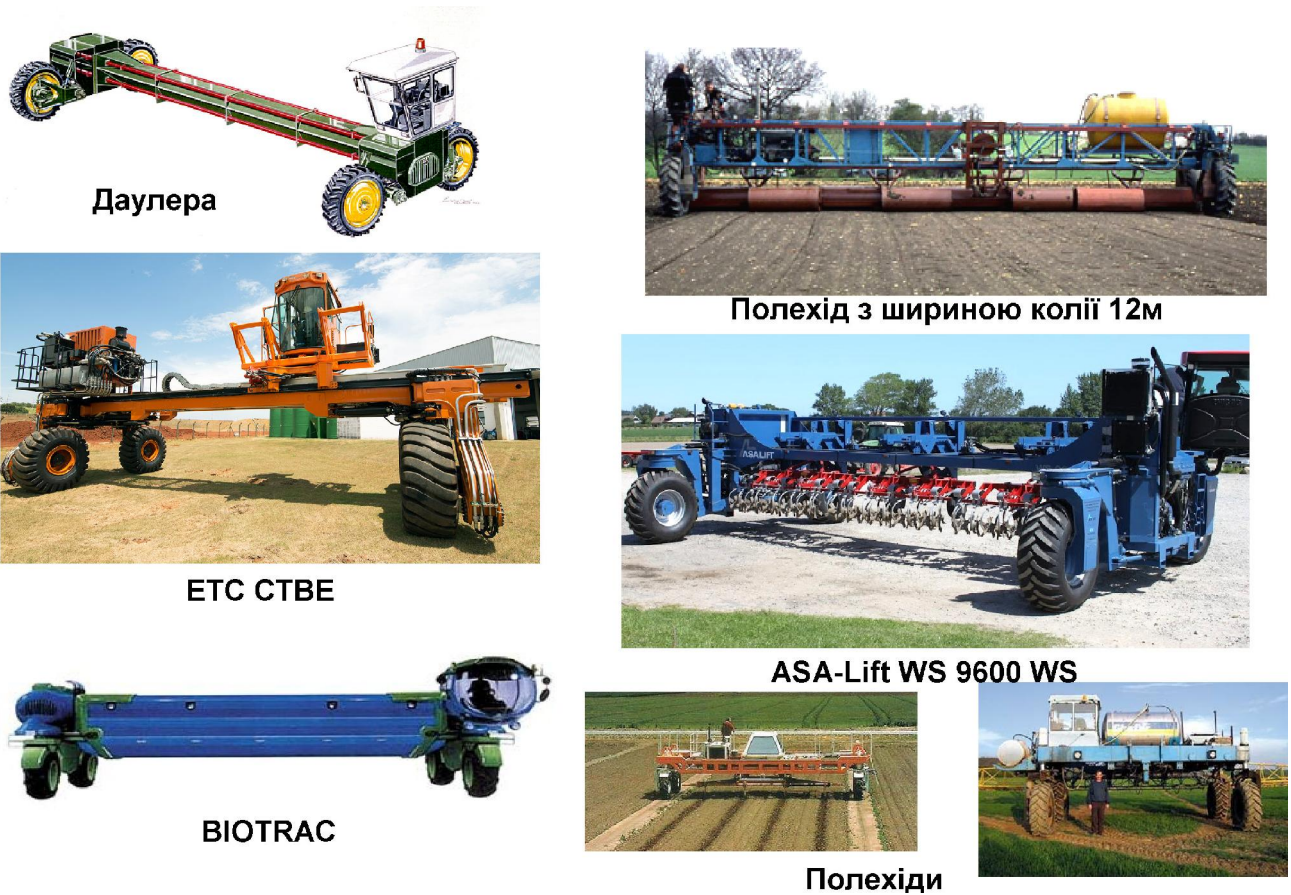


Рис. 1 – ширококоліїні засоби механізації сільськогосподарського виробництва (Wide Span Vehicle (Gantry))

Питання в цьому плані науковцями вивчені не достатньо, а ефективна практична реалізація потенційних технологічних властивостей ширококоліїних засобів механізації сільськогосподарського виробництва для колійної системи землеробства нині відсутня. Тому, з позиції вирішення продовольчої проблеми в країні, а також розробки ресурсозберігаючих технологій, які ґрунтуються на принципах колійної системи землеробства, відповідно до тенденцій науково-технічного прогресу в області механізації – підвищення рівня функціонування технічних засобів за рахунок комплексної механізації, електрифікації, автоматизації й роботизації – даний напрямок досліджень є актуальним.

Саме тому розв'язання вказаної народногосподарської проблеми практично неможливе без вирішення відповідної науково-технічної проблеми. Суть її полягає в розробленні системи ефективного функціонування ширококоліїних засобів механізації сільськогосподарського виробництва в умовах колійної системи землеробства.

Відома нині методологія вибору конструктивних схем, обґрунтування параметрів та режимів роботи машинно-тракторних агрегатів на основі традиційних енергетичних засобів практично не підходить для розв'язання вищезазначеної науково-технічної проблеми. Переважно з причини нетипової компоувальної схеми ширококоліїних агрозасобів, специфіки їх використання та умов функціонування.

Конструктивно-технологічні особливості ширококоліїних засобів механізації сільськогосподарського виробництва в умовах колійної системи землеробства вимагають розробки принципово нової системи їх функціонування.

Науково-методичні рекомендації розроблено шляхом моделювання на ПК умов функціонування ширококоліїних засобів механізації сільськогосподарського виробництва, відомих положень теоретичної механіки, теорії трактора, статистичної динаміки та теорії автоматичного регулювання лінійних динамічних систем при відтворенні ними статистично випадкових керуючих та збурюючих вхідних впливів. Для експериментальних досліджень використано загальноприйняті та розроблені методики, що передбачали використання сучасного тензометричного, акселерометричного обладнання та спеціально створеного для електричних вимірювань неелектричних величин. Оброблення дослідних даних здійснювали на ПК із застосуванням теорії імовірності, регресійного, а також кореляційно-спектрального аналізу.

2. ГАЛУЗЬ ЗАСТОСУВАННЯ

Науково-методичні рекомендації можуть бути використані у дослідно-конструкторських умовах, конструкторських бюро на машинобудівних заводах, які спеціалізуються на виробництві та модернізації мобільної сільськогосподарської техніки. Особливо ефективним буде використання методичних рекомендацій для дослідників, аспірантів і конструкторів, які займаються дослідженнями сільськогосподарських агрегатів, транспортних засобів та мобільної енергетичної техніки, яку використовують для виконання технологічних процесів в умовах колійної та мостової систем землеробства.

3. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ОПТИМІЗАЦІЇ ПАРАМЕТРІВ ШИРОКОКОЛІЙНИХ ЗАСОБІВ МЕХАНІЗАЦІЇ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА В УМОВАХ КОЛІЙНОЇ СИСТЕМИ ЗЕМЛЕРОБСТВА

Для оцінювання та розрахунків енергетичних властивостей ширококоліїних засобів механізації сільськогосподарського виробництва в умовах колійної системи землеробства можна користатися отриманим рівнянням балансу їх потужності, яке враховує не тільки вплив тягового навантаження, додатковий відбір потужності і умови його функціонування, але і розподіл зчипної ваги, яка припадає на його лівий і правий борт:

$$N_e = \frac{f \cdot g \cdot V}{\eta_t} \left[\frac{M_l}{1 - \delta_l} + \frac{M_r}{1 - \delta_r} \right] + \frac{\lambda \cdot \varphi \cdot g \cdot V}{\eta_t} \left[\frac{M_l \cdot \delta_l}{1 - \delta_l} + \frac{M_r \cdot \delta_r}{1 - \delta_r} \right] + \frac{g \cdot V (\lambda \cdot \varphi - f)}{\eta_t} \left[\frac{M_l}{1 - \delta_l} + \frac{M_r}{1 - \delta_r} \right] + \frac{N_{PTO}}{\eta_{PTO}}, \quad (1)$$

де V – швидкість руху ширококоліїного агрозасобу, км/год; f – коефіцієнт опору кочення; g – прискорення вільного падіння; λ – коефіцієнт навантаження ведучих коліс; φ – коефіцієнт зчеплення рушіїв ширококоліїного агрозасобу з опорною поверхнею слідів постійної технологічної колії; δ_l , δ_r – коефіцієнти буксування рушіїв лівого і правого бортів ширококоліїного агрозасобу; M_l і M_r – маси ширококоліїного агрозасобу, що припадають на його лівий і правий борт; η_t – ККД трансмісії.

Дослідженнями виразу (1) встановлено, що для повної реалізації тягово-енергетичних властивостей ширококоліїних агрозасобів при робочих швидкостях руху до 5 км/год їх енергонасиченість має бути рівною 12,5 кВт/т, а в межах до 10 км/год – 23,5 кВт/т. У зв'язку з цим в реальних умовах експлуатації зменшення швидкісного режиму вказаних агрозасобів є шлях до скорочення енерговитрат на технологічні процеси в колійному землеробстві. За умов достатнього зчеплення рушіїв ширококоліїного агрозасобу з опорною поверхнею ґрунтового сліду постійної технологічної колії дозволяє розвивати йому тягове зусилля на рівні 6,37 кН на кожну тону його експлуатаційної маси. Це в 1,4 разів більше, ніж здатний розвивати традиційний колісний трактор при його русі по стерньовому агрофону. Рух агрозасобу по ґрунтовому сліду постійної технологічної колії на відміну від с.-г. агрофону дозволяє підвищити його коефіцієнт зчеплення до $\varphi = 0,55$. При цьому максимальна дотична сила тяги, що розвивається його колесами, досягається при меншій величині буксування $\delta = 0,15...0,17$. Практично це означає, що рух агрозасобу по вирівняному ущільненому ґрунтовому сліду постійної технологічної колії дозволяє підвищити його тягово-зчіпні властивості щонайменше на 30%.

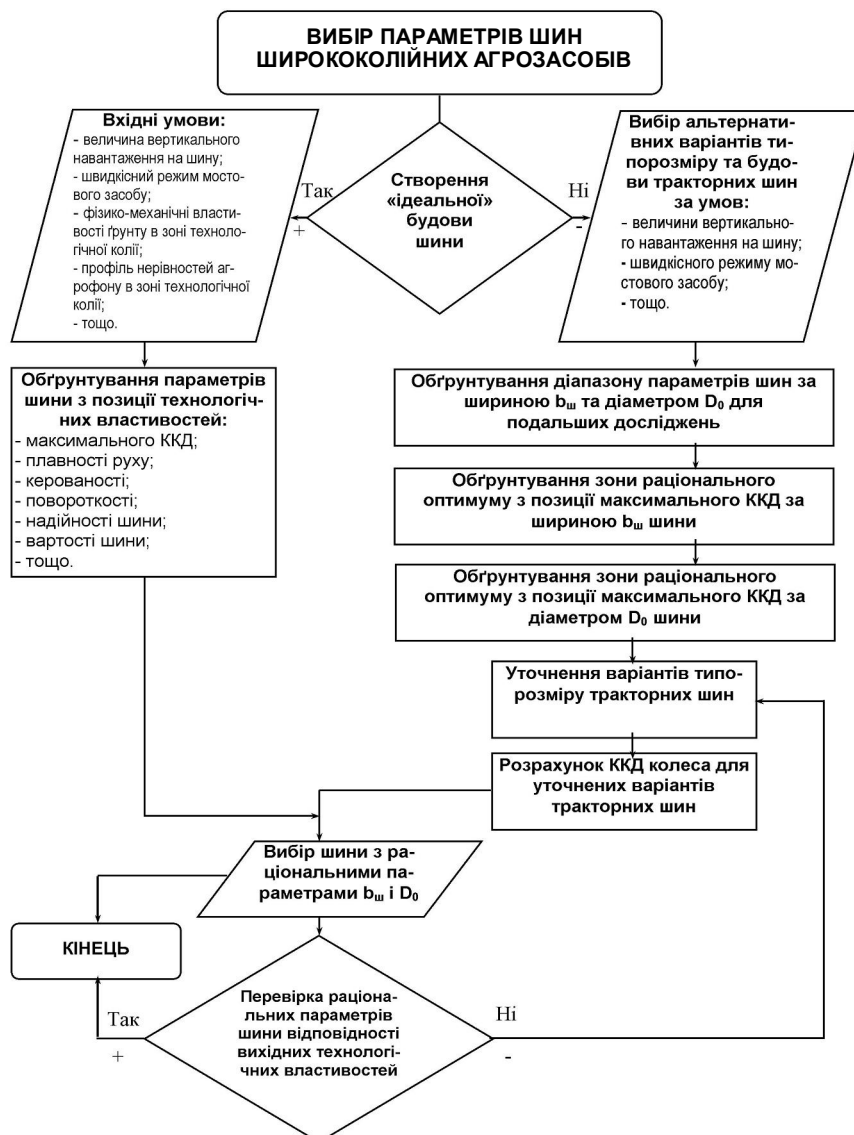


Рис. 2 – Алгоритм вибору параметрів шин спеціалізованих ширококоліїних агрозасобів

вирівняному ущільненому ґрунтовому сліду постійної технологічної колії дозволяє підвищити його тягово-зчіпні властивості щонайменше на 30%.

Розроблений та апробований новий науково-методологічний підхід в обґрунтуванні параметрів рушіїв ширококоліїних засобів механізації сільськогосподарського виробництва в умовах колійної системи землеробства надав можливість розробити алгоритм практичного вибору основних параметрів їх пневматичних коліс (рис. 2). За яким при виборі параметрів шини колеса ширококоліїного агрозасобу постає головне концептуальне питання, або створювати нову шину, або використовувати серійну тракторну. Для якої за представленою методикою можна визначити раціональні параметри спочатку ширини шини, а потім його діаметру, шляхом пошуку компромісного рішення:

$$\frac{\partial \eta_k}{\partial (D_0, b_0, p_w)} \rightarrow 0, \quad (2)$$

де η_k – коефіцієнт корисної дії колеса (цільова функція); D_0 – статичний діаметр шини, м; b_0 – ширина шини, м; p_w – тиск повітря в шині, Па.

Розв'язання поставленої задачі показало, що для ширококолієного агрозасобу ТДАТУ раціональні оптимуми основних параметрів його шин припадають на величину діаметра 1,245 м та ширину 0,250 м. Практичної реалізації вказаних параметрів відповідають шини типорозміру 9.5R32, розрахункове значення коефіцієнту корисної дії роботи якої дорівнює 0,86.

Отримане відносно не велике значення коефіцієнту корисної дії роботи колеса ширококолієного агрозасобу пояснюється її тракторною приналежністю. Через це обґрунтування параметрів нової шини, спеціально призначеної для агрозасобів, які рухаються по слідах постійної технологічної колії, є предметом окремих подальших досліджень. З позиції максимального коефіцієнта корисної дії роботи колеса агрозасобу ТДАТУ з шинами 9.5R32 бажаним є встановлення максимального тиску повітря в них, що становить 160 кПа. В умовах експлуатації це також сприяє збільшенню несучої здатності шин ширококолієних агрозасобів.

Планування поля під колійну систему землеробства з використанням ширококолієних агрозасобів має враховувати ширину колії останніх і параметрів транспортної системи. Отримана нова залежність, що дозволяє дослідити вплив конструктивних параметрів ширококолієних засобів механізації с.-г. виробництва (ширину його колії і рушіїв), стійкості його руху (що враховано величиною технологічного допуску при визначенні ширини колії) та параметрів земельної ділянки поля (довжина, ширина) для її облаштування постійною технологічною колією на коефіцієнт втрат площі поля під інженерну зону w_i :

$$w_i = \frac{b_c + c}{L \cdot A} \cdot \left([L - 2(K + b_c + c)] \cdot \left[\frac{A - b_c - c}{K} + 1 \right] + 4A + \pi[A - b_c - c] \right), \quad (3)$$

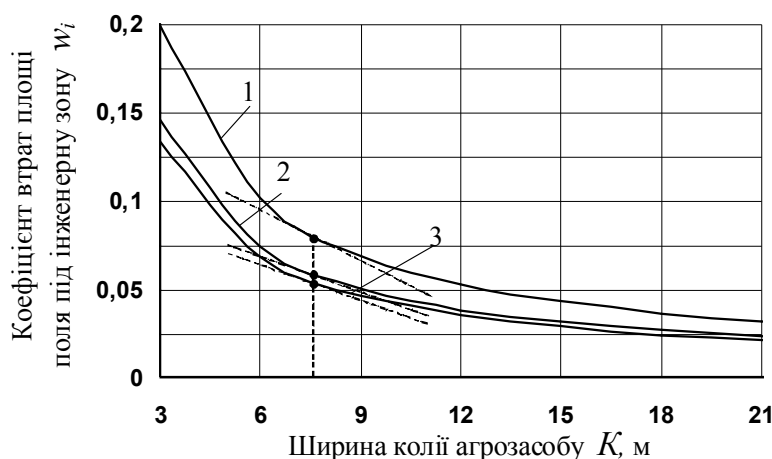


Рис. 3 – Залежність коефіцієнта втрат площі поля під інженерну зону w_i від ширини колії K ширококолієного агрозасобу в залежності від ширини b_c шин його рушіїв: 1 – 0,586 м; 2 – 0,429 м; 3 – 0,394 м

де b_c – ширини сліду від шин рушіїв агрозасобу; c – ширина технологічного допуску; K – ширина колії ширококолієного агрозасобу; L і A – довжина і ширина поля.

Проведеними дослідженнями визначено, що втрати площі поля під інженерну зону w_i суттєво залежить від ширини колії K для руху ширококолієних агрозасобів, значення якої напряму визначено шириною шин їх коліс. Розрахунками встановлено, що за критерієм мінімального коефіцієнта втрат площі поля під інженерну

зону раціональна величина ширини колії останніх припадає на $K = 7,5$ м. (рис. 3). На практиці це означає, що використання шин з шириною $0,393 \dots 0,429$ м на ширококоліїних агрозасобах, дозволяє мати величину втрат площі поля під інженерну зону не більше 6%. Водночас, при збільшенні ширини колії агрозасобів до 9 м, наприклад, як це є у ASA-Lift WS 9600, величина втрат площі зменшується до 5%.

Коефіцієнт втрат w_i площі поля під інженерну зону практично не залежить від його довжини L . Доказом цього є той факт, що при гіпотетичному зменшенні довжини поля з 1000 м до 100 м ця величина теоретично змінюється не більше 2% в діапазоні варіювання ширини колії агрозасобів до 30 м. Тому на практиці розмір поля при його облаштуванні під колійну систему землеробства суттєво не впливає на величину коефіцієнта втрат площі поля під інженерну зону. За великих поперечних відхиленнях агрозасобу від заданої прямолінійної траєкторії його руху збільшення ширини технологічного допуску постійної технологічної колії лише на 0,3 м збільшує втрати площі поля під інженерну зону в $1,5 \dots 1,75$ разів. Практично це означає, що використання ширококоліїних агрозасобів в колійній системі землеробства вимагає обґрунтування принципів їх паралельного водіння, що, за рахунок покращення стійкості їх руху, дозволить максимально зменшити втрати площі поля під інженерну зону щонайменше в 1,5 разів.

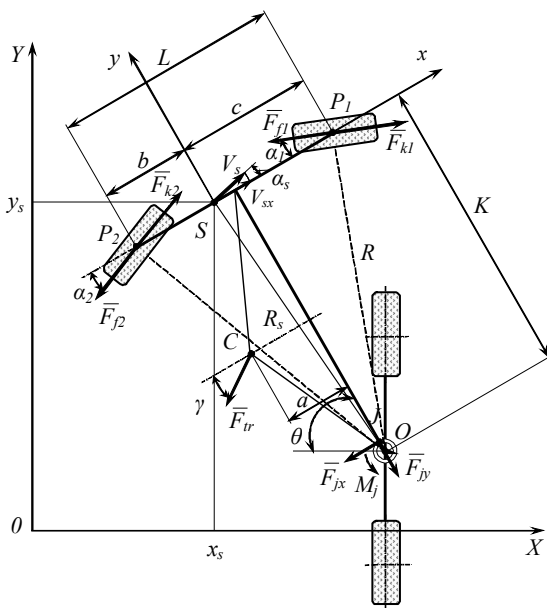


Рис. 4 – Еквівалентна схема повороту (правостороннього) ширококоліїного агрозасобу з керованими колесами лівого борту

$$\left. \begin{aligned} m_b \ddot{x}_s &= (F_{k1} - F_{f1}) \cdot \cos(\theta + \alpha_1) + (F_{k2} - F_{f2}) \cdot \cos(\theta - \beta_1) - F_{tr} \cdot \cos(\theta - \gamma); \\ m_b \ddot{y}_s &= -(F_{k1} - F_{f1}) \cdot \sin(\theta + \alpha_1) + (F_{k2} - F_{f2}) \cdot \sin(\theta - \beta_1) - F_{tr} \cdot \sin(\theta - \gamma); \\ J_{zs} \ddot{\theta} &= c \cdot (F_{k1} - F_{f1}) \cdot \sin \alpha_1 + b \cdot (F_{k2} - F_{f2}) \cdot \sin \beta_1 - F_{tr} \cdot \sin \gamma \cdot [0,5L + a] - M_R. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

де F_{k1} і F_{k2} та F_{f1} і F_{f2} – рушійні сили та опір кочення переднього і заднього керованих коліс агрозасобу; F_{tr} – тяговий опір машин/знарядь; θ – кут повороту агрозасобу; γ – кут напрямку вектора тягового опору машин/знарядь; α_1 і β_1 – кути повороту переднього і заднього колеса; J_{zs} – момент інерції агрозасобу відносно вер-

Запропонована нами нова схема розвороту ширококоліїного агрозасобу на поворотній смузі, шляхом повороту його шасі керованими колесами з одного борту навколо центру, розташованого в центрі межколісного простору з іншого борту, дозволяє одночасно з поворотом переміщати його на наступну робочу позицію з кращими кінематичними параметрами. За складеною еквівалентною схемою повороту ширококоліїного агрозасобу (рис. 4) отримані рівняння його плоскопаралельного руху на поворотній смузі, які дозволяють оцінити вплив його конструктивних, кінематичних і силових параметрів на критерії статичної та динамічної повороткості:

тикальної осі z , яка проходить через т. S ; M_R – сумарний момент опору повороту; a , b , c і L – конструктивні параметри агрозасобу

Розв'язання системи рівнянь (4) показало, що маневр виконання повороту спеціалізованим ширококоліїним агрозасобом на малій швидкості руху (0,5 м/с) дозволяє мати кут його повороту у фазі розгону навіть меншим за 10 град. А от при збільшенні швидкості руху агрозасобу до 1,0 м/с кут фази його розгону на повороті при цьому збільшується до 30 град. Реалізація швидкісного режиму агрозасобом на повороті зі швидкостями близько 2,0 м/с вже стає проблематичним. Оскільки потребує збільшити фазу його розгону до кута повороту щонайменше в 140 град. На практиці це означає, що майже весь шлях на повороті ширококоліїний агрозасіб повинен рухатися із прискоренням зі усіма наслідками, що не є бажаним.

Для запропонованої нової схеми повороту ширококоліїного агрозасобу розроблений показник режиму його поворотності K_n :

$$K_{n2} = \frac{K \cdot \varepsilon_{\max} \cdot (\mu^2 + 4)}{2\mu}, \quad (5)$$

де ε_{\max} – максимальний кут повороту агрозасобу у момент завершення ним входження в поворот; μ – узагальнений характеристичний параметр агрозасобу, чисельно рівний відношенню його колісної бази L до ширини колії K .

Проведеними дослідженнями виразу (5) встановлено, що здійснення повороту ширококоліїним агрозасобом в оптимальному режимі досягається при такому його конструктивному виконанні, за яким відношення його колісної бази до ширини колії є якомога меншим. За вказаною умовою щонайменшим є і кут повороту його керованих коліс. Для отримання оптимального режиму поворотності ширококоліїних агрозасобів зі збільшенням величини їх колії від 3 м до 12 м кінематичний показник режиму повороту K_n також збільшується з 5,8 м/рад до 30 м/рад і більше. Практично це вимагає збільшення швидкісного режиму при їх русі на повороті, що потребує збільшення енерговитрат на цей процес.

При агрегуванні ширококоліїного агрозасобу першочергову роль відіграють питання його керованості та стійкості руху в складі сільськогосподарських машин/знарядь. Гіпотетично, при цьому, його керування може бути реалізовано за кінематичним або силовим принципом здійснення повороту. Для моделювання плоско-паралельного руху ширококоліїного агрозасобу в горизонтальній площині для кожного із вказаних способів його керування було складено еквівалентні схеми (рис. 5) та зроблені наступні припущення: крен і диферент агрозасобу відсутні; агрозасіб розглядається як фізичне тверде тіло, що має повздовжню площину симетрії, яка проходить через центр його мас; коливання тягового опору сільськогосподарських знарядь суттєво не впливає на швидкість поступального руху агрозасобу, в силу цього вона приймається постійною; бокова взаємодія шин агрозасобу з деформованою поверхнею розглядається в рамках гіпотези «бокового уводу»; гіроскопічні і стабілізуючі моменти шин і моменти опору їх скручування відносно вертикальної осі в силу їх малості не враховуються.

У диференціальній формі запису математична модель функціонування ширококоліїного агрозасобу як динамічної системи при силовому (бортовому) способу його керування має наступний вигляд:

$$\left. \begin{aligned} A_{11} \cdot \ddot{x}_s + A_{12} \cdot \dot{x}_s + A_{13} \cdot \dot{\varphi} + A_{14} \cdot \varphi &= R_x; \\ A_{21} \cdot \ddot{\varphi} + A_{22} \cdot \dot{\varphi} + A_{23} \cdot \varphi + A_{24} \cdot \dot{X}_s &= M_R - R_x \cdot a + (P_{dn1} + P_{dn2}) \cdot b - (P_{dn1} + P_{dn2}) \cdot (K - b), \end{aligned} \right\} (6)$$

а у операторній формі запису система рівнянь (6) є такою:

$$\left. \begin{aligned} K_{11} \cdot x_s(s) + K_{12} \cdot \varphi(s) &= F_{11} \cdot P_{dn1} + F_{12} \cdot P_{dn2} + F_{13} \cdot P_{dn1} + F_{14} \cdot P_{dn2} + F_{15} \cdot R_x + F_{16} \cdot M_R, \\ K_{21} \cdot x_s(s) + K_{22} \cdot \varphi(s) &= F_{21} \cdot P_{dn1} + F_{22} \cdot P_{dn2} + F_{23} \cdot P_{dn1} + F_{24} \cdot P_{dn2} + F_{25} \cdot R_x + F_{26} \cdot M_R, \end{aligned} \right\} (7)$$

де

$K_{11} = A_{11} \cdot s^2 + A_{12} \cdot s,$	$K_{22} = A_{21} \cdot s^2 + A_{22} \cdot s + A_{23},$	$A_{11} = M_t;$
$K_{21} = A_{24} \cdot s,$	$F_{12} = 0,$	$A_{12} = (k_{л1} + k_{л2} + k_{н1} + k_{н2}) / V_0;$
$F_{11} = F_{13} = F_{16} = 0,$	$F_{22} = b,$	$A_{13} = [(L - l_t) \cdot (k_{л1} + k_{н1}) - l_t \cdot (k_{л2} + k_{н2})] / V_0;$
$F_{21} = b,$	$F_{23} = -(B - b),$	$A_{14} = -(k_{л1} + k_{л2} + k_{н1} + k_{н2});$
$F_{14} = 0,$	$F_{15} = F_{26} = 1,$	$A_{21} = J_t;$
$F_{24} = -(B - b),$	$F_{25} = -a,$	$A_{22} = [(k_{л1} + k_{н1}) \cdot (L - l_t)^2 + (k_{л2} + k_{н2}) \cdot l_t^2] / V_0;$
		$A_{23} = [(k_{л2} + k_{н2}) \cdot l_t - (k_{л1} + k_{н1}) \cdot (L - l_t)];$
		$A_{24} = [(k_{л1} + k_{н1}) \cdot (L - l_t) - (k_{л2} + k_{н2}) \cdot l_t] / V_0 = A_{13}.$

$p = d/dt$ – оператор диференціювання.

