



УДК [631.17+631.22]:631.95

## ЕКОЛОГІЧНІ ПРОБЛЕМИ РЕСУРСОВИКОРИСТАННЯ У ТВАРИННИЦТВІ

Шацький В.В. д.т.н.,

Скляр О.Г., к.т.н.,

Скляр Р.В., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-05-70

**Анотація** – викладені концептуальні положення розвитку тваринництва як складової частини системи природокористування в аспекті забезпечення екологічної безпеки агроєкосистеми.

**Ключові слова** – тваринництво, ресурси, ресурсовикористання, екологія, технологія, продуктивність, біосировина, ефективність.

*Постановка проблеми.* Тваринництво, як галузь сільського господарства, є багатофункціональною і багаторівневою біотехнічною системою, що об'єднує в собі такі складні системи, як землеробство і рослинництво, де сполучною ланкою є кормовиробництво і кормовикористання.

Кормозабезпечення, як головне ресурсне забезпечення тваринництва, відіграє вирішальну роль в життєдіяльності всієї біотехнічної системи і, перш за все, в стійкості його ефективного функціонування і розвитку, що в даний час є важливою і актуальною народногосподарською проблемою.

Водночас, тваринництво є невід'ємною частиною глобальної системи природокористування і тісно пов'язана з її фундаментальними проблемами: раціональності розподілу і використання ресурсів, їх відтворення, екології і охорони навколишнього середовища.

Внутрішній і зовнішній взаємозв'язки і взаємозалежності тваринництва визначають рівень і напрями його розвитку, виходячи з умови ефективного функціонування всієї системи природовикористання, яка повинна забезпечувати потреби людини в продуктах харчування і засобах існування на основі постійного зниження техногенного навантаження на природу з метою підтримки і обов'язкового розвитку (відновлення потенційних можливостей)

природних середо-формуючих і ресурсостворюючих функцій природи.

Це важлива наукова проблема розвитку тваринництва, вирішення якої вимагає проведення фундаментальних досліджень у напрямі виявлення нових закономірностей існування і розвитку біотехнологічних систем в умовах постійного відтворення використовуваного природного ресурсного забезпечення виробництва на основі розробки нових концептуальних основ управління продукуючими та ресурсовикористовуючими функціями агроєкосистем.

*Аналіз останніх досліджень.* Раніше проведені теоретичні і експериментальні дослідження були направлені на вдосконалення процесів виробництва продукції тваринництва шляхом їх механізації, а питання раціональності ресурсовикористання в тваринництві вирішувалися лише в аспекті використання органічних відходів для отримання додаткової енергії і органічних добрив без урахування відтворення енергетичного потенціалу земельних ресурсів.

*Формулювання цілей статті.* Сучасне положення тваринництва, не тільки в нашій країні, де не в повній мірі вирішуються проблеми екології виробництва, є основою формулювання цілі досліджень як визначення концептуальних положень розвитку галузі, як складової частині системи природокористування, в аспекті забезпечення екологічної безпеки агроєкосистеми.

*Основна частина.* Екологічні проблеми в тваринництві виникають у випадках коли природа не в силах подолати навантаження, що діє на неї, у вигляді органічних відходів. Це трапляється, коли розмір ферм для великої рогатої худоби не перевищує 300 голів, свиней – 3000, а птахів – 50 тис. голів. Ці цифри відображають допустиме екологічне навантаження на систему природокористування у вигляді органічних відходів і стоків, а також забрудненого повітря, але не враховують негативний вплив на ґрунт надмірного навантаження при вирощуванні кормів, яке останнім часом не компенсується поверненням в неї органічних добрив.

Основними складовими ресурсного забезпечення тваринництва є земельні, водні, кормові, енергетичні, біологічні і трудові ресурси.

Відомо, що кормові ресурси при виробництві молока складають 70,1%, яловичини -75,1, свинини – 78,8, баранини – 74,6, м'яса птиці – 69,9, яєць – 81, вовни - 70,8% в матеріальних витратах. Враховуючи, що ефективність, наприклад молочного скотарства перш за все визначається продуктивністю тварин, на 45% залежить від годування, на 30% від генетики, на 20% від умов утримання, то система кормозабезпечення є головним ресурсним забезпеченням тваринництва і економічною основою розвитку галузі.

Розвиток тваринництва припускає нарощування обсягів виробництва кормів, що потребує збільшення використання земельних ресурсів, які вже сьогодні, в наслідок інтенсивного вирощування сільськогосподарських і технічних культур та неотримання необхідних сівозмін, втратили, за різними оцінками, третину гумусу і потребують негайного якісного відтворення. Слід відзначити, що у 1981 році середній вміст гумусу в ґрунті складав 3,2% (124,8 т на га) [1].

Знизити питоме кормове навантаження на ґрунт можливо підвищенням ефективності використання кормового матеріалу за рахунок збалансування кормового раціону по поживним речовинам, білку та енергії. Особисту увагу слід приділяти консервуємих кормам, які повинні мати не менш 10 МДж ОЕ (0,80 корм. од.) в 1кг СР при вмісті понад 13 % сирого протеїну.

При збільшенні концентрації обмінної енергії в сухій речовині об'ємистих кормів на 1 МДж знижується потреба великої рогатої худоби в концормах в 2 рази, а збільшення концентрації сирого протеїну до 13-14% в СР виключає використання білкових кормів при надої 4 - 4,5 т молока [2]. У масштабах України (за рахунок досягнення вказаних показників в консервованих кормах) можна скоротити витрати концентратів на 1,9 млн. т.

Чим вище концентрація обмінної енергії, тим більше тварини поїдають кормів. Так, при концентрації ОЕ в силосі 8 МДж споживання корму по СР складе близько 6 кг, що відповідає 48 МДж спожитої обмінної енергії. Дану кількість енергії не забезпечує потреба корови навіть на підтримку життя (62,3 МДж), а отже від неї не буде отримано продукції. Корми, що містять 10 МДж, поїдаються удвічі краще (12 кг). Кількість спожитої ОЕ складе 120,0 МДж і забезпечить близько 11 кг молока за добу.

Вологість і клітковина є важливими критеріями оцінки якості кормів. Порівняння сінажу (40% СР), сіна (87% СР), силосу (20% СР), приготованих з однакових трав, показало, що краще всього корови поїдали сінаж (12,2 кг СР), дещо гірше – сіно (11,2 кг СР) і силос (10,1 кг СР) [2]. Дані на користь сінажу.

Згодовування коровам сіна з вмістом сирогої клітковини (СК) 25 і 33% визначило споживання відповідно 14 і 10,7 кг сухої речовини (СР) і добовому надої - 14,6 і 5 кг/доб. Заготівля консервованого корму із зеленої маси з вмістом СК близько 22,5% в СР дозволяє отримати до 11,7 т молока з 1 га, з вмістом СК до 25,6% - до 7,8 т, а - до 33,0% - до 1 т молока з 1 га[2].

Виходячи з приведених даних, вміст сирого протеїну складає не менше 14—15 %, а сирогої клітковини — не більше 24 -25%. [2]

Слід зазначити, що за рахунок підвищення якості основного корму можна додатково отримати 2000 кг молока від корови в рік і відповідно 2,4 - 2,9 тис. грн. додаткового прибутку на одну тварину.

Умовою доцільності кормовиробництва повинен бути еквівалентний обмін продукцією між рослинництвом і тваринництвом і їх окупність через продукцію тваринництва. [3].

Не менш згубну дію на природу здійснюють накопичення на великих відкритих ділянках поверхні ґрунту рідких органічних відходів і стоків тваринницьких об'єктів. Вони відрізняються високим вмістом екологічно небезпечних речовин: аміаку, сірководню, меркаптану, фенолу, солей важких металів і ін. [4]. Санітарно-бактеріологічний стан свіжого гною характеризується високим ступенем мікробної контамінації. Так, загальне мікробне число свіжого підстилкового гною великої рогатої худоби складало  $6,0 \pm 0,1 \dots 2,0 \pm 0,25 \cdot 10^6$  КОЕ/г (колонії утворюючі одиниці), а безпідстилкового - більше  $29,0 \pm 0,09$  млн. КОЕ/г. Рівень мікробної забрудненості свинячого гною коливався від  $2,6 \pm 0,5 \cdot 10^7$  до  $5,0 \pm 0,2 \cdot 10^9$  КОЕ/г [4].

Максимальний ступінь контамінації мікрофлорою відмічений у свіжого безпідстилкового свинячого гною при самопливній системі видалення, де рівень мікробної забрудненості на один - два порядки вищий, ніж при системі гідрозмиву [4].

Крім збудників особливо небезпечних хвороб для тварин і людини, гній безперервно збагачується умовно-патогенними мікроорганізмами, постійними мешканцями шлунково-кишкового тракту тварин типу: кишкової палички, стрептококів, синегнійної палички і інших. Дані мікроорганізми, проходячи через організми тварин, підсилюють свою патогенність і викликають у тварин, частіше у молодняка, такі захворювання, як дисбактеріоз, стрептококкоз, псевдомоноз та інші [4].

Гній може містити понад 100 видів збудників хвороб тварин, зокрема небезпечних для людини. Багато їх можуть зберігати свою життєздатність, особливо в рідкому гної, достатньо тривалий час, наприклад, збудники бруцельозу 110—170 діб, а спори сибірської виразки— декілька десятиліть. Мікроорганізми, що містяться в гнойових стоках, є основною причиною спалахів інфекційних захворювань як серед населення, так і серед сільськогосподарських тварин. За даними ФАО, економічний збиток, що заподіюється хворобами худоби і птаха, в середньому складає: у США — 15%, Англії — 15, Італії — 19, Німеччині — 12% від річної вартості продукції тваринництва [5].

Внесення необробленого гною і посліду в ґрунт не є безпечним у зв'язку з можливим вмістом збудників інфекційних і інвазійних



захворювань, екзотоксикантів (важких металів, пестицидів, мікотоксинів і т.д.) медикаментозних препаратів і інших забруднювачів. При цьому ґрунт в значній мірі обсіменяється мікрофлорою і насінням бур'янів, що створює певну екологічну і санітарну небезпеку.

Використання органічних відходів без переробки недоцільне, оскільки при зберіганні через 2-3 місяці втрати азоту в них можуть скласти 50-60% [4]. Переробка гною і посліду на основі їх компостування забезпечує загибель патогенної вегетативної мікрофлори. Рівень загальної мікробної забрудненості гною великої рогатої худоби, що перепрів, свиней і посліду курей коливається в межах від  $2,2$  до  $14,5 \cdot 10^6$  КОЕ/г.[4]

У цих проблемах важливою для науки і практики є розробка біотехнологічних процесів утилізації органічних відходів, що забезпечують організацію ефективних, безвідходних і природоохоронних технологій біоконверсії енергії органічної основи гною в енергію вирощуваних рослин.

Важливим ресурсом тваринництва є вода, якість якої суттєво впливає на якість продукції і здоров'я тварин.

Прогнозні ресурси прісних вод складають  $20,9$  км<sup>3</sup> в рік, а експлуатаційні –  $5,7$  км<sup>3</sup> [1]. Вода більшості водних об'єктів класифікується як забруднена і брудна (IV-V класу якості). Найбільш гостра ситуація спостерігається в басейнах річок Дніпра, Північного Дінця, річках Приазов'я, де якість води класифікується як брудна (VI клас) [1]. В значній мірі це пов'язано з техногенним забрудненням і розораністю водозбірних ландшафтів.

Забруднені ділянки підземних вод розповсюджені переважно в районах розміщення великих виробництв і сільськогосподарських об'єктів. Підземні води, які залишаються основним джерелом водопостачання в сільській місцевості, не завжди відповідають вимогам до питної води, перш за все внаслідок підвищеного вмісту в них з'єднань нітратів, фосфору і бактеріологічних забруднень [1]. Небезпеку представляє також утримання тварин на приватному подвір'ї, де відсутні герметичні гноєзбірники, а колодязі з питною водою знаходяться в безпосередній близькості з приміщеннями для тварин. Вищенаведене вимагає вирішення проблеми захисту водних ресурсів від забруднення органічними відходами тваринництва.

Комфорт утримання тварин забезпечує якість атмосферного повітря, яке поза тваринницькими об'єктами по відношенню до класичних забруднювачів, за винятком оксидів азоту, SO<sub>2</sub> і CO, знаходиться в межах значень відповідно з Рекомендаціями стандартів ВООЗ [1].

Відомо, що тварина (умовна одиниця ВРХ) видихає  $2,5 \text{ м}^3$  в годину, в якій міститься  $100 \text{ л CO}_2$ , а з урахуванням процесів бродіння –  $160 \text{ л/год. CO}_2$ . Крім того, тварина масою  $600 \text{ кг}$  виділяє  $300 \text{ ккал}$  під час вільного тепла і  $0,5 \text{ кг}$  вологи [6]. Тому, видалення вологи в забрудненому повітрі – головне завдання повітрообміну, кратність якого в годину складає – взимку  $4 \dots 6$ , влітку  $20 \dots 30$ , при високих температурах - до  $60$ .

Недотримання цих правил, що спостерігається в традиційних приміщеннях для утримання тварин, приводить до порушення норм загазованості і бактерійного забруднення місця існування тварин. Так в традиційних корівниках, де не дотримуються вимоги до температурного режиму утримання тварин і повітрообміну (швидкість руху повітря складає  $0,16 \text{--} 0,27 \text{ м/с}$ ), наявність аміаку у  $2,4 \text{--} 4$  рази більше, ніж у сучасних корівниках ( $1,7 \text{--} 4,5 \text{ мг/м}^3$ ), де швидкість руху повітря складає  $0,55 \text{ м/с}$ . Бактеріальне забруднення складає  $493,6 \text{ тис./м}^3$ , що в  $2,1$  разу більше, ніж у сучасному приміщенні [7].

Поганий мікроклімат негативно впливає як на самих тварин, так і на обслуговуючий персонал. Доведено, що молочна продуктивність зменшується при цьому на  $10 \text{--} 15\%$  [8].

Одним з прийомів підтримання параметрів мікроклімату в тваринницьких приміщеннях є своєчасне видалення гною. Тому в корівнику потрібно через  $1,5 \text{--} 2$  години включати дельта - скрепер (при автоматизації процесу – через  $40 \text{ хв.}$ ).

Оптимальна температура для ВРХ від  $0$  до  $+12^\circ\text{C}$ . Температура, яку корова переносить нормально - від  $-20$  до  $+20^\circ\text{C}$ . При температурі вище  $+20^\circ\text{C}$  корова втрачає до  $35\%$  молока, а при  $-10 \dots -15^\circ\text{C}$  втрачає до  $5 \text{--} 7\%$  молока, але при цьому підвищується його жирність [6].

При нерухомому повітрі (чого не можна допускати) і температурі  $25^\circ\text{C}$  тварині важко відводити тепло, підвищується температура тіла, різко падають надої, а при  $40^\circ\text{C}$  корови практично припиняють давати молоко [6].

Важливе співвідношення температури повітря і вологості. При  $T=24^\circ\text{C}$  і високій вологості виникає стомлення тварин і втрата ними апетиту. При  $T=29^\circ\text{C}$  і  $W_{\text{від.}} = 44\%$  надій знижується на  $3\%$ , а при  $W_{\text{від.}} = 90\%$  - на  $31\%$ .

Відносна вологість повітря в приміщенні для корів при  $T=+4^\circ\text{C}$  не повинна перевищувати  $90\%$ , при  $T=+7^\circ\text{C}$  -  $W_{\text{від.}} < 85\%$ , при  $T=+10^\circ\text{C}$  -  $W_{\text{від.}} < 80\%$ , а при  $T=+16^\circ\text{C}$  -  $W_{\text{від.}} < 70\%$ .

Регулювання здійснюється швидкістю руху повітря, яка при  $T=+10 \dots 27^\circ\text{C}$  –  $3,8 \text{ м/с}$  (літній час). Взимку швидкість повітря не повинна перевищувати  $0,3 \text{ м/с}$ .

Це можливо, коли об'єм приміщення на одну тварину складає від  $30$  до  $64 \text{ м}^3$ , бічні отвори з шторами –  $0,6 \text{ м}^3$ , а площа

вентиляційних отворів світло-вентиляційного коника -  $0,15\text{м}^3$  на одну тварину [6,9].

Для тварини необхідно сформувати середовище, що забезпечуватиме її здоров'я, доступність і комфорт годування, отримання продукції (доїння, стрижка) і відпочинок.

Наприклад, дійна корова повинна відпочивати 14-16 годин на день на солом'яній підстилці, що є важливим для забезпечення здоров'я тварини і її продукуючих властивостей. 1кг солом'яної підстилки здатний поглинати 2,2...4 кг вологи. Найбільш вологоємною є солома озимих культур, яка вбирає вологу в 2,5 разів більше, ніж важить сама. Чим більше в соломі сухої речовини, тим вище здатність зв'язувати вологу, гнойову рідоту і газу (аміак, сірководень та інш.) [10].

Дефіцит підстилкового матеріалу і невчасна його зміна, у зв'язку з відсутністю засобів механізації, призводить до створення антисанітарних умов в боксах. Це впливає на внутрішню екологію місця утримання тварини і призводить до зниження продуктивності до 25-35% і збільшенню витрат кормів до 20-33% , різко збільшується захворюваність маститами [8]. Все це вимагає здійснення пошуку нових для цього технологічного процесу підстилкових матеріалів. Останнім часом поширення набуває пісок, спеціальні матраци, органічна підстилка. Остання, на наш погляд, має перспективу, але вимагає детального дослідження.

Аналіз впроваджених технологій і технічних засобів прибирання гною з приміщень і підготовка його до використання показує, що вони не позбавлені істотних недоліків. Практично при всіх технологіях не забезпечується механізація очищення стійл і розподілу підстилки, спостерігається багатократне перемішування і великий шлях транспортування гною в процесі прибирання його з приміщень [11], що приводить до погіршення екологічної обстановки на фермі.

На підставі вищевикладеного можна вважати, що вирішення проблемних питань організації ресурсного забезпечення сучасних тваринницьких підприємств неможливо вирішити без належного функціонування системи: видалення – накопичення – переробки і внесення до ґрунту органічних добрив, що стане основою створення сприятливого місця існування тварин і росту рослин.

Тому в систему функцій тваринницьких об'єктів, яка складається із забезпечення самою твариною параметрів біосистеми, техніко-технологічного забезпечення параметрів життєзабезпечення, продукування і відтворення біосистеми, техніко-технологічне забезпечення екології функціонування біотехнічних систем, необхідно ввести функцію відновлення середоформуючих і ресурсоутворюючих функцій природи (рис.1.).

Одним із важливих ресурсів тваринництва є біологічні ресурси, тобто самі тварини. І створення комфортних умов їх життєдіяльності є основою забезпечення їх здоров'я і відтворення.



Рис.1. Функції екологічного тваринницького підприємства.

Основними захворюваннями корів є мастит і ендометрит (30% корів) і захворювання опорних кінцівок. Мастит багато в чому залежить від чистоти стійла і технічного рівня використовуваного доїльного устаткування, його відповідності фізіологічним вимогам тварин.

Лікування маститу і ендометриту проводиться з використанням лікарських препаратів і молоко від цих тварин не йде на реалізацію, а в органічні відходи, які поступають в ґрунт. В них знаходяться антибіотики, які гальмують процеси переробки органіки в цінні органічні добрива. Тому ці захворювання доцільно лікувати безмедикаментозними методами з використанням потенційної енергії тварини [12].

Профілактику захворювань копит краще всього здійснювати ходінням тварини по пасовищу або промивати її кінцівки у ваннах з 5% розчином формаліну чи мідного купоросу (або 2,5% розчином сернокислої міді або сернокислого цинку).

Тварині слід надати можливість займатися самогігієною (очищення поверхні шкіри, копит) і оберігати її від стресових ситуацій (це шуми більш 80 дБ, електропотенціал, комахи, забруднене повітря).

Сьогодні віддані в управління тварині процеси годування, напування і відпочинку. У перспективі необхідно віддати йому в управління і доїння в прохідних роботоюльних (не менше 5-10) місцевих установках при формуванні груп по геометрії вимені.

*Висновки.* На основі вирішення протиріч між споживанням і відтворенням природних ресурсів визначається рівень і напрями розвитку тваринництва шляхом постійного зниження техногенного навантаження на природу з метою відновлення і підвищення родючості ґрунту. Для належного ресурсного забезпечення тваринництва доцільно ввести функцію відновлення середо-формуючих і ресурсо-утворюючих функцій природи в систему технологічних процесів виробництва продукції тваринництва, де основною буде утилізація органічних відходів і повернення органіки в ґрунт, перехід до органічного землеробства і тваринництва, тобто - до екологічно чистого виробництва.

#### Література

- 1 Национальный доклад Украины о гармонизации жизнедеятельности общества в окружающей природной среде/К.ООО «Новий друк»»003. 132с.
- 2 *Фицев Ф.* Зоотехническое обоснование рентабельности производства молока/ Ф. Фицев, Ф. Гаганов // Молочное и мясное скотоводство. - №2, 2007. - С.7-12.
- 3 *Славов С.* Система конкурентоспроможного кормозабезпечення тваринництва/ С. Славов, М. Фурса, І. Заря //Тваринництво України, №11. - 2008.- С. 12-13.
- 4 *Болоцкий И.Л.* Анализ методов обеззараживания животноводческих стоков и помета с ферм/ И.Л. Болоцкий , В.И. Семенов, С.В.Пруцаков, А.К. Васильев, Н.И. Крюков // Ветеринария Кубани. - №3. - 2008.
- 5 Экологические проблемы окружающей среды/ referat.ru/referats/view/27675.
- 6 *Цой Ю.А.* Концепция построения и адаптации энергосберегающих технологий и оборудования для молочных ферм России/ Ю.А. Цой. Труды 6-й Международной научно-технической конференции (13-14 мая 2008 года, Москва, ГНУ ВИЭСХ) Часть 1. - М.,2008. - С. 74-79.
- 7 *Луценко М.* Ефективна альтернатива: легкозбірні корівники/ М. Луценко, Д. Салига / Пропозиція, №8, 2008. - С. 126-128.

8 *Кормановский Л.П.* Некоторые аспекты инженерии и экологии в молочном животноводстве/ Л.П. Кормановский. Эффективне тваринництво. - №6, 2007. –С. 48-49.

9 *Хайтмюллер Х.* Оснащение молочно-товарных ферм. Если строить, то по-современному/ Х. Хайтмюллер //Новое сельское хозяйство. - №3, 2007. - С.87-91.

10 *Попков Н.А.* Современные системы и способы содержания животных/ Н.А.Попков, И.В.Корсека, В.Н. Тимошенко и др. // Эффективне тваринництво.- №7, 2007. - С. 18-24.

11 *Морозов Н.М.* О реструктуризации технологий и способов механизации животноводства/ Н.М. Морозов // Техника в сельском хозяйстве. - №1, 2002. - С. 15-21.

12 *Шацкий В.* Новый метод лікування післяродових захворювань тварин /В. Шацкий, В.Лілевман, Н.Губарева, Г. Чаусовський, В.Стулова, В.Шостак, Д. Венцев /Здоров'я тварин і ліки, № 5 (66) травень 2007р. - С.14-15.

## **ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПРОБЛЕМЫ РЕСУРСИСПОЛЬЗОВАНИЯ В ЖИВОТНОВОДСТВЕ**

Шацкий В.В., Скляр А.Г., Скляр Р.В.

### *Аннотация*

**Изложены концептуальные положения развития животноводства как составной части системы природопользования в аспекте обеспечения экологической безопасности агроэкосистемы.**

## **ECOLOGICAL PROBLEMS OF USE OF RESOURCES IN STOCK-RAISING**

V. Shatsky, A. Sklyar, R. Sklyar

### *Summary*

**Conceptual positions of development of stock-raising are expounded as to component part of the system of use is nature in the aspect of providing of ecological safety of agro-system.**



УДК 631.37

## ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ З'ЄДНАННЯ МОДУЛІВ МЕЗ НА СТІЙКІСТЬ ТРАНСПОРТНОГО ПЕРЕМІЩЕННЯ БЛОКОВО-МОДУЛЬНОГО МТА

Парахін О.О. асп. \*,

Кюрчев С.В., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-00-11

**Анотація** – розглянуто вплив дроселювання гідроциліндру, який з'єднує енергетичний та технологічний модулі МЕЗ у горизонтальній площині, на стійкість транспортного руху блоково-модульного машинно-тракторного агрегату.

**Ключові слова** – блоково-модульний МТА, модульний енергетичний засіб, енергетичний модуль, технологічний модуль, дроселювання, гідроциліндр, стійкість руху

*Постановка проблеми.* Для підвищення керованості та стійкості транспортного руху блоково-модульного МТА на основі МЕЗ нами запропоновано уведення гідравлічного демпферного зв'язку в горизонтальній площині між його технологічним (ТМ) та енергетичним (ЕМ) модулями. В роботі [2] на основі використання математичної моделі такого агрегату [1] було оцінено вплив параметрів з'єднання модулів на керованість його транспортного руху. В даній статті аналогічна задача розглядається стосовно стійкості переміщення блоково-модульного МТА.

*Методика досліджень.* В основу досліджень покладено аналіз амплітудних і фазових частотних характеристик відпрацювання динамічною системою збурення у вигляді розворотного моменту  $M_0$  [1, система рівнянь (11)]. Загальновідомо, що при відпрацюванні збурення бажані АЧХ системи мають дорівнювати нулю. Якщо цього досягти не можна, то вони повинні бути якомога меншими. Що стосується фазового зсуву (тобто ФЧХ), то при дії збурення він має бути якомога більшим. В ідеалі повинен прямувати до нескінченності.

---

© к.т.н. С.В. Кюрчев, асп. Пархін О.О.

\* Науковий керівник к.т.н., доц. Кюрчев С.В.

В першу чергу проаналізуємо, як впливає на стійкість транспортного руху блоково-модульного агрегату коефіцієнт опору гідравлічного дроселя  $K_M$ , вмонтованого в гідроциліндр ТМ (рис.1).

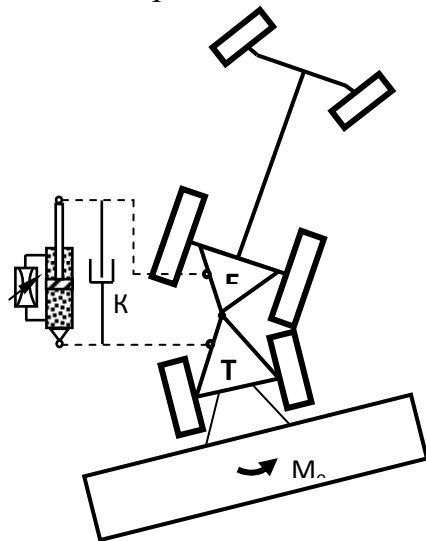


Рис.1. Схема установки гідравлічного дроселя між модулями МЕЗ.

*Результати.* Як виявилось, при зміні його значини від 0 до  $10^4$  Н·м·с/рад., амплітудні і фазові частотні характеристики динамічної системи при відпрацюванні нею збурювального впливу у вигляді розворотного моменту  $M_0$  практично не змінюються. І лише при подальшому збільшенні  $K_M$  відбувається бажане зменшення АЧХ (рис.2).

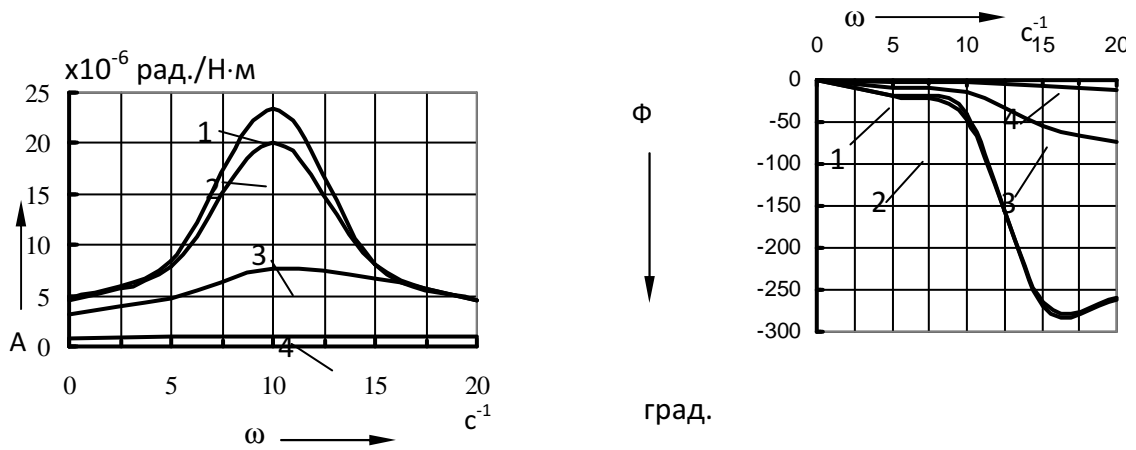


Рис.2. Амплітудні (А) та фазові (Φ) частотні характеристики кута повороту технологічного модуля при відпрацюванні збурення у вигляді розворотного моменту при різних значинах коефіцієнта демпфірування  $K_M$  (Н·м·с/рад.):

1 –  $K_M = 0$ ; 2 -  $K_M = 10^4$ ; 3 -  $K_M = 10^5$ ; 4 -  $K_M = 10^6$ .

Причому, на частоті  $\omega = 10 \text{ с}^{-1}$  ці характеристики мають резонансний пік, який повністю зникає при  $K_M = 10^6$  Н·м·с/рад. В усьому діапазоні частот амплітудно - частотна характеристика



динамічної системи практично постійна і дорівнює при цьому  $1 \times 10^{-6}$  рад./Н·м.

Що стосується фазових частотних характеристик, то вони суттєво відрізняються, коли частота коливань розглядуваного збурювального впливу (тобто моменту  $M_0$ ) більша за  $7,5 \dots 8,0 \text{ с}^{-1}$  (див. рис. 2). За подальшого зростання величини  $\omega$  ФЧХ зменшуються, що взагалі є явищем небажаним при відпрацюванні будь-якою динамічною системою того чи іншого збурення.

Проте слід мати на увазі, що з точки зору оцінки стійкості руху машинно - тракторного агрегату відтворення ним, як динамічною системою, амплітуди збурення є більш важливим, ніж відтворення фази. Остання, як відомо [3], є мірою запізнення МТА на збурювальний вплив. З урахуванням цього дані рис.2 слід сприймати як рекомендацію щодо збільшення коефіцієнту опору дроселя/дроселів обмежувальних гідроциліндрів технологічного модуля МЕЗ.

При збільшенні швидкості руху блоково-модульного агрегату від 2 до 5 м/с амплітудні частотні характеристики відпрацювання ним збурювального впливу мають резонансний пік, який припадає на частоту  $10 \text{ с}^{-1}$ . Самі АЧХ динамічної системи змінюються при цьому мало. Особливо при  $V_0 = 3 \text{ м/с}$  і більше. Пояснити цей факт можна інертністю технологічного модуля і навішеного на нього знаряддя, яка при підвищенні швидкості руху машинно-тракторного агрегату проявляється більш ефективно.

В діапазоні частот  $0 \dots 10 \text{ с}^{-1}$  фазові частотні характеристики динамічної системи при відпрацюванні нею збурення практично не залежать від швидкісного режиму МТА. Різниця у запізненні його реакції на вхідний вплив з'являється на частотах  $10 \dots 20 \text{ с}^{-1}$ , а потім знову зникає. У зв'язку з цим можна зробити остаточний висновок про те, що швидкість руху блоково-модульного агрегату практично дуже мало впливає на коливання кута повороту технологічного модуля МЕЗ з навішеним знаряддям під час дії збурення у вигляді розворотного моменту.

Це ж саме можна сказати і стосовно коефіцієнтів опору уводу шин передніх та задніх коліс енергетичного модуля МЕЗ. Інша справа з коефіцієнтом опору уводу шин коліс ТМ ( $k_c$ ). При його збільшенні від 160 до 210 кН/рад. максимальна значина АЧХ динамічної системи зростає. При подальшому збільшенні  $k_c$  вказані характеристики зменшуються. Резонансний пік АЧХ при цьому зміщується в бік більших частот. Фазові частотні характеристики хоча і відрізняються між собою на частотах, більших за  $6 \text{ с}^{-1}$ , проте ця різниця є незначною.

В кінцевому рахунку можна сказати, установка шин мосту ТМ із загальним коефіцієнтом опору уводу на рівні 260 кН/рад. і більше сприяє зменшенню амплітуди його коливань у горизонтальній площині.

Тепер спробуємо проаналізувати вплив розворотного моменту на динаміку зміни курсового кута енергетичного модуля МЕЗ. Як і у варіанті з ТМ, швидкість руху блоково-модульного МТА практично не впливає на характер відпрацювання енергетичним модулем збурення. Водночас, у порівнянні з технологічним максимальна амплітуда коливань енергетичного модуля МЕЗ менша. Такий результат є цілком логічним, оскільки ЕМ є важчим за ТМ і, до того ж, розворотний момент  $M_0$  діє на нього не безпосередньо.

Саме ця обставина обумовлює слабкий вплив коефіцієнтів опору уводу шин коліс переднього і заднього мостів енергетичного модуля на коливання його курсового кута. Водночас, коефіцієнт опору уводу шин коліс ТМ такий вплив здійснює (рис.3).

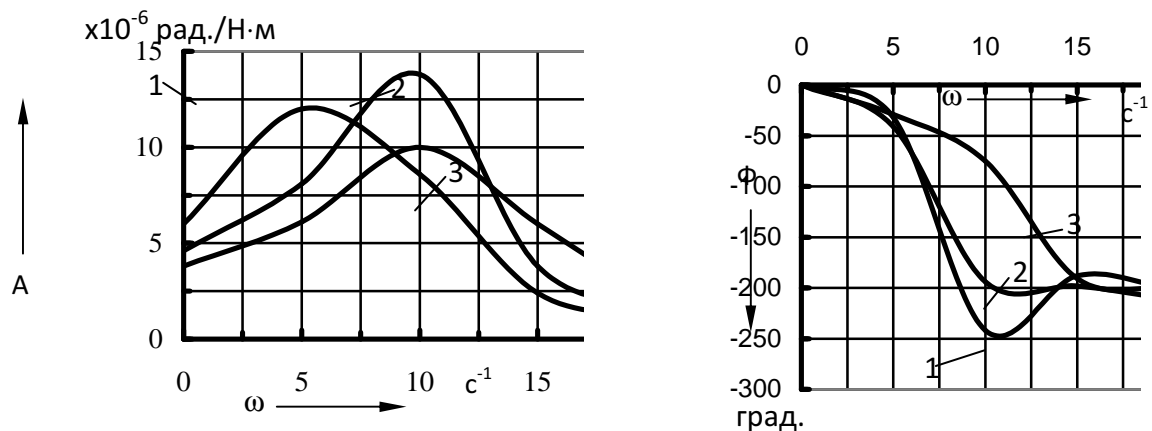


Рис.3. Амплітудні (А) та фазові ( $\Phi$ ) частотні характеристики кута повороту енергетичного модуля при відпрацюванні збурення у вигляді розворотного моменту при різних зачинах коефіцієнта опору уводу шин коліс ТМ ( $K_c$ ):  
1 – 160 кН/рад.; 2 – 210 кН/рад.; 3 – 260 кН/рад.

Хоча, характер зміни амплітудних частотних характеристик якісно (і практично кількісно) такий же, як і при відпрацюванні самим ТМ розворотного моменту. А саме, при  $k_c = 210$  кН/рад. маємо максимум АЧХ. Резонансний пік їх зміщується у бік більш високих частот коливань збурювального впливу.

Фазові частотні характеристики, які відображають запізнення реакції енергетичного модуля на дію розворотного моменту, відрізняються теж мало. В цілому, як і у попередньому варіанті, можна стверджувати, що установка шин мосту ТМ із загальним коефіцієнтом опору уводу на рівні 260 кН/рад. і більше сприяє зменшенню амплітуди коливань енергетичного модуля у горизонтальній площині. Найбільш відчутно це при частоті збурення більше за  $12 c^{-1}$ .

Ну і, нарешті, коефіцієнт демпфірування  $K_M$ . Збільшення його значини приводить до бажаного зменшення АЧХ (рис.4.).

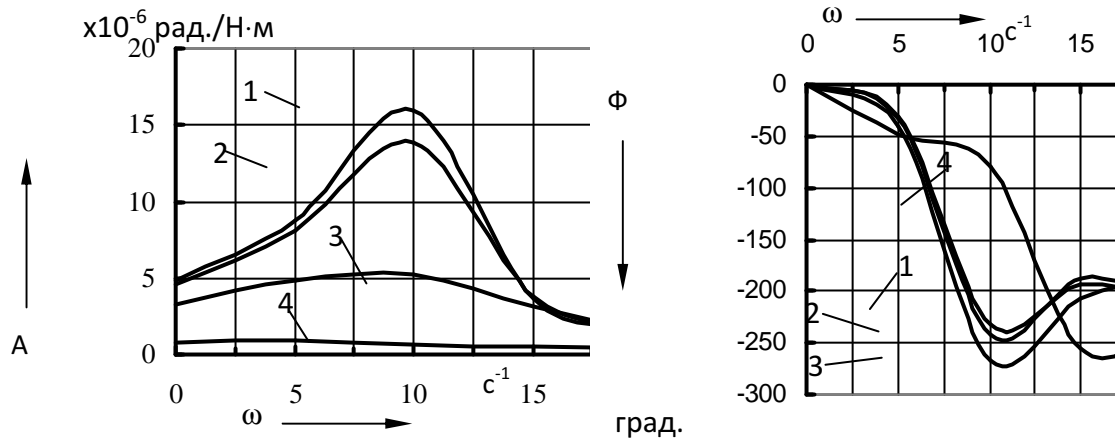


Рис.4. Амплітудні (А) та фазові ( $\Phi$ ) частотні характеристики кута повороту енергетичного модуля при відпрацюванні збурення у вигляді розворотного моменту при різних значинах коефіцієнта демпфірування  $K_M$  (Н·м·с/рад.):  
1 –  $K_M = 0$ ; 2 –  $K_M = 10^4$ ; 3 –  $K_M = 10^5$ ; 4 –  $K_M = 10^6$ .

Так, коли  $K_M$  дорівнює  $10^6$  Н·м·с/рад., максимальна значина коефіцієнта підсилення збурення такою динамічною системою, якою є розглядуваний машинно-тракторний агрегат, зменшується в 17 разів, а АЧХ не має резонансних піків.

Фазові частотні характеристики МТА при збільшенні значини  $K_M$  погіршуються. Але, лише в діапазоні частот коливань збурювального впливу  $\omega = 6 \dots 13 c^{-1}$  і на величину, яка менша, ніж при відпрацюванні розворотного моменту технологічним модулем

В даному ж випадку зміна в реакції блоково-модульного агрегату на вхідний вплив відрізняється лише тоді, коли коефіцієнт демпфірування обмежувальних гідравлічних циліндрів технологічного модуля становить не менше  $10^6$  Н·м·с/рад. . Причому, як уже підкреслювалося, лише в діапазоні частот коливань розворотного моменту  $6 \dots 13 c^{-1}$  (див. рис.4). На частоті  $\omega > 13 c^{-1}$  ФЧХ динамічної системи взагалі зменшується, що є бажаним з точки зору збереження чи підвищення її стійкості руху у горизонтальній площині проєкцій.

**Висновки.** Характер стійкості руху блоково-модульного агрегату є практично інваріантним по відношенню до коефіцієнтів опору уводу шин переднього та заднього мостів енергетичного модуля МЕЗ.

Найкраща стійкість транспортного руху блоково-модульного агрегату забезпечується тоді, коли коефіцієнт опору уводу шин ТМ

становить не менее 260 кН/рад., а коэффициент дросельования його гідроциліндру є більшим або рівним  $10^6$  Н·м·с/рад.

#### Література

1. *Парахін О.О.* Математична модель транспортного руху блоково-модульного руху МТА/*О.О.Парахін, В.Т. Надикто, А.М.Аюбов.* - Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. - Мелітополь. – 2010.- т.7. -Вип.11.
2. *Парахін О.О.* Дослідження керованості транспортного руху блоково-модульного МТА / *О.О.Парахін, В.Т. Надикто.* - Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. - Мелітополь. –2010.- т.6. - Вип.10.
3. *Солодовников В.В.* Основы теории и элементы систем автоматического регулирования/ *В.В.Солодовников, В.Н. Плотников, А.В.Яковлев.*- М.: Машиностроение, 1985.- 536 с.

## **ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ СОЕДИНЕНИЯ МОДУЛЕЙ МЭС НА УСТОЙЧИВОСТЬ ТРАНСПОРТНОГО ПЕРЕМЕЩЕНИЯ БЛОЧНО-МОДУЛЬНОГО МТА**

Парахин О.О., Кюрчев С.В.

### *Аннотация*

**Рассмотрено влияние дроселирования гидроцилиндра, который соединяет энергетический и технологический модули МЭС в горизонтальной плоскости, на устойчивость транспортного движения блочно модульного машинно-тракторного агрегата**

## **INFLUENCE PARAMETERS CONNECTION MODULES OF MES ON STABILITY of a TRANSPORT MOVING of BLOCK-MODULE MTU**

O. Parakhin, S. Kyurchev

### *Summary*

**Influence baffing of hydrocylinder which connects the power and technological modules of MES in a horizontal plane is considered, on stability of a transport motion block of module MTU**



УДК 636.2:631.3

## РОБОТИЗАЦІЯ ПРОЦЕСОВ ДОЄННЯ КОРОВ – ПУТЬ К РЕСУРСОСБЕРЕЖЕННЮ

Науменко О.А., к.т.н.,

Бойко И.Г. к.т.н.

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. Петра Василенко*

Тел. 050-303-20-45

**Аннотация** - рассмотрены вопросы применения роботов для доения коров и определена их роль в ресурсосбережении

**Ключевые слова** - коровы, доение, роботизация, эффективность применения.

*Постановка проблемы.* Как правило, животноводы, занимающиеся молочным скотоводством, вынуждены доить коров 2 раза в день в строго определенное время. При ручном доении эта операция относится к наиболее трудоемким.

Изобретение аппаратов машинного доения значительно облегчило труд операторов. Новым шагом в механизации и автоматизации операции доения коров явилось изобретение доильных роботов.

Система автоматического доения коров, которую кратко называют робот, может стать одним из самых значительных нововведений в животноводстве в XX веке, хотя несколько лет назад полностью автоматизированное доение коров было лишь эфемерной мечтой, а сегодня оно стало реальностью.

*Анализ последних исследований.* Первые роботы были выпущены в 1980-х гг. в Западной Европе. Разработкой роботизированных систем для доения коров занимались фирмы "Lely" и "Prolion" (Нидерланды), "Fullwood" (Великобритания), "Alfa-Laval-Agri" (Швеция), "Westfalia-Landtechnik" (Германия), "Gascoigne Melotte" (Франция) и другие.

*Основная часть.* Доильный робот "Astronaut" фирмы "Lely" состоит из доильного бокса с размерами 4,5×2,5×2,5 м (рис.1). При входе коровы в бокс происходит ее идентификация, и компьютер

определяет: необходимость доения коровы сейчас, или немедленно выпустить ее из бокса. Если необходимо доить корову, то в кормушку выдается порция 1,5...2,5 кг концентрированного корма. Движение животного сзади ограничивается специальным манипулятором 1.

Далее определяется место расположения сосков и начинается процесс их очистки вращающимися в разные стороны роликами.

Примерно через 10 с после позиционирования коровы рука 8 робота захватывает устройство 9 для обмыва вымени с двумя роликами, покрытыми хлопчатобумажной тканью, увлажненной водой, и подводит под вымя животного.

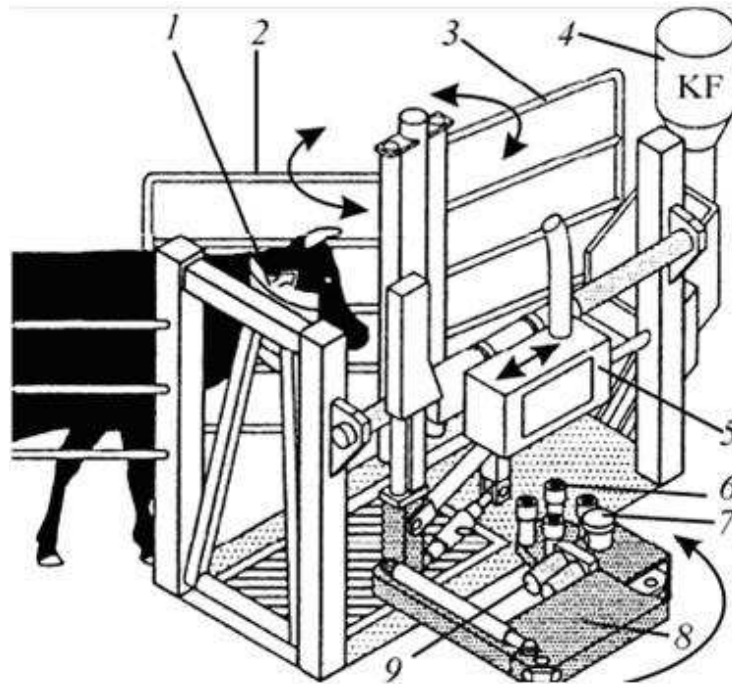


Рис. 1. Схема доильного робота «Astronaut»:

1 – манипулятор позиционирования животного; 2 – входная дверца; 3 – выходная дверца; 4 – автоматическая кормораздаточная станция; 5 – блок регулирования перемещения руки; 6 – доильные стаканы; 7 – лазерные датчики; 8 – рука робота; 9 – ролики обмыва вымени.

После очистки сосков вымени рука робота отводит ролики в специальную выемку, где происходит их промывка водой и обеззараживание дезинфицирующими растворами. Рука робота снова подводится под корову, но уже с доильным аппаратом 6 и с помощью лазера 7 начинается его позиционирование. Для позиционирования в качестве точки отсчета служат передние соски, по окончании позиционирования робот начинает последовательно надевать доильные стаканы на соски, начиная с задних четвертей вымени. При этом подвижная тестовая плита передает движение коровы с помощью ультразвукового датчика руке робота, которая повторяет

движения коровы. При неудачной попытке надеть доильные стаканы робот делает еще две дополнительные попытки. При неудачной третьей попытке робот выпускает корову, выдает звуковой сигнал и сообщение на дисплей компьютера. Первые струйки молока сдаиваются в специальный резервуар. Количество надоенного молока и его электропроводность из каждой четверти вымени животного поступает по отдельному молокопроводу. Доильные стаканы снимаются с каждого соска вымени отдельно, по мере прекращения из него молокоотдачи.

Поставляемые во Францию доильные роботы "Miros" фирмы "Manus" отличаются от доильных роботов "Liberty" только доильной аппаратурой, которая разработана фирмой "Manus". Однобоксовый доильный робот "Merlin", выпускаемый фирмой "Fullwood", ориентирован на робот "Astronaut" фирмы "Lely". Программное обеспечение и технология доения этого робота разработаны в Великобритании. Основными отличиями робота "Merlin" от робота "Astronaut" заключаются в следующем:

- идентификация и регистрация всех перемещений животного осуществляется с помощью шагомера, закрепленного на ноге коровы;
- используется энергосберегающая система шестиминутной промывки и дезинфекции доильного оборудования кипящей водой.

Доильный робот фирмы "Alfa-Laval Agri" марки VMS (Voluntary Milking System) имеет следующие отличительные особенности:

- использование пневматической системы для привода некоторых элементов робота (в том числе и механизмы надевания и съема доильных стаканов);
- применение четырехточечного механизма подвески доильных стаканов, обеспечивающих их перемещение в горизонтальной плоскости.

Роботизированная доильная система "Duvelsdorf" (фирма "Westfalia") включает 2...4 бокса тандемного типа, установленных в ряд. К ним подключен дополнительный бокс мойки и селекции коров, благодаря чему увеличивается производительность всей установки в целом.

Система работает следующим образом. Для подготовки коровы к доению входящая в доильный зал корова удерживается в боксе селекции, где промывается ее вымя. Рычаг робота с круглой щеткой выдвигается под корову. Для очистки сосков и вымени щетка с поступающей к ней промывочной водой вращается, движется вперед и назад. По истечении установленного заранее времени подача воды прекращается и щетка высушивает вымя. После корова входит в один из доильных станков, идентифицируется, и компьютер принимает решение о необходимости доения животного. Затем рука этого робота

захватывает доильный аппарат и перемещает под вымя, с помощью ультразвуковых и оптических датчиков определяет месторасположение сосков (при загрязнении оптических датчиков они автоматически очищаются влажной губкой). Доильные стаканы надеваются последовательно. При этом если корова изменяет свое положение, то рука робота тоже перемещается. Одна рука робота обслуживает все доильные боксы, перемещаясь по специальной направляющей. Процесс доения, снятия доильных стаканов, контроль качества и количества молока осуществляется аналогично другим автоматизированным системам доения.

Фирма "Gascoigne Melotte" разработала роботизированную систему "Zenith", состоящую из одного доильного бокса, сконструированного в виде комбинированной секции для доения и раздачи концентрированных кормов. Позиционирование животного осуществляется при помощи стенки. Доение ведется через задние ноги животного. Удары по доильному аппарату исключаются при помощи двух специальных скоб. Рука робота удерживает доильный аппарат во время всего процесса доения.

Модуль доильный универсальный МДУ-1 (рис. 2) предназначен для автоматизированного доения коров со сбором молока в доильное ведро на универсальной доильной станции типа УДС-3 и ее модификациях в летних лагерях и на пастбищах.

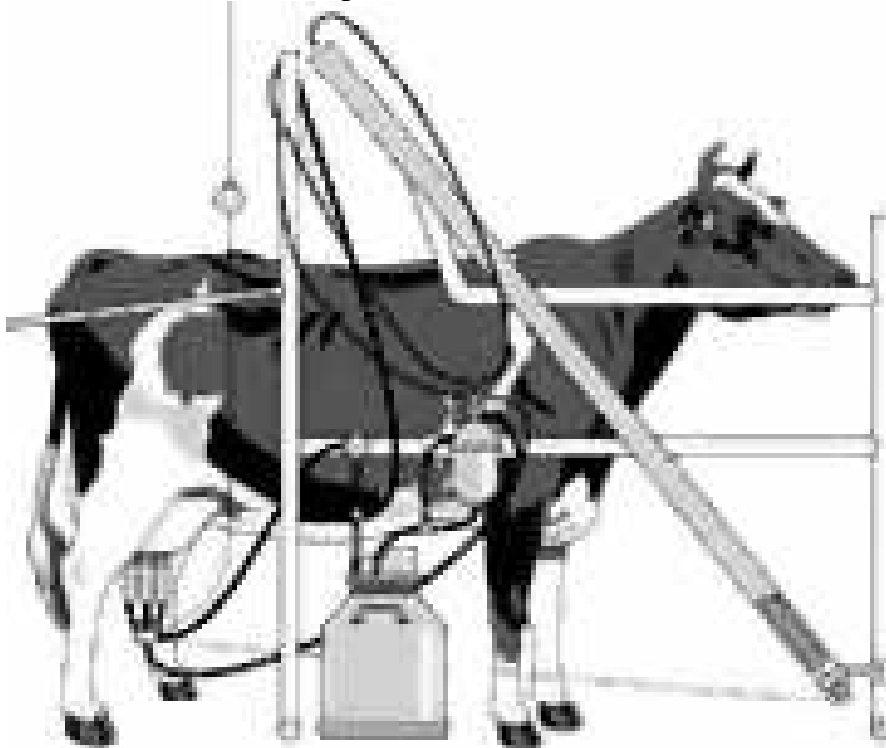


Рис. 2. Модуль доильный универсальный МДУ-1.



Модуль доильный монтируется на станции УДС-3, состоит из доильного аппарата, пульсатора АДУ.02.000.01, пневмодатчика МДФ.02.010 и позволяет без участия доярки выполнить следующие операции доения: машинное доение; контроль за процессом доения; машинное додаивание при снижении молокоотдачи; отключение доильного аппарата и снятие его с вымени коровы; вывод аппарата из-под вымени коровы. Своевременное автоматическое додаивание (путем оттягивания доильных стаканов за коллектор вниз и вперед к голове коровы, которое открывает каналы, соединяющие цистерны соска и вымени) позволяет увеличить полноту выдаивания, не травмирует соски вымени, что практически исключает заболевание маститом. Отличительная особенность модуля состоит в том, что устройство дооя и вывода доильного аппарата выполнено в виде гофрированного элемента, один конец которого через нить дооя закреплен на коллекторе доильного аппарата.

Доильный аппарат с помощью вертикального регулируемого подвеса закреплен на вращающейся штанге, и при автоматическом снятии с вымени по окончании дойки удерживается от падения на пол. Доильное ведро модуля снабжено специальной крышкой, которая позволяет с помощью гофрированного трубопровода осуществлять подачу молока из ведра в молокопровод станции УДС-3.

Развитие автоматизированных систем доения идет в двух направлениях: один бокс с одной рукой робота и роботизированная система из нескольких доильных боксов, обслуживаемых одной рукой.

Производительность однобоксовых доильных роботов до 60 коров в сутки. Для крупных молочных ферм могут быть использованы несколько однобоксовых роботов или одна многобоксовая роботизированная доильная система.

Использование роботов позволяет учитывать индивидуальные суточные ритмы каждой коровы. Корова сама идет для доения в бокс, где ей одновременно с доением выдается суточная норма концентратов. Животные быстро привыкают к доению роботами и самостоятельно посещают бокс. При этом продуктивность коров возрастает до 15 %. Использование роботов позволяет в 4 раза снизить затраты труда на доение в сравнении с доильными установками типа "Карусель".

Применение роботов сдерживается их высокой стоимостью (до 250000 DM). Также для доения роботами необходим тщательный отбор коров при формировании стада.

В настоящее время в Западной Европе эксплуатируются около 300 доильных роботов различных фирм. Из них около 160 фирмы "Lely", около 100 доильных роботов фирмы "Liberty".

*Выводы.* Как следует из приведенного обзора применение роботов для доения коров значительно снижает эксплуатационные затраты на производство молока, повышает продуктивность коров и исключит ручной труд при доении коров.

#### Литература

1. *Кэмпбелл Дж.* Производство молока. /Дж. Кэмпбелл, Р.Т. Маршалл / Пер. с англ. М.Н. Барабанщикова, В.Р. Зельнера, Д.В. Карликова, Е.Г. Конаплева; Под ред. и с предисл. *Н.В. Барабанщикова, А.П. Бегучева.* М.: Колос, 1980. 670 с.
2. Тенденции развития доильного оборудования за рубежом: Ан. Обзор / *Ю.А. Цой, Н.П. Мишуков, В.В. Курсанов, А.И. Зеленцов* М.: ФГНУ "Росинформагротех", 2000. – 76 с.

## **РОБОТИЗАЦІЯ ПРОЦЕСІВ ДОЇННЯ КОРІВ ШЛЯХ ДО РЕСУРСОЗБЕРІГАННЯ**

Науменко О.А., Бойко І.Г.

### *Анотація*

**Розглянуті питання застосування роботів для доїння корів і визначена їх роль в ресурсозбереженні.**

## **A ROBOT OF PROCESSES OF MILKING OF COWS IS A WAY STORAGE**

A. Naumenko, I.Boyko

### *Summary*

**The questions of robots' application for milking of cows and their role in resource-keeping are considered in this article.**



УДК 664.40.1.372

## ЭЛЕМЕНТЫ СР-ТЕХНОЛОГИИ ПРОИЗВОДСТВА МОЛОКА В УСЛОВИЯХ АГРОПРЕДПРИЯТИЯ

Гербер Ю.Б., к.т.н.,  
Гудков И.Н., академик УААН, НУБ и П Украины  
ЮФ НУБиП «КАТУ»  
Тел.: (44) 527-82-33

**Аннотация** – приведены результаты исследований использования инфракрасной сушки для подготовки отходов виноделия, как компонента комбикорма, используемого в СР-технологии производства молока.

**Ключевые слова** – комбикорм, отходы виноделия, инфракрасное излучение, сушка. технология, экологически чистый продукт.

*Постановка проблемы.* Одним из основных продуктов питания человека является молоко. В последнее время все чаще ставится вопрос об экологической чистоте пищевых продуктов и их несоответствии предъявляемым требованиям.

Эта проблема стоит перед всем человечеством, и в особой степени относится к молоку и молочным продуктам, которые в значительной степени подвержены отрицательному воздействию негативных последствий влияния человека на окружающую среду.

Европейские производители молочных продуктов считают, что их необходимо производить на основе экологически чистого молока. У него есть несколько важных преимуществ: экологически чистое молоко обладает сбалансированным от природы составом и содержит гораздо больше полиненасыщенных жирных кислот.

Секрет экологически чистого молока прост: его производят коровы, которые 220 дней в году содержатся на экологически чистых пастбищах, питаются травой и сеном, пьют чистую воду и дышат чистым воздухом.

Так как в подавляющем большинстве территория сельскохозяйственных угодий нашей страны в той или иной степени загрязнена, необходим поиск способов биологической «очистки» получаемых продуктов животноводства, в частности молока.

*Анализ последних исследований.* Биохимические исследования ученых в области изучения состава и структуры отходов сельскохозяйственного производства дали возможность поставить вопрос об использовании различных биологических веществ – отходов технологических линий переработки сельскохозяйственного сырья.

Определенный интерес в этом отношении представляет использование в качестве корма животным фитонцидсодержащих растений, а также некоторых видов крестоцветных культур в качестве добавок к силосуемым кормам, что дает эффект консервирования корма, а также положительного влияния фитонцидов на организм животных [1].

В исследованиях [2] показано, что при добавлении к силосуемой массе растительного сырья, обладающего значительными фитонцидными свойствами, можно получить силос высокого качества из различных кормовых культур, в том числе из трудно- и несилосуемых растений. Авторы отмечают, что силос, полученный при добавлении фитонцидных растений, имеет показатель pH, который приближается по своему уровню к показателю в зеленой массе. Он не перекисает, что обычно наблюдается в силосе из злаковых растений, особенно из кукурузы. Кроме того, наблюдается улучшение состояния животных, вследствие положительного влияния фитонцидов на организм.

Заслуживают внимания также способы, связанные с добавлением в рацион различных добавок, которые при поступлении корма в желудочно-кишечный тракт блокируют всасывание радионуклидов в кровь путем взаимодействия с ними, адсорбции и связывания [3,4].

Используя мировой и собственный опыт по исследованию эффективности в животноводстве различных сорбирующих материалов, получены основания для разработки и внедрения в производство отечественного препарата на основе отходов винодельческой промышленности, которые в больших количествах получают после деметаллизации вин [5].

Деметаллизация вин - это важная технологическая операция в виноделии, направленная на стабилизацию вин против помутнения, вызываемое избытком некоторых тяжелых металлов. Указанный технологический процесс применяется в промышленных условиях с использованием соли гексацианоферата калия, известного также под названием ферроцианид калия, а еще более - как желтая кровяная соль  $K_4[Fe(CN)_6] \cdot 3H_2O$  [6].

При добавлении к вину указанного вещества, оно образует с катионами тяжелых металлов, в первую очередь с железом, а также с

цинком, медью, свинцом и некоторыми другими металлами трудно растворимые соли, в частности с  $\text{Fe}^{3+}$  синий осадок упомянутой берлинской лазури  $\text{Fe}_4[\text{Fe}(\text{CN})_6]_3$ , т.е. ферроцин. Вместе с этим осадком возникают в осадке и другие соли: с  $\text{Fe}^{2+}$  в зависимости от условий -  $\text{K}_2\text{Fe}[\text{Fe}(\text{CN})_6]$ , или  $\text{Fe}_2[\text{Fe}(\text{CN})_6]$ , с цинком - белый осадок  $\text{Zn}_2[\text{Fe}(\text{CN})_6]$ , с медью - красно-коричневый осадок  $\text{Cu}_2[\text{Fe}(\text{CN})_6]$ , со свинцом -  $\text{Pb}[\text{Fe}(\text{CN})_6]$ . Однако количество солей железа в осадке на порядок больше солей других микроэлементов. А среди солей железа, естественно, его окисленная форма  $\text{Fe}^{3+}$  входящая в состав ферроциана, составляет большинство. Впрочем, можно ожидать, что и соли двухвалентного железа, как и других микроэлементов, также могут образовывать с  $^{137}\text{Cs}$  нерастворимые соединения и препятствовать ему переходить в кровь животных и проникать в ткани.

На винодельческих предприятиях этот осадок, включающий соединения ферроцианидов, полученный в процессе деметаллизации а также бентонит, который применяется для осветления виноматериалов и стабилизации вин против помутнения, как правило, подвергаются захоронению. Он получил предварительное название "Препарат ФСВ" (ферроцинсодержащие отходы виноделия).

Применение ФСВ в хозяйствах Российской Федерации показало высокую эффективность этих препаратов, предотвращающих поступление тяжелых металлов из кормов в конечную продукцию животноводства. Установлено, что ФСВ снижают содержание в мышцах бычков кадмия в 9 раз, свинца - в 3-4 раза, содержание никеля в молоке - на 40% . Снижение токсичной нагрузки сопровождается нормализацией обменных процессов. Повышается содержание в крови кальция, фосфора и железа, снижается уровень холестерина, нормализуется белково-синтезирующая функция. Увеличивается прирост живой массы у бычков на 20-40%, у свиней на 15-20%, дополнительные надои коровьего молока составили до 2л в сутки.

*Цель исследований.* Учитывая вышесказанное, с целью получения экологически чистого молока, или молока, полученного по СР-технологии (сокр. англ. Cleaner Production technology), необходимо обоснование технических средств и технологических параметров подготовки комбикорма на основе ФСВ.

*Основная часть.* Схема подготовки комбикорма для производства молока по СР-технологии приведена на рис.1.

Основные технологические операции приведенной схемы – обезвоживание отходов виноделия, дозирование полученного компонента (ФСВ) в заданном соотношении, смешивание его с другими компонентами комбикорма, скармливание животным.

Учитывая тот факт, что отходы деметаллизации вин имеют повышенную влажность (выше 85%), необходимая технологическая операция в указанной технологии – их обезвоживание. Это наиболее энергоемкий технологический процесс в приведенной схеме, т.к. температура сушки (обезвоживания) составляет:

- при конвективной сушке с использованием в качестве энергоносителя жидкого топлива или газа – 100°C и выше;
- при конвективной сушке с использованием гелиоколлектора для концентрации солнечной энергии – 55-65 °C;
- при использовании инфракрасного нагрева – до 45 °C.

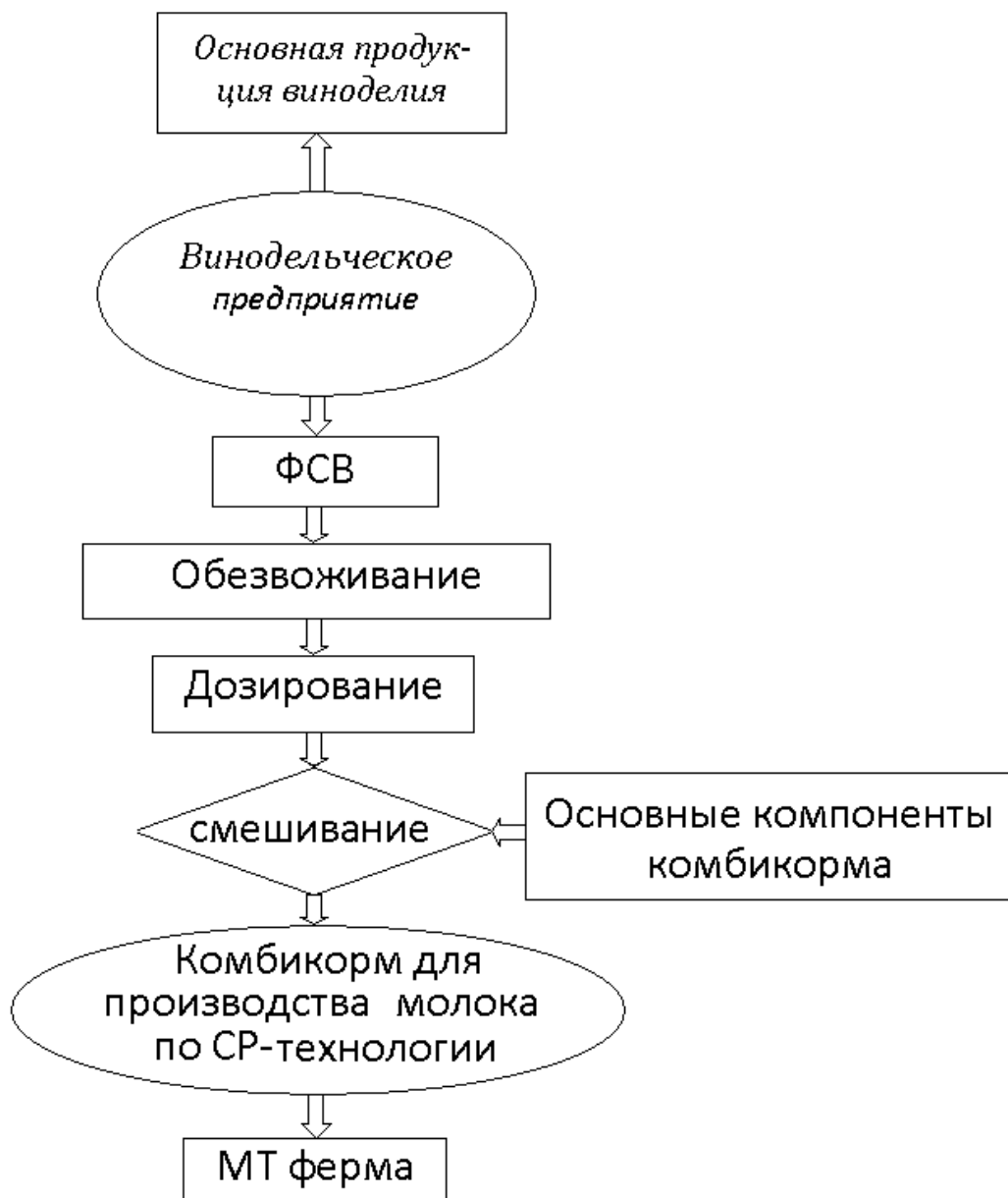


Рис.1. Схема подготовки комбикорма для производства молока по СР- технологии.

Из этого следует, что с целью энергосбережения, процесс обезвоживания отходов виноделия следует проводить одним из двух последних способов, указанных выше. Это позволит снизить затраты на нагрев теплового агента, и добиться снижения энергозатрат на процесс в целом.

Знание величины энергозатрат на эти процессы необходимо для определения себестоимости добавок и корма в целом, а также при расчете экономической эффективности предлагаемых технологических и технических решений.

Так как речь идет о сушке ФСВ с целью удаления лишнего количества влаги, целью данного исследования является обоснование и дальнейшее развитие методов расчета количественных характеристик при испарении жидкости с открытой поверхности, исследование тепло- и массообмена при различных условиях обтекания поверхности испарения. Исследования процесса теплообмена в условиях массообмена посвящено большое количество работ теоретического и экспериментального характера.

Большой вклад в рассматриваемую проблему внесен исследованиями А.В. Лыкова, А.С. Клячко, А.В. Нестеренко, Г.К. Филоненко, А.А. Гухмана, В.М. Смольского, Л.Д. Бермана, А.А. Грязнова, В.П. Исаченко, Х. Аоки, Ш. Киккава, Ю. Накатани и другими исследователями.

Результаты исследований процессов тепло- и массообмена при испарении жидкостей, проведенных различными авторами, недостаточно согласуются, а иногда носят противоречивый характер: в одних работах замечено увеличение теплообмена по сравнению с «чистым» теплообменом, т.е. теплообменом, не осложненным массообменом, в других – уменьшение коэффициента теплообмена в аналогичных условиях.

Процесс сушки состоит из перемещения влаги внутри материала, парообразования и перемещения влаги с поверхности материала в окружающую среду. При соприкосновении влажного материала с нагретым воздухом жидкость на поверхности испаряется и покидает поверхность материала, переходя в окружающую среду. Испарение влаги с поверхности создает перепад влагосодержания между последующими слоями и поверхностным слоем, что вызывает перемещение влаги из внутренних слоев материала к поверхностным.

Наличие разности температур на поверхности и в центральных слоях осложняет механизм переноса влаги. Происходит термодиффузия влаги от более нагретых слоев к слоям с меньшей температурой. Следовательно, характеристика протекания процесса сушки определяется механизмом перемещения влаги внутри

материала, кинетикой испарения и перемещения влаги с поверхности материала в окружающую среду. Общий поток влаги материала равен:

$$j \cdot \rho_0 \cdot \bar{V}U - a_m^t \cdot \rho_0 \cdot \bar{V}T = -a_m \cdot \rho_0 (\bar{V}U + \delta \cdot \bar{V}T), \quad (1)$$

где  $a_m$  и  $a_m^t$  – соответственно коэффициенты диффузии и термодиффузии влажных тел;

$\rho_0$  – плотность сухого тела;

$\bar{V}U$  и  $\bar{V}T$  – соответственно разности влагосодержания и температуры на поверхности и в глубине материала;

$\delta$  - относительный коэффициент термодиффузии ( $\delta = a_m^t / a_m$ ).

При изотермических условиях, а также при малых перепадах температуры в пограничном слое (в период постоянной скорости сушки), можно применить следующую формулу:

$$j_n = G_p \cdot (p_n - p_c) = Nu \frac{D_p}{l} \cdot a_q \cdot (p_n - p_c), \quad (2)$$

где  $G_p, a_q$  - коэффициент влагообмена, отнесенный соответственно к разности парциальных давлений и температур;  
 $p_n$  и  $p_c$  - парциальные давления паров.

Для потока тепла

$$q = G_p (t_c - t_n) = Nu_p \frac{A_\varepsilon}{l} \cdot (t_c - t_n), \quad (3)$$

где  $D_p$  - коэффициент теплопроводности влажного воздуха;

$l$  – длина поверхности тела вдоль потока газа.

$n, c$  – соответственно поверхность материала и окружающая среда.

Тепло – и массообменные числа Нусельта (коэффициенты тепломассоотдачи) определяются по уравнениям:

$$Nu = G_p \cdot l / \lambda_\delta = K_1 + 0,59 Re^{0,5} (1 + 1,55 \cdot 10^{-4} Re)^{0,25}$$

$$Nu_m = G_p \cdot l / D_p = K_1 + 0,55 Re^{0,5} (1 + 1,43 \cdot 10^{-4} Re)^{0,25},$$

где  $Re = Vl/\nu$  – критерий Рейнольдса;

$V$  - скорость теплоносителя;

$\nu$  - кинематическая вязкость паровоздушной смеси в воздушном пограничном слое  $m^2/c$ ;

$K_1$  – коэффициент зависящий от формы материала: для пластин, обтекаемых тепловым агентом  $K_1=0$ ; для поверхности цилиндрической формы  $K_1=0,3$ ; для поверхности шарообразной формы  $K_1=2$ .



Получить подтверждение приведенных аналитических зависимостей можно экспериментальным путем. В условиях научно-исследовательской лаборатории кафедры технологического оборудования перерабатывающих предприятий и инженерной механики ЮФ НУБиП Украины «Крымский агротехнологический университет» проведен эксперимент по обезвоживанию отходов виноделия. На рис.2 показана экспериментальная установка для проведения опыта.



Рис.2. Сушильная камера с поддонами и высушиваемым материалом.

Отходы виноделия (ЖКС) укладывали на сетчатый поддон, который затем помещали в сушильный шкаф. Масса размещалась на поддоне равномерным слоем (рис.3) для возможности воздействия на нее теплоносителем с повышенной температурой. Источником теплового воздействия служили установленные в сушильной камере лампы инфракрасного излучения. В камере размещались три поддона - друг над другом.



Рис.3. Поддон с материалом для сушки.

Взвешивание обрабатываемой массы проводилось с интервалом времени 20 минут, данные протоколировались в журнале проведения опытов. Процесс сушки продолжался с 9<sup>00</sup> до 19<sup>00</sup> часов. Исследуемую массу высушивали до влажности 20...22%.

Влажность контролировали по стандартной методике с помощью сушильного шкафа (SPT 200 «Horizont»). В результате проведенных исследований установлено (рис. 4):

- длительность процесса сушки отходов виноделия, состоящих из виноградных выжимок, ЖКС, бентонита составила 21,5 часа;
- масса высушенного материала снизилась за это время с 1600 до 820 грамм, то есть на 48,7 %;
- максимальная интенсивность процесса наблюдалась в течение первых пяти часов сушки.

Влажность материала в конце сушки составила 22%. Полученные таким образом отходы виноделия представляют собой сыпучий материал, который можно использовать после соответствующего дозирования и смешивания с компонентами комбикорма в качестве добавки животным.

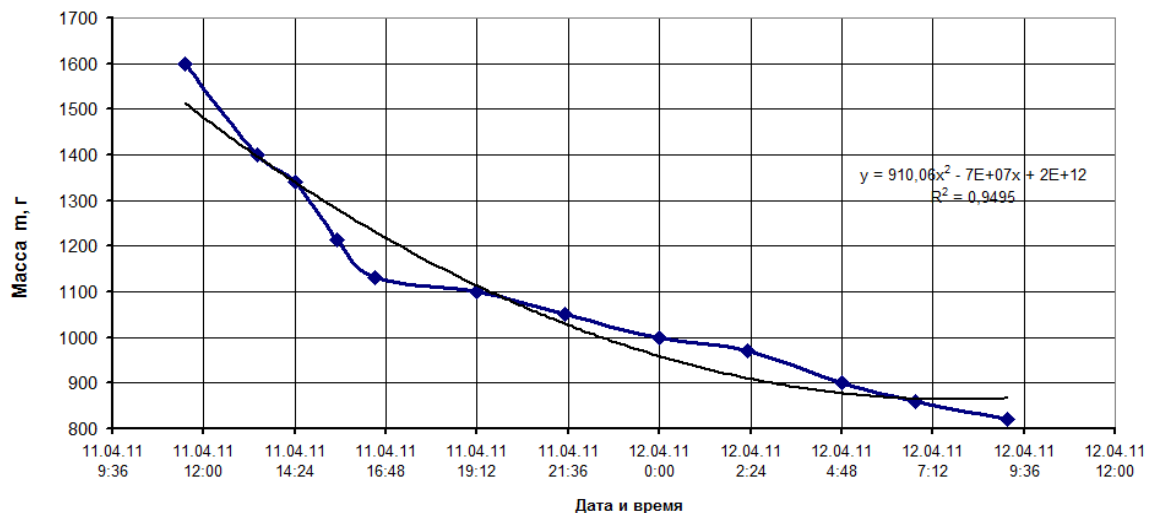


Рис. 4. Зависимость массы материала от времени сушки.

Проведенный эксперимент подтвердил предположение, приведенное ранее о целесообразности использования инфракрасной сушки для подготовки ФСВ, как компонента комбикорма в СР-технологии производства молока. В дальнейшем стоит задача проведения сравнительного эксперимента по сушке ФСВ в конвективной сушилке с использованием гелиоколлекторного комплекса, на основании которого будут подготовлены рекомендации производству по выбору оптимальной технологии подготовки комбикорма для молочных животных с использованием ФСВ.

*Выводы.* На настоящем этапе выполнения исследований можно сделать следующие **выводы**:

1. С целью повышения безопасности производимой молочной продукции на предмет содержания в ней радионуклидов и тяжелых металлов, целесообразно добавление в корм дойным животным отходов виноделия, содержащих ферроцин.

2. Получать ферроцин возможно из отходов винодельческого производства, что позволит в виноградарско-винодельческих регионах Украины внедрение безотходных, экологически чистых технологий производства винодельческой а также молочной продукции.

3. Одним из технологических процессов подготовки отходов виноделия на корм является их обезвоживание, которое целесообразно проводить либо в конвективных сушилках с использованием возобновляемых источников энергии, либо в камерах с инфракрасной сушкой.

4. В результате проведенных исследований установлено, что длительность процесса сушки ферроцинсодержащих отходов виноделия с помощью инфракрасной сушки составила 21-22 часа.

5. Для определения оптимального варианта сушки с учетом экономических, энергетических и экологических показателей необходимо дальнейшее проведение сравнительных исследований.

#### Литература

1. *Таранов М.Т.* Использование фитонцидных свойств некоторых растений при силосовании / *М.Т.Таранов, М.А. Веротченко* / Докл. ВАСХНИЛ, - М, 1981. -№7.
2. *Федоряка В.П.* Фитонцидное консервирование зеленых кормов / *В.П. Федоряка, М.Т.Таранов, А.А. Шапошников* /Животноводство, 1982, №5.
3. Ведення сільського господарства в умовах радіоактивного забруднення території України внаслідок аварії на Чорнобильській АЕС на період 1995-2002 р. Методичні рекомендації. – К.: Мінагропромком України, 1998.–104 с.
4. Двадцять років Чорнобильської катастрофи. Погляд у майбутнє. Національна доповідь України. – К.: Атіка, 2006. – 224 с.
5. *Гудков І.М.* Використання фероцинвмісних відходів виноробства для зменшення переходу радіоцезію в молоко корів/ *І.М. Гудков, М.М.Лазарев, Ю.В.Вечтомова* /В сб.наукових праць НУБіП України, - К. 2008.
6. *Валуйко Г.Г.* Технологія виноградних вин/ *Г.Г. Валуйко.* – Симферополь: Таврида, 2001. – С. 310-314.

7. Ремез В.П. Применение сорбентов для получения экологически чистой продукции животноводства на радиоактивно загрязненных территориях/ В.П. Ремез. – Минск 2009.– 122 с.

## **ЕЛЕМЕНТИ СР-ТЕХНОЛОГІЇ ВИРОБНИЦТВА МОЛОКА В УМОВАХ АГРОПІДПРИЄМСТВА**

Гербер Ю.Б., Гудков І.М.

### *Анотація*

**Наведено результати досліджень використання інфрачервоної сушки для підготовки відходів виробництва вина, як компоненту комбікорму, що використовується в СР-технологіях виробництва молока.**

## **ELEMENTS OF CP-TECHNOLOGY OF PRODUCTION OF MILK IN THE CONDITIONS OF AGRO ENTERPRISES**

J. Gerber, I.Gudkov

### *Summary*

**Results over of researches of the use of the infra-red drying are brought for preparation of wastes of the vine making, as component of the mixed fodder, used in CP-technology of milk-production.**



УДК 631.363

## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПРИГОТОВЛЕНИЯ МНОГОКОМПОНЕНТНЫХ КОРМОВ ДЛЯ МЕЛКОГО РОГАТОГО СКОТА

Демченко В. Н., к.т.н.,  
Альатум Мохаммад, асп. \*  
Луганский национальный аграрный университет,  
Т. 0642-96-74-06.

*Аннотация – изучены существующие конструкции измельчителей-смесителей кормов для мелкого рогатого скота. Доказана целесообразность разработки модульной кормоприготовительной машины.*

*Ключевые слова – корма, измельчитель, смеситель, модуль, технологичность конструкции.*

*Проблема.* В настоящее время можно с уверенностью утверждать, что основным направлением животноводства в Иордании является овцеводство. Об этом свидетельствует динамика поголовья овец табл.1.

Таблица 1– Динамика поголовья овец в Иордании по данным Food and Agriculture Organization of the United Nations (FAO)

Год	1985	1990	1995	2000	2005	2010
Количество животных, ГОЛОВ	582000	1121000	1556000	2181939	1833986	2331850

Как видно по данным FAO на 2010 г. в Иордании насчитывается 2331850 голов овец, что в среднем составляет 0,4 овцы на одного человека. Кроме того, фермеры Иордании выращивают коз, в 2010 г. их общее поголовье составляло 881970 голов. Поэтому подготовка кормов к скармливанию весьма актуальная задача, требующая научных исследований.

В настоящее время недостаточно изучен процесс подготовки кормов к скармливанию мелкому рогатому скоту (МРС). На это

---

© к.т.н. Демченко В. Н., асп. Альатум Мохаммад,

\* Научный руководитель – д.т.н., проф. Н.В. Брагинец.

указывает отсутствие многообразия вариантов измельчителей-смесителей кормов, адаптированных к конкретным условиям производства. Следовательно, необходимо разработать научно обоснованную теорию проектирования данных машин.

*Анализ последних исследований и публикаций.* Основные результаты теоретико-экспериментальных исследований эффективности работы измельчителей-смесителей кормов приведены в работах известных ученых: С.В. Мельникова, С.И. Назарова, В.И. Передня, Л.П. Карташова и др. [1-4]. Работы данных ученых направлены на совершенствование рабочего органа, способного одновременно измельчать несколько видов кормов и при этом эффективно смешивать измельченные компоненты. Однако практика показывает, что концентрированные и грубые корма одновременно измельчать нецелесообразно, поскольку волокнистые материалы грубых кормов снижают силу удара неизмельченного зерна о рабочие поверхности измельчителя.

*Целью исследований* является определение направлений совершенствования технологического процесса измельчителей-смесителей кормов для мелкого рогатого скота.

*Результаты исследований.* Эффективное овцеводство немислимо без применения в рационе кормления многокомпонентных кормов (кормосмесей).

Состав рассыпных кормосмесей для мелкого рогатого скота следующий: 20 - 40% соломы, 12 - 26 – сена, 40 - 60 – силоса, 7 - 17% – комбикорма.

Состав гранулированных кормосмесей для МРС следующий: 35 - 50% – соломы, 18 - 30 – травяной муки, 20 - 40 – сена и зернофуража, 14 - 20% – комбикорма.

Каждый компонент кормосмеси должен соответствовать определенным зоотехническим требованиям, которые регламентируют: размер частиц, количество примесей, влажность и т.д. В большинстве случаев для производства многокомпонентных кормосмесей необходимо смешивать компоненты значительно отличающиеся размерными характеристиками табл.2.

Таблица 2 – Степень измельчения кормов для МРС

Вид корма	Размер частиц, мм
Сено, солома	20-30
Силос, сенаж	до 50
Концентрированные корма	1-1,5
Корнеклубнеплоды	10-15

Из вышеизложенного следует, что повышение эффективности процесса смешивания кормов для МРС можно достичь путем применения смешивающего рабочего органа, способного качественно перемещать группы частиц разного размера из одного положения в другое. Кроме того, эффективный смеситель должен обеспечивать непрерывный технологический процесс с минимальными затратами энергии и трудовых ресурсов. Также важно учитывать тот факт, что качественную кормосмесь можно получить только из правильно измельченных компонентов.

Эффективно процесс измельчения и смешивания компонентов кормосмеси для мелкого рогатого скота протекает при определенной частоте вращения рабочего органа машины табл. 3.

Таблица 3 - Частота вращения рабочего органа кормоприготовительной машины, об/мин

Вид корма	Измельчитель	Смеситель
Сено, солома	650-800	18-250
Силос, сенаж	700-1400	25-300
Концентрированные корма	980-1250	70-400
Корнеклубнеплоды	500-1000	275-350

Как видно из таблицы 3 для разных компонентов кормосмеси различные частоты вращения рабочего органа, однако, не смотря на данные условия, есть попытки создания измельчителей-смесителей кормов способных обеспечить рациональные режимы измельчения и смешивания при производстве многокомпонентных кормосмесей.

С целью определения наиболее целесообразной конструкции измельчителя-смесителя кормов для мелкого рогатого скота необходимо провести анализ существующих конструкций данных машин. В измельчителях-смесителях процесс измельчения и смешивания выполняется одновременно одним рабочим органом. В настоящее время широкое распространение получил измельчитель-смеситель кормов ИСК-3 (рис. 1).

Машина состоит из ножевого ротора 2; приемной *I*, рабочей *II* и выгрузной *III* камер, расположенных одна над другой; бункера; выгрузного транспортера 3; пакетов противорезов 7; зубчатых дек 1; электродвигателя и клиноременной передачи, снабженной натяжным роликом. Для введения в обрабатываемую массу жидких добавок предусмотрено по две форсунки б на приемной и на выгрузной камерах. Приемная и рабочая камеры соединены откидными креплениями. В стенках рабочей камеры имеется шесть окон, в которых устанавливают пакеты ножей - противорезов и зубчатые деки.



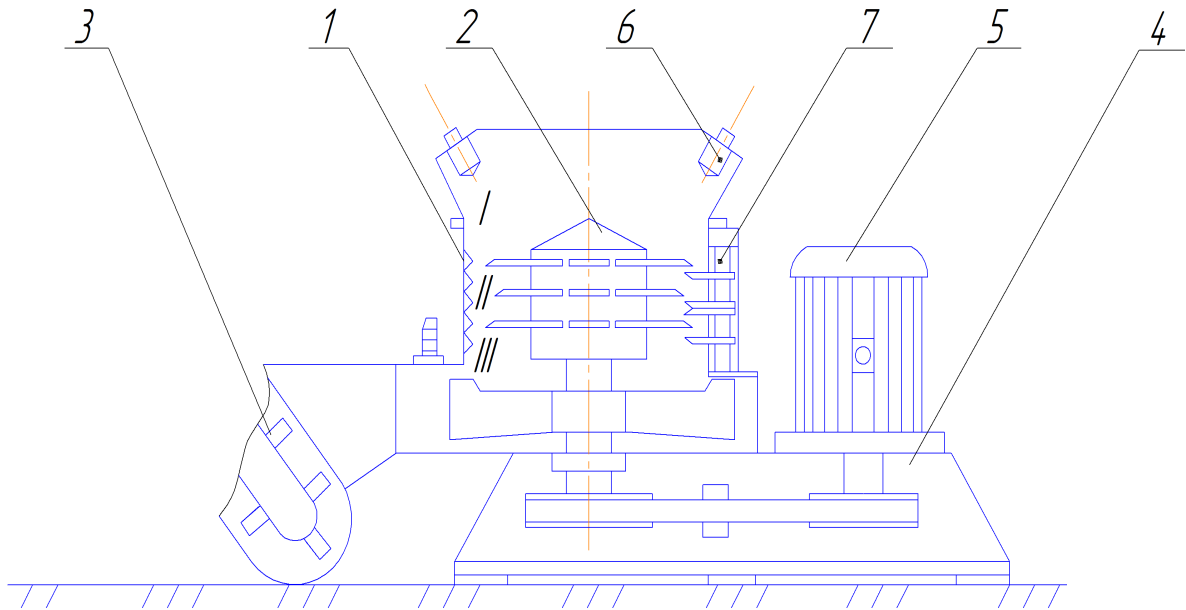


Рис. 1. Измельчитель-смеситель кормов ИСК-3:

1 - зубчатая дека; 2 – ножевой ротор; 3 - выгрузной транспортер; 4 – рама; 5 – приводная станция; 6 – форсунка; 7 – противорез; I - приемная камера;

II - камера измельчения и смешивания; III - выгрузная камера.

На рабочем органе - роторе ярусами размещены ножи измельчителя, выполняющие также роль смесителей, и молотки. В нижней части ротора, расположенной в выгрузной камере, находится двухлопастная швырялка.

Пакет ножей-противорезов собран на валу, установленном шарнирно на основании, прикрепляемом болтами к корпусу рабочей камеры. При попадании в камеру посторонних предметов шарнирно-пружинное крепление противорезов позволяет им отклоняться без поломки и пропускать твердые предметы.