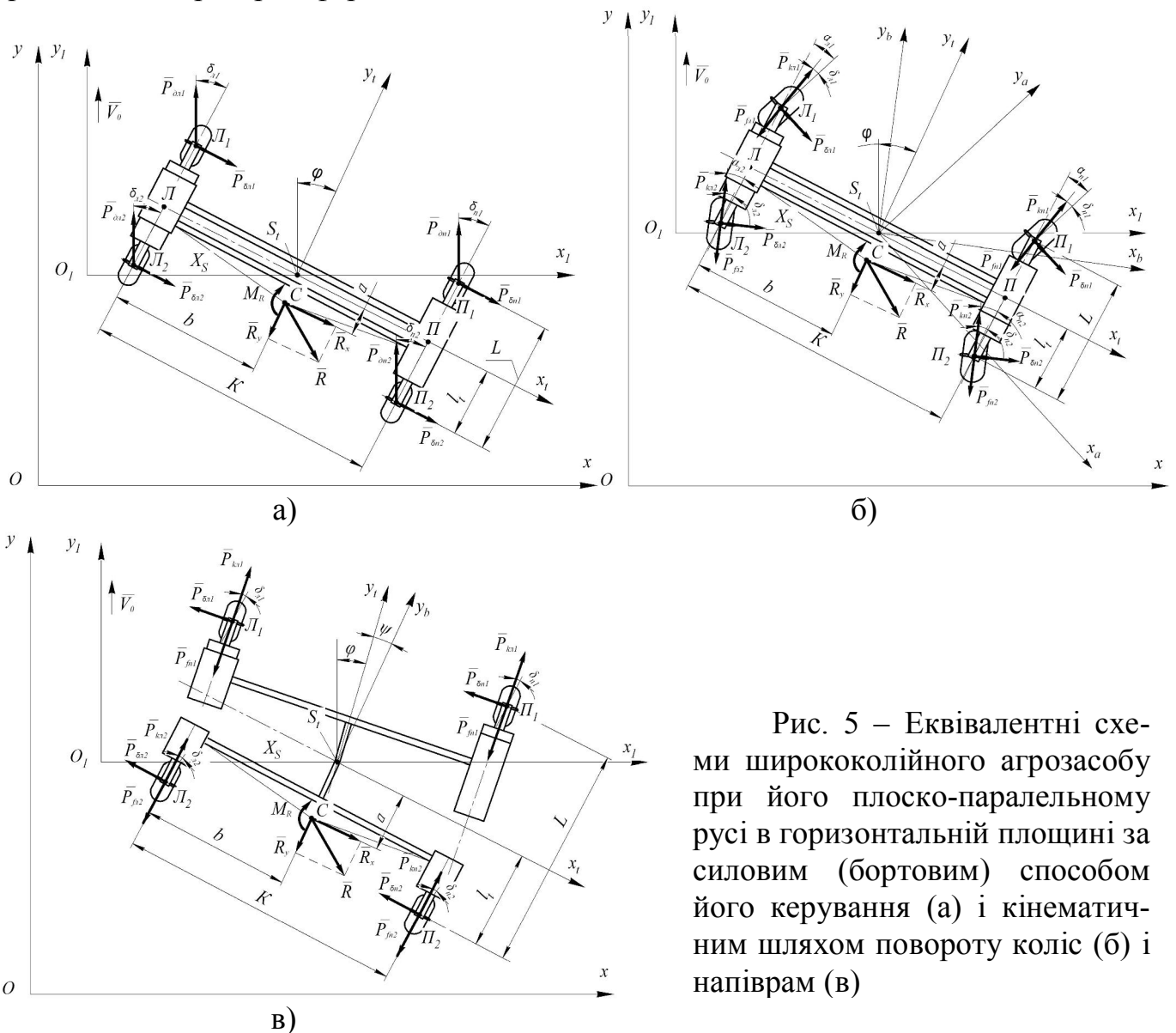


Рис. 5 – Еквівалентні схеми ширококолісного агрозасобу при його плоско-паралельному русі в горизонтальній площині за силовим (бортовим) способом його керування (а) і кінематичним шляхом повороту коліс (б) і напіврам (в)

Вхідними змінними в системі рівнянь (6) виступають: керуючий вплив у вигляді коливань рушійної сили P_δ на колесах одного із бортів агрозасобу, збурювальний вплив збоку сили R_x , сумарний збурювальний момент M_R .

Математична модель плоско-паралельного руху ширококолісного агрозасобу в горизонтальній площині при кінематичному способу його керування шляхом повороту коліс в диференціальній формі запису має наступний вигляд:

$$\left. \begin{aligned} A_{11} \cdot \ddot{x}_s + A_{12} \cdot \dot{x}_s + A_{13} \cdot \dot{\varphi} + A_{14} \cdot \varphi &= f_{11} \cdot \alpha + f_{12} \cdot \beta + R_x, \\ A_{21} \cdot \ddot{\varphi} + A_{22} \cdot \dot{\varphi} + A_{23} \cdot \varphi + A_{24} \cdot \dot{x}_s &= f_{21} \cdot \alpha + f_{22} \cdot \beta - R_x \cdot a + M_R - \\ &- (K - b) \cdot (P_{kn1} - P_{fn1} + P_{kn2} - P_{fn2}) + b \cdot (P_{kn1} - P_{fn1} + P_{kn2} - P_{fn2}), \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

а в операторній формі запису система рівнянь (9) є такою:

$$\left. \begin{aligned} K_{11} \cdot x_s(s) + K_{12} \cdot \varphi(s) &= F_{11} \cdot \alpha + F_{12} \cdot \beta + F_{13} \cdot R_x + F_{14} \cdot M_R + F_{15}, \\ K_{21} \cdot x_s(s) + K_{22} \cdot \varphi(s) &= F_{21} \cdot \alpha + F_{22} \cdot \beta + F_{23} \cdot R_x + F_{24} \cdot M_R + F_{25}, \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

де

$$\begin{aligned} A_{11} &= M_t; \\ K_{11} &= A_{11} \cdot s^2 + A_{12} \cdot s; & A_{12} &= (k_{n1} + k_{n2} + k_{n1} + k_{n2}) / V_0; \\ K_{12} &= A_{13} \cdot s + A_{14}; & A_{13} &= ((k_{n1} + k_{n1}) \cdot (L - l_t) - (k_{n2} + k_{n2}) \cdot l_t) / V_0; \\ F_{11} &= f_{11}; & A_{14} &= -(k_{n1} + k_{n2} + k_{n1} + k_{n2}); \\ F_{12} &= f_{12}; & f_{11} &= (P_{kn1} - P_{fn1} + P_{kn1} - P_{fn1}) + k_{n1} + k_{n1}; \\ F_{13} &= F_{24} = 1; & f_{12} &= k_{n2} + k_{n2} - (P_{kn2} - P_{fn2} + P_{kn2} - P_{fn2}); \\ F_{14} &= F_{15} = 0; & A_{21} &= J_t; \\ K_{21} &= A_{24} \cdot s; & A_{22} &= ((k_{n1} - k_{n1}) \cdot (L - l_t)^2 + (k_{n2} - k_{n2}) \cdot l_t^2) / V_0; \\ K_{22} &= A_{21} \cdot s^2 + A_{22} \cdot s + A_{23}; & A_{23} &= -(k_{n1} + k_{n1}) \cdot (L - l_t) + (k_{n2} + k_{n2}) \cdot l_t; \\ F_{21} &= f_{21}; & A_{24} &= (k_{n1} + k_{n1}) \cdot (L - l_t) - (k_{n2} + k_{n2}) \cdot l_t / V_0; \\ F_{22} &= f_{22}; & f_{21} &= (L - l_t) \cdot ((P_{kn1} - P_{fn1}) + (P_{kn1} - P_{fn1}) + k_{n1} + k_{n1}); \\ F_{23} &= -(l_t + a); & f_{22} &= l_t \cdot ((P_{kn2} - P_{fn2}) - (P_{kn2} - P_{fn2}) - k_{n2} - k_{n2}); \\ F_{25} &= -(K - b) \cdot (P_{kn1} - P_{fn1} + P_{kn2} - P_{fn2}) + b \cdot (P_{kn1} - P_{fn1} + P_{kn2} - P_{fn2}); \\ p &= d/dt - \text{оператор диференціювання.} \end{aligned}$$

Вхідними змінними в системі рівнянь (8) виступають: керуючий вплив у вигляді середніх кутів повороту передніх α та/або задніх β коліс агрозасобу, а також R_x та M_R .

Математична модель плоско-паралельного руху ширококолісного агрозасобу в горизонтальній площині при кінематичному способу його керування, шляхом повороту напіврам в диференціальній формі запису має наступний вигляд:

$$\left. \begin{aligned} A_{11} \cdot \ddot{x}_s + A_{12} \cdot \dot{x}_s + A_{13} \cdot \dot{\varphi} + A_{14} \cdot \varphi &= f_{11} \cdot \psi + f_{12} \cdot \psi + R_x, \\ A_{21} \cdot \ddot{\varphi} + A_{22} \cdot \dot{\varphi} + A_{23} \cdot \varphi + A_{24} \cdot \dot{x}_s &= f_{21} \cdot \psi + f_{22} \cdot \psi - R_x \cdot a + M_R - \\ &- (K - b) \cdot (P_{kn1} - P_{fn1} + P_{kn2} - P_{fn2}) + b \cdot (P_{kn1} - P_{fn1} + P_{kn2} - P_{fn2}), \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

а в операторній формі запису система рівнянь (11) є такою:

$$\left. \begin{aligned} K_{11} \cdot x_s(s) + K_{12} \cdot \varphi(s) &= F_{11} \cdot \psi(s) + F_{12} \cdot R_x + F_{13} \cdot M_R + F_{14}, \\ K_{21} \cdot x_s(s) + K_{22} \cdot \varphi(s) &= F_{21} \cdot \psi(s) + F_{22} \cdot R_x + F_{23} \cdot M_R + F_{24}, \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

$$\begin{aligned}
& \text{де} \\
& K_{11} = A_{11} \cdot s^2 + A_{12} \cdot s ; \\
& K_{12} = A_{13} \cdot s + A_{14} ; \\
& F_{11} = f_{11} \cdot s + f_{12} ; \\
& F_{12} = 1 ; \\
& F_{13} = F_{14} = 0 ; \\
& K_{21} = A_{24} \cdot s ; \\
& K_{22} = A_{21} \cdot s^2 + A_{22} \cdot s + \\
& A_{23} ; \\
& F_{21} = f_{21} \cdot s + f_{22} ; \\
& F_{22} = -a ; \\
& F_{23} = 1 ; \\
& F_{24} = -(K-b) \cdot (P_{\kappa n1} - P_{f n1} + P_{\kappa n2} - P_{f n2}) + b \cdot (P_{\kappa l1} - P_{f l1} + P_{\kappa l2} - P_{f l2}) ; \\
& p = d/dt - \text{оператор диференціювання.} \\
& A_{11} = M_b ; \\
& A_{12} = (k_{n1} + k_{n2} + k_{n1} + k_{n2}) / V_0 ; \\
& A_{13} = ((k_{l1} + k_{n1}) \cdot (L - l_t) - (k_{n2} + k_{n2}) \cdot l_t) / V_0 ; \\
& A_{14} = -(k_{n1} + k_{n2} + k_{n1} + k_{n2}) ; \\
& f_{11} = (k_{n2} + k_{n2}) \cdot l_t / V_0 ; \\
& f_{12} = (k_{n2} + k_{n2}) + (P_{\kappa l2} - P_{f l2} + P_{\kappa n2} - P_{f n2}) - R_x ; \\
& A_{21} = J_t ; \\
& A_{22} = ((k_{l1} - k_{n1}) \cdot (L - l_t)^2 + (k_{n2} - k_{n2}) \cdot l_t^2) / V_0 ; \\
& A_{23} = -(k_{l1} + k_{n1}) \cdot (L - l_m) + (k_{n2} + k_{n2}) \cdot l_t ; \\
& A_{24} = (k_{n1} + k_{n1}) \cdot (L - l_t) - (k_{n2} + k_{n2}) \cdot l_t / V_0 ; \\
& f_{21} = -l_t \cdot (k_{n2} + k_{n2}) ; \\
& f_{22} = -l_t \cdot ((k_{n2} + k_{n2}) + (P_{\kappa l2} - P_{f l2}) - (P_{\kappa n2} - P_{f n2})) + R_x \cdot a .
\end{aligned}$$

Вхідними змінними в системі рівнянь (12) виступають: керуючий вплив у вигляді кутового зміщення ψ напіврам агрозасобу, а також R_x та M_R .

У системах рівнянь (5-10) M_b , V_0 – маса (кг) і швидкість руху агрозасобу, м/с; k_{n1} , k_{n2} і k_{n1} , k_{n2} – коефіцієнти опору уводу коліс відповідно лівого і правого бортів агрозасобу, кН/рад.; $P_{\delta n1}$, $P_{\delta n2}$, $P_{\delta n1}$, $P_{\delta n2}$ – рушійні сили коліс лівого і правого бортів агрозасобу кН; $P_{f l1}$, $P_{f n1}$ і $P_{f l2}$, $P_{f n2}$ – сили опору коченню передніх і задніх коліс агрозасобу; J_t – момент інерції повороту агрозасобу у горизонтальній площині відносно вертикальної осі, яка проходить через точку S_t , кН·м·с²; K , L , a , b , l_t – конструктивні параметри ширококолісного агрозасобу, м (див. рис. 5).

Вихідними параметрами функціонування розглядуваної динамічної системи (див. рис. 5), якою є ширококолісний агрозасіб в складі с.-г. машин/знарядь виступають: курсовий кут (φ) та поперечне зміщення його центру мас (X_S).

Стійкість та керованість ширококолісного агрозасобу в складі с.-г. машин/знарядь, як слідкуючої динамічної системи, оцінювали з допомогою амплітудних та фазових частотних характеристик відпрацювання ними вхідних впливів. При цьому в робочому діапазоні частот ω ідеальні (або бажані) амплітудні і фазові частотні характеристики вихідних величин по керуючому впливу повинні бути близькими до одиниці, або мати достатню ступінь його підсилення, а фазовий зсув прямував до нуля. По збурюючому впливу амплітудні характеристики повинні дорівнювати нулю, а фазові навпаки – мають бути якомога більшими (прямувати до нескінченності).

Розрахунок амплітудних і фазових частотних характеристик коливань курсового кута (φ) та поперечного зміщення центру мас (X_S) ширококолісного агрозасобу здійснювали на основі відповідних передаточних функцій (W_j), вирази яких склалися шляхом розв'язання визначників, побудованих з коефіцієнтів лівих і правих частин рівнянь (6), (8) і (10) в операторній формі запису.

Аналіз результатів математичного моделювання показав, що для забезпечення найкращої стійкості ширококолісного агрозасобу ТДАТУ швидкість його робочого руху має бути близькою 1 м/с (рис. 6). При збільшенні швидкості руху агрозасобу до 3 м/с амплітудно-частотні характеристики відпрацювання динамічною системою збурювального впливу погіршуються (тобто небажано зростають). Водночас, мак-

симальна амплітуда його курсового кута φ на частотах близьких до нуля становить 0,08 рад на 1 кН коливань тягового опору, а на частотах $\omega > 3 \text{ с}^{-1}$ збільшення швидкісного режиму руху агрозасобу практично не погіршує стійкості його руху в горизонтальній площині. Збільшення швидкісного режиму руху агрозасобу до 3 м/с на частотах збурювального впливу близьких до нуля негативно відображається на величині його поперечного відхилення. Практично це означає, що на 1кН коливань тягового опору с.-г. знаряддя амплітуда поперечного відхилення агрозасобу наближається до 50 мм, що вимагає більшої ширини постійної технологічної колії за рахунок збільшення величини технологічного допуску. В кінцевому рахунку це небажано збільшує втрати площі поля під інженерну зону.

При двократному збільшенні ширини колії ширококолісного агрозасобу з 3 м до 6 м, як показали теоретичні розрахунки, амплітудні характеристики відпрацювання агрозасобом збурювального впливу (коливань тягового опору) також збільшуються. Але різниця амплітудних значень при цьому не перевищує 7%, що можна компенсувати, наприклад зміною швидкісного режиму руху агрозасобу, або величиною коефіцієнту опору уводу його коліс.

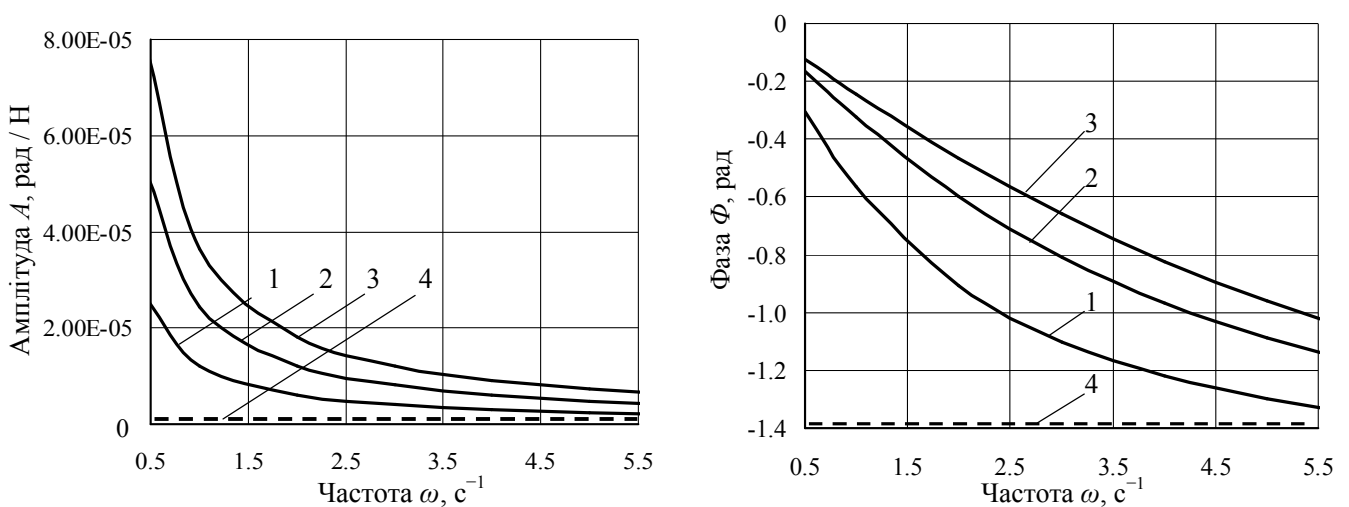
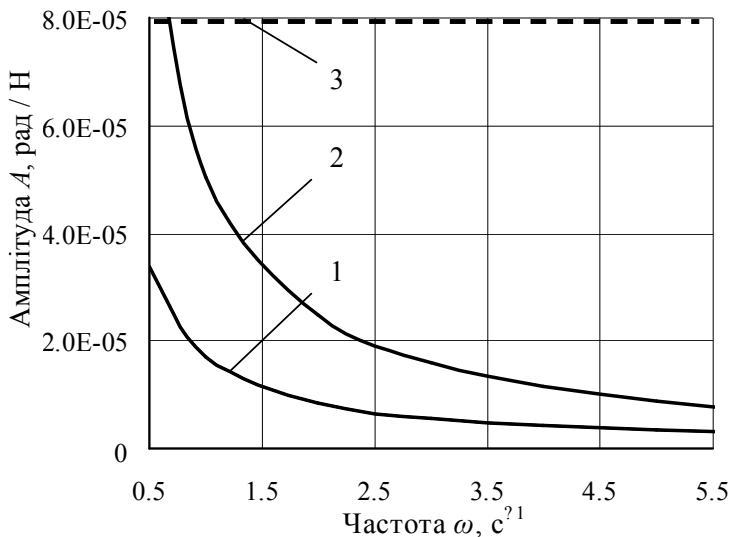


Рис. 6 – Амплітудні (а) і фазові (б) частотні характеристики коливань відповідно курсового кута φ агрозасобу при відпрацюванні ним збурюючого впливу при різних швидкостях V_0 його руху: 1 – 1 м/с; 2 – 2 м/с; 3 – 3 м/с; 4 – бажана характеристика

Також проведеними теоретичними дослідженнями встановлено, що з позицій задовільної стійкості руху ширококолісного агрозасобу місце приєднання його технологічної частини повинно розміщуватися усередині його колісної бази. Доказом цього є той факт, що в діапазоні частот $\omega = 0,5 \dots 5,5 \text{ с}^{-1}$ амплітудні характеристики наближаються до ідеальної.

З позиції забезпечення кращої керованості ширококолісного агрозасобу при силовому (бортовому) способі його керування збільшення ширини його колії дозволяє збільшувати коефіцієнт підсилення реакції динамічної системи на керуючий вплив, яким є рушійна сила на колесах одного із його бортів. Найбільш відчутно цей процес проявляється на частотах коливання рушійної сили близьких до нуля. Практично це означає, що при ширині колії агрозасобу $K = 9$ м на 1 кН коливань рушійної сили амплітуда його курсового кута зростає до 4,5 град, а поперечні відхилення



сягають 0,4 м, що може призвести до перерегулювання динамічної системи і складності керування агрозасобом (рис. 7).

Рис. 7 – Амплітудно-частотні характеристики коливань курсового кута φ агрозасобу при відпрацюванні ним керуючого впливу (рушійна сила коліс одного із бортів P_{dl}) при силовому способу його керування і різних значеннях величини колії K : 1 – 3 м; 2 – 9 м; 3 – бажана характеристика

Бажане зменшення запізнення реакції ширококолісного агрозасобу на вхідний керуючий сигнал при силовому способі керування досягається зі зменшенням ширини його колії та інтенсивності швидкісного режиму руху. Доказом цього є те, що при розрахунках фазово-частотних характеристик із зменшенням ширини колії агрозасобу до 3 м та швидкості його руху до 1 м/с вони наближаються до ідеальних.

Силовий (бортовий) спосіб керування агрозасобом є малоефективним при малому його швидкісному режимі і на частотах керуючого впливу більших за $2,5 \text{ с}^{-1}$, де динамічна система практично не реагує на керуючий вплив. За таких умов доведено, що тільки ефективна система керування агрозасобом дозволить мати задовільну його керованість.

При кінематичному способі керування агрозасобом на малих швидкостях руху ($V_0 = 1 \text{ м/с}$) бажана частота коливань кута повороту α передніх коліс має знаходитися на рівні $0,5 \text{ с}^{-1}$ (рис. 8). Водночас збільшення швидкості руху агрозасобу до 3 м/с на низьких частотах ($\omega < 1,3 \text{ с}^{-1}$) маємо факт перерегулювання динамічної системи, а на частотах $\omega > 1,3 \text{ с}^{-1}$ навпаки – незначне недорегулювання відносно ідеальної характеристики. В умовах експлуатації це означає, що при великому швидкісному режимі агрозасобу (близькому до 3 м/с) в діапазоні частот $\omega = 0,5 \dots 5,5 \text{ с}^{-1}$ інтенсивності керуючого впливу, тільки ефективна система його керування дозволить мати задовільну керованість.

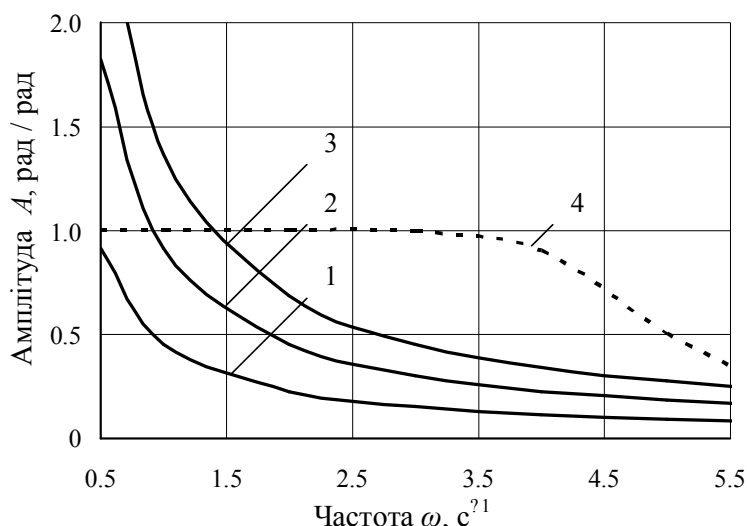


Рис. 8 – Амплітудно-частотні характеристики коливань курсового кута φ агрозасобу при відпрацюванні ним керуючого впливу (кута повороту α передніх коліс) за кінематичним способом його керування і різних швидкостях V_0 руху: 1 – 1 м/с; 2 – 2 м/с; 3 – 3 м/с; 4 – ідеальна характеристика

З аналізу математичних моделей плоско-паралельного руху агрозасобу в горизонтальній площині при кінематичного способу його керування шляхом повороту

коліс доведено, що його керованість практично не залежить від способу його повороту будь то з допомогою передніх або задніх коліс. Тому, для практичного функціонування ширококоліїного агрозасобу можна проектувати його з одними, наприклад, тільки передніми керованими колесами. При цьому майже однаковою буде його керованість, як при прямому, так і реверсивному русі.

З позиції забезпечення кращої керованості ширококоліїного агрозасобу при кінематичному способі його керування шляхом повороту напіврам бажана частота коливань кута ψ їх зміщення знаходиться на рівні $1,7 \text{ с}^{-1}$. При цьому характер амплітудних і фазових частотних характеристик суттєво залежить від ширини поздовжньої бази агрозасобу (рис. 9) і швидкості його руху. За таким способом керування агрозасобом не бажано його проектувати як із надто великою, так і малою його колісною базою. Оскільки в розглядуваному частотному діапазоні коливань керуючого впливу $\omega=0,5\dots5,5 \text{ с}^{-1}$ динамічна система практично не може досягти ідеальних характеристик.

При роботі агрозасобу на швидкості руху близьких 3 м/с при його керуванні шляхом повороту напіврам маємо амплітуди поперечних відхилень більших за 16 м/рад . На практиці це може призвести до перерегулювання динамічної системи і складності керування агрозасобом, а також до розширення технологічної колії за рахунок збільшення величини технологічного допуску, що збільшує втрати площі під інженерну зону. Але ж при автоматизації його керування за таким способом дозволить мати непогані показники його керованості, які є не гіршими за характеристики його роботи з поворотними колесами.