Производительность машины, работающей на смешивании, может достигать до 25 т/ч, на смешивании с частичным доизмельчением - до 5 т/ч, на измельчении, например, соломы - до 3-4 т/ч при длине резки до 30 мм и 4-8 т/ч при длине резки до 50 мм.

Измельчитель-смеситель обеспечивает смешивание силоса, соломы, корнеплодов и комбикорма со степенью равномерности 80-90%; установленная мощность двигателя 39,2 кВт; частота вращения ротора  $17 \text{ с}^{-1}$ ; габариты машины 1600x1090x1150 мм; масса с выгрузным транспортером 2200 кг. Обслуживает измельчитель-смеситель один рабочий.

Достоинства измельчителя – смесителя ИСК-3:

- непрерывность процесса;
- простота конструкции;



- измельчение и смешивание выполняется одновременно;
- защита от последствий попадания в рабочую зону посторонних предметов;

- высокая однородность смеси.

Недостатки ИСК-3:

- высокая энергоёмкость процесса приготовления кормосмеси;
- невозможно в кормосмесь внести гранулированные корма без их разрушения;

- не смешивает корма с травяной мукой;
- не измельчает концентрированные корма;
- машина стационарная.

В настоящее время широкое распространение получили измельчители-смесители-раздатчики кормов. В данных машинах устранен один из недостатков ИСК-3, измельчители-смесители-раздатчики – мобильные машины. Измельчитель-смеситель-раздатчик предназначен для приготовления (разрыхления, частичного измельчения и смешивания) и раздачи (в зависимости от применяемого в хозяйстве рациона) компонентов (зеленая масса, силос, сенаж, рассыпное и прессованное сено, жидкие кормовые добавки) без устройства самозагрузки компонентов, с применением электронной системы взвешивания компонентов кормовой смеси.

Рабочие органы таких машин представляет собой двушнековый смеситель, на шнеках которого установлены ножи (рис. 2).

Отличительной особенностью данных машин является вертикальное или горизонтальное расположение двух шнеков повышенного шага. Это позволяет получать рыхлую кормовую смесь из нескольких компонентов.

Наличие регулируемых противорезов позволяет изменять степень измельчения компонентов кормовой смеси. Производительность данных машин составляет 12 т/ч, вместимость бункера 12 м<sup>3</sup>, время смешивания 5-7 минут; масса до 5300 кг, агрегируется с трактором класса 1,4-2 т.с. [5, 6].

Достоинства измельчителей-смесителей-раздатчиков кормов:

- высокая производительность;
- значительный объем кузова;
- машина мобильная;
- продолжительность смешивания 5-7 минут;
- наличие электронной системы взвешивания компонентов кормосмеси.

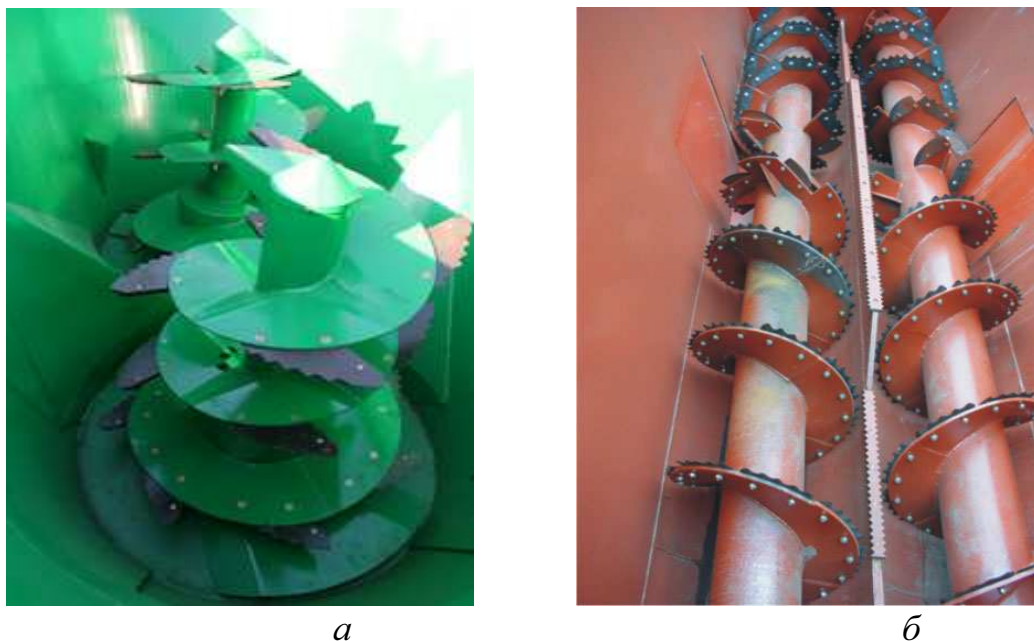


Рис. 2. Рабочие органы измельчителей-смесителей-раздатчиков кормов:  
*а* - вертикальный двушнековый (ИСПВ-12); *б* - горизонтальный двушнековый (РСК-12).

Недостатки измельчителей-смесителей-раздатчиков кормов:

- машина периодического действия;
- высокая энерго- и материалоемкость;
- низкое качество измельчения грубых, стебельных и сочных кормов;
- измельчение концентрированных кормов невозможно;
- низкая эффективность при смешивании концентрированных кормов с грубыми и сочными кормами.

Оценить технологичность вышеприведенных конструкций измельчителей-смесителей можно при помощи коэффициента блочности (табл. 4).

Таблица 4 - Расчет значения коэффициента блочности для анализируемых машин

Марка машины	Общее количество систем конструкции, штук	Количество независимых систем конструкции, штук	Коэффициент блочности
ИСК-3	3	1	0,33
ИСПВ-12	3	2	0,66
РСК-12	3	2	0,66

Коэффициент блочности  $K_{бл}$ , увеличивает технологичность конструкции [1-4]:

$$K_{\text{бл}} = \frac{\sum K_{\text{asm}}}{\sum K_o}, \quad (1)$$

где  $\sum K_{\text{asm}}$  – количество независимых систем конструкции табл.4;  
 $\sum K_o$  – общее количество систем конструкции (загрузка, измельчение со смешиванием, выгрузка).

На основании табл. 4 можно сделать вывод, что эффективный измельчитель-смеситель кормов для МРС должен состоять из нескольких независимых блоков (модулей). Очевидно, что количество независимых модулей должно соответствовать количеству выполняемых измельчителем-смесителем операций.

Анализ показал, что оснащение винтовых рабочих органов ножами не дает требуемой степени измельчения всех компонентов кормосмеси для кормления МРС, поэтому можно предположить, что смешивающий рабочий орган измельчителя-смесителя кормов для МРС, также как и его измельчающие блоки, должен быть независимым модулем.

*Выводы.* Проведенный анализ технологических и конструктивных решений и особенностей измельчителей и смесителей непрерывного действия позволил сформулировать следующие выводы по данной работе:

1. Концентрированные и грубые корма одновременно измельчать нецелесообразно, поскольку волокнистые материалы грубых кормов снижают силу удара зерна о рабочие поверхности измельчителя, поэтому оснащение винтовых рабочих органов ножами не дает требуемой степени измельчения всех компонентов кормосмеси для кормления МРС.

2. Эффективный измельчитель-смеситель кормов для МРС должен состоять из нескольких независимых блоков (модулей), количество независимых модулей должно соответствовать количеству выполняемых измельчителем-смесителем операций.

#### Литература

1. Мельников С.В. Механизация и автоматизация животноводческих ферм / Мельников С.В. – Л.: Колос, 1978.
2. Назаров С.И., Бобер О.А. Усовершенствованный измельчитель-смеситель кормов / Назаров С.И., Бобер О.А. Тракторы и сельскохозяйственные машины.- 1989.- № 5.- С. 39-40.
3. Передня В.И. Обоснование параметров измельчителя-смесителя кормов вертикального типа. Межвед. темат. сб.- Вып. 27 / В.И. Передня / ЦНИИМЭСХ Нечерн. зоны СССР.- Мн.: Ураджай, 1984.- С.20-24.
4. Карташов Л.П. Совершенствование рабочего процесса измельчителей / Л.П.Карташов, А.Ф.Башков, П.П. Мананников/

Механизация и электрификация сельского хозяйства.- 1987.- № 9.- С. 44-45.

5. Измельчитель-смеситель-раздатчик кормов ИСРВ-12. Бобруйск Агромаш. Режим доступа

<http://www.agromash.by/catalog/foddermachine/isrv12/>.

6. Измельчитель-смеситель-раздатчик кормов РСК-12. "БелМикс" Режим доступа <http://belrusagro.ru/kormorazdatchiki/razdatchik-smesitel-kormov-rsk-12-belmiks.html>.

## **ВДОСКОНАЛЕННЯ ПРОЦЕСУ ПРИГОТУВАННЯ БАГАТОКОМПОНЕНТНИХ КОРМІВ ДЛЯ МІЛКОГО РОГАТОГО СКОТА**

Демченко В. М., Альатум Мохаммад.

### *Анотація*

**Вивчено існуючі конструкції подрібнювачів-змішувачів кормів для дрібної рогатої худоби. Доведена доцільність розробки модульної машини для кормоприготування.**

## **PERFECTION OF PROCESS OF PREPARATION OF MULTICOMPONENT FORAGES FOR SHEEP**

**V. Demchenko, Al'atum Mokhammad**

### *Summary*

**The existent constructions of grindings-mixers down of forages are studied for a shallow cattle. Expedience of development of module machines for preparation of forages is proved.**



УДК 631.363. 636.085

## **ЯКІСТЬ ЗМІШУВАННЯ КОМПОНЕНТІВ РАЦІОНУ – ОСНОВА ПІДВИЩЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ТВАРИН**

Шацький В.В. д.т.н.,

Мілько Д.О., к.т.н.,

Болтянський Б.В. к.т.н.,

Коломієць С.М., к.т.н.,

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-05-70

Семенцов В.І., к.т.н.

*Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. Петра Василенка*

Тел. 050-303-20-45

**Анотація** – викладена гіпотеза фізичної суті змішування часток корму різних за фізико - механічними властивостями і поживною цінністю, показано вплив якості змішування кормів на продуктивність тварин.

**Ключові слова** – гіпотеза, корма, щільність, маса, якість, змішування, поживність кормів, моделювання, техніка, технологія, продукція.

*Постановка проблеми.* Основою підвищення продуктивності тварин є якісне годування збалансованими за енергією і поживністю кормосумішами, якість приготування яких залежить від рівномірного розподілу компонентів в порції кормової суміші, що надається тварині. Технічні засоби, що використовують для дозованої подачі, змішування і роздачі кормів, не здатні якісно виконувати функцію змішування різних за своєю розмірною характеристикою стеблових кормів. Проте, виставити вимоги до функціонально-якісного наповнення такого устаткування без проведення досліджень не виявляється можливим. Тому, виявлення закономірностей розподілу часток різних компонентів раціону в порції при відхиленні маси одного з основних компонентів є актуальним.

*Аналіз останніх досліджень.* Раніше проведені теоретичні і експериментальні дослідження були спрямовані на вдосконалення процесу змішування різних за своїми фізико-механічними

властивостями, без урахування поживної та енергетичної цінності, часток компонентів корму і їх впливу на відхилення поживних речовин в порції корму.

*Формулювання цілей статті.* Нами висунута наукова гіпотеза, сенс якої полягає в тому, що відхилення кількості одного компонента в багатокомпонентній суміші при масовому і об'ємному дозуванні викликає не пропорційне зменшення кількості інших компонентів кормової суміші, що призводить до змінення кількості поживних речовин, що негативно позначається на якості балансування раціону. Це є основою формулювання мети цієї статті як перевірки висунутої наукової гіпотези з визначенням впливу якості змішування на продуктивність тварин.

*Основна частина.* Процес змішування можна розглядати як переміщення частинок раціону відносно інших до досягнення рівномірного розподілу їх в об'ємі порції. При цьому, неможливо абсолютно рівномірно розподілити частинки одного (будь-якого) компонента раціону за об'ємом роздавальника-змішувача. Насправді, частинки в об'ємі розподіляються з відхиленням.

Відомо, що при змішуванні компонентів раціону з різною щільністю, щільність суміші не змінюється пропорційно змішуваних об'ємів матеріалів. Більший об'єм поглинає менший, «розташовуючи» його частинки між своїми. При цьому, об'єм порції не збільшується на введений в нього об'єм корму оскільки частину часток кормового матеріалу з меншою щільністю зайняли порожнечі між частинками матеріалу з більшою щільністю. Як наслідок, щільність цієї суміші змінюється не прямо пропорційно.

Узявши це положення за основу, на конкретному прикладі розглянемо зміну мас компонентів порції об'ємом  $0,195 \text{ м}^3$ , в якому розташовується денний раціон тварини що складається з 20 кг силосу, 7 кг сінажу, 2 кг сіна, 10 кг коренеплодів і 4 кг комбікорму (цей раціон забезпечує продуктивність корів на рівні 19,51 кг молока на добу).

При змішуванні цих кормів без відхилення компонентів щільність порції одиничного об'єму ( $V = 0,195 \text{ м}^3$ ) складає  $270 \text{ кг/м}^3$  (рис. 1).

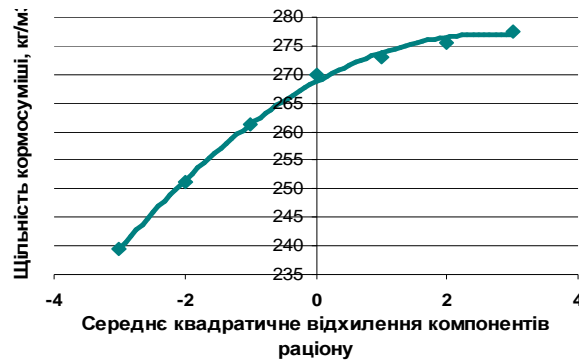


Рис. 1. Розподіл щільності порцій кормосуміші, що видається тварині.

При відхиленні основного компонента у більшу сторону до 29 кг при незмінному об'ємі порції призводить до зниження кількості сінажу до 4,6 кг, сіна з 2 кг до 0,95кг (рис.2). Маса порції змінюється від 38,12 до 44,2 кг при математичному очікуванні 43 кг

В даному випадку щільність змінюється від 239,36 до 277,53 кг/м<sup>3</sup> по нелінійній залежності (рис.1).

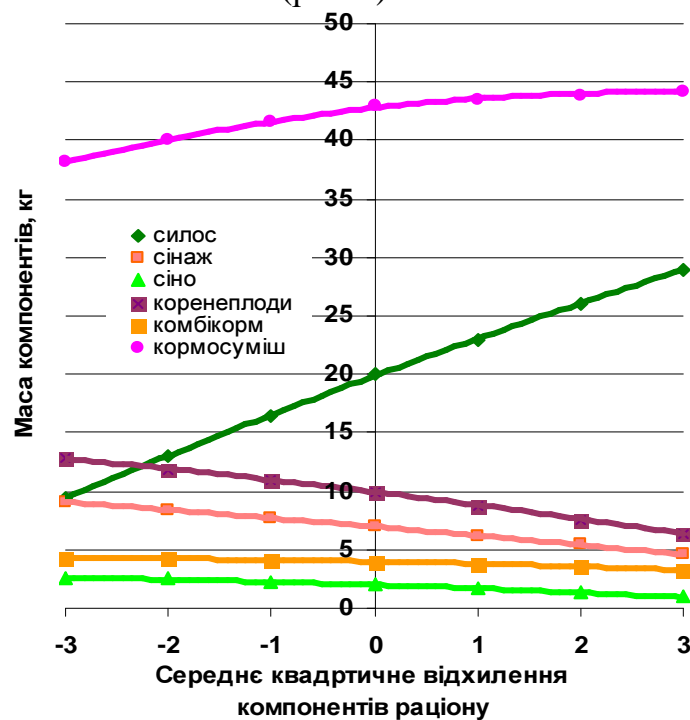


Рис.2. Відхилення маси компонентів раціону.

Для визначення кількості компонентів кормової суміші при різному значенні середнього квадратичного відхилення у приймаємо допущення, в якому за основу моделювання структури порції береться допустиме за зоотехнічними вимогами середнє квадратичне відхилення компонентів кормосуміші, що дозуються, котре використовується як задане відхилення того або іншого компонента суміші. Наприклад, задаємося максимальним (позитивним)

відхиленням силосу, тоді для сінажу, сіна, коренеплодів і комбікорму це будуть негативні відхилення.

Для силосу і сіна за зоотехнічними вимогами передбачено відхилення 15%, для сінажу і коренеплодів -10%, а для комбікорму - 4%. Відхилення протилежного напрямку визначається так, щоб забезпечити мінімальну (в даному випадку для силосу) і максимальну (для сінажу, сіна, коренеплодів і комбікорму) масу і щільність порції.

З урахуванням вищевикладеного, визначено відхилення компонентів порції корму, виражене коефіцієнтом варіації (рис.3).

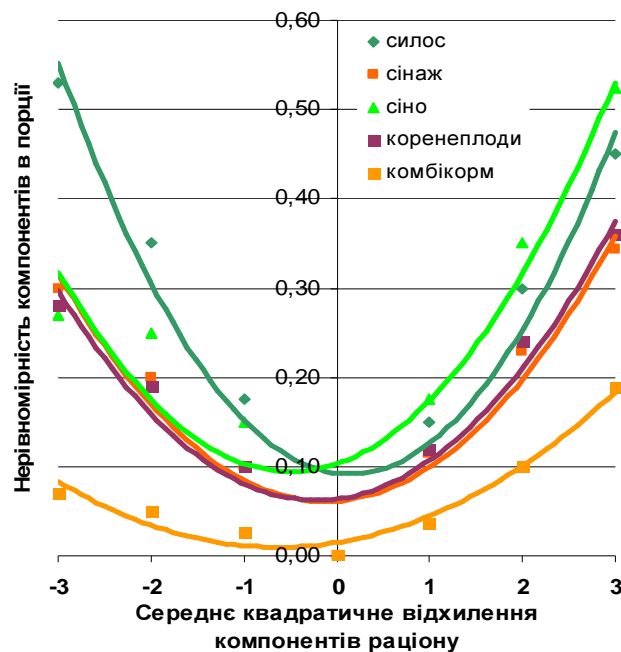


Рис. 3. Нерівномірність розподілу компонентів суміші в порції.

Представлений в таблиці 1 можливий розподіл маси частинок різного кормового матеріалу дозволив виявити можливі відхилення поживних речовин – протеїну, жиру, клітковини і безазотистих екстрактних речовин (див. таблицю 1).

Це дозволило провести енергетичну оцінку кормового матеріалу і набути значень математичного очікування і відхилень валової і обмінної енергії (рис. 4.).

Отримані дані енергетичної оцінки порції кормової суміші дозволяють визначити [1] добову продуктивність тварини, яка знижується при відхиленні поживної і енергетичної цінності кормового раціону в ту або іншу сторону від математичного очікування і описується параболічною залежністю (рис. 5), в даному випадку

$$y = 0,2039x^2 - 0,286x + 19,510. \quad (1)$$

Аналіз отриманої залежності показує, що значне відхилення якості приготування корму може привести до зниження



продуктивності тварини від 1 кг до 3 кг на добу (крива У1 на рис. 5) при річному надої 5853кг молока.

Істотно понизити величину відхилень добового удою тварин від математичного очікування можливо підвищенням якості змішування компонентів раціону. При однаковому математичному очікуванні добового надою молока (19,51 кг/добу) і нерівномірності розподілу основного компоненту раціону - силосу з 32,67 до 28,67% (таблиця 2), сіно – з 26,5 до 20,5%, коренеплодів з 21,33 до 19,0% дозволило отримати залежність, де негативне відхилення не перевищує 1,5 кг, причому на половині всіх можливих значень продуктивності.

Таблиця 1 – Відхилення маси і поживних речовин компонентів раціону

Корма, поживні речовини		Середнє квадратичне відхилення компонентів раціону, σ						
		-3	-2	-1	0	1	2	3
<b>Відхилення маси корму, кг</b>								
Силос		9,4	13	16,5	20	23	26	29
Сінаж		9,1	8,4	7,70	7	6,20	5,40	4,60
Сіно		2,54	2,5	2,3	2	1,65	1,3	0,95
Коренеплоді		12,8	11,9	11	10	8,8	7,6	6,4
Комбікорм		4,28	4,2	4,1	4	3,85	3,6	3,25
Всього, кг		38,12	40	41,6	43	43,5	43,90	44,2
<b>Відхилення поживних речовин, г</b>								
Силос	протеїн	235	325	412,5	500	575	650	725
	жир	84,6	117	148,5	180	207	234	261
	клітковина	789,6	1092	1386	1680	1932	2184	2436
	БЕР	1015,2	1404	1782	2160	2484	2808	3132
Сінаж	протеїн	582,4	537,6	492,8	448	396,8	345,6	294,4
	жир	109,2	100,8	92,4	84	74,4	64,8	55,2
	клітковина	855,4	789,6	723,8	658	0	0	432,4
	БЕР	1638	1512	1386	1260	1116	972	828
Сіно	протеїн	429,26	422,5	388,7	338	278,85	219,7	160,5
	жир	53,34	52,5	48,3	42	34,65	27,3	19,95
	клітковина	635	625	575	500	412,5	325	237,5
	БЕР	810,26	797,5	733,7	638	526,35	414,7	303,0
Коренеплоди	протеїн	166,4	154,7	143	130	114,4	98,8	83,2
	жир	12,8	11,9	11	10	8,8	7,6	6,4
	клітковина	115,2	107,1	99	90	79,2	68,4	57,6
	БЕР	1472	1368,5	1265	1150	1012	874	736
Комбікорм	протеїн	556,4	546	533	520	500,5	468	422,5
	жир	85,6	84	82	80	77	72	65
	клітковина	214	210	205	2080	192,5	180	162,5
	БЕР	2568	2520	2460	2400	2310	2160	1950

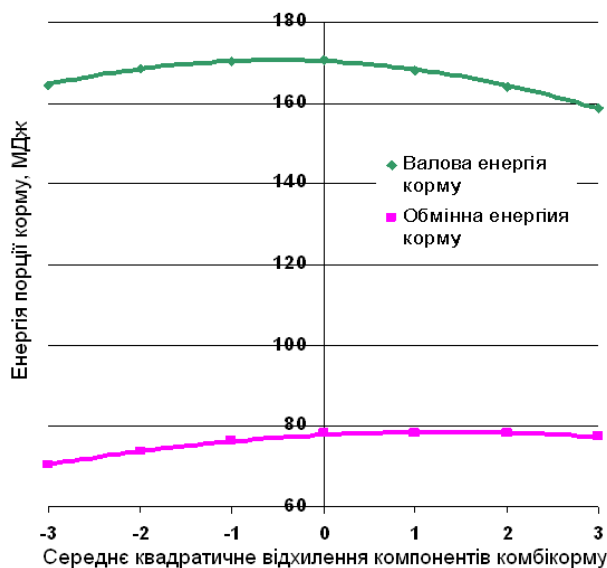


Рис. 4. Зміна енергії порції корму в залежності від відхилення розподілу частинок компонентів.

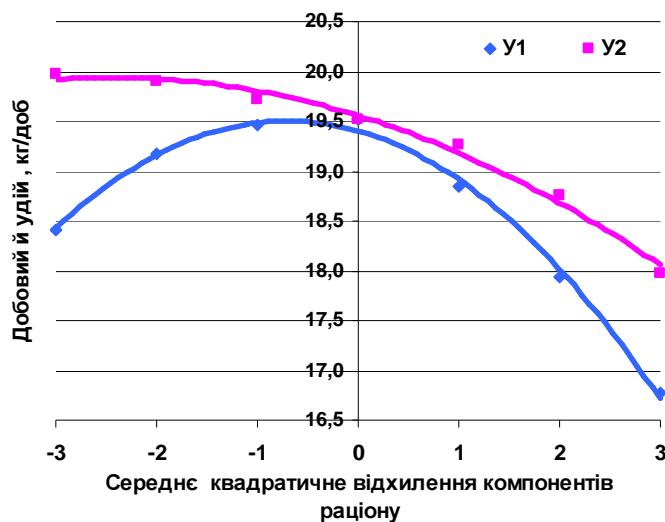


Рис. 5. Залежність добової продуктивності тварини від відхилення розподілу п'яти компонентів раціону в порції.

Таблиця 2 - Нерівномірність розподілу компонентів раціону у порції корма, %

Компоненти раціону	Нерівномірність розподілу компонентів раціону в порції корма,%	
	Удій Y1	Удій Y2
Силос	32,67	28,67
Сінаж	21,43	21,33
Сіно	26,50	20,50
Коренеплоди	21,33	19,00
Комбікорм	8,58	8,58

Абсолютно інший розподіл значень продуктивності можна отримати, використовуючи малокомпонентні суміші. Наприклад

силос 20 кг, сінаж 16 кг і комбікорм 4 кг. При математичному очікуванні 19,84 кг, максимальне значення (19,98кг/добу) спостерігається при негативному відхиленні силосу (-1У) (рис. 6). Це пояснюється збільшенням в раціоні ціннішого корму сінажу і зниженням менш цінного – силосу.

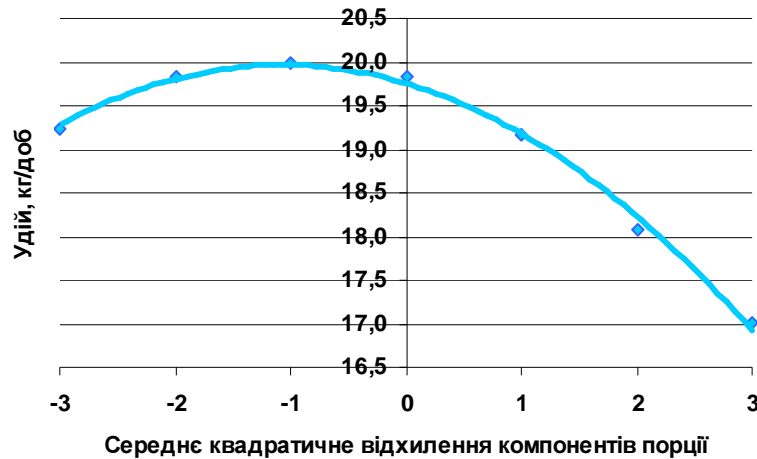


Рис. 6. Залежність добової продуктивності тварини від відхилення двох компонентів раціону в порції.

Зі зменшенням маси порції, що відбувається при відгодівлі свиней, ситуація з відхиленням компонентів, які мають різну поживність, також негативно впливає на поживність раціону і продуктивність тварин.

При раціоні 2,5 кг силосу, 0,5 кг – сіна, 2 кг – коренеплодів і 1,5 кг комбікорму щільність кормосуміші може коливатися від 253,6 до 267,0 кг/м<sup>3</sup>, а продуктивність за рахунок зміни обмінної енергії зменшується від 815,8 до 654,8 г на добу при середньому значенні 791,2 г/добу (рис.7.).

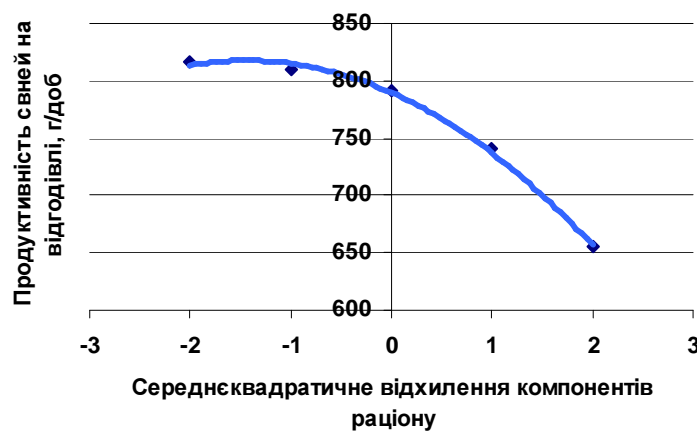


Рис. 7. Залежність добової продуктивності свиней на відгодівлі від відхилення двох компонентів раціону в порції.

*Висновки.* Виходячи з вищевикладеного, можна вважати, що висунута гіпотеза про непропорційний розподіл компонентів раціону, що мають різну поживну і енергетичну цінність, в порції корма має право на життя. Для виявлення закономірностей розподілу часток компонентів раціону в порції необхідно провести теоретичні дослідження формування порції з частинок подрібненого, перш за все стеблового корму, і її динамічної структурної зміни в процесі змішування. Отримання таких закономірностей дозволить обґрунтовувати параметри технічних засобів для дозованої подачі, змішування і роздачі кормів тваринам на якісно необхідному рівні.

#### Література

- 1 *Шацкий В.В.* Моделирование механизированных процессов приготовления кормов./ Шацкий В.В. – Запоріжжя.: ПЦ „Х-ПРЕСС”, 1998. – 140 с.
- 2 *Шацкий В.В.* Модель конверсии корма в продукцию свиноводства/ *Шацкий В.В., Коломиец С.М.*// Праці Таврійського державного агротехнологічного університету.-Мелітополь:ТДАТУ, 2011. Вип.11.-Т5. с.154-167.

### **КАЧЕСТВО СМЕШИВАНИЯ КОМПОНЕНТОВ РАЦИОНА - ОСНОВА ПОВЫШЕНИЯ ПРОДУКТИВНОСТИ ЖИВОТНЫХ**

Шацкий В.В., Милько Д.А., Болтянский Б.В., Коломиец С.М.,  
Семенцов В.И.

#### *Аннотация*

**Изложена гипотеза физической сути смешивания частиц корма разных по физико - механическим свойствам, питательной и энергетической ценности, показано влияние качества смешивания кормов на продуктивность животных.**

### **QUALITY OF RATION COMPONENTS MIXING IS BASIS OF INCREASE OF THE ANIMALS PRODUCTIVITY**

V. Shaysky, D. Milko, S. Kolomiez, B. Boltyanskyi, V. Semenzov

#### *Summary*

**Described the physical nature of the hypothesis of mixing of particles of different foods on the physical - mechanical properties, nutrient and energy value, shows the effect of mixing quality of feed on animal productivity.**



УДК 631.363-189.2:681.5.073

## МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ДОЗИРОВАНИЯ СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ С ПОМОЩЬЮ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО УСТРОЙСТВА

Кудинов Е.И., ас<sup>\*</sup> .,

Бойко И.Г., к.т.н.,

Русалёв А.М., к.т.н.

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. Петра Василенко*

**Аннотация** – в статье рассмотрена предложенная и разработанная методика определения неравномерности дозирования сыпучих материалов с помощью автоматизированного устройства.

**Ключевые слова** – дозирование, неравномерность дозирования, сыпучий материал, автоматизированное устройство.

*Постановка проблемы.* Очень важной задачей в дозировании сыпучих кормов является обеспечение равномерности потока сыпучего материала, т.к. этот фактор напрямую влияет на точность формирования доз [1]. Определение неравномерности потока сыпучего материала – довольно трудоёмкая задача, особенно при большом количестве доз. В связи с этим, было предложено устройство, фиксирующее неравномерность потока в процессе работы дозатора.

*Анализ последних исследований и публикаций.* Неравномерность потока сыпучего материала, в большинстве случаев, оценивается по показателю коэффициента вариации (в процентах). Для того, чтобы получить значение коэффициента вариации, необходимо взвесить все выданные дозатором порции сыпучего корма и определить составляющие коэффициента вариации по известным формулам.

В лаборатории Харьковского национального технического университета сельского хозяйства им. Петра Василенка разработано устройство для определения неравномерности дозирования [2], в котором используются фоторезисторы и АЦП

*Цель исследований.* Разработать методику определения

---

© к.т.н., проф. И.Г. Бойко, к.т.н. А.М.Русалёв, ас. Е.И. Кудинов

\* Научный руководитель – к.т.н., проф. И.Г. Бойко

неравномерности дозирования при использовании автоматизированного устройства.

*Результаты исследований.* Устройство для определения неравномерности дозирования представляет собой комплект приборов и приспособлений, подобранных для этой цели. Общий вид устройства показан на рис. 1.

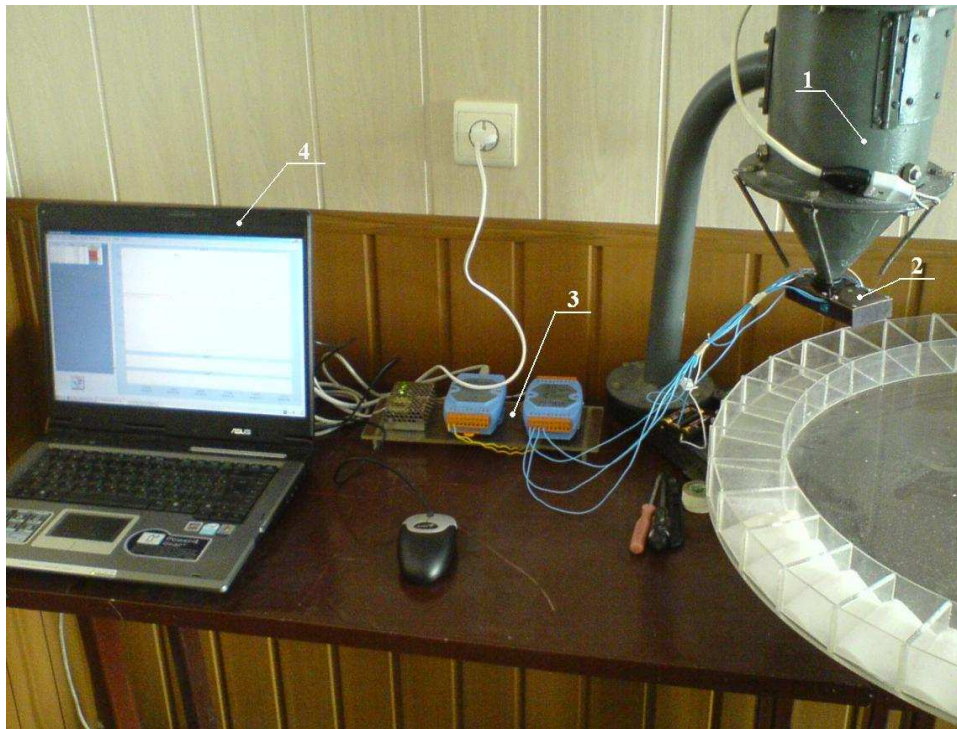


Рис.1. Общий вид устройства:

- 1 – дозатор сыпучих материалов; 2 – датчик неравномерности дозирования сыпучих материалов; 3 – аналого-цифровой преобразователь;
- 4 – персональный компьютер.

Датчик неравномерности потока сыпучего материала подсоединяется к выпускному окну дозатора. К датчику подключаются АЦП и ПК. При выключенном дозирующем устройстве, т.е. при отсутствии потока дозируемого материала, АЦП выдает выходной сигнал (в данном случае измеряется разность потенциалов) определенной величины (рис. 2, участок 1). При включении дозатора поток сыпучего материала поступает от дозирующего устройства и проходит через выпускное окно и датчик неравномерности. При этом вследствие изменения фоторезистором своего сопротивления при прохождении сыпучего материала сквозь световой поток, аналого-цифровой преобразователь фиксирует изменение напряжения на выходе из датчика (рис. 2, участок 2).

Изображение фрагмента осциллограммы неравномерности дозирования отображается на мониторе ПК.

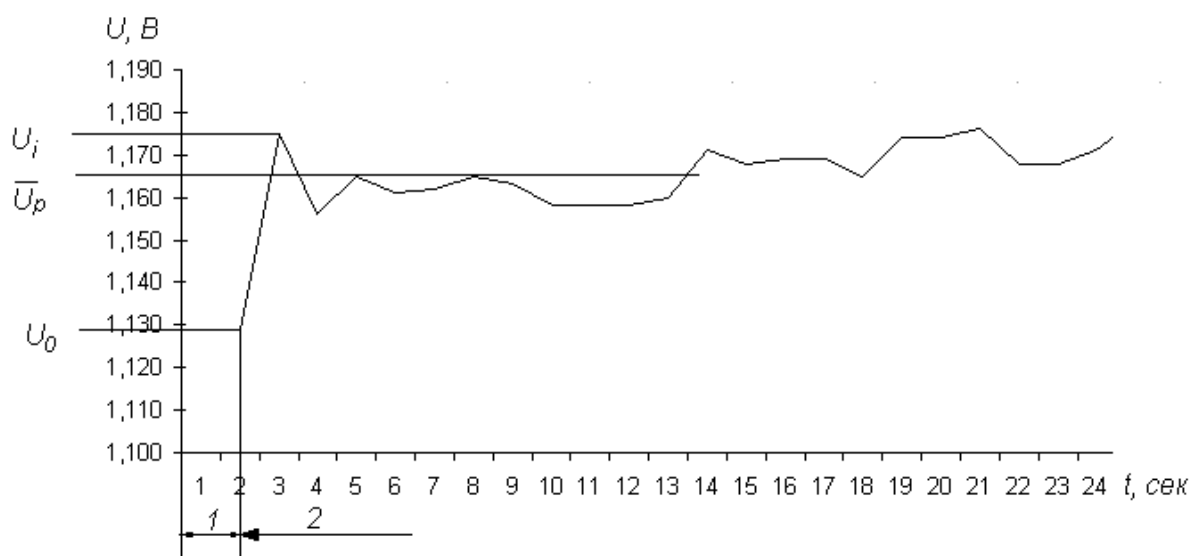


Рис.2. Фрагмент осциллограммы неравномерности дозирования.

Показания выходного сигнала фиксировались каждую секунду. Одновременно с графиком на мониторе ПК указывается величина разницы потенциалов (рис.3). Также на экран можно вывести и другие значения, например, количество насыпанных порций (предварительно задав время подачи одной порции), производительность в данный момент времени и т.д.

	A	B	C
1	C	ID1_V	Время
2	0	1,129	10:01:13
3	1	1,129	10:01:14
4	2	1,175	10:01:15
5	3	1,156	10:01:16
6	4	1,165	10:01:17
7	5	1,161	10:01:18
8	6	1,162	10:01:19
9	7	1,165	10:01:20
10	8	1,163	10:01:21
11	9	1,158	10:01:22
12	10	1,158	10:01:23

Рис.3. Фрагмент таблицы данных выходного сигнала.

Неравномерность дозирования определяется следующим образом.

При отсутствии потока материала выходной сигнал имеет величину  $U_0$  (рис. 2, участок 1). При прохождении потока дозируемого материала через датчик неравномерности выходной сигнал изменяется до какой-либо величины  $U_i$  в зависимости от количества поступающего материала. Колебания напряжения  $U_i$  выражают неравномерность дозирования.

Определяется рабочее напряжение в каждый момент отсчета:

$$U_{pi} = U_i - U_0, \quad (1)$$

где  $U_i$  - напряжение при прохождении дозируемого материала через датчик, В;

$U_0$  - напряжение при отсутствии сыпучего материала.

Определяется среднее арифметическое значение рабочего напряжения:

$$\bar{U}_p = \frac{\sum_{i=1}^n n_i U_{pi}}{n}, \quad (2)$$

где  $n$  - общее количество фиксированных значений напряжения;

$U_{pi}$  - отдельное значение напряжения в каждый момент отсчета;

Вычисляется среднее квадратичное отклонение напряжения:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (U_{pi} - \bar{U}_p)^2}{n-1}}. \quad (3)$$

Исходя из этих значений, определяется коэффициент вариации (в процентах):

$$v = \frac{\sigma}{\bar{U}} \cdot 100\% \quad (4)$$

Таблица данных выходного сигнала оформлена в программном обеспечении «Excel». С помощью этого же программного обеспечения составляется программа для расчета неравномерности дозирования.



*Выводы.* Разработана и предложена методика определения неравномерности дозирования сыпучих материалов с помощью автоматизированного устройства.

#### Литература

1. Брагинець Н.В. К обоснованию значимости дозирования кормов / Н.В.Брагинець, С.Ф.Вольвак, В.В. Лангазов // Збірник наукових праць Луганського національного аграрного університету. Серія: Технічні науки. – Луганськ.: Видавництво ЛНАУ, 2002. - №17. – С. 29-33.
2. Кудинов Е.И. Устройство для автоматизированного определения неравномерности дозирования сыпучих материалов / Е.И. Кудинов, И.Г. Бойко, А.М. Русалёв // Вісник ХНТУСГ, Вип.. 109. - Харків, 2011., С. 217-220

### **МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ НЕРІВНОМІРНОСТІ ДОЗУВАННЯ СИПУЧИХ МАТЕРІАЛІВ З ДОПОМОГОЮ АВТОМАТИЗОВАНОГО ПРИСТРОЮ**

Кудінов Є.І., Бойко І.Г., Русальов О.М.

#### *Анотація*

**У статті розглянуто запропонована і розроблена методика визначення нерівномірності дозування сипучих матеріалів з допомогою автоматизованого пристрою.**

### **METHOD OF DETERMINATION OF DOSING OF BULK MATERIALS WITH THE HELP OF AUTOMATIC DEVICES**

E.Kudinov, I.Bojko, A.Rusaliov

#### *Summary*

**The article considers the proposed and developed methods of determination of dosing of bulk materials with the help of automatic devices.**



УДК 631.22.014

## ДОСЛІДЖЕННЯ НЕРІВНОМІРНОСТІ ВИДАЧІ ТА ЙМОВІРНОСТІ СТАБІЛЬНОСТІ ПРОЦЕСУ ДОЗУВАННЯ КОМБІКОРМУ ІНДИВІДУАЛЬНИМ РОЗДАВАЧЕМ-ДОЗАТОРОМ

Банга В.І., к.т.н.

*Львівський національний аграрний університет*

Тел.: (032) 22-42-919

**Анотація** – проведені результати експериментальних досліджень індивідуального роздавача-дозатора комбікормів, на основі яких обґрунтовано конструктивно-технологічні параметри та режими роботи конусно-лопатевого робочого органу.

**Ключові слова** – роздавач-дозатор, робочий орган, комбікорм.

*Постановка проблеми.* Основною вимогою, яка ставиться до індивідуальних роздавачів-дозаторів комбікормів, є забезпечення відповідної рівномірності дозування. Тому дослідження нерівномірності видачі комбікорму, середньоквадратичного відхилення миттєвого значення продуктивності роздавача-дозатора та ймовірності перебування процесу в полі технологічного допуску індивідуального роздавача-дозатора комбікормів є актуальним і перспективним.

*Аналіз останніх досліджень і публікацій.* Аналіз досліджень типів робочих органів для дозування сипучих кормів [1; 2] показав, що існуючі об'ємні дозатори, не забезпечують відповідної нерівномірності видачі. Розроблений індивідуальний роздавач-дозатор комбікормів [3] не досліджено за показниками нерівномірності видачі та на ймовірність перебування процесу дозування в полі технологічного допуску.

*Постановка завдання.* Метою експериментальних досліджень є обґрунтування частоти обертання робочого органу та його діаметра.

*Виклад основного матеріалу.* Дослідження індивідуального роздавача-дозатора комбікормів з конусно-лопатевим робочим органом, який захищений деклараційним патентом України на винахід [3] проводились при наступних фізико-механічних характеристиках

комбікорму: густина  $\rho = 550 \text{ кг/м}^3$ , вологість  $W = 13\%$ , кут природного відкосу  $\varphi = 33^\circ$ . Висота лопаток і їх кількість оптимізовані в [4].

За результатами досліджень отримані графічні залежності нерівномірності видачі комбікорму (рис. 1) та ймовірності перебування процесу дозування в полі технологічного допуску (рис.2) конусно-лопатевого робочого органу індивідуального роздавача-дозатора комбікормів від частоти обертання робочого органу  $n$  та його діаметра  $D_{кл}$ .

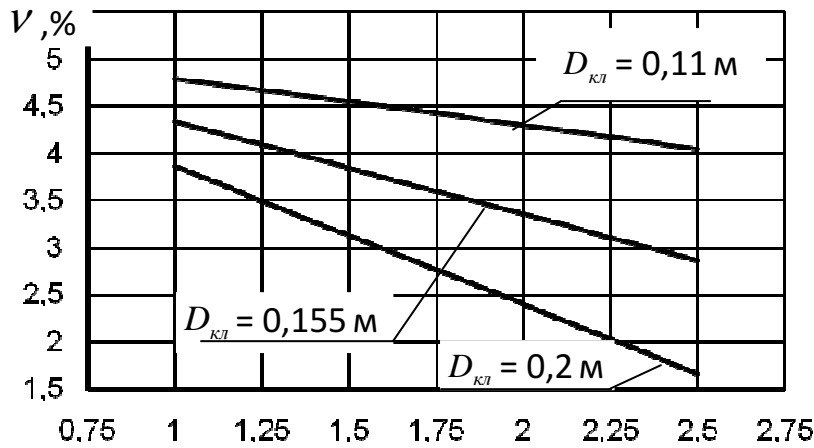


Рис. 1. Залежність нерівномірності видачі комбікорму  $n, \text{с}^{-1}$  конусно-лопатевим дозувальним робочим органом від частоти його обертання  $n$  та діаметра  $D_{кл}$ .

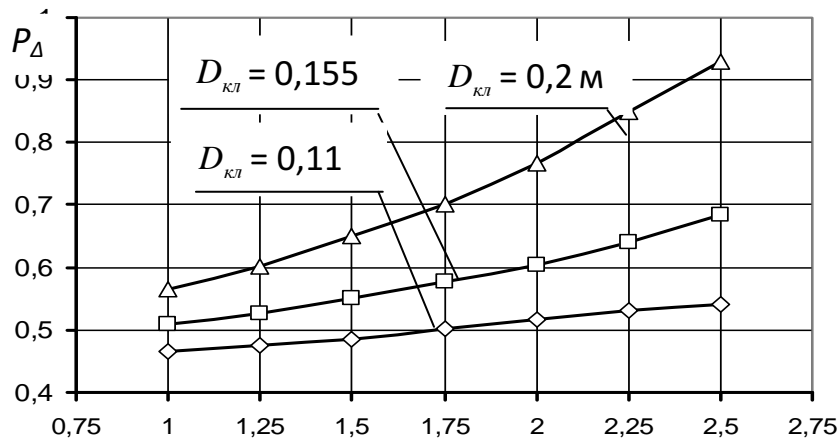


Рис. 2. Залежність ймовірності перебування випадково процесу дозування комбікорму  $P_{\Delta}$  конусно-лопатевим робочим органом від частоти його обертання  $n$  та діаметра  $D_{кл}$ .

З аналізу графічних залежностей (рис. 1.), бачимо, що нерівномірність видачі комбікорму  $V$  конусно-лопатевим робочим органом залежно від зміни частоти його обертання  $n$  та діаметра  $D_{кл}$  спадає прямолінійно. При діаметрі робочого органу  $D_{кл} = 0,2 \text{ м}$

нерівномірність видачі комбікорму – у межах  $V = 3,86\text{--}1,66\%$ . Для зменшення нерівномірності видачі комбікорму пропонується діаметр  $D_{кл} = 0,2$  м і діапазон зміни частоти обертання  $n = 1,63\text{--}2,5$   $\text{с}^{-1}$ .

На рис. 2 наведена графічна залежність ймовірності перебування процесу дозування комбікорму  $P_{\Delta}$  конусно-лопатевим робочим органом від частоти його обертання  $n$  та діаметра  $D_{кл}$ , а реалізація його випадкового процесу при фіксованому значенні частоти обертання робочого органу  $n = 2,5$   $\text{с}^{-1}$  та змінному діаметрі  $D_{кл}$  показана на рис. 3.

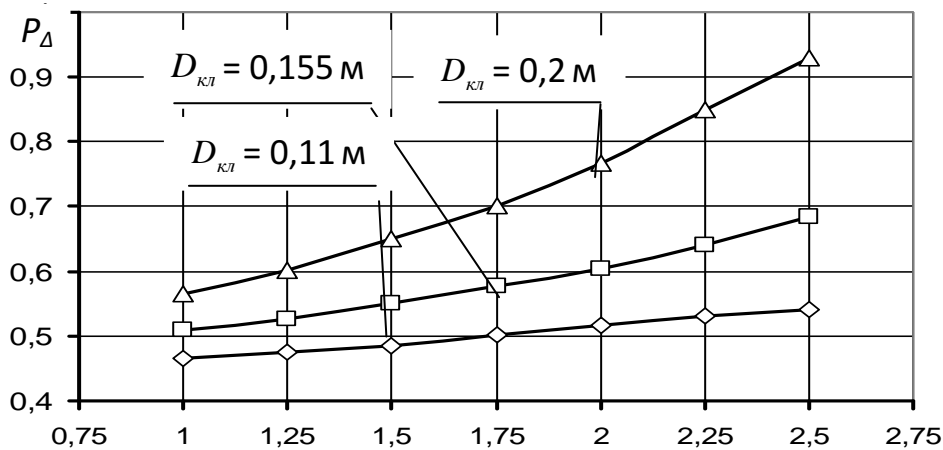


Рис. 2. Залежність ймовірності перебування випадкового процесу дозування комбікорму  $P_{\Delta}$  конусно-лопатевим робочим органом від частоти його обертання  $n$  та діаметра  $D_{кл}$ .

Ймовірність перебування процесу дозування комбікорму  $P_{\Delta}$  конусно-лопатевим робочим органом (рис. 3) залежно від зміни частоти його обертання  $n$  та діаметра  $D_{кл}$  спадає прямолінійно.

З аналізу реалізацій випадкового процесу дозування комбікорму (рис. 3) бачимо, що зі збільшенням діаметра робочого органу від  $D_{кл} = 0,11$  м до  $D_{кл} = 0,2$  м при частоті обертання  $n = 2,5$   $\text{с}^{-1}$  ймовірність перебування  $P_{\Delta}$  процесу дозування комбікорму в полі технологічного допуску, зростає і при діаметрі  $D_{кл} = 0,2$  м становить  $P_{\Delta} = 0,93$ , тобто є в інтервалі допуску  $\Delta = \pm 3\%$  буде 93 % числових значень параметра, а 7 % припадає на відхилення від зони технологічного допуску  $\Delta$ , що відповідає зоотехнічним вимогам на процес дозування комбікормів.

Встановлено, що нерівномірність видачі  $v$  та ймовірність  $P_{\Delta}$  перебування випадкового процесу дозування комбікорму при обґрунтованих конструктивно-технологічних параметрах конусно-лопатєвого робочого органу задовольняє зоотехнічні вимоги до процесу дозування комбікормів.

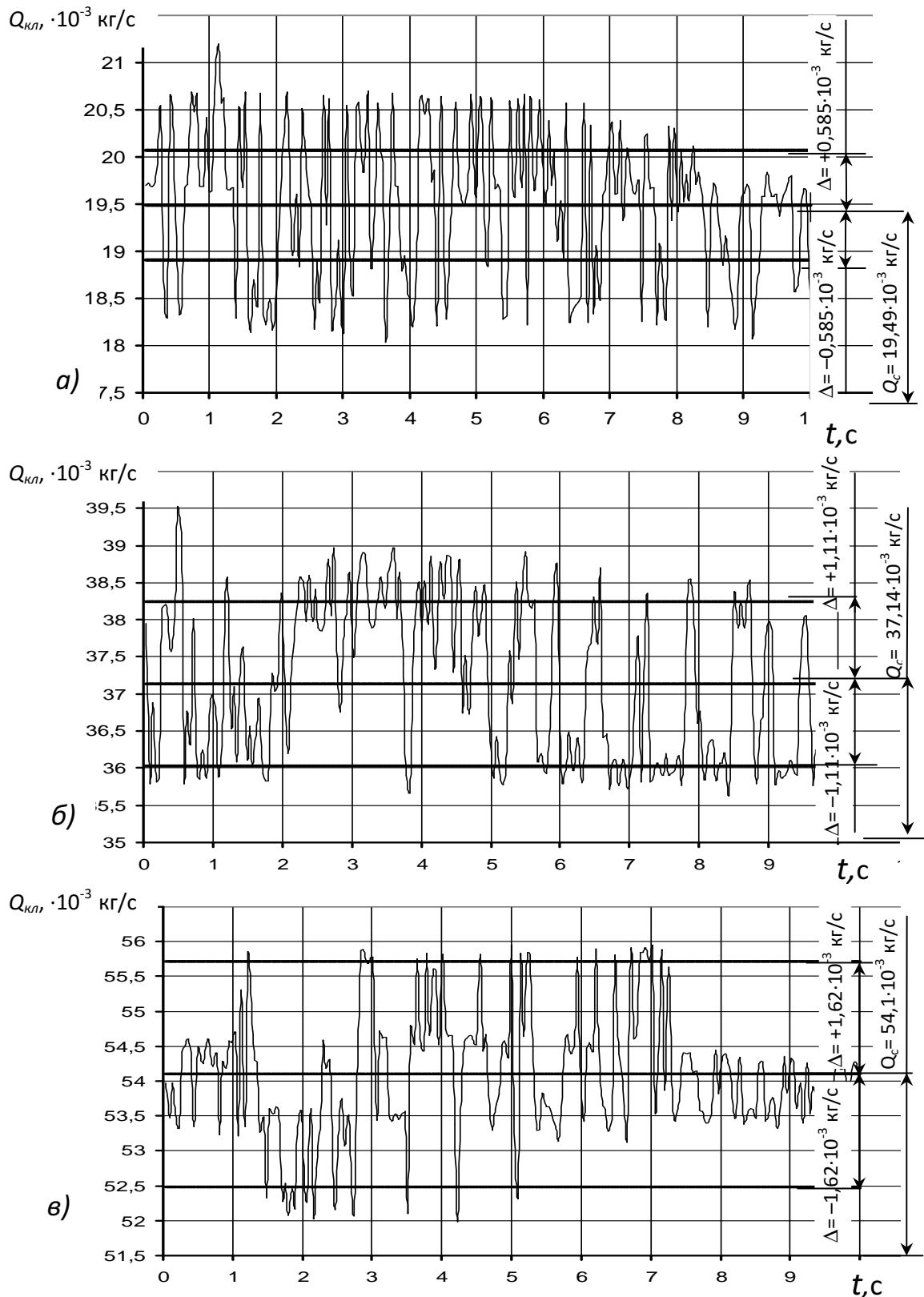


Рис. 3. Реалізація випадкового процесу дозування комбікорму конусно-лопатевим робочим органом при фіксованій частоті обертання  $n = 2,5 \text{ с}^{-1}$  та змінному діаметрі робочого органу: (а)  $D_{кл} = 0,11 \text{ м}$ ; (б)  $D_{кл} = 0,155 \text{ м}$ ; (в)  $D_{кл} = 0,2 \text{ м}$ .

*Висновки.* На основі проведених експериментальних досліджень обґрунтовано конструктивно-технологічні і режимні параметри конусно-лопатевого робочого органу - частота обертання робочого органу  $n = 2,5 \text{ с}^{-1}$  та діаметр  $D_{\text{кл}} = 0,2 \text{ м}$ .

#### Література

1. *Степук Л. Я.* Механизация дозирования в кормоприготовлении/ Л.Я. Степук . –Минск.: Ураджай, 1986. – 152 с.
2. *Лобанов В.И.* Анализ дозаторов сыпучих кормов //Механизация производственных процессов в животноводстве. – Новосибирск, 1985.– С.39.
3. Деклараційний патент 52059. Україна, МПК А01К 5/02. Дозатор сипучих кормів. / В.І. Банга, Я.С. Жінчин, В.Т. Дмитрів і ін.– № 2002010755; Заявл. 30.01.2002; Опубл.16.12.2002, Бюл. №12.
4. *Банга В.І.* Експериментальні дослідження індивідуального дозатора комбікормів з конусно-лопатевою дозувальною робочим органом / Вісник Харківського національного технічного університету ім. П. Василенка : вдосконалення технологій та обладнання виробництва продукції тваринництва.–2005.–Вип.42. – С. 79-83.

### **ИССЛЕДОВАНИЕ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ВЫДАЧИ И ВЕРОЯТНОСТИ СТАБИЛЬНОСТИ ПРОЦЕССА ДОЗИРОВАНИЯ КОМБИКОРМА ИНДИВИДУАЛЬНЫМ РАЗДАТЧИКОМ-ДОЗАТОРОМ**

*Банга В.И.*

#### *Аннотация*

Проведены результаты экспериментальных исследований индивидуального раздатчика-дозатора комбикормов, на основе которых обоснованно конструктивно-технологические параметры и режимы работы конусно-лопастного рабочего органа.

### **RESEARCH UNEVENNESS OF DELIVERY AND PROBABILITY OF STABILITY OF PROCESS OF DOSAGE OF THE MIXED FODDER INDIVIDUAL DISTRIBUTING AND METERING DEVICE**

*V. Banga*

#### *Summary*

Experimental researches of individual distributing and metering device of the mixed fodders on the basis of which grounded there are structurally technological parameters and modes of operations of cone blade working organ are conducted.



УДК 681.121.08

## РОЗРОБКА ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧОЇ КОНСТРУКЦІЇ ДОЗАТОРА СИПУЧИХ КОРМІВ

Бойко І.Г., к. т. н.,

Нанка О.В. к. т. н.,

Семенцов В.В, пошукач\*

*Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. Петра Василенка*

Тел. 050-303-20-45

**Анотація** - робота присвячена аналітичному дослідженню існуючих конструкцій дозаторів сипучих кормів безперервної дії і пошуку напрямків енергозбереження при розробці нових конструкцій дозаторів.

**Ключові слова** - мікродозатор, конструкція, удосконалення, концентровані корми, мікроелементи.

*Постановка проблеми.* Важливою умовою зниження собівартості та підвищення конкурентоспроможності продукції тваринництва є годівля тварин і птиці повноцінними кормами, збалансованими за поживними речовинами, вітамінами і мікроелементами, у відповідності до запланованої продуктивності [1].

В цілому суміші вітамінів, мікроелементів, амінокислот та наповнювача готується методом їх дозування та змішування, а її концентрат називається преміксом. В подальшому, преміксами збагачуються концентровані корми, які згодуються птиці і свиням як комбікорм, а великій рогатій худобі згодуються в вигляді кормової суміші разом із грубими і соковитими кормами. Основною операцією при приготуванні комбікормів і кормової суміші є дозування компонентів, так як від точності роботи дозаторів залежить її якість. Н

Неточність дозування знижує кормову і біологічну цінність корму, а надлишок компонентів, які мають велику вартість веде до збільшення собівартості продукції і порушенню балансу поживних речовин, а в деяких випадках - до захворювання тварин і птиці [2].

Тому виникає необхідність в створенні таких дозуючих пристроїв, які здатні працювати в широкому діапазоні зміни їх

---

© к.т.н., проф. І.Г. Бойко, к.т.н. О.В. Нанка, пош. В.В. Семенцов

\*Науковий керівник – к.т.н., проф. І.Г. Бойко

продуктивності при різних механіко-технологічних властивостях компонентів, відрізнятися простотою конструкції, високою технологічною надійністю, простотою настроювання на задану продуктивність, мати невисоку вартість і головне низьку енергоємність.

*Аналіз останніх досліджень.* Технологічний процес дозування відомий з давніх часів і застосовувався ще в стародавньому Єгипті при виготовленні бальзамуючої суміші методом відмірювання потрібних порцій (доз) окремих компонентів. Під дозуванням прийнято розуміти такий механічний процес, в результаті якого матеріал, формується в дози або потік із заздальгідь певними параметрами. Великою, що характеризує процес дозування, є витрата матеріалу, що дозується (об'ємний або масовий). Значення витрати, яку прагнуть підтримати, називається заданою витратою, значення витрати в даний момент часу – миттєвою витратою.

Суттєвий внесок до розвитку теорії і практики дозування сипучих матеріалів внесли: Ю.Д.Відинєєв [3], П.М.Василенко [4], І.І.Ревенко [5], В.В.Шацкий [6], Н.В.Брагинець [7] і ряд інших. Аналіз публікацій, присвячених питанням дозування сипучих матеріалів, показує всю складність цього механічного процесу.

У практиці відомо два способи дозування сипучих матеріалів: об'ємний і ваговий, кожен із яких може бути порційним або безперервним.

Математична модель процесу безперервного дозування яка запропонована Відинєєвим Ю.Д. [3], полягає у видачі нерозривним потоком із забезпеченням заданих і, зокрема, постійних кількостей сипучого матеріалу або окремих його компонентів з відхиленнями не більше допустимих в елементах потоку, відповідних встановленим проміжкам часу:

$$\|G_p(t) - G_{zad}\| \leq \Delta G_{don}, \quad (1)$$

де  $G_p(t) = \int_t^{t+\Delta t} Q_p(t) dt$  – кількість матеріалу в дозі;  $Q(t)$  – поточне значення витрати по периметру (t);  $\Delta G_{don}$  – допустиме відхилення дози;  $t$  – поточний час;  $\Delta t$  – тривалість формування дози.

Найчастіше якість роботи об'ємних дозаторів безперервної дії оцінюється відносним середньоквадратичним відхиленням (коефіцієнтом варіації) [8,9], тобто, відхиленням миттєвої продуктивності дозатора в даному циклі його роботи:

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



де  $x_i$  – маса  $i$ -ої порції;  $\bar{x}$  – середнє значення маси порції;  $n$  – кількість відібраних проб.

*Формування цілей статті.* Для здійснення процесу дозування створено безліч конструкцій дозаторів, які відрізняються конструктивними рішеннями, а їх назви походять від будови робочого органу, наприклад, шнекові, стрічкові, барабанні, тарілчасті та інші. Окрім того для приводу робочих органів дозаторів необхідні енергетичні затрати, вартість яких в теперішній час постійно зростає, а разом із цим зростає і собівартість продукції. Тому головною задачею при розробці нових конструкцій дозаторів має бути прагнення зниження енерговитрат на процес дозування.

*Основна частина.* Процес дозування сипучих матеріалів, можна розділити на три фази: живлення або заповнення робочого органу дозатора матеріалом; формування дози або рівномірного потоку матеріалу; видача матеріалу. Основний вплив при цьому на нерівномірність дозування надають фаза заповнення дозуючого пристрою матеріалом і фаза формування дози або потоку матеріалу. Робота фази заповнення дозуючого пристрою сипучим матеріалом залежить від конструктивних параметрів бункера і форми випускних отворів бункерів, які забезпечують безперебійне надходження матеріалу в зону формування дози або потоку. Робота фази формування дози або потоку залежить від конструктивних особливостей дозуючого пристрою і робить основний вплив на нерівномірність дозування. З точки зору енергетичних затрат по фазам буде наступною: заповнення робочого органу дозатора сипучим матеріалом в основному відбувається за рахунок гравітаційних сил, при формуванні потоку, тобто переміщенню сипучого матеріалу, виникає необхідність прикладення зусиль і значних енергетичних затрат, видача сипучого матеріалу також відбувається за рахунок гравітаційних сил. Тому, як видно із приведеного аналізу процес дозування можна здійснювати за рахунок гравітаційних сил.

Найпростіша конструкція гравітаційного дозатора (рис. 1), представляє собою в загальному вигляді бункер з похилим дном в нижній частині якого розташований випускний отвір з заслінкою.

Достоїнстю подібних дозаторів є те, що вони не потребують енергетичних затрат для їх роботи. Однак такі дозатори мають велику нерівномірність дозування, так як їх продуктивність в значній мірі залежить від висоти сипучого матеріалу, який знаходиться в наддозаторному бункері.

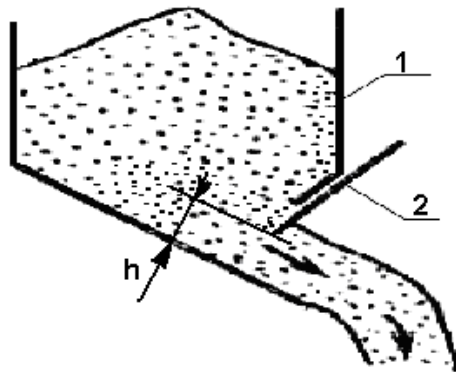


Рис. 1. Гравітаційний дозатор: 1 – бункер; 2 – заслінка.

Якщо прийняти до уваги висловлювання фізиків [10], що сипучий матеріал є цілковито дивовижний матеріал. При відповідних умовах він може вести себе і як тверде тіло, і як рідина, і як газ. З фізичної точки зору, дозування при певних умовах можливо розглядати як витікання сипучого матеріалу із ємкості, подібно витіканню рідини, яке відбувається під дією гравітаційних сил. Тому на наш погляд, з ціллю використання гравітаційних сил, при здійсненні процесу дозування, сипучому матеріалу треба надати такі властивості, які будуть його спонукати до витікання і таке явище можливе при його розрідженні.

В результаті проведеного аналітичного дослідження напрямків удосконалення конструкцій дозаторів сипучих матеріалів, слід відмітити, що зусилля конструкторів були направлені на удосконалення робочих органів дозаторів без втручання в перетворення властивостей сипучого матеріалу.

Базуючись на даній гіпотезі нами пропонується створити таку конструкцію дозатора в якій розрідження сипучого матеріалу буде відбуватися за рахунок руйнування склепінь, які утворюються над випускними отворами, діаметри яких здатні до створення склепінь, а витікання сипучого матеріалу

Запропонований гравітаційний дозатор сипучих кормів (рис. 2) складається з наддозаторного бункера 1, дна бункера 2 виконаного в вигляді горизонтально розташованої частини циліндричної труби з отворами 3, діаметри яких здатні до створення склепінь, всередині труби встановлена ворошилка 4, що складається з двох дисків 5 закріплених на приводному валу 6 і з'єднаних між собою прутками 7. Регулювання продуктивності дозатора здійснюється заслінкою 8, за рахунок перекриття отворів дна дозатора.

Дозатор працює наступним чином. Сипучі корми завантажуються в наддозаторний бункер 1 і утворюють над отворами 3 дна 2 стійкі склепіння і їх висипання не відбувається. При обертанні

ворошилки 4 відбувається руйнування склепінь і сипучі корми під дією гравітаційних сил рівномірно висипаються з дозатора. Задана продуктивність дозатора здійснюється заслінкою 8, за рахунок перекриття частини отворів 3 дна 2. Крім того ворошилка взаємодіючи з сипучим кормом стабілізує його щільність в зоні формування дози, що забезпечує рівномірність дозування.

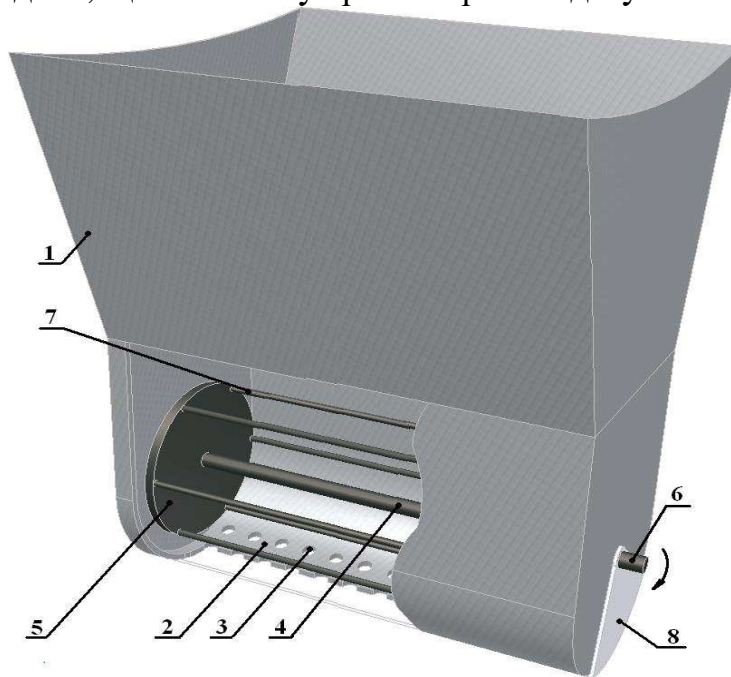


Рис. 2. Гравітаційний дозатор сипучих кормів.

*Висновки.* В результаті виконання аналітичного дослідження способів безперервного дозування сипучих кормів, конструкцій дозаторів та приймаючи до уваги фізичні властивості сипучих кормів запропонована нова конструкція гравітаційного дозатора в якій за рахунок розрідження сипучих матеріалів відбувається його витікання під дією гравітаційних сил, що веде до зниження енерговитрат на процес дозування.

#### Література

1. Боярский Л.Г. Технология кормления и полноценное кормление сельскохозяйственных животных / Л.Г. Дубровский - Ростов н/Д: Феникс, 2001. - 200 с.
2. Піщелка В.А. Стан та перспективи розвитку комбікормової галузі в Україні / В.А. Піщелка // Ефективні корми та годівля. – 2006. №3. – С. 5-8.
3. Видинеев Ю.Д. Дозаторы непрерывного действия, / Ю.Д Видинеев // - М.: Энергия, 1981. – 273 с.
4. Василенко П.М. Механизация и автоматизация процессов

приготовления и дозирования кормов. / П.М. Василенко., И.И. Василенко. – М.: Агропромиздат, 1985. – 224 с.

5. *Ревенко І.І.* Результати експериментальних досліджень барабанно дозатора концкормів. / І.І. Ревенко, В.В. Радчук // Науковий вісник Національного аграрного університету № 80 ЧІ Київ 2005. С

6. *Шацкий В.В.* Оптимизация объема бункеров дозаторов кормов. // В.В.Шацкий, А.А. Артюшин /Мех. электр. с. х. 1982. - №8. – С.19-22.

7. *Брагинець Н.В.* К обоснованию значимости дозирования кормов. / Н.В. Брагинець, С.Ф. Вольвак, В.В. Лангазов // - Збірник наукових праць Луганського національного аграрного університету. Серія: Технічні науки. – Луганськ.: Видавництво ЛНАУ, 2002. - №17. – С. 29-33.

8. *Валке А.М.* Обработка экспериментальных данных и моделирование динамических систем при проведении исследований по механизации сельскохозяйственного производства. / Валке А.М. – СПб.: СЗНИИМЭСХ, 2002. – 176 с.

9. *Пилипчук М.І.* Основи наукових досліджень: / М.І. Пилипчук, Григор'єв А.С., Шостак В.В [підручник]. – К.: Знання, 2007. – 270 с.

10. *Нигматулин Р.И.* Основы механики гетерогенных сред / Р.И. Нигматулин - М.: Наука, 1978, 336 с.

## **РАЗРАБОТКА ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕЙ КОНСТРУКЦИИ ДОЗАТОРА СЫПУЧИХ КОРМОВ**

Бойко И.Г., Нанка А.В., Семенов В.В.

### *Аннотация*

**Работа посвящена аналитическому исследованию существующих конструкций дозаторов сыпучих кормов непрерывного действия и поиска направлений энергосбережения при разработке новых конструкций дозаторов.**

## **DEVELOPMENT CONSTRUCTIONS METERING DEVICE OF FRIABLE FORAGES**

I. Boyko, A. Nanka, V.Semencov

### *Summary*

**Work is devoted analytical research of existent constructions of metering devices of friable forages of continuous action and search of directions of energy-savings at development of new constructions of metering devices.**



УДК 665.11.02

## **BIOPALIVA VE FORMĚ TOPNÝCH BRIKET BIOFUELS IN THE FORM OF HEAT BRIQUETTES**

Petr Hutla

Výzkumný ústav zemědělské techniky, v.v.i.

Praha 6 – Ruzyně, Drnovská 507, 161 01

Research Institute of Agricultural Engineering, p.r.i.

Praha 6 – Ruzyně, Drnovská 507, 161 01, Czech Republic

Tento příspěvek byl vytvořen ve spolupráci s redakcí časopisu Zemědělec, vydavatelství Profi Press, s.r.o. Jsou v něm využity výsledky získané při řešení projektu č. 2B06131 „Nepotravinářské využití biomasy v energetice“, který byl financován Ministerstvem školství, mládeže a tělovýchovy České republiky.

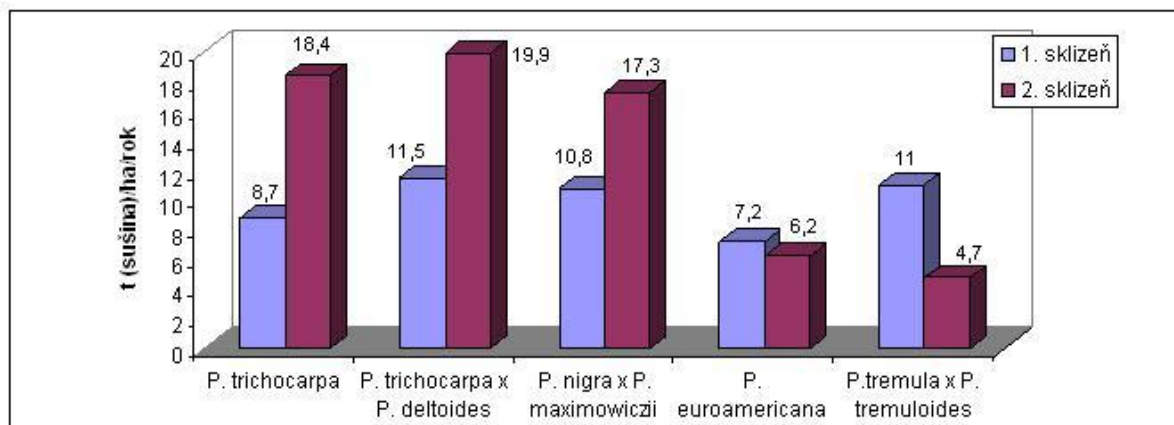
**Анотація** – паливні брикети зазвичай виготовлюються з дерев'яної тирси, тріски або кори. Для їх виробництва вдало використовуються деревина дерева котре швидко росте та відходи деревообробного виробництва. Також для виробництва брикетів використовуються технічні культури, які вирощені з цією метою, та трав'яний рослинний матеріал, котри після сушіння підлягає брикетуванню.

**Ключові слова** – біопаливо, паливні брикети.

Biobrikety jsou dnes běžně dostupné v celé Evropě a trh s tímto palivem úspěšně funguje a rozvíjí se. Většina těchto produktů se vyrábí z dřevěných pilin nebo z odpadní kůry. Používají se jako alternativa palivového dříví v krbových kamnech nebo v kotlích na dřevo, většinou s manuální obsluhou. Pro jejich úspěšnou výrobu, obchodování i užívání byly vytvořeny technické standardy, které definují a zaručují jejich kvalitu a vlastnosti. V technické normě ČSN EN 14961-1 „Tuhá biopaliva – Specifikace a třídy paliv“ jsou specifikovány užité vlastnosti topných briket, tzn. jejich rozměry, výhřevnost, obsah vody, popele, dusíku, síry a chloru, tavitelnost popela i jejich vlastnosti mechanické, tj. hustota a mechanická odolnost.

Vedle dřevěných pilin lze pro výrobu briket úspěšně používat i dřevo z rychlerostoucích dřevin (RRD). V našich klimatických podmínkách se jedná většinou o sklizně z plantáží vybraných druhů a klonů topolů a vrb. V současné době se tyto porosty v ČR pěstují na ploše asi 300 ha.

Roční výnosy se u některých klonů blíží 20 t v sušíně, jak je zřejmé i z obr. 1. Podle informací ze sdružení CZ Biom je předpoklad na rozšíření těchto pěstebních ploch v nejbližší době na 2 až 4 tisíce ha.



Obr. 1. Roční výnosy některých odrůd energetických topolů.

Sklizeň RRD probíhá na plantáži obvykle jednou za 4 roky. Sklízí se buď ručně řetězovou pilou, nebo speciální sklízecí řezačkou. Při ruční sklizni jsou stromy po určitou dobu ponechány na hromadách a po vyschnutí zpracovány pomocí štěpkovačů. Získanou dřevní štěpku je možno použít jako palivo, je však možno z ní přímo lisovat topné brikety. Přitom příliš nezáleží na velikosti částic použité štěpky. Příklady takovýchto paliv jsou uvedeny na obr. 2.



Obr. 2. Topné brikety lisované z topolové štěpky.

Vytvořené brikety jsou dostatečně mechanicky odolné a jejich hustota dosahuje 0,7 až 0,8 kg/dm<sup>3</sup>. Palivoenergetické parametry energetických topolů a vrb uvádíme v tab. 1. Tyto hodnoty jsou srovnatelné s běžnými briketami z pilin jehličnatých dřevin. Kvalitní dřevní brikety by měly splňovat požadavky Směrnice MŽP č. 14-2006 (Brikety z dřevního odpadu).

Tab. 1 – Palivoenergetické parametry rychlerostoucích dřevin – přepočteno na bezvodý stav

Složení	Jednotka	Energ. topol	Energ. vrba
Prchavá hořlavina	% hm.	80,39	81,5
Neprchavá hořlavina	% hm.	15,3	17,05
Popel	% hm.	4,31	1,45
C	% hm.	50,26	50,71
H	% hm.	5,87	5,62
N	% hm.	0,55	< 0,1
S	% hm.	0,03	0,047
O	% hm.	38,94	39,23
Cl	% hm.	0,03	0,044
Spalné teplo	MJ.kg <sup>-1</sup>	19,4	19,94
Výhřevnost	MJ.kg <sup>-1</sup>	18,12	18,72
Popel:			
Bod měknutí	°C	1200	> 1340
Bod tání	°C	1210	> 1340
Bod tečení	°C	1220	> 1340

Podle tohoto dokumentu se požaduje obsah vody do 10 %, hustota min 900 kg/m<sup>3</sup>, obsah popele v bezvodém stavu do 1,5 %, výhřevnost min 17 MJ/kg, obsah dusíku do 0,3 %, síry do 0,08 %, chloru do 0,03 %.

Pro výrobu topných briket lze s úspěchem použít i jiné rostlinné materiály, než je dřevo. Příkladem úspěšné produkce jsou brikety z konopného pazdeří, jejichž výrobcem je V. Lapka z Chlumu u Rakovníka. Tyto brikety mají výborné mechanické vlastnosti a zhodnocují druhotný materiál pazdeří, které je jinak obtížně využitelné a skončilo by pravděpodobně jako odpad. Obdobně lze použít pro výrobu briket druhotné nebo odpadní rostlinné materiály jako jsou makovina, obilní sláma, řepková sláma apod. Rovněž cíleně pěstované energetické plodiny je možno využít pro výrobu briket. Jedná se např. o energetický šťovík nebo kukuřici pěstovanou pro energetické účely. Tyto příklady uvádíme na obr.



3. Mechanické a palivoenergetické vlastnosti těchto paliv jsou obdobné jako u dřevních briket a při spalování není problém s emisemi.



Obr. 3. Topné brikety z konopného pazdeří, z energetického šťovíku a pšeničné slámy

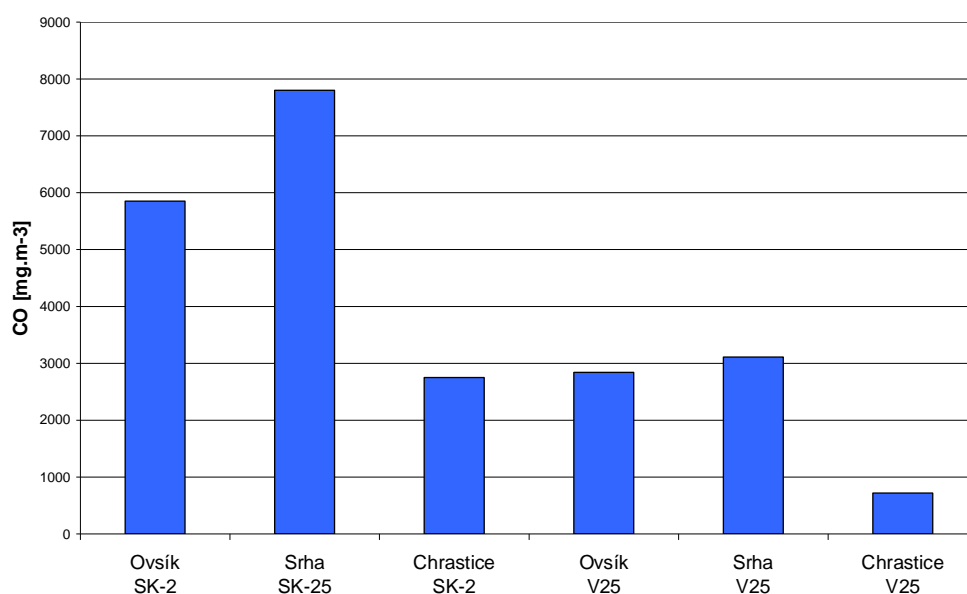
Významným zdrojem rostlinné biomasy jsou trvalé travní porosty (TTP). Tyto plochy je třeba sklízet a sklizená travní hmota bývá často pro hospodáře těžko využitelná. Po usušení je možno ji použít pro výrobu briket, jako maloprodukcí s využitím lisů s výkony do 100 kg/h, jejichž výrobcem je např. v řadě BrikStar firma Brikli s.r.o. Druhou možností je dodávky materiálu větším výrobcům. Kvalita takto vytvořených briket ovšem nebývá vysoká, jejich mechanická odolnost, která se určuje podle ČSN P CEN/TS 15210-2 (Tuhá biopaliva – Stanovení mechanické odolnosti pelet a briket – Část 2: Brikety) bývá do 80 %. Tento parametr udává, jak jsou brikety odolné a trvanlivé při transportu a přesypávání. Určuje se ve zkušebním bubnu o průměru 60 cm, který se otáčí 5 min a v němž se brikety přesypávají. Po zkoušce se odstraní odrol a mechanická odolnost udává procento zachovalých briket. Brikety z travních porostů se vyznačují nízkou teplotou tavení popele, která způsobuje jeho spékání na roštu topeniště, jak je zřejmé z obr. 4. Při jejich spalování bývají emise CO, které svědčí o kvalitě spalovacího procesu, značně vysoké. Příkladem jsou výsledky měření při spalování v krbových kamnech SK-2 (RETAP, s.r.o.) uvedené na obr. 5. Zajímavou vlastností je závislost teploty tavení popele na termínu sklizně. U vzorků lesnice, ovsíku, srhy a kostřavy z červnové sklizně bylo zjištěno, že tyto hodnoty jsou v rozmezí od 700 do 900°C. U pozdějších sklizní, tj. v říjnu nebo na jaře příštího roku byly hodnoty teploty tavení popele výrazně vyšší, přesahující 1 300°C. Chemickým



rozbořem popelů se ukazuje, že příčinou je značné množství alkalických kovů, především draslíku, který má vlastnosti tavidla.



Obr. 4. Popel z topných briket vytvořených z TTP po jejich spálení.



Obr. 5. Emisní parametry topných briket z energetických trav.

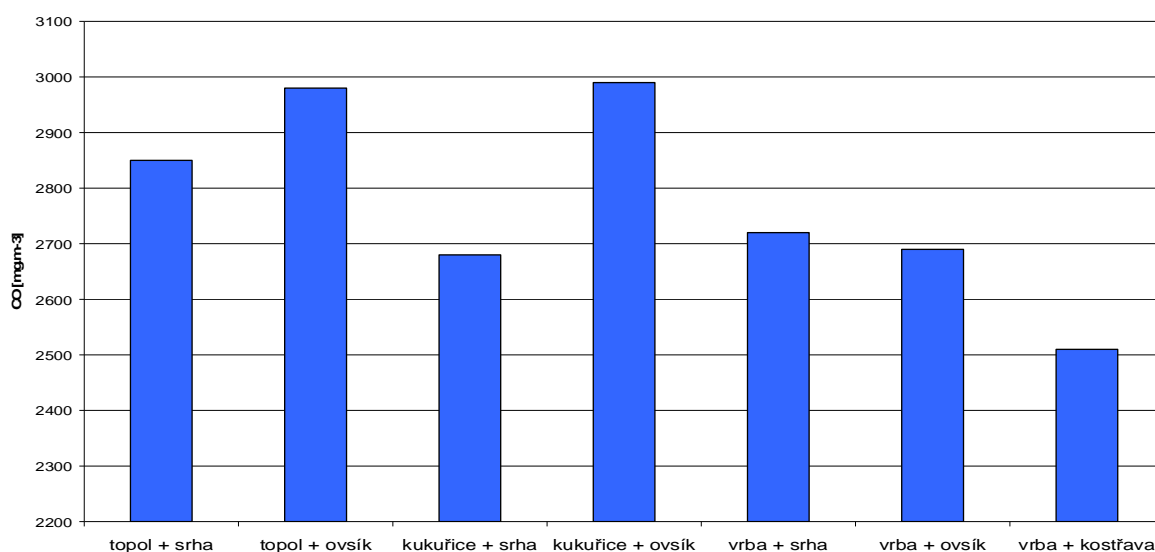
Brikety z TTP nebo z energetických trav s lepšími užitnými vlastnostmi získáme při použití travní fytořasy v kombinaci s jinými rostlinnými materiály. Ve výzkumném projektu 2B06131, který byl řešen ve spolupráci VÚZT, v.v.i., VÚKOZ, v.v.i. a dalších výzkumných institucí byly testovány topné brikety vytvořené z energetických trav. Jedná se o lesknici rákosovitou, ovsík vyvýšený a srhu laločnatou. Tyto materiály byly

rovněž kombinovány s topolovou a vrbovou štěpkou a kukuřičnou řezankou. Jeden z příkladů je uveden na obr. 6.



Obr. 6. Topná briketa z travní fytohmoty kombinované s topolovou štěpkou.

Brikety byly spalovány ve dvou spalovacích zařízeních, krbových kamnech SK – 2 (RETAP, s.r.o.) a kotli V 25 (VERNER, a.s.). Brikety vytvořené z ovsíku a srhy vykazují při spalování vysoké hodnoty emisí CO, zřejmě vlivem nestability spalovacího procesu. I při zvýšeném přebytku vzduchu nedocházelo k prohoření briket a jejich popel se spékal. Při porovnání s normou ČSN EN 132 29 (Vestavné spotřebiče k vytápění a krbové vložky na pevná paliva) dochází k překročení mezních hodnot emisí CO. Tato norma udává hranici emisí CO při 13 % O<sub>2</sub> hodnotou 0,3 % (3 570 mg/m<sup>3</sup>) pro Třídou 1 a 1% (12 500 mg/m<sup>3</sup>) pro Třídou 2. Naopak z výsledku spalování kombinovaných briket se ukázal zásadní vliv jejich složení na spalovací proces, jak je zřejmé z obr. 7.



Obr. 7. Emisní parametry směsných topných briket spalovaných v krbových kamnech SK-2.

Emise CO jsou výrazně nižší a spalovací zařízení s tímto palivem splňuje požadavky Třídy 1 dle ČSN EN 132 29. Materiály z energetických trav – srhy, ovsíku jsou v kombinaci s dřevem RRD i v kombinaci s kukuřicí vhodným materiálem pro energetické využití. U kombinovaných paliv tvořených vrbovým dřevem se navíc projevil i pozitivní vliv nižšího obsahu organicky vázaného dusíku na snížení emisí NO<sub>x</sub>. Energetické traviny se tak ukazují významným zdrojem energie s dosud nedoceněným potenciálem. Při jejich zpracování na tuhá biopaliva je ovšem zásadní otázkou standardizace a kvalita těchto paliv.

## **БИОТОПЛИВО В ВИДЕ ТОПЛИВНЫХ БРИКЕТОВ**

Хутла П.

### *Аннотация*

**Топливные брикеты обычно изготавливаются из древесных опилок, щепы или коры. Для их производства успешно используется древесина быстрорастущих деревьев и отходы деревообрабатывающего производства. Также для производства брикетов используются специально выращиваемые в энергетических целях технические культуры и травяной растительный материал, который после сушки подвергается брикетированию.**

## **BIOFUELS IN THE FORM OF HEAT BRIQUETTES**

P. Hutla

### *Summary*

**Fuel briquettes are commonly made from wood chips or waste bark. Wood of fast-growing trees and secondary or waste plant materials can be successfully used for their production too. Another source what can be specifically grown, are energy crops or harvested and dried grass from permanent grassland.**



УДК 631.363.25

## ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССА ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ ГРУБЫХ И СТЕБЕЛЬЧАТЫХ КОРМОВ

Демченко В.Н., к.т.н.,

Вертий А.А., асп\*.

*Луганский национальный аграрный университет,*

*Тел.: 0642-96-74-06.*

**Аннотация** – изучены существующие конструкции измельчителей грубых и стебельчатых кормов. Доказана эффективность работы измельчителей, оставляющих цилиндрическую поверхность следа лезвия в слое измельчаемого материала.

**Ключевые слова** – рабочий орган, нож, эффективность процесса измельчения.

*Постановка проблемы.* В настоящее время создано большое количество измельчителей грубых и стебельчатых кормов. Это свидетельствует о том, что разработаны основы общей теории конструирования данных машин. Однако процесс измельчения грубых и стебельчатых кормов существующими машинами все еще требует значительных затрат энергии, а это указывает на существование недостатков в общей теории измельчения. Для выявления данных недостатков необходимо провести системный анализ существующей научной информации по данной теме, сделать соответствующие выводы, и на их основе провести теоретические и экспериментальные исследования.

*Анализ последних исследований и публикаций.* Основы общей теории измельчения грубых и стебельчатых кормов приведены в работах известных ученых: В.П. Горячкина, В.А. Желиговского, Н.Е. Резника, С.В. Мельникова, Г.М. Кукты, И.И. Ревенко, В.В. Шацкого, Ф.Д. Грязного, Г.С. Ялпачика, В.С. Хмелевского, В.В. Братишко, С.Ф. Вольвака и др [1-5]. В работах данных ученых сделан ряд допущений, основанных на результатах экспериментов.

Совокупность данных допущений приводит к значительному расхождению результатов теоретических и экспериментальных исследований проводимых в различных условиях работы

---

© к.т.н. В.Н.Демченко, асп. А.А. Вертий

\* Науковий керівник – д.т.н., проф. Н.В. Брагинец

измельчителя при разных значениях механико-технологических свойств грубых и стебельчатых кормов.

*Целью исследований* является определение путей совершенствования технологического процесса измельчения грубых и стебельчатых кормов.

*Результаты исследований.* При измельчении грубых и стебельчатых кормов, подаваемых к рабочему органу в виде подпрессованного слоя, ножи в слое оставляют след в виде плоскости или цилиндрической поверхности (рис. 1).

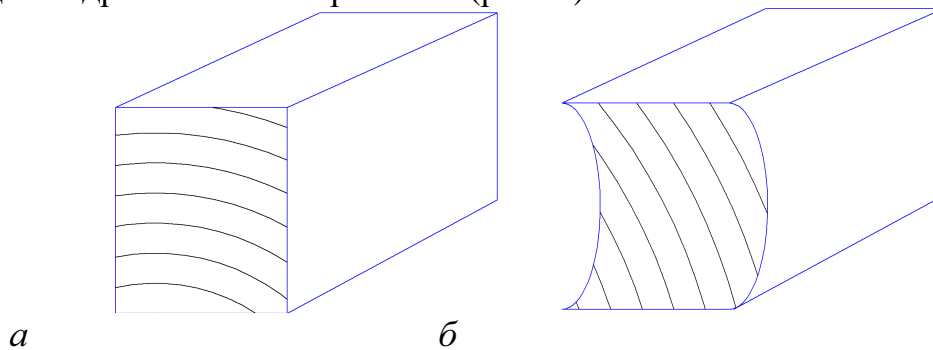


Рис. 1. Поверхность следа лезвия ножа в измельчаемом слое грубых и стебельчатых кормов:

*a* – плоскость; *б* - цилиндрическая поверхность.

В существующих конструкциях современных измельчителей грубых и стебельчатых кормов рабочие органы совершают следующие виды движения: поступательное, вращательное, возвратно-поступательное и колебательное.

Процесс измельчения грубых и стебельчатых кормов лезвием называется резание. Выделяют три разновидности резания: нормальное (рубка), наклонное и скользящее.

Наибольший научный интерес представляет скользящее резание, поскольку, в данном случае, резание грубых и стебельчатых кормов осуществляется с минимальными затратами энергии.

Практика показывает, что скользящее резание наиболее полно реализуется в измельчителях оставляющих след в материале в виде цилиндрической поверхности.

На основании вышеизложенного, можно предположить, что эффективная конструкция рабочего органа измельчителя грубых и стебельчатых кормов должна оставлять след в материале в виде цилиндрической поверхности в одной или нескольких плоскостях.

Для обобщения и систематизации научной информации по вопросу резания грубых и стебельчатых кормов приведена классификационная схема режущих аппаратов, в основе которой положена классификация профессора Н.Е. Резника (рис.2).



Очевидно, что для того чтобы измельчающий рабочий орган оставил в материале след в виде цилиндрических поверхностей расположенных в нескольких плоскостях одновременно (рис. 3), его форма должна характеризоваться несколькими радиусами кривизны.

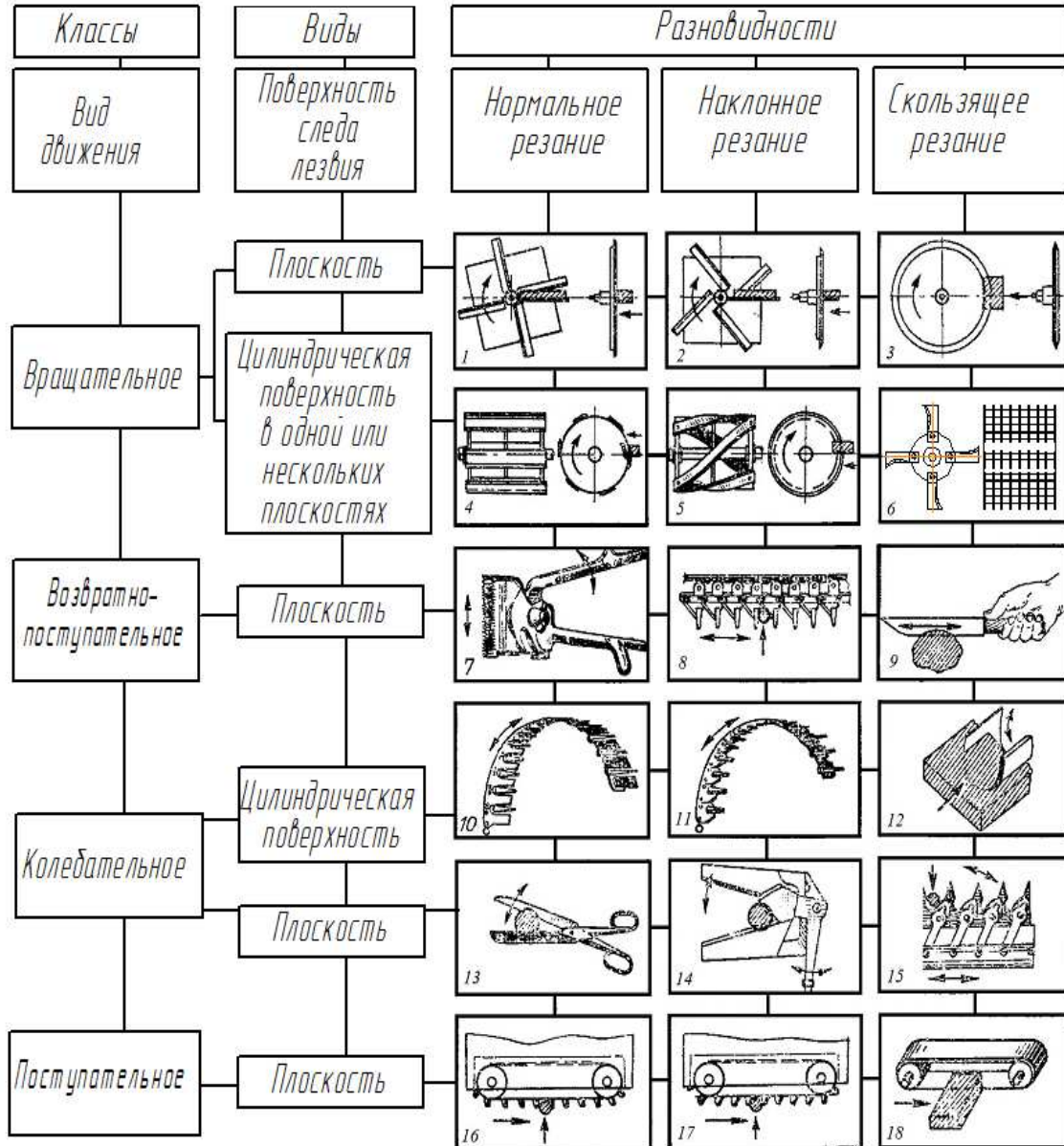


Рис. 2. Классификационная схема режущих аппаратов.

Оптимальное сочетание радиусов кривизны позволит снизить сопротивление резанию, а как следствие и энергоемкость процесса.

Рис. 3 показывает, что резание производится поперек слоя с боковым расщеплением стеблей. В таком случае производительность измельчающего рабочего органа определяется выражением:

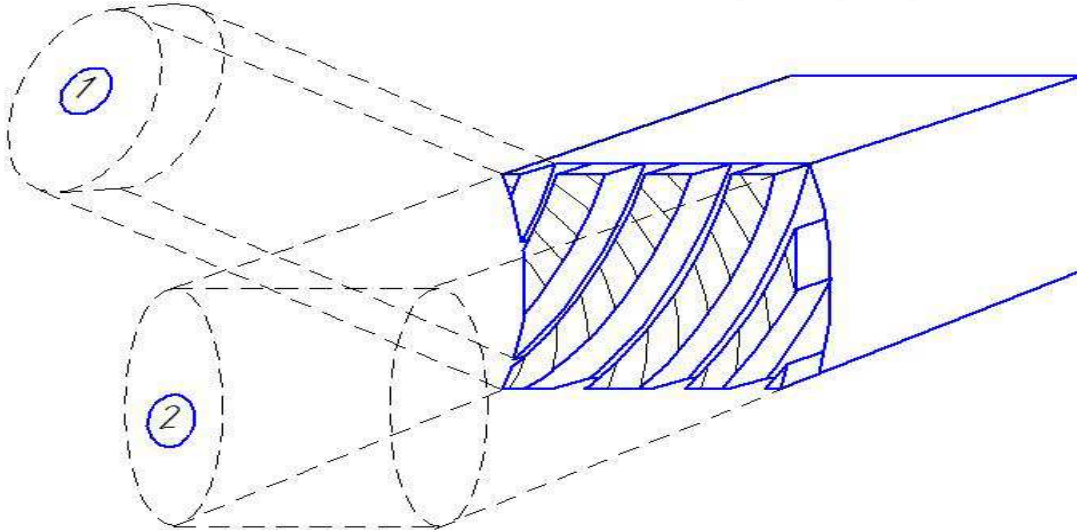
$$W = q \cdot D \cdot B \cdot K, \text{ кг/с,} \tag{1}$$

где  $q$  – удельная пропускная способность, кг/с·м<sup>2</sup>;

$D$  – диаметр ротора, м;

$B$  – ширина ротора, м;

$K$  – коэффициент, учитывающий степень загрузки ротора.



1 – боковая плоскость; 2 – фронтальная плоскость.

Рис. 3. След рабочего органа в измельчаемом слое в виде цилиндрических поверхностей расположенных в нескольких плоскостях одновременно.

Экспериментальным путем установлено, что отношение размеров рабочей камеры измельчителя определяется выражением [1-5]:

$$K_1 = \frac{D}{B} = (6-10), \quad (2)$$

$$D = \sqrt{\frac{K_1 \cdot W}{q}}, \text{ м.} \quad (3)$$

Для стабильной работы машины необходимо, чтобы скорость подачи слоя соответствовала скорости отвода измельчаемого материала.

Скорость подачи материала определяется выражением:

$$V_{II} = \pi \cdot D \cdot n, \text{ м/с,} \quad (4)$$

где  $n$  – частота вращения ротора, мин<sup>-1</sup>.

Скорость отвода измельчаемого материала определяется выражением:

$$V_B = l_r \cdot z \cdot n, \text{ м/с}, \quad (5)$$

где  $l_r$  – длина измельченной частицы корма, м;  
 $z$  – количество двухуровневых ножей, шт.

Мощность электродвигателя, необходимая для измельчения слоя, определяется выражением

$$N_y = W \cdot q_1 \cdot K_2, \text{ кг/с}, \quad (6)$$

где  $q_1$  – удельная энергоёмкость процесса, кВт·ч/т;  
 $K_2$  – коэффициент, учитывающий степень измельчения частиц в двух плоскостях.

Из выражения (6) следует, что затраты мощности на обмолот зависят от измельчения частиц в двух плоскостях. Следовательно, возникает необходимость в научном обосновании и разработке рабочего органа эффективно измельчающего грубые и стебельчатые корма в двух плоскостях. В первой (боковой) плоскости необходимо обеспечить продольное расщепление волокон, а во второй (фронтальной) плоскости – резание всего слоя стеблей. Данный подход обеспечит снижение энергозатрат на измельчение и повышение качества подготовленных к скармливанию кормов

*Выводы.* Существующая теория измельчения грубых и стебельчатых кормов не учитывает возможность резания материала в двух плоскостях одновременно. Это в свою очередь требует грубых допущений и как следствие приводит к значительному расхождению теоретических и экспериментальных данных.

Эффективность процесса измельчения грубых и стебельчатых кормов зависит от продольного расщепления их волокон и рациональных режимов резания в фронтальной плоскости подаваемого слоя.

#### Литература

7. *Горячкин В.П.* Собрание сочинений: в 3 т. / В.П. Горячкин. - М.: Колос, 1968. – 484 с.
8. *Резник Н.Е.* Теория резания лезвием и основы расчета режущих аппаратов / Н.Е. Резник. - М.: Машиностроение, 1975. – 311 с.
9. *Мельников С.В.* Механизация и автоматизация животноводческих ферм / С.В. Мельников. – Л.: Колос, 1978. – 560 с.



10. *Братішко В.В.* Обґрунтування процесу роботи і параметрів двоступеневого подрібнювача зелених кормів для свиней і водоплавної птиці: дис.... канд. техн. наук: 05.05.11 / В. В. Братішко - Глеваха, 2007. - 159 с.

11. *Вольвак С.Ф.* Обоснование технологического процесса и параметров рабочих органов гибкого универсального малогабаритного кормоприготовительного агрегата в варианте измельчения грубых кормов: дис.... канд. техн. наук: 05.20.01 / С. Ф. Вольвак - Луганск, 1998. - 178 с.

### **ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОЦЕСУ ПОДРІБНЕННЯ ГРУБИХ І СТЕБЛОВИХ КОРМІВ.**

**Демченко В. М., Вертій О. А.**

#### *Анотація*

**Вивчено існуючі конструкції подрібнювачів грубих і стеблових кормів. Доведена ефективність роботи подрібнювачів що залишають циліндрову поверхню сліду леза в шарі подрібнюваного матеріалу.**

### **INCREASE OF EFFICIENCY PROCESS OF GRINDING DOWN OF ROUGH AND STEM FORAGES**

**V. Demchenko, A. Vertiy**

#### *Summary*

**The existent constructions of grindings down of rough and stem forages are studied. Efficiency of work of grindings down is proved abandoning the cylindrical surface of track of blade in the layer of the ground down material.**



УДК 631.363

## ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ОТРЫВА СОЛОМЫ ОТ ЕЕ ВОРОХА РАБОЧИМ ОРГАНОМ

Брагинец Н.В., д.т.н.,

Демченко В.Н., к.т.н.,

Поляков А.Н., асс.

*Луганский национальный аграрный университет*

0642-96-74-06

**Аннотация** – в статье показаны результаты экспериментальных исследований процесса отрыва рабочим органом порции соломы от основного вороха.

**Ключевые слова** – ворох соломы, рабочий орган, удельное сопротивление отрыва вороха.

*Постановка проблемы.* Растительный продукт в виде соломы нашел широкое применение в сельском хозяйстве как: корм для животных, подстилочный материал, утеплитель кормовых складов и буртов, топливо и др. Для использования соломы в различных технологических процессах, ее необходимо подготавливать. Различные технологические процессы подготовки соломы механизированы. Тип и вид рабочих органов таких механизмов зависит от задач, которые решаются на отдельных операциях.

*Анализ последних исследований.* Изучая функциональность рабочих органов при обработке соломы, нами было выявлено, что большинство из них выполняют технологический процесс, состоящий из нескольких операций: транспортирование соломистого вороха; резание; отрыв порции от соломистого вороха; создание воздушного потока в зоне транспортирования и т.д. В унифицированных машинах эти операции обычно реализуются в зоне рабочего процесса одного рабочего органа.

Для выявления картины взаимодействия рабочего органа барабанного типа с ворохом соломы нами проведены лабораторные исследования процесса отрыва порции соломы от вороха пальцевым рабочим органом. В результате исследований получены значения удельных сил отрыва порции соломы от вороха с различной длиной частиц. Полученные значения удельных сил отрыва порции соломы

от вороха позволит определить энергию как на отрыв одной порции соломы так и затраты энергии на работу всего барабана.

Методика проведения экспериментальных исследований.

Для проведения экспериментальных исследований нами изготовлена лабораторная установка (рис. 1). Исходный материал (7) помещается в приемном лотке (1). Над дном (6) приемного лотка находится рабочий орган (3), который, проникая в слой вороха, создает зацепление со стеблями соломы. Под действием внешней силы на шарнирных опорах перемещается рамка (2), передвигая по горизонтали пальцевый рабочий орган. Усилия, возникающие в процессе отрыва порции соломы от основной ее массы, регистрировали с помощью датчика (4) измерительной системы ADAM (9) и записывали на персональном компьютере (8).

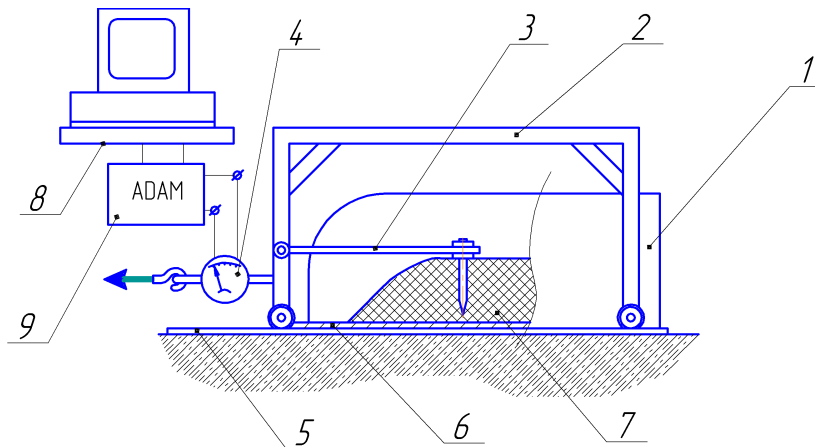


Рис. 1. Схема лабораторной установки по определению усилия отрыва соломы от вороха: 1- лоток; 2-подвижная рамка; 3- рабочий орган; 4-датчик усилий; 5-рельс; 6-днище; 7-ворох соломы; 8- персональный компьютер; 9-измерительный комплекс ADAM.

Данная установка позволяет получить следующие параметры:

- усилие перемещения подвижной рамки на холостом ходу,  $P_{хол}$ ;
- усилие перемещения подвижной рамки при волочении порции вороха по дну,  $P_{вор}$ ;
- усилие перемещения подвижной рамки при отрыве порции соломы от ее вороха,  $P_{отр}$ .

Причем, усилие перемещения подвижной рамки при отрыве порции соломы от ее вороха  $P_{отр}$  - изменяющаяся величина, которая будет увеличиваться, а затем уменьшаться во времени, в процессе отрыва соломы (рис. 2).

Анализ зависимости усилий отрыва порции соломы от ее вороха во времени показывает, что в начальный период сила отрыва увеличивается и колеблется в пределах 7...8 Н, а затем уменьшается до значений 5...6 Н. . Это объясняется наличием удлиненных частиц в соломистой массе, постепенной потерей контакта между порцией и ворохом.

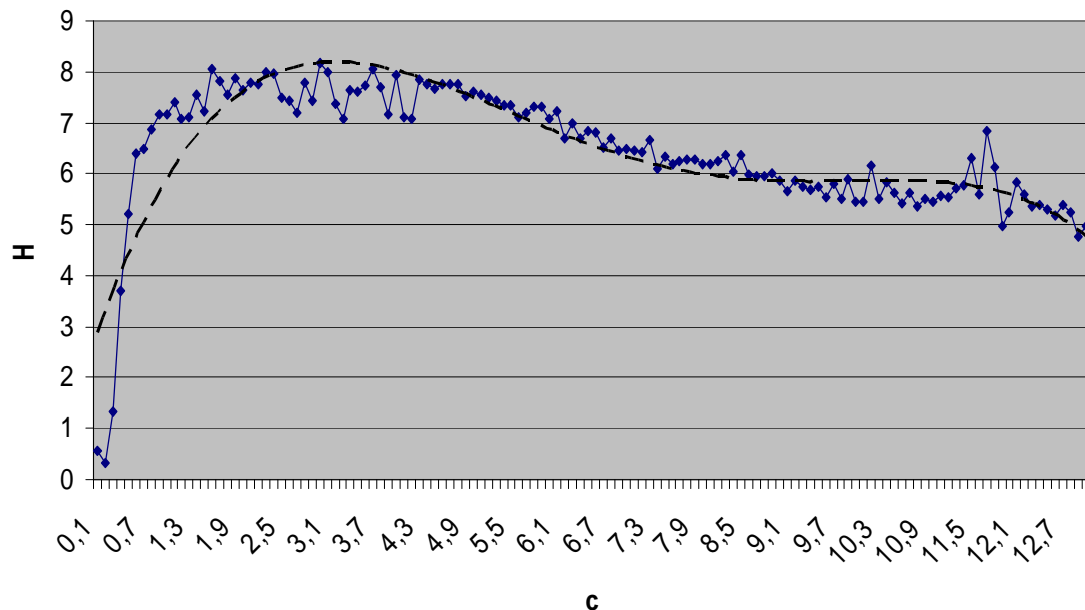


Рис. 2. График записи показаний усилия перемещения подвижной рамки при отрыве порции соломы от ее вороха,  $P_{отр}$  измерительным комплексом ADAM.

Получить силу отделения порции от соломистого вороха  $P_{отд}$  мы можем из зависимости:

$$P_{отд} = P_{отр} - P_{вор} - P_{хол} , Н. \tag{1}$$

Удельное сопротивление отрыву порции соломы  $\delta_{уд}$  от ее вороха определится:

$$\delta_{уд} = \frac{P_{отд}}{S_{отд}} , Н/м^2 , \tag{2}$$

где  $S_{отд}$  - площадь сечения отрыва материала от вороха,

$$S_{отд} = 0,04 м^2.$$

Солома для экспериментов бралась трех фракций: крупное измельчение (средневзвешенная длина частиц  $L_{свз.1} = 141,8$  мм),

среднее ( $L_{свз.2} = 88,4$  мм) и мелкое ( $L_{свз.3} = 19,5$  мм), влажностью 14 %. Опыты проводились в трех повторностях с каждой фракцией (рис. 3), с каждым видом рабочих пальцев, на двух скоростных режимах 0,01 и 0,02 м/с.

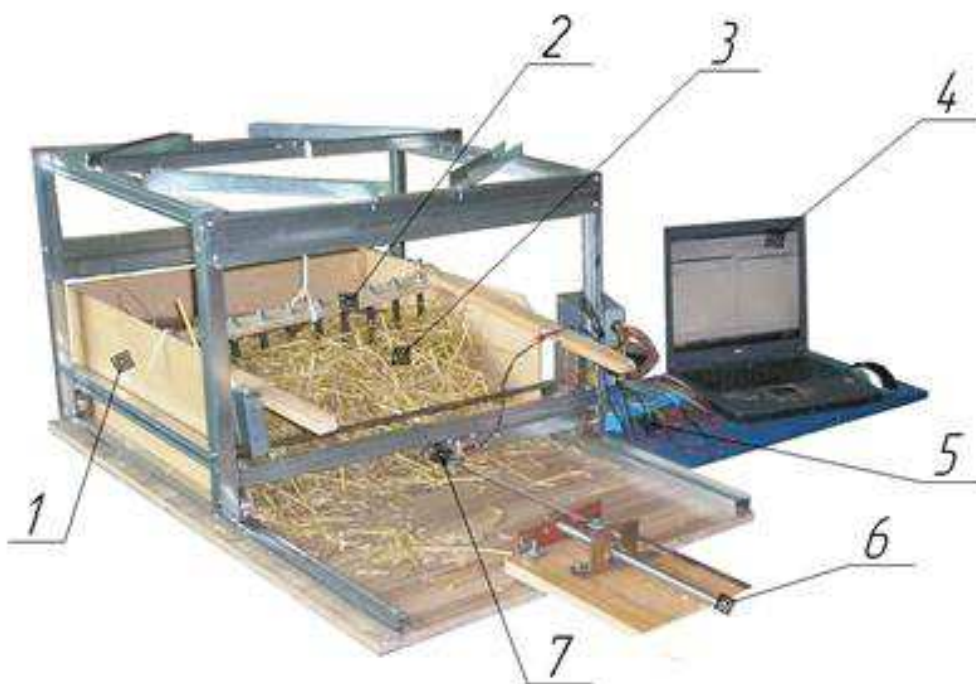


Рис. 3. Внешний вид лабораторной установки:

1-емкость для соломенного вороха; 2-фрагмент пальцевого рабочего органа; 3-соломенный ворох; 4-персональный компьютер; 5-измерительный комплекс «ADAM»; 6-привод подвижной рамки; 7-датчик силы.

В результате обработки полученных результатов получены значения величин отрыва порции от вороха, показанные в таблице 1.

Анализ данных таблицы 1 показывает, что с увеличением длины частиц соломы усилие отрыва порции от ее вороха увеличивается:

- для прямых прутков с 3,9 до 11,8 Н;
- для изогнутых прутков с 5,2 до 10,2 Н;
- для прямых лопаток с 3,9 до 6,0 Н;
- для изогнутых лопаток с 4,6 до 4,7 Н.

Следовательно, для проверки результатов лабораторных исследований в производственных условиях наиболее подходят изогнутые лопатки. Но в виду того, что при данном типе рабочего органа получена нечеткая зона разделения вороха соломы от порции, нами принято решение исследовать при производственных испытаниях применение на рабочем органе и прутков и лопаток.

По полученным данным (табл. 1) определяем эмпирические зависимости, описывающие удельное сопротивление отрыва порции соломы от ее вороха.

Таблица 1– Результаты обработки экспериментальных данных по отделению порции соломы от вороха

Фракция	Вид пальцев		Усилие отрыва порции, Н	Удельное сопротивление отрыву порции, Н/м <sup>2</sup>
Крупная	Прутки	Прямые	11,8	295
		Изогнутые	10,2	255
	Лопатки	Прямые	6	150
		Изогнутые	4,6	115
Средняя	Прутки	Прямые	7,9	199
		Изогнутые	10,7	268
	Лопатки	Прямые	4,8	122
		Изогнутые	2,8	70
Мелкая	Прутки	Прямые	3,9	99
		Изогнутые	5,2	130
	Лопатки	Прямые	4,7	119
		Изогнутые	4,7	119

Эти зависимости имеют вид:

$$\delta_{\text{уд.кр}} = \frac{-1,9 \cdot 10^{-7} \cdot t^4 + 1,6 \cdot 10^{-3} \cdot t^3 - 0,04307 \cdot t^2 + 1,488633 \cdot t - 3,234}{S_{\text{отд}}}, \quad (2)$$

$$\delta_{\text{уд.ср}} = \frac{-1,16 \cdot 10^{-6} \cdot t^4 + 3 \cdot 10^{-4} \cdot t^3 - 0,0387 \cdot t^2 + 1,699267 \cdot t - 5,7808}{S_{\text{отд}}}, \quad (3)$$

$$\delta_{\text{уд.м}} = \frac{-2,667 \cdot 10^{-6} \cdot t^4 + 4,43 \cdot 10^{-4} \cdot t^3 - 0,0412 \cdot t^2 + 1,3998 \cdot t - 2,6211}{S_{\text{отд}}}. \quad (4)$$

### Выводы

1. Лабораторные исследования показали снижение усилия отрыва порции соломы от ее вороха с 11,8 до 2,8 Н – для различной ее длины.
2. Анализ полученных результатов показывает снижение удельного сопротивления отрыву порции соломы от ее вороха (с 295 до 99 Н/м<sup>2</sup>) с уменьшением средневзвешенной длины частиц материала.

3. Снижение усилия отрыва порции соломы от ее вороха и удельного сопротивления отрыву позволит уменьшить энергетические затраты при разбрасывании мелких и средних фракций подстилки.

Литература

1. Царенко О.М. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів: Підручник / О.М. Царенко, Д.Г. Войтюк, В.М. Швайко та ін.; За ред. С. С. Яцуна. — К.: Мета, 2003. 448 с.
2. Брагінець Н.В. Исследование физико-механических свойств кормов // Вестник сельскохозяйственной науки, № 1, 1984. – С. 31-34.

### **ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ВІДРИВУ СОЛОМИ ВІД ЇЇ ВОРОХУ РОБОЧИМ ОРГАНОМ**

Брагінець М.В., Демченко В.М., Поляков А.М.

*Анотація*

**У статті показані результати експериментальних досліджень процесу відриву робочим органом порції соломи від основного вороху.**

### **RESEARCH OF PROCESS OF TEARING AWAY OF STRAW FROM ITS LOTS WORKING PART**

N. Braginets, V. Demchenko, A. Poljakov.

*Summary*

**In the article the results of experimental researches of process of tearing away of portion of straw a working part are shown from basic lots.**



УДК 631.363

## ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРАЦІЙНОГО ДОЗАТОРА СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ЗБУДЖУВАЧЕМ КОЛИВАНЬ

Єрмак В.П., д.т.н.,

Богданов Є.В., к.т.н.,

Демченко В.М., к.т.н.,

Грачов О.С., магістр.\*

*Луганський національний аграрний університет*

Тел.: 0642 96 74 06

**Анотація** – в статті наведено результати теоретичного дослідження вібраційного транспортування частки сипкого матеріалу по поверхні що виконує гармонічні коливання. Розроблено диференційне рівняння руху частки сипкого матеріалу по поверхні робочого органу вібраційного дозатора з електромагнітним збуджувачем коливань.

**Ключові слова** – вібротранспортування, частка сипкого матеріалу, відрив, ковзання.

*Постановка проблеми.* Робота вібраційного живильника основана на русі частки по прямолінійному лотку внаслідок його вібрації. Наведені результати змальовують випадок, коли вібруюча поверхня є пласкою та виконує поступальні коливання.

*Аналіз останніх досліджень.* Режими руху поділяють на дві групи: без відриву від несучої поверхні та з відривом від несучої поверхні. У загальному випадку частка матеріалу може знаходитися відносно поверхні лотка що вібрує в наступних станах: відносного спокою, ковзання вперед, ковзання назад та відриву від несучої поверхні, який також називають польотом. Зазначені стани частки матеріалу можна позначати відповідними символами: « 0 », « + », « - », « / ».

Найбільшу практичну цікавість представляють режими руху часток, при яких стани циклічно чергово змінюються.

*Основна частина.* Час одного циклу кратний періоду коливань поверхні [4]:

---

© д.т.н., В.П. Єрмак, к.т.н. Є.В. Богданов, к.т.н. В.М. Демченко, м. О.С. Грачов

\*Науковий керівник – д.т.н. В.П. Єрмак.



$$T = \frac{2\pi}{\omega}, \text{ с,}$$

де  $\omega$  - циклічна частота коливань лотка,  $\text{с}^{-1}$ .

Такі режими встановлюються, як правило, після проходження деякого часу після початку руху лотка.

Кожен режим, що встановився може бути охарактеризовано набором вказаних символів, кратністю та вказівкою моментів переходу від одного етапу руху до іншого.

З'ясування характеру, а також областей існування стійких режимів руху частки, є однією з основних задач теорії. Розв'язання задачі виконується шляхом вивчення рішень лінійних диференціальних рівнянь, які у різних частинах фазового простору мають різний аналітичний запис.

У нашому випадку буде розглянуто режим руху з відривом від несучої поверхні, при якому частка матеріалу частину кожного циклу слідує не торкаючись поверхні лотка. Розглянуто спосіб транспортування частки матеріалу з симетричним гармонічним законом коливального руху лотка.

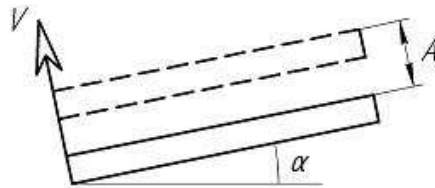


Рис.1. Коливальний рух лотка.

Розглянемо рух частки матеріалу по лотку, який має нахил під кутом  $\alpha$  до обрію та виконує гармонічні коливальні рухи під кутом вібрації  $\beta = 90^\circ$  до площини лотка (Рис.2). Тут  $A$  амплітуда коливань лотка в напрямку перпендикулярному вектору швидкості лотка. На рисунку 2 зображено дві системи відрахунку – інерційна (ІСВ  $xoy$ ) та неінерційна (НІСВ  $x'o'y'$ ). Остання жорстко зв'язана з лотком та виконує разом із нею гармонічні коливання.

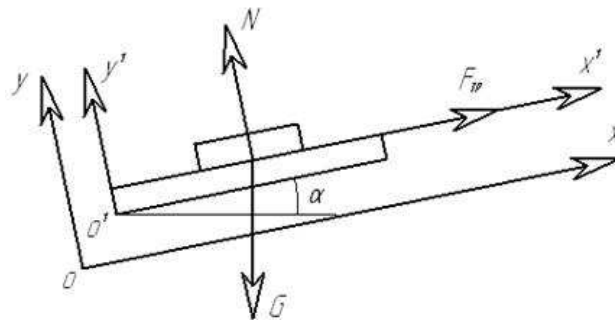


Рис. 2. Рухомі та нерухомі системи координат та сили, що діють на частку матеріалу.

Розглянемо рівняння руху лотка відносно нерухомої системи координат (ІСВ рис. 2.). Враховуючи, що лоток переміщується вздовж вісі  $y$ , а вздовж вісі  $x$  переміщення немає, запишемо [5]:

$$\ddot{x}_l = 0, \text{ м/с}^2, \quad (1)$$

$$\dot{x}_l = 0, \text{ м/с}, \quad (2)$$

$$\ddot{y}_l = \frac{A}{2} \omega^2 \cos(\varphi), \text{ м/с}^2, \quad (3)$$

$$\dot{y}_l = \frac{A}{2} \omega \sin(\varphi), \text{ м/с}. \quad (4)$$

Загальні диференціальні рівняння руху частки матеріалу в початковий період відносно лотка в системі координат  $x'o'y'$ , що зв'язана з лотком, мають вигляд:

$$m\ddot{x}' = -mg \sin(\alpha) + F, \text{ Н}, \quad (5)$$

$$m\dot{y}' = -mg \cos(\alpha) - m \frac{A}{2} \omega^2 \cos(\varphi) + N, \text{ Н}, \quad (6)$$

де  $m$  – маса частки матеріалу, Н;  
 $g$  – прискорення сили тяжіння, м/с<sup>2</sup>;  
 $N$  – сила реакції опорної поверхні, Н;  
 $F$  – сила тертя, Н.

Процес руху частки матеріалу в режимах з її відривом від лотка може мати від 2 до 5 етапів протягом кожного періоду коливань лотка.

Під час руху лотка вгору сила інерції частки матеріалу буде діяти протилежно напрямку руху та буде притискати частку матеріалу до поверхні лотку, збільшуючи силу реакції та, таким чином, силу тертя. Під час ходу лотка вниз сила інерції буде зменшувати тиск частки матеріалу на лоток и таким чином зменшити силу тертя, створюючи умови для ковзання частки матеріалу по лотку. Якщо сила реакції перетворюється на нуль, то в цей момент часу частка матеріалу відривається від поверхні лотка.

Якщо частка матеріалу знаходиться на поверхні лотка, то  $\ddot{y}' = 0$  та із рівняння (6) для сили реакції маємо

$$N = mg \cos(\alpha) + m \frac{A}{2} \omega^2 \cos(\varphi), \text{ Н}. \quad (7)$$

Оскільки:

$$F = fN, \text{ Н,}$$

де  $f$  – коефіцієнт сухого тертя.

То:

$$F = mgf \cos(\alpha) + m \frac{A}{2} f \omega^2 \cos(\varphi), \text{ Н.} \quad (8)$$

Вираз (8) визначає силу тертя під час руху. Якщо частка матеріалу знаходиться в спокої відносно лотка, то сила тертя буде силою тертя спокою, яка менше сили тертя руху та може змінюватись від нуля до  $F$ . Таким чином, ковзання частки матеріалу вниз по поверхні лотка починається за умови (Рис.2.)

$$mg \sin(\alpha) \succ F. \quad (9)$$

Підставив до виразу (9) значення для сили тертя з (8) знаходимо величину фазового кута  $\varphi_1$  початку ковзання частки матеріалу:

$$\varphi_1 = \arccos \left( \frac{2g(\sin(\alpha) - f \cos(\alpha))}{Af\omega^2} \right). \quad (10)$$

Відрив частки матеріалу від поверхні лотка відбудеться у випадку перетворення на нуль сили реакції. Підставив до виразу (7)  $N=0$ , знаходимо фазовий кут, при якому частка матеріалу відривається від поверхні лотка  $\varphi_2$ :

$$\varphi_2 = \arccos \left[ -\frac{2g \cos(\alpha)}{A\omega^2} \right]. \quad (11)$$

Вирази (10) та (11) показують, що  $\varphi_1$  і  $\varphi_2$  залежать від кута нахилу лотка до обрію, від амплітуди та частоти коливань лотка. На (Рис.3.) наведено: графік коливального руху лотка (блакитна лінія), графік зміни сили тертя (червона лінія), який повторює графік коливального руху лотка, а також горизонтальна пряма (синя лінія), перетин якої з графіком зміни сили тертя визначає фазовий кут  $\varphi_1$  початку зісковзування частки матеріалу по поверхні лотка.

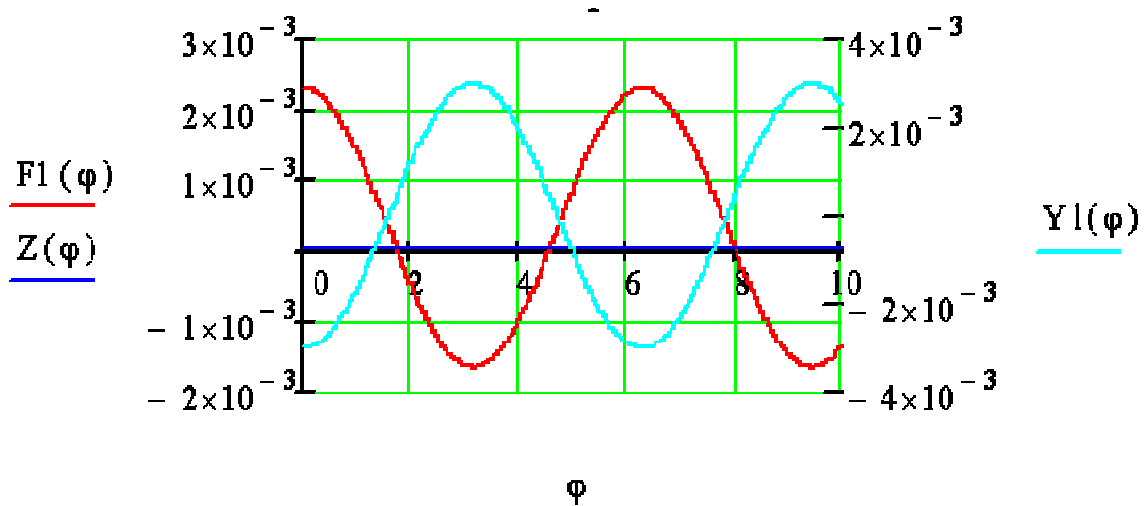


Рис. 3. Графіки зміни значення сили тертя під час коливального руху лотка та умова початку зісковзування частки сипкого матеріалу по поверхні лотка.

На (рис.4.) наведено ті самі графіки зі зміненим масштабом фазового кута по горизонтальній вісі. Перетин кривої зміни сили тертя з віссю абсцис визначає фазовий кут  $\varphi_2$  початку відриву частки матеріалу від поверхні лотка. Фактично (рис.4.) відповідає випадок зміни фазових кутів від початку зісковзування до моменту відриву частки матеріалу від поверхні лотка.

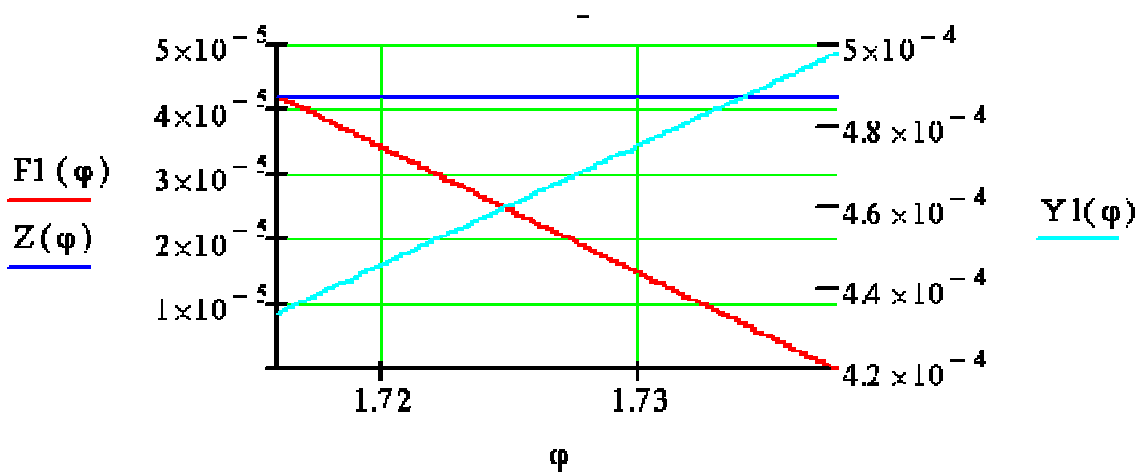


Рис. 4. Графіки зміни значення сили тертя під час коливального руху лотка та умова початку відриву частки сипкого матеріалу від поверхні лотка.

За малих кутів нахилу чи буде рух частки матеріалу по поверхні лотка мати відривний або безвідривний характер залежить від режимів руху лотка (частоти та амплітуди коливань). Як було відзначено, рух буде відривним, якщо сила реакції буде перетворюватися на нуль. На (рис.5.) наведено криву, яка розділяє ці

два типи руху частки матеріалу по поверхні лотка. З рисунка видно, що для отримання відривного руху за умови збільшення частоти, можна зменшити амплітуду коливань.

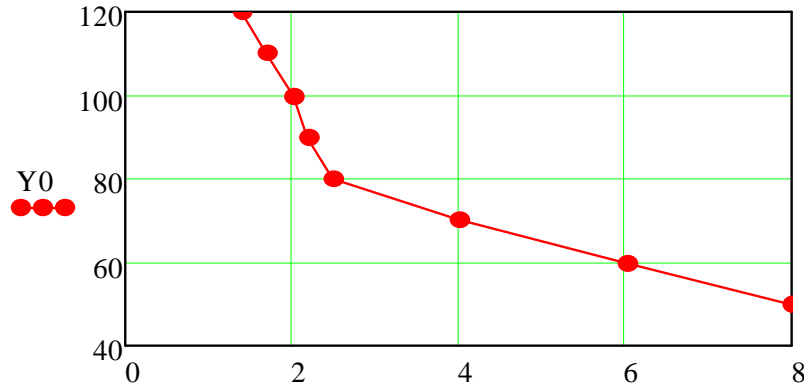


Рис. 5. Границя безвідривного та відривного руху частки сипкого матеріалу по поверхні лотка.

Визначимо характеристики руху частки сипкого матеріалу на етапі  $\varphi_1 \rightarrow \varphi_2$  (Рис. 6). Рівняння абсолютного руху в ІСВ буде мати вигляд

$$\ddot{x} = \ddot{x}' + \ddot{x}_i, \text{ м/с}^2. \tag{12}$$

Враховуючи, що  $\ddot{x}_i = 0$  та як наслідок  $\dot{x} = 0$ , вираз (12) прийме вигляд

$$\ddot{x} = \ddot{x}', \text{ м/с}^2. \tag{13}$$

З урахуванням (5), (8), та (13) отримаємо:

$$\ddot{x}(\varphi) = -g \sin(\alpha) + fg \cos(\alpha) + \frac{A}{2} f\omega^2 \cos(\varphi) + C1, \text{ м/с}^2. \tag{14}$$

Константу  $C1$  визначимо з умови: якщо при  $\varphi \leq \varphi_1$  частка сипкого матеріалу не переміщується, то прискорення при цьому фазовому куті дорівнює нулю  $\ddot{x}_1(\varphi_1) = 0$ .

Це дає для визначення  $C1$  вираз[2, 3]

$$C1 = g \sin(\alpha) - fg \cos(\alpha) - \frac{A}{2} f\omega^2 \cos(\varphi_1). \tag{15}$$

Інтегруючи (14) знайдемо закон зміни швидкості частки сипкого матеріалу на цьому етапі початку руху (до моменту відриву частки від лотка)

$$\dot{x}(\varphi) = \left[ \frac{g(f \cos(\alpha) - \sin(\alpha)) + C1}{\omega} \right] \cdot \varphi + \frac{Af\omega}{2} \sin(\varphi) + C2, \text{ м/с.} \quad (16)$$

Константу  $C2$  визначимо з початкових умов [2, 3]. При  $\varphi \leq \varphi_1$   $\dot{x}(\varphi_1) = 0$ , тому

$$C2 = \left[ -\frac{g(f \cos(\alpha) - \sin(\alpha)) + C1}{\omega} \right] \cdot \varphi_1 - \frac{Af\omega}{2} \sin(\varphi_1). \quad (17)$$

Інтегруючи вираз (17) отримаємо [1]

$$x1(\varphi) = \frac{g(f \cos(\alpha) - \sin(\alpha)) + C1}{2\omega^2} \cdot \varphi^2 - \frac{Af}{2} \cos(\varphi) + \frac{C2}{\omega} \varphi + C3, \text{ м.} \quad (18)$$

Константу  $C3$  знайдемо переносячи початок відрахунку в точку для якої  $\varphi = \varphi_1$  [2, 3].

$$C3 = -\left( \frac{g(f \cos(\alpha) - \sin(\alpha)) + C1}{2\omega^2} \cdot \varphi_1^2 - \frac{Af}{2} \cos(\varphi_1) + \frac{C2}{\omega} \varphi_1 \right). \quad (19)$$

Використовуючи (18) знаходимо  $\Delta x1$  - шлях, який пройшла частка сипкого матеріалу по поверхні лотка під час ковзання. Оскільки початок відрахунку перенесено в точку початку ковзання, то  $x1(\varphi_2)$  надасть шлях вздовж вісі  $x$ , що й треба було визначити

$$\Delta x1 \equiv x1(\varphi_2) = \frac{g(f \cos(\alpha) - \sin(\alpha)) - \ddot{x}(\varphi_1)}{2\omega^2} \cdot \varphi_2^2 - \frac{Af}{2} \cos(\varphi_2) + \frac{C}{\omega} \varphi_2 + C1, \quad (20)$$

*Висновок.* Отримані аналітичні залежності описують закони руху частки сипкого матеріалу по поверхні лотка, та дозволяють визначити швидкість частки за умови її ковзання по поверхні лотка та умови відриву частки від несучої поверхні. В подальшому потрібно дослідити рух частки після відриву від поверхні лотка.

Література.

1. Бермант А. Ф. Краткий курс математического анализа для втузов/ А.Ф.Бермант, И.Г. Араманович. – М.: Наука, 1966. – 736 с.
2. Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике/ М.Я. Выгодский. – М.: Наука, 1969. – 872 с.

3. Корн Г. Справочник по математике. / Т.Корн, Г. Корн– М.: Наука, 1978. – 831 с.
4. Никитин Е.М. Краткий курс теоретической механики для ВТУЗОВ. Главная редакция физико-математической литературы изд-ва «Наука», 1971. – 400 с.
5. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики. Главная редакция физико-математической литературы изд-ва «Наука», 1970. – 478 с.

## **ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИОННОГО ДОЗАТОРА СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ С ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫМ ПОБУДИТЕЛЕМ КОЛЕБАНИЙ**

Ермак В.П., Богданов Е.В., Демченко В.Н., Грачев А.С.

### *Аннотация*

**В статье приведены результаты теоретического исследования вибрационного транспортирования частицы сыпучего материала по поверхности совершающей гармонические колебания. Разработано дифференциальное уравнение движения частицы сыпучего материала по поверхности рабочего органа вибрационного дозатора с электромагнитным побудителем колебаний.**

## **THEORETICAL RESEARCH OF VIBRATION METERING DEVICE OF FRIABLE MATERIALS IS WITH ELECTROMAGNETIC EXCITER OF VIBRATIONS**

V. Ermak, E. Bogdanov, V. Demchenko, A. Grachov

### *Summary*

**In the article theoretical research of the vibration transporting of particle of friable material is resulted for surfaces that executes harmonic vibrations. Differential equalization of motion of particle of friable material is developed for the surfaces of working organ of vibration metering device with the electromagnetic exciter of vibrations.**



УДК 621.929.7

## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ ОБОГАЩЕНИЯ КОМБИКОРМОВ БИОЛОГИЧЕСКИ АКТИВНЫМИ КОРМОВЫМИ ДОБАВКАМИ

Бойко И.Г., к.т.н.,

Семенцов В.И., к.т.н.

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. Петра Василенко*

Тел. 050-303-20-45

**Аннотация** - предложен новый способ смешивания сыпучих кормов, на основании которого разработана конструкция центробежного смесителя, позволяющая управлять процессом перераспределения смешиваемых компонентов. В результате проведенных теоретических исследований определены кинематические и конструктивные параметры смесителя.

**Ключевые слова** – смешивание, сыпучие корма, смеситель.

*Постановка проблемы.* Приготовление однородных по составу смесей из сыпучих материалов, путем их смешивания является широко используемым процессом во многих областях промышленности, в том числе и в комбикормовой промышленности при производстве комбикормов.

Процесс смешивания сыпучих материалов является сложным механическим процессом, механизм действия которого зависит главным образом от конструкции смесителя и способа выполнения технологического процесса, что вызывает трудности в математическом истолковании этого явления в существующих конструкциях смесителей.

Смесительное оборудование, для смешивания сыпучих материалов, отличается большим конструктивным разнообразием, которое обуславливается большим различием физико-механических свойств сыпучих материалов, режимов работы смесителей и требованиями, предъявляемыми к однородности получаемой смеси.

На основании проведенного анализа теоретических исследований процесса смешивания, обзора конструкций смесителей, критического анализа их достоинств и недостатков следует считать, что предложенные способы смешивания сыпучих материалов и



конструкції смесителів не відповідають реальним вимогам.

Недостатком існуючих способів змішування сыпучих матеріалів є те, що вони не забезпечують управління перерозподілом змішуваних компонентів і процес змішування відбувається випадковим чином.

Недостатком конструкцій смесителів є те, що їх робочі органи рівнозначно впливають на змішувані компоненти і сили, прикладені до частинок сыпучого матеріалу рівні.

Перерозподіл компонентів суміші в таких смесителях відбувається за рахунок ковзання шарів або через свіжоутворену межу їх розділу, що є дуже не раціонально. Тому, з метою інтенсифікації процесу змішування, необхідно шукати нові способи змішування, які дозволять керувати перерозподілом змішуваних компонентів і на їх основі створювати нові конструкції смесителів.

*Основна частина.* Для досягнення мети управління процесом перерозподілу частинок змішуваних компонентів в запропонованому способі [1], змішувані компоненти рухаються по перетинаючих траєкторіях, причому один з компонентів знаходиться в псевдооживленому стані, а вводимі компоненти подаються під прямим кутом до напрямку руху основного компонента з різною швидкістю, чим і забезпечується рівномірне розподілення вводимих компонентів. Графічна схема реалізації запропонованого способу представлена на рис. 1.

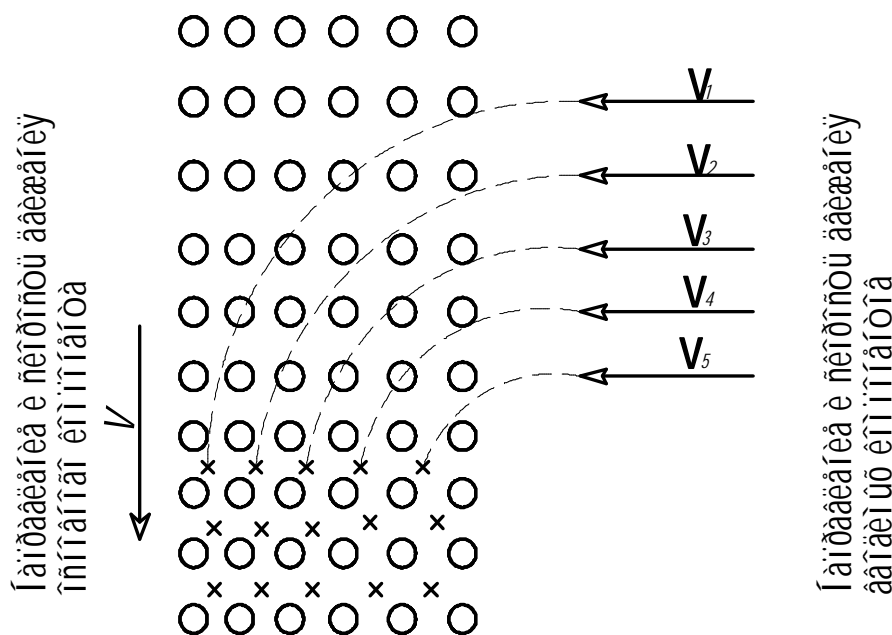


Рис. 1. Графічна схема реалізації способу змішування сыпучих матеріалів.

Предлагаемый способ смешивания сыпучих материалов может быть реализован [2] в вертикальной цилиндрической камере, внутри которой движется основной псевдооживленный компонент в виде полого цилиндра, а подача вводимых компонентов осуществляется с помощью вращающегося диска ограниченного по периметру частью Архимедовой спирали.

На рис. 2 изображена технологическая схема смесителя сыпучих материалов.

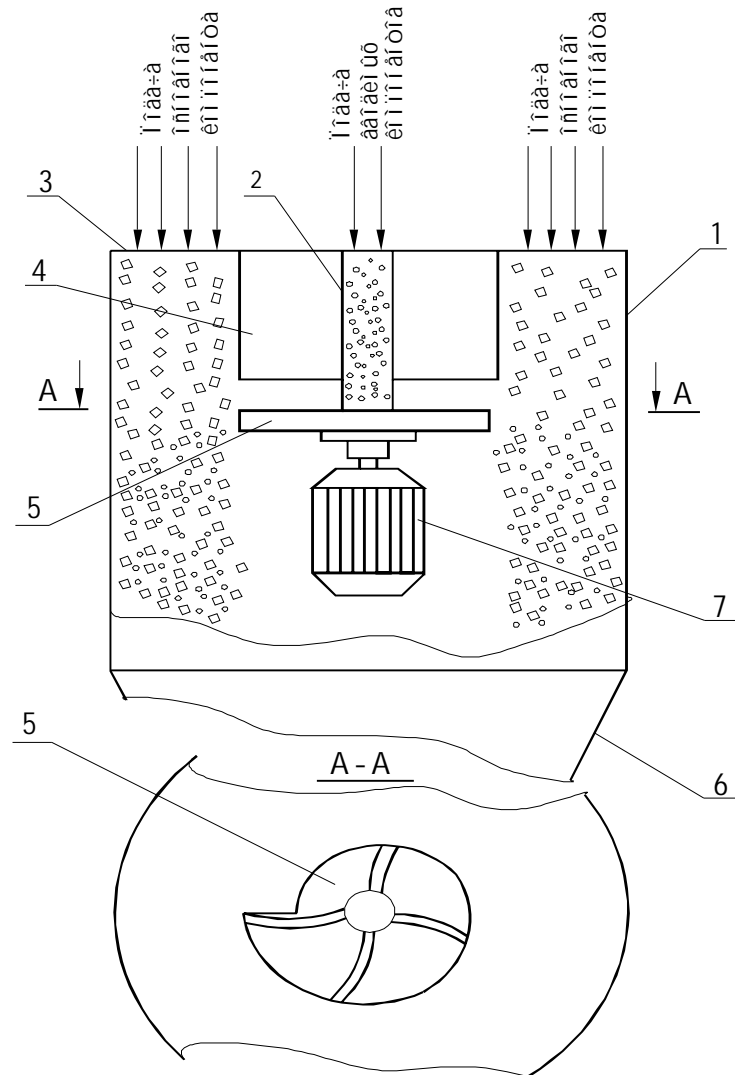


Рис. 2. Технологическая схема центробежного смесителя сыпучих материалов.

Устройство для смешивания сыпучих материалов состоит из цилиндрического корпуса 1, патрубка 2 для подачи вводимых компонентов, патрубка 3 для подачи основного компонента, направляющей 4, ротора 5, выполненного в виде диска с рабочими каналами 6 и ограниченного по периметру частью Архимедовой спирали, выгрузного патрубка 7 и электродвигателя 8.

Рассматривается движение материальной частицы вдоль канала рабочего диска смесителя с учетом сил, действующих на частицу (рис.3), векторная форма уравнения относительного движения частицы имеет следующий вид [3]:

$$m\vec{w} = m\vec{g} + \vec{T} + \vec{M} + \vec{J}_e + \vec{J}_c, \quad (1)$$

где  $\vec{g}$  – ускорение свободного падения;  $\vec{M} = N\vec{n} + G\vec{k}$  – сила нормального к АВ давления;  $N\vec{n}$  – составляющая, направленная вдоль главной нормали  $\vec{n}$ ;  $G\vec{k}$  – составляющая, направленная вдоль оси вращения диска;  $\vec{T} = -\vec{\tau} \text{sign}(v) f \sqrt{N^2 + G^2}$  – сила сухого трения Кулона, направленная противоположно направлению скорости точки;  $f$  – коэффициент трения;  $\vec{\tau}$  – единичный вектор, касательный к АВ в точке С;  $\vec{J}_e = -m(\vec{\varepsilon} \times \mathbf{r} + \vec{\omega} \times \vec{\omega} \times \mathbf{r})$  – переносная сила инерции;  $\vec{\varepsilon}$  – вектор мгновенного углового ускорения (в нашем случае он равен нулю);  $\mathbf{r}$  – радиус-вектор точки С;  $\vec{J}_c = -m2\vec{\omega} \times \vec{v}$  – Кориолисова сила инерции.

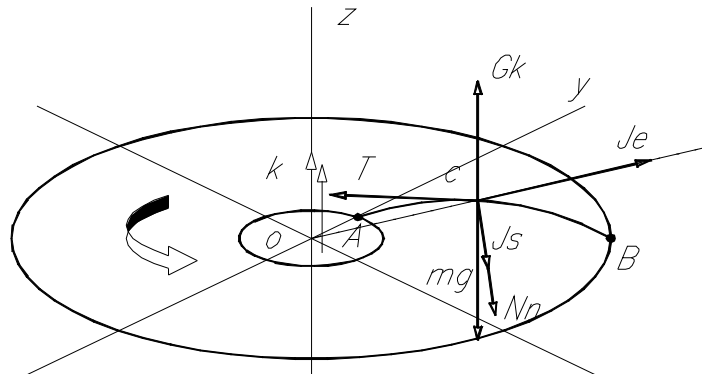


Рис. 3. Схема сил, действующих на частицу сыпучего корма при движении ее по лопасти диска.

Выполнив математические преобразования уравнения (1) получили окончательное уравнение, определяющее закон относительного движения материальной частицы

$$\ddot{s} = \omega^2 (xx' + yy') - \text{sign}(\dot{s}) f \sqrt{(N/m)^2 + g^2}, \quad (2)$$

где  $x, y$  – декартовы координаты материальной частицы находящейся в рабочем канале.

В результате численного решения [4] уравнения (2) получены зависимости абсолютной скорости частицы и угла отклонения ее траектории от радиального направления для различных значений радиуса диска (рис. 4).

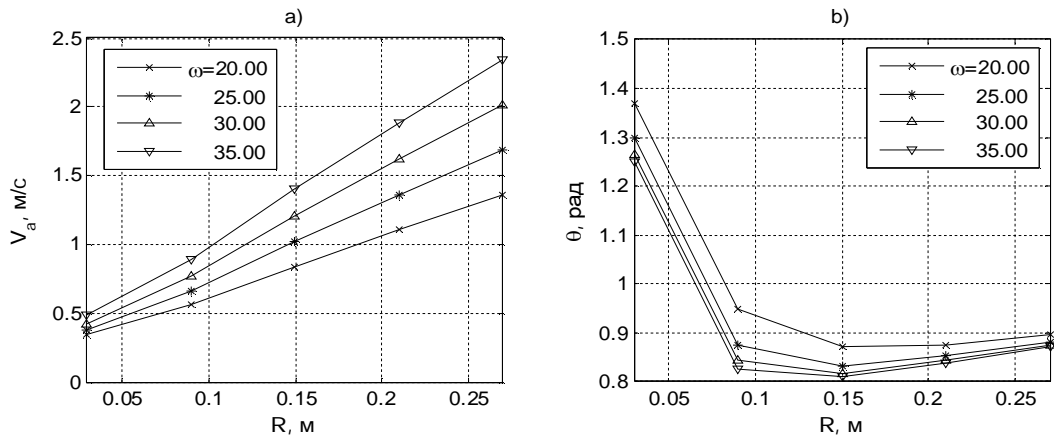


Рис. 4. Зависимости  $v_a$  и  $\theta$  от радиуса диска  $R$  при различных значениях угловой скорости.

Для определения глубины проникновения вводимой частицы в движущийся псевдооживленный слой основного компонента определим его динамику. Для описания динамики слоя достаточно привлечь два закона механики сплошных сред: закон сохранения массы и закон изменения импульсов. Эти два закона приводят к двум уравнениям в частных производных

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{v}) &= 0, \\ \rho \left( \frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + \mathbf{v} \cdot \nabla \mathbf{v} \right) &= \rho \mathbf{g}, \end{aligned} \tag{3}$$

где  $\rho$  – плотность слоя;  $\mathbf{v}$  – скорость среды;  $\mathbf{g}$  – ускорение свободного падения.

В результате математических преобразований уравнений (3) и их интегрирования получены выражения для определения плотности и скорости частиц в следующем виде

$$\begin{aligned} \rho(z) &= \frac{\rho_0}{\sqrt{1 + z/z^*}}, \\ \mathbf{v}(z) &= 2\sqrt{g(z + z^*)}, \end{aligned} \tag{4}$$

где  $z^* = \frac{J_c^2}{2g\rho_0^2}$  - "приведенная" длина.

Динамика внедряемой частицы в случае двухфазной среды может быть представлена силой сопротивления Стокса [5], которая имеет следующий вид

$$|F_{CT}| = K_f C_D \frac{1}{2} S_{мид} \rho w^2, \quad (5)$$

где  $C_D$  - коэффициент сопротивления, согласно теории Ньютона равный  $\approx 0.44$ ;

$S_{мид}$  - миделево сечение частицы;  $K_f$  - коэффициент, учитывающий отличие формы частицы от сферической ( $K_f \approx 1$ );  $w$  - относительная скорость частицы.

Кроме силы Стокса на внедряемую частицу действует дополнительная сила сопротивления, аналогичная силе сухого трения Кулона, которая учитывает взаимодействие частиц. Соответствующие соотношения носят эмпирический характер и могут быть записаны следующим образом [5]

$$\begin{aligned} |\vec{F}_{TP}| &= f_{mp} P, \\ P &= S_{мид} p, \\ p &= p_0 \psi(\alpha_2), \end{aligned} \quad (6)$$

$$p_0 = 0,92(\gamma_2 - 1) \left( \frac{\rho_1^0}{\rho_2^0} \right)^2 \frac{\rho_2^0 v_0^2}{\eta},$$

$$\psi(\alpha_2) = \frac{\alpha_2^{1/3} (1 - \alpha_2^{1/3})}{(1 - \alpha_2)},$$

где  $f_{mp}$  - коэффициент внутреннего трения среды;  $\alpha_2 = \frac{\rho_2^0}{\rho_1^0}$  - объемная доля частиц слоя;  $\rho_1^0$  - плотность воздуха;  $\rho_2^0$  - истинная плотность вещества частиц слоя;  $\gamma_2$  - параметр среды, приблизительно равный 1.4;  $v_0^2$  - относительная скорость газа по отношению к частицам;  $\eta$  - экспериментальная характеристика материала частиц слоя, учитывающая потери кинетической энергии при неупругом соударении частиц.

С учетом вышеуказанных предположений уравнение динамики внедряемой частицы можно записать в векторной форме

$$m \frac{d^2 \vec{r}}{dt^2} = \vec{F}_{CT} + \vec{F}_{TP} + m \vec{g}. \quad (7)$$

или в проекциях на оси координат с учетом (5),(6) в скалярной форме

$$\begin{aligned} \ddot{x} &= -C_D \frac{1}{2m} \rho |\vec{u} - \vec{v}| \dot{x} - f_{mp} P \frac{\dot{x}}{|\vec{u} - \vec{v}|}, \\ \ddot{y} &= -C_D \frac{1}{2m} \rho |\vec{u} - \vec{v}| \dot{y} - f_{mp} P \frac{\dot{y}}{|\vec{u} - \vec{v}|}, \\ \ddot{z} &= -C_D \frac{1}{2m} \rho |\vec{u} - \vec{v}| (\dot{z} - v) f_{mp} P \frac{(\dot{z} - v)}{|\vec{u} - \vec{v}|} + g, \end{aligned} \tag{8}$$

где  $|\vec{u} - \vec{v}| = \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + (\dot{z} - v)^2}$ .

Выполнив численное решение полученных уравнения, были найдены зависимости глубины проникновения внедряемых частиц вводимого сыпучего материала в основной компонент от геометрических и кинематических параметров рабочих органов смесителя. Найденные зависимости представлены в виде номограммы (рис. 5), которая позволяет, задаваясь необходимой глубиной проникновения частицы найти соответствующие значения угловой скорости вращения ротора смесителя и его радиус.

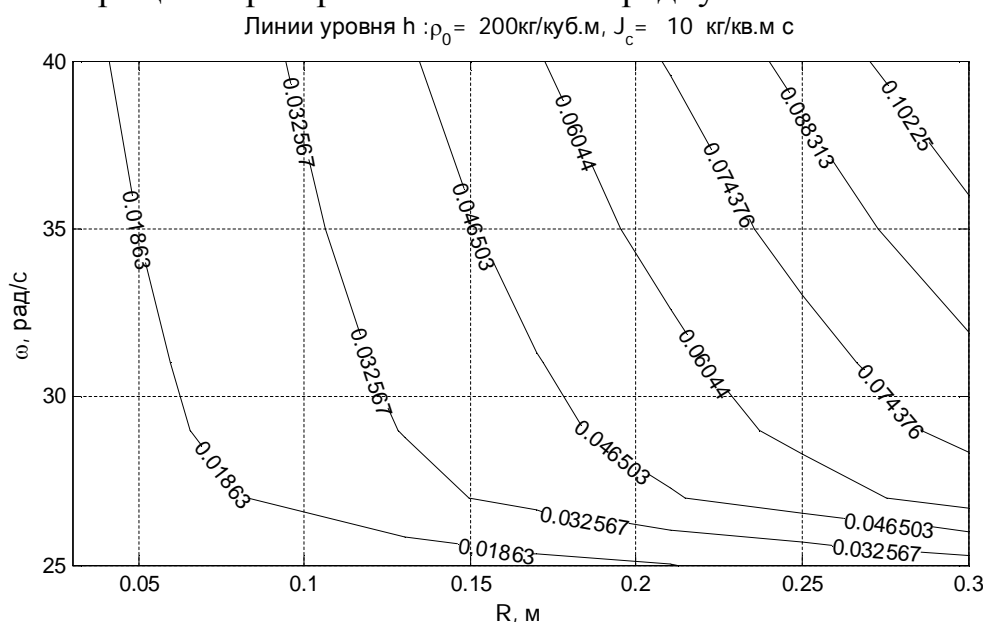


Рис. 5. Номограмма для определения геометрических и кинематических параметров смесителя.

**Выводы.** В результате проведенных поисковых работ и конструкторских разработок предложен новый способ смешивания сыпучих материалов и разработана новая конструкция центробежного смесителя, позволяющие управлять процессом перераспределения смешиваемых материалов. В результате выполнения теоретических исследований определены зависимости для определения конструктивных и кинематических параметров центробежного смесителя.

## Литература

1. Центробежный смеситель сыпучих материалов: Патент №64665 А. Украина, МКІ А 23N17/00 /И.Г. Бойко, В.И. Семенцов. – Оpubл. 16.02.2004, Бюл. №2. – 2 с.
2. Способ смешивания сыпучих материалов и устройство для его осуществления: Решение о выдачи патента на изобретение. Заявка №2005135536/15(039705). – Роспатент. 15.11.2005.
3. *Кильчевский Н.А.* Курс теоретической механики. / *Н.А.Кильчевский* /Т.1. М.: Наука.-1972, 395 с.
4. *Березин И.С.* Методы вычислений./ *И.С.Березин, Н.П. Жидков* /. Т.1, Т.2. Т.1.- М.: Наука,-1966; Т.2.- Физматгиз,-1962, 384 с.
5. *Низматулин Р.И.* Основы механики гетерогенных сред. М.: Наука, 1978. – 336 с.

**ВДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ ЗБАГАЧЕННЯ  
КОМБІКОРМІВ БІОЛОГІЧНО АКТИВНИМИ  
КОРМОВИМИ ДОБАВКАМИ**

Бойко І.Г., Семенцов В.І.

*Анотація*

Запропонований новий спосіб змішування сипучих кормів, на підставі якого розроблена конструкція відцентрового змішувача, що дозволяє управляти процесом перерозподілу змішуваних компонентів. В результаті проведених теоретичних досліджень визначені конструктивно кінематичні параметри змішувача.

**PERFECTION OF HARDWARES OF ENRICHING OF THE  
MIXED FODDERS BIOLOGICALLY ACTIVE BY FORAGE  
ADDITIONS**

I. Boyko, V. Semencov

*Summary*

The new method of mixing of friable forages, which the construction of centrifugal mixer is developed on the basis of, is offered, that allows to manage the process of redistribution of the mixed up components. As a result of the conducted theoretical researches the kinematics and structural parameters of mixer are certain.



УДК 632.382

## ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМНИХ ПАРАМЕТРІВ ПОТОКУ РІДИНИ В РОЗПИЛЮВАЧІ З ДРОСЕЛЬНОЮ МЕМБРАНОЮ

Славкова Л.Г., асп.\*

*Харківський національний технічний університет сільського  
господарства ім. Петра Василенка*

Тел.: 050-303-20-45

**Анотація** – приведені результати теоретичних досліджень режимних параметрів потоку рідини в розпилювачі та отримані залежності середньої швидкості руху рідини і перепаду тиску від масової витрати рідини через розпилювач.

**Ключові слова** – вітаміни, змішування, розпилювач, мембрана.

*Постановка проблеми.* Повноцінне вітамінне живлення тварин сприяє росту молодняку, покращує репродукційні функції, збільшує продуктивність і запобігає захворюванню тварин, а також знижує витрати кормів на одиницю продукції і покращує їх якість [1]. З ціллю забезпечення вітамінного живлення тварин, вітаміни згодуються в вигляді кормової суміші разом з концентрованими кормами.

В сучасний час процес введення жиророзчинних вітамінів в концентровані корми є однією найбільш гострих проблем, оскільки по перше жиророзчинні вітаміни вносяться в концентровані корми в дуже малих кількостях, по друге змішувані компоненти знаходяться в різних агрегатних станах - тверда речовина і рідина, що сприяє поглинанню жиророзчинних вітамінів концентрованими кормами і перешкоджає їх рівномірному розподіленні в кормовій суміші. Тому розробка нових способів і засобів механізації змішування сипучих матеріалів з малими кількостями рідини є актуальною задачею і потребує негайного вирішення.

*Аналіз останніх досліджень і публікацій.* Процес змішування сипучих матеріалів з рідиною характерний для багатьох технологічних процесів. Аналіз досліджень, присвячених питанням змішування сипучих матеріалів з малими кількостями рідини, свідчить про складність цього механічного процесу. Значний внесок в

---

© асп. Л.Г.Славкова

\*Науковий керівник – к. т. н., проф. О.А.Науменко



розвиток теорії і практики змішування сипучих матеріалів з рідиною внесли Ю.І. Макаров [2], Г.Е. Іванець [3], А.А. Александровський [4], В.В. Садов [5], І.А. Бакин [6] та інші.

Найбільш розповсюдженим способом змішування сипучих матеріалів з рідиною є спосіб, при якому сипучий матеріал рухається за допомогою транспортувальних засобів [7. 8] (шнеків, спіралей, стрічкових транспортерів та ін.), а рідина подається в камеру змішування в розпиленому вигляді.

Недоліком даного способу змішування є те, що подаючи рідину на поверхню сипучого матеріалу вона миттєво поглинається сипучим матеріалом, внаслідок чого створюються конгломерати, які при подальшому перелопачуванні суміші раніше вказаними робочими органами важко руйнуються.

Більш досконалим способом змішування сипучих матеріалів з рідиною є спосіб, при якому процес змішування відбувається за рахунок взаємодії їх потоків в вигляді розпилених факелів [9].

Недоліком згаданого пристрою для змішування комбікормів з жиророзчинними вітамінами, на наш погляд є те, конструкцією пристрою на передбачено прогнозованого перерозподілу жиророзчинних вітамінів в концентрованих кормах.

*Формування цілей статті.* В результаті проведеного аналітичного дослідження існуючих способів змішування сипучих матеріалів з малими кількостями рідини і конструкцій змішувачів для їх здійснення нами запропонований новий спосіб змішування [10], при якому сипучий матеріал формується в вигляді полого циліндра в розрідженому стані, а рідина вводиться в середину циліндра в вигляді дрібнодисперсних частинок з заданими параметрами факелу розпилу. Тому для підтвердження запропонованої робочої гіпотези інтенсифікації процесу змішування концентрованих кормів з жиророзчинними вітамінами виникає необхідність в проведенні теоретичних досліджень режимних параметрів розпилювача рідких компонентів.

*Результати досліджень.* Під розпилюванням рідини розуміється процес створення із деякої суцільної маси рідини двохфазного середовища, яке складається із дрібних краплин даної рідини, що рухаються разом з повітряним потоком [11]. В основі розпилювання рідини на дрібні краплини лежать два процеси - механічний і пневматичний. Перший характеризується тим, що якимсь механічним пристроєм відділяються відповідні частинки рідини від суцільного потоку і формується крапельний потік. В частоті, таке можливе при сильному ударі струмені рідини об тверду стінку. Впливання багатьох факторів, які можуть мати і імовірно походження, сильно затрудняють математичне моделювання цього

процесу. Другий процес зв'язаний з явищем гідродинамічної нестійкості об'єму рідини, що має вільну поверхню на яку діє сила поверхневого натягу і рухається відносно газу. Як правило, в розпилювальних пристроях (подаліше форсунках) рідина викидається або в вигляді струменя, або в вигляді плівки. Поверхневий натяг при цьому прагне зжати вільну поверхню рідини, що веде до перетворення її суцільного об'єму в набір малих об'ємів (краплин). На процес краплеутворення при цьому істотно впливає характер обтікання рідини газом.

Принципова схема запропонованого розпилювача, яка розглядається в даній роботі зображена на рис. 1.

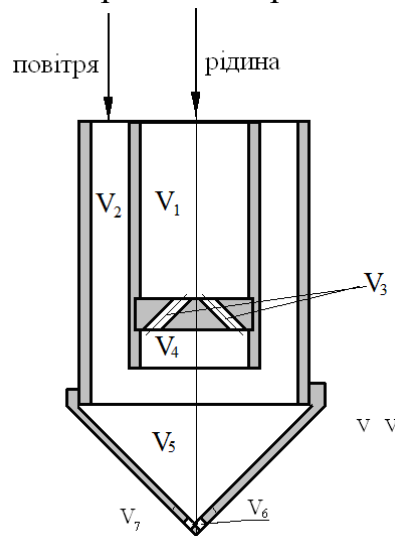


Рис. 1. Принципова схема розпилювача жиророзчинних вітамінів.

Сутність роботи форсунки наступна. По внутрішній трубці  $V_1$  подається в'язка рідина, яка під тиском проходить через декілька отворів малого діаметру  $V_3$ . Струмені рідини тут попадають безпосередньо на стінки трубки  $V_4$  і далі проникають в область  $V_5$ . Роль проміжного пристрою з отворами  $V_3$  і трубки  $V_4$  складається в формуванні плівки рідини на вході в область  $V_5$ .

Повітря під тиском подається по циліндричній трубці  $V_2$  в область  $V_5$ , де взаємодіють з плівкою рідини і при певних параметрах роботи пристрою, визивають нестійкість плівки, що рухається і розбивання її на краплини. Повітряний потік рухаючись по звужуючому каналу до вихідного отвору ( $V_6$ ), при цьому тиск в потоці при приближенні до виходу зменшується, що сприяє перетворенню рідини в високодисперсний крапельний потік. Область  $V_5$  можливо рахувати заповненим двофазним повітряно краплинним середовищем. Вихід цього середовища із внутрішнього об'єму

форсунки відбувається через вузький отвір  $V_6$ , створене двома конічними поверхнями, які не перетинаються.

Тут, очевидно, в залежності від режиму роботи форсунки можливі різні варіанти витікання двохфазного потоку: а) проникнення порції рідини в випадку великих крапель в область  $V_5$  з подальшим їх розбиванням на краплини меншого діаметру; б) рух двохфазного потоку через область  $V_6$  в випадку крапель в області  $V_5$  діаметра менше, чим діаметр вихідного отвору. В залежності від того, який режим має місце, в області  $V_6$  буде по різному організовуватися крапельний потік форсунки в області  $V_7$ . В випадку: а) із отвору буде продавлюватися по черзі канонічна плівка рідини, об'єм який відповідає краплині, що продавлюється і порції повітря, які будуть взаємодіяти в області  $V_7$ . Ця взаємодія може привести до подальшого подрібнення рідини. В випадку б) маємо справу з затопленим двохфазним струменем, який проникає в нерухоме навколишнє середовище. В цьому випадку також в залежності від режиму руху потоку може спостерігатися подальше подрібнення краплин.

Згідно запропонованій класифікації [12], даний тип пристрою для розпилення рідини відноситься до форсунок з внутрішнім змішуванням. Форму факелу розпилу на виході із форсунки формує конічна розподільча головка  $V_6$ .

Для вирішення поставленої теоретичної задачі розглянемо поетапно процеси які відбуваються: в області руху в'язкої рідини по внутрішньому каналу  $V_1$ , в області руху газу по зовнішньому каналу  $V_2$ , руху циліндричної плівки рідини в області  $V_4$ , а також руху повітряно-краплинного потоку факела розпилення в області  $V_6$ .

Розрахунок руху рідини в області  $V_1$ , яка представляє собою циліндричну трубку діаметра  $d_1$ , довжиною  $L_1$  і закінчується мембраною  $V_4$ , (рис. 2.), виконаємо, скориставшись методами гідравліки [13].

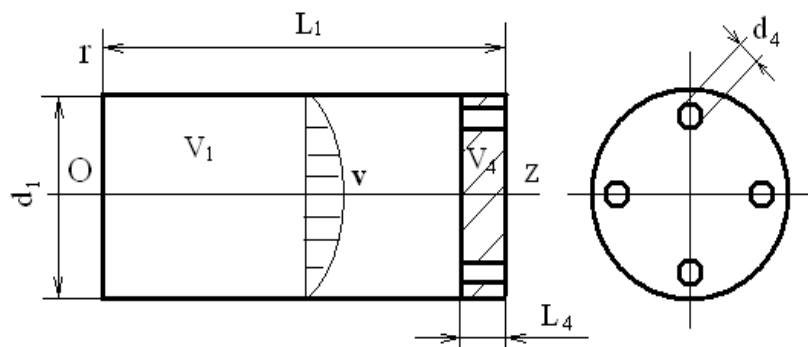


Рис. 2. Розрахункова схема руху рідини по внутрішній трубці в області  $V_1$ ,  $V_4$ .

Рух рідини в трубці можна вважати одномірним, швидкості якого  $\vec{V}$  направлені впродовж осі труби і мають квадратичну залежність від змінної  $r$ , що відповідає течії Пуазейля. Мембрану можна розглядати як перепону, що створює додатковий місцевий опір. На об'єм рідини в трубці діють сили тиску і сили опору, які розділяються на розподілені по довжині труби і місцевий опір мембрани. Позначимо через  $p_0$ ,  $p_L$  тиск на вході в трубу в точці О і виході після мембрани. Тоді виконується наступна рівність

$$p_0 - p_L = \tau_0 \frac{\chi L_1}{\omega} + \frac{1}{2} \zeta p V^2, \quad (1)$$

де  $V$  - середня швидкість в трубці, яка визначається співвідношенням через витрати рідини через форсунку  $Q_f$ .

$$V = \frac{4Q_f}{\pi d_1^2}, \quad (2)$$

$$\tau_0 = \frac{\lambda}{8} p V^2.$$

- середнє дотичне напруження на одиницю площини стикання рідини із стінкою труби, яке визначається згідно формулі Дарсі,

$$\lambda = 0,3264 Re^{-\frac{1}{4}}.$$

- коефіцієнт гідравлічного опору (формула Блазіуса),

$$Re = \frac{\rho V d_1}{\mu}.$$

- число Рейнольда;

$\chi = \pi d_1 / 4$  - змочений периметр - частина периметра живого

перетину стикання із стінкою труби;

$\omega = \pi d_1^2 / 4$  - площа поперечного перетину труби;

$\zeta$  - коефіцієнт опору при раптовому звуженні, який визначається по формулі І.Е. Идельчика [13]

$$\xi = 0,5 \left( 1 - \frac{D_2^2}{D_1^2} \right).$$

$D_1 = d_1$ ,  $D_2 = \sqrt{d_1^2 - 4d_4^2}$  - еквівалентний діаметр вихідного перетину в місці розташування мембрани (пристрій має чотири однакові вихідні отвори в мембрані діаметром  $d_4$ ). Якщо прийняти витрати рідини  $Q_f = V \pi d_1^2 / 4$  і прийняти до уваги все раніше сказане, то формулу (1) можна записати в наступному вигляді

$$(\Delta p)_i \equiv p_0 - p_L = \left[ 0,1632 \frac{L_1}{d_1} \left( \frac{\mu}{pVd_1} \right)^{\frac{1}{4}} + 0,25 - \left( \frac{d_4}{d_1} \right)^2 pV^2 \right] \quad (3)$$

Для виконання числових розрахунків була створена програма на базі пакета Matlab-10. Розрахунки виконані згідно формулам (2) і (3), відображені в вигляді графічних залежностей середньої швидкості руху рідини  $V$  і перепаду тиску  $\Delta p$  від масової витрати рідини  $Q_f$  через форсунку. В назві рисунку приведені числові значення щільності рідини в  $кг/м^3$  і динамічного коефіцієнта в'язкості в  $кг/м.с$ .

Аналізуючи отримані залежності слід відмітити, що збільшення масової витрати рідини від 10 до 40  $кг/год$  веде до збільшення середньої швидкості руху рідини від 0,1 до 0,8  $м/с$ . Залежність при цьому має прямолінійний характер. Що стосується залежностей перепаду тиску від масової витрати рідини, то збільшення масової витрати рідини від 10 до 40  $кг/год$  веде також до збільшення перепаду тиску від 0,005 до 0,025  $атм$ . Характер залежності криволінійний.

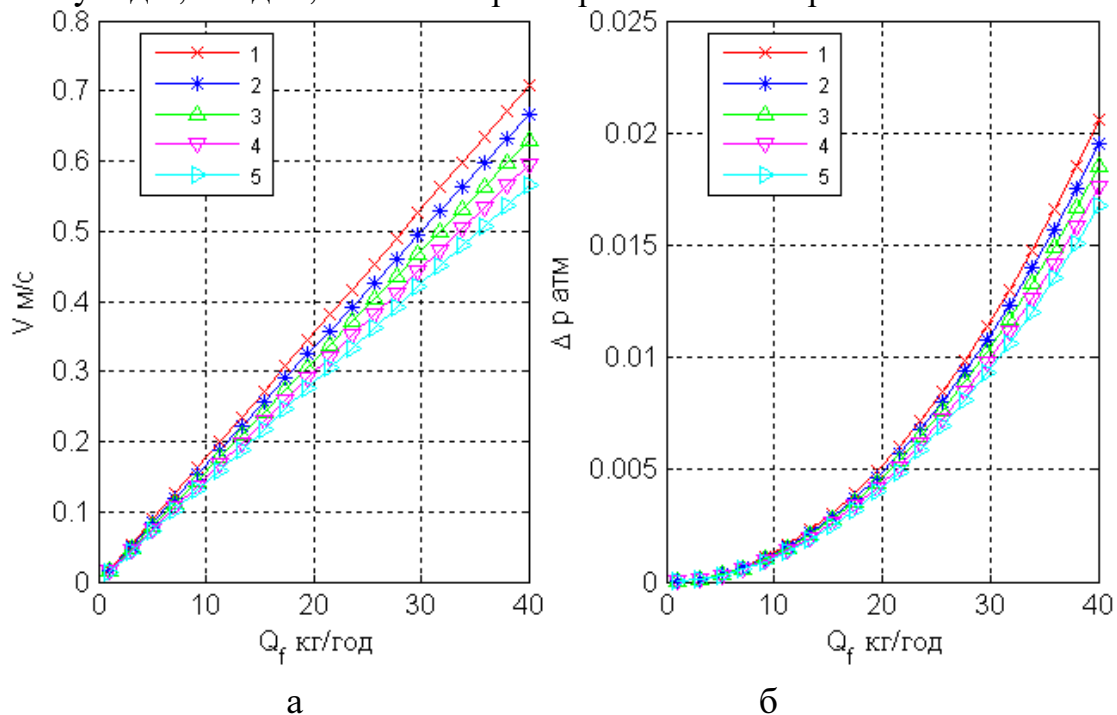


Рис. 3. Графічні залежності *а* - швидкості рідини  $V$   $м/с$  і *б* - перепаду тиску  $\Delta p$   $атм$  від масової витрати рідини  $Q_f$  через форсунку:

1 -  $p = 800,0; \mu = 0,02$ ; 2 -  $p = 850,0; \mu = 0,04$ ; 3 -  $p = 900,0; \mu = 0,06$ ; 4 -  $p = 95,0; \mu = 0,08$ ; 5-  $p = 1000,0; \mu = 0,1$ .