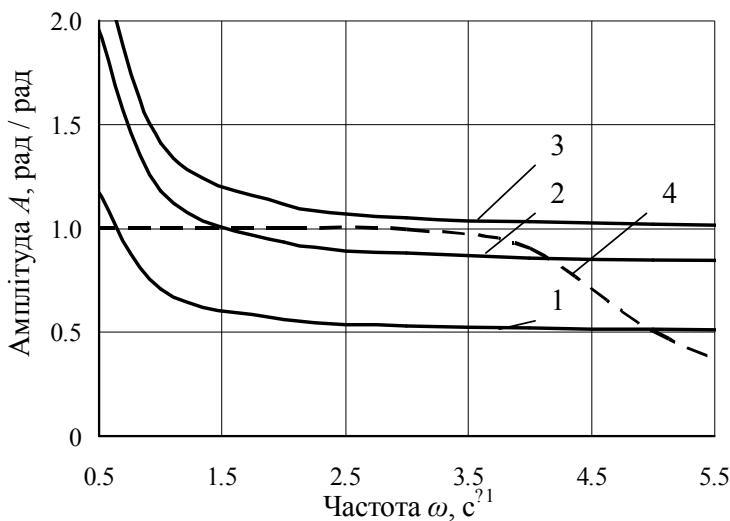
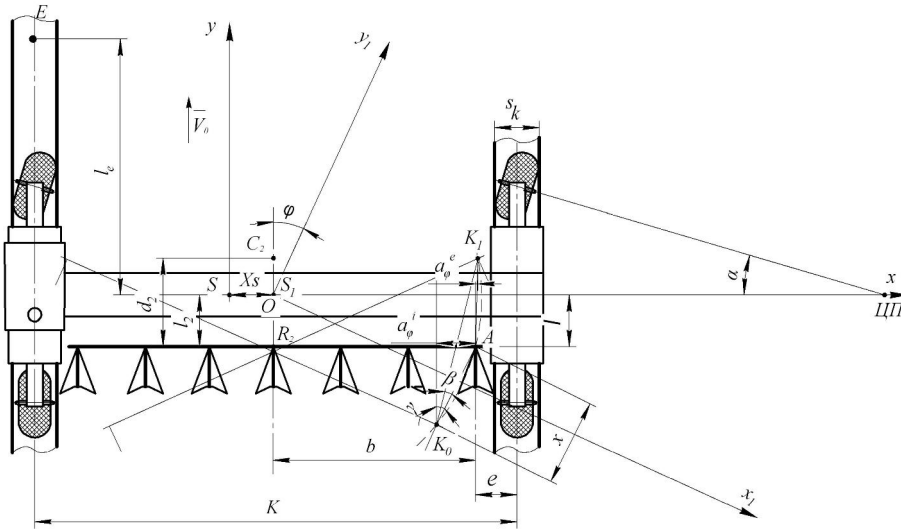


Рис. 9 – Амплітудно-частотні характеристики коливань курсового кута φ агрозасобу при відпрацюванні ним керуючого впливу (кута повороту напіврам ψ) за різної величини його поздовжньої бази L : 1 – 4 м; 2 – 2,4 м; 3 – 2 м; 4 – ідеальні характеристики

Також іншим вхідним параметром функціонування сільськогосподарського агрегату на основі ширококоліїного агрозасобу є кут повороту машин/знарядь у горизонтальній площині. З аналізу результатів проведених теоретичних досліджень випливає, що для забезпечення задовільної керованості агрозасобу ТДАТУ частота коливань кута повороту його коліс має становити $0,8\dots0,9 \text{ с}^{-1}$. В іншому випадку амплітудні і фазові частотні характеристики відпрацювання динамічною системою керуючого впливу наближаються до ідеальних тільки тоді, коли миттєвий центр повороту навісного механізму агрозасобу знаходиться в зоні центра його мас. Але практично ця відстань має бути настільки малою, що відповідає зближенню нижніх тяг до $0,02 \text{ м}$ при куті їх збіжності – 85 град. Це означає, що з позиції проектування універсального навісного пристрою для ширококоліїних агрозасобів слід передбачити можливість його налаштування, як за трьохкрапковою, так і за двокрапковою схемами.

При кінематичному способі керування ширококолісного агрозасобу величина кутів α повороту його передніх коліс повинна постійно коригуватися в залежності від курсового φ і поперечного X_S відхилень (рис. 10) таким чином, щоб відновити рух його центра (т. S_t) машини в заданому напрямку. Для вирівнювання положення остову агрозасобу в процесі його поворотів навколо центру повороту (ЦП) «зовнішнє» і



«внутрішнє» поперечне зміщення одного і того ж його робочого органу відносно геометричної осі рядка будуть нерівні між собою.

Рис. 10 – Еквівалентна схема ширококолісного агрозасобу в горизонтальній площині при дослідженні поперечних зміщень робочих органів (на прикладі крайнього правого)

За рис. 10 зв'язок

параметрів ширококолісного агрозасобу з абсолютною величиною внутрішнього (α_φ^i) і зовнішнього (α_φ^e) поперечних зміщень крайнього робочого органу матимуть вигляд:

$$\begin{aligned} \alpha_\varphi^i &= l \cdot \sin \varphi + (0,5K - 0,5s_k - c) \cdot (1 - \cos \varphi); \\ \alpha_\varphi^e &= l \cdot \sin \varphi - (0,5K - 0,5s_k - c) \cdot (1 - \cos \varphi), \end{aligned} \quad (13)$$

де c – величина захисної зони; l , K , s_k , φ – параметри агрозасобу, природа яких зрозуміла з рис. 10.

Проведеними дослідженнями встановлено, що при розстановці робочих органів (особливо культиваторних) для ширококолісного агрозасобу слід враховувати фактор різниці їх зміщень. При цьому величина захисної зони для рядка культурної рослини повинна бути різною з її лівого та правого боку (приблизно на 3 см). Через асиметричність щільності розподілу імовірності поперечних зміщень робочих органів, розміщених по обидва боки рядка культурної рослини, ймовірність потрапляння лівого робочого органу у зону Z_l не дорівнює імовірності появи правого робочого органу у зоні Z_r (рис. 11). Тому для визначення імовірності пошкодження рослин лівим і правим робочим органом відносно осі рядка використано закон, що враховує ексцес і асиметричність розподілу:

$$\begin{aligned} P_A(D_{Z_i}) &= \left\{ \left[F(n)_{X_i} - \frac{r_3}{6} f^{(2)}(n)_{X_i} + \frac{r_4 - 3}{24} f^{(3)}(n)_{X_i} \right] - \right. \\ &\quad \left. - \left[F\left(\frac{C - n\sigma_{X_r}}{\sigma_{X_i}}\right) - \frac{r_3}{6} f^{(2)}\left(\frac{C - n\sigma_{X_r}}{\sigma_{X_i}}\right) + \frac{r_4 - 3}{24} f^{(3)}\left(\frac{C - n\sigma_{X_r}}{\sigma_{X_i}}\right) \right] \right\} \times \\ &\quad \times \left\{ \left[F\left(-\frac{C - n\sigma_{X_i}}{\sigma_{X_r}}\right) - \frac{r_3}{6} f^{(2)}\left(-\frac{C - n\sigma_{X_i}}{\sigma_{X_r}}\right) + \frac{r_4 - 3}{24} f^{(3)}\left(-\frac{C - n\sigma_{X_i}}{\sigma_{X_r}}\right) \right] - \right. \\ &\quad \left. - \left[F(-n)_{X_i} - \frac{r_3}{6} f^{(2)}(-n)_{X_i} + \frac{r_4 - 3}{24} f^{(3)}(-n)_{X_i} \right] \right\} \end{aligned} \quad (13)$$

$$p_A(D_{zn}) = \left\{ \left[F\left(-\frac{C-n\sigma_{Xr}}{\sigma_{Xr}}\right) - \frac{r_3}{6} f^{(2)}\left(-\frac{C-n\sigma_{Xr}}{\sigma_{Xr}}\right) + \frac{r_4-3}{24} f^{(3)}\left(-\frac{C-n\sigma_{Xr}}{\sigma_{Xr}}\right) \right] - \right. \\ \left. - \left[F(-n)_{Xr} - \frac{r_3}{6} f^{(2)}(-n)_{Xr} + \frac{r_4-3}{24} f^{(3)}(-n)_{Xr} \right] \right\} \times \\ \times \left\{ \left[F(n)_{Xr} - \frac{r_3}{6} f^{(2)}(n)_{Xr} + \frac{r_4-3}{24} f^{(3)}(n)_{Xr} \right] - \right. \\ \left. - \left[F\left(\frac{C-n\sigma_{Xr}}{\sigma_{Xr}}\right) - \frac{r_3}{6} f^{(2)}\left(\frac{C-n\sigma_{Xr}}{\sigma_{Xr}}\right) + \frac{r_4-3}{24} f^{(3)}\left(\frac{C-n\sigma_{Xr}}{\sigma_{Xr}}\right) \right] \right\} \quad (14)$$

де $F(X)$ – нормальна функція щільності розподілу; $f^{(j)}(X)$ – j -ті похідні нормальної функції щільності розподілу; r_3, r_4 – основні моменти.

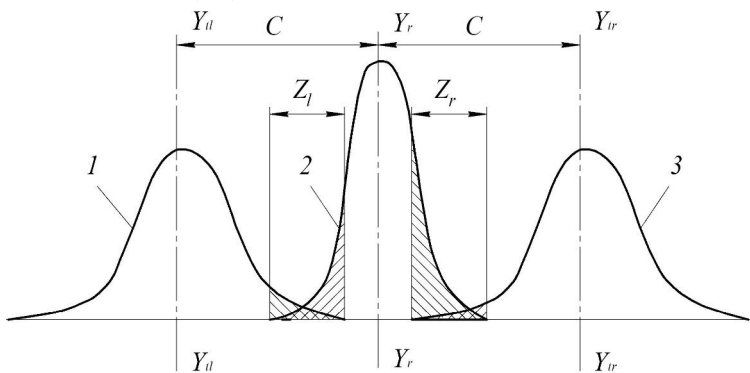


Рис. 11 – Схема щільності асиметричного розподілу імовірності зміщень робочих органів з лівого 1 і правого 3 боків рядка від заданого напрямку руху і розміщення рослин 2

З аналізу результатів обчислення імовірності пошкоджуваності рослин робочими органами ширококолієного агрозасобу з шириною колії 9,6 м залежно від величини захисної зони рядка (рис. 12) випливає, що при однаковій величині останньої пошкоджуваність рослин робочим органом, розміщеним зовні відносно геометричної осі рядка і центра агрозасобу (крива 2), і всередині (крива 1) різна. Так, наприклад, при захисній зоні 13 см імовірність пошкодження зовнішнім робочим органом становить 5,5%, внутрішнім – 1%. При цьому ширина колії агрозасобу, амплітуди його кутових курсових коливань та віддаленість робочих органів від його кінематичного центру мають бути якомога меншими.

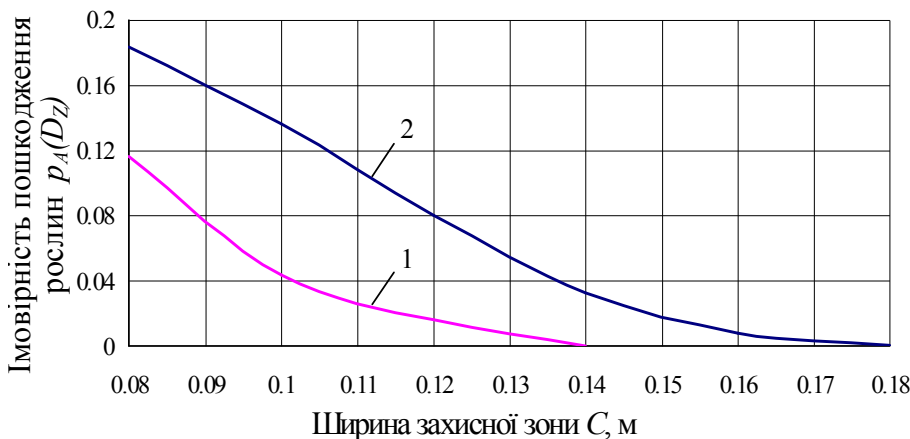


Рис. 12 – Імовірність $p_A(D_Z)$ пошкодження рослин крайнім робочим органом в залежності від величини захисної зони C : 1 – розміщеним внутрі; 2 – розміщеним назовні

Доказом цього є той факт, що при ширині колії агрозасобу на рівні $K = 6$ м і його амплітудах кутових коливань до 8 град величина поперечних зміщень крайніх робочих органів становить 0,38...0,48 м. Практично це означає, що в процесі роботи робочі органи будуть потрапляти в зону розміщення рядка культурної рослини та знищувати їх при цьому. Через це автоматизація керування рухом агрозасобу сприятиме зменшенню сукупності всіх кутових відхилень від заданого напрямку руху, що дозволить практично зменшити амплітуди поперечних зміщень робочих органів до 0,05 м, і, як наслідок, зменшити ймовірність підрізання рослин у рядку робочими органами, особливо крайніми. Кріплення зняття

для прокладання постійної технологічної колії має бути жорстким, а оптимальна зона його розміщення і робочих органів агрозасобу – зосереджені на мінімально можливій поздовжній відстані від його кінематичного центра. Тільки в цьому випадку величина взаємного відхилення траєкторій постійної технологічної колії і робочих органів становить не більше за 1 мм. При цьому оптимальна поздовжня відстань від кінематичного центра агрозасобу до точки стеження за траєкторією руху має бути рівною 3...4 м, що є прийнятним для зору людини-оператора.

Динаміку вертикальних коливань ширококолісного агрозасобу разом з його технологічною частиною оцінювали на основі аналізу плавності руху. Для цього реальний ширококолісний агрозасіб був представлений еквівалентною йому динамічною моделлю (рис. 13) та прийнято наступні положення і припущення: кутові коливання технологічної частини ширококолісного агрозасобу не розглядаються; коливання тягового опору с.-г. знарядь не оказують впливу на швидкість його поступального руху, через це вона приймається постійною; нерівності профілю постійної технологічної колії представляють собою випадкову ергодичну стаціонарну функцію шляху; нахил ширококолісного агрозасобу у поздовжньо-поперечній площині відсутній; сили опору у шинах опорних коліс приймаються пропорційними швидкості коливань, а характеристики пружних елементів – лінійними.

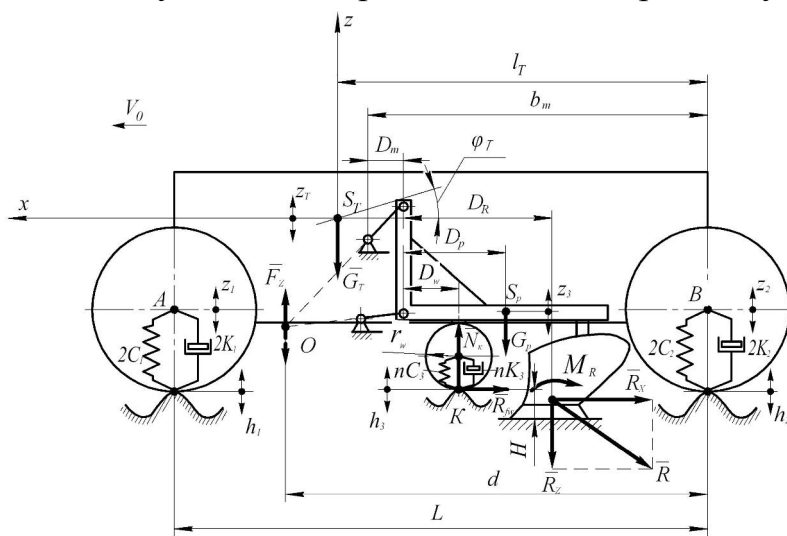


Рис. 13 – Еквівалентна динамічна модель ширококолісного агрозасобу у поздовжньо-вертикальній площині

Математична модель руху ширококолісного агрозасобу у поздовжньо-вертикальній площині є такою:

$$\left. \begin{aligned} A_{11} \cdot \ddot{z}_1 + A_{12} \cdot \dot{z}_1 + A_{13} \cdot z_1 + A_{14} \cdot \ddot{z}_2 &= f_{11} \cdot \dot{h}_1 + f_{12} \cdot h_1 + f_{13} \cdot R_x + f_{14} \cdot R_z + f_{15} \cdot M_R + f_{16}; \\ A_{21} \cdot \ddot{z}_2 + A_{22} \cdot \dot{z}_2 + A_{23} \cdot z_2 + A_{24} \cdot \ddot{z}_1 &= f_{21} \cdot \dot{h}_2 + f_{22} \cdot h_2 + f_{23} \cdot R_x + f_{24} \cdot R_z + f_{25} \cdot M_R + f_{26}; \\ A_{31} \cdot \ddot{z}_3 + A_{32} \cdot \dot{z}_3 + A_{33} \cdot z_3 &= f_{31} \cdot \dot{h}_3 + f_{32} \cdot h_3 + f_{33} \cdot R_x + f_{34} \cdot R_z + f_{35} \cdot M_R + f_{36}, \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} A_{11} &= (M_t \cdot l_T^2 + J_T) L^2; & A_{12} &= 2K_1; & A_{13} &= 2C_1; \\ A_{14} &= 2(M_T \cdot l_T \cdot (L - l_T) - J_T) L^2; \\ A_{31} &= M_c; & A_{32} &= nK_3; & A_{33} &= nC_3; \\ f_{11} &= 2K_1; & f_{12} &= 2C_1; \\ f_{13} &= \frac{0,5 \cdot H \cdot d}{L(d - b_m + D_m + D_w)}; & f_{14} &= \frac{d \cdot (D_R - D_w)}{L(d - b_m + D_m + D_w)}. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_{21} &= (M_t \cdot (L - l_T)^2 + J_T) L^2; \\ A_{22} &= 2K_2; & A_{23} &= 2C_2; \\ A_{24} &= 2(M_T \cdot l_T \cdot (L - l_T) - J_T) L^2; \\ f_{21} &= 2K_2; & f_{22} &= 2C_2; & f_{31} &= nK_3; & f_{32} &= nC_3; \\ f_{23} &= \frac{0,5 \cdot H \cdot (l - d)}{L(d - b_m + D_m + D_w)}; & f_{24} &= -\frac{(l - d) \cdot (D_R - D_w)}{L(d - b_m + D_m + D_w)}; \\ f_{25} &= \frac{(l - d)}{L(d - b_m + D_m + D_w)}; \end{aligned}$$

$$f_{15} = \frac{d}{L(d - b_m + D_m + D_w)};$$

$$f_{16} = \frac{d \cdot G_p (D_p - D_w + f_w \cdot r_w)}{L(d - b_m + D_m + D_w)};$$

$$f_{33} = \frac{0,5 \cdot H}{(d - b_m + D_m + D_w)}; \quad f_{34} = \frac{(D_R - D_w)}{(d - b_m + D_m + D_w)};$$

$$f_{26} = \frac{(1-d) \cdot G_p \cdot (D_p - D_w + f_w \cdot r_w)}{L(d - b_m + D_m + D_w)};$$

$$f_{35} = -\frac{1}{(d - b_m + D_m + D_w)}; \quad f_{36} = \frac{G_p (D_p - D_w + f_w \cdot r_w)}{(d - b_m + D_m + D_w)}.$$

У системі рівнянь (14) M_t , J_T – маса ширококолієного агрозасобу (кг) і його момент інерції відносно осі, яка проходить через т. S_T , $\text{кН} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$ (рис. 13); K_1 , K_2 , K_3 і C_1 , C_2 , C_3 – приведені коефіцієнти опору деформації ($\text{кН} \cdot \text{с}/\text{м}$) і коефіцієнти жорсткості систем підресорювання відповідно передніх, задніх коліс агрозасобу та його технологічної частини ($\text{кН}/\text{м}$). Природа інших силових і конструктивних параметрів, які входять до цієї системи рівнянь, зрозуміла із рис. 13.

Основними збуреннями, які спричиняють вертикальні переміщення ширококолієного агрозасобу у поздовжньо-вертикальній площині, є коливання нерівностей поздовжнього профілю постійної технологічної колії під передніми (h_1) і задніми (h_2) колесами та нерівностей профілю агрофону (h_3) під опорними колесами його технологічної частини, а також коливання тягового опору с.-г. знаряддя (R_x і R_z) та головний момент (M_R) (див. рис. 13).

У результаті математичного моделювання встановлено, що з точки зору бажаності відпрацювання спеціалізованим ширококолієним агрозасобом коливань нерівностей слідів постійної технологічної колії збільшення коефіцієнта жорсткості шин його коліс є ефективним при частотах цього збурення, більших за $7,0 \text{ с}^{-1}$. При цьому дисперсії коливань нерівностей профілю постійної технологічної колії мають зосереджуватися в частотних діапазонах $\omega = (0 \dots 7 \text{ і } 13 \dots 20) \text{ с}^{-1}$, оскільки в них наближають амплітудно-частотні характеристики до ідеальних (рис. 14).

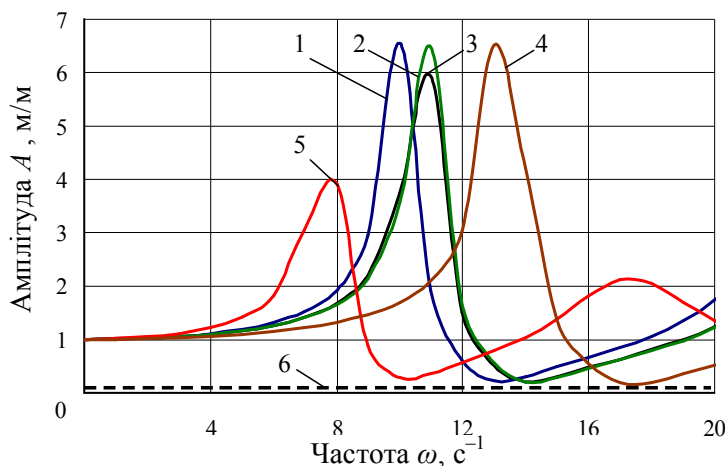
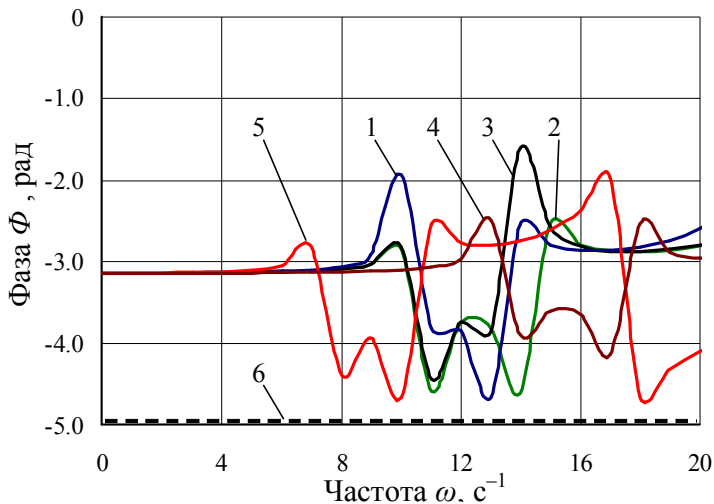


Рис. 14 – Амплітудно-частотні характеристики відтворення остовом агрозасобу коливань профілю шляху з різним типорозміром та жорсткістю шин його коліс:
 1 – 11,2R20 ($C_{ш2} = 254 \text{ кН}/\text{м}$);
 2 – 9,5R32 ($C_{ш2} = 292 \text{ кН}/\text{м}$);
 3 – 11,2R32 ($C_{ш2} = 296 \text{ кН}/\text{м}$);
 4 – $C_{ш2} = 450 \text{ кН}/\text{м}$; 5 – $C_{ш2} = 150 \text{ кН}/\text{м}$;
 6 – ідеальна характеристика

Практично досягти такого профілю нерівностей шляху можна відповідною технологією формування слідів постійної технологічної колії або зміною жорсткості пневматичної шини. В умовах експлуатації останнє можна досягнути шляхом підбору такого тиску повітря в ній, який би забезпечував мінімальне реагування динамічної системи на вхідне збурювання.



Натомість затримка реакції динамічної системи на вхідне збурення практично не залежить від жорсткості пневматичної шини і становить приблизно рівною 3 рад (рис. 15).

Рис. 15 – Фазово-частотні характеристики відтворення остовом агросасобу коливань профілю шляху з різним типорозміром та жорсткістю $C_{ш}$ шин його коліс: 1 – 11,2R20 (254 кН/м); 2 – 9,5R32 (292 кН/м); 3 – 11,2R32 (296 кН/м); 4 – 450 кН/м; 5 – 150кН/м; 6 – бажана характеристика

З точки зору бажаності відпрацювання технологічною частиною агросасобу ТДАТУ коливань нерівностей профілю агрофону збільшення її маси з 300 до 500 кг призводить до небажаного підйому амплітудно-частотних характеристик разом із зміщенням резонансних піків у бік низьких частот. При цьому необхідна жорсткість шин опорних коліс технологічної частини агросасобу суттєво залежить від спектру частот коливань нерівностей поздовжнього профілю агрофону. Якщо спектр вказаних частот зосереджений у високочастотному діапазоні $\omega > 13 \text{ с}^{-1}$, то зменшення коефіцієнта жорсткості шини до 25 кН/м наближає амплітудно-частотні характеристики до ідеальних. Але практично досягти такої жорсткості пневматичної шини дуже проблематично. Натомість, якщо спектр вказаних частот зосереджений в діапазоні $\omega = 0 \dots 20 \text{ с}^{-1}$, то використання шин з коефіцієнтом жорсткості більшим за 200 кН/м дозволяє мати значину коефіцієнта підсилення не більше 2, і це лише тільки на більш високій частоті.

У порівнянні з поздовжнім профілем нерівностей слідів постійної технологічної колії коливання тягового опору с.-г. знаряддя здійснюють значно менший вплив на вертикальні переміщення агросасобу. Останні суттєво залежатимуть від місця розміщення технологічної частини відносно зони його міжколісного простору. Аналізом розрахованих амплітудно-частотних характеристик (рис. 16) встановлено, що у варіанті центрального навішування с.-г. знаряддя динаміка руху агросасобу у вертикальній площині суттєво гірша, в порівнянні із варіантом їх навішування позаду коліс агросасобу. Так, підсилення збурюючого впливу для горизонтальної та вертикальної складових тягового опору на резонансній частоті $\omega = 11 \text{ с}^{-1}$ сягає 20 і 30 разів, що не є бажаним. Тому, тільки варіант компонування агросасобу за яким місце кріплення навісного механізму знаходиться позаду його коліс позитивно наближає амплітудно-частотні характеристики до ідеальних.

З позиції максимального зменшення опорними колесами технологічної частини агросасобу ущільнюючого впливу на ґрунт в плодоносній зоні поля кути нахилу центральної тяги його навісного механізму повинні перебувати в межах $\theta_1 = 25 \dots 35$ град, а нижніх тяг θ_2 – мати від'ємне значення (рис. 17). За таким налаштуванням тяг навісного механізму агросасобу нормальна реакція на опорних колесах

с.-г. знаряддя знижена майже вдвічі. Однак при цьому небажано, але допустимо (до 30%), знижується і вертикальне навантаження на передніх колесах агросасобу.

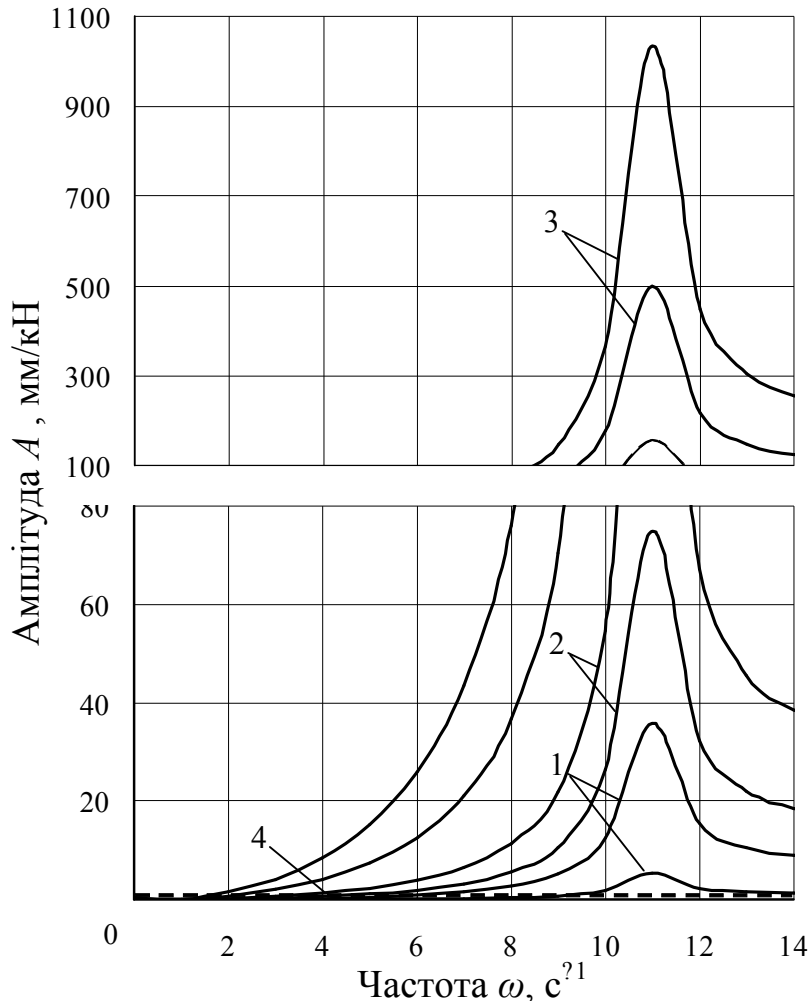


Рис. 16 – Амплітудно-частотні характеристики коливань горизонтальної R_x (менша амплітуда) і вертикальної R_z (більша амплітуда) складових тягового опору технологічної частини на коливання агросасобу за різними варіантами її розміщення:

1 – $b_m > L$; 2 – $b_m = L$; 3 – $b_m < L$; 4 – ідеальна характеристика

Зміною кутів нахилу верхньої і нижньої тяги навісного механізму агросасобу можна знизити величину реакції на опорних колесах сільськогосподарських машин і знарядь, але не більше ніж на 50%. У такій ситуації на практиці додаткове використання регулятора для коригування нормального навантаження

на опорних колесах його технологічної частини дозволить досягти практично повного виключення ущільнюючого впливу на ґрунт ходових систем с.-г. машин та знарядь в плодоносній зоні поля.

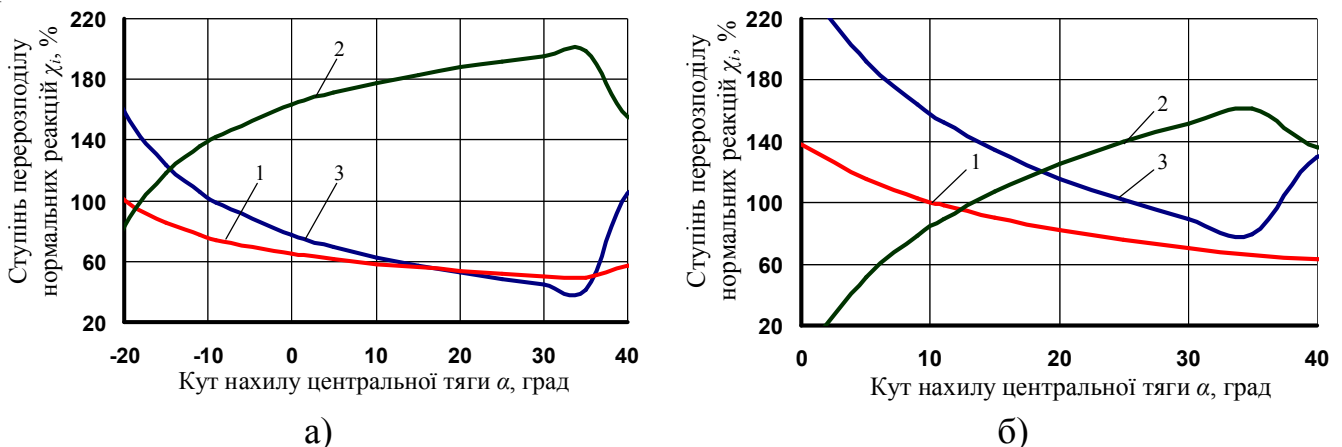


Рис. 17 – Ступінь перерозподілу нормальних реакцій на передніх (1), задніх (2) колесах агросасобу ТДАТУ і опорних колесах технологічної частини (3) від кута нахилу θ_1 центральної тяги навісного пристрою при від'ємному ($\theta_2 = -10$ град) (а) і позитивному ($\theta_2 = 10$ град) (б) нахилі нижніх тяг

4. ТЕХНІЧНА ЗДІЙСНЕННІСТЬ І ВИРОБНИЧА ЕФЕКТИВНІСТЬ ФУНКЦІОНУВАННЯ ТА ВИКОРИСТАННЯ АГРОЗАСОБУ ТДАТУ В ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСАХ З ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ ТА ВНЕСЕННІ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАТЕРІАЛІВ

Фізичними об'єктами досліджень були с.-г. агрегати, призначені для проведення обробки ґрунту і внесення мінеральних добрив, які побудовані на основі ширококолісного засобу механізації сільськогосподарського виробництва конструкції ТДАТУ (рис. 18).

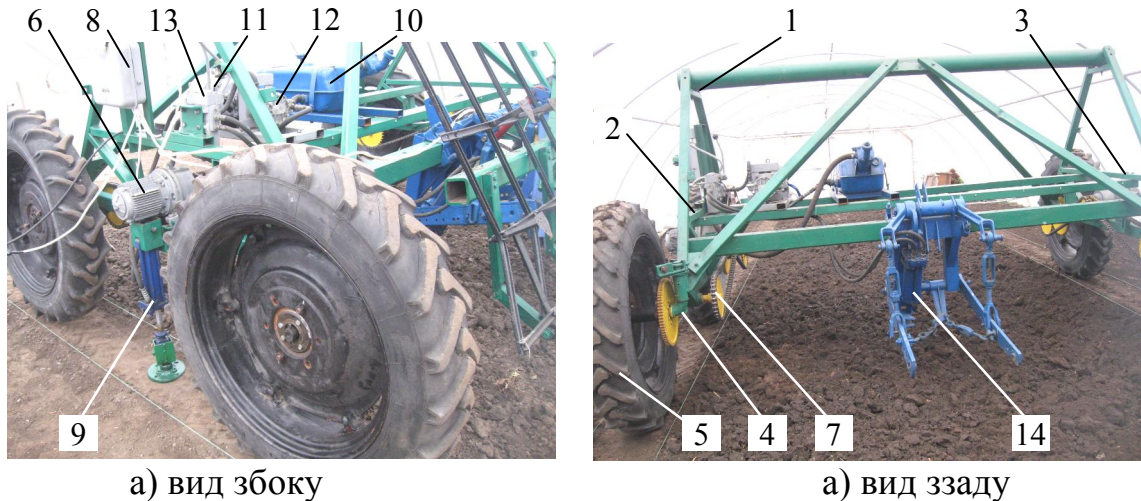


Рис. 18 – Будова ширококолісного агрозасобу ТДАТУ: 1 – остов-рама; 2, 3 – ліва і права платформи; 4 – кронштейни; 5 – колеса; 6 – мотор-редуктори; 7 – механізми приводу коліс; 8 – блок-шафа з пристроями керування; 9 – силові домкрати; 10 – бак для гідро рідини; 11 – електричний двигун приводу технологічного обладнання; 12 – гідронасос; 13 – гідророзподільник; 14 – навісний механізм

Коротка технічна характеристика агрозасобу ТДАТУ

Експлуатаційна маса – 1158 кг
 Потужність приводних двигунів – 3,0 кВт
 Мотор-редуктори – 1МПз2-40-35,5-110УЗ
 Тип двигуна – АІР80В6

Ширина колії коліс – 3,5 м
 Поздовжня колісна база – 2,3 м
 Шини коліс – 9,5R32
 Спосіб повороту – силовий (бортовий)

В процесі проведення експериментальних досліджень агрозасіб конструкції ТДАТУ агрегувався з с.-г. машинами та знаряддями, представленими на рис. 19.

Проведеними експериментальними дослідженнями моніторингу властивостей постійної технологічної колії встановлено, що величина її щільності і твердості істотно залежать від вологості. Зокрема, з її збільшенням від 10 до 45% величина щільності ґрунтового сліду колії зменшується з 1,60 до 1,30 г/см³, а твердості – з 4,5 до 2,8 МПа. Це напряду відображається на погіршенні тягово-зчіпних властивостей ширококолісного агрозасобу при його русі по ньому. Також при цьому збільшується коефіцієнт опору його кочення з 0,06 до 0,1, майже на 66%. На стільки ж відсотків зростають витрати потужності електродвигунів агрозасобу на додання сил опору його кочення.



а)



б)



в)



д)

Рис. 19 – Ширококолієний агрозасіб ТДАТУ в складі с.-г. машин/знарядь під час проведення досліджень: а) зубів борони (типу БЗСС-1,0); б) ротаційна борона; в) S-подібний розпушувач; д) електрифікований розкидувач мінеральних добрив

Аналіз отриманих даних показує, що між твердістю і щільністю ґрунтового сліду постійної технологічної колії існує дуже сильний нелінійний кореляційний зв'язок (квадрат коефіцієнта кореляції зв'язку між цими показниками становить $R^2 = 0,89$), що дозволяє на практиці оцінювати величину одного з них при вимірюванні іншого за виразом:

$$\rho = -0.0547 \cdot H^2 + 0.5592 \cdot H + 0.1629, \quad (16)$$

де ρ – щільність ґрунту в слідах постійної технологічної колії, г/см^3 ; H – твердість ґрунту в слідах постійної технологічної колії, визначеної за системою Рев'якіна, МПа.

Кореляційний зв'язок твердості ґрунтового сліду постійної технологічної колії з коефіцієнтом опору кочення є більш сильнішим ($R^2 = 0,9395$), ніж зв'язок щільності ґрунтового сліду з ним (рис. 20). Це також дозволяє достатньо точно аналітичним шляхом визначати витрати потужності агрозасобу на кочення і показники слідоутворення по експериментально виміряною величиною тільки її твердості.

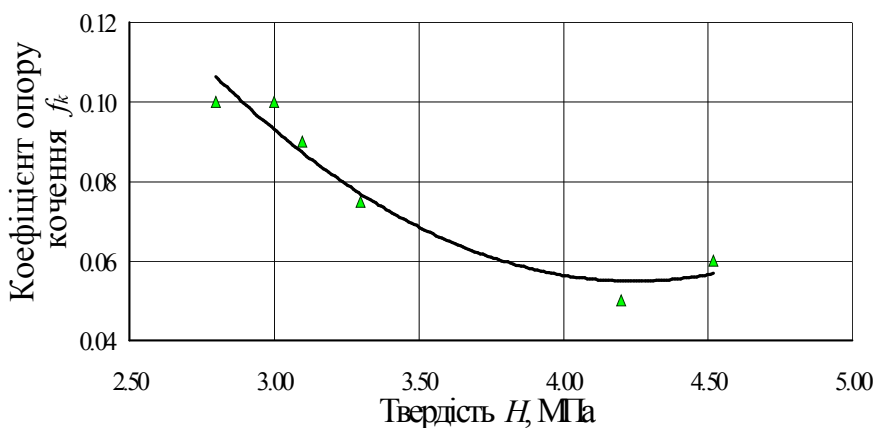


Рис. 20 – Залежність коефіцієнта опору перекочування f_k коліс агрозасобу ТДАТУ від твердості H ґрунтового сліду постійної технологічної колії

Зі збільшенням твердості ґрунтового сліду постійної технологічної колії з 2,5 до 4,0 МПа інтенсивно збільшується і величина коефіцієнта об'ємного зминання ґрунту з 4,0 до 45,0 МПа. При подальшому збільшенні твердості ґрунтового сліду постійної технологічної колії збільшення коефіцієнта об'ємного зминання ґрунту практично не спостерігається. В умовах експлуатації з метою зниження коефіцієнта опору кочення коліс ширококолісного агрозасобу при його русі по ґрунтовому сліду постійної технологічної колії необхідно прагнути формувати її як не деформуєму поверхню, що дозволяє зменшити опір коченню агрозасобу щонайменше удвічі.

З позиції забезпечення максимальних зчіпних властивостей і тягоутворення ширококолісної агрозасобу при його русі по ґрунтовому сліду постійної технологічної колії необхідно при її формуванні досягати якомога більшої твердості (не менше 2,25 МПа). Це дозволяє збільшувати тиск в шинах його коліс до максимально можливого. В іншому випадку максимальна ефективність руху агрозасобу по ґрунтовим слідам постійної технологічної колії може бути досягнута тільки в результаті правильно встановленого тиску повітря в шинах його коліс.

Рух агрозасобу ТДАТУ по слідах постійної технологічної колії супроводжується більшою величиною максимальної дотичної сили тяги (при найманні на 30%) та меншою величиною буксування (в межах 0,15...0,17) на відміну від його руху по агрофону, підготовленому під посів (0,22...0,24), за яким колесом реалізується максимальна дотична сила тяги (рис. 21). Це дозволяє менше втрачати швидкість руху, на що витрачається менша енергія, а також підвищити тягові властивості ширококолісного агрозасобу в порівнянні з традиційним трактором в умовах його роботи по с.-г. агрофону.

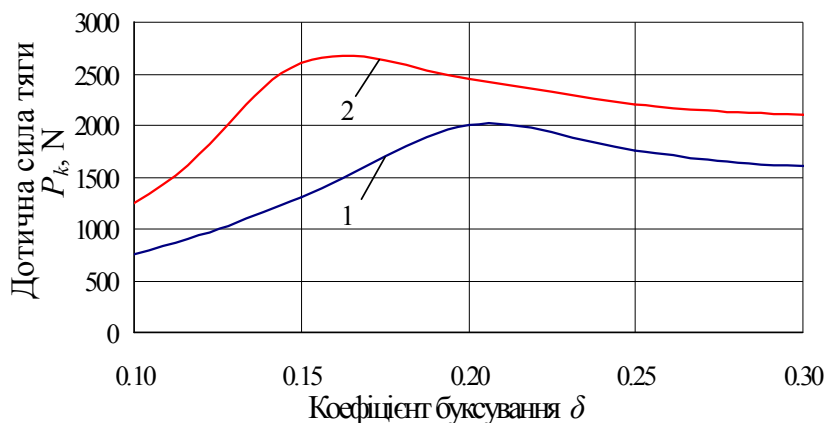


Рис. 21 – Залежність дотичної сили тяги P_k колеса агрозасобу ТДАТУ від коефіцієнта буксування δ_{max} при його русі по агрофону поля, підготовленому під посів (1), і слідах постійної технологічної колії (2)

Рух ширококолісного агрозасобу по ущільненим слідам постійної технологічної колії супроводжується високими його зчіпними властивостями (величина коефіцієнта зчеплення при цьому збільшується з 0,43 до 0,55), у порівнянні з його рухом по с.-г. агрофону, підготовленому під посів. Цей факт надає можливість на практиці обмежити повсюдне застосування баластування вказаних агрозасобів, на відміну від традиційних тракторів, з метою покращення їх зчіпних властивостей.

Аналіз отриманих експериментальних даних показав (рис. 22), що профіль постійної технологічної колії істотно згладжений в порівнянні з профілем обробленого агрофону. Так, якщо середнє квадратичне відхилення профілю обробленого агрофону

становив $\pm (1,32 \dots 1,44)$ см, то для профілю колії цей показник дорівнює $\pm 0,84$ см, тобто в 1,6–1,8 разів менший.

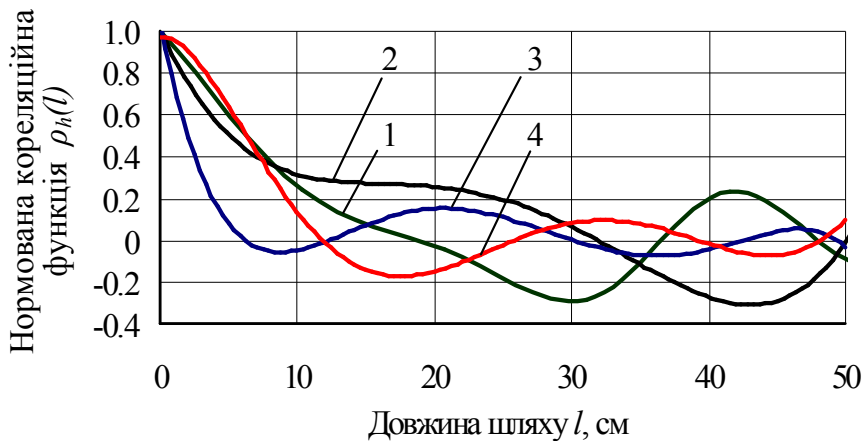


Рис. 22 – Нормовані кореляційні функції $\rho_h(l)$ профілів нерівностей фонів від довжини шляху l : 1 – сліди постійної технологічної колії; 2 – фону після зубової борони; 3 – фону після S-подібного пружинного розпушувача; 4 – фона після ротаційної борони

Основним генератором формування нерівностей поздовжнього профілю ґрунтових слідів постійної технологічної колії є параметри ґрунтозачепів шин коліс ширококолієвих агрозасобів. Так в умовах випробувань агрозасобу ТДАТУ основна частка дисперсій коливань нерівностей поздовжнього профілю слідів технологічної колії зосереджена в діапазоні частот $0 \dots 0,3$ см^{-1} (рис. 23), що узгоджується із висотою ґрунтозачепів його шин 9,5R32, величина якої дорівнює 0,03 м. Підтвердженням цього є той факт, за яким довжина кореляційної зв'язку ординат нерівностей профілю слідів постійної технологічної колії в умовах випробувань агрозасобу ТДАТУ становить близько 0,18 м, що відповідає кроку ґрунтозачепів його шин, рівному 0,175 м.

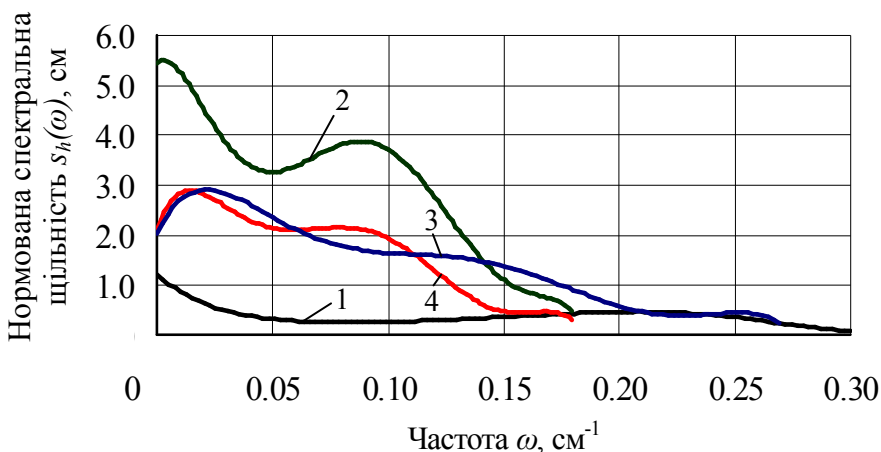


Рис. 23 – Нормовані спектральні щільності $s_h(\omega)$ профілів нерівностей фонів від частоти ω : 1 – сліди постійної технологічної колії; 2 – фону після зубової борони; 3 – фону після S-подібного пружинного розпушувача; 4 – фона після ротаційної борони

Характер коливань нерівностей профілів оброблених агрофонів агрозасобом ТДАТУ із навішаними с.-г. знаряддями (зубовою бороною, S-образним пружинним розпушувачем і ротаційною бороною) є більш плавним, що є наслідком його руху по ущільненим слідам постійної технологічної колії, Основна частка дисперсій коливань нерівностей обробленого агрофону зосереджена в діапазоні частот $0 \dots 0,18$ см^{-1} , а довжина їх кореляційного зв'язку приблизно в 2 рази більша за поздовжній профіль нерівностей постійної технологічної колії (див. рис. 23).

Коефіцієнт варіації коливань тягового опору с.-г. знарядь в складі агрегатів на основі агрозасобу ТДАТУ становить не більше 10%, основний спектр їх дисперсій зосереджений в діапазоні частот $0 \dots 8$ с^{-1} , а нормовані кореляційні функції цих коливань не містять гармонійних складових. Це свідчить про високу стабільність (ни-

зку варіабельність) процесів обробітку ґрунту спеціалізованим ширококолійним агрозасобом, який рухається по слідах постійної технологічної колії, що позитивно відбивається на його стійкому русі.

Основна продуктивність роботи ґрунтообробних агрегатів на основі агрозасобу ТДАТУ була приблизно однаковою і дорівнювала 1,08 га/год. При цьому питомі витрати енергії становила на рівні 1,66 кВт/га. В той час як для аналогічних традиційних машинно-тракторних агрегатів з такою же шириною захвату вони складатимуть 2,77 кВт/га. З цього випливає, що питомі витрати енергії на 1 га оброблювальної площі новими агрегатами на основі агрозасобу ТДАТУ при цьому нижчі на 40%.

Якість обробітку ґрунту агрегатами на основі агрозасобу ТДАТУ приблизно така ж, як і у аналогічних традиційних машинно-тракторних агрегатів. Але питомі витрати енергії на 1 га оброблювальної площі новими агрегатами при цьому менші на 40%.

Спектр коливань керуючого впливу під час виконання агрозасобом робочого руху є низькочастотним. Основний спектр дисперсій цього параметра зосереджений в діапазоні частот $0 \dots 2,0 \text{ с}^{-1}$ (рис. 24). Практично в такому ж діапазоні частот сконцентрована і дисперсія коливань вихідного параметру, тобто курсового кута φ агрозасобу ТДАТУ. Стандарт коливань цього параметру дорівнював $\pm 0,014$ рад.

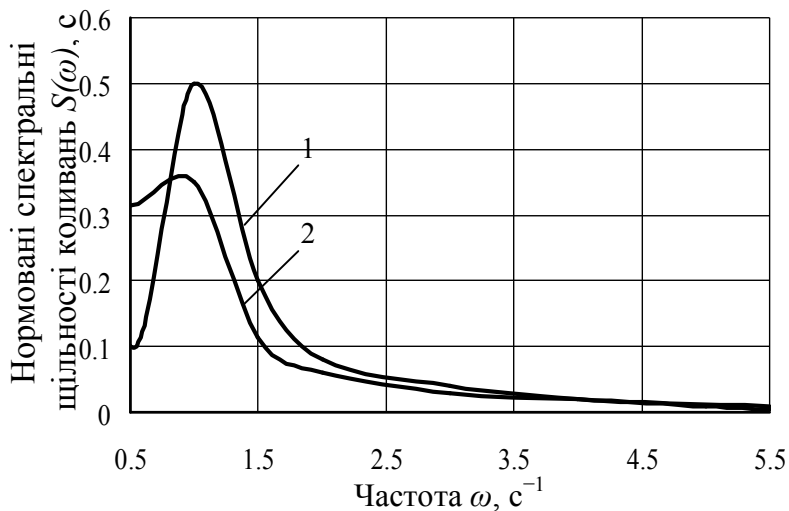


Рис. 24 – Нормовані спектральні щільності коливань керуючого впливу (1) та його курсового кута (2) агрозасобу ТДАТУ

персій зосереджений в діапазоні частот $0 \dots 2,0 \text{ с}^{-1}$. Стандарт коливань цього параметру дорівнював $\pm 0,05$ м.

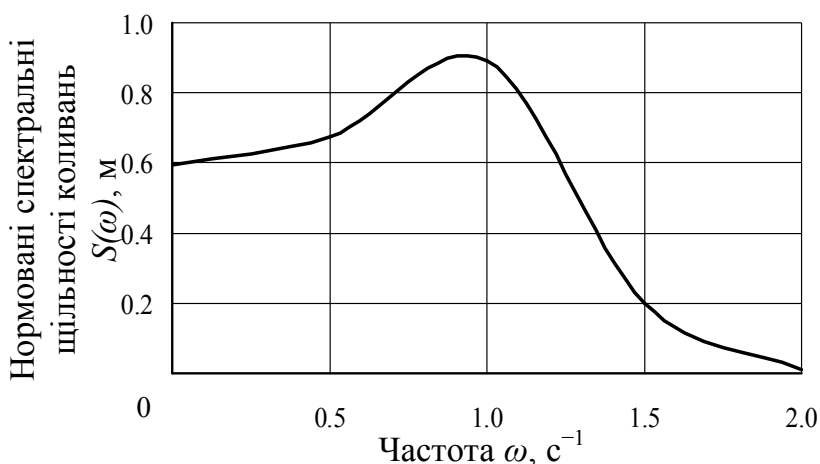


Рис. 25 – Нормовані спектральні щільності коливань лінійного поперечного зміщення x_s агрозасобу ТДАТУ

Експериментальними дослідженнями доведено, що на вибір режимів роботи відцентрового робочого органа розкидача добрив істотно впливає ширина колії агрозасобу. Вста-

новлено, що для агрозасобу ТДАТУ з шириною колії 3.5 м кутова швидкість обертання однодискового відцентрового робочого органа має становити 15,5 рад/с ($2,47 \text{ с}^{-1}$). При такій кутовій швидкості обертання робочого органу мінеральні добрива, розсіюючись в агротехнічній зоні агрозасобу, не досягають транспортних доріжок постійної технологічної колії. Витрати потужності на привід електрифікованого розкидача добрив при цьому склали 0,35 кВт, що відповідає 14% відносних витрат ефективної потужності енергоустановок агрозасобу.

Проведеними дослідженнями визначено, що реалізація ширококоліїним агрозасобом чисто бортового (силового) способу його повороту вимагає значно меншою різниці моментів, підведених до коліс правого і лівого його бортів, в порівнянні з традиційним гусеничним трактором. Ця різниця пропорційна ширині колії агрозасобу при відносно меншій величині його колісної бази.

Отримання найменших енергетичних витрат на виконання бортового (силового) повороту ширококоліїного агрозасобу можна досягти при рівності за абсолютною величиною, але протилежних по напрямку, бічних деформацій шин коліс його лівого і правого бортів. Для цього бортовий (силовий) поворот агрозасобу слід здійснювати таким чином, щоб миттєвий центр його повороту знаходився на осі поперечної симетрії його шасі.

Загальна тривалість часу на виконання маневру силового (бортового) повороту агрозасобу ТДАТУ становить близько 1 хв (0,0168 год), що знаходиться на рівні повороту традиційних широкозахватних машинно-тракторних агрегатів. За можливістю здійснювати цей процес в автоматичному режимі отриману тривалість часу на виконання маневру повороту агрозасобом можна зменшити щонайменше вдвічі.

Також проведеними дослідженнями зазначено, що агрегування ширококоліїного агрозасобу ТДАТУ, його ручне та безоператорне керування, а також виконання ним силового (бортового) способу повороту не створює будь-яких проблем, як для оператора, так і подальшої автоматизації цих процесів.

Опанування розроблених методологічних засад оцінювання технологічних властивостей ширококоліїних агрозасобів в роботі було представлено на прикладі кількісної оцінки їх потенційної продуктивності, вираз для якої має вигляд:

$$W_p = \frac{(K - b_c - c)\eta_t \chi_d k_N N_e \tau}{\varphi_w G_e}, \quad (17)$$

де K і b_c – ширина колії і шин рушіїв агрозасобу; c – ширина технологічного допуску; η_t – тяговий коефіцієнт корисної дії ширококоліїного агрозасобу; χ_d – коефіцієнт можливого завантаження двигуна моментом опору; k_N – коефіцієнт можливого використання потужності двигуна; N_e – номінальна експлуатаційна потужність енергетичних установок; φ_w – коефіцієнт використання ваги ширококоліїного агрозасобу; G_e – експлуатаційна вага ширококоліїного агрозасобу.

Чисельний розрахунок виразу (16) показав, що для ширококоліїних агрозасобів в діапазоні ширини їх колій від 3 до 15 м, значина потенційної продуктивності знаходиться в інтервалі від 3 до 18 га/год відповідно (табл. 1). Практично такий результат перевищує потенційну продуктивність традиційних машинно-тракторних агрегатів в 1,5-2 рази, що підтверджує ефективність та перспективність використання ширококоліїних агрозасобів в колійній системі землеробства з позиції більш кращих їх технологічних властивостей.