**Висновки.** В результаті проведених теоретичних досліджень режимних параметрів потоку рідини в розпилювачі встановлено, що середня швидкість потоку рідини залежить від масової витрати рідини і для прийнятих геометричних параметрів розпилювача і заданої

масової витрати рідини може змінюватися від 0,1 до 0,8 м/с, а перепад тиску при цьому змінюється 0,005 до 0,025 атм.

#### Література

1. *Попков П.А.* Корма и биологически активные вещества / П.А. Попков, В.И. Фисинин, И.А. Егоров. - Минск: Беларуская навука, 2005. - 882 с.
2. *Макаров Ю.М.* Основы расчета процессов смешивания сыпучих материалов. Исследование и разработка смесительных аппаратов: атореф. дис. на соискание учен. степ. докт. техн. наук: спец. 05.17.08 «Процессы и аппараты химических технологий» / Ю.М. Макаров. - М., 1975. - 48 с.
3. *Иванец Г.Е.* Интенсификация процессов гомогенизации и диспергирования при получении сухих, увлажненных и жидких комбинированных продуктов: атореф. дис. на соискание учен. степ. докт. техн. наук: спец. 05.18.12 «Процессы и аппараты пищевых производств» / Г.Е.Иванец. - Кемерово, 2001. - 45 с.
4. *Александровский А.А.* Исследование процесса смешивания и разработка аппаратуры для приготовления композиций, содержащих твердую фазу: атореф. дис. на соискание учен. степ. докт. техн. наук: спец. 05.17.08 «Процессы и аппараты химических технологий» / А.А. Александровский. - Казань, 1976. - 48 с.
5. *Садов В.В.* Обоснование параметров процесса ввода жидких компонентов при измельчении фуражного зерна в молотковой дробилке: атореф. дис. на соискание учен. степ. канд. техн. наук: спец. 05.20.01. «Технология и средства механизации сельского хозяйства» / В.В. Садов. - Барнаул, 2005. - 20 с.
6. *Бакин И.А.* Разработка смесительного агрегата для переработки сыпучих материалов с небольшими количествами жидкости: атореф. дис. на соискание учен. степ. канд. техн. наук: спец. 05.18.12 «Процессы и аппараты пищевых производств» / И.А. Бакин - Кемерово, 1998. - 25 с.
7. *Демидов П.Г.* Технология комбикормового производства / Демидов П.Г. - М.: Колос, 1968. - 224 с.
8. *Рудич Л.Ю.* Оборудование для производства комбикормов в хозяйствах / Л.Ю. Рудич, С.П. Рыжов // Комбикормовая промышленность. - 1999. - №5. - С. 12-14.
9. *Шаршуков В.А.* Выбор технологии ввода жидких добавок в комбикорма / В.А. Шаршуков // Достижение науки и техники АПК. - 1999. - №12. - С. 22-25.
10. *Славкова Л.Г.* Інтенсифікація процесу збагачення комбікормів жиророзчинними вітамінами / Л.Г. Славкова, О.А.Науменко, І.Г. Бойко // Сучасні проблеми вдосконалення технічних систем і

технологій у тваринництві: Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. - Харків, 2011. - Вип.108. - С. 98-103.

11. *Пажи Д.Г.* Распыливающие устройства в химической промышленности / Д.Г. Пажи, А.А.Корягин, Э.Л. Ламм - М.: Химия, 1975. - 200 с.

12. Распыливание жидкости / Ю.Ф.Дитякин, Л.А. Клячко, Б.В. Новиков, В.И. Ягодкин/. - М.: Машиностроение, 1977. - 208 с.

13. *Константинов Ю.М.* Гидравлика / Ю.М. Константинов - Киев: Выща шк.,-1988, - 398 с.

### **ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПОТОКА ЖИДКОСТИ В РОЗПИЛЮВАЧІ С ДРОССЕЛЬНОЮ МЕМБРАНОЮ**

Славкова Л.Г.

#### *Аннотация*

**Приведены результаты теоретических исследований режимных параметров потока жидкости в распылителе и получены зависимости средней скорости движения жидкости и перепаду давления от массового расхода жидкости через распылитель.**

### **THEORETICAL RESEARCHES OF REGIME PARAMETERS OF STREAM OF LIQUID IN WITH A CHOKE MEMBRANE**

Slavkova l.

#### *Summary*

**The results of theoretical researches of regime parameters of stream of liquid are resulted in a nebulizer and got dependence of middle rate of movement of liquid and overfall of pressure from the mass expense of liquid through a nebulizer.**



УДК 631.373.004.12:636

## **ВИЗНАЧЕННЯ ФАКТОРІВ, ЩО ВПЛИВАЮТЬ НА ЙМОВІРНІСТЬ БЕЗВІДМОВНОЇ РОБОТИ ФЕРМСЬКОЇ ТЕХНІКИ ПРИ РОЗРАХУНКУ КІЛЬКОСТІ ЗАПАСНИХ ЧАСТИН**

Болтянський О.В., к.т.н.,

Болтянська Н.І., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел/факс (0619) 42-04-42, 42-05-70

**Анотація** – в роботі розглянуто залежність ймовірності безвідмовної роботи від коефіцієнта варіації, розміру вибірки та квантилі нормального розподілу при визначенні потреби в запасних частинах для машин і обладнання у тваринництві при розподілі ресурсу їх деталей за нормальним законом.

**Ключові слова** – запасні частини, коефіцієнт варіації, ймовірність безвідмовної роботи, розмір вибірки, обладнання тваринництва.

*Постановка проблеми.* Скорочення парку техніки для механізації процесів виробництва продукції тваринництва, яке відбувається останніми роками, призвело до зменшення валового продукту цієї галузі при одночасному скороченні поголів'я худоби. Валовий обсяг виробництва продовольства зменшується пропорційно зниженню технічного оснащення сільськогосподарських підприємств [1-3]. Підвищити ефективність виробництва продукції тваринництва можна за рахунок безвідмовної роботи у виробничому циклі, чим зумовлено задачу забезпечення необхідної їх надійності. Серед методів підвищення надійності машин і обладнання тваринницьких ферм є забезпечення їх необхідною кількістю запасних частин [4,5].

*Аналіз останніх досліджень.* Існуючі методики визначення потреби в запасних частинах ґрунтуються, в основному, на даних про середній ресурс, що не дозволяє отримати необхідну точність при розрахунках. Тому розрахунки ведуться за гамма-відсотковим ресурсом.



*Формулювання цілей статті.* Визначення факторів, що впливають на ймовірність безвідмовної роботи при розрахунку кількості запасних частин.

*Основна частина.* В результаті досліджень було встановлено, що ймовірність безвідмовної роботи при визначенні потреби в запасних частинах для машин і обладнання у тваринництві, ресурс яких підпорядковується нормальному закону залежить від коефіцієнта варіації, розміру вибірки та квантилі нормального розподілу.

Розглянемо методику визначення ймовірності безвідмовної роботи  $\gamma$  (рис. 1).

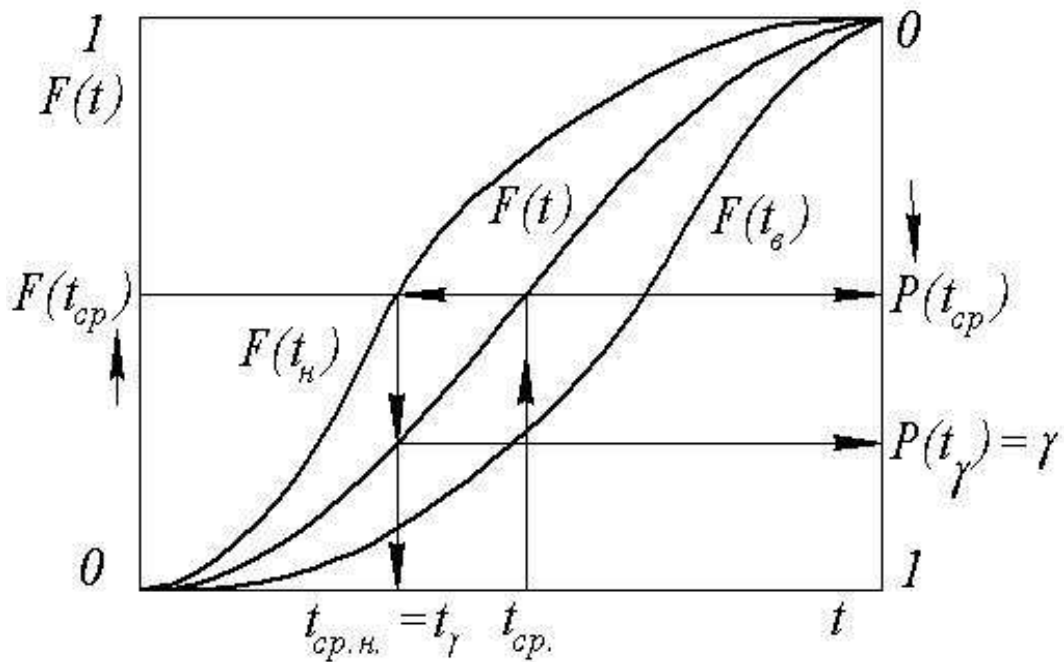


Рис.1. До визначення ймовірності безвідмовної роботи  $\gamma$ .

На рисунку подано функцію відмов  $F(t)$  і ймовірність безвідмовної роботи  $P(t)$  у зворотному напрямку осі ординат, а на осі абсцис – поточний час  $t$  у одиницях напрацювання.

Представлена функція відмов характеризує часткову статистичну вибірку, яка не завжди може охарактеризувати дійсну генеральну сукупність, так як не враховує окремі ймовірності та статистичні характеристики, наприклад, обсяг вибірки, прийняту довірку ймовірність  $\beta$ . Тому доцільно при розрахунку запасних частин скористатися не середнім ресурсом, а нижньою двобічною оцінкою середнього ресурсу, яка чисельно дорівнює гамма-відсотковому ресурсу на лінії функції відмов. Маючи значення гамма-відсоткового ресурсу, можна за відомими залежностями визначити ймовірність безвідмовної роботи  $\gamma$ . Формули для визначення точкових оцінок середнього ресурсу  $t_{cp}$  та гамма-відсоткового ресурсу  $t_{\square}$  наведено в табл.1.

Для нормального розподілу нижню двобічну довірчу межу середнього ресурсу з довірчою ймовірністю  $\beta$  розраховують за формулою [6]:

$$t_{cpn} = t_{cp} - K_n Z_\beta \sigma, \tag{1}$$

де  $K_n$  – коефіцієнт нижньої двобічної межі середнього ресурсу  $t_{cp}$ ;

$$K_n = \sqrt{\frac{1}{N}}, \tag{2}$$

де  $N$  – розмір вибірки;

$Z_\beta$  – квантиль нормального розподілу для довірчої ймовірності  $\beta$  [7].

Таблиця 1 – Формули для визначення точкових оцінок середнього ресурсу  $t_{cp}$  та гамма-відсоткового ресурсу  $t_\gamma$

Показник	Розподіл		
	нормальний	Вейбулла	експоненціальний
Параметр форми	$t_{cp}$	$\alpha$	$\lambda$
Параметр масштабу	$\sigma$	$b$	–
Середній ресурс $t_{cp}$	$t_{cp}$	$\alpha^{\frac{1}{b}} \Gamma\left(1 + \frac{1}{b}\right)$	$\frac{1}{\lambda}$
Гамма-відсотковий ресурс $t_\gamma$	$0,5 - 0,5\Phi\left(\frac{t_\gamma - t_{cp}}{\sigma}\right) = \frac{\gamma}{100}$	$\alpha^{\frac{1}{b}} \left(-\ln \frac{\gamma}{100}\right)^{\frac{1}{b}}$	$\frac{1}{\lambda} \left(-\ln \frac{\gamma}{100}\right)$

Замінивши  $\alpha$  на  $Vt_{cp}$ , маємо:

$$t_{cpn} = t_{cp} \left(1 - \sqrt{\frac{1}{N}} Z_\beta V\right). \tag{3}$$

При введенні коефіцієнту  $K_I$ , який буде залежати від розміру вибірки  $N$ , квантилі нормального розподілу  $Z_\beta$  та коефіцієнта варіації  $V$ :

$$K_I = 1 - \sqrt{\frac{1}{N}} Z_\beta V. \tag{4}$$

Нижня двобічна довірча межа середнього ресурсу буде дорівнювати

$$t_{cpn} = K_I t_{cp}. \tag{5}$$

Звідки

$$K_I = \frac{t_{cp.n}}{t_{cp.}}. \quad (6)$$

В нашому випадку  $t_{cp.n}$  дорівнює  $t_\gamma$ , а коефіцієнт гамма-відсоткового ресурсу  $K_\gamma$

$$K_\gamma = \frac{t_\gamma}{t_{cp.}}, \quad (7)$$

то можемо стверджувати, що

$$K_I = K_\gamma. \quad (8)$$

Підставивши в (7) формулу для визначення гамма-відсоткового ресурсу  $t_\gamma$  (табл. 1) отримаємо

$$K_\gamma = 1 - \frac{2Ve^{\frac{1}{2} \left( \frac{0,5 - \gamma}{0,5} \right)^2}}{\sqrt{2\pi}}. \quad (9)$$

Згідно (8)

$$1 - \frac{2Ve^{\frac{1}{2} \left( \frac{0,5 - \gamma}{0,5} \right)^2}}{\sqrt{2\pi}} = 1 - \sqrt{\frac{1}{N}} Z_\beta V. \quad (10)$$

Звідки маємо

$$\gamma = 0,5 \left[ 1 - \Phi \left( \frac{Z_\beta}{\sqrt{N}} \right) \right]. \quad (11)$$

Звідси можна знайти необхідну ймовірність безвідмовної роботи  $\gamma$ , яка залежить від розміру вибірки  $N$ , коефіцієнта варіації  $V$  та квантилі нормального розподілу  $Z_{0,9}$ .

Результати розрахунків занесені в таблицю 2.

Таблиця 2 – Залежність ймовірності безвідмовної роботи  $\gamma$  від розміру вибірки  $N$  і квантилі нормального розподілу  $Z_{0,9}$

$\frac{Z_{0,9}}{\sqrt{N}}$	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4
$1 - \Phi\left(\frac{Z_{0,9}}{\sqrt{N}}\right)$	0,50	0,421	0,345	0,274	0,212	0,159	0,115	0,082
$100\gamma, \%$	50	57,9	65,5	72,6	78,8	84,1	88,5	91,9

*Висновки.* Застосування у розрахунках кількості запасних частин середнього ресурсу супроводжується досить низькими значеннями ймовірності безвідмовної роботи, тому розрахунки ведуться за гамма-відсотковим ресурсом [8]. Ймовірність безвідмовної роботи при визначенні потреби в запасних частинах для машин і обладнання у тваринництві, ресурс яких підпорядковується нормальному закону залежить від коефіцієнта варіації, розміру вибірки та квантилі нормального розподілу.

Отримані аналітичні вирази дозволяють визначити необхідну і достатню ймовірність безвідмовної роботи, якою потрібно задаватись при визначенні потреби в запасних частинах для машин і обладнання у тваринництві при розподілі ресурсу вузлів і деталей за нормальним законом.

#### *Література*

1. Молодик М.В. Напрями формування і функціонування структур системи технічного сервісу в агропромисловому комплексі України // Мех. і електр. с.г: Міжвід. темат. наук. зб. /ННЦ „ІМЕСГ” УААН. – Глеваха, 2003. – Вип. 88.-С.15-23.
2. Забезпечення надійності сільськогосподарських машин технологічними методами. Бойко А.І., Карабиньош С.С., Новицький А.В., Сиволапов В.А.// „Підвищення надійності відновлюємих деталей машин”. Вісн. ХДТУСГ: Зб. наук. пр. – Харків: ХДТУСГ, 2003. Вип.14.– С. 47-52.
3. Гуков Я., Сидорчук О., Бурилко А. Науковий супровід машинно-технологічного забезпечення реформованих сільськогосподарських підприємств // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: Зб. наук. пр. – Дослідницьке: УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, 2004. – Вип. 7 (21). С.20-25.
4. Молодик М.В. Теоретичні основи формування системи технічного сервісу в агропромисловому виробництві //Механізація та

електрифікація сільського господарства: Міжвідомчий темат. наук. зб. /ННЦ „ІМЕСГ” УААН. –Глеваха, 2003. – Вип. 87.-С. 20-32.

5. Мельник І.І., Демко А.А., Войтюк В.Д. Концепція формування технічного сервісу в АПК // Механізація сільськогосподарського виробництва: Зб. наук. пр. Національного аграрного університету Т. 8. –К.: НАУ, 2000. –С. 313-315.

6. Справочник по надежности. Т.1 /Пер. с англ., Под ред. Б.Р.Левина. - М.: Мир, 1969. - 339 с.

7. Шор Я. Б., Кузьмин Ф. И. Таблицы для анализа и контроля надежности. – М.: Сов. Радио. 1968. – 228 с.

8. Болтянська Н.І. До правомірності заміни середнього ресурсу гамма-відсотковим при розрахунку кількості запасних частин для тваринництва // Праці ВДАУ.- Вінниця, 2004. - Вип.21.-С. 133-136.

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ФАКТОРОВ, ВЛИЯЮЩИХ НА ВЕРОЯТНОСТЬ БЕЗОТКАЗНОЙ РАБОТЫ СЕЛЬХОЗТЕХНИКИ ПРИ РАСЧЕТЕ КОЛИЧЕСТВА ЗАПАСНЫХ ЧАСТЕЙ**

Болтянский О.В., Болтянская Н.І.

### *Анотація*

**В работе показана зависимость вероятности безотказной работы от коэффициента вариации при определении необходимых запасных частей для машин и оборудования в животноводстве .**

## **DETERMINATION OF FACTORS AFFECTING THE PROBABILITY OF FAILURELESS WORK AT THE CALCULATION OF QUANTITY OF SPARE PARTS**

O. Boltyanskiy, N. Boltyanskaya

### *Summary*

**Dependence of the probability of failureless work on the coefficient of variation, the size of a sample and the quantile of normal distribution at determination of quantity of spare parts for livestock reeding machines and equipment at the distribution of components' lifetime on the normal law.**



УДК65.012.12:771.537.3:635.67

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ И ФОРМЫ ШИПОВ МОЛОТИЛЬНО-СЕПАРИРУЮЩЕГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ ПОЧАТКОВ КУКУРУЗЫ

Брагинец Н.В., д.т.н.,

Бахарев Д.Н., к.т.н.,

Демченко В.Н., к.т.н.

*Луганский национальный аграрный университет,*

*Тел. 0642-96-74-06*

**Аннотация** – доказана целесообразность поиска биологических прототипов шипов молотильной камеры МСУ для кукурузы. Определено направление исследования рабочих органов биологических прототипов.

**Ключевые слова** – шип, аналогия, бионика, кривые Безье.

*Постановка проблемы.* С целью снижения количества повреждений зерна в МСУ для початков кукурузы используются рабочие органы способные дифференцированно воздействовать на початки. Под понятием дифференцированного воздействия следует понимать автоматическое регулирование обмолачивающих сил в молотильной камере в зависимости от сопротивления обмолоту. Принципы дифференцированного обмолота в МСУ реализуются путем обеспечения блочности конструкции, автоматического регулирования зазоров в молотильной камере, изменением способа подачи початков в МСУ, а также автоматической регулировкой скорости обмолачиваемого материала по длине ротора. Кроме того, все вышеперечисленные пути дифференцирования обмолота кукурузы зависят от правильного выбора конструкции и формы шипов в молотильной камере.

В настоящее время нет единого мнения об эффективной конструкции и форме шипов для МСУ, применяемых при обмолоте початков кукурузы. Это указывает на отсутствие единой теории конструирования шипов и недостаточное количество экспериментальных данных.

*Анализ последних исследований и публикаций.* Изучением влияния конструкции и формы шипов на эффективность процесса обмолота початков кукурузы занимались известные ученые: И.Н. Гуров, И.А. Петунина, В.С. Кравченко, Кликович Рышард, Н.В. Сережина, Т.К. Тоганбаева и др. [1-6]. Работы вышеперечисленных ученых направлены на определение рациональной скорости вращения ротора, при

которой зерно эффективно отделяется от целого початка, соударяясь с шипами ротора и деки. В существующих конструкциях МСУ данная скорость ротора - величина постоянная. Однако после того как целостность початка нарушена (отделены несколько участков с зернами) сопротивление обмолоту уменьшается и скорость ротора, используемая ранее, становится неоправданно высокой, что приводит к появлению значительного количества поврежденных зерен.

*Целью исследований* является разработка теоретических предпосылок для определения рациональных конструктивных параметров шипов молотильной камеры МСУ для початков кукурузы.

*Результаты исследований.* В существующих конструкциях МСУ для обмолота початков кукурузы наибольшее распространение получили штифты квадратной, круглой и фасонной формы (рис. 1) [1-6].

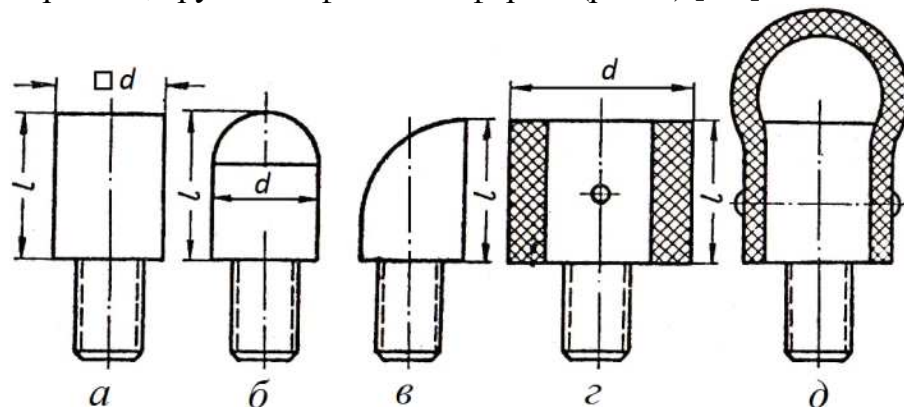


Рис. 1. Формы штифтов:

*a* – квадратные ( $l = 20-50$  мм); *б* – круглые ( $d = 20-40$  мм;  $l = 20-50$  мм);  
*в* – фасонные; *г, д* – покрытые резиной.

Эффективность вышеприведенных шипов проверялась многими исследователями экспериментальным путем, в результате чего определено, что наиболее целесообразными для обмолота с минимальным количеством повреждений зерна являются круглые шипы (см. рис.1 *б*) с покрытой резиной цилиндрической частью (см. рис.1 *г*) и фасонные шипы (рис.1 *в*). Однако у круглых шипов в молотильной камере работает только одна половина, поэтому очевидно, что научный и практический интерес представляют фасонные шипы. Кривизна поверхности фасонных шипов требует научного обоснования.

Очевидным является тот факт, что кривизна поверхности фасонного шипа должна быть такой, чтобы площадь контакта одного отдельного зерна и шипа стремилась к максимуму. В этом случае давление на зерно со стороны шипа, возникающее при обмолоте, будет распределено по максимально возможной поверхности контакта, что снизит вероятность появления повреждений. Из вышеизложенного следует, что

контактирующая поверхность шипа должна быть соизмерима с размером и формой зерна.

Опыт использования обрезиненных шипов показывает, что они наносят минимальное количество повреждений, однако надежность таких шипов очень низкая, поскольку большинство видов резиновых покрытий очень быстро изнашиваются в жестких условиях постоянного трения в молотильной камере. Минимизация повреждений достигается тем, что в момент контакта шипа и зерна в резиновом покрытии образуется углубление, которое стремится максимально охватить зерно, что не только снижает влияние ударных сил, превышающих допустимые значения, но и увеличивает поверхность трения. На основании вышеизложенного следует, что эффективные стальные шипы, по аналогии с обрезиненными шипами, должны снижать влияние ударных сил, превышающих допустимые значения, и обеспечить максимально возможную поверхность трения. Снижение влияния ударных сил, превышающих допустимые значения, достигается путем применения подпружиненных обмолачивающих элементов.

Основная сложность при разработке эффективных шипов заключается в обеспечении максимально возможной поверхности трения. Однако не сложно заметить, что данная проблема решена в живой природе, точнее говоря насекомыми (амбарными вредителями). Поверхность их жвал (челюстей) и когтей на лапках такова, что они с легкостью прикрепляются к зерну, охватывая его всей поверхностью своих рабочих органов. Суть такого успеха насекомых скрыта в форме и кривизне поверхности их рабочих органов. В этом можно легко убедиться, увеличив при помощи стереомикроскопа Stemi 2000-C рабочие органы насекомых до таких размеров, чтобы кривизна их поверхности была соизмерима с кривизной поверхности зерен в початке кукурузы (рис. 2).

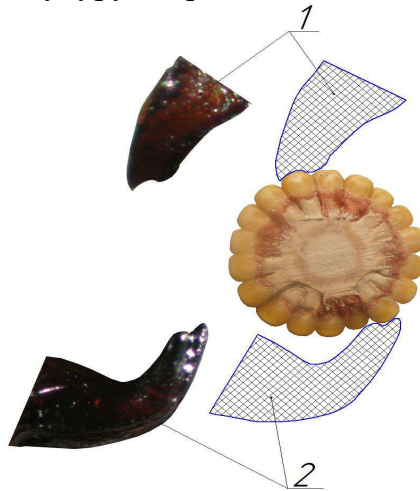


Рис. 2. Сопоставление форм рабочих органов насекомых и зерна в початке кукурузы:  
1 – жвала Зернового точильщика;  
2 – жвала Большого темного хрущака.



На основании рис.2. можно прийти к выводу, что для создания эффективных шипов молотильной камеры МСУ для кукурузы необходимо разработать методику математического описания рабочих органов биологических прототипов. Для этого необходимо использовать определённый алгоритм действий. Алгоритм изучения биологических прототипов рабочих органов изложен в работах профессора Л.Ф. Бабицкого (рис. 3) [7].

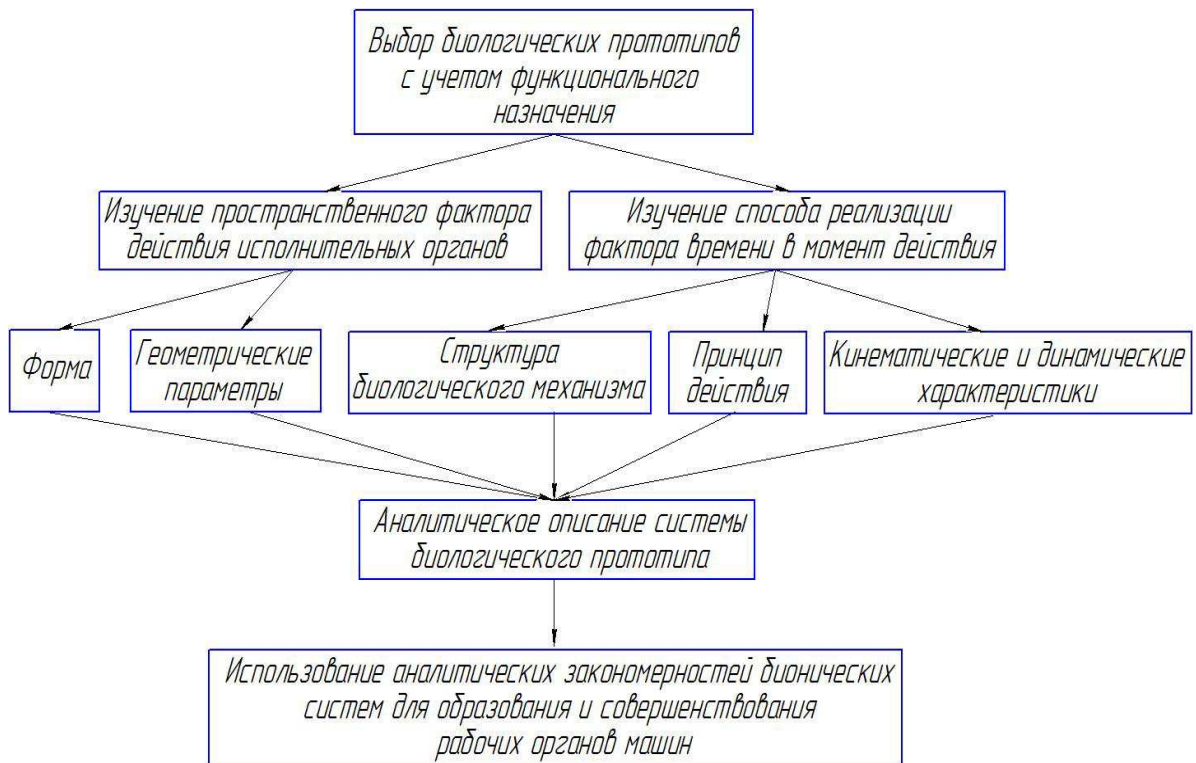


Рис. 3. Алгоритм изучения биологических прототипов рабочих органов машин.

Как видно из рис. 3. форма и кривизна поверхности рабочих органов биологических прототипов неразрывно связаны с аналитическим описанием системы рабочих органов новых машин. Следовательно, достижение цели данных исследований возможно в результате разработки адекватной методики аналитического описания кривизны и формы рабочих органов биологических прототипов.

Разработать данную методику можно методом моделирования поверхностей кривыми Безье. Данные кривые позволяют получить математические модели кривых рабочих органов различных биологических прототипов, а их анализ позволит выделить искомые инварианты для решения возникшей проблемы.

Для описания поверхности рабочих органов биологических прототипов целесообразно применять квадратичные и кубические кривые Безье, а также кривые высших степеней [8].

В общем случае кривая Безье - это параметрическая кривая, задаваемая выражением [8]:

$$B(t) = \sum_{i=0}^n P_i b_{i,n}(t), \quad 0 < t < 1, \quad (1)$$

где  $P_i$  - функция компонент векторов опорных вершин;  
 $b_{i,n}(t)$  - полином Бернштейна.

$$b_{i,n}(t) = \binom{n}{i} t^i (1-t)^{n-i}, \quad (2)$$

$$\binom{n}{i} = \frac{n!}{i!(n-i)!}, \quad (3)$$

где  $n$  - степень полинома;  
 $i$  - порядковый номер опорной вершины.

Квадратичная кривая Безье ( $n = 2$ ) задаётся 3-мя опорными точками:  $P_0$ ,  $P_1$  и  $P_2$  (рис.4) [8].

$$B(t) = (1-t)^2 \cdot P_0 + 2 \cdot t \cdot (1-t) \cdot P_1 + t^2 \cdot P_2, \quad t \in [0,1] \quad (4)$$

Для построения квадратичных кривых Безье требуется выделение двух промежуточных точек  $Q_0$  и  $Q_1$  из условия, чтобы параметр  $t$  изменялся от 0 до 1 [9]:

- точка  $Q_0$  изменяется от  $P_0$  до  $P_1$  и описывает линейную кривую Безье;
- точка  $Q_1$  изменяется от  $P_1$  до  $P_2$  и также описывает линейную кривую Безье;
- точка  $B$  изменяется от  $Q_0$  до  $Q_1$  и описывает квадратичную кривую Безье.

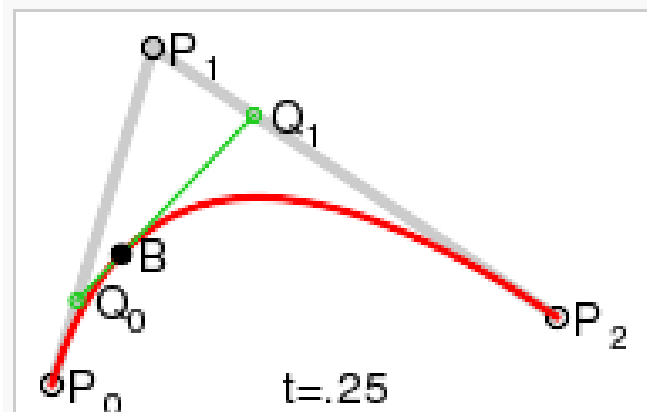


Рис. 4. Построение квадратичных кривых Безье.

Кубические кривые Безье ( $n = 3$ ) в параметрической форме описываются следующим уравнением [8] (рис. 5):

$$B(t) = (1-t)^3 \cdot P_0 + 3 \cdot t \cdot (1-t)^2 \cdot P_1 + 3 \cdot t^2 \cdot (1-t) \cdot P_2 + t^3 \cdot P_3, \quad t \in [0,1] \quad (5)$$

Четыре опорные точки  $P_0, P_1, P_2$  и  $P_3$ , заданные в 2-х или 3-х мерном пространстве определяют форму кривой [8].

Линия берёт начало из точки  $P_0$ , направляясь к  $P_1$ , и заканчивается в точке  $P_3$ , подходя к ней со стороны  $P_2$ . То есть кривая не проходит через точки  $P_1$  и  $P_2$ , они используются для указания её направления. Длина отрезка между  $P_0$  и  $P_1$  определяет, как скоро кривая повернёт к  $P_3$ .

В матричной форме кубическая кривая Безье записывается следующим образом [8]:

$$B(t) = \begin{bmatrix} t^3 & t^2 & t & 1 \end{bmatrix} M_B \begin{bmatrix} P_0 \\ P_1 \\ P_2 \\ P_3 \end{bmatrix}, \quad (6)$$

где  $M_B$  называется базисной матрицей Безье [8].

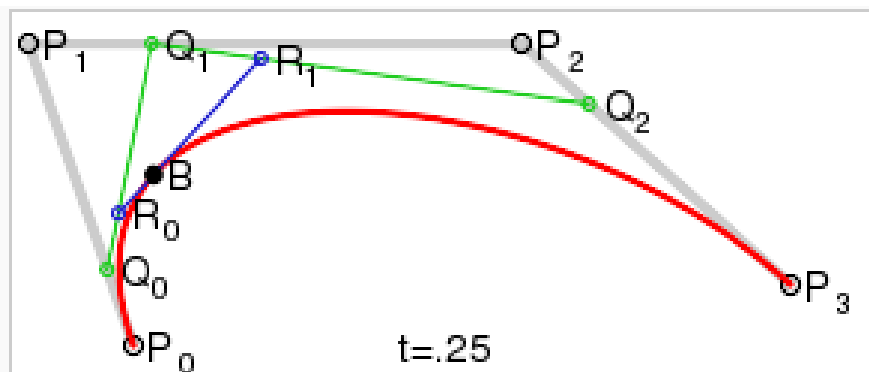


Рис. 5. Построение кубических кривых Безье.

Для построения кривых высших порядков соответственно требуется и больше промежуточных точек. Для кривых четвёртой степени необходимо четыре точки  $Q_0, Q_1, Q_2$  и  $Q_3$ , описывающие линейные кривые,  $R_0, R_1$  и  $R_2$ , которые описывают квадратичные кривые, а также точки  $S_0$  и  $S_1$ , описывающие кубические кривые Безье (рис. 6) [8].

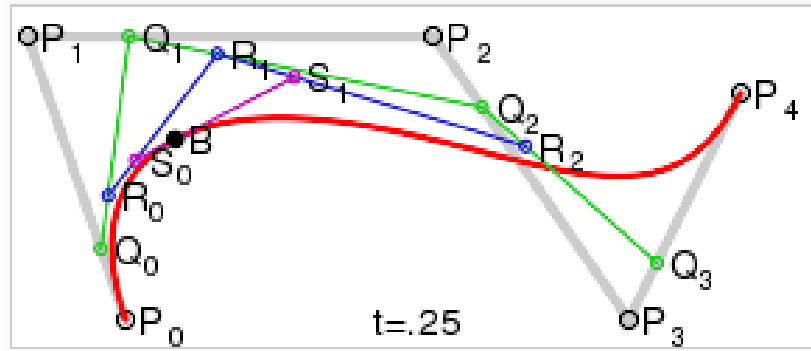


Рис. 6. Построение кривых высших порядков.

Применение данной методики значительно упрощает компьютерное моделирование искомых кривых, цель которого – поиск инвариантов в многообразии форм рабочих органов биологических прототипов.

#### Выводы.

1. В настоящее время нет единого мнения об эффективной конструкции и форме шипов для МСУ, применяемых при обмолоте початков кукурузы.
2. Основная сложность при разработке эффективных шипов заключается в обеспечении максимально возможной поверхности трения.
3. Пути решения подобных задач целесообразно искать в живой природе с последующим адекватным аналитическим описанием полученных результатов.
4. Для описания поверхности рабочих органов биологических прототипов целесообразно применять квадратичные и кубические кривые Безье, а также кривые высших степеней.
5. После получения параметрических уравнений кривых Безье целесообразно выделить инварианты для всех рабочих органов, и на их основании построить единую теорию проектирования шипов для МСУ.

#### Литература

1. Гуров И.Н. Механико-технологические основы обмолота кукурузы: автореф. дис на соискание уч., степени д-ра. техн. наук: спец. 05.06.01 «Сельскохозяйственные машины» / И.Н. Гуров. – Новочеркасск, 1965. - 37 с.
2. Петунина И.А. Разработка ресурсосберегающих процессов очистки и обмолота початков семенной кукурузы: автореф. дис на соискание уч., степени д-ра. техн. наук: спец. 05.20.01 «Технологии и средства механизации сельского хозяйства» / И.А. Петунина. - Краснодар, 2009. – 44 с.
3. Кравченко В.С. Исследование планетарного початкоотделяющего аппарата с активным вальцовым подбарабаньем для обмолота кукурузы:

- автореф. дис на соискание уч., степени канд. техн. наук: спец. 05.06.01 «Сельскохозяйственные машины» / В.С. Кравченко. – Краснодар, 1974. - 25 с.
4. *Кликович Рьшард*. Исследование процесса обмолота кукурузы: дис.... канд. техн. наук: 05.06.01 / Рьшард Кликович. – Х., 1959. - 149 с.
5. *Сережина Н.В.* Исследование винтового молотильного устройства на обмолоте початков кукурузы: автореф. дис на соискание уч., степени канд. техн. наук: спец. 05.06.01 «Сельскохозяйственные машины» / Н.В. Сережина. – Кишинев, 1967. – 21 с.
6. *Тоганбаев Т.К.* Исследование процесса обмолота кукурузы штифтовыми и лопастными барабанами: автореф. дис на соискание уч., степени канд. техн. наук: спец. 05.06.01 «Сельскохозяйственные машины» / Т.К. Тоганбаев. – Ростов-на-Дону, 1967. – 21 с.
7. *Бабицький Л.Ф.* Біонічні напрями розробки ґрунтообробних машин / Бабицький Леонід Федорович. – К.: Урожай, 1998. – 164 с.
8. Материал из Википедии - свободной энциклопедии. Режим доступа: <http://ru.wikipedia.org/wiki/Кривые> Безье.

## **ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНОЇ КОНСТРУКЦІЇ І ФОРМИ ШИПІВ МОЛОТИЛЬНО-СЕПАРУЮЧОГО ПРИСТРОЮ ДЛЯ КАЧАНІВ КУКУРУДЗИ**

Брагінець М.В., Бахарєв Д.М., Демченко В.М.

### *Анотація*

**Доведена доцільність пошуку біологічних прототипів шипів молотильної камери МСУ для кукурудзи. Визначений напрям дослідження робочих органів біологічних прототипів.**

## **DETERMINATION OF RATIONAL CONSTRUCTION AND FORM OF THORNS OF THRESHING AND SEPARATING DEVICES FOR CORN-COBS**

N. Braginetz, D. Bakharev, V. Demchenko

### *Summary*

**Expedience of search of biological prototypes of thorns of a thresh chamber is proved to TSD for a corn. Direction of research of workings organs of biological prototypes is certain.**



УДК 631. 313. 02

## ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССА ОБРАБОТКА ПОЧВЫ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ БОЛЕЕ СОВЕРШЕННЫХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ

Брагинец Н. В. д. т. н.,

Демченко В.Н., к.т.н.,

Шовкопляс А. В., ст. преп.

*Луганский национальный аграрный университет,*

*Тел.: 0642-96-74-06*

**Аннотация** - в статье проанализированы конструктивные особенности конструкции рабочих органов дисковых борон. Проанализирована кинематика дисковых рабочих органов, определено значение действительной скорости точек рабочих поверхностей дисков, установлено соотношение между силами, действующими на проектируемый и традиционный дисковый рабочий орган.

**Ключевые слова** – обработка почвы, дисковый рабочий орган, плодородие почвы, экстенсивные технологии.

*Постановка проблемы* В последние 15...20 лет в сельском хозяйстве Украины серьезно встала проблема снижения почвенного плодородия, вызванная активным применением экстенсивные технологии возделывания сельскохозяйственных культур. Вынос питательных веществ не компенсировался пожнивными и растительными остатками, которые зачастую сжигались, а не запахивались, и органическими удобрениями, не вносимыми по причине снижения поголовья животных или отказа от животноводства вообще. Это и привело к деградации почв. В качестве дополнительного источника органических удобрений, как доказано многочисленными исследованиями, весьма эффективны измельченная солома и стебли других сельскохозяйственных культур, которые необходимо заделывать при безотвальной обработке почвы на глубину 0,10...0,12 м, что возможно сделать машинами с ротационными почвообрабатывающими рабочими органами.

В регионе Донбасса подготовка почвы под посев, например, озимых

осуществляется в наиболее засушливый период года, когда средняя многолетняя температура составляет 25...28°C, а относительная влажность воздуха – 60...65%. Обработка почвы под посев зависит от погодных условий; в сухую погоду наилучшие результаты получают при безотвальной обработке почвы на глубину 0,12...0,15 м.

Кроме того, дисковые почвообрабатывающие орудия менее энергоемки и более производительны.

*Анализ последних исследований и публикаций.* В развитие теоретических исследований, касающиеся сферических дисковых рабочих органов почвообрабатывающих машин, внесли вклад такие ученые как В. П. Горячкин, Ф. М. Канарев, И. М. Панов, N. Nerli, Г. Н. Синеоков, Х. А. Хачатрян, В. Ф. Стрельбицкий, В. С. Василинин, П. С. Нартов, E. D. Gordon, P. A. Taylor, E. A. Кочкин и другие.

Сферические диски в качестве рабочих органов орудий, применяемых для обработки почвы, с давних пор привлекают к себе внимание. Первые дисковые бороны широко продавались в США еще в 1880 году, авторство на которые принадлежало немецкому инженеру Шварцу. Эта борона состояла из целого ряда дисков, насаженных на один общий вал [1, 2].

Диски как рабочие органы используются в таких орудиях как плуги, лушпильники, сеялки, бороны, картофелесажалки и свеклоуборочные комбайны.

Наиболее часто (в странах СНГ и Украине) диски изготавливаются из стали 65Г, в некоторых случаях из стали 70Г. Рабочая зона дисков подвергается термической обработке токами высокой частоты до твердости HRC 35...45. Диаметр дисков средних борон составляет 450...500 мм, тяжелых борон для обработки на глубину до 25 см – 650 мм [3]. Зарубежные производители дисков («Bellotta», «Industriehof» и др.) используют более сложнолегированные стали, например, с добавлением бора обработанных до твердости HRC 48...51.

*Целью исследований* является разработка математических моделей процесса обработки почвы дисковыми обрабатывающими орудиями.

*Результаты исследований.* Рабочие органы почвообрабатывающих машин, оказывая на почву механическое действие, изменяют ее физико-механические свойства почвы, повышая тем самым ее потенциальную энергию, которая в дальнейшем используется растениями. При этом они должны обеспечивать надлежащее качество обработки почвы, высокую проходимость агрегата и минимальную энергоемкость выполняемого процесса. При анализе конструкций рабочих органов дисковых борон их можно классифицировать по таким признакам: по типу дисков; по форме отверстия под оси и по форме вырезов дисков. Классификация рабочих органов дисковых борон приведена на рис. 1.



Не смотря на то, что параметры дисковых рабочих органов определены, работа по их усовершенствованию продолжают [4-6].

В процессе работы дисковые рабочие органы совершают сложное движение: вместе с орудием они перемещаются поступательно и одновременно, за счет действия реактивных моментов, вращаются вокруг оси.

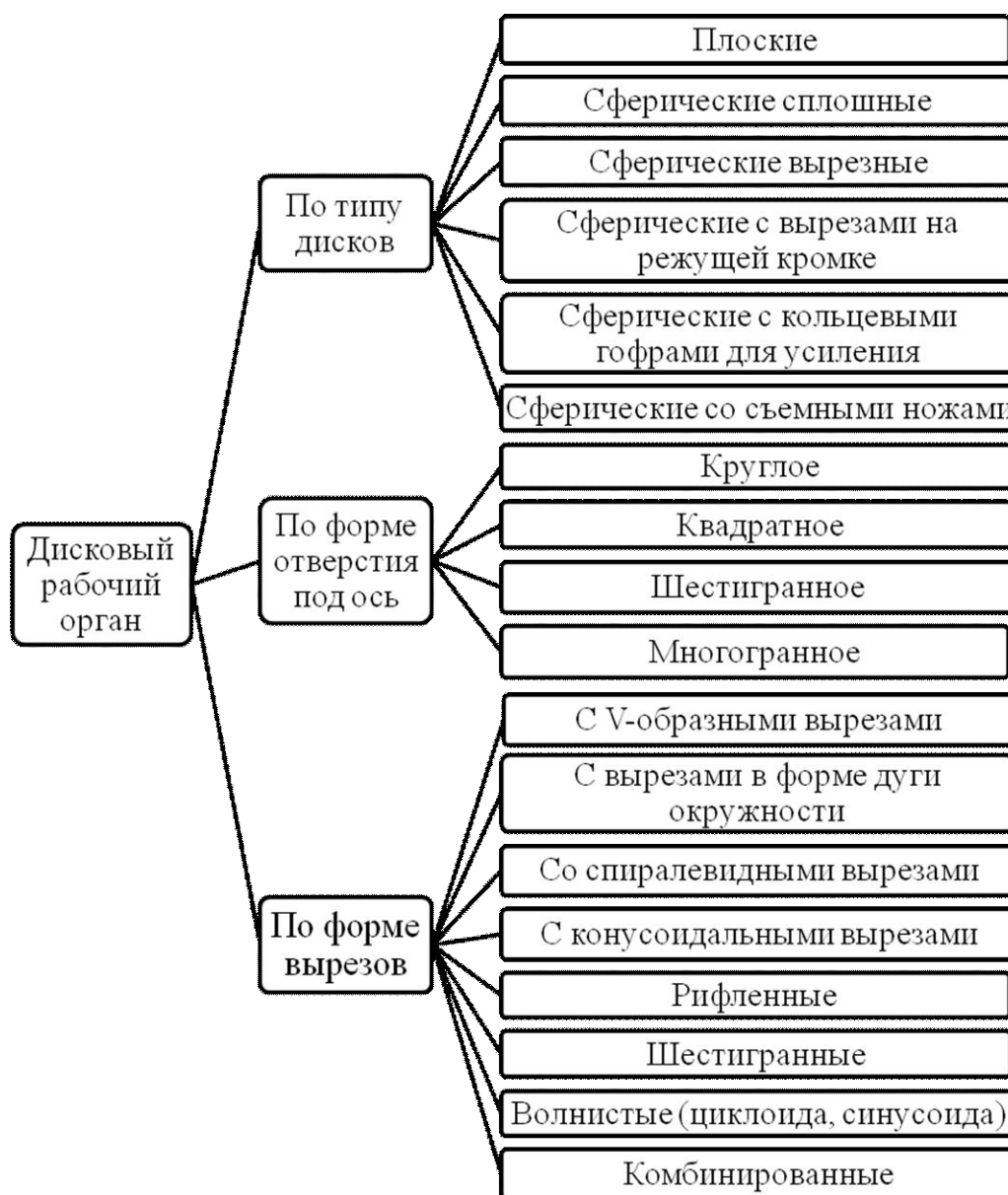


Рис. 1. Классификация рабочих органов дисковых борон.

Вращательное движение изменяет траекторию перемещения почвенной массы по рабочей поверхности диска и после схода с нее, а также влияет на характер резания почвы режущей кромкой дисковых рабочих органов.

Характер деформации и перемещений почвы под действием сферических дисков зависит от их диаметра и радиуса кривизны, угла



установки дисков в горизонтальной и вертикальной плоскостях, а также от размеров пласта, вырезаемого каждым диском. Существенное влияние оказывают также скорость поступательного движения машины и свойства почвы. Выбор значений перечисленных величин не может быть произвольным, так как для каждой группы дисковых рабочих органов установлены свои, выработанные практикой пределы. Отдельные геометрические элементы связаны между собой функциональными зависимостями [1-3, 7-10].

Диаметр диска является одним из основных его геометрических параметров.

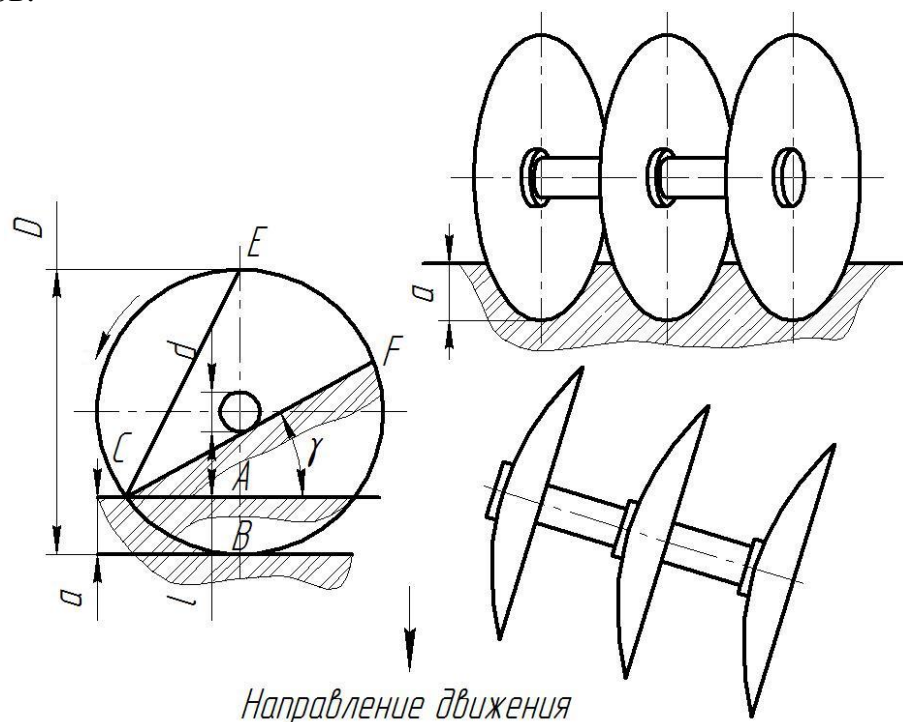


Рис. 2. К определению диаметра диска по условию заглубления при батарейном креплении рабочих органов.

Диаметр диска в зависимости от условий работы следует выбирать наименьшим, так как с увеличением диаметра диска резко возрастает сила, необходимая для заглубления диска в почву [7, 8, 9]. Диаметр диска зависит также от заданной глубины обработки почвы, которая, в свою очередь, ограничивается высотой вертикального просвета между поверхностью поля и распорными втулками, размещенными между смежными дисками (рис. 2).

Диаметр диска в этом случае рассчитывается по формуле:

$$D = 2a + d + 2l, \quad (1)$$

где  $a$  – глубина хода диска;  
 $d$  – диаметр распорной втулки;

$l$  – высота наползания пласта на диск по линии его вертикального диаметра.

Зависимость диаметра диска от глубины обработки, диаметра распорной втулки и угла наползания пласта на диск после подстановки значений соответствующих величин [3]

$$D = 2a \left( 1 + \frac{d}{2a} + \operatorname{tg}^2 \gamma + \operatorname{tg} \gamma \cdot \sqrt{1 + \frac{d}{2a} + \operatorname{tg}^2 \gamma} \right). \quad (2)$$

Для успешной работы дисковых борон диаметр их рабочих органов должен быть больше глубины обработки в 3...3,5 раза.

Радиус кривизны рабочей поверхности диска также является одним из важнейших параметров, определяющих качество обработки почвы. Чем меньше радиус кривизны, тем интенсивнее воздействует диск на почвенный пласт, лучше его оборачивает и сильнее разрушает.

При проектировании дисковых рабочих органов в основу расчета радиуса кривизны положен чисто геометрический принцип [2, 7, 10]. Радиус кривизны должен иметь такую величину, которая при заданном диаметре диска и угле атаки обеспечивает образование зазора между тыльной стороной режущей кромки диска и стенкой борозды.

Радиус кривизны рассчитываем по формуле:

$$R = \frac{D}{2 \sin \varphi}, \quad (3)$$

где  $\varphi$  – половина центрального угла дуги окружности, образуемой в результате сечения диска экваториальной плоскостью.

Угол  $\varphi$  находим из выражения

$$\varphi = \alpha - i - \varepsilon, \quad (4)$$

где  $i$  – угол заточки (принимается  $i=15...20^\circ$ ;

$\varepsilon$  – задний угол резания, т. е. угол между тыльной стороной режущей кромки диска и стенкой борозды.

Желательно, чтобы  $\varepsilon$  был близок к нулю [2, 7].

При определении расстояния между соседними дисками  $b$  вдоль оси батареи учитываются габаритные размеры распорных катушек и подшипников, длина батареи, позволяющая приспособливаться к неровностям поля, а также наличие на поверхности поля стерни и сорняков. Размер  $b$  должен быть больше глубины хода дисков, т. е.

$$b \geq 1,5 \cdot a. \quad (5)$$

При выборе значений  $D$  и  $b$  у борон и лушильников следует иметь в виду получение дна борозды определенного профиля с гребнями высотой  $c$ , зависящими от диаметра диска, угла установки  $\alpha$  и расстояния между смежными дисками  $b$  (рис. 3).

$$b = 2 \cdot \sqrt{c \cdot (D - c)} \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (6)$$

Эта формула устанавливает зависимость между  $b$ ,  $D$ ,  $c$  и  $\alpha$ .

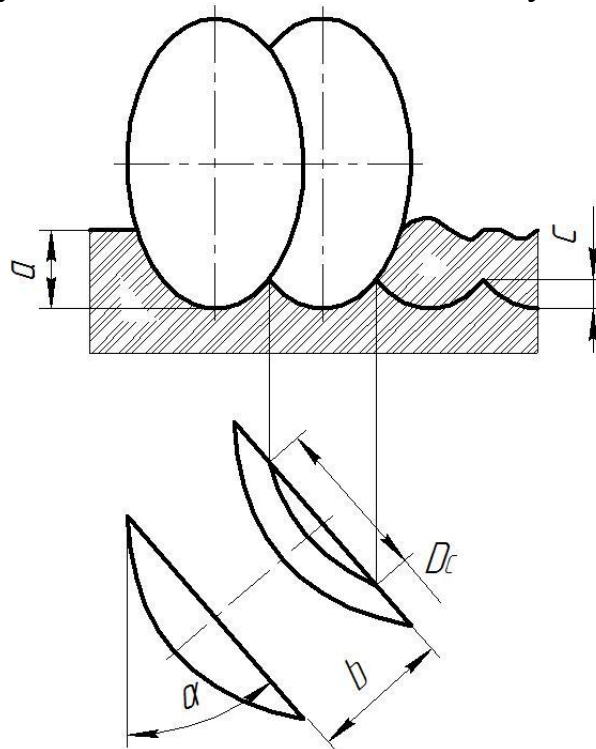


Рис. 3. Профиль дна борозды при обработке дисковой бороной.

При проектировании дисковых орудий зачастую определяют одну из этих величин по заранее выбранным значениям трех других.

Геометрия сферических дисков является решающим фактором обеспечения их работоспособности. При проектировании дисковых орудий, рекомендуемый угол установки дисков к направлению движения принимают равным  $35...45^\circ$ , угол заточки при условии обеспечения прочности и износостойчивости должен быть не менее  $10...15^\circ$ , а задний угол –  $3...5^\circ$ .

Среди недостатков хочется отметить неудовлетворительное качество обработки почвы, плохое копирование рельефа обрабатываемого участка особенно с увеличением длины батареи, несоблюдение агротехнических требований в частности по глубине обработки по причине выглубления дисков в силу ряда причин, малая универсальность.

Режущая кромка сферического диска совершает сложное движение: поступательное перемещение в горизонтальной плоскости вместе с машиной и вращение вокруг своей оси за счет действия реактивных сил со стороны почвы. Использование сферического диска с дополнительными элементами позволяет снизить тяговое сопротивление, улучшить качество крошения, перемешивания почвенного пласта и измельчения растительных и пожнивных остатков. [9, 10]

Перемещение диска из положения I в положение III (рис. 4) можно представить в виде двух составляющих: одна из них совпадает с плоскостью режущей кромки диска по линии I-II, а вторая – перпендикулярна ей по линии II-III. На участке I-II диск не только совершает поступательное перемещение, но и вращается вокруг своей оси, перекатываясь по полю. При этом возможны два варианта перекатывания диска: без скольжения и со скольжением.

При вращательном движении вокруг своей оси каждая точка режущей кромки диска описывает окружность. В системе координат  $Ox_1Y_1Z$  уравнения движения этой точки имеют следующий вид (см. рис. 5):

$$X_1 = -R_i \cdot \sin \theta, \tag{7}$$

$$Y_1 = -AC, \tag{8}$$

$$Z = -R_i \cdot \cos \theta, \tag{9}$$

где  $R_i$  – расстояние от оси вращения диска до  $i$ -той точки его режущей кромки; (рис. 5);

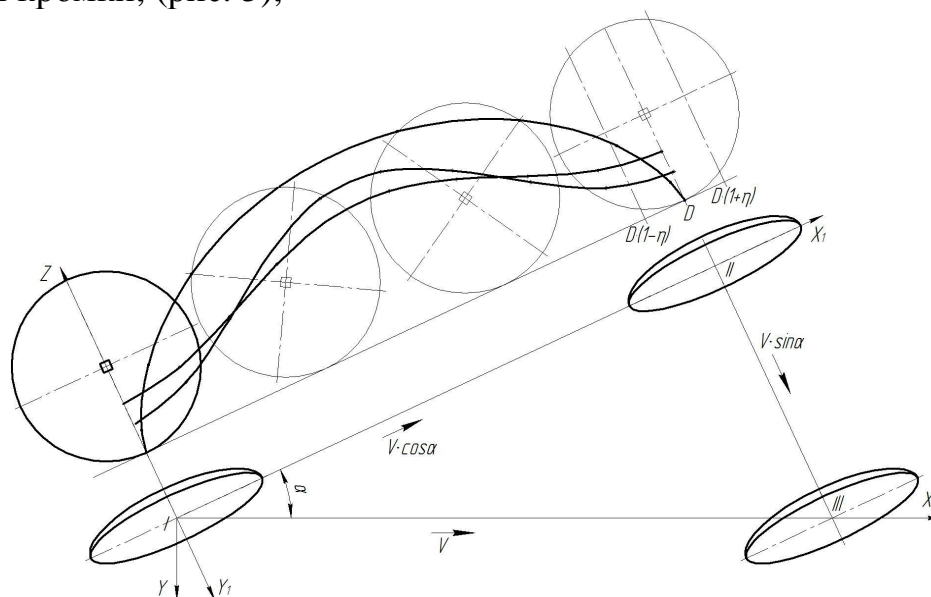


Рис. 4. Кинематика дискового рабочего органа:

$\Theta$  – угол поворота диска, измеряемый по часовой стрелке между радиусом диска, проходящим через самую нижнюю точку его режущей кромки, и радиусом, проходящим через данную точку диска.

При условии, когда глубина обработки  $a$  составляет  $D/4$ , угол  $\Theta$  на котором происходит контакт диска с почвой, изменяется между точками В и Е, расположенными на его режущей кромке от  $330^\circ$  до  $210^\circ$  (рис. 5).

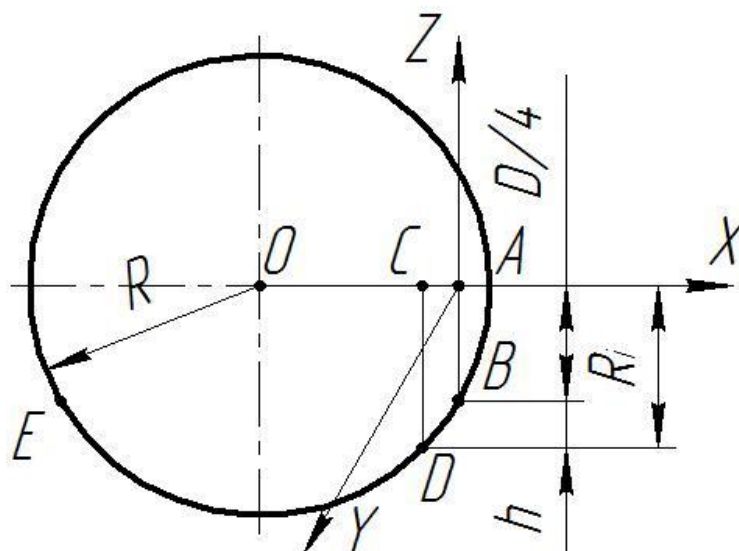


Рис. 5. К определению ординаты  $Y_1$ .

Уравнения, описывающие вращательное движение рабочей поверхности диска в системе координат OXYZ:

$$X = \left( \sqrt{R^2 - R_i^2} - \sqrt{R^2 - \frac{D^2}{4}} \right) \cdot \sin \alpha - R_i \cdot \sin \theta \cdot \cos \alpha \quad (10)$$

$$Y = \left( \sqrt{R^2 - R_i^2} - \sqrt{R^2 - \frac{D^2}{4}} \right) \cdot \cos \alpha + R_i \cdot \sin \theta \cdot \sin \alpha \quad (11)$$

$$Z = -R_i \cdot \cos \theta. \quad (12)$$

При сложении вращательного движения с поступательным перемещением рабочего органа вдоль оси OX со скоростью  $V$  получаем уравнение абсолютного перемещения  $i$ -той точки рабочей поверхности диска в пространстве.

Формулы 10, 11 и 12 представляют собой уравнения циклоиды. После подстановки в эти формулы значение  $\Theta$ , и продифференцировав их по  $t$ , получаем уравнения проекций абсолютной скорости перемещения любой из точек сферической поверхности диска на координатные оси:

$$V_X = V - R_i \cdot \dot{\theta} \cdot \cos \alpha \cdot \cos \theta \quad (13)$$

$$V_Y = R_i \cdot \dot{\theta} \cdot \sin \alpha \cdot \cos \theta \quad (14)$$

$$V_z = R_i \cdot \dot{\theta} \cdot \sin \theta. \quad (15)$$

Абсолютную скорость движения  $i$ -той точки рабочей поверхности диска определяем по формуле:

$$V_D = \sqrt{V_x^2 + V_y^2 + V_z^2}. \quad (16)$$

При подстановке значений  $V_x$ ,  $V_y$  и  $V_z$  получим

$$V_D = \pm V \cdot \sqrt{1 + \frac{2 \cdot R_i}{D \cdot (1 \pm \eta)} \cdot \cos \alpha \cdot \left( \frac{2 \cdot R_i}{D \cdot (1 \pm \eta)} \cdot \cos \alpha - \cos \alpha \cdot \cos \theta \right)}. \quad (17)$$

Абсолютная скорость точек диска не постоянна, а изменяется в некоторых пределах. Абсолютная скорость  $i$ -той точки рабочей поверхности диска в момент, когда он входит в контакт с почвой и  $\Theta=330^\circ$ , почти не отличается от скорости движения орудия в целом. В самом нижнем положении точки ( $\Theta=270^\circ$ ) абсолютная скорость  $V_D$  максимальна. На момент, когда  $i$ -той точка диска выходит из почвы ( $\Theta=210^\circ$ ), скорость  $V_D$  снова снижается и приближается к скорости движения орудия. В верхней зоне диска вне контакта с почвой при углах  $\Theta=210...330^\circ$  абсолютная скорость  $i$ -той точки несколько больше скорости движения орудия.

Максимальное и минимальное значения абсолютной скорости могут отличаться в 1,35-раза. Увеличение угла атаки  $\alpha$  и уменьшение расстояния  $R_i$  приводит к уменьшению амплитуды. Качение дисков со скольжением уменьшает отклонение абсолютной скорости от среднего значения, а буксование сопровождается ростом этого отклонения.

Силы, которые воздействуют на дисковые рабочие органы со стороны почвенного массива, и силы, с которыми воздействует на пласт почвы рабочая поверхность диска, расходятся на отрезание почвенного пласта, на его последующую деформацию, подъем вверх, перемещение и отбрасывание в сторону. Преодолевается также сопротивление трению движущейся почвенной массы по рабочей поверхности диска. Почва скользит по поверхности диска в различных направлениях. При движении сферического диска давление почвы действует на его вогнутую поверхность, на лезвие, на поверхность фаски и тыльную поверхность диска. [6]

Сила резания затрачивается на разрезание и отделение пласта от почвенного массива. Она определяется характером резания почвы дисковыми рабочими органами и величиной угла резания  $\omega$ . [3, 8, 9]

Для сравнения нами были вычерчены эскизы предлагаемого сферического диска и сплошного сферического диска. Приведены силы, которые действуют на эти диски: проекцию силы тяги;



проекцию силы резания; силу трения  $F_{\text{ТР}}$  и силу давления пласта на диск  $N$ .

После подстановки значений этих сил получаем формулу, позволяющую определить соотношение между силами резания, действующими соответственно на предлагаемый и на сплошной сферический диск.

$$\frac{F_{P231}}{F_{P232}} = \frac{\sin\left(\mu - \arccos\left(\frac{\sqrt{R_1^2 - \frac{D^2}{4} + D \cdot h - h^2}}{R_1}\right)\right) \cdot \sqrt{R_1^2 - \frac{D^2}{4} + D \cdot h} \cdot \sin \mu - \cos\left(\mu - \arccos\left(\frac{\sqrt{R_1^2 - \frac{D^2}{4} + D \cdot h - h^2}}{R_1}\right)\right) \cdot \sqrt{R_1^2}}{z - (Dh - h^2) \frac{z \cdot h \cdot \left(\frac{\pi}{z} - h\right)}{D}} \cdot \sqrt{R_1^2} \quad (18)$$

Выполнив подстановку в данную формулу и произведя вычисления, устанавливаем величину соотношения между значениями сил резания, составляющую 0,53.

Минимально допустимую частоту вращения диска дискового почвообрабатывающего орудия определяют из условия скорости прохода почвы через его дополнительные элементы.

Скорость перемещения почвы к элементам зависит от размеров почвенных комочков  $h$  (согласно агротехническим требованиям размеры почвенных комочков не должны превышать 10 мм), числа таких элементов  $z$ , частоты вращения диска  $n$ . При скорости движения дисковой бороны составляющей 8...12 км/ч (133,3...200 м/мин) частота вращения диска диаметром 660 мм будет находиться в пределах от 64 до 96 мин<sup>-1</sup>.

При меньшей частоте вращения диска почва будет опускаться на диск раньше, чем начнется ее разрезание элементами и потребуются дополнительная энергия на преодоление трения почвы по диску. При чрезмерной частоте вращения диска не будет достигаться требуемая крупность почвенных кусочков.

Для проверки теоретических положений и выводов, полученных математических моделей процесса обработки почвы дисковыми обрабатывающими орудиями и оптимизации параметров разрабатываемого рабочего органа дисковой бороны необходимо провести лабораторные и экспериментальные исследования.

Программа экспериментальных исследований включает решение следующих вопросов:

- исследование процесса рыхления почвы дисковыми рабочими органами с использованием лабораторной установки;
- проверка теоретической зависимости, устанавливающей влияние угла атаки  $\alpha$  дискового рабочего органа;
- количество и характер дополнительных элементов;

- установление в лабораторных условиях зависимости степени крошения почвы от наиболее значимых параметров и определение их рациональных значений;

- проверка результатов теоретических и лабораторных исследований на реальном рабочем органе в полевых условиях;

- установление влияния основных конструкционных параметров дискового рабочего органа, режимов его работы и свойств почвы на тяговое сопротивление дискового орудия.

Для проведения лабораторных исследований разрабатывается и изготавливается установка, которая представляет собой платформу с закрытой емкостью для почвы. В емкости вращается крестовина, получающая вращение от приводной станции и электродвигателя. К крыльям крестовины поочередно крепятся с возможностью регулировки угла атаки  $\alpha$  исследуемые рабочие органы и катки с регулируемым усилием, уплотняющие почву и обеспечивающие рабочим органам одинаковые условия.

В качестве рабочей среды в лабораторной установке предполагается использовать почвенные агрофоны, характерные для региона Донбасса и в частности Луганской области. Для сравнения полученных экспериментальных зависимостей с теоретическими, необходимо будет определить коэффициент сцепления и углы внутреннего и внешнего трения образцов почвы [11, 12].

#### Литература

1. *Заїка П. М.* Теорія сільськогосподарських машин / П. М. Заїка. – Харків: 2001. – 444 с.
2. *Канарёв Ф. М.* Ротационные почвообрабатывающие машины и орудия / Ф. М. Канарёв. – М.: Машиностроение, 1983. – 142 с.
3. *Нартов П. С.* Дисковые почвообрабатывающие орудия / П. С. Нартов. – Воронеж: Издательство ВГУ, 1972. – 182 с.
4. Авторские свидетельства СССР за период 1960 по 1991 годы, МКИ А 01 В 5/14, 7/00, 13/00, 19/02, 21/00, 21/08, 23/04, 23/06.
5. Патенты на полезные модели и изобретения Российской Федерации за период 1994...2009 годы, МКИ А 01 В 5/00, 7/00, 19/00, 21/00, 21/08, 61/04.
6. Патенты на полезные модели и изобретения Украины за период 2001...2010 годы, МКИ А 01 В 5/00, 5/14, 7/00, 21/00, 21/08.
7. *Синеоков Г. Н.* Теория и расчет почвообрабатывающих машин / Г. Н. Синеоков, И. М. Панов. – М.: Машиностроение, 1987. – 328 с.
8. Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин / [ред. Босой Е. С.]. – М.: Машиностроение, 1978. – 568 с.
9. Сільськогосподарські та меліоративні машини/ [ред.. Войтюк Д. Г.]. – К.: Вища освіта, 2004. – 544 с.



10. Сільськогосподарські машини: основи теорії та розрахунку / [ред.. Войтюк Д. Г.]. – Суми: Університетська книга, 2008. – 464 с.
11. ДСТУ Б В. 2. 1-5-96. Основи та підвалини будинків і споруд. Ґрунти. Методи статичної обробки результатів випробувань; Введ. 01. 01. 1997. К: Держстандарт України, 1996. – 21 с.
12. ДСТУ Б В. 2. 1-4-96. Основи та підвалини будинків і споруд. Ґрунти. Методи лабораторного визначення характеристик міцності та деформованості; Введ. 01. 01. 1997. К: Держстандарт України, 1996. – 42 с.

### **ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОЦЕСУ ОБРОБКИ ҐРУНТУ З ВИКОРИСТАННЯМ ДОСКОНАЛІШИХ РОБОЧИХ ОРґАНІВ**

Брагінець М.В. , Демченко В.М. , Шовкопляс О.В.

#### *Анотація*

У статті проаналізовані конструктивні особливості різні конструкції робочих органів дискових борін. Приведені залежності, що зв'язують геометричні параметри дискових робочих органів. Проаналізована кінематика дискових робочих органів, визначено значення дійсної швидкості точок робочих поверхонь дисків, встановлено співвідношення між силами, що діють на проєктований і традиційний дисковий робочий орган.

### **THEORETICAL GROUND OF INCREASE OF EFFICIENCY OF PROCESS TREATMENT OF SOIL WITH THE USE OF MORE PERFECT WORKINGS ORGANS**

N. Braginets, V. Demchenko, A. Shovkoplyas

#### *Summary*

In the article structural features are analyzed different constructions of workings organs of disk harrows. Dependences, linking the geometrical parameters of disk workings organs, are resulted. The kinematics of disk workings organs is analyzed, the value of actual speed of points of workings surfaces of disks is certain, correlation is set between forces, operating on the designed and traditional disk working organ.



УДК 631.171:636

## АНАЛІЗ РОБІТ З ДИНАМІКИ ГІДРОПРИВОДА РОБОЧИХ ОРГАНІВ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН

Крилов В.В., к.т.н.,

Коломієць С.М., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-24-36, 42-05-70

**Анотація** – у роботі проаналізовано стан вивчення впливу динамічних процесів, що протікають у гідроприводі маніпулятора, на сталість руху грейферного захвату для оптимізації динамічних характеристик гідроприводу.

**Ключові слова** – динаміка, гідропривод, робочі органи, вантажопідійомні машини.

*Постановка проблеми.* В даний час сільськогосподарські машини і агрегати все більше оснащуються різним технологічним обладнанням, у якому для привода робочих органів використовуються гідравлічні об'ємні передачі. Серед вантажопідійомних машин найбільш широке застосування у сільськогосподарському виробництві знайшли гідроманіпулятори, головним елементом яких є грейфер з механізмом повороту відносно вертикальної осі.

Продуктивність сільськогосподарських гідроманіпуляторів істотно залежить від сталості руху грейферного захвату, на що, у свою чергу, чинять вплив характеристики динамічних процесів у гідроприводах. Тому, дослідження динамічних процесів у гідроприводах маніпуляторів, з метою оптимізації їхніх параметрів, сприятиме забезпеченню сталості руху грейферного захвату і є актуальним.

*Аналіз останніх досліджень.* Широко відомі наукові праці, присвячені створенню й впровадженню гідроманіпуляторів у лісозаготівельну промисловість, виконані професорами Таубером Б.А., Орловим С.Ф., Аляб'євим В.І., Воєводою Д.К., Кочегаровим В.Т. У цих роботах освітлені фундаментальні питання кінематики й динаміки переміщення круглих лісоматеріалів гідроманіпуляторами.

Рух грейферних захватів сільськогосподарських гідроманіпуляторів, зокрема, вплив динамічних характеристик

гідроприводів на сталість їхнього руху, вивчений і освітлений у літературних джерелах недостатньо.

*Формулювання цілей статті.* Шляхом теоретичного дослідження наукових розробок з динаміки гідропривода робочих органів вантажопідйомних машин надати залежності для оптимізації параметрів гідропривода маніпуляторів, з урахуванням розвертаємих мас, що сприятиме забезпеченню сталості руху грейферного захвату.

*Основна частина.* Розглянемо дослідження ряду авторів, які торкаються проблеми динамічного навантаження елементів гідропривода вантажопідйомних машин.

У роботі Б.Т. Беседіна [1] досліджуються динамічні процеси в гідравлічному циліндрі підйому стріли навантажувача при її гальмуванні під час опускання робочого органа з вантажем. При дослідженні автор робить наступні основні допущення:

- сили тертя в шарнірах конструкції досить малі;
- сили інерції робочої рідини в гідроприводі не враховуються;
- вікна золотника при гальмуванні перекриваються миттєво;
- піддатливість конструкції стріли незначна в порівнянні з піддатливістю гідропривода;
- стріла і її гідроциліндр установлені на абсолютно твердій основі.

У результаті дослідження автор одержав вираз для визначення максимального значення тиску в гідроциліндрі стріли при гальмуванні під час опускання робочого органа.

Аналізу динаміки механізму повороту стріли гідроманіпулятора трелювального трактора присвячена робота Германовича П.Є [2]. У даній роботі системою диференціальних рівнянь описується процес повороту гідроманіпулятором дерева, захопленого й піднятого за один кінець. Розрахункова схема системи «механізм повороту-вантаж (дерево)» представлена дискретними масами, з'єднаними пружно-демпфіруючими зв'язками. Параметри обертового руху замінені параметрами прямолінійного руху.

Використовуючи метод Лагранжа другого роду, автор одержав систему диференціальних рівнянь, що характеризують рух системи «механізм повороту-вантаж (дерево)»

$$\begin{cases} m_1 x_1'' + c_{12}(x_1 - x_2) + K_g \cdot x_1' = (P_1 S_1 - P_2 S_2) - F_{mp}, \\ m_2 x_2'' + c_{12}(x_1 - x_2) + c_{23}(x_2 - x_3) + K_{23}(x_2' - x_3') = 0, \\ m_3 x_3'' + c_{23}(x_2 - x_3) - K_{23}(x_2' - x_3') = -R, \end{cases} \quad (1)$$

де  $m_1$  - маса поршня й приведена маса рідини;

$m_2$  - приведена маса стріли, рукояті й піднятої частини дерева;

$m_3$  - маса переміщуваної по землі частини дерева;

$x_1, x_2, x_3$  - узагальнені координати центрів приведених мас;  
 $c_{12}, c_{23}$  - відповідно, коефіцієнти жорсткості стріли з рукояттю й  
 дерева;

$K_p, K_{23}$  - коефіцієнт в'язкого тертя й коефіцієнт демпфірування  
 дерева;

$P_1, P_2, S_1, S_2$  - відповідно, тиск рідини в поршневій і штокової  
 порожнинах і ефективні площі поршневої й штокової порожнин;

$F_{mp}$  - сила сухого тертя;

$R$  - сила опору пересуванню частини дерева по землі.

Для встановлення зв'язку між швидкістю переміщення поршня і  
 витратою насоса автор користується залежністю

$$Q_H = S_1 \frac{dx_1}{dt} + \frac{V_0}{E} \cdot \frac{dP_1}{dt}, \quad (2)$$

де  $Q_H$  - витрата насоса;

$S_1 \frac{dx_1}{dt}$  - обсяг, обумовлений переміщенням поршня;

$\frac{V_0}{E} \cdot \frac{dP_1}{dt}$  - обсяг, викликаний деформацією рідини й магістралей

гідросистеми.

Дослідження системи рівнянь (1) дозволило авторів визначити  
 вплив основних параметрів гідросистеми й параметрів дерева на  
 навантаження в гідроприводі механізму повороту гідроманіпулятора.

У дослідженні Єрмольєва В.П. встановлено, що гідравлічні  
 циліндри привода стріли маніпулятора в динамічних режимах у  
 результаті деформації робочої рідини, матеріалу гільз і трубопроводів  
 здобувають властивості своєрідних пружин з характеристиками,  
 досить близькими до лінійних. У результаті досліджень розроблена  
 методика оцінки впливу гідроприводу на пружні характеристики  
 механізму. Встановлено, що гідропривод є основним чинником, що  
 визначає величину коефіцієнтів піддатливості системи.

У процесі виконання динамічних розрахунків з використанням  
 еквівалентних схем крім пружних властивостей гідроприводу  
 необхідно враховувати особливості з'єднання силових циліндрів з  
 елементами стріли гідроманіпулятора, а також змінність параметрів  
 поперечних перерізів стріли й рукояті гідроманіпулятора. У результаті  
 теоретичних досліджень було встановлено, що основним видом  
 коливань у конструкції гідроманіпулятора є вільні, періодичні з  
 характеристиками, близькими до лінійних. Змушені коливання мають  
 місце в режимах пуску й прикладення ударних зовнішніх  
 навантажень.

У роботі Мушта В.Ф. [3] визначаються сили, що діють на шасі тягача сідельного лісовозного автопоїзда, обладнаного навантажувальним пристроєм гідроманіпуляторного типу. Розроблена методика дозволяє в загальному виді вирішити завдання визначення статичних навантажень на аутригери, раму й колеса тягача від роботи гідроманіпулятора при обпиранні на шість пружних опор.

Визначено, що найбільші динамічні навантаження на шасі тягача виникають при гальмуванні вантажу над поздовжньою віссю тягача.

Виконані дослідження динамічного впливу гідроманіпулятора на шасі тягача сідельного лісовозного автопоїзда дозволяють зробити наступні висновки:

1. Пружна система «тягач-гідроманіпулятор» залежить від коливань вантажу.

2. Зміни мас вантажу і шасі, жорсткостей гідроманіпулятора і опори тягача, а також вильоту гідроманіпулятора і бази тягача у межах аналізованих значень не викликають небезпеки виникнення резонансу коливань мас вантажу й тягача.

3. Динамічні навантаження на шасі тягача зростають в основному при збільшенні швидкості переміщення вантажу, вильоту гідроманіпулятора і маси стріли з вантажем.

Найбільш повно механізми повороту стріли гідроманіпулятора досліджені в роботі Алферєєва Н.І [4].

У теоретичному дослідженні розглядається двомасова приведена схема при розгоні й гальмуванні. Прийнято наступні припущення:

- масою поршня й робочої рідини гідроциліндра механізму повороту нехтуємо;
- статичний опір повороту гідроманіпулятора сталий;
- опір від вітру (аеродинамічний) і ухилу не враховуємо.

З урахуванням припущень складені диференціальні рівняння руху системи.

$$\begin{cases} (\varphi_1 - \varphi_2) \cdot c_{12} = Pfr, \\ I_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} + (\varphi_2 - \varphi_3) \cdot c_{23} - (\varphi_1 - \varphi_2) \cdot c_{12} = -M_c, \\ I_3 \frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} = (\varphi_2 - \varphi_3) \cdot c_{23}, \end{cases} \quad (3)$$

де  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$  - відповідно, кути повороту приведених мас;

$I_2$  - момент інерції;

$I_3$  - приведений момент інерції вантажу й вантажозахватного органа;

$c_{12}, c_{23}$  - відповідно, жорсткості;

$M_c$  - приведений момент статичних опорів;  
 $P, f$  - тиск і площа поршня рейкового механізму повороту гідроманіпулятора;  
 $r$  - плече прикладення сили.

У результаті рішення системи диференціальних рівнянь (3) отримані вирази для визначення навантажень на елементи механізму повороту в період несталого руху.

Автор відзначає, що для зниження динамічних навантажень і усунення розгойдування поворотної платформи доцільно ввести в конструкцію механізму повороту гальмовий пристрій, який би дозволив розвантажити гідропривод і сам механізм повороту.

На підставі результатів досліджень проведена оцінка ступеня впливу умов переносу й параметрів вантажу на зміну навантаження в перехідних режимах повороту маніпулятора.

Найбільший вплив на навантаження має швидкість повороту маніпулятора. При збільшенні швидкості в півтора рази навантаження при гальмуванні маніпулятора зростає на 25%, у той час як збільшення маси вантажу в три рази приводить до зростання навантаження для маніпулятора, з жорстко підвішеним захватом, тільки на 10%, а для маніпулятора з шарнірно-підвішеним захватом на 4%.

Аналіз результатів розрахунків показав, що навантаження на маніпулятор у перехідних режимах повороту є результатом накладення двох явно виражених гармонійних загасаючих коливань із різними частотами.

Питанням динамічного навантаження кранового гідропривода у періоди пуску і гальмування присвячена робота Є.Ф. Чекулаєва [5]. Досліджувався механізм пересування крана, що має об'ємний високомоментний гідропривод. Механізм пересування крана при теоретичному дослідженні був представлений у вигляді двох моментів інерції мас, з'єднаних пружною ланкою.

Вираз максимального крутного моменту у пружній ланці, без врахування загасання коливань, має вид:

при розгоні

$$M_{max} = M_c + \frac{2 \cdot M_n \cdot I_2}{I_1 + I_2} + \Delta M_y, \quad (4)$$

при гальмуванні

$$M_{max} = \frac{2M_c \cdot I_1}{I_1 + I_2} - \frac{2M_n \cdot I_2}{I_1 + I_2} - \Delta M_y, \quad (5)$$

де  $M_c$  і  $M_n$  - статичний і надлишковий крутні моменти на валі гідродвигуна;

$\Delta M_y$  - крутний момент на валі гідродвигуна, викликаний гідравлічним ударом;

$M_z$  - гальмовий крутний момент гідродвигуна;

$I_1$  - приведений до вала гідродвигуна момент інерції ротора гідродвигуна, робочої рідини й золотника запобіжного клапана;

$I_2$  - приведений до вала гідродвигуна момент інерції маси крана.

У процесі пуску гідропривода знімалася статична зовнішня механічна характеристика для визначення значення статичного й надлишкового моментів, а також швидкості обертання вала гідродвигуна, що відповідають різним етапам процесу пуску.

З досліджень, присвячених механізмам повороту гнучким зв'язком, відома робота Е.А. Хачикяна, у якій автор пропонує формули для розрахунку тривалості операції повороту робочого устаткування екскаватора; рекомендується установка в гідроприводі механізму повороту запобіжних клапанів з метою обмеження динамічних навантажень.

У дослідженні В.М. Шабанова [6] виконаний аналіз факторів, що діють на гідропривод сільськогосподарських машин у процесі розгону робочих органів. Визначено залежність внутрішнього обсягу  $V$  двоопліткових гнучких шлангів від тиску  $P$

$$\frac{dV}{dt} = K_0 \cdot \frac{dP}{dt}, \quad (6)$$

де  $K_0$  - коефіцієнт пропорціональності.

У процесі розгону частина рідини, що надходить від насоса, проходить через гідромотор, а частина витрачається на заповнення додаткового обсягу  $V$ , що утворився в результаті деформації мастилопроводів при наростанні тиску.

У роботі визначений коливальний закон зміни тиску нагнітання. Доведено, що коливання системи є загасаючими, і тим більше, чим більше витоків й менша пружність гідросистеми.

Динамічна сталість гідропривода механізму повороту стріли буртоукладальної машини розглядається в роботі [7]. На основі рівняння нерозривності потоку рідини в силовій магістралі гідросистеми й рівнянь моментів на валі гідромотора (МНШ-46) складена система диференціальних рівнянь, що описують рух системи. Сталість руху системи, із урахуванням перетворень за Лапласом, оцінювалася відповідно до критерія Гурвіна.

У результаті дослідження зроблені висновки, що коефіцієнт, який залежить від витоків, і коефіцієнт сухого тертя в гідромоторі на сталість системи не впливають.

Найбільш істотний вплив на сталість мають параметри - коефіцієнт в'язкого тертя в гідромоторі й вузлі кріплення стріли, коефіцієнт піддатливості нагнітального трубопроводу, обсяг порожнин трубопроводів, що знаходяться під тиском.

Рахманін Г.А. у роботі [8] дав класифікацію навантажувально-штабелювальних маніпуляторів за наступними ознаками:

- за числом і способом зчленування рухомих елементів головного кінематичного ланцюга;
- за типом привода стріли;
- за типом привода рукояті й проміжних елементів;
- за типом механізму повороту гідроманіпулятора;
- за типом вантажозахватного органа.

Дану класифікацію навантажувально-штабелювальних маніпуляторів не можна вважати закінченою, тому що в ній не знайшли відбиття тип і вид підвісу вантажозахватного органа до робочого устаткування маніпулятора; не згадуються механізми повороту вантажозахватного органа, які широко поширені на закордонних і вітчизняних навантажувачах-штабелерах маніпуляторного типу. У роботі Рахманіна Г.А. досить широко освітлене питання зони дії й кінематичних параметрів шарнірно-з'єданого маніпулятора, але не порушені питання кінематики й динаміки механізму повороту вантажозахватного органа, що є складовою частиною гідроманіпулятора й має істотний вплив на технологічні можливості навантажувача-штабелера.

У результаті теоретичного дослідження динаміки навантажувально-штабелювальних маніпуляторів визначено, що навантаження на конструкцію й тиск у гідроприводі під час перехідних процесів змінюються за законом вільно-загасаючих коливань відносно статичних значень навантаження й тиску.

*Висновки.* Наведені в розглянутих наукових розробках залежності можна використовувати для оптимізації параметрів існуючих та розробляємих гідроприводів маніпуляторів, а також при подальшому вивченні динаміки гідроприводів маніпуляторів сільськогосподарського призначення.