Таблиця 1 – Потенційна продуктивність W_p (га/год), яку повинні мати сучасні спеціалізовані ширококоліїні агрозасоби в залежності від ширини їх колії K і ширини шин рушіїв b_c

Ширина шин рушіїв b_c агрозасобу	Потенційна продуктивність W_p (га/год) агрозасобу в залежності від ширини його колії K (м)				
	$K = 3$ м	$K = 6$ м	$K = 9$ м	$K = 12$ м	$K = 15$ м
$b_c = 0,4$ м	3,04	6,86	10,67	14,48	18,30
$b_c = 0,5$ м	2,85	6,67	10,48	14,29	18,11
$b_c = 0,6$ м	2,66	6,48	10,29	14,10	17,92

Економічний ефект від використання ширококоліїних агрозасобів в умовах колійної системи землеробства за рахунок економії енергетичних витрат, посівного матеріалу і підвищенні врожайності вирощуваних культур, за нашою оцінкою на прикладі вирощування пшениці, становить щонайменше 150 € на кожному 1 га.

5. ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. Аналіз досліджень з реалізації основних принципів колійної системи землеробства традиційними тракторно-комбайновими технологіями показав їх низьку ефективність. Зазначено, що найбільш перспективним і доцільним в умовах колійного землеробства є використання ширококоліїних засобів механізації сільськогосподарського виробництва. Доведено, що їх потенційні техніко-експлуатаційні та технологічні властивості здатні розв'язати проблему ущільнення і деградації ґрунтів, забезпечити економію енергії і витрат на сільськогосподарські технологічні операції до 55 % та отримати інші суттєві переваги.

2. За отриманим рівнянням балансу потужності ширококоліїного агрозасобу, встановлено, що величина його енергонасиченості має дорівнювати 12,5 кВт/т при швидкісному режиму руху до 5 км/год та 23,5 кВт/т при 10 км/год. Доведено, що тягове зусилля, яке він здатний розвивати при русі по ущільненому ґрунтовому сліду постійної технологічної колії, становить 6,37 кН на кожен тону його експлуатаційної маси.

3. Розроблено математичні моделі та алгоритм, що дозволяє здійснити взаємообумовлений вибір конструктивних параметрів ширококоліїних засобів механізації с.-г. виробництва (ширину його колії і рушіїв), стійкості його руху (що враховано величиною технологічного допуску) та параметрів земельної ділянки поля для її облаштування постійною технологічною колією. Дослідження зазначених математичних моделей дозволило обґрунтувати раціональну ширину колії вказаних агрозасобів на рівні 7,5...9 м, за якою втрати площі поля під інженерну зону при їх використанні становлять не більше 5...6%.

4. Обґрунтовані нові схеми повороту ширококоліїного агрозасобу та розроблені математичні моделі його плоско паралельного руху на поворотній смузі за кінематичним принципом його здійснення, шляхом обертання керованими колесами з одного борту навколо центру, розташованого в центрі міжколісного простору з іншого борту, а також силовим (бортовим), які дозволяють оцінити вплив його конс-

труктивних, кінематичних і силових параметрів на критерії статичної та динамічної поворотності. Дослідження зазначених моделей дозволило обґрунтувати кінематичний показник режиму його повороту, значення якого в залежності від ширини колії ширококолісного агрозасобу збільшується з 5,8 м/рад до 30 м/рад. Через це доведено, що швидкісний режим його повороту за вказаним способом повинен бути не більшим за 1 м/с, а відношення його колісної бази до ширини колії повинно бути якомога меншим.

5. Розроблені адекватні математичні моделі плоско-паралельного руху ширококолісного агрозасобу за кінематичним та силовим способами його керування, які дозволяють оцінити вплив його схеми, конструктивних параметрів, режимів роботи та параметрів керуючого впливу на його керованість і стійкість у горизонтальній площині. Дослідженнями вказаних моделей встановлено, що для забезпечення найкращої стійкості ширококолісного агрозасобу місце приєднання його технологічної частини повинно розміщуватися усередині його колісної бази, а швидкість його робочого руху має бути близькою 1 м/с.

Для забезпечення найкращої керованості ширококолісного агрозасобу бажана частота коливань кута повороту його керованих коліс має знаходитися на рівні $0,5 \text{ с}^{-1}$, а кута повороту напіврам – $1,7 \text{ с}^{-1}$. Збурення, які викликані кутовими коливаннями навісного механізму агрозасобу з технологічною частиною в горизонтальній площині не здійснюють суттєвого впливу на стійкість його руху тільки тоді, коли миттєвий центр повороту навісного механізму знаходиться в зоні центра мас агрозасобу. Через це доведено, що з позиції проектування універсального навісного пристрою для ширококолісних агрозасобів слід передбачити можливість його налаштування, як за трьохкрапковою, так і за двокрапковою схемами.

6. З позиції отримання щонайменших поперечних зміщень робочих органів сільськогосподарських машин/знарядь в процесі роботи ширококолісного агрозасобу ширина його колії, амплітуди його кутових курсових коливань та віддаленість робочих органів від його кінематичного центру мають бути якомога меншими. Для просапних робочих органів, розташованих назовні, відносно геометричної осі рядка і центру ширококолісного агрозасобу, величина захисної зони повинна бути більшою, ніж для внутрішніх (приблизно на 3 см). Тільки в цьому випадку ймовірність пошкоджуваності культурних рослин не перевищує 1%.

7. Розроблені адекватні математичні моделі плоско-паралельного руху ширококолісного агрозасобу у поздовжньо-вертикальній площині, дослідженнями яких встановлено, що з точки зору бажаності відпрацювання ним коливань нерівностей слідів постійної технологічної колії збільшення коефіцієнта жорсткості шин його коліс є ефективним на частотах збурення, більших за $7,0 \text{ с}^{-1}$. При цьому дисперсії коливань нерівностей профілю постійної технологічної колії мають зосереджуватися в частотних діапазонах $(0 \dots 7 \text{ і } 13 \dots 20) \text{ с}^{-1}$, оскільки саме в них наближають амплітудно-частотні характеристики до ідеальних. Практично досягти цього можна відповідною технологією формування слідів постійної технологічної колії або зміною жорсткості пневматичної шини.

8. Збільшення маси технологічної частини ширококолісного агрозасобу (на прикладі агрозасобу ТДАТУ) з 300 до 500 кг призводить до небажаного підйому амплітудно-частотних характеристик відпрацювання ним нерівностей поздовжнього

профілю агрофону разом із зміщенням резонансних піків у бік низьких частот. А її розміщення повинно знаходитися позаду коліс агрозасобу, що позитивно наближає амплітудно-частотні характеристики до ідеальних.

9. Через близькість розміщення навісного механізму ширококолісного агрозасобу до його центру мас кут нахилу центральної тяги навісного механізму повинен перебувати в межах 25...35 град, а нижніх тяг – мати від’ємне значення, що дозволяє максимально зменшити (але не більше ніж на 50%) ущільнюючий вплив його рушіїв на ґрунт в плодоносній зоні поля.

10. Проведеними лабораторно-польовими дослідженнями доведено, що із збільшенням вологості ґрунтового сліду постійної технологічної колії від 10 до 45% величина його щільності та твердості зменшується з 1,60 до 1,30 г/см³ та з 4,5 до 2,8 МПа відповідно. При цьому погіршуються (майже на 66%) тягово-зчіпні властивості ширококолісного засобу механізації та збільшується коефіцієнт опору кочення з 0,06 до 0,1. Зі збільшенням твердості ґрунтового сліду постійної технологічної колії з 2,5 до 4,0 МПа інтенсивно збільшується і величина коефіцієнта об’ємного зминання ґрунту з 4,0 до 45,0 МПа. При подальшому збільшенні твердості ґрунтового сліду постійної технологічної колії збільшення коефіцієнта об’ємного зминання ґрунту практично не спостерігається. В умовах експлуатації з метою зниження коефіцієнта опору кочення ширококолісного агрозасобу при його русі по ґрунтовому сліду постійної технологічної колії необхідно прагнути формувати її як не деформуєму поверхню, що дозволяє зменшити опір коченню агрозасобу щонайменше удвічі.

11. Рух ширококолісного агрозасобу по слідах постійної технологічної колії супроводжується реалізацією його ведучими колесами більшої (на 30%) дотичної сили тяги, максимум якої припадає на меншу величину коефіцієнта буксування рушіїв (0,15...0,17) на відміну від його руху по агрофону, підготовленому під посів, де ця величина знаходиться на рівні 0,22...0,24. Також при цьому підвищується коефіцієнт зчеплення рушіїв агрозасобу з 0,43 до 0,55, що підтверджує факт отримання його кращих тягових і зчіпних властивостей в умовах колійної системи землеробства.

12. Проведеними лабораторно-польовими дослідженнями встановлено, що коливання нерівностей поздовжнього профілю ґрунтових слідів постійної технологічної колії носять низькочастотний характер. Основним генератором їх формування є параметри ґрунтозачепів шин коліс ширококолісних агрозасобів. Характер коливань нерівностей профілів оброблених агрофонів ґрунтообробними агрегатами на основі ширококолісного агрозасобу ТДАТУ є більш вирівняним (середнє квадратичне відхилення амплітуд нерівностей в 1,6-1,8 разів при цьому менші). Коефіцієнт варіації коливань їх тягового опору становить не більше 10%, основний спектр їх дисперсій зосереджений в діапазоні частот 0...8 с⁻¹, а нормовані кореляційні функції цих коливань не містять гармонійних складових. Це свідчить про високу стабільність процесів обробітку ґрунту ширококолісним агрозасобом. При цьому якість обробітку ґрунту приблизно така ж, як і у аналогічних традиційних машинно-тракторних агрегатів. Але питомі витрати енергії на 1 га оброблювальної площі новими агрегатами при цьому менші на 40%.

13. Оцінюванням потенційної продуктивності ширококолісних агрозасобів доведено, що в діапазоні ширини їх колій від 3 до 15 м, значина цього показника знаходиться в інтервалі від 3 до 18 га/год відповідно. Практично такий результат пе-

ревищує потенційну продуктивність традиційних машинно-тракторних агрегатів в 1,5-2 рази, що підтверджує ефективність та перспективність використання ширококолієних засобів механізації в колійній системі землеробства з позиції більш кращих їх технологічних властивостей. А економічний ефект від впровадження ширококолієних засобів механізації, які рухаються по слідах постійної технологічної колії на прикладі вирощування пшениці, за рахунок економії енергетичних витрат, посівного матеріалу і підвищенні врожайності, в порівнянні з традиційними машинно-тракторними агрегатами, становить щонайменше 150 € на 1 га.

6. СПИСОК РЕКОМДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

Основний

1. Bulgakov V., Adamchuk V., Kuvachov V. et al. Research of possibilities for efficient use of wide span tractor (vehicle) for controlled traffic farming. *Proceedings 16 International Scientific Conference «Engineering For Rural Development»* (24 – 26 May 2017, Jelgava, Latvia), 2017. Vol. 16. P. 281–287.
2. Bulgakov V., Adamchuk V., Kuvachov V. et al. Investigation of technological properties of wide span tractors for controlled traffic farming. *Proceedings 16 International Scientific Conference «Engineering For Rural Development»* (24 – 26 May 2017, Jelgava, Latvia), 2017. Vol. 16. P. 303–308.
3. Bulgakov V., Adamchuk V., Kuvachov V. et al. Theoretical justification of the turn of a wide span tractor (vehicle) for controlled traffic farming. *INMATEH – Agricultural Engineering*. 2017. Vol. 53, №3. P. 159–167.
4. Bulgakov V., Adamchuk V., Kuvachov V. Study into movement of wide span tractors (vehicles) used in controlled traffic farming. *Proceedings 28th DAAAM International Symposium «Intelligent Manufacturing And Automation»* (08 – 11th November 2017, Zadar, Croatia) / DAAAM International. Vienna, Austria, 2017. P. 0199–0208.
5. Bulgakov V., Adamchuk V., Kuvachov V. et al. Study of effectiveness of controlled traffic farming system and wide span self-propelled gantry-type machine. *Research in Agricultural Engineering*. 2018. Vol. 64(1). P. 1–7.
6. Bulgakov V., Melnik V., Kuvachov V. et al. Theoretical study on linkage unit of wide span tractor. *Proceedings 29th DAAAM International symposium «Intelligent manufacturing and automation»* (24 – 27th October 2018, Zadar, Croatia) / DAAAM International. Vienna, Austria, 2018. P. 0180–0189.
7. Bulgakov V., Kuvachov V., Nozdrovický L. et al. The study of movement of the wide span tractor-based field machine unit with power method of its control. *Acta Technologica Agriculturae*. 2018. №4. P. 163–168.
8. Bulgakov V., Pascuzzi S., Kuvachov V. et al. Theoretical study of transverse offsets of wide span tractor working implements and their influence on damage to row crops. *Agriculture*. 2019. №9 (144). 10 p.
9. Bulgakov V., Kuvachov V., Olt J. Theoretical study on power performance of agricultural gantry systems. *Proceedings 30th DAAAM International symposium «Intelligent manufacturing and automation»* (23–26th October 2019, Zadar, Croatia) / DAAAM International. Vienna, Austria, 2019. P. 0167–0175.
10. Кувачов В.П., Куценко Ю.М., Ковальов О.В. Електрифікований агро модуль – ефективне рішення проблем механізації сільськогосподарського виробництва. *Праці ТДАТУ*. 2012. Вип. 12, т. 2. С. 86–92.
11. Кувачов В.П. Мостове землеробство на базі дощувальних машин. *Науковий вісник*

ТДАТУ. 2012. Вип. 2, т. 5. С. 15–23.

12. Кувачов В.П. Землевикористання при облаштуванні поля для роботи енерготехнологічних засобів мостового типу. *Науковий вісник ТДАТУ*. 2013. Вип.1, т.3. С.116–126.
13. Кувачов В.П. Обґрунтування енергонасиченості спеціалізованих самохідних енерготехнологічних засобів мостового типу. *Науковий вісник ТДАТУ*. 2014. Вип.4, т.2. С. 124–131.
14. Кувачов В.П. Спеціалізований транспортний засіб для колійного землеробства. *Вісник ХНТУСГ*. 2014. № 148. С. 63–69.
15. Кувачов В.П. До питання вибору шин спеціалізованих ширококолієних засобів сільськогосподарського призначення. *Науковий вісник ТДАТУ*. 2015. Вип. 5, т.1. С. 14–21.
16. Кувачов В.П. Оцінка стійкості руху ширококолієних енерготехнологічних засобів механізації сільськогосподарського виробництва. *Праці ТДАТУ*. 2015. Вип. 15, т. 3. С. 204–210.
17. Надикто В.Т., Кувачов В.П. Оцінка керованості руху ширококолієних енерготехнологічних засобів механізації сільськогосподарського виробництва. *Науковий вісник ТДАТУ*. 2016. Вип. 6., т.1. С. 99–110.
18. Кувачов В.П. Кінематика повороту ширококолієних засобів механізації сільськогосподарського виробництва для колійної системи землеробства. *Вісник Сумського НАУ*. 2016. Вип. 10/2 (30). С. 46–49.
19. Кувачов В.П. До питання конструювання спеціалізованих ширококолієних енерготехнологічних транспортних засобів для колійної системи землеробства. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин*. 2016. Вип. 46. С. 72–78.
20. Кувачов В.П. Визначення показника режиму поворотності ширококолієного агрозасобу для колійної системи землеробства. *Науковий вісник ТДАТУ*. 2016. Вип. 6., т.3. С. 171–177.
21. Кувачов В.П. Механіко–технологічні основи використання спеціалізованих ширококолієних агрозасобів. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2017. Вип. 2 (97). С. 161–166.
22. Кувачов В.П. Дослідження технологічних властивостей спеціалізованого ширококолієного агрозасобу. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2017. Вип. 1 (96). С. 30–36.
23. Кувачов В.П. Дослідження плавності ходу спеціалізованого ширококолієного агрозасобу. *Вісник аграрної науки*. 2017. №4. С. 46–53.
24. Кувачов В.П. Теоретичні основи статичної та динамічної поворотності спеціалізованого ширококолієного агрозасобу. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. 2017. №8. С. 210–218.
25. Кувачов В.П. Дослідження ефективності колійної системи землеробства. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. 2017. Вип. 5(104). С. 94–104.
26. Adamchuk V.V., Bulgakov V.M., Kuvachov V.P. et al. Mathematical modelling of the movements of tractor working tools in controlled traffic farming. *Agricultural Science and Practice*. 2017. Vol. 4, №2. P. 64–73.
27. Адамчук В.В., Булгаков В.М., Кувачов В.П. Теоретичне дослідження руху робочих органів ширококолієного агрозасобу. *Вісник аграрної науки*. 2017. №10. С. 44–50.
28. Kuvachov V.P. Justification of the parameters a rear-mounted linkage wide span tractor (vehicle). *Вісник ХНТУСГ*. 2019. Вип. 199. С. 32–48.
29. Кувачов В.П. Експериментальні випробування агромостового боронувального агрегату. *Праці ТДАТУ*. 2019. Вип. 19, т. 4. С. 223–233.
30. Кувачов В.П., Мітков В.Б., Ігнат'єв Є.І. та ін. Методологія перевірки математичних моделей функціонування агромостових систем на адекватність. *Науковий вісник ТДАТУ*. 2020. Вип. 10, том 1. 13 с.
31. Кувачев В. Моделирование плоско-параллельного движения в горизонтальной плоскости ширококолейного агросредства при кинематическом способе его управления. *Motrol*. 2015. Vol. 17, № 9. С. 49–54.

32. Кувачев В., Митков В., Шульга О. Моделирование плоско–параллельного движения в вертикальной плоскости ширококолейного агросредства для колесной системы земледелия. *Motrol*. 2016. Vol. 18. №1. С. 3–12.
33. Bulgakov V., Kyurchev V., Kuvachov V. et al. The study of movement wide span tractor (vehicles) with kinematic (turn of wheels) method of its control. *Mechanization in agriculture & conserving of the resources*. 2017. Issue 5. P.188 – 193.
34. Bulgakov V., Holovach I., Kuvachov V. et al. Theoretical investigation of a rear–mounted linkage for wide–span tractors. *Mechanization in agriculture & Conserving of the resources*. 2018. Issue 1. P.11–14.
35. Bulgakov V., Arak M., Kuvachov V. et al. Study of special aspects of hitching to wide span tractors (vehicles). *Mechanization in Agriculture*. 2018. Year LXIV, Issue 4. P. 111–113.
36. Bulgakov V., Kuvachov V., Ivanovs S. et al. Research of properties of constant technological track of a bridge–type field machine. *TECHNOFORUM 2020 «New Trends in Machinery and Technologies for Biosystems»*. 2020. P. 26–33.
37. Bulgakov V., Ivanovs S., Kuvachov V. et al. Study of specialized wide-rail agriculture unit for rail farming. *Mechanization in agriculture & conserving of the resources*. 2020. Year LXVI, Issue 2, P. 59–62.
38. Bulgakov V., Olt J., Kuvachov V. et al. A study of the interaction between soil and the pneumatic wheels of agricultural gantry systems. *Agraarteadus. Journal of Agricultural Science*. 2020. № XXXI (1). P. 3–9.
39. Bulgakov V., Olt J., Kuvachov V. et al. A theoretical and experimental study of the traction properties of agricultural gantry systems. *Journal of Agricultural Science*. 2020. № XXXI (1). P. 10–16.

Додатковий

40. Кувачев В.П. Обоснование энергонасыщенности самоходных энерготехнологических средств мостового типа. *Актуальные проблемы научно–технического прогресса в АПК: материалы VIII Международной научно–практической конференции «Ресурсо- и энергосбережение в АПК. Альтернативные виды топлива»* (20 – 22 марта, 2013 г., г. Ставрополь) / ФГБОУ ВПО Ставропольский гос. аграрный ун-т. Ставрополь, 2013. С.101–110.
41. Kuvachov V. The study wide span tractor (vehicles) for controlled traffic farming. *Proceedings V International scientific–technical conference «Agricultural Machinery»*: (June, 2017, Sofia, Bulgaria). 2017. Year 1, Vol. 2. P. 129–131.
42. Кувачов В.П. Аналіз руху енергозасобів по постійній технологічній колії. *Задачі земледельческой механіки в XXI веке: Сборник докладов Международной научно – технической интернет конференции* (2–10 ноября 2011 г., Дослідницькое - Мелітополь) / ТДАТУ. Мелітополь, 2011. С. 223–228.
43. Кувачов В.П. Моделювання плоско-паралельного руху спеціалізованого енерготехнологічного засобу для колійної системи землеробства у поздовжньо-горизонтальній площині. *Проблеми та перспективи сталого розвитку АПК півдня України: матер. Всеукр. наук.-практ. конф.* (7–14 квітня. 2015 р., м. Мелітополь) / ТДАТУ. Мелітополь, 2015. Т. 4 (2). С. 13–17.
44. Кувачев В.П. Перспективи використання ширококолейних спеціалізованих засобів сільськогосподарського призначення. *Сучасні проблеми землеробської механіки: матер. Міжнар. наук.-практ. конф.* (16-18 жовт. 2014 р., м. Житомир) / Житомирський НАУ, 2014. С. 64–66.
45. Кувачов В.П. Оцінка керованості руху ширококолейних енерготехнологічних засобів механізації с.-г. виробництва. *Сучасні проблеми землеробської механіки: матер. XVI Міжнар. наук. конф.* (17–19 жовтня 2015 р., м. Київ) / НУБіП. Київ, 2015. С. 3–4.

46. Кувачов В.П. Кінематика повороту ширококолієвих засобів механізації сільськогосподарського виробництва для колійної системи землеробства. *Сучасні проблеми землеробської механіки*: тези допов. XVII міжнар. наук. конф. (17–19 жов. 2016 р., м. Суми) / Сумський НАУ, 2016. С. 22–25.
47. Кувачов В.П. До питання компонування спеціалізованих ширококолієвих енерготехнологічних транспортних засобів для колійної системи землеробства. *Підготовка ґрунту в системі ресурсозберігаючих технологій*: матер. Всеукр. наук.-практ. конф. (3–4 лист. 2016 р. м.) / КНТУ. Кіровоград, 2016. С. 24–26.
48. Кувачов В.П. Оцінка керованості руху ширококолієвих енерготехнологічних засобів механізації с.-г. виробництва. *Сучасні проблеми землеробської механіки*: матер. XVI Міжн. наук. конф. (17–19 жовт. 2015 р.) / НУБіП. Київ, 2015. С. 3-4.
49. Кувачов В.П. Дослідження поперечних зміщень робочих органів ширококолієвих агрозасобів для колійної системи землеробства. *«Сучасні проблеми землеробської механіки»*: збірн. наук. праць XVIII міжнар. Наук. конф. (16–18 жовт. 2017 р., м. Кам'янець-Подільський) / Подільський ДАТУ. Кам'янець-Подільський, 2017. С. 139–141.
50. Кувачев В.П. Обоснование параметров навесного устройства специализированных ширококолейных агросредств. *Цілі сталого розвитку третього тисячоліття: виклики для університетів наук про життя*: матер. Міжнар. наук.-практ. конф. (23–25 трав. 2018 р., м. Київ) / НУБіП. Київ, 2018. Т. 5. С.178–180.
51. Надикто В.Т., Кувачев В.П. Научные основы агрегатирования специализированных ширококолейных агросредств для колёсной системы земледелия. *Цілі сталого розвитку третього тисячоліття: виклики для університетів наук про життя*: матер. Міжнар. наук.-практ. конф. (23–25 трав. 2018 р., м. Київ) / НУБіП. Київ, 2018. Т. 5. С. 198-200.
52. Кувачов В.П. До питання агрегативання мостових тракторів. *Сучасні проблеми землеробської механіки*: матер. XIX Міжн. наук. конф. (17-19 жовт. 2018 р., м. Київ) / НУБіП. Київ, 2018. С. 258–260.
53. Bulgakov V, Arak M., Kuvachov V. Study of special aspects of hitching to wide span tractors (vehicles). *Conserving soils and water: SCIENTIFIC PROCEEDINGS III INTERNATIONAL SCIENTIFIC CONFERENCE* (2018, Burgas, Bulgaria) 2018. Year II, Inssue 1(2). P. 78–79.
54. Кувачов В.П. Розроблення методології оцінювання технологічних властивостей спеціалізованих ширококолієвих агрозасобів. *Інноваційні технології вирощування, зберігання і переробки продукції садівництва та рослинництва*: матер. V Міжн. наук.-практ. конф. (23–24 травня 2019 р., м. Умань). Умань, 2019. С. 44–46.
55. Kuvachov V.P., Aiubov A.M. Substantiation of the scheme and parameters wide span vehicle. *Сучасні наукові дослідження на шляху до євроінтеграції*: матер. міжн. наук.-практ. форуму (21–22 червня 2019 р., м. Мелітополь) / ТДАТУ. Мелітополь, 2019. С. 18–20.
56. Кувачов В.П., Митков В.Б., Черная Т.С. Перспективы перехода сельскохозяйственного производства на колёсные и мостовые системы земледелия. *Сучасні наукові дослідження на шляху до євроінтеграції*: матер. міжн. наук.-практ. форуму (21–22 червня 2019 р., м. Мелітополь) / ТДАТУ. Мелітополь, 2019. С. 91–95.
57. Кувачев В.П. Перспективы дальнейших исследований ширококолейных агросредств. *Сучасні проблеми землеробської механіки*: матер. XX Міжн. наук. конф. (17-19 жовтня 2019 р., м. Миколаїв) / Миколаївський НАУ. Миколаїв, 2019. С. 156–161.
58. Спосіб реалізації мостового землеробства: пат. на кор. мод. 84884 Україна: МПК А01В49/00. № у 201302692; заявл. 04.03.2013; опубл. 11.11.2013, Бюл. №21.
59. Мостовий засіб для сільськогосподарських робіт: пат. на кор. мод. 84883 Україна: МПК А01В49/00. № у 201302688; заявл. 04.03.2013; опубл. 11.11.2013, Бюл. №21.

60. Мостовий засіб для сільськогосподарських робіт: пат. на кор. мод. 93888 Україна: МПК А01В 49/00. № u 201403094; заявл. 27.03.2014; опубл. 27.10.2014, Бюл. №20.
61. Стабілізатор корпусу плуга в агрегаті мостового землеробства: пат. на кор. мод. 100657 Україна: МПК А01В 61/04. № u 201411864; заявл. 03.11.2014; опубл. 10.08.2015, Бюл. №15/2015.
62. Мостовий засіб для сільськогосподарських робіт: пат. на кор. мод. 115712 Україна: МПК А01В49/00. № u 201611179; заявл. 04.11.2016; опубл. 25.04.2017, Бюл. №8.
63. Мостовий засіб з регульованою технологічною колією: пат. на кор. мод. 117278 Україна: МПК А01В 49/00. № u 201613108; заявл. 22.12.2016; опубл. 26.06.2017, Бюл. №12.
64. Мостовий засіб зі змінною висотою агротехнічного просвіту: пат. на кор. мод. 17399 Україна: МПК А01В 49/00. № u 201700176; заявл. 04.01.2017; опубл. 26.06.2017, Бюл. №12.
65. Грунтообробне знаряддя для колійного та мостового землеробства: пат. на кор. мод. 124946 Україна: А01В 15/00, А01В 79/00. № u 201711571; заявл. 27.11.2017; опубл. 25.04.2018, Бюл. №8.
66. Грунтообробне знаряддя для колійного та мостового землеробства: пат. на кор. мод. 126787 Україна: А01В 49/00. № u201712980; заявл. 27.12.2017; опубл. 10.07.2018, Бюл. №13.
67. Спосіб гладкої оранки в колійному та мостовому землеробстві: пат. 132889 Україна: А01В 49/00, А01В 51/00. № u 201810777; заявл. 31.10.2018; опубл. 11.03.2019, Бюл. №5.
68. Знаряддя для гладкої оранки в агрегаті колійного та мостового землеробства: пат. 133491 Україна: А01В 3/00, А01В 49/00. № u 201810776; заявл. 31.10.2018; опубл. 10.04.2019, Бюл. №7.
69. Знаряддя для обробітку та аерації ґрунту в агрегаті колійного і мостового землеробства: пат. 134274 Україна: А01В 33/06, А01В 45/02. № u 201812237; заявл. 10.12.2018; опубл. 10.05.2019, Бюл. №9.
70. Спосіб обробітку та аерації ґрунту в колійному і мостовому землеробстві: пат. 134275 Україна: А01В 45/02, А01В 33/06. № u 201812238; заявл. 10.12.2018; опубл. 10.05.2019, Бюл. №9.
71. Знаряддя для прокладання постійної технологічної колії: пат. на винахід 119393 Україна: А01В 76/00, А01В 79/02, Е01С 9/02. № а 201710581; заявл. 01.11.2017; опубл. 10.06.2019, Бюл. № 11.
72. Знаряддя для прокладання постійної технологічної колії: пат. на винахід 119394 Україна: А01В 76/00, А01В 79/02, Е01С 9/02. № а 201710582; заявл. 01.11.2017; опубл. 10.06.2019, Бюл. № 11.
73. Спосіб стійкого руху мостового засобу та пристрій для його здійснення: пат. на винахід 119482 Україна: А01В 49/00, А01В 63/00, А01В 63/02. № а 201705337; заявл. 31.05.2017; опубл. 25.06.2019, Бюл. № 12.
74. Знаряддя для прокладання постійної технологічної колії мостової системи землеробства: пат. на винахід 119800 Україна: А01В 76/00, А01В 79/02, Е01С 9/02. № а 201706083; заявл. 16.06.2017; опубл. 12.08.2019, Бюл. № 15.
75. Транспортний енергетичний засіб: Пат. на винахід 120299 Україна: А01В 49/00, А01В 49/04, А01В 63/16, А01В 63/22. № а 201710579; заявл. 01.11.2017; опубл. 11.11.2019, Бюл. № 21.
76. Транспортний енергетичний засіб: пат. на винахід 120388 Україна: А01В 49/00, В60В 35/104. № а 201710576; заявл. 01.11.2017; опубл. 25.11.2019, Бюл. № 22.
77. Мостовий засіб сільськогосподарського призначення: пат. на кор. мод. 141743 Україна: А01В 79/00. № u 201910185; заявл. 04.10.2019; опубл. 27.04.2020, Бюл. №8.

Додаток Д

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ТАВРІЙСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРОТЕХНОЛОГІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ ДМИТРА МОТОРНОГО**

КУВАЧОВ В.П.

**ПРАКТИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ
З ВИКОРИСТАННЯ ШИРОКОКОЛІЙНИХ ЗАСОБІВ
МЕХАНІЗАЦІЇ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА
В УМОВАХ КОЛІЙНОЇ СИСТЕМИ ЗЕМЛЕРОБСТВА**

Мелітополь, 2020

УДК 631.37 + 631.3.076

Автор:

В.П. Кувачов, кандидат технічних наук, доцент
(Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного)

Рецензенти:

М.П. Артёмов, доктор технічних наук, професор,
(Харківський національний технічний університет
сільськогосподарства імені Петра Василенка)

А.І. Панченко, доктор технічних наук, професор,
(Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного)

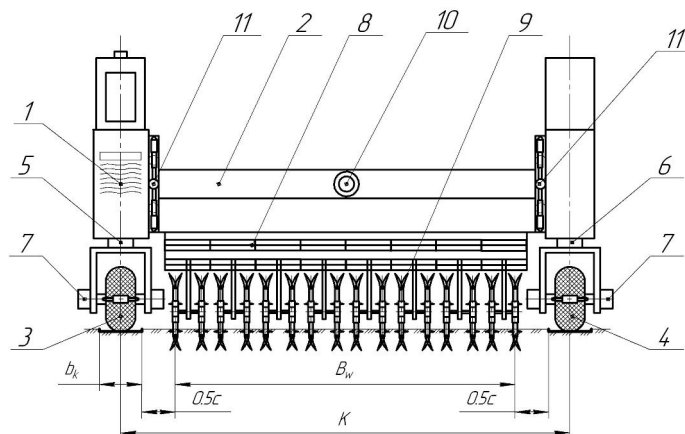
Науково-практичні рекомендації з використання ширококолієвих засобів механізації сільськогосподарського виробництва в умовах колійної системи землеробства розроблено на підставі узагальнених власних теоретичних та експериментальних досліджень Кувачова В.П.

Для наукових співробітників, аспірантів, інженерів, конструкторів, науково-педагогічних працівників аграрних вищих навчальних закладів України, які займаються проектуванням, розробкою та випробуваннями сучасної сільськогосподарської техніки, а також викладанням дисциплін агроінженерних спеціальностей.

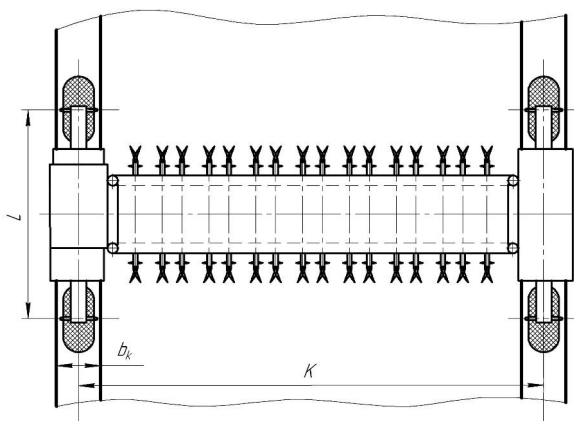
Розглянуто і схвалено науково-технічною радою науково-дослідного інституту механізації землеробства півдня України (НДІ МЗПУ) (протокол від 26 грудня 2019 р. № 4)

ПРАКТИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ З ВИКОРИСТАННЯ ШИРОКОКОЛІЙНИХ ЗАСОБІВ МЕХАНІЗАЦІЇ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА В УМОВАХ КОЛІЙНОЇ СИСТЕМИ ЗЕМЛЕРОБСТВА

Для вирішення проблем, які пов'язані з реалізацією традиційними тракторно-комбайновими засобами механізації сільськогосподарського виробництва основних принципів колійної системи землеробства, у світі намітилася тенденція щодо використання ширококолієвих агрозасобів. Типовими світовими представниками вказаних ширококолієвих агрозасобів (або «мостових» тракторів) є трактор Даулера, BIOTRAC, ASA-Lift WS 9600 та інші. Їх компоновальні схеми (рис. 1), як правило, містять силову енергетичну установку 1, ширококолієне самохідне шасі 2 з керованими колесами 3 та 4, розміщеними на колісних візках 5 і 6 його лівого і правого бортів, трансмісійну систему їх приводу 7 (або мотор-колеса), раму 8 для кріплення робочих органів с.-г. знарядь 9, механічну систему відбору потужності 10 для активного приводу робочих органів, підйомні механізми 11 з електромеханічним або гідравлічним силовим приводом.



а) вид спереду



б) вид зверху

Рис. 1 – Компоновальна схема ширококолієвого агрозасобу, який функціонує в умовах колійного землеробства

Ширококоліїний агрозасіб (див. рис 1) з шириною колії K і робочою шириною захвату B_w рухається по слідах постійної технологічної колії, ширина якої з урахуванням ширини захисної зони c дорівнює b_k .

В залежності від конструктивного виконання будь-якого ширококоліїного агрозасобу величина його колії K може бути різною. Водночас для світових зразків ширококоліїних агрозасобів вона становить в межах 3...21 м.

Представником такої компоновальної схеми агрозасобу (див. рис. 1) є ширококоліїний засіб конструкції ТДАТУ (рис. 2) з шириною колії 3,5 м. Він містить силову ферму 1, яка є остовом-рамою агрозасобу, жорстко з'єднану з лівою 2 і правою 3 платформами. До платформ 2 і 3 прикріплені кронштейни 4 з колесами 5. Обертання коліс 5 здійснюється за допомогою двох мотор-редукторів 6, встановлених у середині платформ 2 і 3 та синхронних механізмів 7 приводу переднього і заднього коліс 5 з кожного його борту. У верхній частині лівої платформи 2 встановлено блок-шафу 8 з пристроями керування шасі. Між передніми та задніми колесами 5 на нижній поверхні платформ 2 та 3 встановлені опорні стійки силових домкратів 9 для підйому бортів агрозасобу з будь-якої сторони при його развороті. На поперечинах силової ферми 1 розміщено додаткові агрегати гідросистеми агрозасобу, зокрема бак 10 для гідрорідини, електричний двигун 11 приводу гідронасосу 12, гідророзподільник 13. Також в центральній частині агрозасобу розміщується гідравлічний навісний механізм 14, який запозичений від серійного колісного трактора тягового класу 1,4. За допомогою навісного механізму 14 з агрозасобом агрегатуються с.-г. машини та знаряддя.

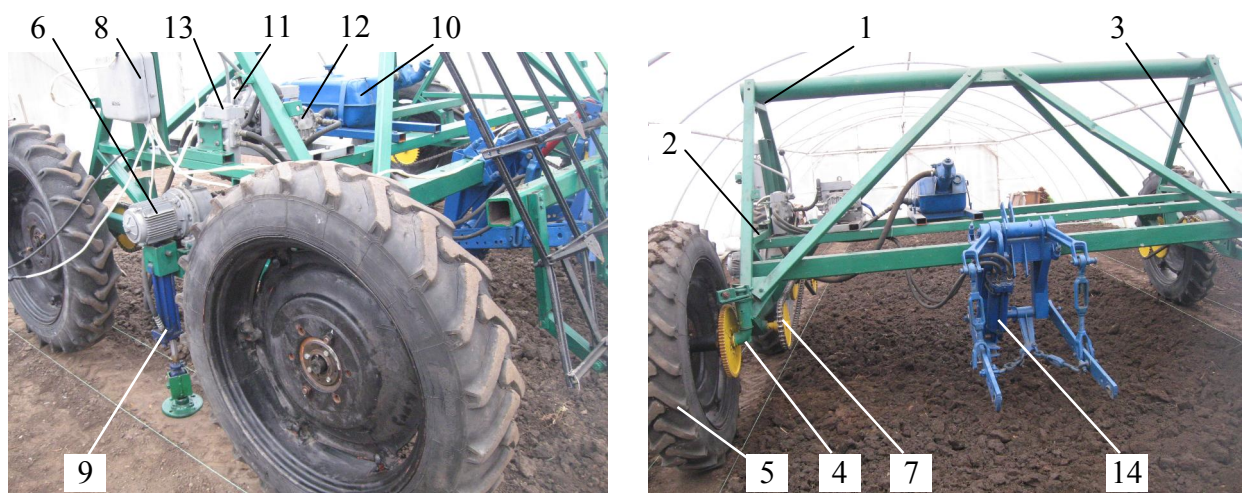


Рис. 2 – Будова ширококоліїного агрозасобу ТДАТУ

Для повної реалізації тягово-енергетичних властивостей ширококоліїних агрозасобів при робочих швидкостях їх руху до 5 км/год їх енергонасиченість має бути рівною 12,5 кВт/т, а в межах до 10 км/год – 23,5 кВт/т. У зв'язку з цим в реальних умовах експлуатації зменшення робочих швидкостей руху таких агрозасобів є шлях до скорочення енерговитрат на технологічні процеси в колійному землеробстві.

За умов достатнього зчеплення рушіїв ширококоліїного агрозасобу з опорною поверхнею ґрунтового сліду постійної технологічної колії дозволяє розвивати йому тягове зусилля на рівні 6,37 кН на кожен тону його експлуатаційної маси. Це в 1,4 разів більше, ніж здатний розвивати традиційний колісний трактор при його русі по стерньовому агрофоні.

Рух агрозасобу по ґрунтовому сліду постійної технологічної колії на відміну від с.-г. агрофона дозволяє підвищити його коефіцієнт зчеплення до 0,55. При цьому максимальна дотична сила тяги, що розвивається його колесами, досягається при меншій величині буксування (0,15...0,17) ніж для традиційного колісного трактора. Практично це означає, що рух агрозасобу по вирівняному ущільненому ґрунтовому сліду постійної технологічної колії дозволяє підвищити його тягово-зчіпні властивості щонайменше на 30% у порівнянні з традиційним колісним трактором.

При виборі типорозміру шини для ширококоліїного агрозасобу спочатку слід керуватися вибором її ширини, значення якої з позиції мінімальної ширини постійної технологічної колії повинно бути якомога меншим, а потім, виходячи з її несучої здатності, – її діаметром.

За критерієм максимального коефіцієнта корисної дії роботи колеса агрозасобу конструкції ТДАТУ раціональні оптимуми основних параметрів шини припадають на величину діаметра шини 1,245 м, та її ширину 0,250 м. Практичної реалізації вказаних параметрів відповідають шини типорозміру 9.5R32, коефіцієнт корисної дії роботи якої дорівнює 0,86. Відносно невелике значення коефіцієнту корисної дії пояснюється її тракторною приналежністю. Через це обґрунтування параметрів нової шини, спеціально призначеної для агрозасобів, які рухаються по слідах постійної технологічної колії, є предметом окремих подальших досліджень.

З позиції максимального коефіцієнта корисної дії роботи колеса агрозасобу конструкції ТДАТУ з шинами 9.5R32 бажаним є встановлення максимального тиску повітря в них рівного 160 кПа. В умовах експлуатації це також сприяє збільшенню несучої здатності шин ширококоліїних агрозасобів.

Втрати площі поля під інженерну зону суттєво залежать від ширини колії для руху ширококоліїних агросасобів, значення якої напряму визначено шириною шин їх коліс. Так за критерієм мінімального коефіцієнта втрат площі поля під інженерну зону раціональна величина ширини колії останніх припадає на $K = 7,5$ м. На практиці це означає, що при використанні шин агросасобів з шириною 0,393...0,429 м, дозволяє мати величину втрат площі поля під інженерну зону не більше 6%. Водночас, при збільшенні ширини колії агросасобів до 9 м, що притаманно для закордонних зразків, так званих, «мостових» тракторів, величина втрат площі зменшується до 5%.

Втрати площі поля під інженерну зону практично не залежать від його довжини. Доказом цього є той факт, що при зменшенні довжини поля з 1000 м до 100 м ця величина змінюється не більше 2% в діапазоні варіювання ширини колії агросасобів до 30 м. Тому на практиці розмір поля при його облаштуванні під колійну систему землеробства суттєво не впливає на величину коефіцієнта втрат площі поля під інженерну зону.

За великих поперечних відхиленнях агросасобу від прямолінійної траєкторії його руху збільшення ширини технологічного допуску постійної технологічної колії лише на 0,3 м збільшує втрати площі поля під інженерну зону в 1,5...1,75 разів. Практично це означає, що використання ширококоліїних агросасобів в колійній системі землеробства вимагає обґрунтування принципів їх автоматичного водіння, що, за рахунок покращення стійкості їх руху, дозволить максимально зменшити втрати площі поля під інженерну зону щонайменше в 1,5 разів.

Найбільш раціональна схема розвороту ширококоліїної агросасобу на поворотній смузі є такою де поворот його шасі здійснюється керованими колесами з одного борту навколо центру, розташованого в центрі межколісного простору з іншого борту. Це дозволяє одночасно з поворотом переміщати його на наступну робочу позицію з кращими кінематичними параметрами. На практиці кращі показники повороткості досягаються при такому конструктивному виконанні агросасобу, коли відношення його колісної бази до ширини колії є якомога меншим. За вказаною умовою щонайменшим є і кут повороту його керованих коліс.

Для отримання оптимального режиму повороткості ширококоліїних агросасобів зі збільшенням величини їх колії від 3 м до 12 м кінематичний показник режиму повороту також збільшується з 5,8 м/рад до 30 м/рад і

більше. Практично це вимагає збільшення швидкісного режиму при їх русі на повороті, що потребує збільшення енерговитрат на цей процес.

Маневр виконання повороту спеціалізованим ширококоліїним агрозасобом на малій швидкості руху (0,5 м/с) дозволяє мати кут його повороту у фазі розгону навіть меншим за 10 град. А от при збільшенні швидкості руху до 1,0 м/с кут повороту агрозасобу фази його розгону при цьому збільшується до 30 град. Реалізація швидкісного режиму агрозасобом на повороті зі швидкостями близько 2,0 м/с вже стає проблематичним. Оскільки потребує збільшити фазу розгону вказаного агрозасобу до кута повороту щонайменше в 140 град. На практиці це означає, що майже весь шлях на повороті агрозасіб повинен рухатися із прискоренням з усіма наслідками, що не є бажаним.

Для забезпечення найкращої стійкості агрозасобу швидкість його робочого руху має бути близькою 1 м/с. При збільшенні швидкості руху агрозасобу до 3 м/с теоретичні амплітудно-частотні характеристики відпрацювання динамічною системою збурюючого впливу погіршуються (тобто небажано зростають). Водночас, максимальна амплітуда його курсового кута φ на частотах близьких до нуля становить 0,08 рад на 1 кН коливань тягового опору, а на частотах $\omega > 3 \text{ с}^{-1}$ збільшення швидкісного режиму руху агрозасобу практично не погіршує стійкості його руху в горизонтальній площині.

Збільшення швидкісного режиму руху ширококоліїного агрозасобу до 3 м/с на частотах збурюючого впливу близьких до нуля негативно відображається на величині його поперечного відхилення. Практично це означає, що на 1кН коливань тягового опору с.-г. знаряддя амплітуда поперечного відхилення агрозасобу наближається до 50 мм, що вимагає більшої ширини постійної технологічної колії за рахунок збільшення величини технологічного допуску. В кінцевому рахунку це небажано збільшує втрати площі поля під інженерну зону.

З позицій задовільної стійкості руху ширококоліїного агрозасобу місце приєднання його технологічної частини повинно розміщуватися усередині його колісної бази («середнє» навішування робочих знарядь).

При двократному збільшенні ширини колії ширококоліїного агрозасобу з 3 м до 6 м, як показали теоретичні розрахунки, амплітудні характеристики відпрацювання агрозасобом збурюючого впливу (коливань тягового опору) також збільшуються. Але різниця амплітудних значень при

цьому не перевищує 7%, що можна компенсувати, наприклад зміною швидкісного режиму руху, або величиною коефіцієнту опору уводу його коліс, значення якого, за відомою залежністю Р. Смілея і В. Горна, може змінюватися в залежності від розмірів та тиску повітря в шині. Для практики це означає, що ширина колії агрозасобу практично не оказує суттєвого впливу на стійкість його руху в горизонтальній площині.

З позиції забезпечення кращої керованості ширококолісного агрозасобу при силовому (бортовому) способі його керування збільшення ширини його колії дозволяє збільшувати коефіцієнт підсилення реакції динамічної системи на керуючий вплив, яким є рушійна сила на колесах одного із його бортів. Найбільш відчутно цей процес проявляється на частотах коливання рушійної сили близьких до нуля. Практично це означає, що при ширині колії агрозасобу $K = 9$ м на 1 кН коливань рушійної сили амплітуда його курсового кута зростає до 4,5 град, а поперечні відхилення сягають 0,4 м, що може призвести до перерегулювання динамічної системи і складності керування агрозасобом.

Бажане зменшення запізнення реакції ширококолісного агрозасобу на вхідний керуючий сигнал при силовому способі керування досягається зі зменшенням ширини його колії та інтенсивності швидкісного режиму руху. Доказом цього є те, що при розрахунках фазово-частотних характеристик із зменшенням ширини колії агрозасобу до 3 м та швидкості його руху до 1 м/с вони наближаються до ідеальних.

Силовий (бортовий) спосіб керування агрозасобом є малоефективним при малому його швидкісному режимі і на частотах керуючого впливу більших за $2,5 \text{ с}^{-1}$, де динамічна система практично не реагує на керуючий вплив. За таких умов доведено, що тільки ефективна система керуванням агрозасобом дозволить мати задовільну його керованість.

При кінематичному способі керування агрозасобом на малих швидкостях руху (1 м/с) бажана частота коливань середнього кута повороту α передніх коліс має знаходитися на рівні $0,5 \text{ с}^{-1}$. Водночас збільшення швидкості руху агрозасобу до 3 м/с на низьких частотах ($\omega < 1,3 \text{ с}^{-1}$) маємо факт перерегулювання динамічної системи, а на частотах $\omega > 1,3 \text{ с}^{-1}$ навпаки – незначне недорегулювання відносно ідеальної характеристики. В умовах експлуатації це означає, що, при збільшенні швидкісного режиму агрозасобу (близького до 3 м/с) в діапазоні частот

$\omega = 0,5 \dots 5,5 \text{ c}^{-1}$ інтенсивності керуючого впливу, тільки ефективна система його керування дозволить мати задовільну керованість.

З аналізу математичних моделей плоско-паралельного руху агрозасобу в горизонтальній площині при кінематичному способі його керування шляхом повороту коліс доведено, що його керованість практично не залежить від способу його повороту будь то передніми або задніми колесами. Тому, для практичного функціонування ширококолісного агрозасобу можна проектувати його з одними, наприклад, тільки передніми керованими колесами. При цьому майже однаковою буде його керованість, як при прямому, так і реверсивному русі.

З позиції забезпечення кращої керованості ширококолісного агрозасобу при кінематичному способі його керування шляхом повороту напіврам бажана частота коливань кута ψ їх зміщення знаходиться на рівні $1,7 \text{ c}^{-1}$. При цьому характер амплітудно- і фазово-частотних характеристик суттєво залежить від ширини поздовжньої бази агрозасобу і швидкості його руху. За таким способом керування агрозасобом не бажано його проектувати як із надто великою, так і малою його колісною базою. Оскільки в розглядуваному частотному діапазоні коливань керуючого впливу $\omega = 0,5 \dots 5,5 \text{ c}^{-1}$ динамічна система практично не може досягти ідеальних характеристик.

При роботі агрозасобу на швидкості руху близьких 3 м/с при його керуванні шляхом повороту напіврам маємо амплітуди поперечних відхилень більших за 16 м/рад . На практиці це може призвести до перерегулювання динамічної системи і складності керування агрозасобом, а також до розширення технологічної колії за рахунок збільшення величини технологічного допуску, що збільшує втрати площі під інженерну зону. Але ж при автоматизації його керування за таким способом дозволить мати непогані показники його керованості, які є не гіршими за характеристики його роботи з поворотними колесами.

Для забезпечення задовільної керованості агрозасобу конструкції ТДАТУ при відпрацювання ним збурюючого впливу, яким є поворот навісного механізму з технологічною частиною в горизонтальній площині, при швидкості його руху 2 м/с частота коливань кута повороту його коліс має становити $0,8 \dots 0,9 \text{ c}^{-1}$. В іншому випадку амплітудні і фазові частотні характеристики відпрацювання динамічною системою керуючого впливу наближаються до ідеальних тільки тоді, коли миттєвий центр повороту навісного механізму агрозасобу знаходиться в зоні центру його мас.

Розміщення навісного механізму агрозасобу з його технологічною частиною повинно бути якомога близьким до його центру мас. Тільки в цьому випадку амплітудно- і фазово-частотні характеристики відпрацювання агрозасобом кута повороту навісного пристрою з технологічною частиною в горизонтальній площині наближає їх до ідеальних. Але практично ця відстань стає настільки малою, що відповідає зближенню нижніх тяг на відстань 0,02 м при куті їх збіжності – 85 град. Тому, з позиції проектування універсального навісного пристрою для ширококоліїних агрозасобів слід передбачити можливість його налаштування, як за триточковою, так і за двоточковою схемами.

З позиції отримання щонайменших поперечних зміщень робочих органів в процесі роботи такі його параметри як ширина колії, амплітуди його кутових курсових коливань та віддаленість робочих органів від його кінематичного центру мають бути якомога меншими. Доказом цього є той факт, що при ширині колії агрозасобу на рівні $K = 6$ м і його амплітудах кутових коливань до 8 град, а також віддалені робочих органів від його кінематичного центру на відстань 3 м, величина поперечних зміщень крайніх робочих органів становить 0,38...0,48 м. Практично це означає, що в процесі роботи робочі органи будуть потрапляти в зону розміщення рядка культурної рослини та знищувати їх при цьому. Тому автоматизація керування рухом агрозасобу сприятиме зменшенню сукупності всіх кутових відхилень від заданого напрямку руху, що дозволить практично зменшити амплітуди поперечних зміщень робочих органів до 0,05 м, і, як наслідок, зменшити ймовірність підрізання рослин у рядку робочими органами, особливо крайніми.

З кінематичної точки зору кріплення знаряддя для прокладання постійної технологічної колії має бути жорстким, а оптимальна зона його розміщення і робочих органів агрозасобу – зосереджені на мінімально можливій поздовжній відстані від його кінематичного центра. Тільки в цьому випадку величина взаємного відхилення траєкторій постійної технологічної колії і робочих органів становить не більше за 1 мм. При цьому оптимальна поздовжня відстань від кінематичного центра агрозасобу до точки стеження за траєкторією руху має бути рівною 3...4 м, що є прийнятним для зору людини-оператора.

При розстановці культиваторних робочих органів для ширококоліїних агрозасобів слід враховувати фактор різниці їх зовнішніх та внутрішніх зміщень. Так, для робочих органів, розташованих зовні, відносно

геометричної осі рядка і центру агрозасобу, величина захисної зони повинна бути більшою, ніж для внутрішніх (приблизно на 3 см). Доказом цього є те, що з ймовірністю пошкоджуваності рослин до 1% захисна зона рядків, які оброблюються крайніми робочими органами, мають бути не меншими за 13 і 16 см відповідно.

З точки зору бажаності відпрацювання спеціалізованим ширококоліїним агрозасобом коливань нерівностей слідів постійної технологічної колії збільшення коефіцієнта жорсткості шин його коліс є ефективним при частотах цього збурення, більших за $7,0 \text{ c}^{-1}$. При цьому дисперсії коливань нерівностей профілю постійної технологічної колії мають зосереджуватися в частотних діапазонах $\omega = (0...7 \text{ і } 13...20) \text{ c}^{-1}$, оскільки в них наближають амплітудно-частотні характеристики до ідеальних. Практично досягти цього можна відповідною технологією формування слідів постійної технологічної колії або зміною жорсткості пневматичної шини. В умовах експлуатації останнє можна досягнути шляхом підбору такого тиску повітря в неї, який би забезпечував мінімальне реагування динамічної системи на вхідне збурення. Натомість затримка реакції динамічної системи на вхідне збурення практично не залежить від жорсткості пневматичної шини і становить приблизно рівною 3 рад.

З точки зору бажаності відпрацювання технологічною частиною агрозасобу коливань нерівностей профілю агрофону збільшення її маси з 300 до 500 кг призводить до небажаного підйому амплітудно-частотних характеристик разом із зміщенням резонансних піків у бік низьких частот.

Необхідна жорсткість шин опорних коліс технологічної частини агрозасобу суттєво залежить від спектру частот коливань нерівностей поздовжнього профілю агрофону. Якщо спектр вказаних частот зосереджений у високочастотному діапазоні $\omega > 13 \text{ c}^{-1}$, то зменшення коефіцієнта жорсткості шини до 25 кН/м наближає амплітудно-частотні характеристики до ідеальних. Але практично досягти такої жорсткості пневматичної шини дуже проблематично. Натомість, якщо спектр вказаних частот зосереджений в діапазоні $\omega = 0...20 \text{ c}^{-1}$, то використання шин з коефіцієнтом жорсткості більшим за 200 кН/м дозволяє мати значину коефіцієнта підсилення не більше 2, і це лише тільки на більш високій частоті.