#### Література

1. *Беседин Б.Т.* Определение максимальной нагрузки в гидравлическом исполнительном двигателе при торможении стрелы погрузчика / Б.Т. Беседин.- К.: Техника, 1967.
2. *Германович П.Е.* Уравнения динамики механизма поворота гидроманипулятора трелевочного трактора / П.Е. Германович.- М., 1977.- С. 249-252.



3. *Мушта В.Ф.* Исследование силового влияния навесного погрузочного устройства гидроманипуляторного типа на шасси тягача автопоезда: дис...канд. техн. наук: 05.01.01 /В.Ф. Мушта.- Краснодар, 1971.- 225 с.
4. *Алферьев Н.И.* Исследование процесса переноса круглых лесоматериалов и хлыстов гидроманипуляторами на лесных складах: дис...канд. техн. наук / Н.И. Алферьев.- М., 1979.- 190 с.
5. *Чекулаев Е.Ф.* Динамические нагрузки при торможении механизма передвижения крана с гидростатическим приводом / Е.Ф. Чекулаев.- М.: НИИ Информтяжмаш, 1967.
6. *Шабанов В.М.* Разгон рабочих органов сельскохозяйственных машин, приводимых в движение гидроприводом от трактора / В.М. Шабанов // Тракторы и сельхозмашины.- 1954, № 10.
7. *Серета Л.П.* Динамическая устойчивость гидропривода: сборник научных трудов. Вып. 15: Гидропривод и гидропневмоавтоматика / Л.П. Серета, В.А. Дусанюк, Ж. П. Дусанюк.- К.: Техника, 1979.- С. 30-32.
8. *Рахманин Г. А.* Исследование кинематики и динамики навесных шарнирно-соединенных устройств для погрузки и штабелирования лесоматериалов: дис... канд. техн. наук / Г. А. Рахманин.- М., 1969.- 223 с.

## **АНАЛИЗ РАБОТ ПО ДИНАМИКЕ ГИДРОПРИВОДА РАБОЧИХ ОРГАНОВ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН**

Крылов В.В, Коломиец С.М.

### *Аннотация*

**В работе проанализировано состояние изучения влияния динамических процессов, которые происходят в гидроприводе манипулятора, на устойчивость движения грейферного захвата для оптимизации динамических характеристик гидропривода.**

## **ANALYSIS STATE OF DYNAMICS OF HYDROPRIVOD'S MANIPULATOR OF THE PRODUCED MACHINES**

V. Krylov, S. Kolomiyets

### *Summary*

**The state of study of influence of dynamic processes which take place in hydroprivod of manipulator is in-process analysed, on stability of motion of grapple-tong for optimization of dynamic descriptions of hydroprivod.**



УДК 633.436

**АЛЬТЕРНАТИВНІ ПАЛИВА ДЛЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

Мітков Б.В. к.т.н.,

Мітков В.Б. к.т.н.,

Шульга О.В. асп.\*

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

тел. (0619) 42-12-64

**Анотація** – у роботі приведений аналіз існуючих альтернативних палив для двигунів внутрішнього згорання сучасних енергетичних засобів та розглянута ефективність їх використання в залежності від типу двигуна.

**Ключові слова** – біоетанол, біометанол, біодизель, біогаз, водень, діметилловий ефір, стиснений та зріджений газ, паливний елемент.

*Постановка проблеми.* У наступний час одним з основних споживачів моторних палив є автомобільний транспорт. Близько 64% палив, що витрачають, доводиться на легкові та вантажні автомобілі. Приблизно 18% палив, це сільськогосподарське виробництво, а основним споживачем дизельного палива (більш 40%) є енергетична сільськогосподарська техніка.

Споживання автотранспортного палива постійно буде рости через те, що використання автотранспорту для перевезення вантажів більше ефективний напрямок. Отже для цього потрібна додаткова кількість, в основному, нафтового палива. Тому транспортний сектор будь-якої країни буде зависити від нафти. Однак запаси невідновлюваного енергоносія обмежені. Тут ще і додається екологічний фактор, пов'язаний з забрудненням навколишнього середовища.

*Аналіз останніх досліджень.* Необхідність перекладу автотранспорту на альтернативні види моторного палива в першу чергу обумовлюється сильною жорсткістю екологічних вимог до відпрацьованих газів двигунів, а після дефіцитом нафти. На сьогоднішній день у багатьох країнах світу прийняті жорсткі вимоги до екологізації автотранспорту.

Тільки один автомобіль щорічно викидає в атмосферу разом з

---

© к.т.н. Б.В. Мітков, к.т.н. В. Б. Мітков, асп. О.В. Шульга

\*Науковий керівник – к.т.н. Б.В. Мітков

відпрацьованими газами приблизно 800 кг угарного газу, 40 кг оксидів азоту й майже 200 кг різних вуглеводнів. При цьому поглинає з атмосфери в середньому 4 т кисню. [2]

Таким чином, в атмосферу викидається тисячі тонн канцерогенних речовин: бензолу, бенз(а)пирена, формальдегіду, свинцю. У цілому, кількість шкідливих речовин, що викидаються щорічно автомобілями в РФ становить більше 25 млн. тонн. [3]

У наш час найпоширенішим видом альтернативних палив для бензинового двигуна є: етанол і метанол - це відповідно суміш етилового, метилового спирту з бензином, а для дизельного – масло рослинного походження.

Світовим лідером з масштабного виробництва й застосування етанолу (метанола) для потреб автотранспорту є Бразилія (48%), на другому місці США- 45%, далі йдуть країни: Канада, Австралія, Китай, а потім ЄС.[4]

*Формування цілей статті.* Метою даної роботи є встановлення можливостей використання різних альтернативних палив для ДВЗ та вплив їх на працездатність, надійність роботи двигунів і забруднення навколишнього середовища.

*Основна частина.* Євросоюзом заплановано до 2020 року перевести біля чверті (23%) усього автомобільного парку на альтернативні види палива: природний газ - 10%, біогаз - 8%, водень (паливні елементи) - 5%. [3]

Також країни ЄС прийняли рішення до 2030 року на 50% та до 2050 року на 100% перевести автотранспорт, працюючий у великих містах на альтернативні види палива. Це включає як біологічне походження також водень та електроенергію. На сьогоднішній день такими є: природний газ, нафтовий вуглеводневий газ (пропан-бутановий), спирти, водень, генераторний газ та інше.

Класифікація альтернативних видів палива здійснюється (рис.1): за складом:

- спирти;
- ефіри;
- водневі палива з добавками;
- сонячні батареї (енергія сонця);

за агрегатним станом:

- рідкі;
- газоподібні;
- тверді;

за обсягом використання:

- цілком;
- як добавки;

за джерелами сировини:

- з вугілля;
- сланців;
- біомаси;
- горючого газу;
- електроенергії (паливні елементи й різні акумулятори).

Кожен вид палива має свої переваги та недоліки в порівнянні зі звичайним нафтовим паливом.

Залежно від країни етанол одержують із кукурудзи (США), цукрової тростини (Бразилія), пшениці (ЄС і інші країни). Різде збільшення площ цих і інших сільськогосподарських культур під виробництво етанолу грозить продовольчою проблемою у світі, тому що вступає в конкуренцію із продуктами живлення. Сучасні експерти вважають, що біопаливо з кукурудзи (етанол) і біодизель з олійних культур приведе до того, що щорічно близько 30 млн. людей по усьому світі існують у злиднях. Біопаливо робити дуже вигідно, вигідніше чим вирощувати хліб. Приклад. З 1 тонни пшениці одержують 280 л. спирту, а це 600 л. горілки. При вартості 1 л. горілки у 50 грн., це становить 3,0 тис. грн. У той же час із 1 т. пшениці одержуємо 1,5-1,8 тис. грн. Є різниця!

У цей час частка біологічного палива в порівнянні з нафтовим становить: США - 4-5%, Бразилія - 15%, Китай - 2,5%, країни ЄС до 3-4%. Не треба бути наївними - ми ніколи не замінимо нафту. Максимальна частка біопалива в майбутньому - 25...30% [5], якщо не з'являться нові проривні технічні рішення.

Переваги біоетанола, метанола:

- 1) більше високе октанове число ( $04 = 105$  єд)
- 2) більше чистий вихлоп (на 30% менше шкідливих викидів, за рахунок того, що в етанолі є кисень, тобто дожигаються викиди);
- 3) поліпшує м'якучі властивості.

Недоліки:

- 1) вигідно застосовувати в країнах з теплим кліматом, тому що при низьких температурах він розшаровується з утворенням кристаллогідратів, які виглядають як сніг, іній;
- 2) більше висока собівартість (тому потрібна державна дотація, пільга виробникові);
- 3) дає менше енергії при згоранні, а значить зменшує потужність двигуна;
- 4) для досягнення необхідної потужності потрібне додаткова кількість палива, а це вже перевитрата;
- 5) може вступати в реакцію з ущільнювальними прокладками й іншими резино-полімерними виробами.

Тому в чистому виді не застосовується, а використовується як добавка до бензину (до 10-15 %).

Приклад. Паливо Е-10. Таке паливо використовується в США, Канаді, у деяких країнах ЄС.

При такій кількості двигун не підлягає конструктивній зміні. Зі збільшенням відсоткового змісту спирту (паливо Е-85) - це суміш спирту 85% і бензину 15%. Робота автотранспорту на такому біопаливі пов'язана з деякими конструктивними змінами у двигуні, а саме:

- ставиться новий датчик на кисень, тому що його відсоток в горючій суміші стає більшим;
- змінюється комп'ютерне налаштування, щоб двигун більш чітко реагував на зміст спирту в бензині;
- змінюються прокладки, ставляться нові, які краще втримують спирт;
- встановлюються фільтруючі елементи для видалення водяного конденсату.

У цей час у Європі ряд автомобільних корпорацій випускають автомобілі, які працюють на етанолі, метанолі (бензинові двигуни), а також гібридні, що працюють на бензині, етанолі й іншому виді палива (водень). Так компанія Saab (Швеція) продала вже близько 150 тис. автомобілів, що працюють на етанолі. Фірми «Пежо», «Вольво», «BMW» практикують випуск автомобілів, що працюють аж на 5 різних видах палива. Ця біоетанольна суміш Е-85, стиснений газ, біогаз, бензин і газова суміш (10% водню й 90% природного газу метану).

У сенаті США внесений законопроект, суть якого полягає в наступному: через 10 років кожний новий автомобіль, проданий в Америці повинен бути FFV (етанольно-гібридний). Двигун такого автомобіля працює на етанолі й бензині. Для цього кожна друга заправка зобов'язана мати колонкові Е-85.

Міжнародна енергетична асоціація (ЕА) прогнозує, що до 2030 р. світове виробництво біопалива збільшиться до 150 млн.т. енергетичного еквівалента нафти. Щорічні темпи приросту виробництва складуть 7-9%. У результаті до 2030 р. частка біопалива в загальному обсязі палива в транспортній сфері світу досягне 4-6 %. [6] При цьому необхідно пам'ятати що одне заправлення сучасного спортивного автомобіля з'їдає до 250 кг кукурудзи або 95 кг цукрової тростини, або 175 кг пшениці. Якщо виразити кількість біопалива (л), одержуваного з 1 га то цифри наступні: кукурудза - 1130-1900 л/га, пшениця 450-5200 л/га, цукрова тростина - 5300-6500 л/га.

Іншим важливим альтернативним паливом є:

- газ (метан) вугільних родовищ, а також газ, одержаний у процесі підземної газифікації та підземного спалювання вугільних пластів;

- газ, одержаний під час переробки твердого палива (кам'яне та бурі вугілля, горючі сланці, торф), природних бітумів, важкої нафти;
- газ, що міститься у водоносних пластах нафтогазових басейнів з аномально високим пластовим тиском, в інших підземних газонасичених водах, а також у газонасичених водоймищах і болотах;
- газ, одержаний з природних газових гідратів, та підгідратний газ;
- біогаз, генераторний газ, інше газове паливо, одержане з біологічної сировини, у тому числі з біологічних відходів;
- газ, одержаний з промислових відходів (газових викидів, стічних вод промислової каналізації, вентиляційних викидів, відходів вугільних збагачувальних фабрик тощо);
- стиснений та зріджений природний газ, зріджений нафтовий газ, супутний нафтовий газ, вільний газ метан, якщо вони одержані з газових, газоконденсатних та нафтових родовищ непромислового значення та вичерпаних родовищ і не належать до традиційних видів палива.

Стиснений до 20-25 МПа природний газ як моторне паливо має низку важливих переваг порівняно з бензиновим і дизельним паливом. Серед них це цілий набір чудових екологічних переваг - на сьогодні він є найчистішим альтернативним паливом для транспортних засобів. Досить сказати, що у вихлопі двигуна, який працює на газі, маса канцерогенів в 10, а іноді й в 100 разів менша, аніж в інших видах палива.

Стиснутий газ використовується для роботи вантажного автотранспорту, автобусів.

Перевагами газу як паливо, також є більш високе октанове число, а також більш екологічні відпрацьовані гази, тобто букет токсичних сполук значно менший.

До всього іншого, газ не змиває масло з деталей циліндропоршневої групи, дозволяючи заощаджувати до 40% масла порівняно з роботою на бензині. Газ зменшує нагароутворення, а також ударні навантаження на двигун, збільшує термін роботи свічок і дає можливість добре відрегульованому двигуну працювати в півтора рази довше. [6] Ефективність кубометра природного газу еквівалентна літру бензину, у той же час як його вартість не перевищує 50% від вартості бензину. Все це суттєво знижує експлуатаційні витрати.

Що ще можна вважати безумовним плюсом стиснутого газу - це те, що його не можна зробити сурогатним, підробити й запропонувати в такому вигляді покупцю. У той час як на багатьох заправках бензин є сумішшю невідомо чого.

Всі газобалонні автомобілі мають резервну систему живлення на випадок відсутності газу. При цьому, через збільшення ступеня стиску

двигунів газобалонних модифікацій вантажних автомобілів і автобусів (на 1...2 одиниці) їхня робота на нафтовому бензині допускається лише в екстрених випадках, при русі зі зниженими швидкостями, зменшеним навантаженням або на невеликі відстані. Запас ходу, вантажопідйомність, паливна економічність і тягово-швидкісні якості газобалонних автомобілів перебувають на рівні бензинових моделей або відрізняються від них незначно.

Розглядаючи електроенергію як паливо для автомобільного транспорту (насамперед легкового), є наступні три напрямки рішення цієї проблеми. Перше - це електроенергія від розетки, друге - від акумуляторних батарей і третє - енергія сонця.

Стандартний комплекс свинцево-кислотних акумуляторів для електромобіля середньої маси коштує близько 3000 дол. і дає можливість пробігу 150 км без підзарядки. Існують і більш прогресивні технології зберігання енергії, що дозволяють збільшити строк роботи батарей, але вони поки занадто дорогі. У цілому, як і колись, ціна електромобілів значно перевищує ціну бензинового аналога. У Росії й в Україні роботи зі створення сучасних електромобілів ведуться недостатніми темпами.

Автомобілі на паливних елементах. Паливні елементи - це пристрої, що генерують електроенергію безпосередньо на борту транспортного засобу за рахунок процесу, зворотного електролізу. У якості водневмісного палива, як правило, використовується або стислий водень, або метанол. У цьому напрямку працюють досить багато закордонних автомобільних фірм, і якщо їм вдасться наблизити вартість автомобілів на паливних елементах (на сьогодні вони дуже дорогі) до вартості бензинових, це стане реальною альтернативою традиційним видам нафтового палива в країнах, що імпортують нафту. У цей час вартість закордонного експериментального легкового автомобіля з паливними елементами становить від 200 тис до 1 млн. дол. Японська компанія Генерак розробила й випробовує, працюючий на водні і у якості паливо в бак заливається вода. Усього 1 л води вистачить щоб проїхати 80 км. Силова установка з паливних елементів мембранного типу. Вартість такого автомобіля поки до 1 млн. доларів.

У таблиці 1 представлені розрахункові економічні показники альтернативних моторних палив. Аналіз таблиці 1 свідчить, що витрати на одержання автомобільного газового палива й експлуатація на ньому автотранспорту на сьогоднішній день найбільш доцільна, тому що на 30-35% дешевше.

У таблиці 2 представлена порівняльна споживча характеристика альтернативних видів палив для бензинових двигунів.

У цей час необхідно відзначити, що пропан, бутан, що входять

до складу нафтових газів, є коштовною сировиною для хімічної промисловості, що обмежує широкі перспективи їхнього застосування на автомобільному транспорті.

Таблиця 1 - Економічні показники альтернативних видів палив для бензинових двигунів

Вид палива		Витрати на виробництво, %	Вартість одиниці пробігу, %
Бензин нафтовий		100	100
Етанол		120	170
Метанол		110	120
Бутанол		130	175
Газ	зріджений вуглеводородний (нафтовий)	50-60	70-75
	стиснений вуглеводородний (нафтовий)	60-70	75-80
	стиснений природний	70-80	85-90
Електроенергія	від розетки (акумуляторна батарея)	70	110-130
	від сонця	165	190-200
	від паливних елементів	185	185-190
Бензин синтетичний		160	120

Таблиця 2 - Споживчі властивості альтернативних видів моторного палива

Вид палива		Маса автомобіля, кг/люд.	Запас ходу, км	Швидкість, км/год	Витрата енергії, квт.год/км	Час заправки, хв.
1		2	3	4	5	6
Бензин нафтовий		1600/6 люд	550	90	1,07	5
Газ	Зжижений природний (СПГ)	1600/6 люд	550	90	0,89	5
	Компримирований (стиснений) природний (КПГ)	1700/6 люд	170	90	0,91	5-10
	Зжижений нафтовий вуглеводний (СНВ)	1600/6 люд	550	90	0,91	5
Електроенергія		1800/4 люд	70	40-50	0,47	8-12



Тому з газових палив найбільші перспективи використання в автотранспорті мають вуглеводневий й природний газ, як у компримированому (стислому) так і зжиженому виді. Розрахункове октанове число становить не менш 105 єд. При цьому стиснений газ використовується для великовантажних автомобілів і автобусів, а зріджений для легкових.

Саме, тому в цей час у світі на цьому виді палива ( газовій суміші) працює найбільша кількість автомобілів - 4,5 млн. одиниць. Про ефективність роботи автомобілів на газовій суміші свідчать дослідження, проведені на ВАЗі (таблиця 3).

Таблиця 3 – Технічні характеристики (в %) двигуна автомобіля ВАЗ, що працює на газовій і бензогазовій паливній суміші

Характеристика	Двигун		
	бензиновий	газовий	бензогазовий
Маса додаткової системи живлення (без газу)	100	120	106
Витрата палива	100	10...15	50...65
Запас ходу	100	75...85	125...135
Ступінь стиснення	100	115...125	112...125
Витрати на обслуговування й ремонт	100	106...108	102...104
Викид токсичних компонентів з відпрацьованими газами:			
оксидів вуглецю	100	40..120	20...50
оксидів азоту	100	90...105	65...72
вуглеводнів	100	50...110	80...105

Україна має більші можливості переведення автотранспорту на альтернативні види палива (на спиртовій і газовій основі), тому що для вирішення цього питання вона має високий енергетичний потенціал (сировину). Це різні види рослинного походження, а також виявлені 307 родовищ нафти й газу. [7]

*Висновок.* На підставі проведеного аналізу існуючих на теперішній час альтернативних палив рекомендовано використання найбільш ефективного виду палива в залежності від типу двигуна мобільного енергетичного засобу.

#### Література

1. *Хачиян А.С.* Применение различных топлив и энергетических

- установок в автомобилях будущего. // Двигателестроение.- 2004. - №1 с. 28-31 с.
2. *Емельянов В.Е.* Улицам – воздух без свинца. / В.Е. . Емельянов. – М: «Нефть России», 1996.- 95 с.
3. *Горелик Д.О.* Мониторинг загрязнения атмосферы и источников выбросов. Аэроаналитические измерения. / Д.О. Горелик, Л.А. Конопелько. – М.: Издательство стандартов, 1992. - 112 с.
4. *Руденко В.П.* Природно-ресурсний потенціал України. / В.П. Руденко. – К: Либідь, 1994. - 150 с.
5. *Девянин С.Н.* Растительные масла и топлива их основа для дизельных двигателей. / С.Н. Девянин, В.А. Марков, В.Г.Семенов. – Харьков. Новое слово, 2007. - 452 с.
- 6.*Гайнуллин Ф.Г.* Исследование углеводородных газов в качестве моторного топлива. / Ф.Г. Гайнуллин, А.Е. Андреев. – М.: УНИИТЭНЕФТЕХИМ, 1996. 41-43 с.
7. *Трегобчук В.І.* Ресурсно-екологічна складова національної безпеки України. / Економіка України. - 2002. - № 2. 4-15 с.

## **АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ТОПЛИВА ДЛЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

Митков Б., Митков В., Шульга А.

### *Аннотация*

**В работе проведен анализ существующих альтернативных топлив для двигателей внутреннего сгорания современных энергетических средств и рассмотрена эффективность их использования в зависимости от типа двигателя.**

## **ALTERNATIVE FUELS FOR VEHICLES**

B. Mitkov, V. Mitkov, A. Shulga

### *Summary*

**The article analyzes the existing alternative fuel for internal combustion engines of modern power tools and examined the effectiveness of their use, depending on engine type.**



УДК 623.438:539.3

## **К ВОПРОСУ ИССЛЕДОВАНИЯ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ РЕЖУЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ ШТАМПОВ В СИСТЕМЕ “ПУАНСОН - МАТРИЦА – ЗАГОТОВКА”**

Демина Н.А., к.т.н.

*Таврический государственный агротехнологический университет*

Тел.(0619)42-13-56

**Аннотация** - исследованы конструкции элементов технологических систем, условия их нагружения и сопряжения. Рассмотрен отчасти вопрос баланса перемещений и напряжений в зоне разделения листового материала.

**Ключевые слова** — технологические системы, напряженно-деформированное состояние, напряжения, деформации, штампы, матрицы, пуансоны, пуансон-матрицы, штампуемый материал.

*Постановка проблемы.* Для получения широкой номенклатуры выпускаемых изделий используют процесс листовой штамповки[1]. Прочностные и жесткостные характеристики штамповой оснастки самым непосредственным образом влияют на точность изготовления и качество поверхности штампуемых деталей. Кроме того, работоспособность и стойкость инструмента, в первую очередь режущих штампов (одним из видов листовой штамповки является вырубка-пробивка), зависит от их напряженно-деформированного состояния (НДС). Поэтому важной и актуальной является задача определения НДС в элементах штампа с целью обеспечения работоспособности, надежности и долговечности, а также с целью обоснованного выбора рациональных конструктивных и технологических параметров элементов разделительных штампов (РШ).

*Анализ последних исследований.* Анализ конструкций, технологических параметров и условий эксплуатации элементов штамповой оснастки позволяет сделать вывод, что наиболее нагруженными и ответственными элементами штампов являются матрицы, пуансон-матрицы, пуансоны и плиты. Данные элементы представляют собой сложные конструкции, в состав которых входят

тела вращения, пластины, стержневые конструкции и массивные тела[3]. Для оперативного анализа НДС матриц, пуансон-матриц как элементов единой системы "режущий инструмент - заготовка" проводилась серия многовариантных численных расчетов с варьированием различных параметров и конструктивных схем исполнения инструмента, свойств и толщины штампуемого материала[3-7]. Для определения НДС элементов штампов применялся метод конечных элементов[8].

**Матрица.** Подробно методика проведения данного исследования приведена в работе[2]. Там же решена задача определения зависимости НДС матриц РШ от их конструктивных параметров и, в частности, от толщины стенки. Кроме указанной, также решена задача анализа жесткостных параметров матриц при варьировании их высоты[9].  
**Пуансон-матрица.** В процессе исследования НДС пуансон-матриц установлено, что характер приложения нагрузки к верхнему торцу существенно влияет на характер распределения и абсолютные значения максимальных перемещений и напряжений, возникающих в зонах режущих кромок[4]. Это соответствует результатам, полученным в[2].

**Формулировка целей статьи.** Целью данной статьи является определение вклада перемещений и оценка уровней напряжений точек пуансона разделительного штампа в общий баланс перемещений и напряжений режущих элементов РШ в межкромочной зоне.

**Основная часть.** При моделировании процесса листовой штамповки одним из актуальных вопросов является исследование баланса перемещений и уровней напряжений в области режущих кромок элементов штамповой оснастки. Учитывая, что в процессе деформирования кромок режущего инструмента происходит изменение номинального зазора, то соответственно и меняются условия разделения материала.

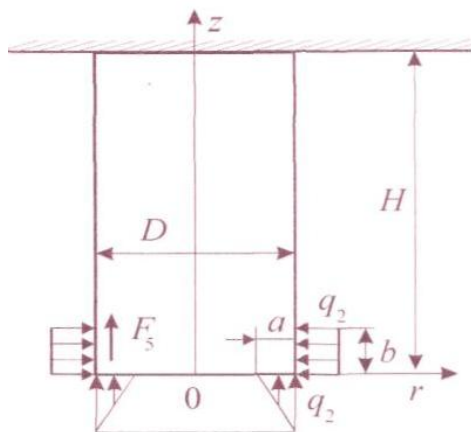


Рис. 1. Расчетная схема пуансона штампа

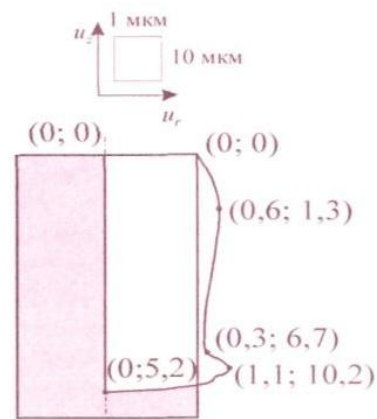


Рис.2. Картина деформирования пуансона

Пуансон. Анализ НДС пуансонов, расчетная схема которых представлена на рис.1, показывает полное соответствие полученных картин и величин напряжений и перемещений результатам, описанным в [2]. Происходит чувствительное изменение размеров и формы пуансона в районе режущей кромки (рис.2). При этом напряжения локализируются в основном также в зоне режущей кромки (рис.3).

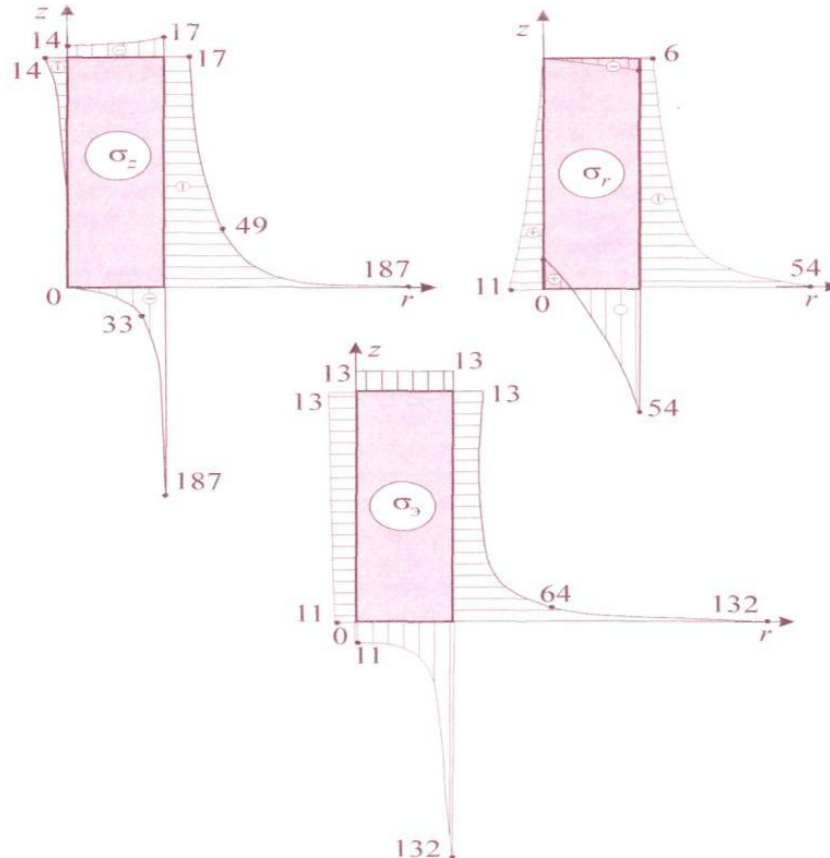


Рис.3. Распределение компонент тензора напряжений и эквивалентных напряжений (по Мизесу) в пуансоне.

Анализ результатов расчетов на жесткость вырубных матриц, пуансонов и пуансон-матриц с учетом характера деформирования пуансонов показывает, что при определенных усилиях штамповки и конструктивных параметрах режущего инструмента в процессе вырубки деталей за счет радиальных перемещений режущих кромок изменяется назначенный конструктором рабочий зазор.

Так, например, при вырубке шайбы из стали 50ХГ ( $\sigma_{cp} = 1200$  МПа) толщиной 4 мм с наружным диаметром 80 мм и внутренним 60 мм радиальное сближение режущих кромок между матрицей и пуансон-матрицей составит около 65 мкм, т. е. 20% величины одностороннего номинального зазора для данного случая, что изменит требуемую точность вырубки и ухудшит качество поверхности среза

шайбы. Зазор между пуансоном и пуансон-матрицей увеличится на 7 мкм, т.е. на 2 % номинального значения.

Таким образом, при проектировании рабочего инструмента следует рассчитать его прочность и жесткость, определить величины радиальных смещений режущих кромок и скорректировать величину номинального зазора.

Комплексное исследование НДС рабочих элементов специализированных штампов (СШ) позволяет получить картины распределения напряжений и перемещений, что дает возможность оценить прочность и жесткость данных элементов для различных сочетаний конструктивных параметров. Важной особенностью НДС матриц, пуансонов и пуансон-матриц СШ является наличие трех характерных зон:

I - область непосредственной окрестности режущих кромок (характерный размер области примерно равен толщине штампуемого материала). Для нее характерно напряженное состояние всестороннего сжатия, наблюдается резкий всплеск всех компонент тензора напряжений и эквивалентных напряжений. При этом величина напряжений не зависит ни от конструктивных параметров матриц, пуансон-матриц и пуансонов СШ, ни от толщины штампуемого материала, а определяется величиной  $\sigma_{cp}$  и прямо ей пропорциональна. Для деформированного состояния этой области свойственно наличие резких градиентов перемещений.

II - область, отстоящая от режущих кромок на удалении, превышающем толщину штампуемого материала, но меньше толщины стенки матрицы, пуансон-матрицы или половины толщины пуансона, является переходной, в которой происходит сопряжение характерных для областей I и III законов распределения напряжений и деформаций точек матриц, пуансонов и пуансон-матриц.

III - область, отстоящая от режущих кромок на расстояние, превышающее толщину стенки матрицы, пуансон-матрицы или половины толщины пуансона, напряженно-деформированное состояние которой определяется интегральными силовыми факторами, действующими на режущих кромках, в результате чего возникает сложное НДС, характер которого зависит от соотношения конструктивных параметров исследуемых элементов СШ. В пуансонах преобладает картина осевого сжатия, в матрицах и пуансон-матрицах - сжатия и изгиба (при этом уровень напряжений находится в линейной зависимости от величины усилия штамповки).

Принятая в расчетах схема нагружения штампуемого материала (рис.4.), строго говоря, экспериментально обоснована для конечного этапа процесса штамповки, т.е. при наличии в заготовке развитых пластических деформаций. В то же время задача решалась в

упругой постановке, что предполагает соотношение полученных результатов к начальной стадии процесса вырубki-пробивки. Однако качественная картина деформирования штампуемого материала может быть изучена на основе анализа этих результатов, поскольку соотношение жесткостей пуансонов, матриц и пуансон-матриц - с одной стороны, и штампуемого материала - с другой, в направлении штамповки позволяет моделировать, в данном случае, элементы СШ жесткими телами, а заготовку - податливым тонкостенным упругим телом. Как показывают исследования [2], закон распределения контактных давлений при этом аналогичен принятому в описанных выше расчетах.

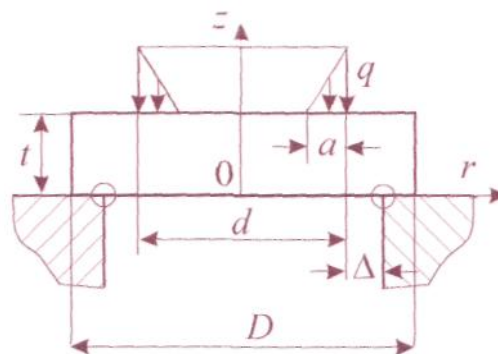


Рис. 4. Расчетная схема пуансона штампа.

В зоне разделения материала в заготовке доминируют напряжения смятия и среза, а в средней ее части - напряжения изгиба. С уменьшением толщины штампуемого материала напряжения от изгиба растут. Таким образом, в тонких деталях пластические деформации в первую очередь возникают в средней части, в толстых - в зоне разделения материала. Деление заготовок по толщине условно, и граница между ними зависит от габаритов в плане.

*Выводы.* Отмеченные особенности НДС матриц, пуансон-матриц, пуансонов СШ и штампуемого материала позволяет сделать следующие выводы.

1. Максимальные напряжения в пуансонах, матрицах и пуансон-матрицах наблюдается в окрестности режущих кромок и не зависят от габаритов и толщины штампуемого материала. В остальной части данных элементов СШ напряжения существенно ниже. Следовательно, при определении их геометрических размеров применим подход, в основу которого положены конструктивные и технологические соображения. Ограничения по прочности начинают сказываться и при характерном размере в плане матриц, пуансон-матриц, пуансонов порядка  $2,5$  толщины штампуемого материала.

2. Максимальные и эквивалентные напряжения в рабочих элементах СШ представим в виде:  $|\sigma| = k_s \sigma_{cp}$ , где  $k_s$ - коэффициент ( $s$ - соответствующий индекс). Для исследованных элементов максимальные значения данного коэффициента следующие: для пуансона –  $k_z \sigma \approx 1,9$ ,  $k_{экв} \approx 1,4$ ; для пуансон-матрицы -  $k_z \approx 4,1$ ,  $k_r \approx 1,9$ ,  $k_{экв} \approx 3,0$ ; для матрицы -  $k_z \approx 4,5$ ,  $k_r \approx 2,3$ ,  $k_{экв} \approx 4,2$ . Таким образом, эквивалентные напряжения превышают  $\sigma_{cp}$  в пуансонах примерно в 2 раза, в пуансон-матрицах - в 3 раза, а в матрицах - в 4 раза. Соответственно наиболее жесткие требования к механическим характеристикам материала и режим термообработки необходимо предъявить при изготовлении матриц.

3. Изменение зазора между матрицей, пуансон-матрицей и пуансоном вследствие их деформации под действием усилия штамповки достигает для исследованных элементов 10 мкм, в связи с чем этот параметр необходимо учитывать (особенно при без зазорной и штамповке с малым зазором).

4. При вырубке тонколистового материала с большим зазором между матрицей и пуансоном получаемые детали могут приобретать остаточные деформации, вызываемые образованием упругих пластических деформаций в средней части детали, что приводит к отклонению от плоской формы (описанный эффект уменьшается при уменьшении зазора).

#### Литература

1. *Скворцов Г.Д.* Основы конструирования штампов для холодной листовой штамповки. - М.: Машиностроение, 1972. - 360 с.

2. *Заярненко Е.И.* Разработка математических моделей и расчеты на прочность разделительных переналаживаемых штампов - Дисс. докт. техн. наук. - Харьков, 1992. - 280 с.

*Зльвов Г.И., Ткачук Н.А.* Моделирование и анализ элементов технологических систем листовой штамповки // Мехашка та машинобудування. - 1997.- № 1.- С.34-39.

4. *Гоголь Н.А., Назарова О.В., Ткачук А.В., Кохановская О.В.* К задаче формирования расчетных элементов технологических систем листовой штамповки // Вестник НТУ "ХПИ". Тем. вып.: "Динамика и прочность машин". - Харьков: НТУ „ХПИ”. - 2005. - № 47. - С.50-60.

5. *Ткачук Н.А., Гриценко Г.Д., Липовецкий Л.С., Глуценко Э.В., Гоголь Н.А.* Методика экспериментального исследования элементов механических систем методом голографической интерферометрии // Механша та машинобудування. - Харьков: НТУ „ХПИ”. - 2005. - № 1.- С.88-99.

6. *Демина Н.А.* Влияние конструктивных и технологических параметров на напряженно-деформированное состояние матриц



штампов холоднолистовой штамповки // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем.:вып.: „Машиноведение и САПР” - Харьков: НТУ „ХПИ”. - 2005. - № 60.-С.68-76.

7.Демина Н.А. К вопросу моделирования напряженно-деформированного состояния элементов штамповой оснастки // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР” - Харьков: НТУ „ХПИ”. - 2006. - № 24. - С.75-83.

8.Стренг Э., Фикс Дж. Теория метода конечных элементов. - М.: Мир, 1977.- 349 с.

9.Демина Н.А., Ткачук А.В., Пеклич М.М., Подобедов В.В. К вопросу о влиянии высоты матрицы штампа для вырубки-пробивки на ее деформированное состояние // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР” - Харьков: НТУ „ХПИ”. -2006. - № 33. - С.28-33.

### **ДО ПИТАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ РІЖУЧИХ ЄЛЕМЕНТІВ ШТАМПІВ "ПУАНСОН-МАТРИЦЯ-ЗАГОТОВКА"**

Демина Н.О.

#### *Анотація*

**Досліджені конструктивні елементи технологічних систем, умови їх навантаження і спряження. Частково розглянуто питання балансу переміщень у зоні розподілу листового матеріалу.**

### **TO QUESTION STUDY OF THE STRESSED-DEFORMED STATE ELEMENTS OF STAMP IN SYSTEM «PUNCHES - MATRIX – BLANKS».**

N. Demina

#### *Summary*

**The study design elements of technological systems, their conditions of loading and conjugation. The partial question of moving and stress balance is considered in the area of division of sheet material.**



УДК 631.371:621.31

## **РОЗРОБКА ПРОГРАМНОГО КОМПЛЕКСУ РОЗРАХУНКУ ЖИВИЛЬНОГО РОЗЧИНУ ДЛЯ ГІДРОПОННОЇ ТЕПЛИЦІ**

Коваленко Л.Р., к.т.н.,

Коваленко О.І., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. +38 (061 92)42 11 74

*Анотація – в роботі проведено аналіз існуючих методів розрахунку живильних розчинів, на основі принципу поливу і технології подачі живильного розчину розроблено програмне забезпечення розрахунку живильного розчину і технологія його приготування, підбір і застосування мінеральних добрив.*

*Ключові слова – живильний розчин, малооб'ємна гідропоніка, комплексон, біометричні вимірювання.*

*Постановка проблеми.* Тепличне виробництво в даний час розвивається як динамічна і ефективна галузь сільського господарства, що має значення для постачання населення свіжими і багатими вітамінами овочами, коли не поступає продукція з відкритого ґрунту. Завдяки конкуренції, що посилюється, перед тепличними комбінатами встає завдання підвищення ефективності виробництва. Це завдання може бути вирішене тільки шляхом реконструкції і модернізації виробництва із застосуванням нових технологій [1 - 3].

Один з перспективних напрямів вдосконалення технології поливу в промислових теплицях полягає в застосуванні краплинного зрошування, що має ряд переваг перед традиційними способами поливу (шланговий полив, дощування). Краплинне зрошування є основним способом поливу при вирощуванні рослин методом малооб'ємної гідропоніки, яка передбачає створення оптимальних водно-повітряних, живильних і температурних параметрів в кореневій зоні рослин. Об'єм субстрату для життєдіяльності кореневої системи обмежений і є хімічно нейтральним середовищем, тому подача води, живильних елементів і тепла для підтримки заданих умов повинні здійснюватися своєчасно і в необхідних кількостях [1, 4].

Розробка та отримання універсального засобу рішення задачі розрахунку живильного розчину є актуальним, і призведе до автоматизації процесу з використанням математичних методів. [2, 5].

*Аналіз останніх досліджень.* На даний час не існує єдиної методики проведення розрахунку живильного розчину. Кожен агроном вирішує задачу залежно від власних знань і переваг. Зв'язано це з тим, що вибір добрив достатньо великий, а вимоги в різних тепличних господарствах відрізняються, що і призводить до того, що публікацій в спеціалізованих виданнях іноді виявляється недостатньо для складання оптимального живильного розчину [5].

Світовими лідерами в сільському господарстві і тепличних технологіях є голландські фірми. І виражено це як в науковій сфері, так і в самому виробництві. Завдяки міжнародним виставкам і постійній співпраці фахівців з різних країн, можна з упевненістю стверджувати, що програмний засіб автоматизації розрахунку живильного розчину існує і використовується голландськими виробниками. Проте це програмне забезпечення є комерційною таємницею, яка не рекламується і не продається офіційно в інших країнах. Пояснюється це специфічними особливостями ринку тепличних технологій [2, 3, 5].

*Формулювання цілей статті.* Необхідно розробити на основі принципу поливу і технології подачі живильного розчину програмне забезпечення розрахунку розчину, а також технологію його приготування, використання кислот і визначення їх кількості, підбір і застосування мінеральних добрив, підбір та підготовку субстратів для малооб'ємної технології. Провести оцінку економічних показників програмного забезпечення.

*Основна частина.* Накопичений досвід виробництва і впровадження устаткування дозволив розробити двох рівневу модель управління технологічними процесами в теплицях [2, 5].

Перший рівень є основним і є сукупністю автономних мікроконтролерів, які реалізують в автоматичному режимі технологічну програму поливу або мікроклімату в теплиці, шляхом управління доступними виконавчими механізмами. Дані з кожного контролера по єдиному каналу зв'язку щохвилини передаються на другий рівень.

Другий рівень управління представлений спеціальним програмним забезпеченням, встановленим на диспетчерських комп'ютерах. Автоматизований засіб розрахунку живильного розчину повинен знаходитися на даному рівні поряд з програмою моніторингу і графічного відображення інформації про стан контролерів, що управляють. Програмний комплекс, що працює на другому рівні, дозволяє за допомогою локальних обчислювальних мереж, передавати

і отримувати дані з комп'ютерів. У разі виникнення проблем на другому рівні, експерт, що знаходиться на відстані, може повністю відновити нештатну ситуацію і сформулювати відповідь про причини виниклої проблеми і дати рекомендації по її усуненню.

До складу системи полива і забезпечення кореневої зони рослин живильними елементами входять[4]:

- вузли попереднього приготування і баки готових маткових розчинів вузла розчину;

- вузол розчину для приготування і подачі живильного розчину, що складається з ємностей з матковими розчинами і кислотою, насосів і апаратури для їх дозування, змішувача, насоса для перемішування робочого розчину і подачі його в теплицю, а також фільтрів, датчиків температури, кислотності, електропровідності, расходоміра і автоматизованого контролера з пультом управління процесом поливу;

- магістральний трубопровід і краплинна мережа теплиці, по яких розподіляється живильний розчин.

Проаналізувавши принципи поливу і основи технології подачі живильного розчину, можна виділити наступні моменти:

- 1) Автоматизоване зрошення (подачу розчину в систему крапельниць і далі до рослин), забезпечує спеціальне обладнання, а головне - вузол розчину.

- 2) Вузол розчину використовує два баки з концентрованими (матковими) розчинами і один бак з кислотою.

- 3) Змішування концентрованих розчинів з водою ведеться по заданому значенню електропровідності ( $EC$ ), а бак кислоти потрібний для отримання розчину з необхідним значенням кислотності ( $pH$ ).

Найбільш важливо забезпечити рослини живильними елементами в період зростання і плодоношення. Підвищення врожайності в тепличному виробництві неможливе без рішення типової задачі розрахунку живильного розчину.

Існуюче різноманіття добрив ставить перед агрономом складне і трудомістке розрахункове завдання, процес рішення якого займає немало часу. Часто, виявляється непросто отримати задані рівні живильних елементів, і доводиться повторювати виконану роботу в спробах знайти оптимальний варіант. Чим більше вибір добрив, тим складніше визначити точний, якісний і економічно обґрунтований розчин для поливу рослин [5].

Відомо, що рослини більш ніж наполовину складаються з води. Тільки п'ята частина сухої ваги рослин складає неорганічна частина, яка відображає мінеральний склад, доступний в кореневій зоні. Потреба живлення пов'язана з браком простих неорганічних речовин, елементи поглинаються клітками коріння рослин не як молекули, а як

дисоційовані іони. Рослини володіють виборчою здібністю до поглинання іонів, віддаючи перевагу необхідним для їх розвитку.

Перед проведенням розрахунку необхідно врахувати і аналіз води для зрошування, так як в ній вже міститься та або інша кількість будь-якого макроелементу або мікроелементу. Скласти живильний розчин можна двома способами: на основі комплексних добрив (що містять і макро-, і мікроелементи) або використовуючи виключно прості. Дуже важливо при підборі добрив враховувати те, що вони повинні бути повністю розчинними у воді і не містити баластних домішок. На якість розчину сильним чином впливає ступінь його кислотності і електропровідності. Для того, щоб добитися кращого регулювання кислотності живильного розчину, в матковий розчин рекомендується додавати кислоту в кількості, щоб при приготуванні розчину (без включення кислотного бака)  $pH$  було вище заданого. Для цього потрібно варіювати значення  $pH$  і проводити точний розрахунок [6].

Начальные данные

(ммоль/л)	НСО <sub>3</sub>	NO <sub>3</sub>	P	S	NH <sub>4</sub>	K	Ca	Mg
Уровни		16	1,25	1,375	1,25	8	4	1,375
Анализ воды	3,2	0,3		0,03		0,3	0,8	0,4
Растеор	2,2	15,7	1,25	1,345	1,25	7,7	3,2	0,975

(мг/л)	Fe	Mn	Zn	B	Cu	Mo
Уровни	0,837	0,549	0,327	0,27	0,048	0,048

Σ	Σ
20	20
ЕС воды	0,34
pH воды	6,4

Рис.1. Таблица початкових даних.

Далі приведемо деякі етапи проведення розрахунку живильного розчину. Всі дані вводяться в мілімолях на 1 літр живильного розчину. Рівні мікроелементів (*Fe*, *Mn*, *Zn*, *B*, *Cu*, *Mo*) вводяться, завантажуються і зберігаються аналогічно в наступній таблиці. На рисунку 2 зображено приклад повного заповнення, тобто введення рівнів макро- і мікроелементів, а також  $pH$  і  $ЕС$  води.

Показник  $pH$ , визначається, як негативний десятковий логарифм концентрації іонів водню в розчині, введений для кількісної оцінки кислотності або лужності даного розчину. У нейтральних розчинах показник  $pH$  дорівнює семи, в кислих розчинах  $pH$  менше семи, а в лужних, відповідно, більше. [4, 5, 6].

Наступним кроком є вибір добрив, які використовуються в розрахунку.

Розрахунок вже автоматично проведений, і показано перше рішення з мінімальною погрішністю. Зверху в першому рядку представлені задані рівні макроелементів і мікроелементів, а нижче – таблиця з всіма добривами, напроти яких стояли галочки. Для

макроелементів всі цифри показані в мілімолях, для мікроелементів – в міліграмах 1 літр розчину.

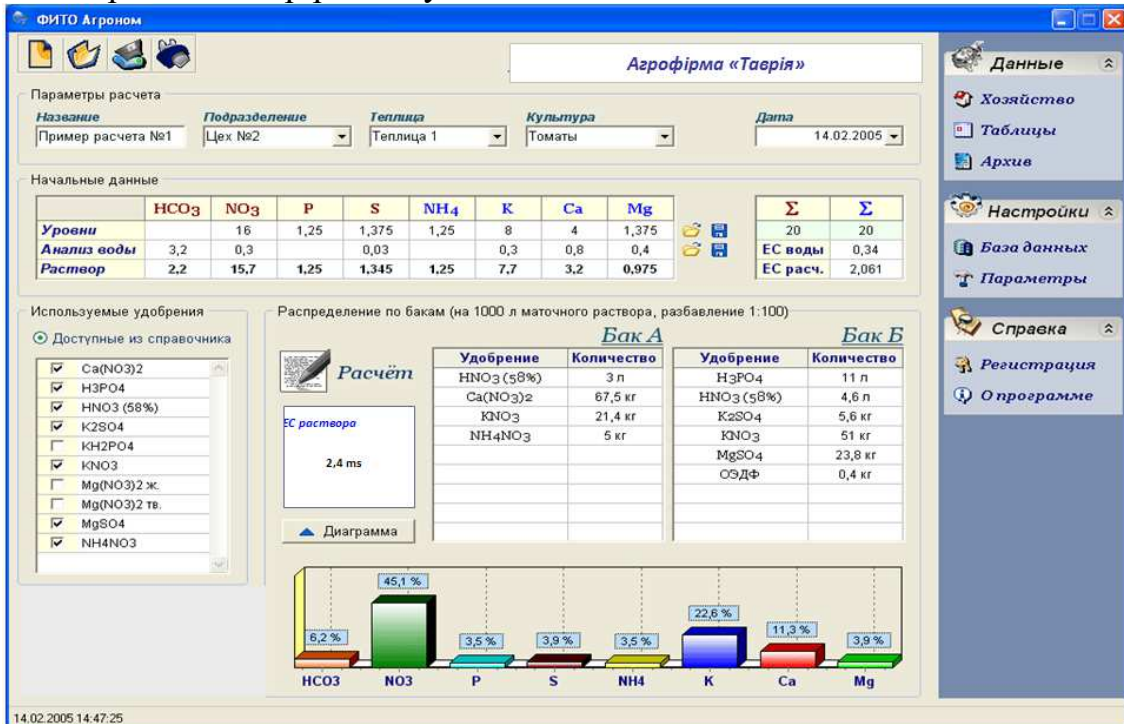


Рис. 2. Основне вікно програми після проведення розрахунку.

Результат розрахунку - це розподілений по баках список добрив (з обчисленим об'ємом), що забезпечує максимальну відповідність початковим рівням елементів і іншим агрономічним вимогам [2].

*Висновки.* Впровадження комп'ютерної програми в тепличних господарствах, що використовують гідропонні технології і краплинне зрошення, допоможе вирішити ряд проблем, і дозволить:

- підвищити ефективність праці агрономічного персоналу;
- стандартизувати різноманіття існуючих схем і способів розрахунку;
- понизити вірогідність помилки і збільшити точність рішення;
- оцінювати використання відразу багатьох варіантів добрив за їх вартістю, складом і пріоритетними характеристиками.

#### Література

1. Автоматическая установка для беспочвенного выращивания растений: ИЛ №182-91/ Казанский ЦНТИ-2с.
2. Кистень Г.Е. Определение концентрации питательного раствора в гидропонных теплицах кондуктометрическим способом / Г.Е. Кистень и др. // Механиз. и электриф. сел. х-ва.- К., 1990.- С.64-68.
3. Коваленко О.І. Енергозберігаючі технології обробки поливної води та живильних розчинів у теплицях / О.І. Коваленко, Л.Р. Коваленко // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. Вип. 33, Мелітополь: ТДАТА, 2005. – С.107–113.

4. *Костюченко В.А.* Расчет элементов гидропонной установки // Техника в сел. х-ве.-1991.-№2.- С.21-23.
5. *Пилюгина В.В.* Автоматическое управление подачей питательного раствора в теплице на малообъёмной гидропонике / *В.В. Пилюгина, Ю.Г.Шейнгин, Б.В.Захаров* // Науч.-техн. бюлл. по электриф.с.х-ва. ВИЭСХ. 1986. – Вып. 1(56). – с.33-38.
6. *Русин Г.Г., Федоров В.М.* Изменение электрического потенциала гравийного субстрата гидропонных теплиц / *Г.Г. Русин, В.М. Федоров* // Механиз. и электриф. сел. х-ва.- К.,1983.- Вып.58.- С.48-52.

## **РАЗРАБОТКА ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА РАСЧЕТА ПИТАТЕЛЬНЫХ РАСТВОРОВ ДЛЯ ГИДРОПОННОЙ ТЕПЛИЦЫ**

Коваленко Л.Р., Коваленко А.И.

### *Аннотация*

**В работе проведен анализ существующих методов расчета питательных растворов, на основе принципа полива и технологии подачи питательного раствора разработано программное обеспечение питательного раствора и технология его приготовления, подбор и применение минеральных удобрений. Проведена оценка экономических показателей программного обеспечения.**

## **DEVELOPMENT OF PROGRAMMATIC COMPLEX OF CALCULATION OF NOURISHING SOLUTIONS IS FOR GIDROPONNOY HOTHOUSE**

L. Kovalenko, O. Kovalenko

### *Summary*

**The analysis of existent methods of calculation of nourishing solutions is in process conducted, on the basis of principle of watering and technology of serve of nourishing solution it is developed calculation of nourishing solution software and technology of his preparation, use of acids. The estimation of economic indicators of software is conducted.**





УДК 621.225.001.4

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ПЛАНЕТАРНОГО ГИДРОМОТОРА

Зуев А.А., к.т.н.,

Леженкин А.Н., к.т.н.,

Болтянский О.В., к.т.н.,

Засядько А.И., ас.

*Таврический государственный агротехнологический университет*

Тел. (0169) 42-04-42

**Аннотация** – работа посвящена разработке способов увеличения (сглаживания) суммарной площади рабочих окон элементов распределительной системы планетарных гидромоторов для диапазона кинематических схем от  $4/3$  до  $17/16$ .

**Ключевые слова** – планетарный гидромотор, торцевая распределительная система, рабочая поверхность, золотник, распределитель, кинематическая схема, рабочие и разгрузочные окна распределителя, окна нагнетания и слива золотника, площадь проходного сечения.

**Постановка проблемы.** На сегодняшний день гидрофикацию активных рабочих органов и ходовых систем строительной, дорожной, сельскохозяйственной и другой мобильной техники сдерживает ограниченная номенклатура гидромашин объемного действия. В последнее время в указанных приводах наибольшее применение находят планетарные гидромашин, выходные характеристики которых не всегда соответствуют предъявляемым требованиям. При эксплуатации этих гидромашин часто наблюдаются пульсации [1] крутящего момента и частоты вращения выходного вала, что говорит о несовершенстве расчета и проектирования распределительных систем данных гидромашин.

Распределительные системы планетарных гидромашин предназначены для формирования вращающегося потока рабочей жидкости, который воздействует на вытеснители гидромашин [2-4]. Пульсация выходных параметров планетарного гидромотора объясняется изменением потока рабочей жидкости и зависит от геометрических параметров элементов распределительной системы



гидромотора [1]. Таким образом, необходимо исследовать влияние изменения геометрических параметров распределительной системы планетарного гидромотора на формирование потока рабочей жидкости.

*Анализ последних исследований.* В планетарных гидромоторах применяется наиболее сложная – торцевая распределительная система, представляющая собой устройство для подачи рабочей жидкости в рабочие камеры и ее слива в строго определенной последовательности, зависящей от положения ротора [2-4]. От геометрических параметров распределительного устройства зависят не только гидравлический и объемный КПД, максимальное и минимальное число оборотов, но надежность, и эффективность его работы. Торцевое распределение представляет собой прилегающие поверхности подвижного распределителя и неподвижного золотника, на которых выполнены окна. Наибольшее применение в планетарных гидромашинах имеет торцевая распределительная система с сегментными окнами [2-4]. Предыдущими исследованиями установлено, что площадь проходного сечения распределительной системы представляет собой сумму площадей перекрытия окон золотника окнами распределителя и изменяется циклически в зависимости от угла поворота распределителя.

*Цель работы.* Целью данной работы является обоснование направлений формирования равномерного потока рабочей жидкости, подводимой к рабочим камерам планетарного гидромотора, путем оптимизации геометрических параметров элементов его распределительной системы.

*Основная часть.* Распределительная система планетарного гидромотора состоит из двух основных элементов – золотника и распределителя. Рабочая поверхность золотника представляет собой кольцо (рис.1), на котором симметрично расположены окна нагнетания рабочей жидкости 1-3-5-7 и окна слива 2-4-6-8.

Окна на рабочей поверхности золотника выполнены в форме сегмента, такая форма является оптимальной для данного типа распределительной системы [2].

На рабочей поверхности распределителя, выполненной также в виде кольца (рис.2), расположены рабочие окна 1-3-5, количество которых всегда на одно меньше, чем количество окон нагнетания (слива) золотника.

Для уравнивания распределителя относительно золотника, на его рабочей поверхности наряду с рабочими окнами располагают разгрузочные окна 2-4-6, количество которых всегда равно количеству рабочих окон.

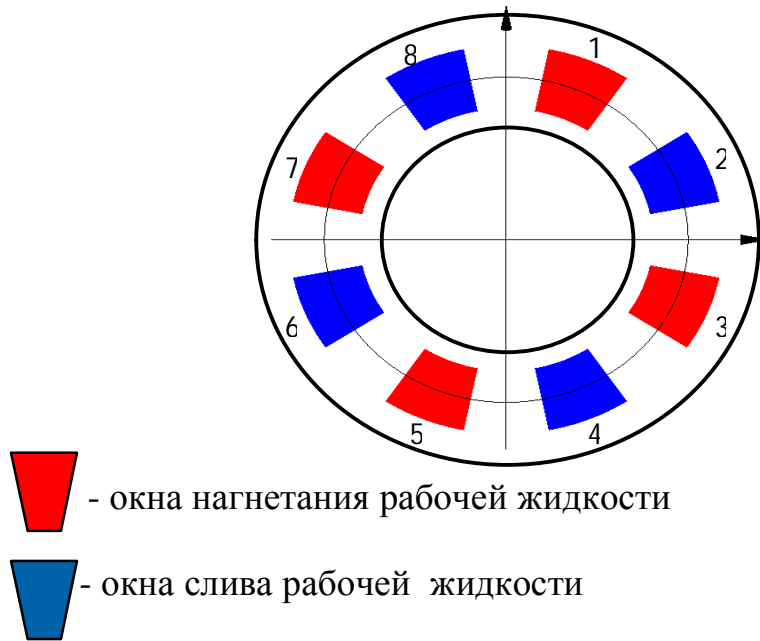


Рис.1. Рабочая поверхность золотника.

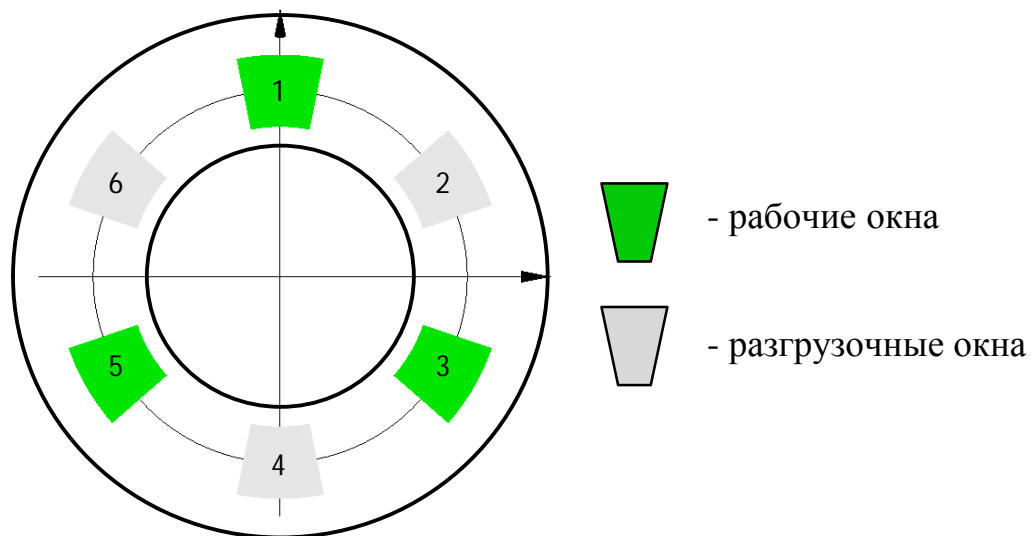


Рис.2. Рабочая поверхность распределителя.

Во время вращения распределителя его окна (рабочие и разгрузочные) поочередно совмещаются с окнами нагнетания и слива золотника [3,4] (рис.3).

Для различных планетарных гидромашин применяются соответствующие кинематические схемы распределительных систем, при этом количество окон золотника определяется суммой окон нагнетания и слива, а распределителя – суммой его рабочих и разгрузочных окон. Кинематическая схема распределительной системы определяется отношением количества окон нагнетания золотника к количеству рабочих окон распределителя.

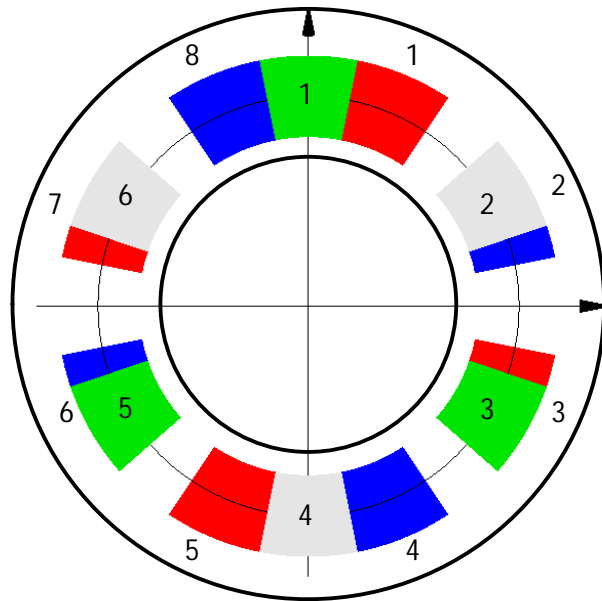


Рис.3. Наложение рабочих поверхностей золотника и распределителя.

Рассмотрим кинематическую схему распределительной системы 4/3, у которой золотник имеет четыре окна нагнетания и четыре слива, а распределитель – три рабочих окна и три разгрузочных. Моделируя работу распределительной системы, по условиям работы [2] с помощью программного обеспечения предложенного в работе [5], определяем закон изменения суммарной площади перекрытия распределительной системы как функцию угла поворота распределителя (рис.4).

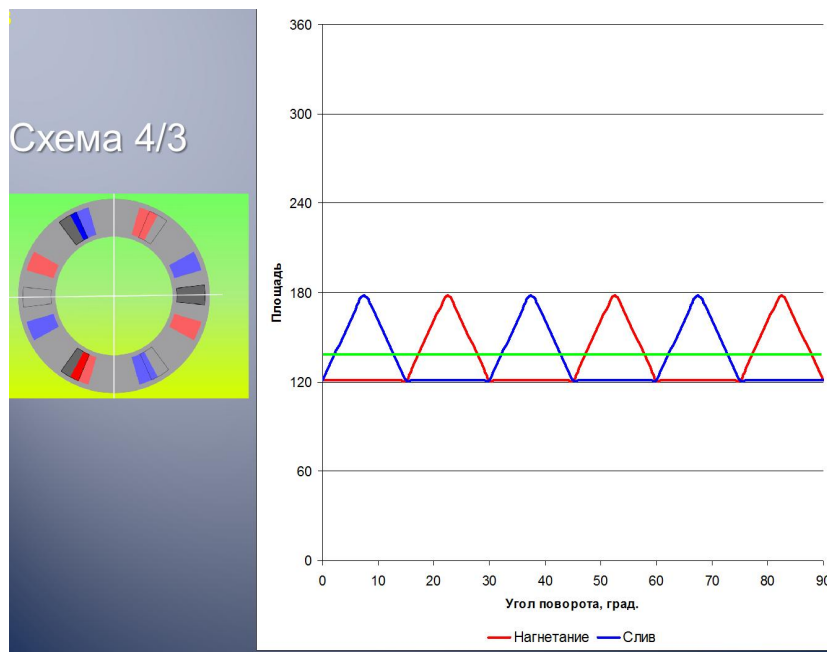


Рис.4. Изменение суммарной площади перекрытия распределительной системы для кинематической схемы 4/3.

Анализируя полученную зависимость можно сделать следующее заключение, что закон изменения суммарной площади перекрытия рассматриваемой распределительной системы одинаков, как для зоны нагнетания (кривая красного цвета), так и для зоны слива (кривая синего цвета). При этом колебания площади составляют  $60 \text{ мм}^2$  ( $\text{min} - 120 \text{ мм}^2$ ,  $\text{max} - 180 \text{ мм}^2$ ). В зависимости от угла поворота распределителя кривые изменения площадей нагнетания и слива расположены в противофазе. Исходя из этого средняя суммарная площадь перекрытия, обеспечивающая необходимую пропускную способность (рабочая) будет выражена прямолинейными участками (с абсолютным значением –  $135 \text{ мм}^2$ ) для кинематической схемы распределителя 4/3. Необходимо отметить, что несинхронное циклическое изменение площади пропускного сечения вызывает пульсацию давления, негативно влияющую на работу гидромотора [1].

Моделируя работу распределительных систем для кинематических схем от 4/3 до 16/15 в пределах одного цикла поворота распределителя [2] получаем ряд зависимостей описывающих изменение суммарной площади перекрытия распределительной системы для различных кинематических схем (рис.5).

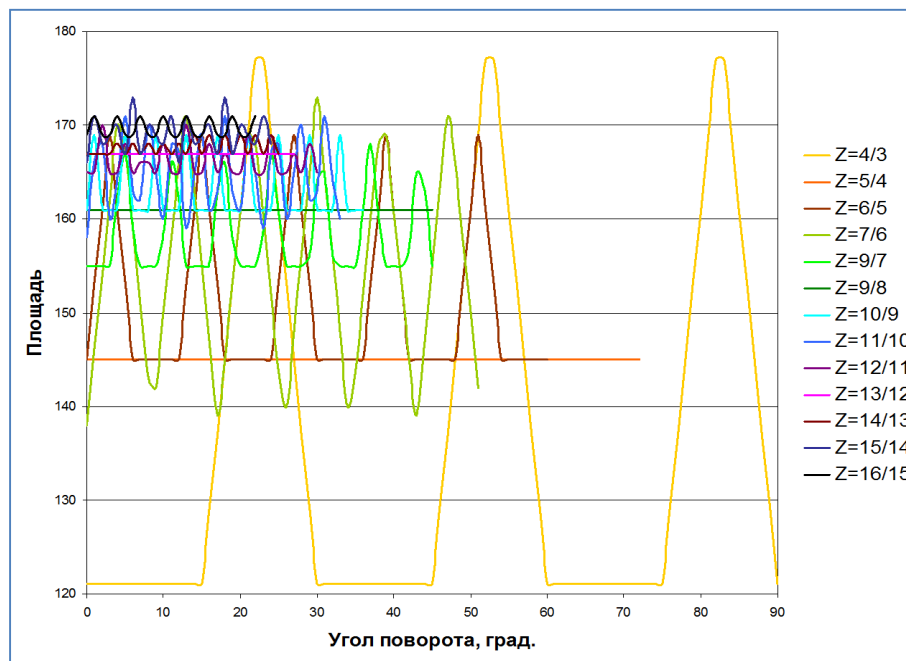
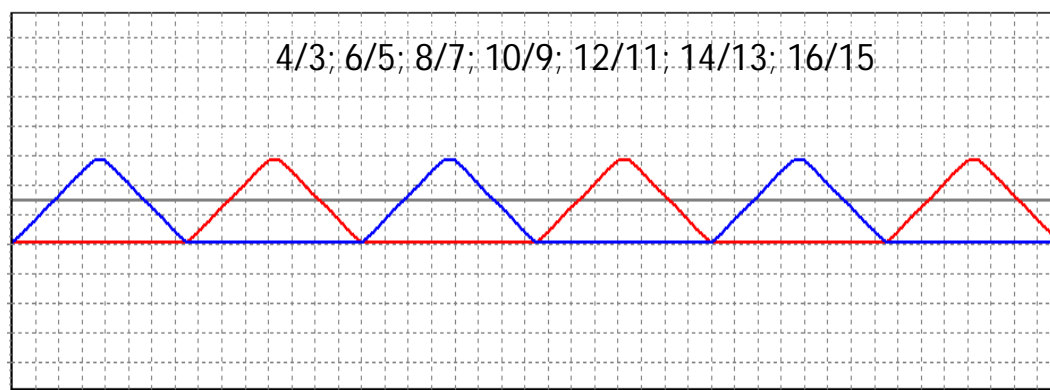


Рис.5. Изменение суммарной площади перекрытия распределительных систем для кинематических схем от 4/3 до 16/15.

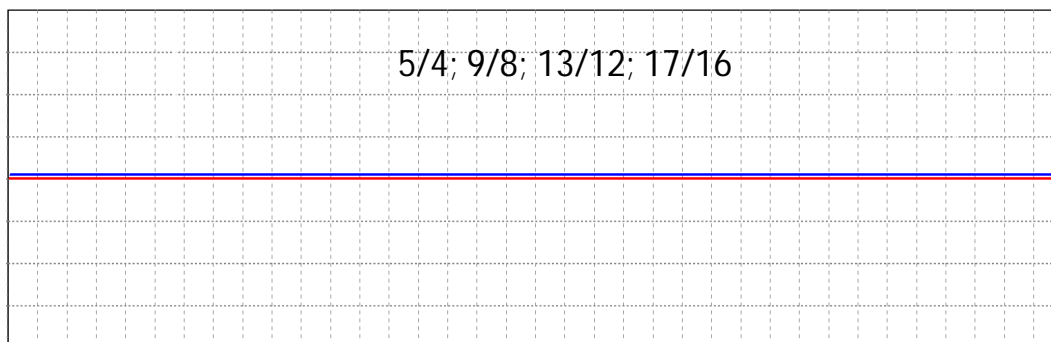
Анализ полученных зависимостей показывает, что суммарная площадь перекрытия распределительных систем для кинематических

схем от 4/3 до 16/15, изменяется по определенным законам, характер изменения которых можно представить тремя графиками (рис.6).

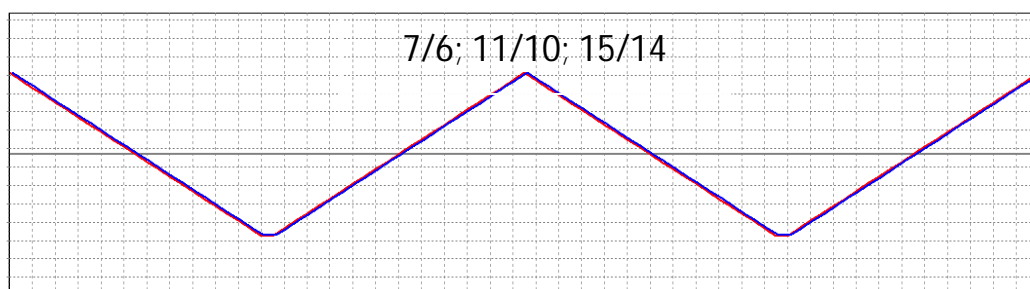
На рис. 6 суммарная площадь перекрытия окон нагнетателя золотника рабочими окнами распределителя обозначена красным цветом, суммарная площадь перекрытия окон слива золотника рабочими окнами распределителя – синим цветом. На рис. 6, а представлен закон изменения суммарных площадей перекрытия распределительных систем для кинематических схем 4/3; 6/5; 8/7; 10/9; 12/11; 14/13 и 16/15. Для вышеперечисленных кинематических схем зависимости изменения суммарных площадей перекрытия окон нагнетателя и слива золотника рабочими окнами распределителя изменяются в противофазе.



а



б



в

Рис.6. Законы изменения суммарных площадей перекрытия распределительных систем для различных кинематических схем.

Для устойчивой работы распределительной системы гидромотора (без пульсации потока рабочей жидкости), оптимальным является закон изменения суммарных площадей перекрытия распределительных систем для кинематических схем 5/4; 9/8; 13/12 и 17/16 выраженный прямой (рис. 6, б).

Закон изменения суммарных площадей перекрытия распределительных систем для кинематических схем 7/6; 11/10 и 15/14 и представляет собой ломанную (пилообразную) кривую (рис. 6, в) синхронно (в фазе) изменяющихся зависимостей суммарных площадей перекрытия зон нагнетания и слива.

Анализ полученных законов изменения суммарных площадей перекрытия распределительных систем для различных кинематических схем, позволяет сделать следующее заключение, что кинематические схемы 5/4; 9/8; 13/12 и 17/16 необходимо использовать при проектировании или модернизации планетарного гидромотора. Эти кинематические схемы распределительных систем создают равномерный поток рабочей жидкости, исключая его пульсацию при вращении распределителя.

Анализируя полученные закономерности изменения максимальной  $S_{max}$ , минимальной  $S_{min}$  и средней  $S_{cp}$  суммарных площадей перекрытия распределительных систем в зависимости от различных кинематических схем (рис.7), можно сделать заключение, что с возрастанием номера кинематической схемы распределительной системы среднее значение суммарных площадей перекрытия распределительных систем возрастает. Рассматривать кинематические схемы с отношением распределительных окон больше 17/16 нецелесообразно, т.к. это связано с технологическими трудностями при изготовлении элементов распределительной системы, а абсолютное среднее значение суммарных площадей перекрытия распределительных систем возрастает незначительно.

Наибольшие колебания значений максимальной  $S_{max}$  и минимальной  $S_{min}$  суммарных площадей перекрытия наблюдаются у распределительных систем с кинематическими схемами 4/3; 7/6; 11/12 и 15/14, при этом абсолютное значение амплитуды колебания суммарных площадей перекрытия у перечисленных кинематических схем - уменьшается.

Увеличить суммарную площадь перекрытия (площадь проходного сечения) распределительных систем для различных кинематических схем можно только путем использования разгрузочных окон распределителя в качестве рабочих [1].

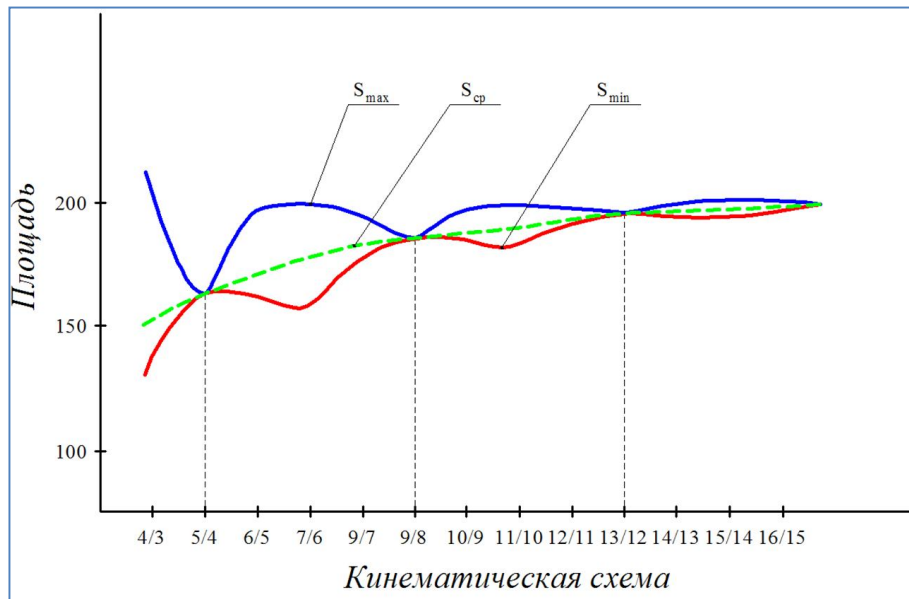


Рис.7. Закон изменения суммарных площадей перекрытия распределительных систем от различных кинематических схем.

Зависимость изменения суммарной площади перекрытия распределительной системы от угла поворота распределителя, при использовании в качестве рабочих – одного (рис. 8, а), двух (рис. 8, б) и трёх (рис. 8, в) разгрузочных окон для кинематической схемы 4/3 показывает, что с увеличением количества разгрузочных окон, используемых в качестве рабочих среднее значение суммарной площади перекрытия распределительной системы возрастает при неизменном максимальном значении  $S_{max}$ .

Анализируя изменение суммарной площади перекрытия распределительной системы в кинематической схеме 4/3+1 (рис. 8, а) можно сделать заключение, что при использовании одного разгрузочного окна распределителя в качестве рабочего, максимальное значение суммарной площади перекрытия распределительной системы возрастает в два раза (до  $360 \text{ мм}^2$ ). При этом среднее значение суммарной площади увеличилось в 1,37 раза (до  $185 \text{ мм}^2$ ), а пульсации – в четыре раза ( $\min - 120 \text{ мм}^2$ ,  $\max - 360 \text{ мм}^2$ ).

В кинематической схеме 4/3+2 (рис. 8, б) при использовании двух разгрузочных окон распределителя в качестве рабочих, максимальное значение суммарной площади перекрытия распределительной системы возросло также в два раза (до  $360 \text{ мм}^2$ ), среднее значение увеличилось в 1,67 раза (до  $225 \text{ мм}^2$ ), а пульсации возросла в четыре раза.

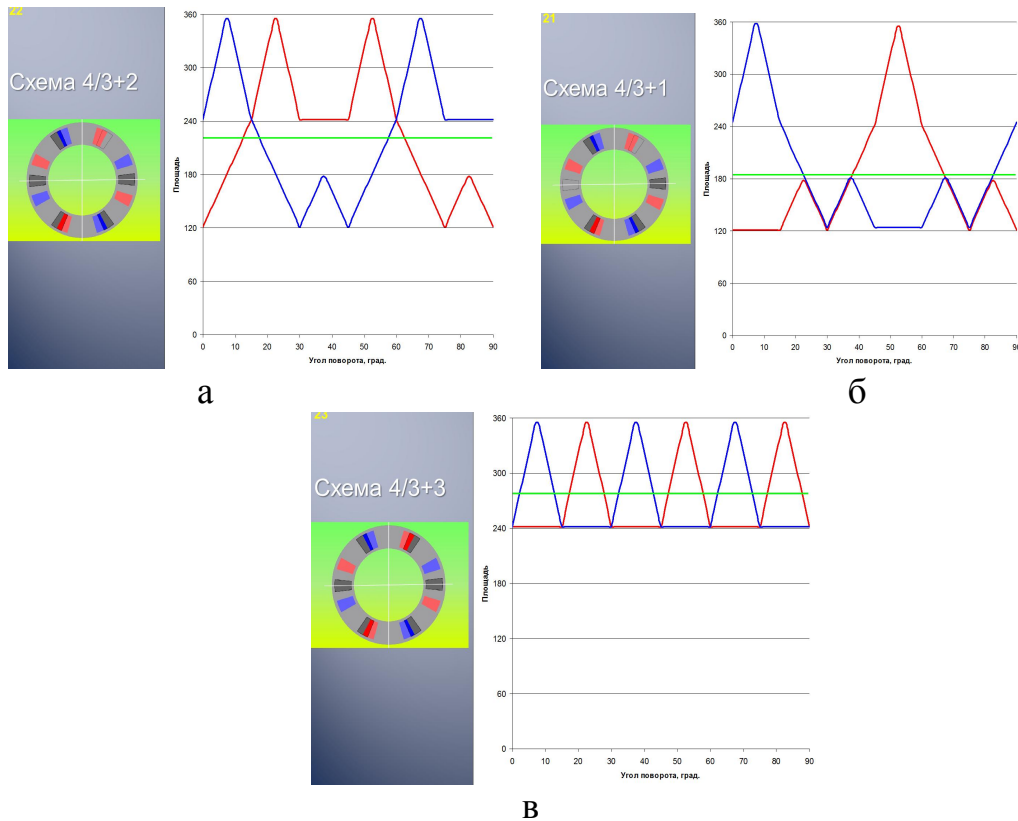


Рис.8. Изменение суммарной площади перекрытия распределительной системы с кинематической схемой 4/3, при использовании в качестве рабочих:

- а - одного разгрузочного окна в схеме 4/3+1;
- б - двух разгрузочных окон в схеме 4/3+2;
- в - трёх разгрузочных окон в схемы 4/3+3.

Анализируя кинематическую схему 4/3+3 (рис. 8, в) установлено, что при использовании трех разгрузочных окон распределителя в качестве рабочих, максимальное значение суммарной площади распределительной системы возросло в два раза (до 360 мм<sup>3</sup>), среднее значение суммарной площади также увеличилось в 2 раза (до 270см<sup>3</sup>). Необходимо отметить, что пульсации при этой кинематической схеме увеличились всего в два раза (min – 240 мм<sup>2</sup>, max – 360 мм<sup>2</sup>).

*Выводы.* В результате моделирования работы распределительных систем планетарных гидромоторов, установлено, что суммарная площадь перекрытия распределительных систем для кинематических схем от 4/3 до 17/16, изменяется по трем определенным законам:

- для кинематических схем 4/3; 6/5; 8/7; 10/9; 12/11; 14/13 и 16/15 - суммарные площади перекрытия окон нагнетания и слива



золотника рабочими окнами распределителя изменяются в противофазе;

- для кинематических схем  $5/4$ ;  $9/8$ ;  $13/12$  и  $17/16$  - суммарные площади перекрытия окон нагнетания и слива золотника рабочими окнами распределителя выражены прямой;

- для кинематических схем  $7/6$ ;  $11/10$  и  $15/14$  - суммарные площади рабочих перекрытия окон нагнетания и слива золотника рабочими окнами распределителя представляют собой синхронно изменяющуюся в фазе ломаную линию.

Изменение суммарной площади перекрытия распределительной системы в зависимости от угла поворота распределителя, при использовании в качестве рабочих - одного, двух и трёх разгрузочных окон для кинематической схемы  $4/3$  показывает, что:

- в кинематической схеме  $4/3+1$ , максимальное значение суммарной площади перекрытия распределительной системы возрастает в два раза, при этом среднее значение суммарной площади увеличилось в 1,37 раза, а пульсации – в четыре раза;

- в кинематической схеме  $4/3+2$ , максимальное значение суммарной площади перекрытия распределительной системы возросло также в два раза, а среднее значение суммарной площади увеличилось в 1,67 раза, при этом пульсации возросли также в четыре раза;

- в кинематической схеме  $4/3+3$ , максимальное значение суммарной площади перекрытия распределительной системы возросло в два раза, среднее значение суммарной площади также увеличилось в 2 раза, и пульсации при этой кинематической схеме увеличились всего в два раза.

### *Литература*

1. *Волошина А.А.* Оптимізація параметрів торцевої розподільної системи з додатковими розвантажувальними вікнами. / *А.А. Волошина* // Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 2000. – Вип.2. – Т.17. – С.88-94.
2. *Панченко А.И., Волошина А.А., Кюрчев С.В.* Изменение геометрических параметров распределительной системы при работе планетарной гидромашины / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев* // Труды ТГАТА. – Мелітополь. – 1998. – Вып.2. – Т.4. – С.61-65.
3. *Панченко А.И., Волошина А.А.* Конструктивные особенности и принцип работы гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей / *А.И. Панченко, А.А. Волошина* // Промислова гідроліка і пневматика. – №3(29). – 2010. – С.57–69.
4. *Волошина А.А.* Классификация планетарных гидромашин, применяемых в силовых гидроприводах мобильной техники / *А.А.*

Волошина // Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2011. – Вип. 11. – т.1. – С.67-85.

6. Панченко А.И., Тарасенко В.В., Засядько А.И., Обернихин Ю.П. Разработка инструментария для моделирования изменения геометрических параметров распределительной системы гидромотора. / А.И. Панченко, В.В. Тарасенко, А.И. Засядько, Ю.П. Обернихин // Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2011. – Вип. 11. – т.6. – С. 332-340.

### **МОДЕЛЮВАННЯ ЗМІНИ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РОЗПОДІЛЬНОЇ СИСТЕМИ ПЛАНЕТАРНОГО ГІДРОМОТОРУ**

Зуев А.А., Леженкин А.Н., Болтянский О.В., Засядько А.И.

#### *Анотація*

Робота присвячена розробці способів збільшення (згладжування) сумарної площі робочих вікон елементів розподільчої системи планетарних гідромоторів для діапазону кінематичних схем від 4/3 до 17/16.

### **SIMULATION OF CHANGE GEOMETRIC PARAMETERS OF THE PLANETARY HYDRAULIC MOTOR DISTRIBUTION SYSTEM**

A. Zuev, A. Lezhenkin, O. Boltyansky, A. Zasyadko

#### *Summary*

A paper is devoted to the development of ways to increase (smoothing) of the total area of windows of elements of the distribution system of the planetary hydraulic motors for a range of kinematic patterns of 4/3 to 17/16.



УДК 621.225.001.4

## ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ФОРМЫ ОКОН ТОРЦЕВОЙ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ НА ВЫХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛАНЕТАРНЫХ ГИДРОМАШИН

Волошина А.А., к.т.н.,

Верещага В.М., д.т.н.,

Тарасенко В.В., д.т.н.,

Бедлецкий Г.В., к.т.н.

*Таврический государственный агротехнологический университет*

*Тел. (0169) 42-04-42*

**Аннотация** – работа посвящена исследованию влияния формы окон торцевой распределительной системы на пропускную способность планетарных гидромашин.

**Ключевые слова** – планетарная гидромашинка, торцевое распределение, распределитель, золотник, сегментные окна, цилиндрические окна, окна в виде паза.

*Постановка проблемы.* Анализ показывает [1-4], что в исполнительных механизмах силовых гидроприводов наиболее часто применяются гидромашинки планетарного типа, преимуществом которых является возможность установки непосредственно в приводной механизм, что особенно важно для мобильной техники. При множестве различных конструктивных исполнений, планетарные гидромашинки, можно объединить по трем основным узлам [1-4], определяющим эксплуатационную эффективность этих гидромашин: силовому соединению, со специальным циклоидальным профилем вытеснителей; механизму, компенсирующему планетарное движение ротора; распределительному механизму, создающему гидравлическое поле, необходимое для работы вытеснителей. Исследование причин неудовлетворительной работы планетарных гидромашин показывает, что распределительная система является одним из узлов, лимитирующий эффективность работы планетарных гидромашин. Основной характеристикой распределительной системы является ее пропускная способность (расход жидкости), т.е. площадь проходного сечения. Площадь проходного сечения зависит площадями перекрытия

окон золотника окнами распределителя, которая в свою очередь от геометрических параметров и количества окон распределителя и золотника, а также от их формы. Если зависимость площади перекрытия распределительных окон от геометрических параметров и их количества нашли отражение в работах [5-7], то вопрос исследования влияния формы распределительных окон при одинаковых габаритных размерах торцевой распределительной системы на выходные характеристики планетарной гидромашины остается открытым. Поэтому очень остро встает вопрос исследования влияния формы окон торцевой распределительной системы на выходные характеристики гидромашин планетарного типа.

*Анализ последних исследований.* Анализ конструкции планетарных гидромашин показывает [1-4], что в большинстве случаев в планетарных гидромашинах применяется торцевое распределение, так как при равной производительности относительная скорость ротора по примыкающим к нему поверхностям в планетарной гидромашине в десятки раз меньше, а малые скорости ротора позволяют устанавливать значительно меньший зазор, который обеспечивает высокий объемный КПД гидромашины. Торцевое распределение рабочей жидкости применяется в планетарных гидромашинах мощностью от 6,5 кВт до 33 кВт, представляющих четыре типоразмерных ряда (рис. 1) [1,2].



Рис. 1. Семейство унифицированных рядов планетарных гидромоторов с торцевым распределением рабочей жидкости:  
а – гидромоторы ПРГ-33; б – гидромоторы ПРГ-22;  
в – гидромоторы ПРГ-11; г – гидромоторы ПРГ-6,5.