У порівнянні з поздовжнім профілем нерівностей слідів постійної технологічної колії коливання тягового опору с.-г. знаряддя здійснюють значно менший вплив на вертикальні переміщення агрозасобу. Останні суттєво

залежатимуть від місця розміщення технологічної частини відносно зони його міжколісного простору. Аналізом розрахованих амплітудно-частотних характеристик встановлено, що у варіанті центрального навішування с.-г. знарядь динаміка руху агрозасобу у вертикальній площині суттєво гірша, в порівнянні із варіантом їх заднього навішування позаду коліс агрозасобу. Так, підсилення збурювального впливу для горизонтальної та вертикальної складових тягового опору на резонансній частоті $\omega = 11 \text{ с}^{-1}$ сягає 20 і 30 разів, що не є бажаним. Тому, тільки варіант компоновання агрозасобу за яким місце кріплення навісного механізму знаходиться позаду коліс агрозасобу позитивно наближає амплітудно-частотні характеристики до ідеальних.

З позиції максимального зменшення опорними колесами технологічної частини агрозасобу ущільнюючого впливу на ґрунт в плодоносній зоні поля кути нахилу центральної тяги його навісного механізму повинен перебувати в межах $\alpha = 25 \dots 35$ град, а нижніх тяг β – мати від’ємне значення. За такої налаштуванням тяг навісного механізму агрозасобу нормальна реакція на опорних колесах с.-г. знаряддя знижена майже вдвічі. Однак при цьому небажано, але допустимо (до 30%), знижується і вертикальне навантаження на передніх колесах агрозасобу.

Зміною кутів нахилу верхньої і нижньої тяги навісного механізму агрозасобу можна знизити величину реакції на опорних колесах сільськогосподарських машин і знарядь, але не більше ніж на 50%. У такій ситуації на практиці додаткове використання регулятора для коригування нормального навантаження на опорних колесах його технологічної частини дозволить досягати практично повного виключення ущільнюючого впливу на ґрунт ходових систем с.-г. машин та знарядь в плодоносній зоні поля.

У більшості можливих варіантів налаштування навісного механізму агрозасобу маємо розвантаження його передніх коліс. Для їх довантаження, а отже і забезпечення задовільної керованості агрозасобу при кінематичному способі його керування, доцільно розміщувати (за необхідністю) технологічні ємності ближче до передніх коліс. Тим самим збільшуючи вертикальне навантаження на них за рахунок збільшення ваги від технологічної ємності з матеріалом.

Величина щільності і твердості ґрунтового сліду постійної технологічної колії істотно залежать від його вологості. З його збільшенням від 10 до 45% величина щільності ґрунтового сліду колії зменшується з 1,60 до 1,30 г/см³, а твердості – з 4,5 до 2,8 МПа. Це прямо відображається на погіршенні тягово-

зчіпних властивостей ширококолісного агрозасобу при його русі по ньому. Також при цьому збільшується коефіцієнт опору його кочення з 0,06 до 0,1, майже на 66%. На стільки ж відсотків зростають витрати потужності електродвигунів агрозасобу на долання сил опору його кочення.

Між твердістю і щільністю ґрунтового сліду постійної технологічної колії встановлений дуже сильний нелінійний кореляційний зв'язок (квадрат коефіцієнта кореляції зв'язку між цими показниками становить $R^2 = 0,89$), що дозволяє на практиці оцінювати величину цих показників при вимірюванні тільки одного з них.

Кореляційний зв'язок твердості ґрунтового сліду постійної технологічної колії з коефіцієнтом опору кочення сильніший, ніж зв'язок щільності ґрунтового сліду з ним. Це також дозволяє достатньо точно аналітичним шляхом визначати витрати потужності агрозасобу на кочення і показники слідоутворення за експериментально вимірюваною величиною тільки її твердості.

Зі збільшенням твердості ґрунтового сліду постійної технологічної колії з 2,5 до 4,0 МПа інтенсивно збільшується і величина коефіцієнта об'ємного зминання ґрунту з 4,0 до 45,0 МПа. При подальшому збільшенні твердості ґрунтового сліду постійної технологічної колії збільшення коефіцієнта об'ємного зминання ґрунту практично не спостерігається. В умовах експлуатації з метою зниження коефіцієнта опору кочення коліс ширококолісного агрозасобу при його русі по ґрунтовому сліду постійної технологічної колії необхідно прагнути формувати її як не деформуєму поверхню, що дозволяє зменшити опір коченню агрозасобу щонайменше удвічі.

З позиції забезпечення максимальних зчіпних властивостей і тягоутворення ширококолісної агрозасобу при його русі по ґрунтовому сліду постійної технологічної колії необхідно при її формуванні досягати якомога більшої твердості (не менше 2,25 МПа). Це дозволяє збільшувати тиск в шинах його коліс до максимально можливого. В іншому випадку максимальна ефективність руху агрозасобу по ґрунтовым слідам постійної технологічної колії може бути досягнута тільки в результаті правильно встановленого тиску повітря в шинах його коліс.

Рух агрозасобу ТДАТУ по слідам постійної технологічної колії супроводжується меншою величиною буксування (в межах 0,15...0,17) на відміну від його руху по агрофону, підготовленому під посів (0,22...0,24), за якою колесом реалізується максимальна дотична сила тяги. Це дозволяє

менше втрачати швидкість руху, на що витрачається менша енергія.

Рух ширококолісного агрозасобу по вирівняному ущільненому сліду постійної технологічної колії супроводжується більшою величиною максимальної дотичної сили тяги (при найманні на 30%) на відміну від його руху по агрофону, підготовленому під посів. Це дозволяє у стільки ж раз підвищити тягові властивості ширококолісного агрозасобу в порівнянні з традиційним трактором в умовах його роботи по с.-г. агрофону.

Рух ширококолісного агрозасобу по ущільнених слідах постійної технологічної колії супроводжується високими його зчіпними властивостями (величина коефіцієнта зчеплення при цьому збільшується з 0,43 до 0,55), у порівнянні з його рухом по с.-г. агрофону, підготовленому під посів. Цей факт надає можливість на практиці обмежити повсюдне застосування баластування таких агрозасобів, на відміну від традиційних тракторів, з метою покращення їх зчіпних властивостей.

Основним генератором формування нерівностей поздовжнього профілю ґрунтових слідів постійної технологічної колії є параметри ґрунтозачепів шин коліс ширококолісних агрозасобів.

Характер коливань нерівностей профілів оброблених агрофонів агрозасобом ТДАТУ із навішаними с.-г. знаряддями (бороною «Надикто-Любова», S-образним пружинним розпушувачем і ротаційною бороною) є більш плавним, що є наслідком його руху по ущільнених слідах постійної технологічної колії, профіль нерівностей якої носить більш низькочастотний характер. Про це свідчить менше (в 1,6-1,8 разів) середнє квадратичне відхилення амплітуд нерівностей указаних профілів. Основна частка дисперсій коливань нерівностей обробленого агрофону зосереджена в діапазоні частот $0 \dots 0,18 \text{ см}^{-1}$, а довжина їх кореляційного зв'язку приблизно в 2 рази більша за поздовжній профіль постійної технологічної колії.

Коефіцієнт варіації коливань тягового опору с.-г. знарядь в складі агрегатів на основі агрозасобу ТДАТУ становить не більше 10%, основний спектр їх дисперсій зосереджений в діапазоні частот $0 \dots 8 \text{ с}^{-1}$, а нормовані кореляційні функції цих коливань не містять гармонійних складових. Це свідчить про високу стабільність (низьку варіабельність) процесів обробітку ґрунту ширококолісним агрозасобом, який рухається по слідах постійної технологічної колії, що позитивно відбивається на його стійкому русі.

Якість обробітку ґрунту агрегатами на основі агрозасобу ТДАТУ приблизно така ж, як і у аналогічних традиційних машинно-тракторних

агрегатів. Але питомі витрати енергії на 1 га оброблювальної площі новими агрегатами при цьому нижчі на 40%.

Для реалізації процесу внесення сипучих технологічних матеріалів агрозасобом ТДАТУ в складі розкидача добрив доцільно застосування електроприводу його відцентрового робочого органа. На режим роботи якого істотно впливає ширина колії агрозасобу. Встановлено, що для агрозасобу ТДАТУ з шириною колії 3,5 м кутова швидкість обертання однодискового відцентрового робочого органа має становити 15,5 рад/с ($2,47 \text{ c}^{-1}$). При такій кутовій швидкості обертання робочого органу мінеральні добрива, розсіюючись в агротехнічній зоні агрозасобу, не досягають транспортних доріжок постійної технологічної колії. Витрати потужності на привід електрифікованого розкидача добрив при цьому складають 0,35 кВт, що відповідає 14% відносних витрат ефективної потужності енергоустановок агрозасобу.

Паралельне водіння ширококолійного агрозасобу з чисто бортовим (силовим) способом його повороту по слідам постійної технологічної колії вимагає значно меншою різниці моментів, підведених до коліс правого і лівого його бортів, в порівнянні з традиційним гусеничним трактором. Ця різниця пропорційна ширині колії агрозасобу при відносно меншій величині його колісної бази.

Отримання найменших енергетичних витрат на виконання бортового (силового) повороту ширококолійного агрозасобу можна досягти при рівності за абсолютною величиною, але протилежних по напрямку, бічних деформацій шин коліс його лівого і правого бортів. Для цього бортовий (силовий) поворот агрозасобу слід здійснювати таким чином, щоб миттєвий центр його повороту знаходився на осі поперечної симетрії його шасі.

Покращення стійкості руху ширококолійних агрозасобів дозволить підвищити якість їх паралельного водіння з бортовим поворотом по слідам постійної технологічної колії. Встановлено, що при курсових відхиленнях агрозасобу ТДАТУ в процесі свого руху в межах 5 град. величина затримки сигналу системою керування повинна бути не більше 0,11 с.

Точність положення лазерного випромінювача при паралельному водінні ширококолійного агрозасобу при довжині гону 1000 м повинна знаходитися на рівні 0,0014 град. Досягти такої точності можна, якщо використовувати спеціальні лазерні випромінювачі, які володіють високою точністю, або додатково обладнати агрозасоби системою «ближньої»

навігації, що здатна фіксувати положення орієнтирів, пов'язаних з технологічної колією.

Агрегування ширококолійного агрозасобу ТДАТУ, його ручне та безоператорне керування, а також виконання ним силового (бортового) способу повороту не створює будь-яких проблем для оператора та надає основу для подальшої автоматизації цих процесів.

Загальна тривалість часу на виконання маневру силового (бортового) повороту агрозасобу ТДАТУ становить близько 1 хв (0,0168 год), що знаходиться на рівні повороту традиційних широкозахватних машинно-тракторних агрегатів. За можливістю здійснювати цей процес в автоматичному режимі отриману тривалість часу на виконання маневру повороту агрозасобом можна зменшити щонайменше вдвічі.

Оцінювання потенційної продуктивності ширококолійних агрозасобів показало, що за рівнем енергонасиченості 23,5 кВт/т в діапазоні ширини їх колій від 3 до 15 м, значина цього показника знаходиться в інтервалі від 3 до 18 га/год відповідно. Практично такий результат перевищує потенційну продуктивність традиційних машинно-тракторних агрегатів в 1,5-2 рази, що підтверджує ефективність та перспективність використання ширококолійних агрозасобів в колійній системі землеробства з позиції більш кращих їх технологічних властивостей.

Економічний ефект від впровадження ширококолійних агрозасобів, які рухаються по слідам постійної технологічної колії, за рахунок економії енергетичних витрат, посівного матеріалу і підвищенні врожайності вирощуваних культур становить щонайменше 150 € на кожному гектарі вирощування пшениці, що дозволяє окупати інвестиції в розвиток цього перспективного напрямку механізації землеробства.

За результатами проведених випробувань ширококолійного агрозасобу ТДАТУ запропоновано низку схем нових с.-г. знарядь, адаптованих до агрегування з подібними агрозасобами, та способів виконання с.-г. технологічних операцій, на які отримані патенти на винаходи і корисні моделі.

Стабілізатор корпусу плуга в агрегаті мостового землеробства (пат. на корисну модель №100657, Україна), стояк корпусу якого закріплено до платформи за допомогою додатково встановленого фіксуючого механізму, з можливістю його обертання навколо осі, а до полиці корпусу плуга жорстко

закріплений додатковий робочий орган, виконаний у вигляді напівсферичного диска (рис. 3).

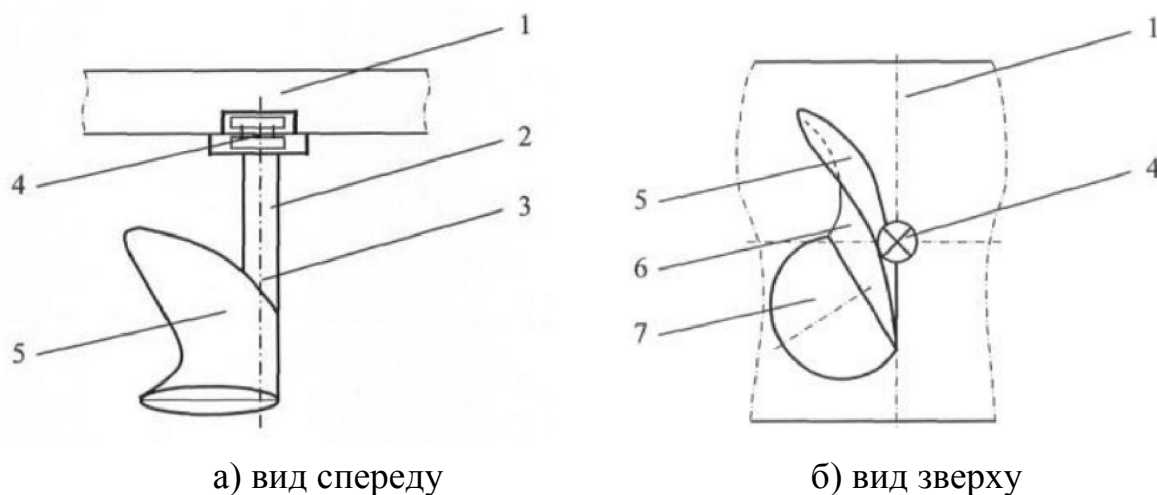


Рис. 3 – Стабілізатор корпусу плуга в агрегаті мостового землеробства (пат. на корисну модель №100657, Україна)

Стабілізатор корпусу плуга в агрегаті мостового землеробства (див. рис. 3) містить платформу 1, до якої, за допомогою стояка 2 з віссю його обертання 3 і фіксуючого механізму 4, закріплено корпус плуга 5, який містить полицю 6 і додатковий робочий орган 7. В процесі роботи корпус плуга 5 (див. рис. 3), який кріпиться до платформи 1 за допомогою фіксуючого механізму 4, виконує роботу з обробку ґрунту в межах зони дії агрегату мостового землеробства. Зниження тягового опору корпусу плуга 5 досягається тим, що стабілізація його відбувається шляхом введення додаткового ґрунтообробного робочого органу 7, реакція опору якого направлена у протилежний бік полиці 6 корпусу плуга 5. За рахунок того, що робочий орган 7, виконаний у вигляді напівсферичного диска, в результаті перерозподілу напрямку діючих сил, опір на різання буде щонайменшим і, як наслідок, меншим буде і тяговий опір, навіть в результаті коливань корпусу плуга 5 у повздовжній площині. При можливому стиканні дискового робочого органу 7 з перешкодою, момент опору зчеплення стійки 2 з платформою 1 за допомогою фіксуючого механізму 4 дозволяє здійснювати кутові коливання корпусу плуга 5 навколо осі 3 його стійки 2. Внаслідок чого, робочий орган 7, обертаючись навколо осі 3, обкатує цю перешкоду, що запобігає його поломці і підвищує продуктивність роботи плуга в агрегаті мостового землеробства та зменшує собівартість оранки.

Знаряддя для прокладання постійної технологічної колії мостової системи землеробства (пат. на винахід № 119800, Україна), у якого за

грунтообробними робочими органами прикріплений живильник для ґрунтового внесення гербіциду та ущільнюючий односекційний коток, ширина якого відповідає ширині постійної технологічної колії, а попереду послідовно розміщені два дискові ножі, що розміщені на відстані ширини постійної технологічної колії, і два опорних котки, що ущільнюють ґрунт за межами постійної технологічної колії (рис. 4).

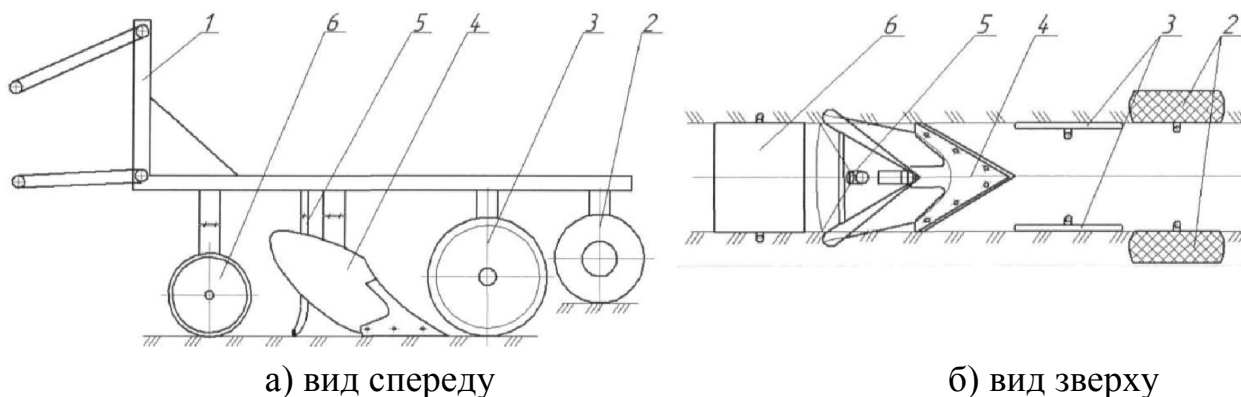


Рис. 4 – Знаряддя для прокладання постійної технологічної колії мостової системи землеробства (пат. на винахід № 119800, Україна)

Знаряддя для прокладання постійної технологічної колії містить навісний механізм 1 (див. рис. 4), встановлені попереду і послідовно розміщені два опорних котки 2, два дискових ножі 3, ґрунтообробний робочий орган 4 (наприклад, стрілочаста культиваторна лапа, або плужні корпуси тощо), живильник 5 для ґрунтового внесення гербіциду, що прикріплений відразу за ґрунтообробним робочим органом 4, і ущільнюючий односекційний коток 6, ширина якого відповідає ширині постійної технологічної колії, який також розташований за ґрунтообробним робочим органом 4. Опорні котки 2 ущільнюють ґрунт за межами постійної технологічної колії, тобто розташовані за її межами. При русі мостового сільськогосподарського засобу попереду його рушіїв навішене за допомогою навісного механізму 1 (див. рис. 4) знаряддя, яке здійснює прокладання постійної технологічної колії. Два опорних котки 2, розміщених на відстані заданої ширини постійної технологічної колії, ущільнюють ґрунт за межами постійної технологічної колії. Два дискові ножі 3, розміщені на відстані заданої ширини постійної технологічної колії, розрізають шар ґрунту на встановлену її глибину. При цьому, внаслідок попереднього його ущільнення опорними котками 2, формується чітка стінка постійної технологічної колії з обох її боків. Робочий орган 4, яким, наприклад, може бути стрілочаста

культиваторна лапа, або плужні корпуси тощо, встановлені також на глибину постійної технологічної колії, формують борозну заданої її ширини. За допомогою живильника 5 здійснюється внесення ґрунтового гербіциду в зону постійної технологічної колії. Ущільнюючий односекційний коток 6, ширина якого відповідає ширині постійної технологічної колії, остаточно вирівнює і ущільнює ґрунт в її зоні. Таким чином, виконання такої конструкції знаряддя для прокладання постійної технологічної колії мостової системи землеробства, тобто із двома опорними котками 2 та дисковими ножами 3, живильником 5 для ґрунтового внесення гербіциду і ущільнюючим односекційним котком 6, саме з таким їх взаємним розміщенням дозволяє підвищити якість прокладання постійної технологічної колії та робить можливим здійснювати механічний вплив на неї за необхідністю протягом усього періоду вирощування сільськогосподарських культур. Використання запропонованого знаряддя для прокладання постійної технологічної колії мостової системи землеробства дозволяє покращити якість та підвищити техніко-економічну ефективність прокладання постійної технологічної колії.

Ґрунтообробне знаряддя для колійного та мостового землеробства (пат. на корисну модель № 124946, Україна), яке відрізняється тим, що робочий орган з кожного боку додатково оснащений обмежувачем поперечного зсуву ґрунту, який виконаний у вигляді вертикально-ріжучої пластини з робочою гострою кромкою, яка кріпиться до рами та розміщена уздовж напрямку руху робочого органу, впритул до крайньої точки його леза, довжина якої становить не менше довжини лапи, а висота більша глибини обробітку щонайменше в два рази (рис. 5).

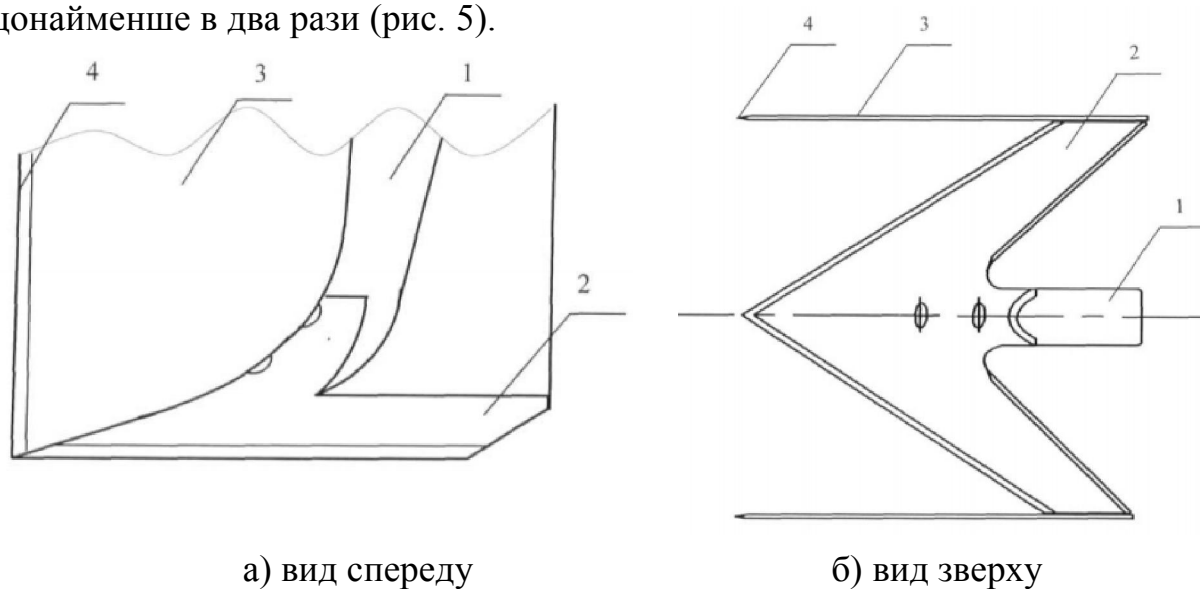


Рис. 5 – Ґрунтообробне знаряддя для колійного та мостового землеробства (пат. на корисну модель № 124946, Україна)

Грунтообробне знаряддя для колійного та мостового землеробства містить стійку 1 (див. рис. 5), робочий орган 2, обмежувач поперечного зсуву 3 з гострою кромкою 4. Під час руху мостового сільськогосподарського засобу робочий орган 2 (див. рис. 5) ґрунтообробного знаряддя, що прикріплений до стійки 1, деформує ґрунт перед собою у поздовжньо-вертикальній площині. В результаті деформації і сколювання ґрунтова маса ковзається лише в поздовжньому напрямку по поверхні робочого органу 2, в поперечному напрямку зсув ґрунту обмежується пластиною 3, гостра кромка 4 якої сприяє покращенню процесу різання і сколювання ґрунту. Виконання конструкції ґрунтообробного знаряддя у новому варіанті забезпечує високу агротехнічну якість ґрунтообробних робіт у колійному та мостовому землеробстві і перешкоджає переміщенню ґрунту з агротехнічної до технологічної зони поля. Використання ґрунтообробного знаряддя для колійного та мостового землеробства дозволяє підвищити агротехнічну якість та техніко-економічну ефективність ґрунтообробних робіт.

Грунтообробне знаряддя для колійного та мостового землеробства (пат. на корисну модель № 126787, Україна), яке додатково до робочого органу оснащено напрямним елементом, робоча поверхня якого з ріжучою кромкою виконана по сферичній лінії таким чином, що її вільний кінець розміщується позаду лобової частини стійки, максимально наближений до осі симетрії знаряддя, а його висота більша глибини обробітку щонайменше в два рази (рис. 6).

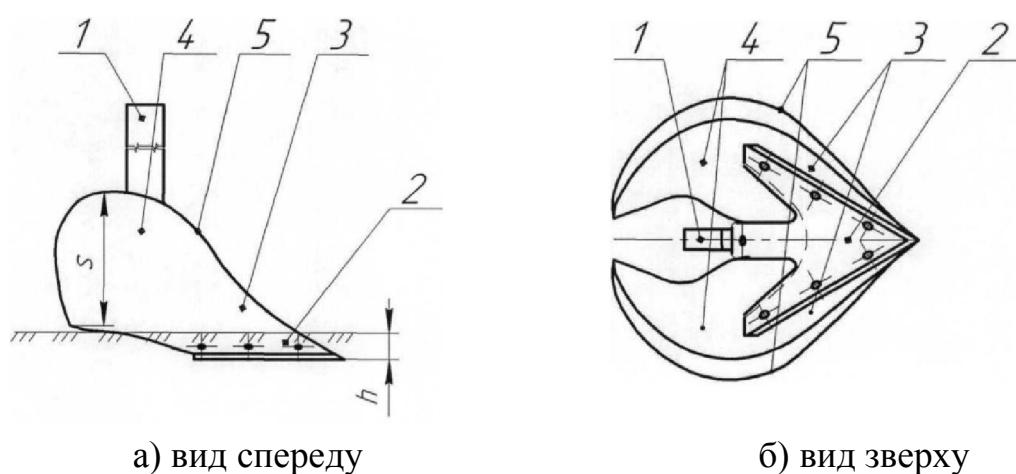


Рис. 6 – Ґрунтообробне знаряддя для колійного та мостового землеробства (пат. на корисну модель № 126787, Україна)

Грунтообробне знаряддя для колійного та мостового землеробства містить стійку 1 (див. рис. 6), робочий орган 2, напрямний елемент 3 зі

сферичною поверхнею 4 та гострою кромкою 5, висота якого s , глибина обробітку h . Під час руху мостового сільськогосподарського засобу робочий орган 2 (див. рис. 6) ґрунтообробного знаряддя, що прикріплений до стійки 1, деформує ґрунт перед собою у поздовжньо-вертикальній площині. В результаті деформації і сколювання ґрунтова скиба ковзається по поверхні робочого органу 2. Внаслідок поступального руху ґрунтообробного знаряддя ґрунтова маса потрапляє на напрямний елемент 3, гостра кромка 5 якого сприяє покращенню процесу різання і сколювання ґрунту. Оскільки робоча поверхня напрямного елемента 3 виконана по сферичній лінії таким чином, що її вільний кінець розміщується позаду лобової частини стійки 1, максимально наближений до осі симетрії знаряддя, тому винос ґрунту здійснюється позаду робочого органу 2 та додатково підтримує високу якість поверхні поля, запобігаючи значному зсуву ґрунту в горизонтальній площині, появі гребенів або борозен, які виникають при роботі. Виконання конструкції ґрунтообробного знаряддя у новому варіанті забезпечує високу агротехнічну якість ґрунтообробних робіт у колійному та мостовому землеробстві і перешкоджає переміщенню ґрунту з агротехнічної до технологічної зони поля. Використання ґрунтообробного знаряддя для колійного та мостового землеробства дозволяє підвищити агротехнічну якість та техніко-економічну ефективність ґрунтообробних робіт.

Спосіб гладкої оранки в колійному та мостовому землеробстві (пат. на корисну модель, № 132889, Україна) включає підрізання та обертання зораного ґрунту в зоні дії агрегату колійного та мостового землеробства за допомогою орного знаряддя з лемішно-полицевими плужними корпусами та його укладання на дно утворених ними борозен (рис. 7). При цьому оранка здійснюється смугами за один або декілька проходів агрегатом колійного та мостового землеробства із заднім навішуванням орного знаряддя та/або за схемою push-pull шляхом розрізання та обертання зораного ґрунту у двох напрямках за допомогою здвоєного та право- і лівообертальних плужних корпусів, його подальшого безобертового зміщення штовхачами в сторони на ширину захвата плужних корпусів і укладання в утворені відкриті борозни.

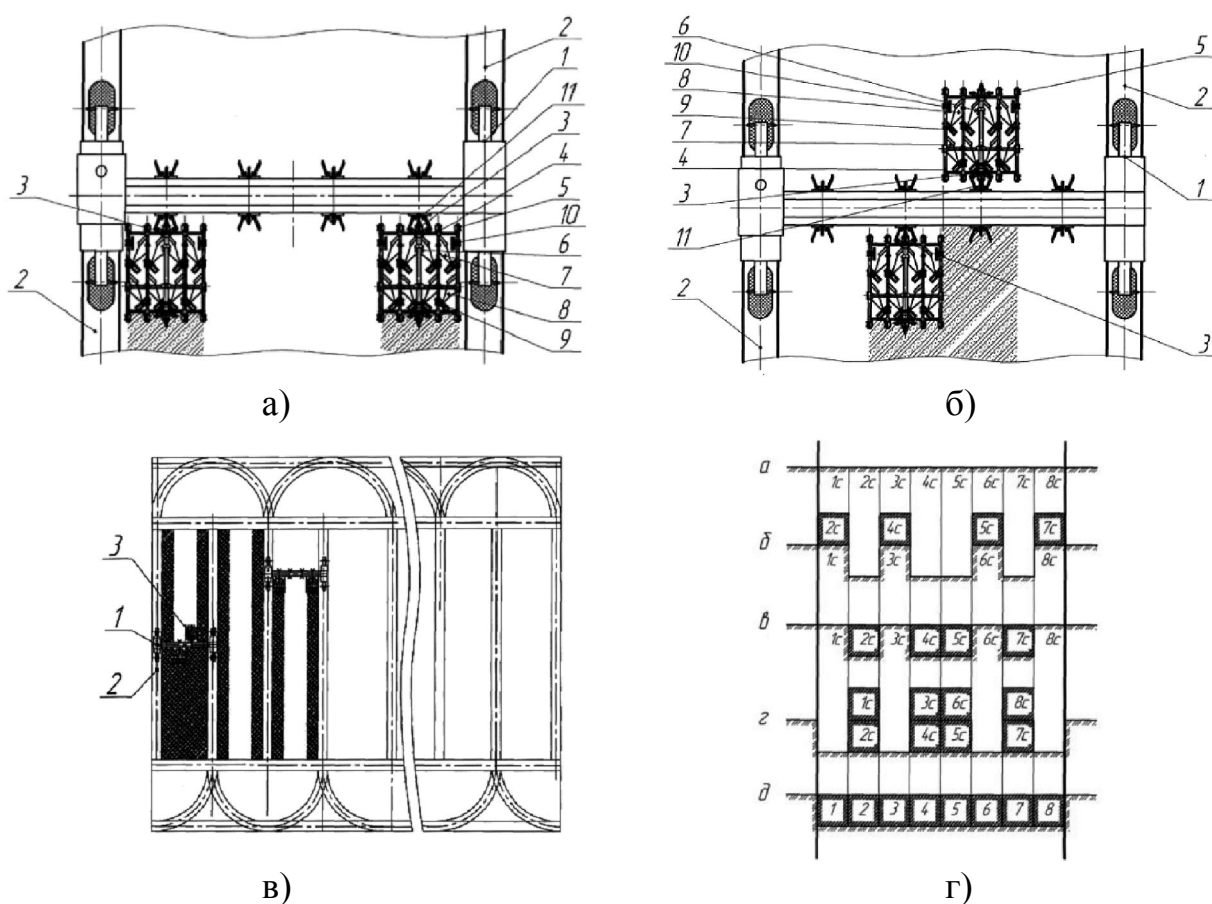


Рис. 7 – Спосіб гладкої оранки в колійному та мостовому землеробстві (пат. на корисну модель, № 132889, Україна):

а) орний агрегат колійного та мостового землеробства із заднім навішуванням орного знаряддя; б) орний агрегат колійного та мостового землеробства із навішуванням орного знаряддя за схемою push-pull; в) схема маршрутизованого руху орного агрегату; г) схема обробітку ґрунту в процесі дії робочих органів запропонованого орного

Спосіб гладкої оранки в колійному та мостовому землеробстві здійснюється за допомогою обладнання, яке містить агрегат 1 (див. рис. 7) колійного та мостового землеробства, який рухається по слідах постійної технологічної колії 2, орне знаряддя 3, що містить раму 4, п'ять дискових ножів 5, установлених на передньому брусі рами 4, зведеного 6 та трьох правообертальних 7 і трьох лівообертальних 8 лемішно-полицевих плужних корпусів, розміщених симетрично відносно поздовжньої осі рами 4, вісім штовхачів 9, регульовальні опорні колеса 10, навісний механізм 11. В процесі строго регульованого (маршрутизованого) руху агрегату 1 (див. рис. 7) колійного та мостового землеробства організація його ходу із орним знаряддям 3 здійснюється по задалегідь сформованих слідах постійної

технологічної колії 2 (див. рис. 7 в). При цьому виконання гладкої оранки агрегатом 1 здійснюється смугами за один або декілька його проходів із заднім навішуванням орного знаряддя 3 (див. рис. 7 а) та/або за схемою push-pull (див. рис. 7 б), за допомогою навісного механізму 11. При роботі орного знаряддя 3 шари ґрунту 1с...8с (поз. а, див. рис. 7 г) спочатку підрізуються дисковими ножами 5. Далі підрізані смуги ґрунту 4с і 5с зорюються здвоєним 6 лемішно-полицевим плужним корпусом, а смуги 2с і 7с – правообертальним 7 і лівообертальним 8 корпусами з обертанням зораних шарів та їх зміщенням в сторони на ширину захвата плужних корпусів 6, 7 і 8, з подальшим їх укладанням на необроблені смуги 1с, 3с, 6с і 8с відповідно (поз. б, див. рис. 7 г). Розміщені позаду плужних корпусів 6, 7 і 8 штовхачі 9 переміщують зорані шари ґрунту 2с, 4с, 5с, 7с без обороту в сторони на ширину захвата корпусів 6, 7 і 8 з їх укладанням у відкриті борозни, утворені після проходу вказаних плужних корпусів (поз. в, див. рис. 7 г). Правообертальні 7 і лівообертальні 8 плужні корпуси, розміщені на другому ряду орного знаряддя 3, зорюють смуги 1с, 3с, 6с і 8с відповідно, з обертанням зораних шарів та їх зміщенням в сторони на ширину захвата вказаних плужних корпусів і укладанням на вже оброблені смуги 2с, 4с, 5с і 7с відповідно (поз. г, див. рис. 7 г). Штовхачі 9, розміщені за плужними корпусами другого ряду, переміщують утворені на поверхні поля смуги 2с, 4с, 5с і 7с в зворотному напрямку і укладають їх в борозни, утворені після проходу корпусів 7 і 8 (поз. д, див. рис. 7 г). Регульовальні опорні колеса 10 дозволяють змінювати глибину оранки. Таким чином утворюється гладка оранка без згінних гребенів та розгінних борозен. Запропонована умова здійснення гладкої оранки агрегатом колійного та мостового землеробства смугами, шляхом розрізання та обертання зораного ґрунту у двох напрямках за допомогою право- і лівообертальних плужних корпусів та штовханів підвищує агротехнічну якість та продуктивність оранки в колійному та мостовому землеробстві.

Знаряддя для гладкої оранки в агрегаті колійного та мостового землеробства (пат. на корисну модель № 133491, Україна) що містить раму і установлені на ній дискові ножі, штовхачі, здвоєний лемішно-полицевий та право- і лівообертальні плужні корпуси, які симетрично розміщені відносно поздовжньої осі рами (рис. 8). Додатково знаряддя оснащено переднім і заднім навісним механізмом з можливістю навішування орного знаряддя за схемою push-pull, трьома право та лівонаправленими і одного здвоєного

штовхачів, закріплених на рамі в два ряди. По краях рами вони розміщені в межах зони дії агрегату мостового землеробства. Кожна пара однаково направлених штовхача і плужного корпусу розміщена на одній смузі і має однакову ширину захвату.

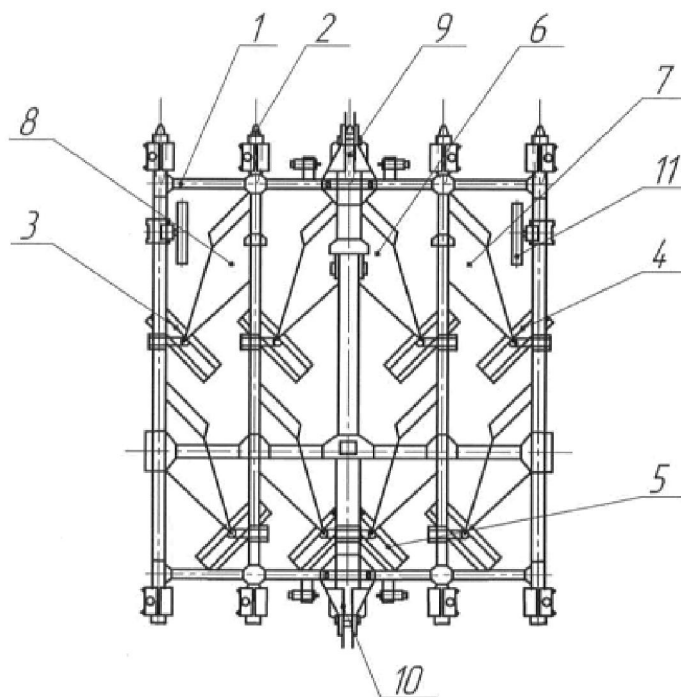


Рис. 8 – Знряддя для гладкої оранки в агрегаті колійного та мостового землеробства (пат. на корисну модель № 133491, Україна)

Знряддя для гладкої оранки містить раму 1 (див. рис. 8) , дискові ножі 2, установлені на передньому брусі рами 1, три правонаправлені 3 та три лівонаправлені 4 і один здвоєний 5 штовхачі, здвоєний 6 та три правообертальних 7 і три лівообертальних 8 лемішно-полицевих плужних корпусів, розміщених симетрично відносно поздовжньої осі рами 1, передній 9 та задній 10 навісний механізм, регульовальні опорні колеса 11. При виконанні гладкої оранки ґрунту орне знряддя навішане на задній та/або фронтальний (за схемою push-pull) навісний механізм агрегату колійного або мостового землеробства за допомогою власного переднього 9 (див. рис. 8) та заднього 10 навісних механізмів. Задана глибина оранки попередньо встановлюється за допомогою регульовальних опорних коліс 11. Під час руху заглибленого в ґрунт орного знряддя ґрунтове середовище спочатку підрізується дисковими ножами 2. Далі підрізані смуги ґрунту зорюються здвоєним 6, правообертальним 7 і лівообертальним 8 лемішно-полицевими плужними корпусами з обертанням зораних шарів та їх зміщенням в сторони на ширину захвату плужних корпусів 6, 7 і 8, з подальшим їх укладанням на

необроблені смуги. Розміщені позаду плужних корпусів 6, 7 і 8 три правонаправлені 3 та три ліво направлені 4 і один здвоєний 5 штовхачі переміщують зорані шари ґрунту без обороту в сторони на ширину захвата корпусів 6, 7 і 8 з їх укладанням у відкриті борозни, утворені після проходу вказаних плужних корпусів. Регулювальні опорні колеса 10 дозволяють змінювати глибину оранки. Таким чином утворюється гладка оранка без згінних гребенів та розгінних борозен. Використання знаряддя для гладкої оранки в агрегаті колійного та мостового землеробства дозволяє підвищити агротехнічну якість та продуктивність оранки в колійному та мостовому землеробстві.

Знаряддя для обробітку та аерації ґрунту в агрегаті колійного і мостового землеробства (пат. на корисну модель № 134274, Україна) має механічний робочий орган з каналом та отворами для подачі стисненого повітря в ґрунтове середовище, дозуючий клапан (рис. 9). Робочий орган додатково містить бур з буксою, механізми його обертально-поступальної і ударної дії, пневматичний привід з редуктором і оснащений системою охолодження стисненого повітря.

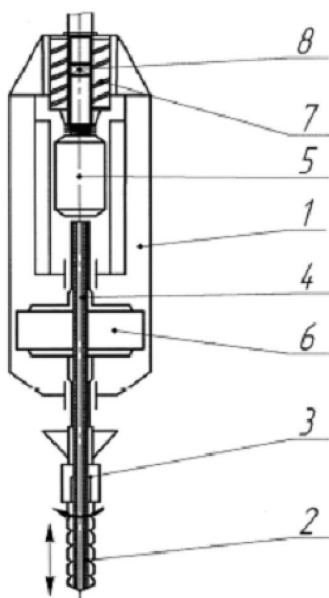


Рис. 9 – Знаряддя для обробітку та аерації ґрунту в агрегаті колійного і мостового землеробства (пат. на корисну модель № 134274, Україна)

Знаряддя для обробітку та аерації ґрунту в агрегаті колійного і мостового землеробства містить механічний робочий орган 1 (див. рис. 9), представлений пневматичним перфоратором обертально-ударної дії, бур 2 з

буксою 3, механізми 4 і 5 його зворотно-поступальної і обертальної дії, пневматичний привід з редуктором 6, систему охолодження 7 газової рідини, клапан 8 дозування кількості поданої газової рідини.

Знаряддя для обробітку та аерації ґрунту в агрегаті колійного і мостового землеробства працює таким чином. В процесі роботи ґрунтообробного агрегату колійного та мостового землеробства (див. рис. 9) бур 2, прикріплений за допомогою буюкси 3 до робочого органу 1 сільськогосподарського знаряддя періодично вертикально занурюється в ґрунтове середовище, здійснюючи його механічний обробіток шляхом періодичної перфорації. При цьому завдяки механізмам 4 і 5 обертально-поступальної і ударної дії бура 2 з мінімальними енергозатратами відбувається процес вертикального різання ґрунту. Робота механізмів 4 і 5 здійснюється через подачу до них стисненого повітря, яке подається через вертикальний канал робочого органу 1. При цьому завдяки стисненому повітрю відбувається аерація ґрунту, яка під тиском подається через канал в бурі 2 безпосередньо в ґрунтове середовище. Кількість поданого стисненого повітря дозується спеціальним клапаном 8, який розміщений безпосередньо в корпусі робочого органу 1. Перед подачею стисненої газової рідини в ґрунтове середовище вона попередньо охолоджується системою 7. Це сприяє інтенсифікації процесів конденсації атмосферної вологи в ґрунтовому середовищі. Використання знаряддя для обробітку та аерації ґрунту в колійному та мостовому землеробстві зменшує енерговитрати на його функціонування, підвищує продуктивність і агротехнічну якість роботи агрегату колійного та мостового землеробства.

Спосіб обробітку та аерації ґрунту в колійному і мостовому землеробстві (пат. на корисну модель № 134275, Україна) включає механічний вплив на ґрунт робочим органом з одночасною аерацією ґрунтового середовища шляхом дозованої подачі до нього стисненого повітря через робочий орган (рис. 10). Механічний вплив на ґрунт здійснюється шляхом його вертикальної перфорації пневматичним робочим органом обертально-ударної дії завдяки періодичному зануренню останнього в ґрунтове середовище з кроком, меншим за глибину обробітку ґрунту. Аерація ґрунтового середовища додатково здійснюється спеціально створеною газовою рідиною з попереднім її охолодженням до температури, яка менша за атмосферну температуру над поверхнею ґрунту

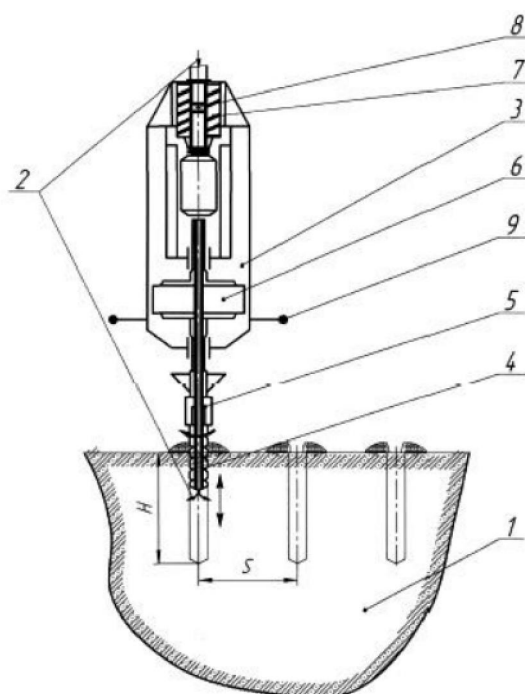


Рис. 10 – Спосіб обробітку та аерації ґрунту в колійному і мостовому землеробстві (пат. на корисну модель № 134275, Україна)

Спосіб обробітку та аерації ґрунту в колійному та мостовому землеробстві (див. рис. 10) здійснюється при використанні: ґрунту 1, газової рідини 2 для його аерації, механічного робочого органу 3, що містить бур 4 з буксою 5, пневматичний привід з редуктором 6, систему охолодження 7 газової рідини, клапан 8 дозування кількості поданої газової рідини, датчики 9 виміру температури атмосфери над поверхнею ґрунту, глибини обробітку H , кроку перфорації ґрунту S . В процесі маршрутизованого руху агрегату колійного та мостового землеробства по слідах постійної технологічної колії робочий орган 3 (див. рис. 10) з навішаним на нього сільськогосподарським знаряддям, періодично вертикально занурюється в ґрунтове середовище 1. Завдяки обертальній та ударній дії його бура 4, прикріпленого до нього через буксу 5, з мінімальними енергозатратами здійснюється вертикальне різання ґрунту 1 з утворенням в ньому циліндричних каналів, діаметр яких відповідає діаметру бура 4. При цьому аерація ґрунту 1 здійснюється спеціальною газовою рідиною 2, яка під тиском подається через отвір в бурі 4 безпосередньо в ґрунтове середовище 1. Кількість поданої газової рідини 2 дозується спеціальним клапаном 8, який розміщений безпосередньо в корпусі робочого органу 3. Перед подачею газової рідини 2 в ґрунтове середовище 1 вона попередньо охолоджується системою 7. Температурний режим охолодження визначається датчиками 8, які фіксують температуру атмосфери

над поверхнею ґрунту 1. Подана в ґрунтове середовище 1 газова рідина 2 охолоджується до температури, меншої за атмосферну. Це сприяє інтенсифікації процесів конденсації атмосферної вологи в ґрунтовому середовищі. Оскільки крок S утворених перфорацій в ґрунті робочим органом 3 в процесі його використання менший за глибину обробітку H , то і суцільність механічного обробітку на оброблювальній площі ріллі максимальна. Запропонована умова обробітку та аерації ґрунту в колійному та мостовому землеробстві шляхом його вертикальної перфорації пневматичним робочим органом обертально-ударної дії підвищує водо- і повітропроникність ґрунту, що збільшує врожайність сільськогосподарських культур.

Спосіб стійкого руху мостового засобу та пристрій для його здійснення (пат. на винахід, № 119482, Україна), за яким подача керуючого сигналу на довантаження керованих коліс здійснюється окремо на колеса лівого та правого борта мостового трактора в залежності від величини їх буксування, із відповідним використанням націпної ваги навісних робочих машин лівої або правої частини, відносно поздовжньої його осі симетрії, шляхом переносу частки вагового навантаження з керованих коліс одного борта на інший, а навісний механізм мостового засобу складається з двох незалежних навісних механізмів його лівої та правої частин, розташованих симетрично відносно поздовжньої осі симетрії, з довантажувачами зчіпної ваги, які мають зв'язок з системою керування, вхід якої з'єднаний з програмним пристроєм та датчиками буксування коліс з лівого та правого бортів, а виходи з'єднані з входами керування навісними механізмами довантажувачами зчіпної ваги керованих коліс з лівого та правого борта трактора відповідно (рис. 11).

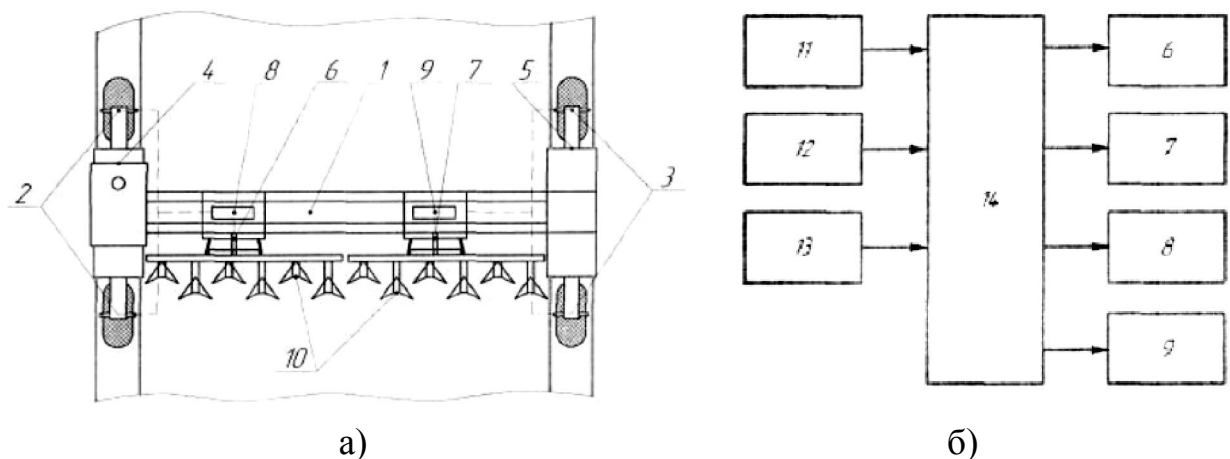


Рис. 11 – Схеми мостового засобу (а) та взаємодії його окремих елементів (б)
(пат. на винахід № 119482, Україна)

Пристрій, за допомогою якого пропонується здійснити даний спосіб, має ширококолієне шасі 1 з парами послідовно розміщених ходових коліс 2 і 3, які з'єднані з приводами, встановлених на колісних візках 4 і 5 його лівого та правого бортів відповідно. На ширококолієнному шасі 1 встановлені окремі начіпні механізми 6 і 7 з довантажувачами зчіпної ваги 8 і 9, які сполучені з сільськогосподарськими робочими органами 10. Робочі органи 10 розміщені усередині шасі 1 знизу і поділені навпіл таким чином, що складають два незалежні блоки відносно поздовжньої осі симетрії мостового засобу. Кожний з обох блоків сільськогосподарських машин 10 таким чином обладнаний незалежними начіпними механізмами 6 і 7 та довантажувачами 8 і 9 їх зчіпної ваги відносно вказаної осі симетрії. Крім того начіпні механізми 6 і 7 та довантажувачі 8 і 9 розміщені на поперечній осі мостового засобу, яка розташовується посередині передніх 2 та 3 і задніх 2 та 3 його ходових коліс обох бортів. Мостовий трактор обладнано також програмним пристроєм 11, датчиками 12 та 13 буксування ходових коліс відповідно 2 для лівого і 3 для правого бортів і системою керування 14. При виконанні сільськогосподарської технологічної операції начіпні робочі органи 10 обох блоків за допомогою начіпних механізмів 6 і 7 опускаються донизу і заглиблюються в ґрунт на відповідну глибину. Пари послідовно встановлених коліс 2 і 3, маючи привід у обертальний рух, пересувають ширококолієне шасі 1 у поступальному напрямі. При цьому датчики 12 та 13 буксування ходових коліс 2 і 3 лівого і правого бортів фіксують величини буксування всіх коліс 2 та 3, підсумовують їх і видають загальну інформацію про буксування з кожного колісного візка 4 і 5, тобто з кожного з бортів засобу. В разі, коли починають буксувати, наприклад, ходові колеса 2 лівого борту мостового засобу, то датчики 12 це фіксують, підсумовують (фактично починається буксування усього лівого борту, тобто сумарне буксування послідовно розміщених передніх і задніх ходових коліс 2) загальний показник буксування, передають цю інформацію на систему керування 14. Система керування 14, якщо показник буксування перевищує встановлену норму, видає керуючий сигнал, згідно якого довантажувачі 9 через начіпні механізми 7 притискають робочі органи 10 правої частини донизу. Таким чином, в цьому разі правий блок засобу завдяки тому, що його робочі органи 10, спираючись на ґрунт, і через свої начіпні механізми 7 і довантажувачі 9 нахилиють ширококолієне шасі 1 у бік лівого борту на незначну величину, але достатню для більшого довантаження лівого борту засобу і подолання буксування обох коліс 2 (і переднього, і заднього), розташованих з лівого борту. Цей нахил, який фактично здійснює довантажувач 9, який опускає

донизу свою частину робочих органів 10, які додатково спираються на ґрунт, що як раз викликає підняття правої частини ширококоліїного шасі 1, тобто саме це й утворює умови для подолання буксування двох коліс 2. І, навпаки, якщо з правого борту мостового засобу відбудеться буксування його двох ходових коліс 3, яке фіксується датчиками 13, то, використовуючи робочі органи 10 лівої частини, через довантажувачі 8 і начіпні механізми 6 таким же чином нахилить ширококоліїне шасі 1 у бік правого борту. При цьому також використовується система керування 14. Такий процес періодичних нахилів ширококоліїного шасі 1, тобто періодичного подолання буксування коліс 2 і 3, відбувається у режимі, що постійно і швидко змінюється (оскільки і ходові колеса 2 і 3 і робочі органи 10 весь час знаходяться під впливом зовнішніх навантажень і опорів, що швидко змінюються як за величиною так і за напрямом). Система керування 14 при цьому видає керуючі сигнали на довантажувачі 8 і 9, вони по чергово нахилляють ширококоліїне шасі 1 в різних напрямках, що в цілому й забезпечує стійкий рух мостового засобу. Сільськогосподарські робочі органи 10, які рухаються в ґрунті на певній глибині, в разі їх притискання униз взагалі не змінюють своєї встановленої глибини, оскільки своїми нижніми площинами фактично спираються на щільний пласт ґрунту. В разі руху мостового засобу з незначним бічним відхиленням колісні візки 4 і 5 забезпечують деякі незначні оберти колесам 2 та 3 з невеличкими кутами ризання. Така сукупність і послідовність нових операцій, які сприяють стійкому руху мостового засобу, забезпечує останньому підвищення техніко-експлуатаційних показників роботи. Вказане підвищення обумовлене значною прямолінійністю траєкторії поступального руху і однаковими швидкостями руху лівого та правого бортів мостового засобу. А це, у свою чергу, значно зменшує "кути ризання" при поступальному прямолінійному русі даного мостового засобу. Це дуже важливо, коли колеса цього засобу рухаються по м'якому ґрунті, зі слабкими його несучими властивостями. Завдяки тому, що відбувається постійне у часі, швидке і точне подолання буксування коліс поперемінно то лівого, то правого бортів мостового засобу, збільшується тягове зусилля засобу, знижуються втрати потужності, зменшуються витрати палива, не відбуваються руйнування орного шару ґрунту. Якість виконання технологічного процесу, який здійснюється начіпними сільськогосподарськими робочими органами в умовах сталого руху мостового засобу, також підвищується. Завдяки забезпеченню стійкого руху при використанні даного мостового засобу покращуються експлуатаційно-технологічні показники його роботи.