Первый типоразмерный ряд представляют гидромоторы ПРГ-33 с номинальной мощностью 33 кВт и рабочим объемом 800...1600 см<sup>3</sup> (рис. 1, а), второй ряд – гидромоторы ПРГ-22, мощностью 22 кВт и рабочим объемом 160...630 см<sup>3</sup> (рис. 1, б), третий ряд – ПРГ-11 мощностью 11 кВт и рабочим объемом 50...200 см<sup>3</sup> (рис. 1, в) и четвертый ряд – гидромоторы ПРГ-6,5 мощностью 6,5 кВт и рабочим объемом 32...125 см<sup>3</sup> (рис. 1, г).

Представленные типоразмерные ряды планетарных гидромашин конструктивно выполнены одинаково и отличаются мощностью и габаритными размерами. Во всех этих гидромашинах применяется торцевое распределение рабочей жидкости [1,2].

*Цель работы.* Повышение эффективности использования планетарных гидромашин с торцевым распределением рабочей жидкости путем исследования влияния формы распределительных окон при одинаковых габаритных размерах на выходные характеристики планетарной гидромашин.

*Основная часть.* Принцип работы торцевого распределения рабочей жидкости (рис. 2) можно представить следующим образом: в корпусе гидромотора выполнено входное отверстие, через которое подается рабочая жидкость под давлением (красный цвет) и выходное отверстие, через которое рабочая жидкость сливается (синий цвет).

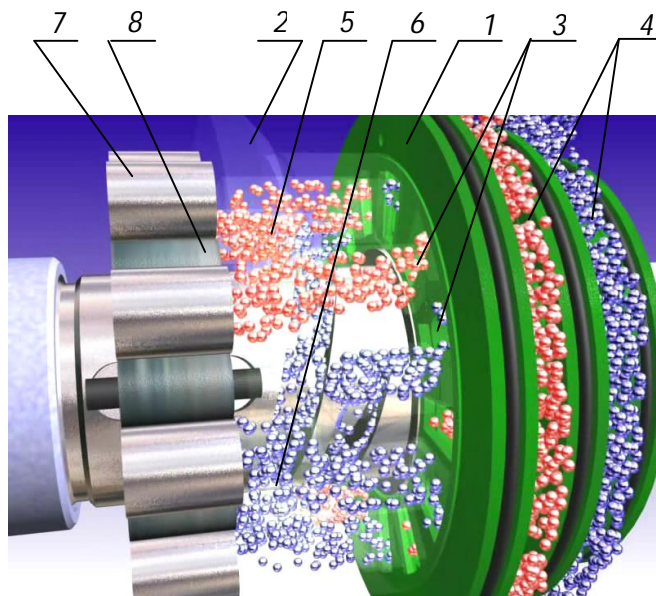


Рис. 2. Принцип работы торцевого распределения рабочей жидкости:  
1 – золотник; 2 – распределитель; 3 – распределительные окна;  
4 – кольцевые каналы; 5 – зона нагнетания; 6 – зона слива;  
7 – охватывающий вытеснитель; 8 – охватываемый вытеснитель.

При работе планетарного гидромотора распределитель 2 вращается, а золотник 1 остается неподвижным. Рабочая жидкость под давлением (красный цвет) – зона нагнетания 5 движется по кольцевым каналам 4 и радиальным отверстиям, выполненным в кольцевых каналах 4 золотника 1 к окнам нагнетания 7 золотника 1, которые соединяются с распределительными окнами распределителя 2 и попадает в рабочие камеры, образованные зубчатыми поверхностями охватывающего 7 и охватываемого 8 вытеснителей, а затем при вращении распределителя зона нагнетания 5 сменяется зоной слива 6 и жидкость идет на слив, т.е. гидравлическое поле перемещается. В зависимости от фаз работы распределительной системы направление движения рабочей жидкости по этим каналам, отверстиям и окнам меняется в ту или иную сторону, жидкость попадает в рабочие камеры или вытесняется из них.

Торцевое распределение представляет собой прилегающие поверхности подвижного распределителя и неподвижного золотника, на которых выполнены распределительные окна (рис. 3), выполненные в виде сегмента (рис. 3, а), окружности (рис. 3, б) и паза (рис. 3, в) [5-7].

Наибольшее применение в планетарных гидромашинах [5-7] имеет торцевая распределительная система с сегментными окнами (рис. 3, а). Необходимо отметить, что сегментные окна имеют достаточно сложную и трудоемкую технологию изготовления, поэтому перед производителями планетарных гидромашин очень остро стоит вопрос, связанный с заменой сегментных окон распределительной системы более технологичной формой, цилиндрической (рис. 3, б) или в виде паза (рис. 3, в). Поэтому необходимо исследовать влияние формы окон при неизменных геометрических параметрах торцевой распределительной системы на выходные характеристики планетарной гидромашин.

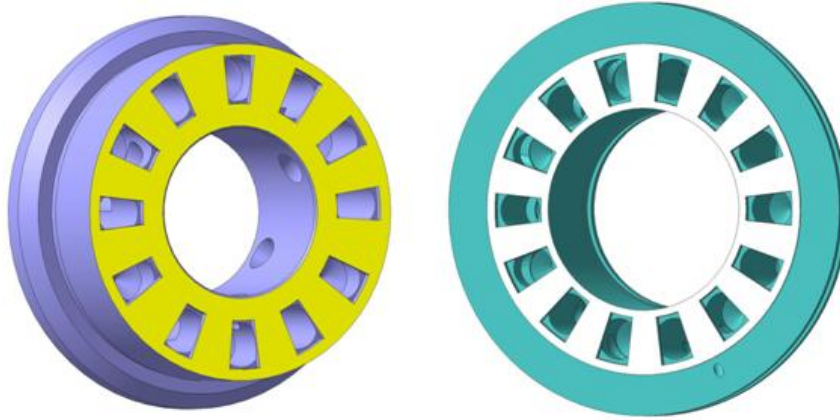
Условимся, что торцевая распределительная система, независимо от формы окон, имеет одинаковое количество окон распределителя  $Z_1$  и золотника  $Z_2$ ; одинаковые внутренние  $R_1$  и внешние радиусы  $R_2$  расположения окон; одинаковые углы расположения окон распределителя  $\alpha_i$  и золотника  $\beta_i$ ; одинаковые углы раствора распределительных окон  $\varepsilon$ .

Геометрические формы распределителя и золотника выбираются так, чтобы их внутренние  $R_1$  и внешние радиусы  $R_2$  были равны между собой; для четкого разграничения окон распределителя и золотника, т.е., для создания герметичности распределительной пары должно быть обеспечено надежное

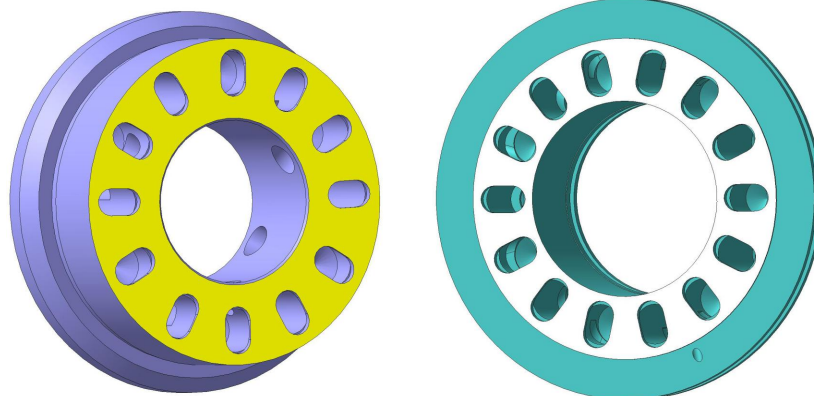


разделение в каждый момент полостей высокого (нагнетания) и низкого (слива) давлений.

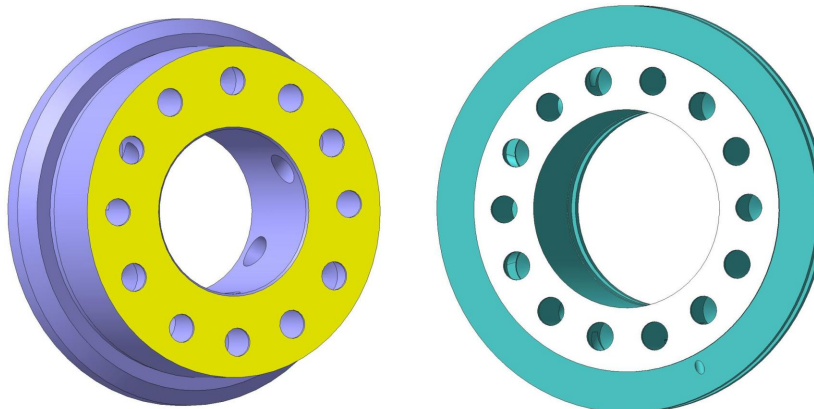
С учетом принятых допущений и обозначений определим основные параметры, характеризующие торцевую распределительную систему с разной формой окон.



а



б



в

Рис. 3. Прилегающие поверхности распределителя и золотника, с выполненными на них распределительными окнами: а – в виде сегмента, б – в виде окружности, в – в виде паза.

Основной характеристикой распределительной системы является ее пропускная способность (расход рабочей жидкости), которая характеризуется площадью проходного сечения распределительной системы. Площадь проходного сечения складывается из площадей перекрытия окон золотника окнами распределителя, которая зависит от количества окон, их формы и геометрических параметров.

Суммарная площадь проходного сечения торцевой распределительной системы с сегментными окнами (рис. 4, а) определяется из выражения [5]

$$S_i(t) = \sum_{i=1}^z (\varepsilon - |\beta_i - \alpha_i(t)|) \cdot \frac{(R_2^2 - R_1^2)}{2}, \quad (1)$$

где  $\alpha_i(t)$  - текущий угол расположения окон распределителя

$$\alpha_1(t) = \int \omega_{z..m} dt, \alpha_2(t) = \alpha_1(t) + \alpha, \dots, \alpha_i(t) = \alpha_{i-1}(t) + \alpha; \quad (2)$$

$\beta_i$  - текущий угол расположения окон золотника,

$$\beta_1 = \frac{\pi}{Z_2}, \beta_2 = \beta_1 + \beta, \dots, \beta_i = \beta_{i-1} + \beta; \quad (3)$$

$\varepsilon$  - угол раствора распределительных окон,  $\varepsilon = \frac{\pi}{Z_2}$ .

Суммарная площадь проходного сечения торцевой распределительной системы с цилиндрическими окнами (рис. 4, б) определяется из выражения [6]

$$S_i(t) = \sum_i^z r^2 \cdot (\varphi_{1i} - \sin \varphi_{1i}), \quad (4)$$

где  $r$  - радиус окон распределителя и золотника,

$$r = R_{cp} \cdot \sin \frac{\varepsilon}{2}, R_{cp} = \frac{R_1 + R_2}{2}; \quad (5)$$

$\varphi_{1i}$  - угол, ограничивающий величину сектора перекрытия,

$$\varphi_{1i}(t) = 2 \arccos \left( \frac{R_1 + R_2}{2r} \cdot \sin \frac{|\beta_i - \alpha_i(t)|}{2} \right). \quad (6)$$

Суммарная площадь проходного сечения торцевой распределительной системы с окнами, выполненными в виде паза (рис. 4, в) определяется из выражения [7]



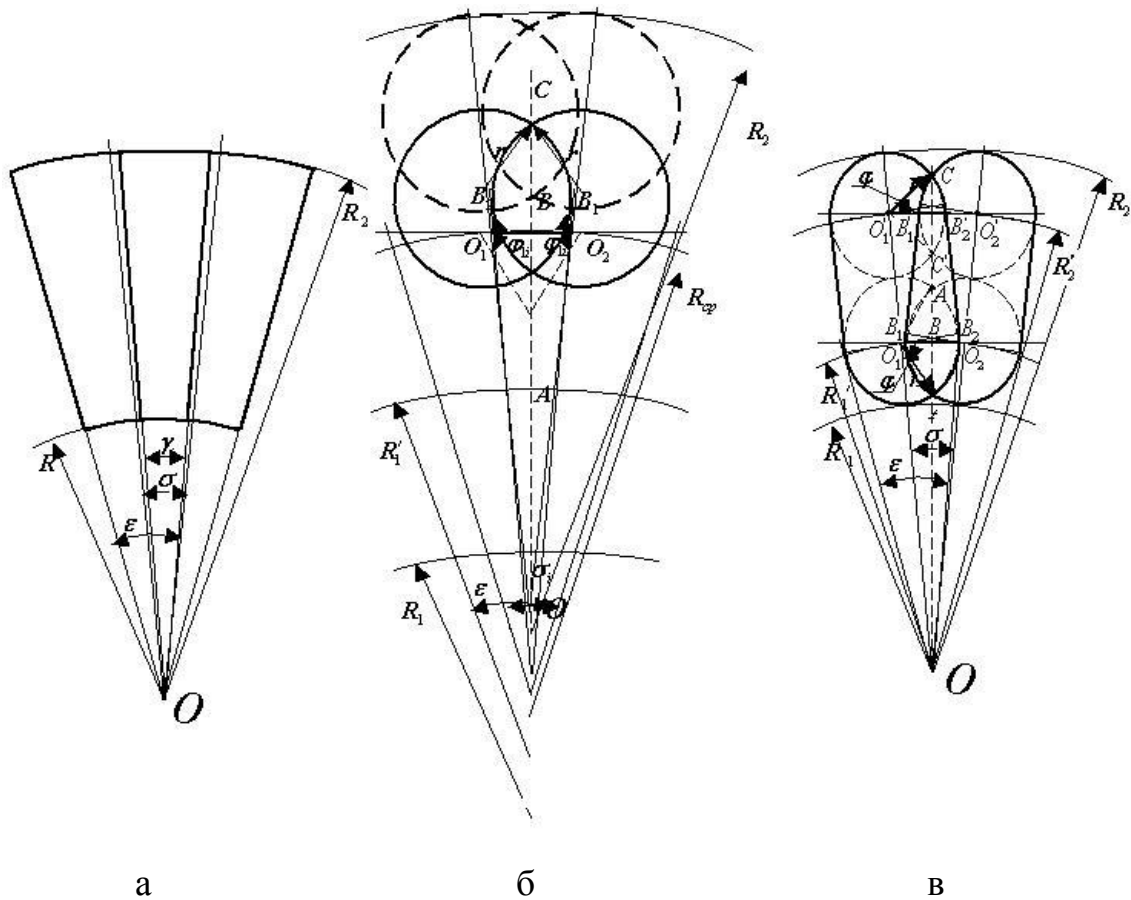


Рис. 4. Расчетная схема определения площади перекрытия торцевой распределительной системы: а – с сегментными окнами, б – с цилиндрическими окнами, в – с окнами в виде паза.

$$S_i(t) = \frac{1}{2} \cdot r^2 \cdot (2\varphi_{1i} - \sin 2\varphi_{1i} + 2\varphi'_{1i} - \sin 2\varphi'_{1i}) + 2r \cdot \left( 2r - (R'_1 + R'_2) \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2} \right), \quad (7)$$

где  $r$  - радиусы нижних и верхних полуокружностей окон распределителя и золотника,  $r = R'_1 \cdot \sin \frac{\varepsilon}{2}$ , а также  $r = \frac{R_2 - R_1}{4}$ ;

$\varphi_{1i}$  - угол, ограничивающий величину сектора перекрытия нижней полуокружности распределительного окна,

$$\varphi_{1i} = \arccos \left( \frac{R'_1}{r} \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2} \right); \quad R'_1 = R_1 + r; \quad (8)$$

$\varphi'_{1i}$  - угол, ограничивающий величину сектора перекрытия верхней полуокружности распределительного окна,

$$\varphi'_{1i} = \arccos\left(\frac{R'_2}{r} \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2}\right); R'_2 = R_2 - r. \quad (9)$$

Таким образом, торцевая распределительная система с сегментными окнами имеет наибольшую пропускную способность, но сегментные окна имеют достаточно сложную и трудоемкую технологию изготовления, а торцевая распределительная система с окнами в виде паза имеет чуть хуже пропускную способность. Необходимо отметить, что наиболее технологичными являются цилиндрические окна, однако пропускная способность такой распределительной системы при расположении окон на среднем радиусе  $R_{cp}$  значительно хуже. Путем смещения окон, т.е. ограничив их внешним радиусом  $R_2$ , можно достичь увеличения пропускной способности в 1,23 раза.

*Выводы.* В результате проведенных исследований можно заключить, что торцевая распределительная система с сегментными окнами имеет наибольшую пропускную способность, но эти окна имеют достаточно сложную и трудоемкую технологию изготовления, а у торцевой распределительной системы с цилиндрическими окнами пропускная способность значительно хуже, но эти окна наиболее технологичные в изготовлении. Необходимо отметить, что путем смещения цилиндрических окон, т.е. ограничив их внешним радиусом  $R_2$ , можно достичь увеличения пропускной способности в 1,23 раза.

### *Литература*

1. Панченко А.И., Волошина А.А. Конструктивные особенности и принцип работы гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей / А.И. Панченко, А.А. Волошина // Промислова гідроліка і пневматика. – №3(29). – 2010. – С.57–69.
2. Волошина А.А. Классификация планетарных гидромашин, применяемых в силовых гидроприводах мобильной техники / А.А. Волошина // Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2011. – Вип. 11. – т.1. – С.67-85.
3. Панченко А.И., Волошина А.А., Золотарев О.Ю., Тітов Д.С. Перспективи гідролікації мобільної сільськогосподарської техніки / А.И. Панченко, А.А. Волошина, О.Ю. Золотарев, Д.С. Тітов // Промислова гідроліка і пневматика. – 2003. – №1. – С.71–74.
4. Панченко А.И. Гідромашини для приводу активних робочих органів та ходових систем мобільної сільськогосподарської техніки / А.И. Панченко // Техніка АПК. – 2006. – №3. – с.11-13.

5. Панченко А.И., Волошина А.А., Кюрчев С.В. Изменение геометрических параметров распределительной системы при работе планетарной гидромашины / А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев // Труды ТГАТА. – Мелитополь. – 1998. – Вып.2. – Т.4. – С.61-65.
6. Панченко А.И., Волошина А.А., Титов Д.С., Засядько А.И. Математическая модель торцевой распределительной системы с цилиндрическими окнами / А.И. Панченко, А.А. Волошина, Д.С. Титов, А.И. Засядько // Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2011. – Вип. 11. – т.1. – С.11-22.
7. Панченко А.И., Волошина А.А., Титов Д.С., Засядько А.И. Математическая модель торцевой распределительной системы с окнами, выполненными в виде паза / А.И. Панченко, А.А. Волошина, Д.С. Титов, А.И. Засядько // Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2011. – Вип. 11. – т.6. – С. 322-331

### **ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ФОРМИ ВІКОН ТОРЦЕВОЇ РОЗПОДІЛЬЧОЇ СИСТЕМИ НА ВИХІДНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛАНЕТАРНИХ ГІДРОМАШИН**

Волошина А.А., Верещага В.М., Тарасенко В.В., Бедлецький Г.В.

#### *Анотація*

**Робота присвячена дослідженню впливу форми вікон торцевої розподільчої системи на пропускну здатність планетарних гідромашин.**

### **STUDY OF THE EFFECT OF THE SHAPE OF WINDOWS OF THE FACE DISTRIBUTION SYSTEM ON OUTPUT PARAMETERS OF PLANETARY HYDRAULIC MACHINES**

A. Voloshina, V. Vereshchaga, V. Tarasenko, G. Bedletsky

#### *Summary*

**A paper is devoted to the influence of the shape of windows of the face distribution system on the capacity of planetary hydraulic machines.**



УДК 633.63:631.35

## ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ БЕЗКОПІРНОГО ЗРІЗУ ГИЧКИ ЦУКРОВИХ БУРЯКІВ

Булгаков В.М., д.т.н.,

Борис А.М., асп.\*

(Національний університет біоресурсів і природокористування  
України)

Тел. 044527-82-33

Борис М.М., к.т.н.

(Подільський державний аграрно-технічний університет)

Тел. (03849) 68-3-50

**Анотація** – у статті досліджено та визначено втрати цукроносної маси та залишки гички експериментальним і теоретичним шляхом. В інтервалі робочих висот зрізу 20...60 мм відхилення теоретичних розрахунків від експериментальних не перевищує 1%.

**Ключові слова** – коренеплід, головка коренеплоду, гичка, математична модель, безкопірний зріз.

*Постановка проблеми.* Однією з проблем технологічного процесу збирання цукрових буряків є технологічна несумісність між викопувальними та гичкозрізальними робочими органами за швидкостями поступального руху. Так, копірні гичкозрізальні робочі органи задовільно працюють на швидкості до 1,5 м/с, а дискові викопувальні органи можуть працювати на швидкості до 2,5 м/с. Роторні робочі органи якісно виконують зріз гички при робочих швидкостях більше 2,5 м/с. Але на даний час відсутні методи визначення раціональної висоти безкопірного зрізу гички за відходами цукроносної маси та залишками гички на коренеплодах, що відповідають вимогам стандарту. Це є важливою проблемою, тому що зменшення відходу цукроносної маси при зрізі безпосередньо зменшує втрати врожаю, а великий вміст гички у воросі коренеплодів зменшує вихід цукру при переробці.

*Аналіз останніх досліджень та публікацій.* Найбільш фундаментальними дослідженнями способів зрізу гички цукрового

---

© д.т.н. В.М. Булгаков, асп. А.М. Борис, к.т.н. М.М. Борис

\*д.т.н. В.М. Булгаков

буряку займались Зуєв М.М. і Топоровський С.А. [1, 2]. Ними ґрунтовно визначалася висота безкопінного зрізу гички, при якій можна оптимізувати відходи цукроносної маси в гичку для діючих закупівельних цін. Розподілення висот виступання головок коренеплодів моделювалося нормальним законом, а форма головки коренеплода - конусом, зрізаним конусом та сферою. Але дані дослідження носять досить наближений характер і їх важко використати для моделювання процесу безкопінного зрізу.

*Постановка завдання.* З метою зменшення втрат цукроносної маси і відповідно підвищення продуктивності машин для відокремлення гички необхідно розробити методику визначення раціональної висоти безкопінного зрізу. Для цього необхідно: розробити математичну модель технологічного процесу безкопінного зрізу. Теоретичним шляхом визначити залежності втрат цукроносної маси та залишків гички на коренеплодах від висоти безкопінного зрізу для різних агрофізичних характеристик посівів і коренеплодів цукрових буряків. Провести експериментальну перевірку математичної моделі технологічного процесу і визначити межі її практичного застосування.

*Виклад основного матеріалу.* Дослідженнями А.О. Василенка, П.Ф. Вовка, М.М. Зуєва, Л.В. Погорілого, М.В. Татьянка доведено, що між висотою виступання головки і розмірними параметрами коренеплоду існують лінійні залежності. Основна частина головок коренеплодів має форму зрізаного конуса. Максимальний діаметр понад 80% коренеплодів знаходиться нижче рівня ґрунту. Біля головки гичка розміщена настільки щільно, що її можна моделювати однорідним циліндричним тілом. При відомій відстані від вершини до основи зелених листків можна визначити діаметр циліндра гички. За відомим законом розподілу висоти виступання головок коренеплодів над рівнем ґрунту та функціональними залежностями параметрів головки і гички від висоти виступання головки коренеплоду можна описати закономірності розподілення їх мас відносно поверхні ґрунту. Це уможливило побудову математичної моделі технологічного процесу безкопінного зрізу гички з подальшим обґрунтуванням оптимальної висоти зрізу. Модель головки наведено на рис. 1.

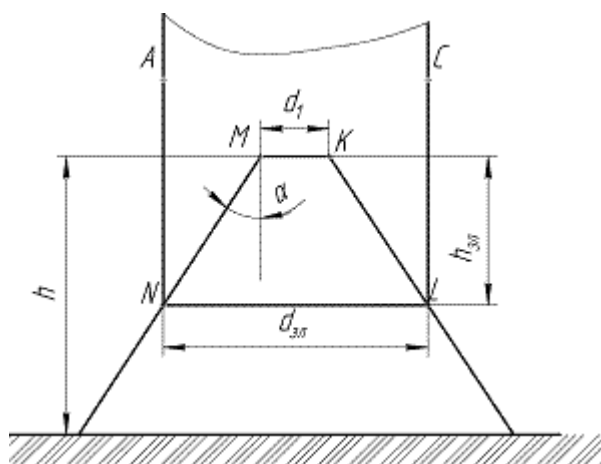


Рис. 1. Модель головки коренеплоду.

Залежності параметрів головки коренеплоду та гички мають наступний вигляд:

$$\left. \begin{aligned} h_{3л} &= ah + b; \\ d_1 &= mh + n; \\ d_{3л} &= d_1 + 2h_{3л} \operatorname{tg} \alpha \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

де  $h_{3л}$  – відстань від вершини головки до основи зелених листків;  $h$  – висота виступання головки;  $d_1$  – діаметр вершини головки коренеплоду;  $d_{3л}$  – діаметр пучка гички;  $\alpha$  – половина кута конусності головки;  $a, b, m, n$  – постійні величини.

Аналізуючи розміщення коренеплодів відносно поверхні ґрунту, виділено шість груп характерного розташування гички та головок коренеплодів (рис. 2.).

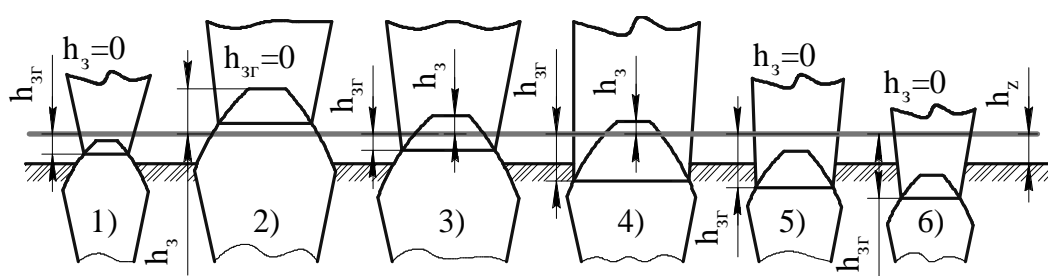
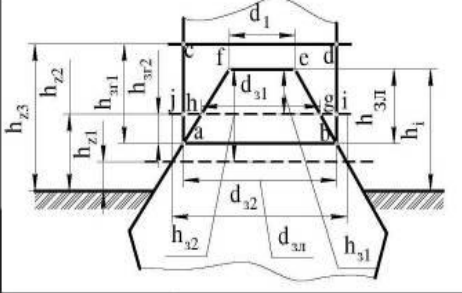
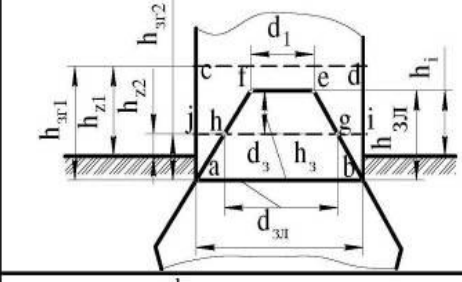
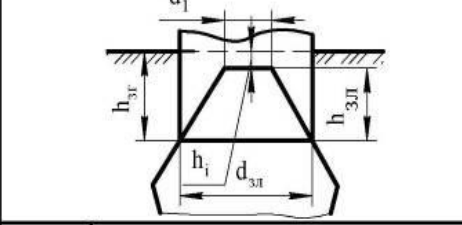


Рис. 2. Характерні випадки розташування коренеплодів та гички:  
 $h_3, h_{3г}$  – відповідно висота зрізу гички та головки коренеплоду.

Аналitичні залежності для визначення розташування коренеплоду і гички відносно поверхні ґрунту, проходження площини зрізу відносно вершини головки та основи зелених листків, висот зрізу головки і гички, об'ємів втрат цукроносної маси та залишків гички, зведено у табл. 1.

Таблиця 1 – Математична модель зрізу гички та головки коренеплоду

Розташування коренеплоду	Математичні аналоги			
	розташування коренеплоду	Випа-док	проходжен-ня площини зрізу	висоти зрізу головки та гички
	$h_i > 0$ $h_i \geq h_{3i1}$	1	$h_z \geq h_i$	$h_3 = 0$ $h_{32} = h_{3i1} - h_3 + h_z$
		2	$h_i > h_z \geq (h_i - h_{3i1})$	$h_3 = h_i - h_z$ $h_{32} = h_{3i1} - h_i + h_z$
		3	$h_i > h_z < (h_i - h_{3i1})$	$h_3 = h_i - h_z$ $h_{32} = 0$
	$h_i \leq h_{3i1}$	4	$h_z \geq h_i$	$h_3 = 0$ $h_{32} = h_{3i1} - h_3 + h_z$
		5	$h_z < h_i$	$h_3 = h_i - h_z$ $h_{32} = h_{3i1} - h_i + h_z$
	$h_i \leq 0$	6	$h_3 = 0$	$h_{32} = h_{3i1} - h_i + h_z$
Випа-док	Розрахункові формули			
1	$V_K = 0; V_z = \frac{\pi \cdot h_{3i} \cdot d_{3i}^2}{4} - \frac{3,14 h_{3i} (d_1^2 + d_1 \cdot d_{3i} + d_{3i}^2)}{12}$			
2	$V_K = \frac{\pi (h_3) (d_1^2 + d_1 \cdot d_{3i} + d_{3i}^2)}{12}; V_z = \frac{3,14 \cdot h_{3i} \cdot d_{3i}^2}{4} - \frac{3,14 (h_{3i} - h_3) (d_1^2 + d_1 \cdot d_{3i} + d_{3i}^2)}{12}$			
3	$V_z = 0; V_K = \frac{3,14 (h_3) (d_{3i}^2 + d_{3i} \cdot d_3 + d_3^2)}{12}$			
4	$V_K = 0; V_z = \frac{3,14 \cdot h_{3i} \cdot d_{3i}^2}{4} - \frac{3,14 h_{3i} (d_1^2 + d_1 \cdot d_{3i} + d_{3i}^2)}{12}$			
5	$V_K = \frac{3,14 (h_3) (d_1^2 + d_1 \cdot d_{3i} + d_{3i}^2)}{12}; V_z = \frac{3,14 \cdot h_{3i} \cdot d_{3i}^2}{4} - \frac{3,14 (h_{3i} - h_3) (d_1^2 + d_1 \cdot d_{3i} + d_{3i}^2)}{12}$			
6	$V_K = 0; V_z = \frac{3,14 \cdot h_{3i} \cdot d_{3i}^2}{4} - \frac{3,14 h_{3i} (d_1^2 + d_1 \cdot d_{3i} + d_{3i}^2)}{12}$			

Втрати цукроносної маси та залишки гички для коренеплодів заданого інтервалу висот виступання визначаємо за формулою

$$M_i = F(h_i; h_3) \cdot P(h_i; h_{i+1}) \cdot N_i, \quad (2)$$

Де  $F(h_i; h_3)$  – втрати цукроносної маси або залишки гички, для коренеплоду  $F(h_i; h_3) = V_k \cdot \rho$ , для гички  $F_c(h_i; h_{32}) = V_2 \cdot \rho_g$ , де  $V_k, \rho$  і  $V_2, \rho_g$  – відповідно об'єм і густина коренеплоду та гички;  $N_i$  – кількість коренеплодів заданого інтервалу на одиниці площі;  $P(h_i; h_{i+1})$  – ймовірність появи даного інтервалу висот виступання головок коренеплодів, що визначається за формулою

$$P(h_i; h_{i+1}) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} \int_{h_i}^{h_{i+1}} \exp\left(-\frac{(h-m)^2}{2\sigma^2}\right) dh. \quad (3)$$

Інтеграл у виразі 3 не визначається в квадратурах, тому ймовірність появи коренеплодів заданого інтервалу висот виступання визначимо чисельним інтегруванням за формулою Сімпсона. Просумувавши залишки гички та втрати цукроносної маси для всіх інтервалів висот виступання, отримаємо сумарні залишки гички та втрати цукроносної маси на одиниці площі:

$$BM = \sum_{i=a}^b \left[ NF\left(\frac{h_i + h_{i+1}}{2}; h_3\right) \left( \frac{h_{i+1} - h_i}{3m} \sum_{j=0}^m c_j f(h) \right) \right], \quad (4)$$

$$GM = \sum_{i=a}^b \left[ NF_c\left(\frac{h_i + h_{i+1}}{2}; h_3\right) \left( \frac{h_{i+1} - h_i}{3m} \sum_{j=0}^m c_j f(h) \right) \right], \quad (5)$$

де  $m$  – кількість інтервалів:  $m = 2U$ ;  $U = 1, 2, 3, 4, \dots$ ;  $c_j$  – коефіцієнт при значеннях підінтегральної функції у відповідних точках,  $c_j = 1, 2, 3, 4, 2, 4, \dots, 2, 4, 1$ .

На підставі вищенаведених залежностей складено алгоритм та програму розрахунку для ПК (рис. 3). Варіант розрахунку втрат цукроносної маси та залишків гички в залежності від висоти безкопінного зрізу при відповідних агрофізичних характеристиках посіву та коренеплодів наведено на рис. 4.

Процес безкопінного зрізу експериментально спільно досліджували Зуєв М.М. і Топоровський С.А. Результати досліджень опубліковано в роботі [1]. У проведених експериментальних дослідженнях визначено розподіл висот виступання головок коренеплодів відносно поверхні ґрунту, відходи цукроносної маси та залишки гички на коренеплоді при встановленні ножа ріжучого апарату відносно поверхні ґрунту на висоті 10 – 50 мм з інтервалом 10 мм. Також визначено урожайність коренеплодів.



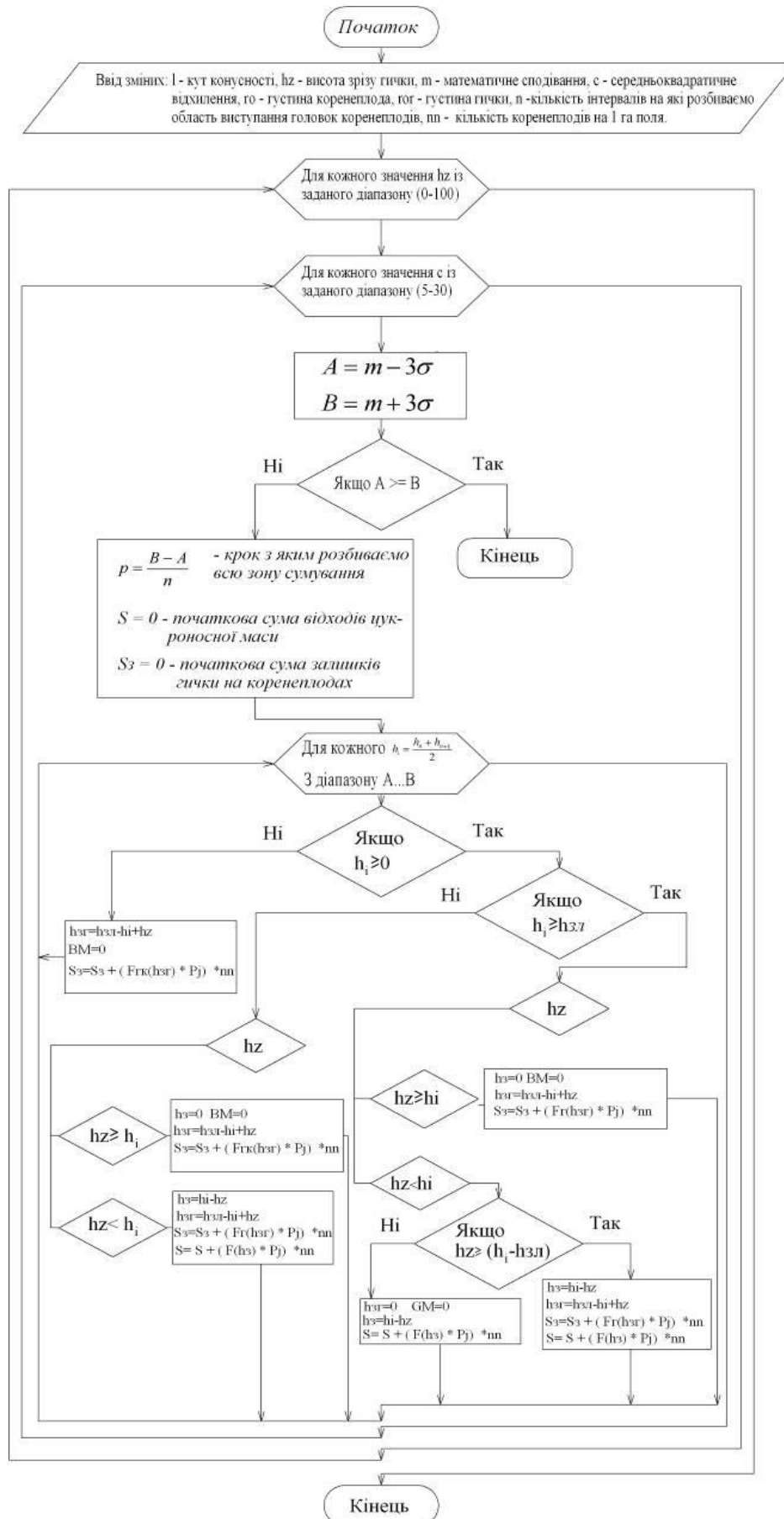


Рис. 3. Алгоритм безкопінного зрізу.

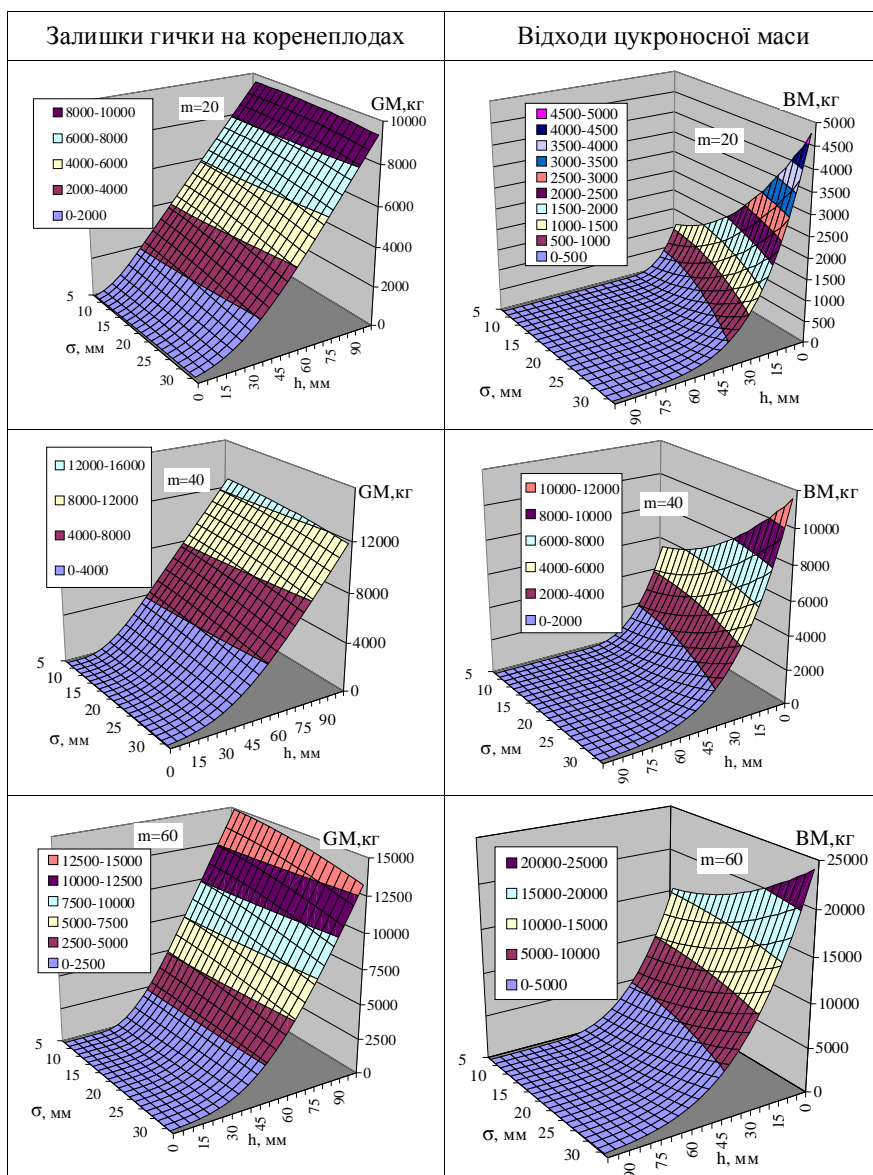


Рис. 4. Результати моделювання втрат цукроносної маси та залишків гички при безкопірному зрізі.

За даними дослідів, можна провести математичне моделювання безкопірного зрізу на ПК за допомогою складеної програми. Використовуючи розподіл висот виступання головок коренеплодів, нами визначено математичне очікування  $m$  середньоквадратичне відхилення  $\sigma$ . Визначивши за середньостатистичними даними залежності діаметра вершини головки та висоти зони зелених листків від висоти виступання, а також кут конусності головки, отримали результати моделювання і порівняли з експериментальними даними. Порівняння теоретичних і експериментальних досліджень процесу безкопірного зрізу наведено на рис. 6.

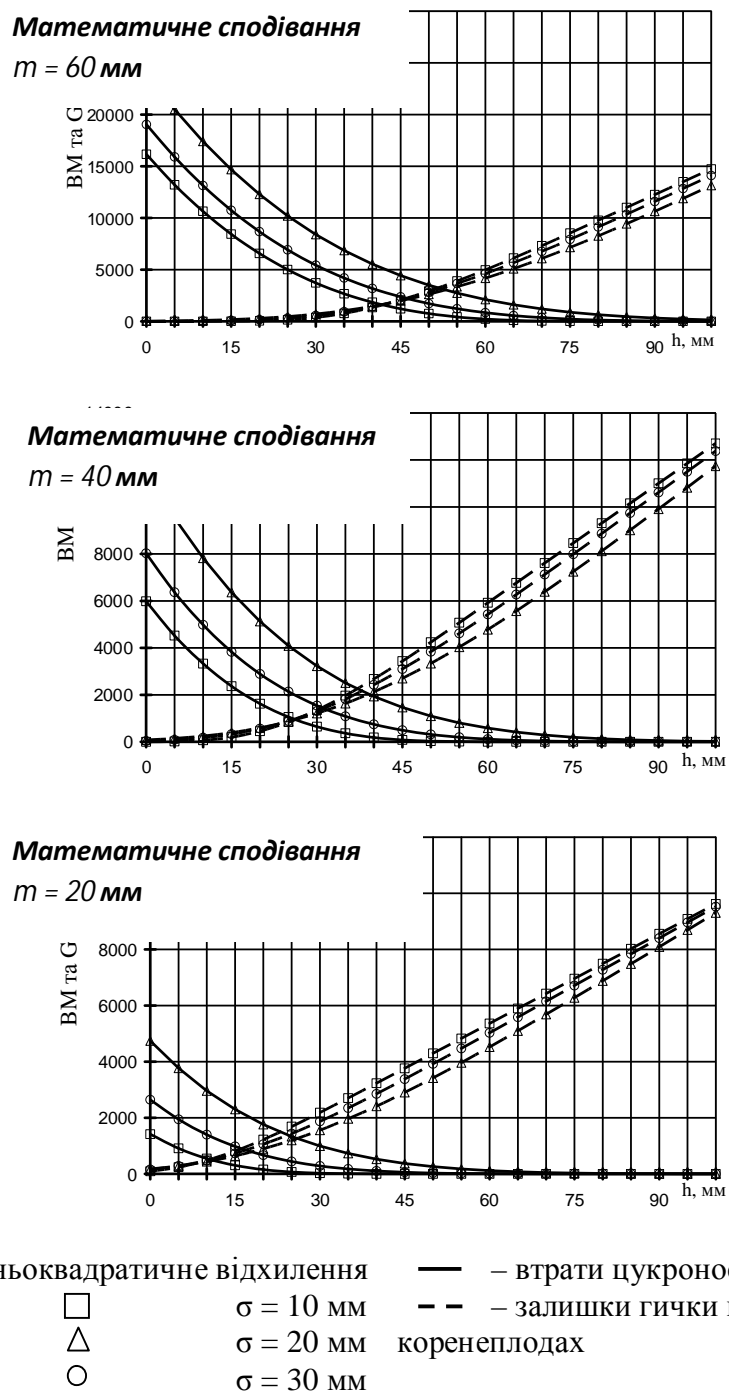


Рис. 5. Залежності для визначення висоти безкопірного зрізу.

Порівнюючи результати експериментальних і теоретичних досліджень можна зробити висновок, що теоретична модель в цілому відображає тенденції залежностей відходу цукронової маси та залишків гички від висоти безкопірного зрізу, отриманих експериментальним шляхом.

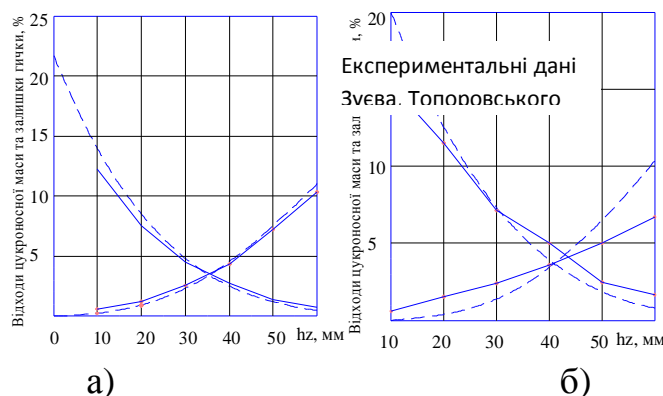


Рис. 6. Залежність відходу цукроносної маси та залишків гички від висоти безкопірного зрізу.

Для перевірки математичної моделі повторено дослід. При цьому визначені вихідні характеристики коренеплодів та поля, на якому проводились дослідження (табл. 2).

Таблиця 2 – Вихідні дані для визначення відходів цукроносної маси та залишків гички

Назва показників	Значення показників або функціональна залежність
Урожайність, т/га	50,5
Характеристики закону розподілення висот виступання головок коренеплодів над рівнем ґрунту: математичне сподівання, мм	55,4
середньоквадратичне відхилення, мм	16,9
Середнє значення кута конусності головки коренеплоду, градус	78
Діаметр вершини головки, $d_1$	$d_1=0,58h+14,2$
Висота зони зелених листків, $h_{зл}$	$h_{зл}=1,02h+11$

Визначення показників якості проводилось за методикою Інституту біоенергетичних культур та цукрових буряків НААН, що є достатньо точною, але характеризується великою трудомісткістю чим обмежується проведення необхідної кількості дослідів. Нами визначено відхилення теоретичних даних від експериментальних (табл. 3).

Таблиця 3 – Абсолютне відхилення результатів теоретичних обчислень від експериментальних даних

$h_z$ , мм	10	20	30	40	50	60	10	20	30	40	50	60
	За даними Зуєва, Топоровського											
Відходи маси, %	1,8	0,9	0,3	-0,2	-0,2	-0,3	4,7	1,1	0,2	-1,4	-0,6	-0,9
Залишки гички, %	-0,3	-0,2	-0,2	0,3	0,4	0,7	-0,6	-1,2	-1,0	-0,2	1,4	3,6

Теоретичні розрахунки у порівнянні з експериментальними дослідженнями відхиляються наступним чином:

– відходи цукронової маси за дослідженнями Зуєва, Топоровського від  $-1,4\%$  до  $+4,7\%$ , за власними дослідженнями – від  $-0,3\%$  до  $+1,8\%$ ;

– залишки гички за дослідженнями Зуєва, Топоровського від  $-1,2\%$  до  $3,6\%$ , за власними дослідженнями від  $-0,3\%$  до  $0,7\%$ .

Однією з причин відхилення результатів теоретичних та експериментальних досліджень є не врахування у математичній моделі додаткового очищення гички та пошкодження коренеплодів у коренезбиральній машині.

При відходах цукронової маси від  $1\%$  до  $5\%$ , що є близькими до агротехнічних вимог, відхилення результатів теоретичних досліджень від експериментальних не перевищує  $0,7\%$  для залишків гички і  $0,5\%$  для відходів цукронової маси. Тому дану математичну модель можна використовувати для прогнозування відходів цукронової маси та залишків гички різних сортів цукрових буряків.

Побудувавши на основі характеристик залежності приведені на рис. 6 можна визначити висоту безкопирного зрізу з прогнозованими відходами цукронової маси та залишками гички.

#### *Висновки.*

Розроблено математичну модель процесу відокремлення основної маси гички шляхом безкопирного зрізу та алгоритм, що дозволяє визначити оптимальну висоту встановлення гичкорізального апарату над рівнем ґрунту відповідно до мінімально допустимих втрат цукронової маси та агрофізичних характеристик посівів і коренеплодів. В результаті досліджень виявлено, що для існуючих агрофонів ( $\sigma = 10\text{...}30$  мм,  $m = 40\text{...}60$  мм) площа зрізу повинна проходити не вище  $60$  мм над рівнем ґрунту.

Визначено експериментальним шляхом залежність втрат цукронової маси та залишків гички від висоти безкопирного зрізу. При порівнянні з теоретичними розрахунками встановлено, що в інтервалі висот зрізу  $20\text{--}60$  мм над рівнем ґрунту відхилення результатів теоретичних досліджень від експериментальних даних не перевищує  $0,7\%$  для залишків гички і  $0,9\%$  – для втрат цукронової маси. Тому, запропоновану математичну модель можна використовувати для обґрунтування висоти зрізу.

#### Література

1. Зуев Н.М., Топоровский С.А. Бескопирный срез головок коренеплодов // Сахарная свекла. – 1988. – №6. – С. 42-45.
2. Топоровський С.А. Обґрунтування технологічного процесу і основних параметрів робочого органу для збирання гички цукрових

буряків без копіювання голівок коренеплодів. Автореферат на здобуття вченого ступеня кандидата технічних наук. – Київ. – 1988. – 19 с.

3. Борис М.М. Моделювання процесу зрізу гички коренеплодів цукрових буряків // Механізація с/г виробництва : Перспективні технології вирощування та збирання цукрових буряків : Зб. наук. пр. Нац. аграр. ун-ту. – 1997. – Т. 2– С. 77-80.

4. Фильчаков П.Ф. Справочник по высшей математике. – К.: Наукова думка, 1974. – 743 с.

5. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. – М.: Наука, 1964. – 576 с.

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА БЕСКОПИРНОГО СРЕЗА БОТВЫ САХАРНОЙ СВЕКЛЫ**

*Булгаков В.М., Борис А.Н., Борис Н.М.*

### *Аннотация*

**Разработана математическая модель процесса бескопирного среза ботвы. Определены потери сахароносной массы и остатки ботвы экспериментальным и теоретическим путем. В интервале рабочих высот среза 20...60 мм отклонение теоретических расчетов от экспериментальных не превышает 1%.**

## **MATHEMATICAL MODELLING AND EXPERIMENTAL RESEARCHES OF TECHNOLOGICAL PROCESS OF A CUT OF A TOPS OF VEGETABLE OF A SUGAR BEET**

V.Bulgakov , A. Borys , M. Borys

### *Summary*

**The mathematical model of process of without copying the head of root crops is developed. Certainly losses of sugar-bearing mass and tailings of tops by an experimental and theoretical way. In the interval of workings heights of cut 20...60 mm deviation of theoretical calculations from experimental does not exceed 1%.**



УДК 531/ 534(075.8)

## АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ РУХУ СКЛАДНИХ МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ

Литвинов О.І. , к.т.н.,

Березовий М.Г., к.т.н.,

*(Національний університет біоресурсів і природокористування  
України)*

Тел. 044527-82-33

Андреев Ю.М. , д.т.н.

*(Національний технічний університет “ХПІ”)*

Тел. (057) 700-15-64

**Анотація** – у статті проаналізовані методи дослідження стійкості руху складних автономних механічних систем, які побудовані на теорії Ляпунова. Вказані методи використані для дослідження стійкості руху деяких механічних систем, що використовуються в сільському господарстві.

**Ключові слова** – механічна система, стійкість руху.

*Постановка проблеми.* Теорія стійкості руху має важливе практичне значення для багатьох галузей техніки. Вона широко застосовується в наукових дослідженнях і при розрахунках та конструюванні систем автоматичного регулювання, навігаційних приладів, літаків, космічних апаратів, різного роду двигунів тощо.

*Аналіз останніх досліджень та публікацій.* З середини ХІХ століття в науці і техніці виникли проблеми, які змусили поставити загальну задачу про стійкість не тільки рівноваги але і руху. Перш за все – це криза у двигунобудуванні, коли конструкторам довго не вдавалося стійко зберігати задану частоту обертання двигунів.

У працях Д.К. Максвелла, І.А. Вишнеградського, Е. Рауса, М.Є. Жуковського [1] розглянуто ряд загальних питань про стійкість руху. Неоціненні результати містить робота О.М. Ляпунова “Загальна задача про стійкість руху”, яка була опублікована в 1892 році. Ляпунов надав точне визначення стійкості руху, одержав повний розв’язок задачі для усталеного руху, запропонував два методи дослідження стійкості руху, що характеризуються простотою і ефективністю.

---

\* к.т.н. О.І. Литвинов, к.т.н. М.Г.Березовий, д.т.н. Ю.М. Андреев

В наш час методи Ляпунова поглиблюються, виникають нові прикладні напрями, в яких створюються загальні методи дослідження стійкості руху окремих широких класів систем: системи автоматичного регулювання, керовані системи тощо.

Розглянемо послідовно основні принципи дослідження стійкості руху механічних систем, починаючи зі стійкості положення рівноваги.

*Стійкість положення рівноваги.* З фізичної точки зору положення рівноваги називається стійким, якщо при достатньо малих початкових відхиленнях і швидкостях система протягом руху не виходить за межі як завгодно малого околу положення рівноваги, маючи при цьому як завгодно малі швидкості.

Аналізуючи деякі найпростіші рухи з погляду даного визначення, можна стверджувати, що кулька на вгнутій сферичній поверхні є стійкою системою, тому що вона при русі під дією достатньо малих збурювальних сил намагається знову повернутись у своє вихідне найнижче положення. У той же час кулька на опуклій поверхні в стані рівноваги не має стійкого положення, навіть при як завгодно малих відхиленнях вона не повернеться до стану рівноваги. Байдуже положення має кулька на горизонтальній поверхні.

Достатні умови стійкості рівноваги системи дає теорема Лагранжа-Діріхле:

Якщо в положенні рівноваги потенціальна енергія голономної стаціонарної системи, що перебуває в полі консервативних сил, має ізольований мінімум, то таке положення рівноваги є стійким.

Для консервативної системи діє закон збереження механічної енергії:

$$T_0 + \Pi_0 = T + \Pi, \quad (1)$$

де  $T_0, \Pi_0, T, \Pi$  – кінетична і потенціальна енергія в стані рівноваги і при збуренні. Оскільки завжди  $T \geq 0$ , то із виразу (1) маємо

$$T = T_0 + \Pi_0 - \Pi \geq 0, \quad (2)$$

звідки  $\Pi \leq T_0 + \Pi_0$ . (3)

Нерівності (2) і (3) показують, що рух системи після відхилення її від положення рівноваги відбувається в околі положення рівноваги. Зростання потенціальної енергії обмежене нерівністю (3) настільки, що вона буде одним із значень потенціальної енергії в околі положення рівноваги. На основі (2) можна вважати, що за вказаних початкових умов швидкості всіх точок системи обмежені за модулем: із зменшенням  $T_0$  і  $\Pi_0$  до нуля,  $T$  і  $\Pi$  також наближаються до нуля. Теорема доведена.

Теорема Лагранжа-Діріхле має лише достатні умови стійкості стану рівноваги. Вирішення питання про нестійкість рівноваги консервативної системи ґрунтується на двох теоремах О.М. Ляпунова



[2] про нестійкість рівноваги. Суть теорем Ляпунова про нестійкість рівноваги полягає в тому, що нестійкість має місце, якщо:

1) Потенціальна енергія не має мінімуму, що можна встановити за членами другого порядку в розкладенні потенціальної енергії в ряд Маклорена;

2) Потенціальна енергія має максимум і це можна встановити за членами нищого порядку мализни, що входять у ряд Маклорена.

Вираз потенціальної енергії для голономної стаціонарної системи можна отримати у вигляді квадратичної форми в функції узагальнених координат

$$\Pi = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^N \sum_{j=1}^N c_{kj} q_k q_j, \quad (4)$$

де  $c_{kj}$  – узагальнені коефіцієнти жорсткості (коефіцієнти ряду Маклорена);  $q_1, \dots, q_N$  – узагальнені координати системи.

У виразі (4) враховано, що узагальнені координати і потенціальна енергія в положенні рівноваги дорівнюють нулю ( $q_j = 0$ ;  $\Pi(0) = 0$ ). Крім того, узагальнені сили в положенні рівноваги також дорівнюють нулю:

$$\left( \frac{\partial \Pi}{\partial q_1} \right)_0 = \left( \frac{\partial \Pi}{\partial q_2} \right)_0 = 0.$$

Оскільки в положенні рівноваги потенціальна енергія дорівнює нулю, то вона має мінімум у цьому положенні, якщо  $\Pi(\bar{q})$  буде явно додатною функцією. Знак квадратичної форми визначається теоремою Сильвестра [3]: для додатно-визначеності квадратичної форми необхідно і достатньо, щоб усі головні діагональні мінори матриці квадратичної форми були додатні. Випишемо матрицю коефіцієнтів виразу (4)

$$\begin{vmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & \dots & C_{1N} \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} & \dots & C_{2N} \\ C_{31} & C_{23} & C_{33} & \dots & C_{3N} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ C_{N1} & C_{N2} & C_{N3} & \dots & C_{NN} \end{vmatrix} \quad (5)$$

Складемо головні діагональні мінори матриці (5):

$$\Delta_1 = C_{11}, \quad \Delta_2 = \begin{vmatrix} C_{11} & C_{12} \\ C_{21} & C_{22} \end{vmatrix}, \quad \Delta_3 = \begin{vmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} \end{vmatrix}, \quad \dots, \quad \Delta_N = \begin{vmatrix} C_{11} & \dots & C_{N1} \\ \dots & \dots & \dots \\ C_{N1} & \dots & C_{NN} \end{vmatrix}.$$

Згідно критерію Сильвестра квадратична форма є додатно-визначеною, а звідси і буде мінімум потенціальної енергії в положенні рівноваги, якщо головні діагональні мінори матриці коефіцієнтів додатні:

$$\Delta_1 > 0, \quad \Delta_2 > 0, \quad \dots, \quad \Delta_N > 0. \quad (6)$$

### *Стійкість руху механічної системи*

Стійкість руху механічної системи, наприклад, машини, літака, снаряда тощо, залежить від діючих сил і початкових умов руху (координат і швидкостей точок системи в момент початку руху). Знаючи сили і початкові умови, можна теоретично розрахувати, як буде рухатись система. Рух, який відповідає розрахунку, називається незбуреним.

У зв'язку з деякою неточністю виміру початкових умов, їх дійсні значення, як правило, відрізняються від розрахункових. Крім того, механічна система під час руху може підпадати під випадкові впливи різних сил, що також еквівалентно змінює початкові умови. Відхилення початкових умов, що виникають із різних причин, називають початковими збуреннями, а рух, який система при цьому здійснює при наявності збурень – збуреним рухом. Як підсумок вищесказаного можна дати таке визначення: якщо при достатньо малих початкових збуреннях яка-небудь із характеристик руху протягом всього часу мало відрізняється від того значення, що вона повинна мати при незбуреному русі, то рух системи по відношенню до цієї характеристики називається стійким. Умови, при котрих рух механічної системи є стійким, називаються критеріями стійкості.

### **Задача про стійкість руху і означення стійкості**

Припустимо, що рух об'єкта дослідження описаний нормальною у формі Коші системою диференціальних рівнянь такого виду:

$$\frac{dy_k}{dt} = Y_k(t, y_1, y_2, \dots, y_n), \quad k = 1, 2, \dots, n, \quad (7)$$

де  $y_k$  – деякі параметри, які пов'язані з рухом, наприклад, координати, проекції швидкостей, з початковими умовами при  $t = 0$

$$y_k(t_0) = y_{k0}, \quad k = 1, 2, \dots, n. \quad (8)$$

Нехай деяким фіксованим початковим умовам (8) відповідає певний розв'язок системи (7):

$$y_k = f_k(t), \quad k = 1, 2, \dots, n, \quad (9)$$

котрий описує заданий рух, але цей рух ми можемо і не знати за неможливістю інтегрування.

*Розв'язок (9), який задовольняє початковим умовам (8) і описує заданий рух, називають незбуреним рухом системи.*

Надамо далі початковим умовам  $y_{k0}$  деякі невеликі за модулем прирости  $\delta_k$ ,  $k = 1, 2, \dots, n$ , які називають початковими збуреннями. Нехай новим початковим значенням  $y_{k1} = y_{k0} + \delta_k$  відповідає новий частинний розв'язок системи (7):

$$y_k = \varphi_k(t), \quad k = 1, 2, \dots, n. \quad (10)$$

Розв'язок (10), який отриманий з урахуванням початкових

збурень  $\delta_k$ , і відповідний йому рух системи називають збуреним рухом.

Виходячи із розв'язків (9) і (10), визначимо їх прирости:

$$\delta_{yk} = \varphi_k(t) - f_k(t) = u_k(t), \quad k = 1, 2, \dots, n, \quad (11)$$

які називають варіаціями параметрів руху.

Розглянемо рух в координатах  $u_1, u_2, \dots, u_n$ . Простір  $(u_1, u_2, \dots, u_n)$  в теорії стійкості називають фазовим простором, координати  $u_k$  – фазовими координатами, а їх сукупність, яка визначає деякий стан системи, що досліджується – фазою системи.

Будь-який незбурений рух зображується у системі координат  $(u_1, u_2, \dots, u_n)$  фіксованою точкою  $M_0 (0, \dots, 0)$ , яка співпадає з початком координат (усі  $u_k \equiv 0$ ). Точка  $M_0$  називається точкою рівноваги системи.

Сукупність значень  $(u_1(t), \dots, u_n(t))$  в довільний момент часу  $t$  визначає відповідний фазовий стан або фазу системи. Геометрично зміна фазових координат визначає фазову траєкторію  $L_k$  зображувальної точки  $M_k$  в  $n$ -вимірному просторі  $u_k$  з початком у точці  $M_0$ , яка відповідає початку координат при незбуреному русі.

Виходячи з викладених міркувань, означимо стійкість руху за Ляпуновим [2]: якщо довільно заданому додатному числу  $\varepsilon$ , яким малим воно б не було, можна поставити у відповідність друге додатне число  $\delta = \delta(\varepsilon)$ , таке, що при будь-яких початкових збуреннях

$$\delta_1 = u_1(t_0), \quad \delta_2 = u_2(t_0), \quad \dots, \quad \delta_n = u_n(t_0),$$

які задовольняють при  $t = t_0$  нерівностям

$$|u_1(t_0)| \leq \delta, \quad |u_2(t_0)| \leq \delta, \quad \dots, \quad |u_n(t_0)| \leq \delta,$$

для всіх  $t = t_0$  виконуються нерівності

$$|u_1(t_0)| < \varepsilon, \quad |u_2(t_0)| < \varepsilon, \quad \dots, \quad |u_n(t_0)| < \varepsilon,$$

то незбурений рух називається стійким.

У плоскому фазовому підпросторі  $(u_1, u_2)$  даному означенню можна дати геометричну інтерпретацію (рис. 1). Фазова траєкторія  $L_1$  точки  $M_1$  належить стійкому руху.

Окрему групу стійких рухів утворюють асимптотично стійкі рухи, які можна визначити таким чином.

Якщо незбурений рух системи є стійким і при цьому будь-який збурений рух при достатньо малих початкових збуреннях прямує до незбуреного руху, тобто якщо:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \sum_{k=1}^n u_k^2(t) = 0, \quad (12)$$

то такий незбурений рух називається асимптотично стійким рухом (траєкторія  $L_3$  точки  $M_3$  на рис. 1).

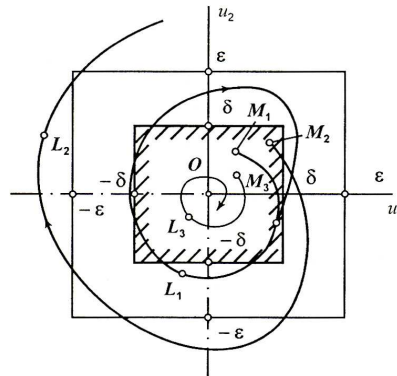


Рис. 1.

У виразі (12) за міру відхилень збуреного руху від незбуреного прийнята сума квадратів фазових координат  $u_k$ . Якщо параметри руху системи не задовольняють даним означенням, то такий рух є нестійким (фазова траєкторія  $L_2$  точки  $M_2$  на (рис. 1)).

Умови (12) розуміють з геометричної точки зору таким чином: при асимптотичній стійкості зображувальна точка  $M$  фазової траєкторії повинна, не виходячи за межі сфери радіуса  $\epsilon$ , необмежено наближатись до початку координат  $O$  (лінія  $L_3$  точки  $M_3$  на рис. 1). Це означає, що фізична система, рух якої досліджується, намагається повернутися у свій вихідний зрівноважений стан.

Особливості визначення стійкості руху за Ляпуновим:

- збурення вважаються малими;
- збуренням підлягають лише початкові умови, тобто в деякий момент часу має місце миттєва зміна параметрів руху системи, після чого її збурений рух відбувається під дією попередніх сил.
- стійкість руху розглядається на нескінченному проміжку часу.

**Диференціальні рівняння збуреного руху**

Для дослідження збуреного руху у відповідності до його означення в системі фазових координат  $u_1, u_2, \dots, u_n$  доцільно диференціальні рівняння (7) звести до нових змінних  $\delta_{y_k}(t) = u_k(t)$ , де  $k = 1, \dots, n$ . Підставивши у рівняння (7) параметри збуреного руху  $\varphi_k = f_k + u_k$ , дістанемо нову систему рівнянь:

$$\begin{aligned} \dot{u}_k &= Y_k(t, \varphi_1, \dots, \varphi_n) - Y_k(t, f_1, \dots, f_n) = \\ &= Y_k(t, f_1 + u_1, \dots, f_n + u_n) - Y_k(t, f_1, \dots, f_n) = \\ &= U_k(t, u_1, \dots, u_n), \quad k = 1, \dots, n. \end{aligned} \tag{13}$$

Рівняння (13) в теорії стійкості руху називають диференціальними рівняннями збуреного руху.

Кожному збуреному руху досліджуваного об'єкту відповідає

деякий частинний розв'язок системи (13). Відомо, що будь-якому незбуреному руху відповідають нульові значення фазових координат  $u_k(t)$ , тобто тривіальний розв'язок  $u_1 = u_2 = \dots = u_n = 0$  системи (13), який вона повинна мати. Для цього необхідно, щоб функції  $U_k(t, u_1, \dots, u_n)$  перетворювались в нуль при  $u_1 = u_2 = \dots = u_n = 0$ .

Таким чином, дослідження на стійкість будь-якого незбуреного руху можна звести до дослідження на стійкість тривіального розв'язку системи (13). Фізичний сенс системи (13) полягає у тому, що вона визначає вектор швидкості руху зображувальної точки  $M$  вздовж фазової траєкторії  $L$ :

$$\bar{u}_M = \{u_1, u_2, \dots, u_n\} = \{U_1, U_2, \dots, U_n\}.$$

Рівності  $U_k = U_k(t)$  можна розглядати, як параметричні рівняння руху точки.

Система (13), в якій праві частини рівнянь залежать від часу ( $U_k = U_k(t)$ ), називається нестационарною або неавтономною, як і сама фізична система, рух якої дана система рівнянь описує. Відповідний рух фізичної системи є неусталеним.

Проте, у багатьох випадках праві частини рівнянь збуреного руху не залежать явно від часу:

$$\dot{u}_k = U_k(u_1, \dots, u_n), \quad k = 1, 2, \dots, n. \quad (14)$$

Система (14) називається стаціонарною або автономною, а її рух – усталеним. Ці системи в подальшому і розглядаються.

Припускаючи, що праві частини рівнянь (14) розкладаються в ряд Тейлора (Маклорена) по степенях  $u_k(t)$ , запишемо:

$$\dot{u}_k = p_{k1}u_1 + p_{k2}u_2 + \dots + p_{kn}u_n + \overset{*}{U}_k(t, u_1, \dots, u_n), \quad (15)$$

$$k = 1, 2, \dots, n,$$

де коефіцієнти  $p_{ki} = p_{ki}(t) = \left( \frac{\partial U_k}{\partial u_j} \right)_0$  у загальному випадку є

функціями часу  $t$  (для автономних систем – сталі);  $\overset{*}{U}_k$  – сукупність всіх членів розкладання вищих порядків мализни (починаючи з другого) відносно  $U_k$ .

Нехтуючи в рівняннях (15) членами вищих порядків, отримаємо лінійну однорідну систему:

$$\dot{u}_k = p_{k1}u_1 + p_{k2}u_2 + \dots + p_{kn}u_n, \quad k = 1, \dots, n. \quad (16)$$

**Приклад 1.** Коток масою  $m$  і радіусом  $R$  котиться без ковзання по горизонталі. До його центра закріплена пружина жорсткістю  $C$ . Момент інерції маси котка відносно осі дорівнює  $I_o$ . Скласти диференціальне рівняння збуреного руху (рис. 2).

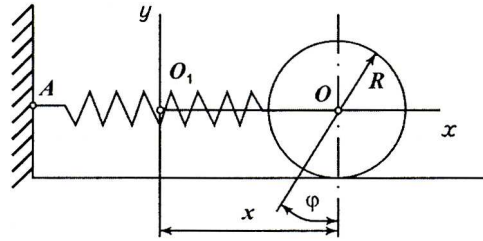


Рис. 2.

Прийmemo за узагальнену координату відстань  $x$  від положення рівноваги  $O_1$ . Тоді кінетична енергія котка дорівнює:

$$T = \frac{1}{2} m \dot{x}^2 + \frac{1}{2} I_0 \dot{\varphi}^2. \quad (\text{а})$$

Потенціальна енергія пружини:

$$\Pi = \frac{1}{2} c x^2. \quad (\text{б})$$

Рівняння Лагранжа другого роду для цієї системи має вигляд:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial T}{\partial x} = Q_x. \quad (\text{в})$$

Підставимо у вираз (в) відповідні похідні, а узагальнена сила при діючих потенціальних силах дорівнює  $Q_x = -\frac{\partial \Pi}{\partial x} = -c x$ .

Зведемо кінетичну енергію до однієї узагальненої координати, оскільки  $\varphi = \frac{x}{R}$ . Тоді формула (а) матиме такий вигляд:

$$T = \frac{1}{2} m \dot{x}^2 + \frac{1}{2} I_0 \frac{\dot{x}^2}{R^2} = \frac{1}{2} \dot{x}^2 \left( m + \frac{I_0}{R^2} \right). \quad (\text{г})$$

Частинні похідні від виразу (г):

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0; \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} = \left( m + \frac{I_0}{R^2} \right) \dot{x}. \quad (\text{д})$$

Похідна за часом від (д):

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} \right) = \left( m + \frac{I_0}{R^2} \right) \ddot{x}.$$

Підставимо визначені похідні у вираз (в):

$$\left( m + \frac{I_0}{R^2} \right) \ddot{x} + c x = 0. \quad (\text{е})$$

Подамо диференціальне рівняння у нормальній формі Коші:

$$\dot{x}_1 = x_2, \quad \dot{x}_2 = \frac{-c}{\frac{I_0}{R^2} + m} x_1. \quad (\text{к})$$

Система (к) є диференціальним рівнянням збуреного руху.

**Приклад 2.** Скласти диференціальне рівняння збуреного руху симетричної причіпної сільськогосподарської машини (причіпного культиватора) масою  $m$ , що рухається зі сталою поступальною швидкістю під дією сили сумарного опору  $\bar{R}$ , яка спрямована вздовж

осі симетрії і прикладена у центрі ваги  $O$ . Сила  $\bar{R}$  збігається з напрямом сили тяги трактора  $\bar{P}$ , що прикладена в точці  $D(x_1, y_1)$  (рис. 3). Момент інерції машини відносно центра ваги  $I_o$ .

Внаслідок випадкових бокових сил сумарний опір  $\bar{R}$  машини змістився, виникла пара сил, під дією якої агрегат повертається проти годинникової стрілки. Частково пара компенсується реактивною парою  $(\bar{F}, -\bar{F})$ , що виникає від бокового опору коліс і робочих органів.

Машина перебуває під дією сумарного збуреного моменту:

$$M = R \cdot r - F \cdot l, \tag{a}$$

де  $r$  – зміщення сили  $\bar{R}$  від лінії симетрії;  $l$  – плече реактивної пари  $\bar{F}, -\bar{F}$ .

Обмежуючись малим кутом  $\theta$ , який приймемо за узагальнену координату, будемо вважати  $F = R \operatorname{tg} \theta \approx R \theta$ . Тоді рівняння (a) має вигляд:

$$M = R(r - l\theta). \tag{б}$$

Запишемо рівняння в'язі, як відстань, що завжди зберігається між точкою причепа  $D(x_1, y_1)$  і центром ваги  $M(x, y)$ :

$$(x_1 - x)^2 + (y_1 - y)^2 = l_0^2. \tag{в}$$

Оскільки  $x_1 = 0$ ,  $y_1 = v_0 t + l$ , то рівняння (в) зміниться:

$$x^2 + (v_0 t + l_0 - y)^2 = l_0^2. \tag{г}$$

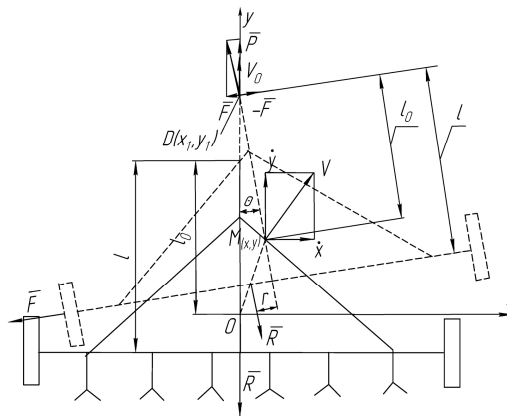


Рис. 3.

Декартові координати центра ваги через узагальнену координату  $\Theta$

$$x = l_0 \sin \theta,$$

$$y = v_0 t + l_0 (1 - \cos \Theta). \tag{д}$$

Взявши похідну за часом від виразу (д), маємо

$$\dot{x} = l_0 \dot{\theta} \cos \theta; \quad \dot{y}_0 = v_0 + l_0 \dot{\theta} \sin \theta. \tag{е}$$

Причіпна сільськогосподарська машина є системою з одним ступенем вільності, тому рівняння Лагранжа запишемо у такому вигляді:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \theta} = Q_{\theta}, \quad (\text{ж})$$

де  $T$  – кінетична енергія,  $Q_{\theta}$  – узагальнена сила,  $\dot{\theta}$  – узагальнена швидкість.

Кінетична енергія сільськогосподарської машини буде дорівнювати:

$$T = \frac{1}{2} m v^2 + \frac{1}{2} I_0 \dot{\theta}^2 = \frac{1}{2} m (\dot{x}^2 + \dot{y}^2) + \frac{1}{2} I_0 \dot{\theta}^2. \quad (\text{з})$$

Підставляємо в рівність (з) вираз (е), матимемо:

$$T = \frac{1}{2} m (l_0^2 \dot{\theta}^2 + v_0^2 + 2v_0 l_0 \dot{\theta} \sin \theta) + \frac{1}{2} I_0 \dot{\theta}^2. \quad (\text{к})$$

Частинні похідні з виразу (к) будуть:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}} = (m l_0^2 + I_0) \dot{\theta} + m v_0 l_0 \sin \theta; \quad \frac{\partial T}{\partial \theta} = m v_0 l_0 \cos \theta \cdot \dot{\theta}.$$

Для визначення узагальненої сили  $Q_{\theta}$  запишемо вираз елементарної роботи прикладених сил на можливих переміщеннях точок системи:

$$\delta A = M \delta \theta = R(r - l\theta) \delta \theta,$$

Звідки:

$$Q_{\theta} = R(r - l\theta).$$

Підставляємо у вираз (ж) всі знайдені величини:

$$(m l_0^2 + I_0) \ddot{\theta} = R(r - l\theta),$$

$$\ddot{\theta} + \lambda^2 \theta = \lambda^2 k, \quad (\text{и})$$

де 
$$\lambda = \sqrt{\frac{Rl}{m l_0^2 + I_0}}; \quad k = \frac{r}{l}.$$

Рівняння (и) є диференціальним рівнянням збуреного руху причіпної сільськогосподарської машини. Зведемо його до нормальної форми Коші. Матимемо:

$$\dot{x}_1 = x_2; \quad \dot{x}_2 = -\lambda^2 x_1 + \lambda^2 k.$$

### Методи дослідження стійкості руху системи.

Якщо диференціальне рівняння руху інтегрується у замкнутому вигляді, то дослідження руху на стійкість відбувається без ускладнень.

Але такі випадки практично бувають дуже рідко.

Попередники Ляпунова користувались звичайно методом лінеаризації рівнянь руху. Зміст його полягає у заміні рівнянь (13) досліджуваної системи на лінійну систему (16). Розв'язання задачі суттєво спрощувалось, особливо для автономних систем, рівняння руху яких інтегруються у замкнутому вигляді і при сталих коефіцієнтах  $p_{kj} = a_{kj} = \text{const}$  буде мати вигляд:

$$\dot{u}_k = a_{k_1} u_1 + a_{k_2} u_2 + \dots + a_{k_n} u_n, \quad k = 1, \dots, n. \quad (17)$$



Проте, подібна заміна означає заміну однієї задачі іншою. Хоча дослідження за лінійним, або першим наближенням, іноді і вірно розв'язує задачу, в інших випадках цей метод веде до невірних висновків.

Які ж умови достовірності відповіді, отриманої на підставі дослідження стійкості руху за першим наближенням?

Вперше відповідь на це запитання дав Ляпунов [2]. Він отримав повний розв'язок задачі для усталених і періодичних, а також для широкого класу неусталених рухів. Він розглянув також деякі основні випадки, коли першим наближенням обмежуватись не можна.

Всі методи дослідження руху на стійкість Ляпунов поділив на дві категорії:

– перший метод, який стосується систем, рух яких описується нелінійними диференціальними рівняннями, побудований на дослідженні лінеаризованих рівнянь збуреного руху або диференціальних рівнянь першого наближення;

– другий (прямий) метод, пов'язаний із побудовою спеціальних функцій Ляпунова, які мають властивості, на основі яких можна скласти висновок про стійкість руху без розв'язування диференціальних рівнянь.

### **Дослідження стійкості руху по першому наближенні.**

#### **Теорема Ляпунова**

Розглянемо лінеаризовану систему першого наближення (17) у розгорнутому вигляді, замінюючи  $u_k = x_k$ :

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= \frac{dx_1}{dt} = a_{11}x_1 + a_{12}x_2 + \dots + a_{1n}x_n, \\ \dot{x}_2 &= \frac{dx_2}{dt} = a_{21}x_1 + a_{22}x_2 + \dots + a_{2n}x_n, \\ &\dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \\ \dot{x}_n &= \frac{dx_n}{dt} = a_{n1}x_1 + a_{n2}x_2 + \dots + a_{nn}x_n. \end{aligned} \quad (18)$$

Нагадаємо, що для автономної системи, яка тут розглядається, всі коефіцієнти рівнянь (18)  $a_k$  – сталі числа. Як відомо, частинний розв'язок лінійних систем шукають у вигляді:

$$x_1 = A_1 e^{\lambda t}, \quad x_2 = A_2 e^{\lambda t}, \quad \dots, \quad x_n = A_n e^{\lambda t}. \quad (19)$$

Підставимо розв'язок (19) у рівняння (18) і після групування членів матимемо:

$$\begin{aligned} (a_{11} - \lambda)A_1 + a_{12}A_2 + \dots + a_{1n}A_n &= 0; \\ a_{21}A_1 + (a_{22} - \lambda)A_2 + \dots + a_{2n}A_n &= 0; \\ \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots &\dots \dots \dots \\ a_{n1}A_1 + a_{n2}A_2 + \dots + (a_{nn} - \lambda)A_n &= 0. \end{aligned} \quad (20)$$

Для того, щоб система алгебраїчних рівнянь (20) мала розв'язок, який відмінний від нуля, необхідно, щоб її визначник дорівнював нулю:

$$\begin{vmatrix} a_{11} - \lambda & a_{12} & \dots & a_{1n} \\ a_{21} & a_{22} - \lambda & \dots & a_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{n1} & a_{n2} & \dots & a_{nn} - \lambda \end{vmatrix} = 0. \quad (21)$$

Визначник (21), який складений для системи (18), називається характеристичним. Розкриваючи цей визначник за елементами першого рядка, отримуємо рівняння відносно  $\lambda$ , яке називається характеристичним і містить невідоме  $\lambda$  в степені  $n$ , маючи корені  $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n$ .

Сформулюємо основні умови на підставі теорем Ляпунова про стійкість по першому наближенню:

Якщо дійсні частини всіх коренів характеристичного рівняння від'ємні, то незбурений рух асимптотично стійкий.

Якщо серед коренів характеристичного рівняння є хоча б один, дійсна частина якого додатна, то незбурений рух є нестійким.

Якщо дійсні частини деяких коренів характеристичного рівняння дорівнюють нулю, а дійсні частини інших коренів від'ємні, то незбурений рух є стійким, але не асимптотично стійким.

Наведені теореми Ляпунова про стійкість руху по першому наближенню повністю розв'язують задачу про стійкість руху.

### Критерій Гурвіца

Із вищесказаного зрозуміло, що для висновку про стійкість руху системи велике значення має питання про знак дійсних частин коренів характеристичного рівняння. Тобто, важливо знати необхідні і достатні умови, при яких корені рівняння мають від'ємні дійсні частини. Такі умови повинні задовольняти критерію Гурвіца.

Розкриємо визначник (21), групуючи члени за степенями  $\lambda$ :

$$a_0 \lambda^n + a_1 \lambda^{n-1} + \dots + a_{n-1} \lambda + a_n = 0. \quad (22)$$

Для визначення стійкості руху за рівняннями першого наближення необхідно наперед знати, коли дійсні частини усіх коренів характеристичного рівняння будуть від'ємними, не розв'язуючи характеристичного рівняння, не обчислюючи його корені. Для цього будують із коренів характеристичного рівняння  $a_0, a_1, \dots, a_n$  (22) матрицю Гурвіца

$$\begin{vmatrix} a_1 & a_3 & a_5 & \dots & 0 \\ a_0 & a_2 & a_4 & \dots & 0 \\ 0 & a_1 & a_3 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & a_n \end{vmatrix}. \quad (23)$$

Складемо із матриці (23) головні діагональні мінори:

$$\Delta_1 = a_1; \Delta_2 = \begin{vmatrix} a_1 & a_3 \\ a_0 & a_2 \end{vmatrix}; \dots; \Delta_n = a_n \Delta_{n-1}. \quad (24)$$

Для того, щоб всі корені характеристичного рівняння (22) мали від’ємні дійсні частини, необхідно і достатньо, щоб всі головні діагональні мінори (24) були додатними, тобто

$$\Delta_1 > 0, \Delta_2 > 0, \dots, \Delta_{n-1} > 0, \Delta_n > 0. \quad (25)$$

**Приклад 3.**

Скласти рівняння першого наближення математичного маятника довжиною  $l$ , кут відхилу від вертикалі  $\varphi$  (рис. 4).

Коливання математичного маятника описуються диференціальним рівнянням

$$d^2\varphi / dt^2 = -g / l \sin \varphi. \quad (а)$$

Початкові умови

$$\varphi(0) = \alpha; \dot{\varphi}_0 = 0. \quad (б)$$

Частинний розв’язок рівняння (а) шукаємо у формі

$$\varphi = f(t), \quad (в)$$

де  $f(t)$  – деяка періодична функція. Тоді незбурений рух має такий вираз:

$$\frac{d^2 f(t)}{dt^2} = -\frac{g}{l} \sin f(t). \quad (г)$$

Збурений рух характеризується кутом

$$\varphi = f(t) + x. \quad (д)$$

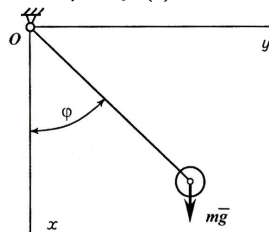


Рис. 4.

Підставимо (д) в вираз (а)

$$\frac{d^2 f(t)}{dt^2} + \frac{d^2 x}{dt^2} = -\frac{g}{l} \sin(f(t) + x).$$

Диференціальне рівняння збуреного руху

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = -\frac{g}{l} \sin(f(t) + x) + \frac{g}{l} \sin f(t). \quad (е)$$

Розкладемо рівняння (е) в ряд по степенях  $x$

$$\frac{d^2x}{dt^2} = -\frac{g}{l}x \cos f(t) + \frac{g}{2l}x^2 \sin f(t) + \dots \quad (\text{ж})$$

Відкидаючи нелінійні члени, отримаємо із (ж) рівняння першого наближення:

$$\frac{d^2x}{dt^2} = -\frac{g}{l}x \cos f(t). \quad (\text{з})$$

Запишемо рівняння (з) у вигляді системи двох рівнянь в формі Коші:

$$\dot{x}_1 = x_2; \quad \dot{x}_2 = -\frac{g}{l}x_1 \cos f(t).$$

### **Прямий метод Ляпунова. Функції Ляпунова.**

#### **Дослідження стійкості руху автономних систем**

Прямий або другий метод Ляпунова характеризується тим, що при його застосуванні не потрібно інтегрувати диференціальні рівняння збуреного руху. Цей метод пов'язаний з пошуком деяких функцій  $V$  змінних збурення  $t, x_1, x_2, \dots, x_N$ , де  $(x_j = y_j - f_j(t))$  – збурення,  $y_j$  – частинний розв'язок збуреного руху,  $f_j(t)$  – частинний розв'язок незбуреного запрограмованого руху (основного). Метод пов'язаний також з вивченням властивостей цих функцій, які називаються функціями Ляпунова, і властивостей їх похідних.

Розглянемо лише усталений (стаціонарний) рух (автономні системи), для яких  $V = V(x_1, x_2, \dots, x_N)$  в околі  $|x_j| < h (j=1, 2, \dots, N)$ , де  $h$  – досить мале додатне число, вважаючи ці функції безперервно диференційованими, однозначними і такими, що перетворюються на нуль на початку координат  $x_{1o} = x_{2o} = \dots = x_{No} = 0$ .

В теорії стійкості прямий метод вважається основним. Він є якісним методом, оскільки не потребує отримання розв'язку рівнянь руху, а розглядає властивості функцій Ляпунова. Найпростішим прикладом “пробної” функції може слугувати вираз потенціальної енергії системи, за допомогою якого можна встановити стійкість або нестійкість рівноваги.

Похідна функції Ляпунова визначається з виразу

$$\frac{dV}{dt} = \sum_{j=1}^N \frac{\partial V}{\partial x_j} \frac{\partial x_j}{\partial t}. \quad (26)$$

Крім цього, функції Ляпунова можуть мати спеціальні властивості.

Функцію  $V$  називають додатно-визначеною в околі  $|x_j| < h$ , якщо в будь-якій точці цього околу, крім початку координат (де функція  $V$  дорівнює нулю), виконується умова  $V > 0$ .

Якщо  $V < 0$ , то функція  $V$  називається від'ємно-визначеною. У

цих двох випадках функція  $V$  називається знаковизначеною.

Якщо в цьому околі  $|x_j| < h$  функція  $V$  набуває значення тільки одного знака ( $V \geq 0$  або  $V \leq 0$ ), але може перетворюватись на нуль не тільки на початку координат, то вона називається знакосталою (додатною чи від'ємною); якщо ж функція  $V$  набуває як додатного, так і від'ємного значень, то вона називається знаковмінною в цьому околі.

Наприклад, функція  $V = x_1^2 - x_2^2$  при  $N=2$  – знаковмінна, а функція  $V = x_1^2 + x_2^2$  – додатно-визначена, функція  $V = x_1^2$  – знакостала, бо вона перетворюється на нуль на осі  $Ox_2$ , а поза межами цієї осі вона додатна.

Отже, якщо  $V$  є квадратичною формою, то знаковизначеність можна встановити за допомогою критерію Сильвестра. Якщо  $V$  – форма непарного степеня, то зрозуміло, вона є знаковмінною функцією.

Таким чином, функціями Ляпунова називаються функції змінних  $x_1, x_2, \dots, x_N$ , кожна з яких в деякій  $n$ -вимірній області, що містить початок координат простору, є знаковизначеною, знакосталою або знаковмінною і має в цій області неперервні частинні похідні першого порядку за змінними  $x_1, x_2, \dots, x_N$ , тобто має повний диференціал.

Питання про стійкість незбуреного руху розв'язується на підставі дослідження поведінки функції  $V(x_1, x_2, \dots, x_N)$  і їх похідних за часом. При цьому необхідно враховувати, що змінні  $x_1, x_2, \dots, x_N$  є розв'язками диференціальних рівнянь збуреного руху. Вивчення поведінки функції  $V$  вздовж траєкторії руху системи дозволяє зробити висновок про поведінку траєкторій механічної системи, яка досліджується, тобто розв'язати питання про стійкість або нестійкість руху.

Оскільки питання про знаковизначеність квадратичної форми розв'язується досить просто (критерій Сильвестра (6)), то при побудові функцій Ляпунова за основу вибирають знаковизначену квадратичну форму і при необхідності додають форми вищих порядків. Отримана функція матиме ті ж властивості знаковизначеності, що і вихідна квадратична форма.

**Приклад 4.** Розглянемо функцію

$$V = 1 + \sin^2 x_1 - \cos(x_1 - x_2).$$

Розкладемо цю функцію в ряд по степенях  $x_1$  і  $x_2$ :

$$\sin^2 x_1 = x_1^2 + \dots; \quad \cos(x_1 - x_2) = 1 - \frac{1}{2}(x_1 - x_2)^2 + \dots,$$

де точками позначені члени, які містять  $x_1$  і  $x_2$  у степені вище другої. Вносимо ці розкладання у функцію  $V$  :

$$V = \frac{1}{2}(3x_1^2 - 2x_1x_2 + x_2^2) + \dots$$

Складемо матрицю коефіцієнтів квадратичної частини функції  $V$  (вздовж головної діагоналі розташовані коефіцієнти при квадратах змінних), елементи  $C_{12}$  і  $C_{21}$  дорівнюють половині коефіцієнта при добутку  $x_1x_2$ .

$$\begin{vmatrix} 3 & -1 \\ -1 & 1 \end{vmatrix}. \text{ Головні діагональні мінори } \Delta_1 = 3, \Delta_2 = 3 - 1 = 2.$$

Оскільки  $\Delta_k > 0$ , тоді, згідно критерію Сільвестра (б), функція  $V$  є додатно-визначеною.

### **Теорема Ляпунова для прямого методу.**

#### **Теорема про стійкість руху.**

Якщо для системи диференціальних рівнянь збуреного руху існує така знаковизначена в області  $x_j < h$  функція  $V(x_1, x_2, \dots, x_N)$ , що її повна похідна за часом  $\dot{V}$  на основі цих рівнянь є знакосталою протилежного з функцією  $V$  знака, або тотожно рівною нулю, то незбурений основний рух є стійким.

Нехай функція  $V(x_1, x_2, \dots, x_N)$  є знаковизначеною додатною, а, виходячи з умов теореми, повна похідна від функції  $V$  за часом, яка взята на основі рівнянь збуреного руху, є знакосталою і від'ємною, то основний незбурений рух є стійким.

$$\frac{dV}{dt} = \sum_{j=1}^N \frac{\partial V}{\partial x_j} \frac{dx_j}{dt} \leq 0.$$

#### **Теорема про асимптотичну стійкість руху.**

Якщо диференціальні рівняння збуреного руху такі, що існує знаковизначена функція  $V(x_1, x_2, \dots, x_N)$ , похідна якої  $\dot{V}$  на основі цих рівнянь є знаковизначеною функцією протилежного із  $V$  знака, то незбурений (основний) рух є асимптотично стійким.

#### **Перша теорема Ляпунова про нестійкість руху.**

Якщо для диференціальних рівнянь збуреного руху існує така функція  $V(x_1, x_2, \dots, x_N)$ , похідна від якої на основі цих рівнянь є знакосталою функцією, а сама функція  $V$  не є знакосталою протилежного знака, то незбурений (основний) рух є нестійким.

#### **Друга теорема Ляпунова про нестійкість руху.**

Якщо для диференціальних рівнянь збуреного руху існує така функція  $V$ , що її похідна  $\dot{V}$  на основі цих рівнянь може бути подана у формі

$$\dot{V} = \alpha V + W,$$

де  $\alpha$  – додатна стала ( $\alpha > 0$ ), а  $W$  – тотожно перетворюється на нуль або є знакосталою функцією, і якщо в останньому випадку функція  $V$  не є знакосталою, протилежною із  $W$  знаком, то незбурений рух є нестійким.

**Приклад 5.** Дослідимо прямим методом Ляпунова стійкість руху моделі автомобіля масою  $m$  і моментом інерції відносно поперечної осі, що проходить через центр мас  $mr^2$ , де  $r$  – радіус інерції кузова,  $C_n, C_3$  – коефіцієнти жорсткості передніх і задніх ресор (рис. 5).

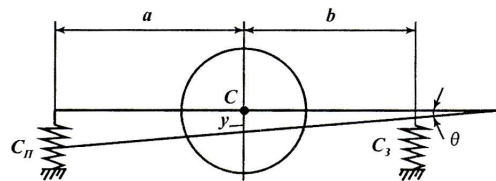


Рис. 5.

Розглянемо повздовжні коливання автомобіля. В процесі коливань його положення визначається двома узагальненими координатами: вертикальним переміщенням  $y$  центра ваги (точки  $C$ ) і кутом повороту рами  $\Theta$ . Кінетична енергія автомобіля:

$$T = \frac{1}{2} m \dot{y}^2 + \frac{1}{2} I_c \dot{\Theta}^2 = \frac{1}{2} m (\dot{y}^2 + r^2 \dot{\Theta}^2).$$

Потенціальна енергія деформації ресор:

$$\Pi = C_n (y + a\Theta)^2 + C_3 (y - b\Theta)^2.$$

Рівняння Лагранжа другого роду:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{y}} \right) - \frac{\partial T}{\partial y} = - \frac{\partial \Pi}{\partial y}; \quad \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\Theta}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \Theta} = - \frac{\partial \Pi}{\partial \Theta}.$$

Підставляючи в рівняння похідну від  $T$  і  $\Pi$ , отримаємо диференціальні рівняння коливального руху автомобіля:

$$m \ddot{y} + 2C_n (y + a\Theta) + 2C_3 (y - b\Theta) = 0;$$

$$mr^2 \ddot{\Theta} + 2C_n (y + a\Theta)a + 2C_3 (y - b\Theta)b = 0.$$

Подамо диференціальні рівняння у нормальній формі Коші:

$$\dot{x}_1 = x_2; \quad \dot{x}_2 = - \frac{1}{m} (2C_n (x_1 + ax_3) + 2C_3 (x_1 - bx_3)),$$

$$\dot{x}_3 = x_4; \quad \dot{x}_4 = - \frac{1}{mr^2} (2C_n (x_1 + ax_3)a + 2C_3 (x_1 - bx_3)b).$$

Це диференціальні рівняння збуреного руху автомобіля.

Виберемо функцію Ляпунова у формі повної механічної енергії:

$$V = T + \Pi = \frac{1}{2} m (\dot{y}^2 + r^2 \dot{\Theta}^2) + C_n (y + a\Theta)^2 + C_3 (y - b\Theta)^2.$$

Запишемо функцію Ляпунова в нових змінних:

$$V = \frac{1}{2} m (x_2^2 + r^2 x_4^2) + C_n (x_1 + ax_3)^2 + C_3 (x_1 - bx_3)^2.$$

Візьмемо повну похідну від функції Ляпунова за часом

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\partial V}{\partial x_1} \dot{x}_1 + \frac{\partial V}{\partial x_2} \dot{x}_2 + \frac{\partial V}{\partial x_3} \dot{x}_3 + \frac{\partial V}{\partial x_4} \dot{x}_4.$$

В силу рівнянь збуреного руху маємо  $\frac{dV}{dt} = 0$  (рух стійкий).

*Висновки.* Теорія стійкості руху, як можна бачити з даної роботи, відіграє велику роль у дослідженнях різного роду механічних систем. Серед різних факторів вежливо знати критерії стійкості руху, щоб оцінити, як буде рухатись система у подальшому, якщо вона випадково підпаде під вплив сил, що не враховані в моделі. Останнє еквівалентно зміні початкових умов, від яких безпосередньо залежить характер руху. Приведені методи і приклади надають змогу розглянути поведінку системи без розв'язування складних диференціальних рівнянь руху при наявності збурень.

#### Література

1. Жуковский Н.Е. О прочности движений. – Собр. соч. – М.: ОГИЗ, 1948, Т.1. – С. 69–90.
2. Ляпунов А.М. Общая задача об устойчивости движения. – М.: Гостехиздат, 1950. – 472 с.
3. Малкин И.Г. Теория устойчивости движения. – М.: Наука, 1966. – 532 с.

### АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ СЛОЖНЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Литвинов О.И., Березовый Н.Г., Андреев Ю.М.

#### *Аннотация*

Проанализированы методы исследования устойчивости движения сложных автономных механических систем, которые основаны на теории Ляпунова. Указанные методы использованы для определения устойчивости движения некоторых механических систем, которые используются в сельском хозяйстве.

### ANALYTICAL RESEARCH OF STABILITY OF MOVEMENT OF COMPLEX MECHANICAL SYSTEMS

O. Lytvynov, M. Berezovyi, G. Andreev

#### *Summary*

Methods of research of stability of movement of complex autonomous mechanical systems which are grounded on Lyapunov's theory are analysed. The specified methods are used for definition of stability of movement of some mechanical systems which are used in agriculture.





УДК 531.32

## ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ ТЕОРІЇ СКЛАДНОГО РУХУ МАТЕРІАЛЬНОЇ ТОЧКИ ПО ПЛОЩИНІ

Пилипака С.Ф. , д.т.н.,

Черниш О.М. , к.т.н.

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

Тел. 044527-82-33

Адамчук О.В. , інж.

*(ННЦ «ІМЕСГ» НААН)*

**Анотація** – розглянуто складний рух точки, відносно переміщення якої відбувається в рухомому триграннику кривої, заданої натуральними рівняннями. Переносний рух тригранника визначається диференціальними характеристиками кривої. Доведена правомірність використання формул Френе для знаходження абсолютної швидкості та прискорення точки в проєкціях на орти рухомого тригранника. Знайдені абсолютні траєкторії руху, здійснено візуалізацію отриманих результатів.

**Ключові слова** – точка, тригранник, формули Френе, абсолютна швидкість.

*Постановка проблеми.* Рух матеріальної точки по площині (гравітаційній поверхні, шорсткій площині та ін.) був предметом дослідження багатьох вчених зі світовим ім'ям починаючи від Галілея, Гюйгенса, Ньютона, Ейлера, Остроградського та ін. Найбільш фундаментальними дослідженнями руху матеріальної частинки по фрикційним поверхням сільськогосподарських машин слід вважати праці академіка Василенко П.М. [1] та інших вітчизняних вчених: академіків Заїки П.М., Берга Б.А., а також Григорьєва С.М., Мельникова С.В. та ін. Значна кількість аналітичних задач теорії сільськогосподарських машин і зараз потребує застосування теорії руху матеріальної точки (частинки), або твердого тіла по поверхням, які використовуються при проектуванні нових їх конструкцій.

Теорія складного руху матеріальної точки має завершену форму і навіть не потребує ніякого уточнення. Вона ґрунтується на тому, що рух точки досліджується одночасно по відношенню до двох систем координат. Одна з них (основна) приймається за нерухому, а друга

---

\* д.т.н. С.Ф. Пилипака, к.т.н. О.М. Черниш, інж. О.В. Адамчук

здійснює по відношенню до нерухомої відносний рух за заданим законом. В свою чергу у рухомій системі координат здійснюється відносний рух матеріальної точки. Сума цих рухів (відносного і переносного) складає абсолютний рух матеріальної точки по відношенню до основної системи координат. При цьому рухи (як переносний, так і відносний) як правило задаються залежностями у функції часу.

Відомий також натуральний (природний) спосіб задання руху матеріальної точки, при якому швидкість і прискорення розглядається в проєкціях на орти супровідного тригранника траєкторії (тригранника Френе). Однак, в наявній літературі не вдається знайти застосування тригранника Френе в якості рухомої системи координат, у якій здійснює відносний рух матеріальна точка. Розробці теорії складного руху матеріальної точки по горизонтальній площині із застосуванням тригранника Френе присвячено дане дослідження.

*Аналіз останніх досліджень і публікацій.* Натуральний спосіб задання руху матеріальної точки вважається достатньо відомим і широко використовується у дослідженнях з багатьох питань галузі механізації сільського господарства та теорії сільськогосподарських машин. При цьому розглядається у переважній більшості простий рух матеріальних точок. Відомі приклади із застосуванням тригранника і формул Френе при розгляді руху твердого тіла в його системі, наприклад, літака [2]. У праці [3] розглянуто кінематику руху супровідного тригранника гвинтової лінії. В останніх наукових та навчальних публікаціях кінематика супровідного тригранника траєкторії, як твердого тіла, або взагалі не розглядається, або ж розглядається із посиланням на більш ранні дослідження та публікації [4]. Між тим, як показано в праці [5], тригранник і формули Френе можна успішно використовувати в задачах кінематики і динаміки складного руху матеріальної точки, зокрема при розгляді питань, що пов'язані з дослідженням сільськогосподарських машин.

*Мета дослідження.* Подальший розвиток теорії складного руху матеріальної точки по площині з застосуванням супровідного тригранника кривої і формул Френе.

*Основна частина.* В будь-якій точці кривої можна побудувати три взаємно перпендикулярні напрями. Одиничні орти вздовж них (дотична  $\bar{\tau}$ , головна нормаль  $\bar{n}$  і бінормаль  $\bar{b}$ ) утворюють супровідний (натуральний) тригранник кривої або тригранник Френе. Для плоскої кривої орти  $\bar{\tau}$  і  $\bar{n}$  знаходяться в площині кривої, а орт  $\bar{b}$  перпендикулярний до неї (див. рис. 1, а). Якщо рухати тригранник із заданою швидкістю  $v_A$  вздовж кривої, то можна визначити швидкість і прискорення будь-якої точки тригранника, величина і напрям яких залежатимуть від кривизни кривої. Швидкість точки тригранника

складатиметься із швидкості полюса (початку координат  $A$ ) і швидкості цієї точки в обертальному русі тригранника навколо миттєвої осі обертання, яка збігається із ортом бінормалі  $\bar{b}$ . За певний проміжок часу  $\Delta t$  тригранник при русі вздовж кривої займе нове положення, внаслідок переміщення на відстань  $\Delta s$  і повертання на кут  $\Delta\alpha$  (рис. 1, б).

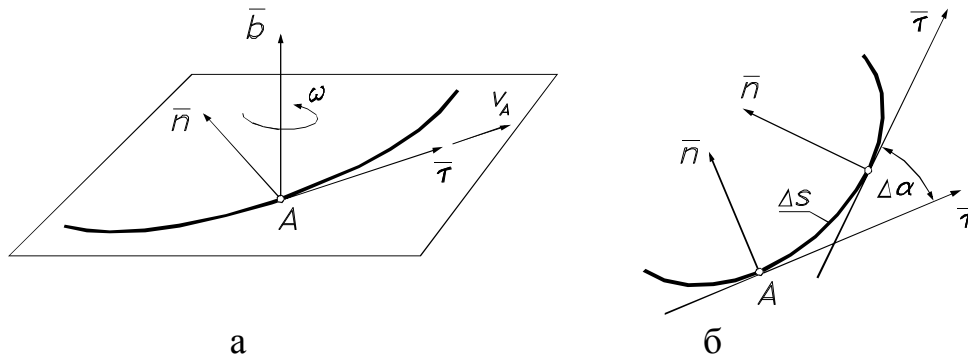


Рис. 1. Супровідний тригранник Френе кривої:

а) положення вектора миттєвої осі обертання; б) до визначення кута повороту  $\Delta\alpha$  при переміщенні тригранника по кривій на відстань  $\Delta s$  (бінормаль  $\bar{b}$  проєкціюється в точку).

Величину кутової швидкості  $\omega$  можна визначити, як граничне відношення приросту кута до приросту часу:

$$\omega = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta\alpha}{\Delta t} = \frac{d\alpha}{dt}. \quad (1)$$

Перейдемо від параметру часу  $t$  до дугової координати  $s$  (шляху вздовж дуги):

$$\omega = \frac{d\alpha}{dt} = \frac{d\alpha}{ds} \frac{ds}{dt} = v_A \frac{d\alpha}{ds} = v_A k, \quad (2)$$

де  $k$  – кривина кривої у поточній точці  $A$ .

Таким чином, величина кутової швидкості тригранника залежить від швидкості його руху по кривій і кривини самої кривої в точці, де знаходиться вершина тригранника.

Закріпимо жорстко в системі тригранника точку  $B$  і знайдемо її швидкість. Радіус-вектор  $\bar{r}_B$ , який визначає положення точки  $B$  відносно нерухомої системи координат  $Oxy$  (рис. 2), можна задати за допомогою двох векторів:  $\bar{r}_A$ , який визначає положення вершини тригранника в системі координат  $Oxy$  і  $\bar{\rho}$ , який визначає положення точки  $B$  у системі тригранника. Величина радіус-вектора  $\bar{r}_B$  буде дорівнювати:

$$\bar{r}_B = \bar{r}_A + \bar{\rho}. \quad (3)$$

Нехай в системі супровідного тригранника точка  $B$  задана вектором  $\rho = const$ , складові якого в проєкціях на одиничні вектори (орти) мають значення  $\rho_\tau$  і  $\rho_n$  (рис. 2).

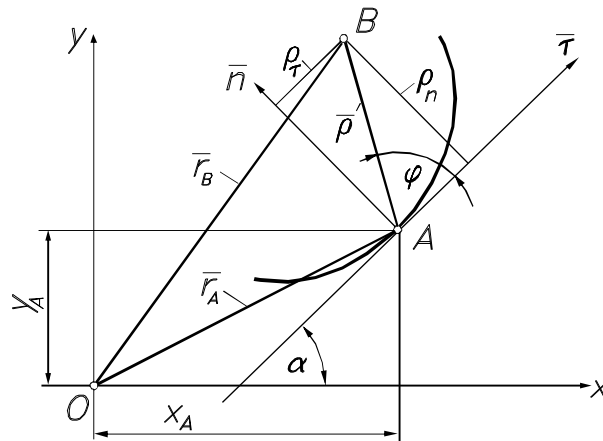


Рис. 2. Положення точки  $B$  у двох системах координат: нерухомій  $Oxy$  і рухомому триграннику кривої  $\bar{\tau}\bar{n}\bar{b}$

Запишемо векторну суму (3) в проекціях на осі нерухомої системи координат  $Oxy$ . Матимемо:

$$\begin{aligned} x_B &= x_A + \rho_\tau \cos \alpha - \rho_n \sin \alpha; \\ y_B &= y_A + \rho_\tau \sin \alpha + \rho_n \cos \alpha. \end{aligned} \quad (4)$$

Продиференціювавши (4) по часу  $t$ , знайдемо проекції швидкості точки  $B$  на координатні осі нерухомої системи:

$$\begin{aligned} \frac{dx_B}{dt} &= \frac{dx_B}{ds} \frac{ds}{dt} = v_A \frac{dx_B}{ds} = v_A (x'_A - \rho_\tau \alpha' \sin \alpha - \rho_n \alpha' \cos \alpha); \\ \frac{dy_B}{dt} &= \frac{dy_B}{ds} \frac{ds}{dt} = v_A \frac{dy_B}{ds} = v_A (y'_A + \rho_\tau \alpha' \cos \alpha - \rho_n \alpha' \sin \alpha). \end{aligned} \quad (5)$$

У виразах (5) здійснено перехід від параметру часу  $t$  до дугової координати  $s$  – довжини дуги кривої. У цьому випадку складові виразів (5) набувають геометричного змісту [7]:

$$x'_A = \cos \alpha; \quad y'_A = \sin \alpha; \quad \alpha' = k. \quad (6)$$

Із врахуванням (6) проекції абсолютної швидкості точки  $B$  у (5) на осі нерухомої системи координат запишуться так:

$$\begin{aligned} v_{Bx} &= x'_B = v_A [(1 - k\rho_n) \cos \alpha - k\rho_\tau \sin \alpha]; \\ v_{By} &= y'_B = v_A [(1 - k\rho_n) \sin \alpha + k\rho_\tau \cos \alpha]. \end{aligned} \quad (7)$$

Результат (7) можна отримати також за відомою формулою [4]

$$\bar{v}_B = \bar{v}_A + \bar{\omega} \times \bar{\rho}, \quad (8)$$

де перша складова  $\bar{v}_A$  є швидкістю полюса  $A$ , а друга  $\bar{\omega} \times \bar{\rho}$  – швидкістю точки  $B$  навколо полюса. Їх відповідно можна знайти таким чином:

$$\begin{aligned} v_{Ax} &= \frac{dx_A}{dt} = \frac{dx_A}{ds} \frac{ds}{dt} = v_A \frac{dx_A}{ds} = v_A x'_A = v_A \cos \alpha; \\ v_{Ay} &= \frac{dy_A}{dt} = \frac{dy_A}{ds} \frac{ds}{dt} = v_A \frac{dy_A}{ds} = v_A y'_A = v_A \sin \alpha. \end{aligned} \quad (9)$$

$$\bar{\omega} \times \bar{\rho} = \begin{vmatrix} x & y & z \\ 0 & 0 & v_A k \\ \rho_\tau \cos \alpha - \rho_n \sin \alpha & \rho_\tau \sin \alpha + \rho_n \cos \alpha & 0 \end{vmatrix},$$

звідки:

$$\bar{\omega} \times \bar{\rho} = \left\{ -v_A k (\rho_\tau \sin \alpha + \rho_n \cos \alpha); \quad v_A k (\rho_\tau \cos \alpha - \rho_n \sin \alpha) \right\}. \quad (10)$$

Здійснивши додавання складових проекцій (9) і (10) на відповідні осі координат, отримаємо уже відомий результат (7).

А тепер покажемо, як не дуже складно знаходити абсолютну швидкість точки  $B$  у проекціях на орти супровідного тригранника кривої. Для порівняння зробимо це спочатку за формулою (8), а потім із застосуванням формул Френе. Знайдемо вектор  $\bar{\omega} \times \bar{\rho}$  в проекціях на орти тригранника:

$$\bar{\omega} \times \bar{\rho} = \begin{vmatrix} \bar{\tau} & \bar{n} & \bar{b} \\ 0 & 0 & v_A k \\ \rho_\tau & \rho_n & 0 \end{vmatrix} = -\bar{\tau} v_A k \rho_n + \bar{n} v_A k \rho_\tau. \quad (11)$$

Зважаючи на те, що швидкість полюса  $A$  за напрямом збігається із ортом  $\bar{\tau}$ , тобто  $\bar{v}_A = v_A \bar{\tau}$ , перепишемо вираз (8) із врахуванням (11):

$$\bar{v}_B = v_A \left[ \bar{\tau} (1 - k \rho_n) + \bar{n} k \rho_\tau \right]. \quad (12)$$

Геометрична сума складових (7) і (12) дасть однаковий результат:

$$v_B = v_A \sqrt{(1 - k \rho_n)^2 + k^2 \rho_\tau^2}. \quad (13)$$

Тепер розглянемо альтернативний варіант із застосуванням формул Френе. Векторне рівняння (3) в системі супровідного тригранника запишеться так

$$\bar{R}_B = \bar{r}_A + \bar{\tau} \rho_\tau + \bar{n} \rho_n. \quad (14)$$

Якщо вважати, що координати  $\rho_\tau$  і  $\rho_n$  при русі тригранника по кривій не змінюються, тобто точка  $B$  закріплена в триграннику нерухомо, то її абсолютну швидкість можна знайти диференціюванням виразу (14) по часу  $t$ . Однак, положення тригранника на кривій залежить від дугової координати  $s$ , тому при диференціюванні (14) потрібно перейти від незалежної змінної  $t$  до дуги  $s$

$$\frac{d\bar{R}_B}{dt} = \frac{d\bar{R}_B}{ds} \cdot \frac{ds}{dt} = v_A \frac{d\bar{R}_B}{ds} = v_A \left[ \frac{d\bar{r}_A}{ds} + \frac{d\bar{\tau}}{ds} \rho_\tau + \frac{d\bar{n}}{ds} \rho_n \right]. \quad (15)$$

У виразі (15) похідна  $\frac{d\bar{r}_A}{ds} = \bar{\tau}$ , тобто це є одиничний орт дотичної. Решта похідних  $-\frac{d\bar{\tau}}{ds}$  і  $\frac{d\bar{n}}{ds}$  – є відомими формулами Френе,

які мають кінематичну інтерпретацію [6]. Це основні формули диференціальної геометрії, у яких незалежною змінною служить дугова координата  $s$  (наводимо спрощений варіант для плоскої кривої):

$$\bar{\tau}' = k\bar{n}; \quad \bar{n}' = -k\bar{\tau}, \quad (16)$$

де  $k$  – кривина кривої, яка задається натуральним рівнянням  $k = k(s)$ .

Формули Френе (16) дають можливість швидко і просто одержати похідні по дуговій координаті  $s$  від ортів  $\bar{\tau}$  і  $\bar{n}$  в проекції на ці орти. У кінематичній інтерпретації похідні (16) є проекціями швидкостей кінців одиничних ортів  $\bar{\tau}$  і  $\bar{n}$  на ці орти в обертальному русі тригранника [6]. Із врахуванням (16) вираз (15) приймає точно такий же вигляд, як було одержано в (12). Таким чином, застосування формул Френе (16) дає можливість дуже просто знаходити швидкість точки  $B$  у обертальному русі навколо полюса  $A$ , яку в іншому випадку потрібно знаходити як векторний добуток (11). Ще більш ефективно вони працюють при знаходженні абсолютної швидкості точки  $B$  у складному русі, до розгляду якого перейдемо далі.

Тепер вважатимемо, що точка  $B$  рухається в системі супровідного тригранника, тобто вектор  $\bar{\rho}$  є функцією часу:  $\bar{\rho} = \bar{\rho}(t)$ . В такому випадку абсолютна швидкість точки  $B$  визначиться як сума переносної швидкості, яку можна знайти за формулою (12), і відносної, яку одержимо диференціюванням вектора  $\bar{\rho}$  по часу  $t$ . Однак, переносна швидкість є функцією дугової координати  $s$ , тому відносна швидкість теж має бути приведена до цієї незалежної змінної:

$$\bar{v}_r = \frac{d\bar{\rho}}{dt} = \frac{d\bar{\rho}}{ds} \frac{ds}{dt} = v_A \frac{d\bar{\rho}}{ds}. \quad (17)$$

Розпишемо векторне рівняння (17), яке визначає відносну швидкість в системі тригранника, на дві складові по напрямних ортів  $\bar{\tau}$ ,  $\bar{n}$  і додамо до переносної швидкості (12). Після групування членів і винесення швидкості полюса  $v_A$  за дужки, абсолютну швидкість точки  $B$  у проекціях на орти тригранника можна записати:

$$\bar{v}_B = v_A [\bar{\tau}(1 - k\rho_n + \rho'_\tau) + \bar{n}(k\rho_\tau + \rho'_n)]. \quad (18)$$

Покажемо, як просто можна одержати результат (18) за допомогою формул Френе. Для цього продиференціюємо вираз (14) за умови, що координати  $\rho_\tau$  і  $\rho_n$  є функціями дугової координати  $s$ :

$$\bar{R}'_B = \bar{\tau} + \bar{\tau}'\rho_\tau + \bar{\tau}\rho'_\tau + \bar{n}'\rho_n + \bar{n}\rho'_n. \quad (19)$$

Підставивши в (19) вирази похідних ортів тригранника із формул Френе (16), одержимо:

$$\begin{aligned}\overline{R'_B} &= \overline{\tau} + nk\rho_\tau + \tau\rho'_\tau - \tau k\rho_n + \overline{n}\rho'_n = \\ &= \overline{\tau}(1 - k\rho_n + \rho'_\tau) + \overline{n}(k\rho_\tau + \rho'_n).\end{aligned}\quad (20)$$

Порівнюючи вирази (18) і (20), можна зробити висновок, що диференціювання рівняння (14) із застосуванням формул Френе дає абсолютну швидкість точки, заданої в системі тригранника змінною відстанню  $\overline{\rho} = \overline{\rho}(s)$  в проекціях на орти тригранника при швидкості руху тригранника по кривій  $v_A = 1$  м/с. У випадку, коли швидкість  $v_A$  відмінна від одиниці, необхідно кожен проекцію помножити на величину  $v_A$ . Отже, можна сформулювати наступне правило:

Якщо точка в системі рухомого супровідного тригранника кривої задана радіус-вектором у формі (14), то для знаходження її абсолютної швидкості в проекціях на орти цього ж тригранника необхідно продиференціювати рівняння (14) по дуговій координаті кривої  $s$  із застосуванням формул Френе і отриманий результат помножити на швидкість руху вершини тригранника по кривій.

Положення точки  $B$  у системі супровідного тригранника кривої можна задати також в полярній системі координат – відстанню  $\overline{\rho}$  і кутом  $\varphi$ , відлік якого здійснюється від орта  $\overline{\tau}$  (рис. 2). В такому випадку положення точки  $B$  у системі тригранника у векторній формі запишеться так:

$$\overline{R}_B = \overline{r}_A + \overline{\tau}\rho \cos \varphi + \overline{n}\rho \sin \varphi. \quad (21)$$

Щоб одержати абсолютну швидкість точки  $B$ , потрібно вираз (21) продиференціювати по дуговій координаті  $s$  [маючи на увазі, що  $\rho = \rho(s)$  і  $\varphi = \varphi(s)$ ], застосувати формули Френе (16) і отриманий результат помножити на швидкість руху вершини тригранника  $v_A$

$$\overline{v}_B = v_A \left\{ \overline{\tau} [1 + \rho' \cos \varphi - \rho(k + \varphi') \sin \varphi] + \overline{n} [\rho' \sin \varphi + \rho(k + \varphi') \cos \varphi] \right\}. \quad (22)$$

Модуль абсолютної швидкості точки  $B$  для формул (18) і (22) відповідно запишеться

$$v_B = v_A \sqrt{(1 - k\rho_n + \rho'_\tau)^2 + (k\rho_\tau + \rho'_n)^2}; \quad (23)$$

$$v_B = v_A \sqrt{(\rho' + \cos \varphi)^2 + [\sin \varphi - \rho(k + \varphi')]^2}. \quad (24)$$

Тепер перейдемо до знаходження абсолютної траєкторії точки  $B$ , тобто траєкторії у нерухомій системі координат  $Oxy$ . Залежності  $\rho_\tau = \rho_\tau(s)$ ,  $\rho_n = \rho_n(s)$  або  $\rho = \rho(s)$ ,  $\varphi = \varphi(s)$  задають траєкторію руху у системі супровідного тригранника, тобто траєкторію відносного руху. Сума відносного і переносного рухів точки  $B$  дасть траєкторію її абсолютного руху. Отже нам потрібно перейти від векторних рівнянь

(14) або (21) до їх координатного запису в проекції на осі нерухомої системи координат. Завдяки руху тригранника положення його вершини  $A(x_A, y_A)$  в системі  $Oxy$  змінюватиметься в залежності від дугової координати  $s$ . Координати вершини  $A$  в проекціях на осі нерухомої системи  $Oxy$  можна знайти, якщо відома залежність  $k = k(s)$  – так зване натуральне рівняння кривої. Формули переходу мають вигляд [7]

$$x_A = \int \cos \alpha ds; \quad y_A = \int \sin \alpha ds, \quad (25)$$

де  $\alpha = \alpha(s)$  – закономірність зміни кута  $\alpha$  (рис.2) при русі вершини  $A$  по кривій і який теж визначається із залежності  $k = k(s)$  [7]:

$$\alpha = \int k ds. \quad (26)$$

Абсолютну траєкторію точки  $B$  у системі координат  $Oxy$  одержимо при паралельному переносі вершини  $A$  вздовж осей на величини (25) і одночасному переході від координат точки  $B$  ( $\rho_\tau, \rho_n$  або  $\rho \cos \varphi, \rho \sin \varphi$ ) в системі тригранника до координат точки  $B(x_B, y_B)$  в нерухомій системі координат. Для цього суміщаємо їх осі за рахунок повороту тригранника навколо бінормалі на кут  $\alpha = \alpha(s)$ . Після повороту, додавання і підстановки (26) в (25) векторне рівняння (14) запишеться в проекціях на осі нерухомої системи координат:

$$\begin{aligned} x_B &= \rho_\tau \cos\left(\int k ds\right) - \rho_n \sin\left(\int k ds\right) + \int \cos\left(\int k ds\right) ds; \\ y_B &= \rho_\tau \sin\left(\int k ds\right) + \rho_n \cos\left(\int k ds\right) + \int \sin\left(\int k ds\right) ds. \end{aligned} \quad (27)$$

Оскільки параметричні рівняння (27) описують абсолютну траєкторію, то їх диференціюванням по параметру  $s$  можна знайти складові і модуль абсолютної швидкості точки  $B$  в залежності від  $s$ :

$$\begin{aligned} x'_B &= (1 - k\rho_n + \rho'_\tau) \cos\left(\int k ds\right) - (k\rho_\tau + \rho'_n) \sin\left(\int k ds\right); \\ y'_B &= (1 - k\rho_n + \rho'_\tau) \sin\left(\int k ds\right) + (k\rho_\tau + \rho'_n) \cos\left(\int k ds\right); \\ v_B(s) &= \sqrt{x_B'^2 + y_B'^2} = \sqrt{(1 - k\rho_n + \rho'_\tau)^2 + (k\rho_\tau + \rho'_n)^2}. \end{aligned} \quad (28)$$

Порівнюючи останній вираз (28) і вираз (23) робимо висновок, що вони подібні. Для повної аналогії потрібно останній вираз (28) помножити на швидкість  $v_A$ , що і зрозуміло, оскільки ми в такому випадку перейдемо від виразу  $v_B = v_B(s)$  до виразу  $v_B = v_B(t)$ .

Застосувавши аналогічне перетворення координат по відношенню до векторного рівняння (21), одержимо параметричні рівняння абсолютної траєкторії точки  $B$ :



$$\begin{aligned}x_B &= \rho \cos \varphi \cos\left(\int k ds\right) - \rho \sin \varphi \sin\left(\int k ds\right) + \int \cos\left(\int k ds\right) ds; \\y_B &= \rho \cos \varphi \sin\left(\int k ds\right) + \rho \sin \varphi \cos\left(\int k ds\right) + \int \sin\left(\int k ds\right) ds.\end{aligned}\quad (29)$$

Рівняння (29) можна записати в більш компактному вигляді, застосувавши тригонометричні формули для суми і різниці кутів:

$$\begin{aligned}x_B &= \rho \cos\left(\varphi + \int k ds\right) + \int \cos\left(\int k ds\right) ds; \\y_B &= \rho \sin\left(\varphi + \int k ds\right) + \int \sin\left(\int k ds\right) ds.\end{aligned}\quad (30)$$

Аналогічно попередньому випадку диференціюванням (30) по параметру  $s$  ми можемо знайти складові і модуль абсолютної швидкості точки  $B$   $v_B = v_B(s)$ , множенням якої на  $v_A$  отримаємо результат, одержаний нами раніше в (24).

Розглянемо наступні приклади. За напрямну (вихідну) криву, по якій рухається супровідний тригранник із швидкістю  $v_A$ , приймемо ланцюгову лінію, натуральне рівняння якої має вигляд:

$$k = \frac{a}{a^2 + s^2}, \quad (31)$$

де  $a$  – постійна величина.

Абсолютну швидкість можна знайти за формулами (18) та (23) і абсолютну траєкторію за рівняннями (27) у випадку, коли відносний рух у триграннику заданий залежностями  $\rho_r = \rho_r(s)$  і  $\rho_n = \rho_n(s)$ . Якщо ж ці залежності мають вигляд  $\rho = \rho(s)$  і  $\varphi = \varphi(s)$ , то потрібно скористатися формулами (22), (24) і (30). Приймемо другий варіант і розглянемо кінематику точки  $B$  при деяких залежностях  $\rho = \rho(s)$  і  $\varphi = \varphi(s)$ . Після підстановки (21) в (30) та інтегрування одержимо:

$$\begin{aligned}x_B &= \frac{\rho}{\sqrt{a^2 + s^2}} (a \cos \varphi - s \sin \varphi) + a \operatorname{Arsh} \frac{s}{a}; \\y_B &= \frac{\rho}{\sqrt{a^2 + s^2}} (a \sin \varphi + s \cos \varphi) + \sqrt{a^2 + s^2}.\end{aligned}\quad (32)$$

При підстановці в (32) заданих залежностей  $\rho = \rho(s)$  і  $\varphi = \varphi(s)$  отримаємо параметричні рівняння абсолютної траєкторії точки  $B$ . Абсолютну швидкість в проекціях на орти супровідного тригранника знайдемо із виразу (22), а її модуль – із виразу (24). На рис. 3 за рівняннями (32) побудовані абсолютні траєкторії точки  $B$  для різних залежностей  $\rho = \rho(s)$  і  $\varphi = \varphi(s)$ . Значення постійної  $a$  прийнято  $a = 25$ , зміна дугової координати  $s$  відбувалася в межах  $s = 0 \dots 100$ . При  $\rho = 0$  із рівнянь (32) одержуємо вихідну криву – ланцюгову лінію, яка на рис. 3 зображена потовщеною. На рис. 4 показано графіки зміни модуля абсолютної швидкості точки  $B$ , які побудовані в залежності від дугової координати  $s$ , за формулою (24) при  $v_A = 1$  м/с для

траекторій, зображених на рис. 3, в і на рис. 3, д.

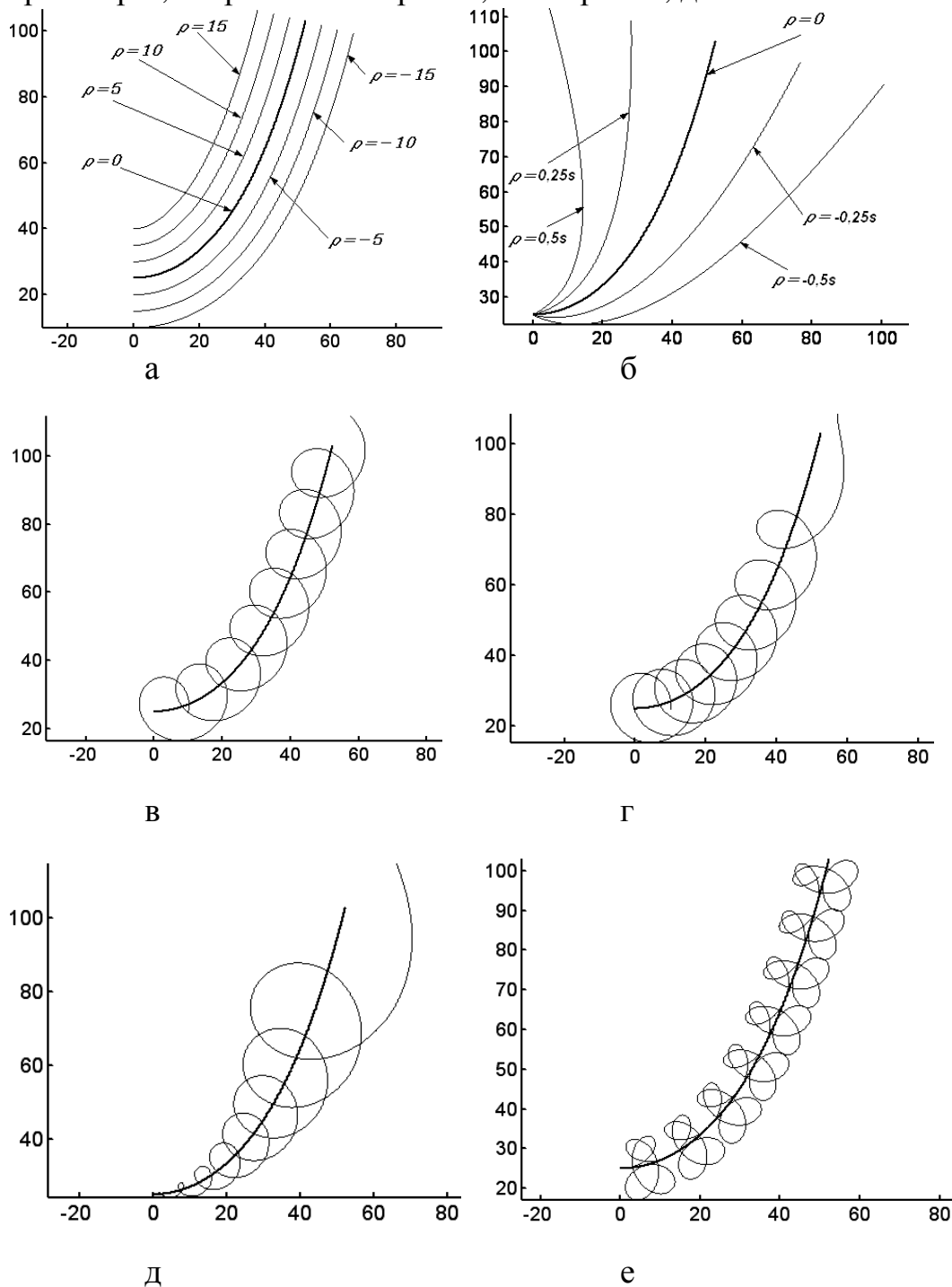


Рис. 3. Абсолютні траекторії точки  $B$  для різних залежностей  $\rho = \rho(s)$  і  $\varphi = \varphi(s)$ , побудовані за рівняннями (32):

- а)  $\varphi = 90^\circ - const$  ;  $\rho = const$  (траекторії – еквідистантні криві);
- б)  $\varphi = 90^\circ - const$  ;  $\rho = cs$  – змінюється за лінійною залежністю;
- в)  $\varphi = 0,5 s$  ;  $\rho = 10 - const$ ; г)  $\varphi = s - 0,005 s^2$  ;  $\rho = 10 - const$ ;
- д)  $\varphi = s - 0,005 s^2$ ;  $\rho = 0,25 s$ ; е)  $\varphi = 0,5 s$ ;  $\rho = 10 \sin s$

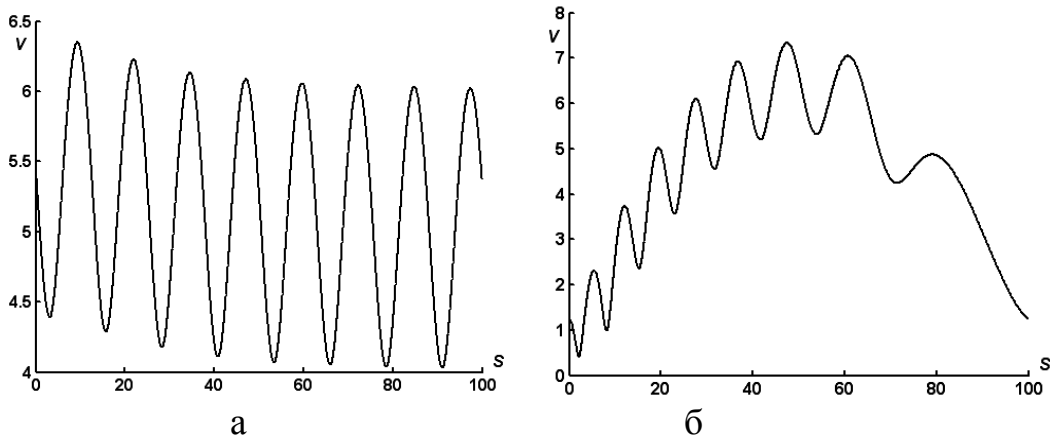


Рис. 4. Графіки зміни модуля абсолютної швидкості точки  $B$  у функції дугової координати  $s$  при  $v_A = 1$  м/с:

а) графік зміни швидкості точки для її абсолютної траєкторії, показаної на рис. 3, в; б) графік зміни швидкості точки для її абсолютної траєкторії, показаної на рис. 3, д

Перейдемо до наступного етапу – знаходження абсолютного прискорення точки  $B$ . За класичною теорією воно визначається як геометрична сума трьох векторів:

$$\overline{w_B} = \overline{w_e} + \overline{w_r} + 2\overline{\omega} \times \overline{v_r}. \quad (33)$$

Перший вектор із (33) носить назву переносного прискорення і визначається за формулою [4, стор. 208, формула (13.17)]:

$$\overline{w_e} = \overline{w_A} + \overline{\varepsilon} \times \overline{\rho} + \overline{\omega} \times (\overline{\omega} \times \overline{\rho}), \quad (34)$$

де  $\overline{\varepsilon}$  – вектор кутового прискорення.

Знайдемо вирази для всіх складових виразу (34) та їх суму. Перший вектор  $\overline{w_A}$  прискорення початку координат тригранника знайдемо диференціюванням відповідної швидкості, при цьому від параметра часу  $t$  переходимо до дугової координати  $s$ :

$$\overline{w_A} = \frac{d\overline{v_A}}{dt} = \frac{d\overline{v_A}}{ds} \cdot \frac{ds}{dt} = v_A \frac{d\overline{v_A}}{ds} = v_A \frac{d}{ds} (v_A \overline{\tau}) = v_A \left( \frac{dv_A}{ds} \overline{\tau} + v_A \frac{d\overline{\tau}}{ds} \right). \quad (35)$$

Вираз в (35)  $\frac{d\overline{\tau}}{ds}$  є першою із формул Френе (16). Із врахуванням (16) вираз (35) запишеться:

$$\overline{w_A} = v_A v_A' \overline{\tau} + v_A^2 k \overline{n}. \quad (36)$$

У випадку, коли  $v_A = const$  прискорення вершини тригранника матиме одну складову, спрямовану по головній нормалі  $\overline{n}$ , а його модуль матиме значення  $v_A^2 \cdot k$  або  $v_A^2 / r$ , оскільки  $k = 1/r$ , де  $r$  – радіус кривини кривої. Це відоме так зване нормальне прискорення. Якщо ж швидкість руху тригранника змінна, то виникає ще одна складова, спрямована по дотичній – тангенціальне прискорення.

Отже, вираз (36) є відомою формулою для визначення прискорення руху точки по кривій, в якій замість змінної часу служить дугова координата  $s$ . До другої складової (34) входить вектор кутового прискорення  $\bar{\varepsilon}$ . Для його визначення продиференціюємо вектор кутової швидкості  $\bar{\omega}$ . Згідно (2) відома величина  $\omega$ :  $\omega = v_A k$ . Оскільки вектор  $\bar{\varepsilon}$  спрямований по бінормалі  $\bar{b}$ , то диференціювання дає:

$$\bar{\varepsilon} = \frac{d\bar{\omega}}{dt} = \frac{d\bar{\omega}}{ds} \frac{ds}{dt} = v_A \frac{d\bar{\omega}}{ds} = v_A \frac{d}{ds} (\bar{b} v_A k) = v_A \left[ \bar{b}' v_A k + \bar{b} (v_A k)' \right]. \quad (37)$$

Із врахуванням формул Френе (16) і після подальшого диференціювання одержимо:

$$\bar{\varepsilon} = \bar{b} \cdot v_A (v_A' \cdot k + v_A \cdot k'). \quad (38)$$

Тепер знайдемо векторний добуток  $\bar{\varepsilon} \times \bar{\rho}$ :

$$\begin{aligned} \bar{\varepsilon} \times \bar{\rho} &= \begin{vmatrix} \bar{\tau} & \bar{n} & \bar{b} \\ 0 & 0 & v_A (v_A' \cdot k + v_A \cdot k') \\ \rho_\tau & \rho_n & \rho_b \end{vmatrix} = \\ &= -\bar{\tau} \cdot v_A \cdot \rho_n (v_A' \cdot k + v_A \cdot k') + \bar{n} \cdot v_A \cdot \rho_\tau (v_A' \cdot k + v_A \cdot k'). \end{aligned} \quad (39)$$

Останню складову у виразі (34) – векторний добуток  $\bar{\omega} \times (\bar{\omega} \times \bar{\rho})$  знаходимо аналогічно. Нижче наводимо остаточний результат:

$$\bar{\omega} \times \bar{\rho} = -\bar{\tau} \cdot \rho_n \cdot v_A \cdot k + \bar{n} \cdot \rho_\tau \cdot v_A \cdot k. \quad (40)$$

$$\bar{\omega} \times (\bar{\omega} \times \bar{\rho}) = -\bar{\tau} \cdot v_A^2 \cdot k^2 \cdot \rho_\tau - \bar{n} \cdot v_A^2 \cdot k^2 \cdot \rho_n. \quad (41)$$

Підставивши вектори (36), (39) і (41) в (34), після групування членів по відповідних напрямках ортів одержимо вектор переносного прискорення:

$$\begin{aligned} \bar{w}_e &= \bar{\tau} v_A [v_A' - \rho_n (v_A' k + v_A k') - v_A k^2 \rho_\tau] + \\ &+ \bar{n} v_A [v_A k + \rho_\tau (v_A' k + v_A k') - v_A k^2 \rho_n]. \end{aligned} \quad (42)$$

Наступна складова у формулі (33) носить назву відносного прискорення, тобто це є прискорення точки  $B$  по відношенню до системи тригранника Френе. Його можна одержати диференціюванням виразу відносної швидкості. Саму ж відносну швидкість  $v_r$  одержимо, як похідну радіус-вектора  $\bar{\rho}$  в системі супровідного тригранника:

$$\bar{v}_r = \frac{d\bar{\rho}}{dt} = \frac{d\bar{\rho}}{ds} \cdot \frac{ds}{dt} = v_A \frac{d\bar{\rho}}{ds}. \quad (43)$$

Після диференціювання виразу (43) одержимо:

$$\overline{w}_r = \frac{d}{dt} \left( v_A \frac{d\overline{\rho}}{ds} \right) = \frac{ds}{dt} \cdot \frac{d}{ds} \left( v_A \frac{d\overline{\rho}}{ds} \right) = v_A (v'_A \overline{\rho}' + v_A \overline{\rho}''). \quad (44)$$

Розклавши вектор (44) по напрямках ортів тригранника, одержимо:

$$\overline{w}_r = v_A \left[ \overline{\tau} (v'_A \rho'_\tau + v_A \rho''_\tau) + \overline{n} (v'_A \rho'_n + v_A \rho''_n) \right]. \quad (45)$$

Нарешті третій, останній вектор із виразу (33), носить назву коріолісового прискорення. Його знаходимо, як подвоєний векторний добуток векторів кутової швидкості  $\overline{\omega} = \overline{b} \cdot v_A \cdot k$  і відносної швидкості  $v_r$  (43). Матимемо:

$$2\overline{\omega} \times v_r = \begin{vmatrix} \overline{\tau} & \overline{n} & \overline{b} \\ 0 & 0 & v_A k \\ v_A \rho'_\tau & v_A \rho'_n & 0 \end{vmatrix} = 2v_A^2 k (-\overline{\tau} \rho'_n + \overline{n} \rho'_\tau). \quad (46)$$

Підставивши (42), (45) і (46) в (33) і згрупувавши складові векторів за напрямками ортів тригранника, остаточно одержимо вираз для абсолютного прискорення точки  $B$ :

$$\begin{aligned} \overline{w}_B = & \overline{\tau} v_A \left[ v'_A (1 - k \rho_n + \rho'_\tau) + v_A (\rho''_\tau - k' \rho_n - k^2 \rho_\tau - 2k \rho'_n) \right] + \\ & + \overline{n} v_A \left[ v'_A (k \rho_\tau + \rho'_n) + v_A (\rho''_n - k' \rho_\tau - k^2 \rho_n + k + 2k \rho'_\tau) \right]. \end{aligned} \quad (47)$$

За формулою (47) можна знайти абсолютне прискорення точки  $B$  у складному русі, якщо відомий закон її руху у стичній площині тригранника

$\rho_\tau = \rho_\tau(s)$ ,  $\rho_n = \rho_n(s)$ , а сам тригранник рухається із заданою швидкістю  $v_A = v_A(s)$  вздовж плоскої кривої із відомим натуральним рівнянням  $k = k(s)$ . Слід підкреслити, що абсолютне прискорення одержуємо в проєкціях на осі рухомого супровідного тригранника кривої.

Знайдемо формулу абсолютного прискорення точки  $B$ , коли її рух задано рівнянням (21), тобто

$$\rho_\tau = \rho \cos \varphi; \quad \rho_n = \rho \sin \varphi. \quad (48)$$

Диференціювавши двічі (48) отримаємо:

$$\begin{aligned} \rho'_\tau &= \rho' \cos \varphi - \rho \varphi' \sin \varphi; \\ \rho'_n &= \rho' \sin \varphi + \rho \varphi' \cos \varphi; \\ \rho''_\tau &= (\rho'' - \rho \varphi'^2) \cos \varphi - (2\rho' \varphi' + \rho \varphi'') \sin \varphi; \\ \rho''_n &= (\rho'' - \rho \varphi'^2) \sin \varphi + (2\rho' \varphi' + \rho \varphi'') \cos \varphi. \end{aligned} \quad (49)$$

Підстановкою (49) у (47) одержуємо вираз для знаходження абсолютного прискорення точки  $B$  у випадку, коли її відносний рух заданий відстанню  $\rho = \rho(s)$  і кутом  $\varphi = \varphi(s)$

$$\begin{aligned}
\bar{w}_B = & \bar{\tau} v_A \{v'_A [1 + \rho' \cos \varphi - \rho(k + \varphi') \sin \varphi] + \\
& + v_A [\rho'' - \rho(k + \varphi')^2] \cos \varphi - [2\rho'(k + \varphi') + k'\rho + \rho\varphi''] \sin \varphi\} + \\
& + \bar{n} v_A \{v'_A [\rho' \sin \varphi + \rho(k + \varphi') \cos \varphi] + \\
& + v_A [\rho'' - \rho(k + \varphi')^2] \sin \varphi + [2\rho'(k + \varphi') + k'\rho + \rho\varphi''] \cos \varphi + k\}.
\end{aligned} \tag{50}$$

Модуль вектора абсолютного прискорення точки  $B$  (47), яка задана проекціями на орти тригранника, або (50), де точка  $B$  задана відстанню  $\rho$  і кутом  $\varphi$ , визначається, як геометрична сума його проекцій на орти  $\bar{\tau}$  і  $\bar{n}$ :

$$w_B = \sqrt{\bar{w}_{B\tau}^2 + \bar{w}_{Bn}^2}. \tag{51}$$

Формули (47), (50) для знаходження абсолютного прискорення одержані методами класичної теорії із знаходженням кожної складової: переносного прискорення, відносного прискорення і прискорення Коріоліса.

А тепер покажемо, як просто ці формули отримати за допомогою формул Френе, не вдаючися до знаходження кожної окремої складової абсолютного прискорення. В цьому полягає мета даного дослідження.

Знаходження вектора абсолютного прискорення точки  $B$  здійснюється диференціюванням виразів (18) або (22) абсолютної швидкості, так як це робиться при дослідженні звичайного руху. Щоправда, при цьому слід диференціювати по дуговій координаті  $s$ , оскільки вирази (18), (22) є її функціями. Диференціювання, наприклад, виразу (18) розпишемо детально із використанням формул Френе (16)

$$\begin{aligned}
\bar{v}'_B = & v'_A [\bar{\tau}(1 - k\rho_n + \rho'_\tau) + \bar{n}(k\rho_\tau + \rho'_n)] + \\
& + v_A [\bar{\tau}(1 - k\rho_n + \rho'_\tau) + \bar{n}(k\rho_\tau + \rho'_n)]' = \\
& = v'_A [\bar{\tau}(1 - k\rho_n + \rho'_\tau) + \bar{n}(k\rho_\tau + \rho'_n)] + \\
& + v_A \left[ \bar{\tau}'(1 - k\rho_n + \rho'_\tau) + \bar{\tau}(1 - k\rho_n + \rho'_\tau)' + \right. \\
& \left. + \bar{n}'(k\rho_\tau + \rho'_n) + \bar{n}(k\rho_\tau + \rho'_n)' \right] = \\
& = v'_A [\bar{\tau}(1 - k\rho_n + \rho'_\tau) + \bar{n}(k\rho_\tau + \rho'_n)] + v_A [\bar{n}k(1 - k\rho_n + \rho'_\tau) + \\
& + \bar{\tau}(-k'\rho_n - k\rho'_n + \rho''_\tau) - \bar{\tau}k(k\rho_\tau + \rho'_n) + \bar{n}(k'\rho_\tau + k\rho'_\tau + \rho''_n)].
\end{aligned} \tag{52}$$

Групуючи у виразі (52) складові за напрямками ортів  $\bar{\tau}$  і  $\bar{n}$ , одержимо

$$\begin{aligned} \overline{v_B}' = & \overline{\tau} [v_A'(1 - k\rho_n + \rho_\tau') + v_A(\rho_\tau'' - k'\rho_n - k^2\rho_\tau - 2k\rho_n')] + \\ & + \overline{n} [v_A'(k\rho_\tau + \rho_n') + v_A(\rho_n'' + k'\rho_\tau - k^2\rho_n + k + 2k\rho_\tau')]. \end{aligned} \quad (53)$$

Порівнюючи вирази (47) і (53) бачимо, що вони відрізняються тільки множником  $v_A$ . Це і зрозуміло, оскільки вираз (18) ми диференціювали по дуговій координаті  $s$ . При диференціюванні по часу  $t$ , як це потрібно робити для знаходження прискорення, одержимо:

$$\overline{w_B} = \frac{d\overline{v_B}}{dt} = \frac{d\overline{v_B}}{ds} \frac{ds}{dt} = v_A \frac{d\overline{v_B}}{ds}, \quad (54)$$

тобто із виразу (54) видно, що одержаний результат (53) потрібно помножити на швидкість  $v_A$ . Після цього вираз (53) буде аналогічний виразу (47). Таким же шляхом диференціювання виразу (22) можна одержати вираз (50).

Отже, було показано, як просто знаходити вектор абсолютного прискорення точки  $B$  у складному русі із застосуванням супровідного тригранника переносної траєкторії і формул Френе. Одержаний результат можна сформулювати у вигляді наступного правила:

Якщо матеріальна точка в системі рухомого супровідного тригранника кривої задана радіус-вектором у формі (14), то для знаходження її абсолютного прискорення в проєкціях на орти цього ж тригранника необхідно продиференціювати вираз абсолютної швидкості (18) по дуговій координаті  $s$  із застосуванням формул Френе і отриманий результат помножити на швидкість руху вершини тригранника по кривій.

Сформульоване правило також стосується формули (21), коли матеріальна точка в стичній площині тригранника описана в полярній системі координат, тобто потрібно диференціювати вираз (22) і отриманий результат помножити на швидкість руху вершини тригранника по кривій.

Розглянемо приклад, який висвітлює динаміку руху матеріальної точки в складному русі.

Причеп трактора, що містить плоский вантаж рухається із постійною швидкістю  $v_A$  по кривій, якою є ланцюгова лінія, задана натуральним рівнянням (31). В певний момент часу, по мірі зростання кривини кривої, він починає рухатися відносно причепа. Знайти відносну і абсолютну траєкторії руху вантажу, а також його швидкість, якщо місцезнаходження вантажу в причепі до початку ковзання і коефіцієнт тертя  $f$  відомі.

Нехтуючи розмірами вантажу, прийемо його за матеріальну точку, що знаходиться у передньому лівому куті причепа по ходу трактора. Цей кут приймаємо за вершину тригранника, який жорстко

прив'язаний до причепа, причому орт  $\bar{\tau}$  спрямуємо по дотичній до ланцюгової лінії, вздовж якої рухається вказана точка причепа, а орт  $\bar{n}$  – в бік центра кривини кривої. Параметричні рівняння ланцюгової лінії після переходу від натурального рівняння до параметричних рівнянь згідно (25), (26) приймають наступний вигляд:

$$x = a \operatorname{Arsh} \frac{s}{a}; \quad y = \sqrt{a^2 + s^2}. \quad (55)$$

Ця крива має вісь симетрії, яка проходить через вершину (при  $s = 0$ ), у якій кривизна найбільша і приймає значення  $k = 1/a$ . При русі тригранника по кривій із постійною швидкістю в напрямі вершини буде рости кривизна ланцюгової лінії, отже і відцентрова сила. В такому випадку може наступити момент, коли сила тертя буде подолана і почнеться відносний рух вантажу в системі тригранника (або причепа).

Для складання рівняння руху у вигляді  $m\overline{w_B} = \overline{F}$  потрібно знайти вираз абсолютного прискорення частинки  $B$ . Його одержимо із (47) при  $v'_A = 0$ . Оскільки прикладена сила тертя  $F = fmg$  діє в напрямі, протилежному відносній швидкості, то потрібно знайти проекції одиничного вектора дотичної до відносної траєкторії. Його проекції на орти  $\bar{\tau}$  і  $\bar{n}$  матимуть таке ж співвідношення, що і складові відносної швидкості  $\rho'_\tau$  і  $\rho'_n$  тобто

$$\frac{\rho'_\tau}{\sqrt{\rho_\tau'^2 + \rho_n'^2}} \quad \text{і} \quad \frac{\rho'_n}{\sqrt{\rho_\tau'^2 + \rho_n'^2}}. \quad (56)$$

Розпишемо векторне рівняння  $m\overline{w_B} = \overline{F}$  в проекціях на орти тригранника, взявши до уваги (50) і (56), а також те, що  $v_A = \text{const}$ . Після скорочення на масу  $m$  частинки, одержимо систему двох диференціальних рівнянь у вигляді:

$$\begin{aligned} v_A^2(\rho_\tau'' - k'\rho_n - k^2\rho_\tau - 2k\rho_n') &= -fg \cdot \frac{\rho'_\tau}{\sqrt{\rho_\tau'^2 + \rho_n'^2}}; \\ v_A^2(\rho_n'' + k + k'\rho_\tau - k^2\rho_n + 2k\rho_\tau') &= -fg \cdot \frac{\rho'_n}{\sqrt{\rho_\tau'^2 + \rho_n'^2}}, \end{aligned} \quad (57)$$

$$\text{де } k = \frac{a}{a^2 + s^2}; \quad k' = -\frac{2as}{(a^2 + s^2)^2}.$$

Графічне представлення результатів чисельного інтегрування системи (57) показано на рис. 5. Інтегрування здійснювалося при зміні дугової координати  $s$  від  $-80$  м до  $80$  м. Значення постійних прийнято:  $a = 25$ ;  $f = 0,35$ ;  $v_A = 10$  м/с. Із рис. 5, а видно, що відносний рух вантажу почався приблизно при  $s \approx -10$  м і закінчився при  $s \approx 25$  м, при цьому максимальна відносна швидкість досягла значення  $v_r \approx 0,8$  м/с.



Значення дугової координати  $s$ , при якому почався відносний рух, можна визначити і аналітичним шляхом. Відносний рух почнеться тоді, коли відцентрова сила у вершині тригранника (тобто при  $\rho_\tau = \rho_n = 0$ )  $F_e = mv_A^2 k$  перевищить силу тертя  $F_m = fmg$ . Прирівнявши ці сили і підставивши вираз  $k = k(s)$ , одержимо рівняння із невідомим значенням дугової координати  $s$  такого вигляду

$$\frac{m v_A^2 a}{a^2 + s^2} = f m g ,$$

звідки

$$s = \sqrt{\frac{a}{fg} (v_A^2 - afg)} . \tag{58}$$

Розв'язок рівняння (58) при зазначених постійних показує, що відносний рух вантажу почнеться при  $s > -10,15$  м. Пройшовши шлях до симетричної точки при  $s = 10,15$  м, вантаж продовжує рух по кузову, але уже із сповільненням, оскільки величини відцентрової сили недостатньо для продовження такого руху.

Графік траєкторії відносного руху (рис. 5, б) показує, що вантаж у причепі зміститься приблизно на 1,5 м в бік протилежного борта і приблизно на 0,2 м в бік, протилежний напрямку руху трактора.

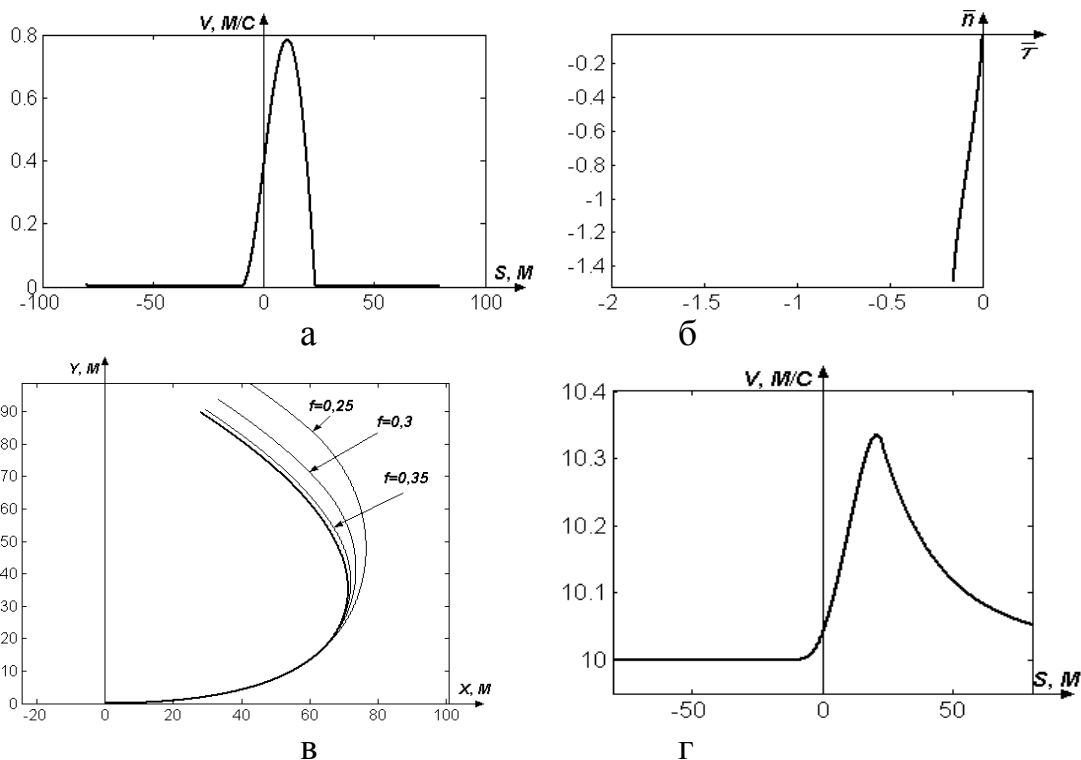


Рис. 5. – Графіки залежностей, одержаних в результаті інтегрування системи (57):

- а) графік зміни відносної швидкості; б) траєкторія відносного руху в системі тригранника; в) ланцюгова лінія і абсолютні траєкторії руху

(додатково показано при  $f = 0,3$  і  $f = 0,25$ ); г) графік зміни абсолютної швидкості

Графіки абсолютної траєкторії (рис. 5, в) показують, що для різних коефіцієнтів тертя відносний рух вантажу у причепі починається із різних точок ланцюгової лінії. Після припинення відносного руху абсолютною траєкторією вантажу є крива, паралельна ланцюговій лінії.

З графіка зміни абсолютної швидкості (рис. 5, г) видно, що після припинення відносного руху абсолютна швидкість вантажу буде більшою, ніж була до нього, оскільки займає інше положення в системі тригранника.

Можливі й інші приклади дослідження схожих процесів.

#### *Висновки*

Застосування супровідного тригранника плоскої кривої за рухому систему координат, по відношенню до якої здійснюється відносний рух точки є цілком можливим при дослідженнях складного руху матеріальної точки по площині. Формули Френе дають можливість досить швидко і просто знаходити абсолютну швидкість матеріальної точки у складному її русі в проекціях на орти тригранника та знаходити абсолютну траєкторію в нерухомій системі координат. При цьому, значно спрощується знаходження абсолютного прискорення точки у складному русі в проекціях на орти тригранника, куди автоматично закладаються всі три його складові. Це дозволяє по новому розв'язувати задачі динаміки матеріальної точки в рухомій системі тригранника Френе. Розроблений метод значно спрощує розв'язання задач складного руху матеріальної точки, що обумовлює його подальший розвиток та ефективно застосування.

#### Література

1. *Василенко П.М.* Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин. – К.: Изд-во Укр. акад. сельск. наук, 1960. – 283 с.
2. *Лурье А.И.* Аналитическая механика. – М.: ФМ, 1961. – 823 с.
3. *Лойцянский Л.Г., Лурье А.И.* Курс теоретической механики. В двух томах – Т. 1: Статика и кинематика. – М.: ГИТТЛ, 1954. – 379 с.
4. *Бутенин Н.В., Луиц Я.Л., Меркин Д.Р.* Курс теоретической механики. В двух томах – Т. 1: Статика и кинематика. – 4-е изд., исправленное – М.: Наука, 1985. – 240 с.
5. *Пилипака С.Ф.* Дослідження руху матеріальної частинки по горизонтальному диску, який обертається навколо вертикальної осі, за допомогою рухомого натурального тригранника і формул Френе // Механізація та електрифікація сільського господарства : Міжвід. тематичний наук. зб. – Глеваха, 2005. – Вип. 89. – С. 49-60.

6. *Пилипака С.Ф.* Кінематична інтерпретація руху супровідних тригранників Френе і Дарбу через внутрішні параметри кривих // Наук. вісник Нац. аграр. ун-ту : Зб. наук. пр. – 1998. – Вип. 4. – С. 143-146.
7. *Милинский В.И.* Дифференциальная геометрия. – Л.: КУБУЧ, 1934. – 332 с.

## ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕОРИИ СЛОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ МАТЕРИАЛЬНОЙ ТОЧКИ НА ПЛОСКОСТИ

Пилипака С.Ф., Черныш О.Н., Адамчук О.В.

### *Аннотация*

Рассмотрено сложное движение точки, относительное перемещение которой происходит в подвижном трехграннике кривой, заданной натуральными уравнениями. Переносное движение трехгранника определяется дифференциальными характеристиками кривой. Доказана правомочность использования формул Френе для нахождения абсолютной скорости и ускорения точки в проекциях на орты подвижного трехгранника. Найдены абсолютные траектории движения, осуществлено визуализацию полученных результатов.

## SUBSTANTIVE PROVISIONS OF THE THEORY OF COMPOUND MOTION OF A MATERIAL POINT ON A PLANE

S. Pylypaka , O. Chernysh, O.Adamchuk

### *Summary*

The compound motion of a point which relative transition happens in mobile three-edge curve given by the natural equations is considered. The transportation motion of three-edge is determined by differential performances of the curve. Competence of usage of the Frenet's formulas for determination of absolute velocity of the point in projections to basis vectors of mobile three-edge is proved. The absolute trajectories of motion are retrieved and visualization of the obtained outcomes is realized.



УДК 631.356.2

## АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ОЧИЩЕННЯ ГОЛОВОК КОРЕНЕПЛОДІВ ВІД ЗАЛИШКІВ ГИЧКИ

Березовий М.Г. , к.т.н.,

Черниш О.М. , к.т.н.

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

Тел. 044527-82-33

**Анотація** – розроблена теорія взаємодії гнучкої очисної лопаті з поверхнею головки коренеплоду на корені в процесі її очищення від залишків. На основі отриманих диференціальних рівнянь руху лопаті, яка шарнірно встановлена на привідному валу з горизонтальною віссю обертання, приведені нові математичні залежності, що обґрунтовують основні параметри даного технологічного процесу.

**Ключові слова** – очистка, коренеплод, гичка, модель, диференціальне рівняння.

Очищення головок коренеплодів від залишків гички на корені є важливою операцією технологічного процесу збирання цукрового буряку. В [1] розглянута теорія лопатевого очисника головок коренеплодів буряків з горизонтальною віссю обертання і наведені основні аналітичні залежності, що описують удар очисної лопаті по головці коренеплоду.

Наступним етапом дослідження є складання диференціальних рівнянь руху точки контакту бича по головці коренеплоду в процесі зчісування з останній залишків гички вважаючи, що цей процес буде відбуватися у поздовжньо – вертикальній площині, тобто, коли площина обертання бичів розташована вздовж рядка.

Зобразимо силову взаємодію бича з головою коренеплоду при виконанні основного процесу зчісування залишків, тобто при русі бича по поверхні головки коренеплоду (рис. 1).

В точці контакту  $K$  будуть діяти наступні сили:  $\bar{F}_e$  – відцентрова сила інерції, яка напрямлена вздовж радіуса  $OK$  обертання бича навколо осі  $O$ ;  $\bar{G}$  – сила ваги бича, яка напрямлена вертикально донизу;  $\bar{N}$  – нормальна реакція взаємодії бича з

головкою коренеплоду, напрямлена вздовж нормалі  $\bar{n}$  до головки коренеплоду, проведеної крізь дане положення точки контакту;  $\bar{F}_{mp}$  – сила тертя, яка виникає при русі бича по головці коренеплоду, напрямлена в бік, протилежний напрямку вектора абсолютної швидкості точки  $M$  бича, яка співпадає з точкою контакту  $K$ ;  $\bar{Q}$  – сила зчісування залишків гички з поверхні головки коренеплоду, яка напрямлена в бік вектора абсолютної швидкості точки  $M$  бича.

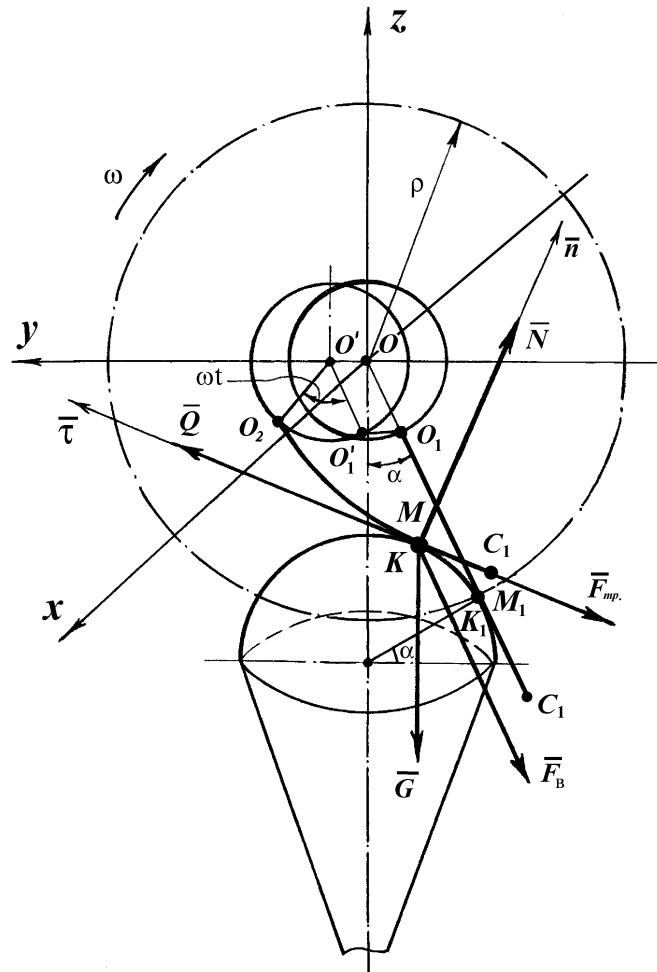


Рис. 1. Схема силової взаємодії бича з головкою коренеплоду в процесі зчісування залишків гички

Знайдемо значення зазначених сил. Для визначення відцентрової сили  $\bar{F}_e$  в будь-якій точці контакту  $K$  необхідно розглянути кінематику руху бича  $O_1C_1$  по головці коренеплоду після ударного контакту в точці  $K_1$ . Оскільки удар відбувається за дуже малий проміжок часу, то за момент удару бич не здійснює ніякого переміщення по головці коренеплоду. Тому за початкове положення бича на головці коренеплоду після удару можна вважати положення ударного контакту  $K_1$ .

Для більш точного дослідження руху бича по головці коренеплоду необхідно скласти диференціальні рівняння руху точки  $M$  по головці коренеплоду, оскільки при такому дослідженні враховуються сили, що викликають такий рух.

Слід відмітити, що основну роль у формуванні сили зчісування  $\bar{Q}$  відіграє відцентрова сила інерції  $\bar{F}_e$ , сила тяги  $\bar{P}$  та обертальний момент бича  $M_{об}$ . Саме завдяки дії цих сил відбувається притискання бича до головки коренеплоду і деформація згину бича. Дійсно, відразу після удару відцентрова сила інерції  $\bar{F}_e$  напрямлена вздовж бича і намагається випрямити бич вздовж радіуса  $\rho$ . Як би ця сила була відсутня, то під дією поступального руху очисника та обертального руху бича навколо осі  $O$  бич при контакті з головкою коренеплоду просто б відхилився на деякий кут в бік, протилежний обертальному руху, і без будь-якого зусилля просковзнув би по головці коренеплоду, не змінюючи своєї прямолінійної форми, оскільки підвіска  $O_1$  – шарнірна.

Отже під дією відцентрової сили  $\bar{F}_e$  при наїзді на головку коренеплоду бич залишається випрямленим вздовж радіуса  $\rho$ , а тому, внаслідок подальшого поступального і обертального рухів, бич проковзує по головці коренеплоду, зазнаючи при цьому певної деформації згину, яка створює зусилля зчісування залишків гички.

Величина відцентрової сили інерції  $\bar{F}_e$  в початковій точці контакту  $K_1$  (точка  $M_1$ ) дорівнює:

$$F_{e1} = m\omega^2\rho, \quad (1)$$

де  $m$  – маса бича.

Визначимо відцентрову силу  $\bar{F}_e$  точки  $M$  в будь-якій точці  $K$  контакту бича з головкою коренеплоду. Дана сила буде дорівнювати:

$$F_e = m\omega^2 \cdot O'K, \quad (2)$$

де  $O'K$  – відстань від точки  $K$  до точки  $O'$ .

Як видно з схеми рис. 1. дана відстань приблизно дорівнює

$$O'K \approx OK_1 - K_1K + OO', \quad (3)$$

де  $OK_1 = \rho$ .

Тоді, враховуючи, що  $OO' = V_{\Pi} \cdot t$  та  $KK_1 \approx V_{\Pi} \cdot t$  і (3), отримуємо:

$$O'K \approx \rho. \quad (4)$$

Таким чином відцентрова сила інерції  $\bar{F}_e$  в кожній точці контакту  $K$  наближено залишається постійною за величиною та напрямом і дорівнює

$$F_e \approx m\omega^2\rho. \quad (5)$$

При цьому масу бича  $m$  вважаємо зосередженою на робочій частині бича. Відцентрова сила інерції, яка виникає від обертання

маси бича ближче до осі підвісу  $O_1$  викликає натяг бича і зрівноважується реакцією в шарнірі  $O_1$ .

Деформація згину бича виникає внаслідок притискання бича в точці контакту  $K$  силами інерції  $\bar{F}_e$  та ваги бича  $\bar{G}$  під дією тягової сили  $\bar{P}$  поступального руху очисника та обертального моменту бича  $M_{об.}$ .

Сила деформації згину буде дорівнювати силі зчісування  $\bar{Q}$ . Отже сила  $\bar{P}$  поступального руху очисника та обертальний момент бича  $M_{об.}$  входять в складову сили  $\bar{Q}$  і тому вони на рис. 1 не зображені.

Сила тертя, як відомо, дорівнює

$$F_{mp.} = fN, \quad (6)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя поверхні бича по поверхні головки коренеплоду;

$N$  – нормальна реакція в точці контакту  $K$  бича з головкою коренеплоду.

Таким чином, диференціальне рівняння руху точки контакту  $K$  по головці коренеплоду в векторній формі буде мати такий вигляд:

$$m\bar{a} = \bar{F}_e + \bar{G} + \bar{N} + \bar{F}_{mp.} + \bar{Q}, \quad (7)$$

Де  $\bar{a}$  – абсолютне прискорення руху точки контакту  $K$  по головці коренеплоду;  $m$  – маса бича.

Оскільки в даному випадку маємо плоску систему сил, що розташована в площині  $yOz$ , то диференціальне рівняння руху (7) зводиться до системи двох диференціальних рівнянь другого порядку наступного вигляду:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{y} &= F_{ey} + G_y + N_y + F_{mp.y} + Q_y, \\ m\ddot{z} &= F_{ez} + G_z + N_z + F_{mp.z} + Q_z, \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

де  $F_{ey}$ ,  $G_y$ ,  $N_y$ ,  $F_{mp.y}$ ,  $Q_y$  – проекції векторів сил  $\bar{F}_e$ ,  $\bar{G}$ ,  $\bar{N}$ ,  $\bar{F}_{mp.}$ ,  $\bar{Q}$  на вісь  $Oy$  відповідно;  $F_{ez}$ ,  $G_z$ ,  $N_z$ ,  $F_{mp.z}$ ,  $Q_z$  – проекції векторів згаданих сил на вісь  $Oz$  відповідно.

Враховуючи значення проекцій векторів сил, що входять в систему диференціальних рівнянь (8), та вирази (5) і (6), згадана система набуває такого вигляду

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{y} &= -m\omega^2\rho \sin\alpha + N \cos(\hat{y}, \hat{\bar{N}}) - fN \cos(\hat{y}, \hat{\bar{V}}) + Q \cos(\hat{y}, \hat{\bar{V}}), \\ m\ddot{z} &= -m\omega^2\rho \cos\alpha - mg + N \cos(\hat{z}, \hat{\bar{N}}) - fN \cos(\hat{z}, \hat{\bar{V}}) + Q \cos(\hat{z}, \hat{\bar{V}}), \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

де  $\cos(\hat{y}, \hat{\bar{N}})$ ,  $\cos(\hat{z}, \hat{\bar{N}})$  – напрямні косинуси вектора сили  $\bar{N}$  до осей  $Oy$  і  $Oz$  відповідно;  $\cos(\hat{y}, \hat{\bar{V}})$ ,  $\cos(\hat{z}, \hat{\bar{V}})$  – напрямні косинуси вектора швидкості  $\bar{V}$  руху точки контакту  $K$  по головці коренеплоду

до осей  $Oy$  і  $Oz$  відповідно;  $\dot{y}$ ,  $\dot{z}$  – проекції вектора швидкості  $\bar{V}$  на осі координат  $Oy$  та  $Oz$  відповідно.

З [2] відомо, що згадані напрямні косинуси дорівнюють:

$$\begin{aligned} \cos(y, \hat{N}) &= \frac{\partial f}{\partial y} \frac{1}{\Delta f}; & \cos(z, \hat{N}) &= \frac{\partial f}{\partial z} \frac{1}{\Delta f}; \\ \cos(y, \hat{V}) &= \frac{\dot{y}}{V}; & \cos(z, \hat{V}) &= \frac{\dot{z}}{V}, \end{aligned} \quad (10)$$

де  $f(y, z) = 0$  – рівняння в'язі (поверхні, по якій рухається матеріальна точка);  $\Delta f$  – модуль градієнта функції  $f(y, z)$ ;  $V$  – модуль вектора швидкості точки.

Оскільки спочатку було прийнято, що головка коренеплоду має сферичну форму, то рівнянням в'язі є сфера, що має таке рівняння:

$$f(x, y, z) = x^2 + y^2 + z^2 - R^2 = 0, \quad (11)$$

де  $R$  – радіус сферичної головки коренеплоду.

Для площини  $yOz$   $x = 0$ , і тому рівняння сфери (45) переходить в рівняння кола:

$$f(y, z) = y^2 + z^2 - R^2 = 0. \quad (12)$$

Згідно [2], модуль градієнта функції та модуль швидкості будуть дорівнювати:

$$\Delta f = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial z}\right)^2}, \quad (13)$$

$$V = \sqrt{\dot{y}^2 + \dot{z}^2}. \quad (14)$$

Підставимо (10) в (9) та додамо до системи диференціальних рівнянь (9) рівняння в'язі (12), отримуємо наступну систему диференціальних рівнянь

$$\left. \begin{aligned} m \ddot{y} &= -m\omega^2 \rho \sin \alpha + \frac{N}{\Delta f} \frac{\partial f}{\partial y} - fN \frac{\dot{y}}{V} + Q \frac{\dot{y}}{V}, \\ m \ddot{z} &= -m\omega^2 \rho \cos \alpha - mg + \frac{N}{\Delta f} \frac{\partial f}{\partial z} - fN \frac{\dot{z}}{V} + Q \frac{\dot{z}}{V}, \\ y^2 + z^2 - R^2 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

Обчислимо частинні похідні та градієнт функції, які входять в систему рівнянь (15). Матимемо:

$$\frac{\partial f}{\partial y} = 2y, \quad \frac{\partial f}{\partial z} = 2z. \quad (16)$$

Тоді, згідно (13):

$$\Delta f = \sqrt{(2y)^2 + (2z)^2} = 2R. \quad (17)$$

Підставимо вирази (16), (17) в (15). Тоді система диференціальних рівнянь (15) набуває такого вигляду:



$$\left. \begin{aligned} m \ddot{y} &= -m\omega^2 \rho \sin \alpha + \frac{y}{R} N - fN \frac{\dot{y}}{V} + Q \frac{\dot{y}}{V}, \\ m \ddot{z} &= -m\omega^2 \rho \cos \alpha - mg + \frac{z}{R} N - fN \frac{\dot{z}}{V} + Q \frac{\dot{z}}{V}, \\ y^2 + z^2 - R^2 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

Система рівнянь (18) є системою трьох рівнянь з трьома невідомими  $y$ ,  $z$  і  $N$ . Тому вона є визначеною і має єдиний розв'язок.

Виключимо з отриманої системи рівнянь (18) невідомі величини  $N$  та  $z$ , звівши таким чином дану систему до одного диференціального рівняння з однією невідомою функцією  $y(t)$ . Для цього слід продиференціювати два рази по  $t$  рівняння в'язі (12). Якщо продиференціювати дане рівняння один раз, то отримуємо:

$$2y\dot{y} + 2z\dot{z} = 0, \quad (19)$$

звідки знаходимо:

$$y\dot{y} + z\dot{z} = 0. \quad (20)$$

Якщо продиференціювати рівняння (20), то матимемо:

$$y\ddot{y} + \dot{y}^2 + z\ddot{z} + \dot{z}^2 = 0, \quad (21)$$

або

$$(y\ddot{y} + z\ddot{z}) + (\dot{y}^2 + \dot{z}^2) = 0. \quad (22)$$

Оскільки  $\dot{y}^2 + \dot{z}^2 = V^2$ , то отримаємо:

$$V^2 = -(y\ddot{y} + z\ddot{z}). \quad (23)$$

Помножимо перше рівняння системи (18) на  $y$ , друге на  $z$  і почленно додамо їх, отримуємо:

$$\begin{aligned} m(y\ddot{y} + z\ddot{z}) &= -(m\omega^2 \rho y \sin \alpha + m\omega^2 \rho z \cos \alpha) - mgz + \\ &+ \frac{N}{R}(y^2 + z^2) - f \frac{N}{V}(y\dot{y} + z\dot{z}) + \frac{Q}{V}(y\dot{y} + z\dot{z}), \end{aligned} \quad (24)$$

звідки, враховуючи вирази (20) та (23), матимемо:

$$-mV^2 = -m\omega^2 \rho (y \sin \alpha + z \cos \alpha) - mgz + RN. \quad (25)$$

З виразу (25) знаходимо нормальну реакцію  $N$ . Вона дорівнює:

$$N = \frac{1}{R} [m\omega^2 \rho (y \sin \alpha + z \cos \alpha) + mgz - mV^2]. \quad (26)$$

Зробимо подальші перетворення. З виразу (20) отримуємо:

$$\dot{z} = -\frac{y\dot{y}}{z}, \quad (27)$$

тоді

$$\dot{z}^2 = \frac{(y\dot{y})^2}{z^2}, \quad (28)$$

або

$$\dot{z}^2 = \frac{(y\dot{y})^2}{R^2 - y^2}. \quad (29)$$

Таким чином для величини швидкості руху  $V$  можемо отримати такий вираз:

$$V^2 = \dot{y}^2 + \dot{z}^2 = \dot{y}^2 + \frac{(y\dot{y})^2}{R^2 - y^2}. \quad (30)$$

Підставляючи вираз (26) в перше рівняння системи (18), отримуємо:

$$m\ddot{y} = -m\omega^2 \rho \sin \alpha + \left( \frac{y}{R} - f \frac{\dot{y}}{V} \right) \left[ m\omega^2 \rho (y \sin \alpha + z \cos \alpha) + mgz - mV^2 \right] \frac{1}{R} + Q \frac{\dot{y}}{V}. \quad (31)$$

Оскільки  $z = \sqrt{R^2 - y^2}$ , то, враховуючи вираз (30), остаточно

$$m\ddot{y} = -m\omega^2 \rho \sin \alpha + \left( \frac{y}{R} - \frac{f \dot{y} \sqrt{R^2 - y^2}}{\sqrt{(R^2 - y^2)\dot{y}^2 + (y\dot{y})^2}} \right) \times \\ \times \left\{ m\omega^2 \rho \left( y \sin \alpha + \sqrt{R^2 - y^2} \cdot \cos \alpha \right) + mg \sqrt{R^2 - y^2} - \right. \\ \left. - \frac{m \left[ (R^2 - y^2) \dot{y}^2 + (y\dot{y})^2 \right]}{R^2 - y^2} \right\} \frac{1}{R} + Q \frac{\dot{y} \sqrt{R^2 - y^2}}{\sqrt{(R^2 - y^2)\dot{y}^2 + (y\dot{y})^2}}. \quad (32)$$

Таким чином, отримано диференціальне рівняння другого порядку (32), в якому невідома лише одна функція  $y$ , тобто отримано диференціальне рівняння в так званій нормальній формі, коли вища похідна виражається через нижчі похідні і шукану функцію.

Невідому силу  $Q$ , що входить в рівняння (32), потрібно знаходити з умов деформації згину бича.

Тому для розв'язування даного рівняння потрібно спочатку знайти силу  $Q$ , або виразити її через відомі величини.

Оскільки рівняння (32) є нелінійним, то його можна розв'язати лише чисельними методами на персональному комп'ютері при заданих початкових умовах, що буде предметом наступного дослідження.

### Література

1. Булгаков В.М., Головач І.В. Уточнена теорія очистки головок коренеплодів на корені гнучкою лопаттю // Механізація с/г виробництва: Зб. наук. пр. Нац. аграр. ун-ту. – 2002. – Т. XIII. – С. 11-42.
2. Василенко П.М. Введение в земледельческую механику. К.: Сільгоспосвіта, 1996. – 252 с.

## АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ОЧИСТКИ ГОЛОВОК КОРНЕПЛОДОВ ОТ ОСТАТКОВ БОТВЫ

*Березовый Н.Г., Черныш О.Н.*

### *Аннотация*

**Разработана теория взаимодействия гибкой очистительной лопасти с поверхностью головки корнеплода в процессе ее очистки от остатков ботвы. На основе полученных дифференциальных уравнений движения лопасти, которая шарнирно установлена на приводном валу с горизонтальной осью вращения, приведены новые математические зависимости, которые обосновывают основные параметры данного технологического процесса.**

## ANALYTICAL RESEARCH OF CLEARING OF ROOT CROPS HEADS FROM THE RESTS OF THE TOPS OF VEGETABLE

*M. Berezovyi , O. Chernush*

### *Summary*

**The new theory of interaction of a flexible blade of the root cleaner with a surface of the top of the root during its clearing of residuals of beet tops is offered. On the basis of the obtained differential equations of motion of a articulated blade, which is installed on the drive shaft with a horizontal axis of rotation, the new mathematical associations are submitted which justify the basic parameters of the given technological process.**



УДК 631.356.2

## АНАЛІТИЧНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ВТРАТ ГИЧКИ ПРИ КОЛИВАННЯХ ГИЧКОРІЗАЛЬНОГО АПАРАТУ

Булгаков В.М. , д.т.н.,

Головач І.В. , д.т.н.,

Березовий М.Г. , к.т.н.,

Борис А.М. , інж.

(Національний університет біоресурсів і природокористування  
України)

Тел. 044527-82-33

**Анотація** – аналітично досліджено втрати гички цукрового буряку при коливаннях роторного гичкорізального апарату у поздовжньо-вертикальній площині, що здійснює суцільний зріз зеленої маси бурякового поля.

**Ключові слова** – гичка цукрового буряку, зріз, гичкорізальний апарат.

*Постановка проблеми.* Внаслідок нерівностей бурякового поля виникають коливання гичкорізального апарату роторного типу, який здійснює суцільне безкопірне зрізування гички при русі гичкозбиральної машини вздовж рядків коренеплодів цукрових буряків. Зазначені коливання викликають нерівномірне зрізання гички по висоті над поверхнею головок коренеплодів, що призводить до значних втрат гички при її збиранні та викликають низку якості коренеплодів цукрових буряків при послідовному їх збиранні. Тому оцінка цих втрат є досить актуальною.

*Мета дослідження.* Розробка методу аналітичного визначення втрат гички при її зрізанні гичкорізальним апаратом, що виникають внаслідок коливань гичкорізального апарату роторного типу при русі гичкозбиральної машини по нерівностях поверхні поля.

*Методика досліджень.* Методика досліджень базується на аналізі накладання косинусоїди коливань гичкорізального апарату і косинусоїди нерівностей поверхні ґрунту. Причому, накладання зазначених косинусоїд вивчається для ряду значень зсуву фаз коливань гичкорізального апарату, оскільки від цього залежить висота

зрізу гички над поверхнею головки коренеплоду, а в кінцевому результаті і втрати гички при її збиранні.

Дана методика дає можливість з врахуванням агротехнічних вимог до збирання гички аналітично визначити мінімальну висоту розміщення гичкорізального апарату над поверхнею ґрунту з метою забезпечення нормального зрізу головок коренеплодів. При цьому аналітично визначено рівень найнижчого зрізу, який може мати місце при даних косинусоїдах. Отримані аналітичні вирази покладені в основу розрахунку на ПЕОМ втрат гички при її зрізанні гичкорізальним апаратом в залежності від зсуву фаз коливань гичкорізального апарату. Такий розрахунок дасть можливість за допомогою ПЕОМ побудувати графік зазначеної залежності і визначити значення зсуву фаз коливань, при яких втрати гички будуть мінімальними.

Основний зміст дослідження. При дослідженні даної проблеми слід розглянути два можливих випадки:

– перший випадок – нерівності ґрунту розташовані у міжряддях, а у самих рядках головки коренеплодів знаходяться на однаковому рівні;

– другий випадок – нерівності ґрунту розташовані як у міжряддях, так і у рядках, а тому головки коренеплодів знаходяться на різній висоті над умовною поверхнею поля.

Будемо вважати [1], що нерівності ґрунту змінюються за косинусоїдальним законом наступного вигляду:

$$y_0 = h_0 \cos \frac{2\pi}{l_3} x, \quad (1)$$

де  $l_3$  – період косинусоїди нерівностей ґрунту;  $h_0$  – амплітуда нерівностей ґрунту.

Згідно експериментальних досліджень [2] період коливань центра мас гичкорізального апарату приблизно у два рази менший за період косинусоїди нерівностей ґрунту.

Таким чином, можна вважати, що коливання гичкорізального апарату здійснюються за законом:

$$y_1 = h_1 \cos \frac{4\pi}{l_3} x, \quad (2)$$

де  $h_1$  – амплітуда коливань гичкорізального апарату.

Нехай далі  $H$  – висота розміщення гичкорізального апарату над умовною поверхнею поля. Розглянемо спочатку перший випадок (рис.1). Очевидно, що в даному випадку косинусоїда коливань гичкорізального апарату знаходиться вище умовної поверхні поля (осі  $x$ ) на величину  $H$ .

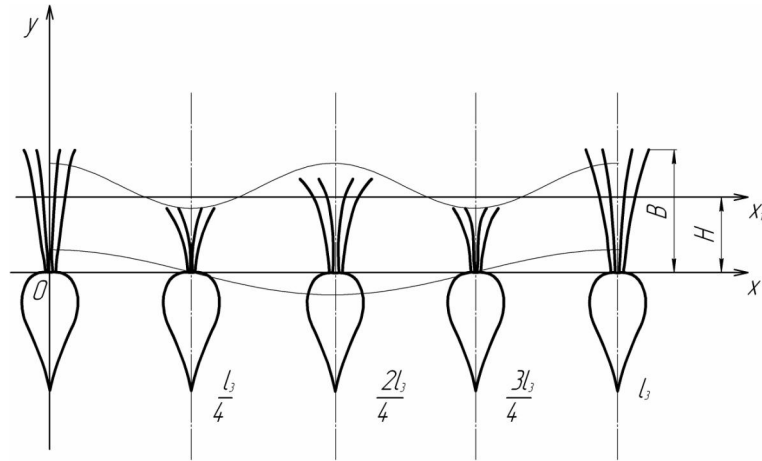


Рис.1. Висота зрізу гички в залежності від розташування коренеплоду з урахуванням нерівностей ґрунту

Крім того, необхідно також врахувати косинусоїду нерівностей ґрунту.

В результаті висота  $B$  зрізу гички над поверхнею поля для коренеплоду, що знаходиться на відстані  $x$  від точки  $O$ , буде дорівнювати

$$B = y + H + y_1,$$

або, враховуючи вирази (1) і (2), матимемо:

$$B = h_0 \cos \frac{2\pi}{l_3} x + H + h_1 \cos \frac{4\pi}{l_3} x \tag{3}$$

Для розміщень коренеплодів, показаних на рис. 1, зазначена висота буде дорівнювати:

$$\begin{aligned} \text{при } x = 0: & B = h_0 + H + h_1; & \text{при } x = \frac{l_3}{4}: & B = H - h_1; \\ \text{при } x = \frac{l_3}{2}: & B = -h_0 + H + h_1; & \text{при } x = \frac{3l_3}{4}: & B = H - h_1; \\ \text{при } x = l_3: & B = h_0 + H + h_1. \end{aligned}$$

Якщо врахувати, що головка коренеплоду знаходиться вище умовної поверхні поля на величину  $h_k$ , то висота залишків гички для коренеплоду буде дорівнювати  $B - h_k$ .

У більш загальному випадку, при зміщенні фаз коливань

гичкорізного апарату на деяке число  $p \left( 0 \leq p \leq \frac{l_3}{2} \right)$ , залежність (3) набуде вигляду

$$B = h_0 \cos \frac{2\pi}{l_3} x + H + h_1 \cos \left( \frac{4\pi}{l_3} x - p \right) \tag{4}$$

Розглянемо далі другий випадок (рис. 2).

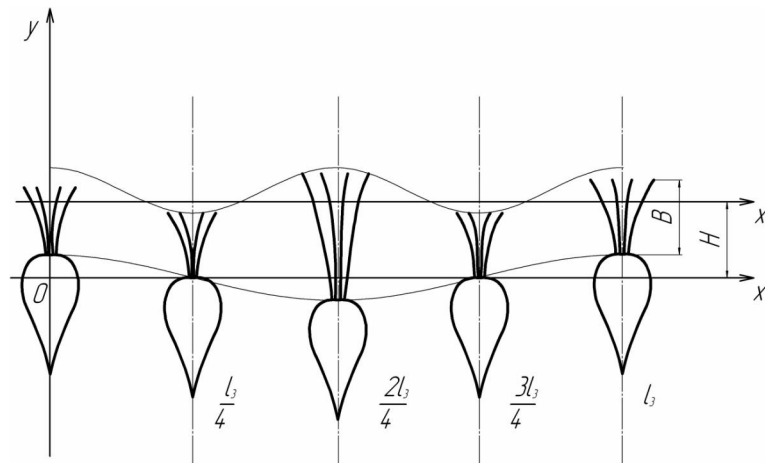


Рис. 2. Висота зрізу гички в залежності від розташування коренеплоду на осі  $Ox$  за умови, що головки коренеплодів розташовані на косинусоїді нерівностей ґрунту

Оскільки головки коренеплодів розташовані на косинусоїді нерівностей ґрунту, то висота незрізаної гички для коренеплоду, що знаходиться на відстані  $x$  від точки  $O$ , буде дорівнювати:

$$B = H + h_1 \cos \frac{4\pi}{l_3} x - h_0 \cos \frac{2\pi}{l_3} x \quad (5)$$

Наприклад, для розміщень коренеплоду, показаних на рис.2, матимемо:

$$\begin{aligned} \text{при } x = 0: B &= H + h_1 - h_0; & \text{при } x = \frac{l_3}{4}: B &= H - h_1; \\ \text{при } x = \frac{l_3}{2}: B &= H + h_1 + h_0; & \text{при } x = \frac{3l_3}{4}: B &= H - h_1; \\ \text{при } x = l_3: B &= H + h_1 - h_0. \end{aligned}$$

При зміщенні фаз коливань гичкорізального апарату вираз (5) набуде вигляду:

$$B = H + h_1 \cos \left( \frac{4\pi}{l_3} x - p \right) - h_0 \cos \frac{2\pi}{l_3} x \quad (6)$$

Визначимо далі мінімальну висоту розміщення гичкорізального апарату над поверхнею ґрунту з метою забезпечення нормального зрізу головок коренеплодів. З врахуванням агротехнічних вимог необхідно, щоб висота  $B$  зрізу гички над поверхнею ґрунту задовольняла наступним умовам:

$$h_k + 2 \geq B \geq h_k - (\Delta_T + \Delta_K), \quad (7)$$

де  $h_k$  – висота розміщення коренеплоду над рівнем ґрунту;  $\Delta_T$  – товщина зони сплячих вічок;  $\Delta_K$  – товщина зони коронки коренеплоду.

Розміщення коренеплоду у ґрунті та зазначені параметри показані на рис. 3.

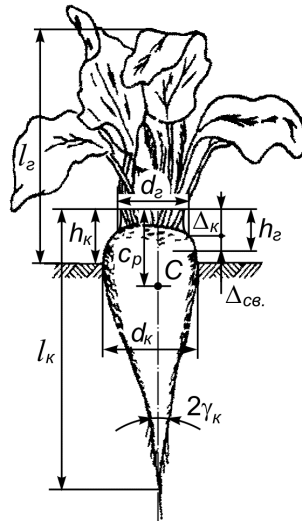


Рис. 3. – Основні параметри коренеплоду цукрового буряку

Оскільки низький зріз небажаний через надмірну втрату цукру, то приймемо крайню умову нормального зрізу:

$$B = h_k - (\Delta_T + \Delta_K). \quad (8)$$

Якщо косинусоїда коливань гичкорізального апарату зміщена відносно косинусоїди зазначених коливань, показаної на рис.1, вліво

або вправо на величину  $\frac{l_3}{4}$ , то найнижчий зріз коренеплоду

відбудеться у точці  $x = \frac{l_3}{2}$ , який буде дорівнювати:

$$B = H - h_1 + h_0. \quad (9)$$

Це взагалі найнижчий зріз, який може мати місце при даних косинусоїдах (1) і (2).

Підставляючи вираз (9) у вираз (8), отримаємо:

$$H - h_1 - h_0 = h_k - (\Delta_T + \Delta_K),$$

звідки визначаємо допустиме розміщення гичкорізального апарату над рівнем ґрунту з умов нормального зрізу:

$$H = h_0 + h_1 + h_k - (\Delta_T + \Delta_K). \quad (10)$$

При отриманому значенні  $H$  ні один з коренеплодів не зазнає низького зрізу, проте значна частина коренеплодів може зазнати високого зрізу. Очевидно, що зменшення високого зрізу можна досягти за рахунок зменшення величини  $H$ . Однак, при цьому



з'являться коренеплоди з низьким зрізом. Якщо, наприклад, величину  $H$  зменшити на величину  $h_0$ , тобто якщо

$$H = h_1 + h_k - (\Delta_T + \Delta_K), \quad (11)$$

то деякі коренеплоди матимуть найнижчий зріз, що визначається виразом (9).

Це саме ті коренеплоди, при обрізанні яких гичкорізальний апарат буде знаходитись, за рахунок нерівностей ґрунту і коливань самого гичкорізального апарату, у найнижчому положенні. Очевидно, що таких випадків буде небагато, а отже і коренеплодів з низьким зрізом буде небагато. Тому для проведення розрахунків втрат гички приймемо висоту установки різального апарату, що визначається з виразу (11). Звичайно, якщо взяти значення  $H$  менше (11), то число коренеплодів з низьким зрізом значно зросте.

Згідно [3] приймемо  $h_k = 1,8 \dots 5,0$  (см);  $\Delta_T = 0,8 \dots 2,14$  (см);  $\Delta_K = 1,32 \dots 1,62$  (см).

Підставляючи найменші, середні та найбільші значення даних величин у вираз (11), отримаємо  $H = 3,68$  см,  $H = 4,46$  см і  $H = 5,24$  см відповідно.

Отже, при проведенні чисельних розрахунків на ПК необхідно задавати значення  $H$ , що задовольняє умові:

$$H \geq 3,68 \text{ см.}$$

Переходимо далі до розрахунку втрат гички при її зрізанні гичкорізальним апаратом. Будемо вважати, що на одному погонному метрі рядка розташовано 6 коренеплодів. Висоту зрізу  $B_i$  кожного коренеплоду підраховуємо згідно виразу (4), підставляючи значення його координати  $x_i$ , причому  $x_{i+1} = x_i + \Delta$ ,

де  $\Delta$  – відстань між сусідніми коренеплодами цукрового буряку,  $x_i = 0$ ,  $\Delta = 20$  см,  $i = 1, 2, 3, \dots, 6$ .

Даний розрахунок приводимо для кожного з наступних значень зсуву фаз косинусоїди коливань гичкорізального апарату:

$$P_1 = 0; P_{k+1} = P_k + 0,05l_3; l_3 = 50 \text{ см}; k = 1, 2, \dots, 11.$$

Далі, вважаючи форму зрізаного пучка гички зрізаним конусом, для кожного коренеплоду знаходимо об'єм гички, що залишилась після зрізання:

$$V_i = \frac{1}{3} \pi (B_i - h_k) [r_{T1}^2 + r_{T1} \cdot r_{T2} + r_{T2}^2], \quad (i = 1, 2, \dots, 6)$$

Де  $r_{T1}$  – радіус нижньої основи конуса зрізаного пучка гички;  $r_{T2}$  – радіус верхньої основи конуса зрізаного пучка гички.

Тоді маса залишків гички для кожного коренеплоду буде дорівнювати:

$$m_i = \gamma V_i, \quad (i = 1, 2, \dots, 6),$$

Де  $\gamma$  – середня щільність зрізаного пучка гички.

Загальна маса незрізаної гички на одному погонному метрі буде дорівнювати

$$m_{заг} = \sum_{i=1}^6 m_i$$

Після цього визначаємо, скільки відсотків гички залишається на одному погонному метрі після зрізання гичкозбиральною машиною:

$$q = \frac{m_{заг}}{6Q_{Г}} \cdot 100\%$$

де  $Q_{Г}$  – маса пучка гички, що знаходиться на коренеплоді до зрізання.

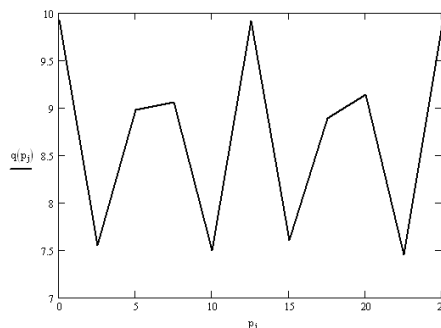
Даний розрахунок проводимо для кожного з вище зазначених зсувів фаз.

Дані для розрахунку приймаємо згідно [3]

$$r_{Г1} = 3\text{ см}, \quad r_{Г2} = 6\text{ см}, \quad \gamma = 0.15\text{ г/см}^3, \quad Q_{Г} = 500\text{ г}$$

На підставі проведених розрахунків на ПК отримані графіки залежності втрат гички від значення зсуву фаз коливань гичкорізального апарату, які представлені на рис. 4. та рис. 5.

Н=3.68



Н=4

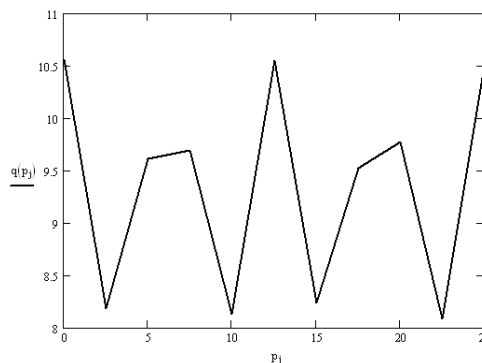
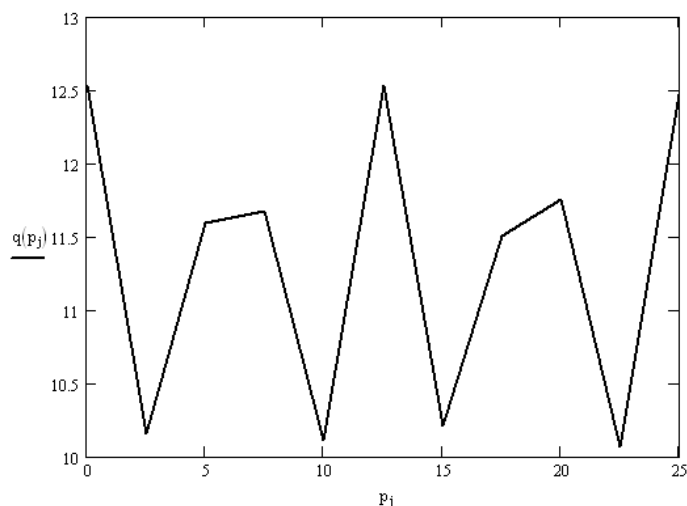


Рис. 4. Залежності втрат гички від значення зсуву фаз коливань гичкорізального апарату

Н=5



$H=7$

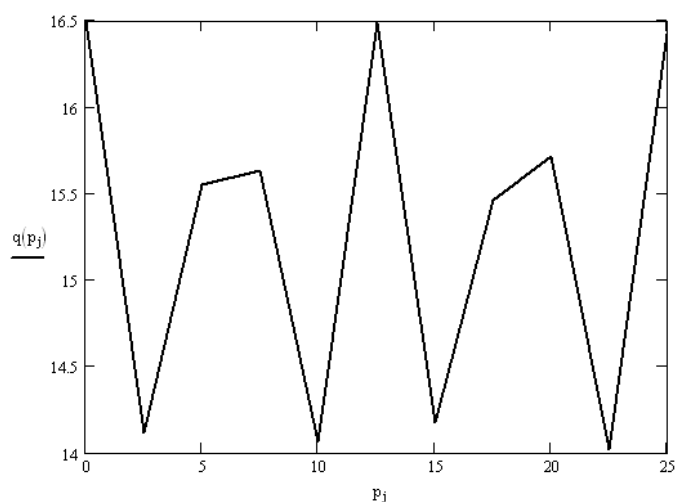


Рис. 5. Залежності втрат гички від значення зсуву фаз коливань гичкорізального апарату

#### Висновки

1. Розроблена методика аналітичного визначення втрат гички з врахуванням коливань гичкорізального апарату і нерівностей ґрунту при збиранні гички цукрових буряків гичкозбиральною машиною.
2. Аналітично визначене мінімальне значення висоти розміщення гичкорізального апарату над поверхнею ґрунту з врахуванням агротехнічних вимог до збирання гички і забезпечення нормального зрізу головок коренеплоду.
3. Проведено розрахунок на ПЕОМ і отримано графік залежності втрат гички від значення зсуву фаз коливань гичкорізального апарату, що дає можливість визначити отримане значення зсуву фаз, при якому втрати гички будуть мінімальними.

## Література

1. Зуев Н.М. Методика исследования качества работы свеклоуборочных машин. – К.: ВНИС. – 72 с.
2. Сипливец О.О. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів гичкозбиральної машини: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.05.11 / Національний аграрний університет. – К., 2005. – 20 с.
3. Погорелый Л.В., Татьяна Н.В. Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз. – К.: Феникс, 2004. – 231 с.

**АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ БОТВЫ ПРИ КОЛЕБАНИЯХ БОТВОСРЕЗАЮЩЕГО АППАРАТА**

*Булгаков В.М., Головач И.В., Березовый Н.Г., Борис А.Н.*

***Аннотация***

**Аналитически исследованы потери ботвы сахарной свеклы при колебаниях роторного ботвоуборочного аппарата в продольно-вертикальной плоскости, который осуществляет сплошной срез зеленой массы свекловичного поля.**

**ANALYTICAL DETERMINATION OF LOSSES A TOPS VEGETABLE OF A SUGAR BEET DURING VIBRATION MACHINE HER SHEARING**

V. Bulgakov, I. Golovach, M. Berezovyi, A.Borys

***Summary***

**The losses of the vegetable tops of sugar beet with the fluctuations of the rotary apparatus in the longitudinal- vertical plane, which accomplishes continuous shear of the foliage of beet-root field are analytically investigated.**



УДК 631.372:617-07

## ТЕХНІЧНЕ ДІАГНОСТУВАННЯ ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ КОМБАЙНІВ

Яременко В.В. , інж.

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

**Анотація** – теоретично та експериментально обґрунтовано важливість діагностування гідравлічних приводів для підвищення технічної готовності комбайнів та скороченні затрат на їх технічне обслуговування і ремонт. Приведено методичний підхід та результати дослідження по створенні системи технічного діагностування гідравлічного приводу рульового керування комбайнів.

**Ключові слова** – гідравлічний привод, система технічного діагностування.

*Постановка проблеми.* Як встановлено ґрунтовними спостереженнями та дослідженнями [1], оптимальна тривалість збирання зернових культур, при якій втрати зерна колосових культур не повинні перевищувати 2,5% від вирощеного врожаю, повинна складати не більше ніж 7-10 днів. Збільшення тривалості збирання може призвести до значних втрат, які можуть досягати іноді 20–30% від вирощеного врожаю [2]. Роботи по заготівлі кормів та збиранню коренеплодів також мають проводитись в оптимальні строки, щоб не допустити погіршення якості зібраної продукції та втрат. Однією з причин збільшення тривалості збиральних робіт є недостатньо висока надійність комбайнів, що призводить до їх простоїв по причині усунення несправностей. Тривалість простоїв комбайнів на проведення робіт по технічному обслуговуванню та усуненню несправностей досягає у середньому 0,5 – 0,6 годин на кожну годину чистої роботи комбайна [3]. Значна частина тривалості простоїв пов'язана з усуненням несправностей гідравлічних приводів комбайнів. Близько 24% відказів, від загальної кількості відказів по комбайну, припадає на гідравлічні приводи [4]. Надійність роботи комбайнів в значній мірі залежить від рівня технічного сервісу [5].

*Мета дослідження.* Підвищити технічну готовність сільськогосподарських комбайнів та зменшити затрати на їх технічне обслуговування і ремонт.

*Зміст дослідження.* Підвищенню надійності роботи гідравлічних приводів комбайнів сприяє своєчасне виявлення на ранніх стадіях розвитку та усунення несправностей. Це досягається шляхом створення та реалізації системи технічного діагностування гідравлічних приводів, в якій забезпечується взаємодія об'єкта та засобів діагностування з вирішенням наступних питань: обґрунтування виду та призначення систем діагностування; аналізу фізичних процесів, які проходять в об'єкті діагностування з метою встановлення механізмів виникнення та ознак проявлення пошкоджень і дефектів; встановлення переліку та нормативних значень діагностичних параметрів, які характеризують технічний стан гідроагрегатів; розробка засобів діагностування та алгоритмів пошуку несправностей.

Такий методичний підхід реалізовано при створенні системи діагностування гідравлічного приводу рульового керування комбайнів. Найбільш доцільним, на даному етапі, для гідравлічного приводу рульового керування є використання функціонального виду діагностування з визначенням як загального технічного стану так і локально окремих агрегатів, використовуючи переносний комплект механічних зовнішніх засобів діагностування. Основним призначенням системи діагностування є пошук несправностей та визначення технічного стану гідроагрегатів і прогнозування терміну подальшої їх експлуатації. Аналіз фізичних процесів, які відбуваються при функціонуванні гідроприводу проведено з використанням діагностичної моделі (рис. 1).

Для цього конкретний гідравлічний привод рульового керування умовно розбивається на структурні блоки, якими можуть бути: бак робочої рідини (Б); насос живлення (Н); насос-дозатор (НД); гідроциліндри (Ц); керовані колеса (КК). Структурно-функціональна модель будується для таких режимів роботи рульового керування: рух комбайна прямолінійно або криволінійно з фіксованим радіусом повороту; поворот керованих коліс з різною швидкістю при рухомому і нерухомому комбайні; поворот комбайна при працюючому і непрацюючому насосі живлення.

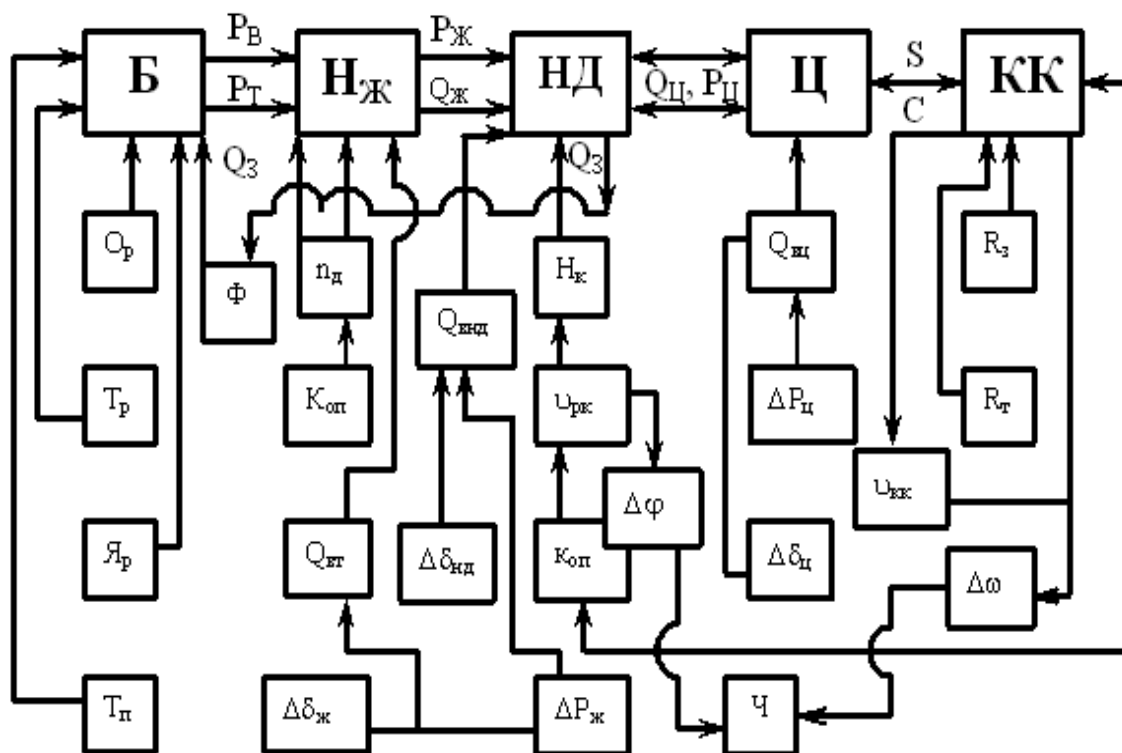


Рис. 1. Діагностична модель гідравлічного привода рульового керування комбайна: Б – бак; Н<sub>Ж</sub> – насос підживлення; НД – насос-дозатор; Ц – гідроциліндри; КК – керовані колеса; Т<sub>П</sub> – температура повітря; Т<sub>Р</sub> – температура робочої рідини; О<sub>Р</sub> – рівень робочої рідини в баку; Я<sub>Р</sub> – якість робочої рідини; Ф – фільтр; Q<sub>З</sub> – злив робочої рідини в бак; P<sub>В</sub>, P<sub>Т</sub> – тиск або вакуум в усмоктувальній магістралі; Q<sub>Ж</sub>, P<sub>Ж</sub> – подача і тиск робочої рідини на виході насоса живлення; n<sub>Д</sub> – частота обертання колінчастого вала двигуна; K<sub>оп</sub> – команда оператора; Q<sub>ВТ</sub>, Q<sub>ВНД</sub>, Q<sub>ВЦ</sub> – втрата робочої рідини в насосі живлення, насос-дозаторі та гідроциліндрах; Δδ<sub>Ж</sub>, Δδ<sub>НД</sub>, Δδ<sub>Ц</sub> – зазори в спраженнях деталей насоса живлення, насос-дозаторі та гідроциліндрах; ΔP<sub>Ж</sub>, ΔP<sub>Ц</sub> – перепад тиску робочої рідини в спраженнях насоса живлення та гідроциліндрах; Н<sub>К</sub> – насос-мотор керування; U<sub>РК</sub> – швидкість повороту рульового колеса; Δφ – приріст кута повороту рульового колеса; Ч – чутливість рульового керування; Δψ – приріст кута повороту керованих коліс; Q<sub>Ц</sub>, P<sub>Ц</sub> – подача та тиск робочої рідини в порожнинах гідроциліндрів; S, C – переміщення та зусилля штоків гідроциліндрів; U<sub>КК</sub> – швидкість повороту керованих коліс; P<sub>З</sub> – зовнішній опір повертання коліс; P<sub>Т</sub> – опір тертя в механізмах

Кожний блок структурно-функціональної моделі характеризується дією зовнішніх і внутрішніх вхідних та вихідних параметрів. Кожний з представлених в діагностичній моделі

параметрів для конкретного режиму функціонування гідروприводу відповідає кількісному значенню згідно з технічними вимогами на виготовлення гідроагрегатів та їх елементів. Зміна цих параметрів в процесі експлуатації гідроприводу призводить до порушення робочого процесу, що характеризується різними видами несправностей.

Для встановлення характеру зміни структурних параметрів гідроагрегатів та їх вплив на експлуатаційні показники працездатності рульового керування комбайнів проведено експериментальні дослідження. Було відібрано комплекти гідроагрегатів рульового керування з різною ступінню спрацювання. З комплектними гідроагрегатами проведено випробування по параметрах згідно з технічними вимогами на виготовлення. Після випробувань гідроагрегати розбирались і проводилось визначення зміни структурних параметрів (розмірів) поверхонь деталей, які спрацьовувались в процесі експлуатації. Результати вимірювань (мікрометражу) оброблялись згідно з існуючими методиками.

На рис. 2. представлено залежність об'ємного коефіцієнта корисної дії ( $\eta$ ) насоса НШ-10 від загального зазору ( $\delta_3$ ) в спряженнях корпус–головки зубців шестерень, підшипник-торці зубців шестерень, підшипник–вал шестерні, корпус–підшипник та наробітку комбайна. Спрацювання поверхонь деталей призводить до збільшення зазорів в спряженнях, що спричиняє ріст втрат робочої рідини в насосі.

Об'ємний коефіцієнт корисної дії насоса НШ-10 визначався в результаті ділення фактичної подачі робочої рідини на теоретичну подачу при відповідній частоті обертання приводного вала, номінальних значеннях тиску та температури. Спрацювання поверхонь деталей призводить до збільшення зазорів в спряженнях, що і обумовлює зниження ОККД насоса.

За даними експериментальних досліджень втрати робочої рідини в спряженні “корпус – золотник” розподільника насоса-дозатора складають близько 90% від загальних втрат робочої рідини в насосі-дозаторі і можуть досягати 18 л/хв.

Втрати робочої рідини в спряженнях деталей підсилювача потоку, запобіжного та запірних клапанів, силових гідроциліндрів змінюються в процесі експлуатації в незначних межах (0,05 – 0,06 л/хв) і при проведенні технічного обслуговування можуть приводитись майже до номінальних значень шляхом виконання регулювальних та очисних операцій, а також заміною ущільнення.



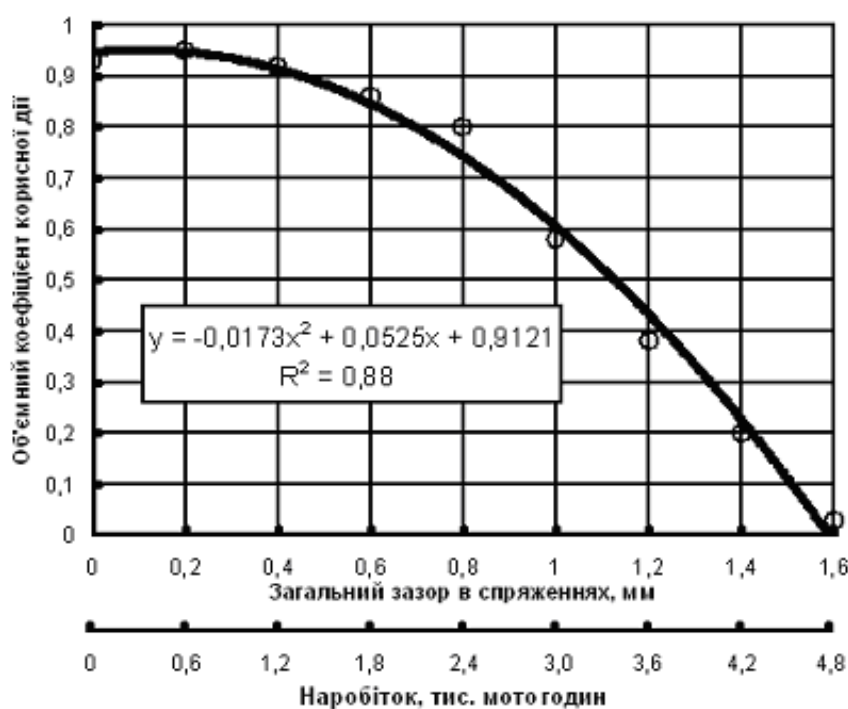


Рис. 2. Залежність об'ємного коефіцієнта корисної дії ( $\eta$ ) насоса НШ-10 від загального зазору ( $\delta_3$ ) в спряженнях корпус-головки зубців шестерень, підшипник-торці зубців шестерень, підшипник-вал шестерні, корпус-підшипник та наробітку комбайна:  $y(x)$  – рівняння регресії;  $R^2$  – імовірність апроксимації;  $\Delta P = 10$  МПа – перепад тиску робочої рідини в спряженнях

Для встановлення впливу зміни структурних параметрів на основні експлуатаційні показники працездатності рульового керування комбайнів, які регламентуються відповідними стандартами [6], проведено експериментальні дослідження. Повні комплекти гідроагрегатів рульового керування комбайна з різною ступінню спрацювання поверхонь деталей встановлювались на експериментальну установку, на якій створювались та контролювались такі параметри: частота обертання приводного вала шестеренного насоса живлення; подача насоса живлення та насоса-дозатора; тиск та температура робочої рідини; швидкість обертання рульового колеса; тривалість повного переміщення поршнів гідроциліндрів, яка відповідає повному повороту керованих коліс з одного крайнього положення в інше; швидкість скочвання рульового колеса; швидкість переміщення поршнів гідроциліндрів; навантаження на штоки гідроциліндрів; втрата робочої рідини в гідроагрегатах та їх спряженнях.

Випробування проводились на робочій рідині, яка передбачена заводом-виготовлювачем для конкретного комбайна. Режимми навантаження та температура робочої рідини створювались в межах

передбачених нормативною документацією на гідроагрегати та комбайни. В процесі проведення експериментальних досліджень давалась оцінка обґрунтованих діагностичних параметрів, які характеризують загальний технічний стан гідравлічного приводу рульового керування та окремо гідроагрегатів і їх елементів. При визначенні доцільності застосування того чи іншого діагностичного параметра використовувались такі критерії: достовірність технічного діагностування; трудомісткість (тривалість) діагностування; пристосованість об'єкта до діагностування; універсальність та вартість засобів технічного діагностування; повнота та глибина діагностування.

За результатами досліджень встановлено перелік та нормативні значення діагностичних параметрів (номінальні, допустимі, граничні). Номінальні значення діагностичних параметрів відповідають номінальним значенням параметрів технічного стану нових гідроагрегатів згідно технічним вимогам заводів-виготовлювачів.

Граничні значення діагностичних параметрів відповідають такому технічному стану гідроагрегатів, при якому подальша експлуатація комбайнів неможлива виходячи з вимог безпеки руху та економічної ефективності. Допустимі значення діагностичних параметрів визначалися за існуючими методиками [7] виходячи з того, що вони відповідають такому технічному стану гідроагрегата, при якому даний агрегат має можливість безвідмовно працювати встановлений термін часу до наступного діагностування

$$P_d = P_o - \frac{P_r - P_o}{\left(1 + \frac{T_2}{T_1}\right)^\alpha},$$

- де  $P_d$  – допустиме значення відхилення діагностичного параметра;  
 $P_o$  – максимальне (номінальне) значення діагностичного параметра для нового агрегату;  
 $P_r$  – граничне значення діагностичного параметра;  
 $T_2$  – нормативне значення доремонтного ресурсу агрегату;  
 $T_1$  – нормативне значення періодичності діагностування;  
 $\alpha$  – показник динаміки спрацювання агрегату.

Для вимірювання обґрунтованих діагностичних параметрів розроблено комплекти засобів їх застосування [9].

Пошук несправностей здійснюється за розробленими алгоритмами. Розроблено комплекс взаємоузгоджених правил, способів і засобів експрес, оперативного та періодичного

діагностування гідроприводів комбайнів, ефективність яких підтверджено лабораторними та виробничими випробуваннями.

#### Висновки

1. Застосування розробленої системи технічного діагностування гідравлічних приводів рульового керування комбайнів забезпечує доведення коефіцієнта готовності гідроагрегатів до 0,85 – 0,90, а також на 20 – 25% збільшення використання їх ресурсу.

2. Тривалість експрес-діагностування гідравлічного приводу рульового керування складає в середньому біля 5 хвилин, а повне діагностування з використанням зовнішніх засобів технічного діагностування складає близько 30 хв.

3. Достовірність технічного діагностування гідравлічного приводу рульового керування при заданій глибині пошуку місця несправності знаходиться в межах 90 – 95%.

#### Література

1. *Наукові основи ведення зернового господарства* / В.Ф. Сайко, М.Г. Лобас, Г.В. Яшовський та інші: За ред. В.Ф. Сайка; Упоряд.: Г.В. Яшовський. – К.: Урожай, 1994. – 336 с.
2. *Войтюк Д.Г., Демко А.А., Демко С.А.* Парк зернозбиральних комбайнів України до жнив 2001 року. *Техніка АПК*, 2000, № 10. – С. 9-10.
3. *Комплексна механізація виробництва зерна* / І.М. Каплін, М.П. Романенко, М.Н. Нагорний, О.П. Бабик. За ред. І.М. Капліна, – К.: Урожай, 1985. – 160 с.
4. *Храмцов Л.Д., Гараєв П.И., Карпенко В.Д.* Оценка надежности комбайнов “Дон-1500” в эксплуатационных условиях. – *Тракторы и сельскохозяйственные машины*, 1991, № 2. – С. 44-46.
5. *Варнаков В.В., Денсаткин М.Е., Шленкин К.В.* Надежность комбайнов “Дон-1500”, находящихся в лизинге, при различном качестве их технического сервиса. *Механизация и электрификация сельского хозяйства*. – 1997, № 9. – С. 21-25.
6. *ГОСТ 28174-89 (СТ СЭВ 6266-88).* Тракторы и сельскохозяйственные машины. Объемный гидропривод рулевого управления. Общие технические требования. – М.: Госстандарт, 1990. – 12 с.
7. *Михлин В.М.* Управление надежностью сельскохозяйственной техники. – М.: Колос, 1984. – 335 с.
8. *СОУ 29.3 -37-438: 2006.* Техніка сільськогосподарська. Діагностичне забезпечення гідравлічних приводів. Загальні технічні вимоги. – 2006. – 14 с.

9. Яременко В.В. Удосконалення способів та засобів діагностування гідравлічних приводів комбайнів. Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.05.11 / “ННЦ ІМЕСГ” НААН. – Глеваха, 2011. – 23 с.

## **ТЕХНИЧЕСКОЕ ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА КОМБАЙНОВ**

*Яременко В.В.*

### *Аннотация*

**Теоретически и экспериментально обосновано важность диагностирования гидравлических приводов для повышения технической готовности комбайнов и сокращения затрат на их техническое обслуживание и ремонт. Приведен методический подход и результаты исследований по созданию системы диагностирования гидравлического привода рулевого управления комбайнов.**

## **TECHNICAL DIAGNOSING OF A HYDRAULIC DRIVE OF COMBINES**

*V. Yaremenko*

### *Summary*

**It is proved importance of diagnosing of hydraulic drives for increase of technical readiness of combines and reductions of expenses for technical service. The methodical approach and results of researches on creation of system of diagnosing of a hydraulic drive of steering management of combines is resulted.**



УДК 631.3 001.8

## СТОХАСТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА РАБОЧИЕ ОРГАНЫ ДИСКАТОРА

Кушнарєв А.С., д.т.н.,

Бобровный Е. В., ас.

УкрНИИПИТ им.Л.Погорелого

Шевченко И.А., к.т.н.,

Запорожская государственная инженерная академия

Кушнарєв С. А., к.т.н.,

УкрНИИПИТ им.Л.Погорелого

Неженского агротехнологического института

Тел.: (0619) 42-11-72

**Аннотация** - рассмотрен алгоритм вычисления автокорреляционной функции процесса взаимодействия рабочих органов сельскохозяйственных орудий как случайного процесса, описано устройство экспериментальной установки.

**Ключевые слова** – случайный процесс, случайная функция, автокорреляционная функция, тяговое сопротивление.

*Постановка проблемы.* Эффективность тракторных агрегатов является функцией комплекса показателей трактора, сельскохозяйственной машины и состояния поля.

Ряд показателей формируются в результате взаимодействия трактора и рабочих органов сельскохозяйственных машин с почвой и сельскохозяйственной средой. К ним относятся тяговое сопротивление рабочих органов и орудия в целом, буксование движителей трактора и коэффициент сопротивления перемещению агрегата.

Этот показатель оценивается в виде случайных процессов. Немного об определениях: «случайной» называется функция, ординаты которой для любых фиксированных значений аргументов являются случайными величинами [2]. Задачу моделирования случайных функций нельзя свести к имитации случайных величин для каждого значения аргумента, так как между ординатами существует корреляционная зависимость. Случайным процессом называется случайная функция, аргументом которой является время  $t$ . [1-6]

Автокорреляционные функции широко применяются в обнаружении периодических сигналов на фоне помех, обнаружения скрытых периодичностей, нахождения переходных функций динамических систем.

Отметим одно эмпирическое правило, что классическая выборочной оценки корреляционных функций надежна лишь на сдвигах в одну десятую длины используемых для расчета данных и абсолютно не надежна на сдвигах, превышающих половину этой длительности [2].

Необходимо обратить внимание на два свойства случайных процессов – стационарность и эргодичность.

Стационарные процессы – важный специальный класс случайных процессов, часто встречающихся в приложениях теории вероятности к различным разделам естествознания и техники, в том числе в земледельческой механике. «Случайный процесс»  $x(t)$  называется стационарным, если все его вероятностные характеристики не меняются с течением времени  $t$  [1-2], если одномерная плотность распределения вероятности и, следовательно, среднее значение и дисперсия случайного процесса не зависят от времени, а двумерная плотность распределения вероятности и автокорреляционная функция зависят только от разности временных аргументов  $V(t_1-t_2)$ .

Случайный процесс называется эргодическим первого порядка, если его первый момент, **полученный усреднением по множеству реализаций** (1.2), с вероятностью сколь угодно близкой к единице совпадает со средним значением, полученным усреднением по времени **одной** достаточно **длинной реализации**.

*Анализ последних исследований.* Наличие или отсутствие зависимости вероятностных характеристик от времени или от номера реализации определяет такие фундаментальные свойства процесса, как стационарность и эргодичность. Следовательно стационарным называется процесс, вероятностные характеристики которого не зависят от времени, соответственно эргодическим называется процесс, вероятностные характеристики которого не зависят от номера реализации.

Выделим следующие признаки случайных процессов - стационарный неэргодический случайный процесс – это такой процесс, у которого эквивалентны временные сечения (вероятностные характеристики не зависят от текущего времени), но не эквивалентны реализации (вероятностные характеристики зависят от номера реализации). Нестационарный эргодический процесс – это процесс, у которого эквивалентны реализации (вероятностные характеристики не зависят от номера реализации), но не эквивалентны временные

сечения (вероятностные характеристики зависят от текущего времени).

Классифицируя случайные процессы на основе этих признаков (стационарность и эргодичность), получаем следующие четыре класса процессов: стационарные эргодические, стационарные неэргодические, нестационарные эргодические, нестационарные неэргодические.

В теории случайных процессов наиболее общей классификацией является классификация «по времени» и по состоянию (Вентцель, Овчаров, 2000. Коваленко и др., 1983). По этим признакам можно выделить четыре класса:

- процессы с дискретным состоянием и дискретным временем;
- процессы с дискретным состоянием и непрерывным временем;
- процессы с непрерывным состоянием и дискретным временем;
- процессы с непрерывным состоянием и непрерывным временем.

*Цель работы.* Процессы взаимодействия рабочих органов сельскохозяйственных орудий представляет собой случайные процессы с непрерывным состоянием и непрерывным временем.

*Основная часть.* Условия стационарности в широком смысле ограничиваются требованиями независимости от времени математического ожидания  $M[x(t)]$ , дисперсии  $D[x(t)]$  и зависимости корреляционной функции лишь от времени сдвига  $\tau$ , то есть;

$$\begin{aligned} M[x(t)] &= const, \quad D[x(t)] = const, \\ R_x(t_1, t_2) &= R_x(\tau), \quad \tau = |t_2 - t_1|. \end{aligned} \quad (1)$$

Для стационарных эргодичных случайных процессов дисперсия и математическое ожидание являются величины, полученные в результате статистической обработки массива материалов наблюдений и не зависят от времени.

Для сравнения двух реализаций на эргодичность и стационарность используются следующие приёмы.

**Сравнение двух средних**  $M[x(t)] = const$ : при известных дисперсиях осуществляется при помощи критерия Стьюдента; при неизвестных равных дисперсиях осуществляется при помощи критерия Стьюдента; при неизвестных неравных дисперсиях осуществляется при помощи модификаций критерия Стьюдента: критерий Кохрена-Кокса, Критерий Сатервайта, критерий Уэлча; сравнение двух выборочных средних в связанных выборках осуществляется при помощи критерия Стьюдента.

Критерий Уолша позволяет проверять гипотезу о принадлежности одного наблюдения нормальному распределению, генерирующему выборку. Двухступенчатый двухвыборочный

медианный критерий Волфа. Критерий Фишера для сравнения двух средних с одинаковыми дисперсиями. Эквивалентен критерию Стьюдента и основан на связи между распределениями Стьюдента и Фишера.

**Сравнение двух дисперсий**  $D[x(t)] = const$  : критерий Фишера; критерий Романовского; критерий отношения размахов; критерий стьюдентизированного размаха; критерий Аризоно-Охты.

### **Сравнение двух автокорреляционных функций**

В статистике имеется несколько выборочных оценок теоретических значений автокорреляции процесса по конечному временному ряду из  $n$  наблюдений. Наиболее популярной оценкой является нециклический коэффициент автокорреляции с задержкой  $n$

$$r_k = \frac{\sum_{t=1}^{n-k} x_t x_{t+k} - \sum_{t=1}^{n-k} x_t \sum_{t=k+1}^n x_t / (n-k)}{\sqrt{\left[ \sum_{t=1}^{n-k} x_t^2 - \left( \sum_{t=1}^{n-k} x_t \right)^2 / (n-k) \right] \cdot \left[ \sum_{t=k+1}^n x_t^2 - \left( \sum_{t=k+1}^n x_t \right)^2 / (n-k) \right]}}. \quad (2)$$

Главным из различных коэффициентов автокорреляции является первый –  $r_1$ , измеряющий тесноту связи между уровнями  $x(1)$ ,  $x(2), \dots, x(n)$ .

Распределение коэффициентов автокорреляции неизвестно, поэтому для оценки их правдивости иногда используют непараметрическую теорию Андерсона (1976), предложившего статистику

$$t = r_1(n-1) \cdot 0,5,$$

которая при достаточно большой выборке распределена нормально, имеет ненулевую среднюю и дисперсию, равную единице (Тинтнер, 1965).

Более полную информацию о динамических свойствах процесса можно получить по автокорреляционной функции. Так:

- наличие колебательности автокорреляционной функции свидетельствует о периодичности случайного процесса;
- апериодическое затухание автокорреляционной функции – процесс широкополосный;
- треугольное – многополосный случайный процесс;
- автокорреляционные функции, включающие экспоненту с отрицательным аргументом – признак эргодичности;
- стремление корреляционной к некоторой постоянной величине, отличного от нуля, являются признаком неэргодичности процесса.

### **Процедура вычисления автокорреляционной функции.**



Автокорреляционная функция дает ответ на вопрос, проявляются ли в процессе скрытые периодичности, обусловленные фазами взаимодействия (последовательность смены фаз), неравномерным распределением плотности (твердости) среды в пространстве и конструктивными особенностями рабочего органа, как например, вырезы в сферических дисках, расположение ножей на почвенных фрезах и т.д.

Поэтому немного остановимся на методах вычисления автокорреляционной функции.

В процессе замера действующих воздействий (сила, момент, скорость, угловая скорость и т.д.), современное цифровое оборудование позволяет получить последовательность ординат изучаемого процесса во времени. Каждому моменту времени  $t_i$  соответствует значение исследуемого параметра  $x_i$ . Возникает вопрос, имеется ли корреляция между ординатами  $x_i$ , отстоящими друг от друга на интервале времени  $k\Delta t$ . Для этого производим следующую процедуру. Строим таблицу 1, в первой колонке которого отмечается время замера информации (в нашем случае через 0,02 секунды)

Таблица 1

$t, c (x)$	$P_k, кг$	$P_{k+1}$	$P_{i+2}$	$P_{i+3}$	$P_{i+4}$
	$P_0$	$P_1$	$P_2$	$P_3$	$P_4$
1	2	3	4	5	6
0	451,2937	411,3576	381,0062	379,4087	409,7602
0,02	411,3576	381,0062	379,4087	409,7602	442,2415
0,04	381,0062	379,4087	409,7602	442,2415	443,3065
0,06	379,4087	409,7602	442,2415	443,3065	425,2021
0,08	409,7602	442,2415	443,3065	425,2021	412,4226
0,1	442,2415	443,3065	425,2021	412,4226	412,955
0,12	443,3065	425,2021	412,4226	412,955	426,7996
0,14	425,2021	412,4226	412,955	426,7996	434,2543
0,16	412,4226	412,955	426,7996	434,2543	425,2021
0,18	412,955	426,7996	434,2543	425,2021	409,7602
0,2	426,7996	434,2543	425,2021	409,7602	402,3054
0,22	434,2543	425,2021	409,7602	402,3054	402,3054
0,24	425,2021	409,7602	402,3054	402,3054	407,0977
0,26	409,7602	402,3054	402,3054	407,0977	417,2149
0,28	402,3054	402,3054	407,0977	417,2149	420,9423
0,3	402,3054	407,0977	417,2149	420,9423	
0,32	407,0977	417,2149	420,9423		
0,34	417,2149	420,9423			
0,36	420,9423				

В столбец 1 размещаем значения времени начала измерения  $t_i$  (с), в графу 2 – тяговое сопротивление, соответствующее времени  $t_i$ . В графе 3 разместим смещенные на  $\Delta t = 0,02$  сек. по времени значения тягового сопротивления ( $P_{i+1}$ ). Затем определим коэффициенты корреляции между значениями  $P_0$  и  $P_i$  (ряды 2 и 3).

По формулам

$$r_1 = \frac{\sum_{t=2}^n (y_t - \bar{y}_1)(y_{t+1} - \bar{y}_2)}{\sqrt{\sum_{t=2}^n (y_t - \bar{y}_1)^2 \sum_{t=2}^n (y_{t+1} - \bar{y}_2)^2}}, \quad (3)$$

$$\bar{y}_1 = \frac{\sum_{t=2}^n y_t}{n-1}, \quad \bar{y}_2 = \frac{\sum_{t=2}^n y_{t+1}}{n-1}.$$

На графике  $t=r$  отметим при значении аргумента  $0,02t$  с ординату, равную  $r_1$ . В графе 4 разместим значение второй колонки, смещенной вверх на шаг равный  $0,04$  с. Проведем вычисление коэффициента корреляции между парами сопротивлений  $P_0$  и  $P_2$  (ряд 2 и 4).

Проведем аналогичные процедуры, только с учетом сдвига ординат по времени на  $t=2\Delta t$ .

$$r_2 = \frac{\sum_{t=3}^n (y_t - \bar{y}_3)(y_{t+2} - \bar{y}_4)}{\sqrt{\sum_{t=3}^n (y_t - \bar{y}_3)^2 \sum_{t=2}^n (y_{t+2} - \bar{y}_4)^2}}, \quad (4)$$

где

$$\bar{y}_3 = \frac{\sum_{t=3}^n y_t}{n-2}, \quad \bar{y}_4 = \frac{\sum_{t=3}^n y_{t+2}}{n-2}.$$

Такие же действия проведем с новыми парами рядов цифр, определив  $r_1$  и получим график автокорреляционной функции (рис. 1).

### **Установка для определения тягового сопротивления сферического диска дискатора**

Для определения тягового сопротивления дисков дискатора в зависимости от угла атаки ( $\alpha$ ) и угла наклона ( $\beta$ ), скорости и глубины хода нами разработана лабораторно-полевая установка, которая удовлетворяет следующим требованиям:

Установка обеспечивает регулировку положения сферического диска (угол атаки  $\alpha$  в диапазоне  $0 \pm 30^\circ$  и угол наклона  $\beta$  в диапазоне  $0 \pm 30^\circ$ . Тяговое усилие измеряется до 5000 Н. Поступательная скорость установки  $v_m$  до 3 м. Установка позволяет по возможности наблюдать с помощью видеосъемки процесс воздействия диска на почву.

Регистрация информации ведется на Note-book с возможностью последующей обработкой информации «безбумажном» варианте.



Рис. 1. Построение автокорреляционной функции

Для установки дисков под изменяемые углы  $\alpha$  и  $\beta$  разработана конструкция крепления диска к раме установки, обеспечивающая требуемый диапазон изменения  $\alpha$  и  $\beta$ . Общий вид конструкции приведен на рис.2.



Рис. 2. Конструктивное решение установки углов  $\alpha$  и  $\beta$  сферических дисков на раме полевой установки: а) регулирование угла атаки  $\alpha$  диска; б) регулировка угла наклона  $\beta$  диска.

Для измерения тягового сопротивления полевой лабораторной установки использовано тензозвено ВИСХОМ, измеряемым усилием до 5000 Н. Для измерения поступательной скорости полевой лабораторной установки используется «пятое колесо» с датчиком пути ДУВ-1.

Для визуального наблюдения за процессом взаимодействия сферического диска с почвой на раме жестко устанавливается WEB-

камера Microsoft lifeCam VX-70. На рисунке 3 отражены измерительные элементы.



Рис.3. Общий вид лабораторно-полевой установки: а) лабораторно-полевая установка; б) установка WEB-камеры.

Вся информация с датчиков переводится в цифровой код при помощи цифрового усилителя-преобразователя, затем с шагом 0,02 с регистрируется и хранится в памяти Note-book omnibook-600 (рис.4).

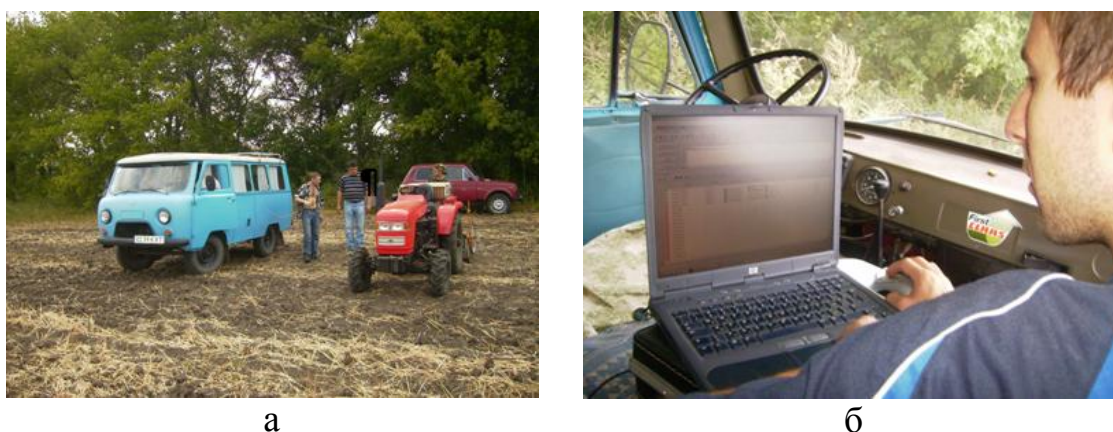


Рис.4. Проведение полевого эксперимента: а) измерительный комплекс; б) регистрация информации на Note-book.

Все действия с вводом, хранением и переработкой информации стали возможным благодаря программному обеспечению Catman Express.

Учитывая определенную сложность оценки адекватности модели, представляется целесообразным использовать нелинейные планы даже в тех случаях, когда нелинейность статистических характеристик едва заметны. О степени нелинейности можно судить по величине коэффициентов при квадратичных членах полинома. Отметим, что нелинейные планы более универсальны.

ОЦК план второго порядка двух факторов представлен в таблице 2 ( $x_1 = \alpha$ ;  $-1 = 10^0$ ;  $0 = 20^0$ ;  $+1 = 30^0$ ;  $x_2 = \beta$ ;  $-1 = 10^0$ ;  $0 = 20^0$ ;  $+1 = 30^0$ ).

Таблиця 2

ЩЦК-план второго порядка для 2-х факторов.

№ эксперимента	$X_1$	$X_2$
1	-1	-1
2	-1	+1
3	+1	+1
4	+1	-1
5	+1	0
6	-1	0
7	0	+1
8	0	-1
9	0	0

Результаты экспериментов, проведенные в соответствии плана эксперимента приведены в таблице 3 (4-я колонка).

#### Результаты экспериментов

Полученная в результате экспериментов информация по тяговому сопротивлению как случайному процессу представлена в виде гистограмм тяговых сопротивлений, графиков автокорреляционной функции.

Сравнение гистограмм (рис. 5) тягового сопротивления двум реализациям показывает, что по средним величинам и дисперсии не различаются.

Сравнение автокорреляционных функций и спектральных плотностей (рис 6) двух реализаций также показывают не отсутствия существенной разницы автокорреляционных функций и спектральных плотностей. Следовательно процесс взаимодействия сферических дисков дискаторов с почвой можно рассматривать как стационарный и эргодический процесс.

Полиномиальное уравнение, описывающее процесс влияния углов  $\alpha$  и  $\beta$  на тяговое сопротивление при установленной передаче имеет вид

$$P = 181,53 + 20,67x_1 + 40,05x_2 + 5,18x_1^2 + 6,89x_2^2 - 12x_1x_2$$

и представлено на рисунке 7.

Следующий этап – определение насколько адекватна модель реальному процессу. Для этого определим расчетные (теоретические) значения  $P$  в точках проведения экспериментов и сведем их в графу 13 в таблице 3. В таблице приведем расчетные и экспериментальные, а по величине расхождения получим фактические отклонения по точкам. Как видно из анализа таблицы и графика, максимальное отклонение получено в точке  $\alpha=10^0$ ;  $\beta=20^0$  и составляет 10,7%.

Таблица 3

Таблица расчёта коэффициента полинома

№ п/п	$X_1$	$X_2$	$P_{3i}$	$(X_1^2 - 2/3)^7$	$(X_2^2 - 2/3)^8$	$(X_1^2 - 2/3)P_i$	$(X_2^2 - 2/3)P_i$	$X_1P_i$	$X_2P_i$	$X_1X_2$	$X_1X_2P_i$	$P_{Ti}$	$P_{Ti}P_{3i}$	Ошибка, %
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	-1	-1	123	1/3	1/3	-40,96	40,96	-123	-123	+1	123	122,4	+0,6	0,48
2	-1	+1	217	1/3	1/3	72,26	72,26	-217	217	-1	-217	227,41	-10,41	4,7
3	+1	+1	240	1/3	1/3	79,92	79,92	240	240	+1	240	244,22	-4,2	1,75
4	+1	-1	170	1/3	1/3	56,61	56,61	170	-170	-1	-170	187,74	-17,74	10,4
5	+1	0	204	1/3	-2/3	-136,07	-136,07	204	0	0	0	209,35	-5,35	2,6
6	-1	0	150	1/3	-2/3	-100,05	-100,05	-125	0	0	0	168	-18	10,7
7	0	+1	220	-2/3	1/3	73,26	73,26	0	230	0	0	230,9	-10,89	4,9
8	0	-1	141	-2/3	1/3	46,95	46,95	0	-141	0	0	149,81	-8,89	6,3
9	0	0	180	-2/3	-2/3	-120,06	-120,-6	0	0	0	0	183,5	-3,5	1,9
Итого	3		1645			+0,36	13,78	124	243		-24			



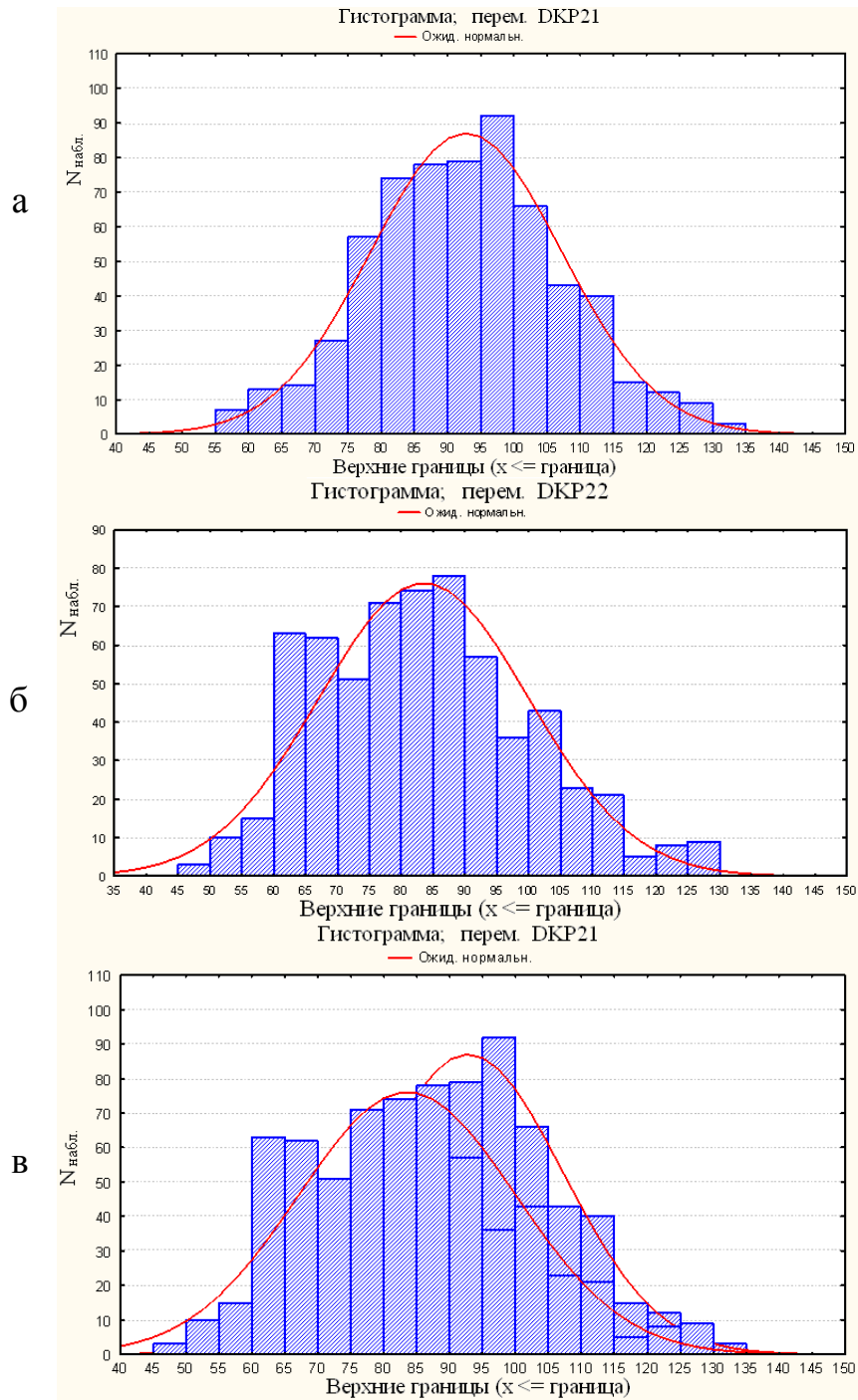


Рисунок 5. Сравнение гистограмм двух реализаций:  
 а – первая реализация;  
 б – вторая реализация;  
 в - совмещение двух гистограмм.

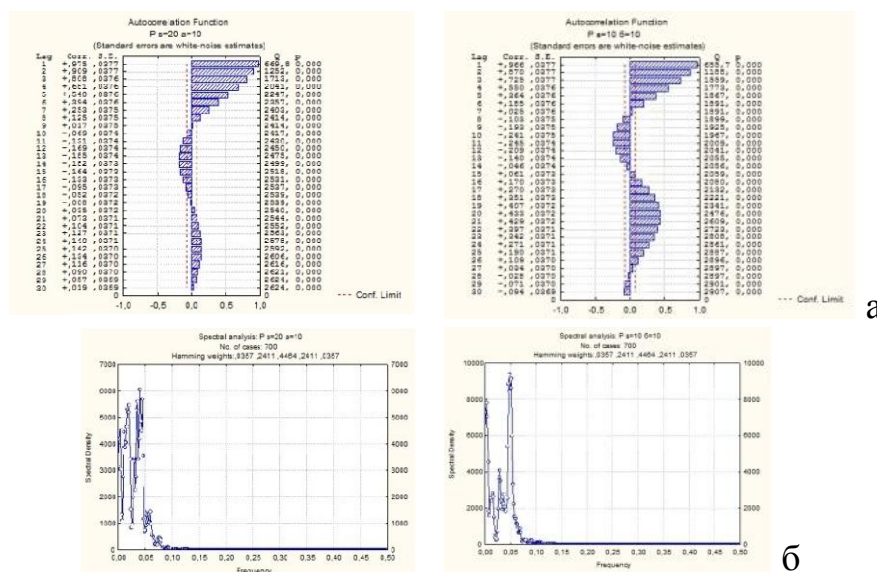


Рисунок 6 Сравнение автокорреляционных функций и спектральных плотностей двух реализаций: а) автокорреляционные функции; б) спектральные плотности.

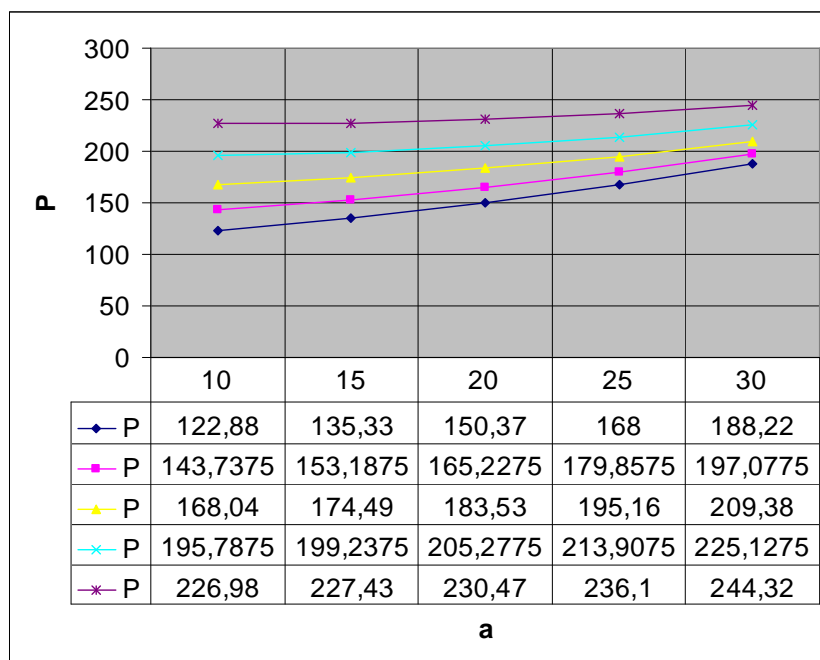


Рисунок 7. Тяговое сопротивление сферических дисков в зависимости от угла атаки  $\alpha$  и угла установки  $\beta$ .

### Выводы

1. По результатам экспериментов установлено, что процесс взаимодействия сферических дисков дискаторов с почвой можно рассматривать как случайный, стационарный, эргодичный.

2. Статистическая модель влияния углов установки диска ( $\alpha$  и  $\beta$ ) на тяговое сопротивление может быть представлен как полиномиальное уравнение второго порядка.



## Литература

1. Халафян А.А. Statistica 6. Статистический анализ данных / А.А. Халафян. М: Изд-во Бином, 2007. - 512 с.
2. Отнес Р. Прикладной анализ временных рядов / Р. Отнес, Л. Энонсон. М.: Мир, 1982. – 250 с.
3. Боровиков В. Statistica. Искусство анализа данных на компьютере / В. Боровиков. Изд-во Питер, 2003. – 688 с.
4. Буреева Н.Н. Многомерный статистический анализ с использованием ППП STATISTICA / Н.Н. Буреева. Н.Н. НИЖНИЙ Новгород, 2007. – 240 с.
5. Калинина В.Н. Введение в многомерный статистический анализ. Учебное пособие ГУУ/ В.Н. Калинина, В.И. Соловьев. –М: ГУУ, 2003. – 66 с.
6. Баркова Л.Н. Компьютерный практикум в пакете Statistica/ Л.Н. Баркова, С.А. Ткачева. Воронеж: Изд-во ВГУ, 2005. – 51 с.

## СТОХАСТИЧНИЙ АНАЛІЗ СИЛ, ЯКІ ДІЮТЬ НА РОБОЧІ ОРГАНИ ДИСКА ТОРА

Кушнар'єв А.С., Бобровний Є.В., Шевченко І.О., Кушнар'єв С.А.

### *Анотація*

**Розглянутий алгоритм визначення авто кореляційної функції процесу взаємодії робочих органів сільськогосподарських засобів як випадкового процесу, також описана експериментальна установка.**

## THE STOCHASTIC ANALYSIS OF FORCES, OPERATING ON DISK WORKING ORGAN

Kushnarev A., Shevchenko I., Bobrovniy E., Kushnarev S.A.

### *Summary*

**The algorithm of autocorrelation function calculation of agricultural tools working bodies interaction process as casual process is considered and the experimental installation device is described in this article.**



УДК 622.232.5.05

## **ВИЗНАЧЕННЯ КОНТАКТНИХ ТИСКІВ ВЗАЄМОДІЇ ФОРМУЮЧИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ПРОХІДНИЦЬКОГО ЩИТА З ОБРОБЛЮВАНИМ СЕРЕДОВИЩЕМ**

Ловейкін В.С., д.т.н.,

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

Тел.: (044) 527-82-99

Шевчук С. П., д.т.н.,

Зайченко С. В., к.т.н.

*Національний технічний університет "КПІ"*

**Анотація** - У статті розглядаються процеси створення тунелю машини ТВМ типу. Розкрито закономірності зміни нормальних і дотичних контактних тисків між роликівими робочими органами та пластичним середовищем.

**Ключові слова** – роликовий робочий орган, прохідницький щит, контактний тиск.

*Актуальність проблеми.* У зв'язку зі збільшенням чисельності населення великих міст, попиту і вартості земельних ділянок, єдиним можливим рішенням при розв'язанні транспортних і комунікаційних завдань сучасного міста є будівництво підземних транспортних тунелів і колекторів механізованими роторними щитами, в основу яких закладені нові технологічні схеми будівництва. Одним з можливих шляхів підвищення ефективності застосування роторних механізованих щитів є заміна існуючого методу нагнітання піщаного розчину за трубний простір, шляхом застосування роликового методу формування при ущільненні затрубного простору.

*Стан питання.* Технологічні схеми, в основу яких покладений принцип укочування відрізняються великою кількістю конструкцій машин, зумовлений їх технологічним призначенням, особливістю взаємодії з середовищем і фізико-механічними властивостями середовища[1, 2].

Разом з цим, можливо визначити дві окремі самостійні технології ущільнення за формою утворених елементів конструкції: плоскі і циліндричні. Прикладом застосування роликового формування з утворенням плоскої поверхні є виробництво дорожніх

плит. У випадку формування масиву при виготовленні тунельного кріплення ми маємо випадок роликового формування циліндричної конструкції[3].

Для створення прохідницьких щитів, які дозволяють реалізувати схему роликового формування затрубного простору необхідно провести теоретичні і експериментальні дослідження процесів контактної взаємодії роликів робочих органів з оброблюваним середовищем.

*Мета роботи.* Визначити контактні тиски взаємодії роликів робочих органів з оброблюваним середовищем при формуванні затрубного простору тунелю з урахуванням геометричних параметрів процесу формування трибологічних і деформаційних властивостей оброблюваного середовища, що дозволяє з високою точністю визначити основні енергосилові параметри процесу ущільнення за обраною технологічною схемою.

*Викладення основного матеріалу.* Стан суміші змінюється з часом під впливом циклічних навантажень, які створюють роликові формуючі робочі органи. Процес дії циклічних навантажень на оброблюване середовище супроводжується виникненням необоротної і оборотної деформації навантаження. Оборотна деформація зникає після дії робочого органу, обернена - залишається. Аналіз діаграм деформації оброблюваного середовища під дією навантажень на основі гірських порід із в'язким свідчить про те, що середовище більшою частиною проявляє свої пластичні властивості [4, 5].

Процес роликового формування суміші супроводжується циклічними повторними навантаженнями оброблюваного середовища. Повторні навантаження суміші призводять до ущільнення суміші при цьому відбувається зменшення пружної складової деформації.

Для опису властивостей середовища, враховуючи вище сказане, можливо запропонувати жорстко пластичну модель середовища:

$$\tau_s = tg \varphi_{тер} \cdot p_x + \tau_0, \quad (1)$$

де  $\tau_s$  – граничний опір зсуву;  $\varphi_{тер}$  – кут внутрішнього тертя;  $p_x$  – нормальний тиск;  $\tau_0$  – початковий граничний дотичний тиск.

При роликовому формуванні в результаті його ущільнення відбувається зміцнення матеріалу. Завдяки цьому відбувається ріст величини  $\tau_0$ . Причиною цієї зміни є порушення первинної структури бетонної суміші. В залежності від характеру тиску, ці порушення зв'язані або з ущільненням суміші, зменшенням пор і збільшенням поверхні контакту зерен, або з утворенням в суміші тріщин. Для кожного моменту ущільнення граничний опір зсуву  $\tau_s$  від нормального тиску  $p_x$  буде змінюватись. В процесі ущільнення суміш

змінює значення початкового граничного опору зсуву тиску  $\tau_0$ . Мінімальне значення  $\tau_0$  має рихла суміш, а максимальне значення – після  $n$  проходів роликів. Інтенсивність процесу ущільнення суміші пов'язана з ростом контактних тисків, які виникають у середовищі під час формування. Оскільки при контактній взаємодії роликів робочих органів існує максимальне значення контактної тиску, яке відповідає нейтральній точці, то зона максимального ущільнення суміші знаходиться також в даній точці. Таким чином можливо стверджувати, що початковий граничний опір зсуву набуде свого максимального значення у нейтральній точці контактної взаємодії.

Тому для роликового формування було запропоновано, що початковий граничний опір зсуву  $\tau_0$  змінюється по дузі захвату лінійно від мінімального насипного значення  $\tau_{нас}$  до максимального значення дотичного тиску відформованого виробу  $\tau_{вир}$

$$\tau_0 = \frac{\tau_{нас} - \tau_{вир}}{\varphi - \gamma_n} (\varphi_x - \gamma_n) + \tau_{вир}. \quad (2)$$

З урахуванням виразу (2) рівняння для граничного опору зсуву  $\tau_s$  набуває вигляду

$$\tau_s = tg \varphi_{мер} \cdot P_x + \frac{\tau_{нас} - \tau_{вир}}{\varphi - \gamma} (\varphi_x - \gamma) + \tau_{вир}. \quad (3)$$

Для зони відставання (II) також характерне незначне ущільнення суміші, але даним незначним приращенням початкового граничного опору зсуву можливо знехтувати. Для зони відставання (II) модель середовища набуває вигляду

$$\tau_s = tg \varphi_{мер} \cdot P_x + \tau_{вир}$$

На рис. 1 приведено орієнтовну картину розподілу граничного опору зсуву по дузі захвату.

Головним питанням при створенні формуючих машин є визначення зусиль взаємодії робочих органів з оброблюваним середовищем, з врахуванням всієї сукупності параметрів, які характеризують процес ущільнення. Визначення зусиль взаємодії робочих органів машин з середовищем можливе лише за умов врахування фізичних явищ, які визначають характер і інтенсивність тисків в контактній зоні. При взаємодії роликів робочих органів з оброблюваним середовищем відбувається складне навантаження і розвантаження середовища, яке супроводжується пружно-пластичними деформаціями. При цьому слід відмити різний характер поведінки суміші, як по дузі контакту робочого органу, так і по його довжині. Суміш в рихлому (насипному) стані на початку взаємодії і під час ущільнення веде себе, як жорсткопластичне тіло, а після розвантаження як пружне. Також при навантаженні суміш

намагається рухатись з зони максимального тиску, в зони з низьким тиском. При цьому відбувається проковзування суміші по поверхні робочого органу.

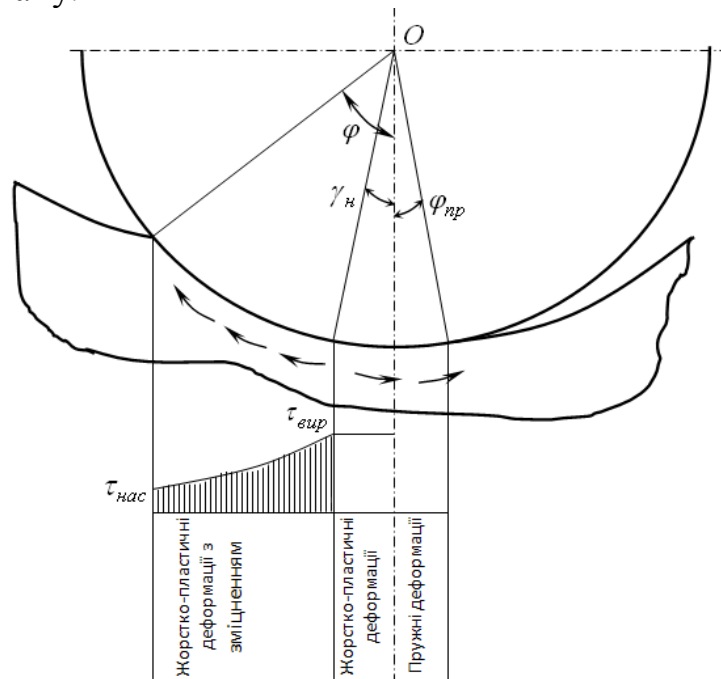


Рис. 1. Деформації при роликовому формуванні.

Таким чином процес контактної взаємодії робочого органу з оброблюваним середовищем можливо розбити на три зони: перша (I) – зона жорсткопластичних деформації з проковзуванням суміші направленим по ходу руху ролика; друга (II) – зона жорсткопластичних деформацій з проковзуванням суміші протилежним напрямком руху відносно напрямку руху ролика; третя (III) – зона пружного відновлення суміші з проковзуванням суміші протилежним напрямком руху відносно напрямку руху ролика (рис. 2). При поділі дуги взаємодії робочого органу з середовищем перша і третя зона складають кут  $\alpha$  – кут захвату суміші, їх поділ характеризує кут  $\gamma_n$  – нейтральний кут, при якому дотичні сили  $\tau_x$  змінюють напрямок. Нейтральний переріз ділить зону деформації на зони відставання і випередження.

Процес роликового формування забезпечується наявністю сил тертя, які діють між поверхнями валків і будівельною сумішшю (рис. 1). Суміш в результаті взаємодії з роликом розподіляється на дві частини: першу, яка потрапляє під впливом сил тертя під ролик, і другу, яка не захватується роликом і зсувається у напрямку руху ролика. Для визначення контактних тисків розглянемо умови рівноваги елементарного стовпчика суміші шириною  $dx$ , який обмежений поверхнями ролика і вироблення. При цьому врахуємо, що контактні тиски можливо представити у вигляді двох складових

нормальної  $p$  і дотичної  $\tau$ . Оскільки дотична складова  $\tau$  викликана силами тертя, її значення можливо знайти за наступним виразом[6]:

$$\tau = \mu p ,$$

де  $\mu$  - коефіцієнт тертя середовища з контактуємою поверхнею, для умов взаємодії з роликком  $\mu$ , для умов взаємодії з поверхнею виробки  $\mu_g$ .

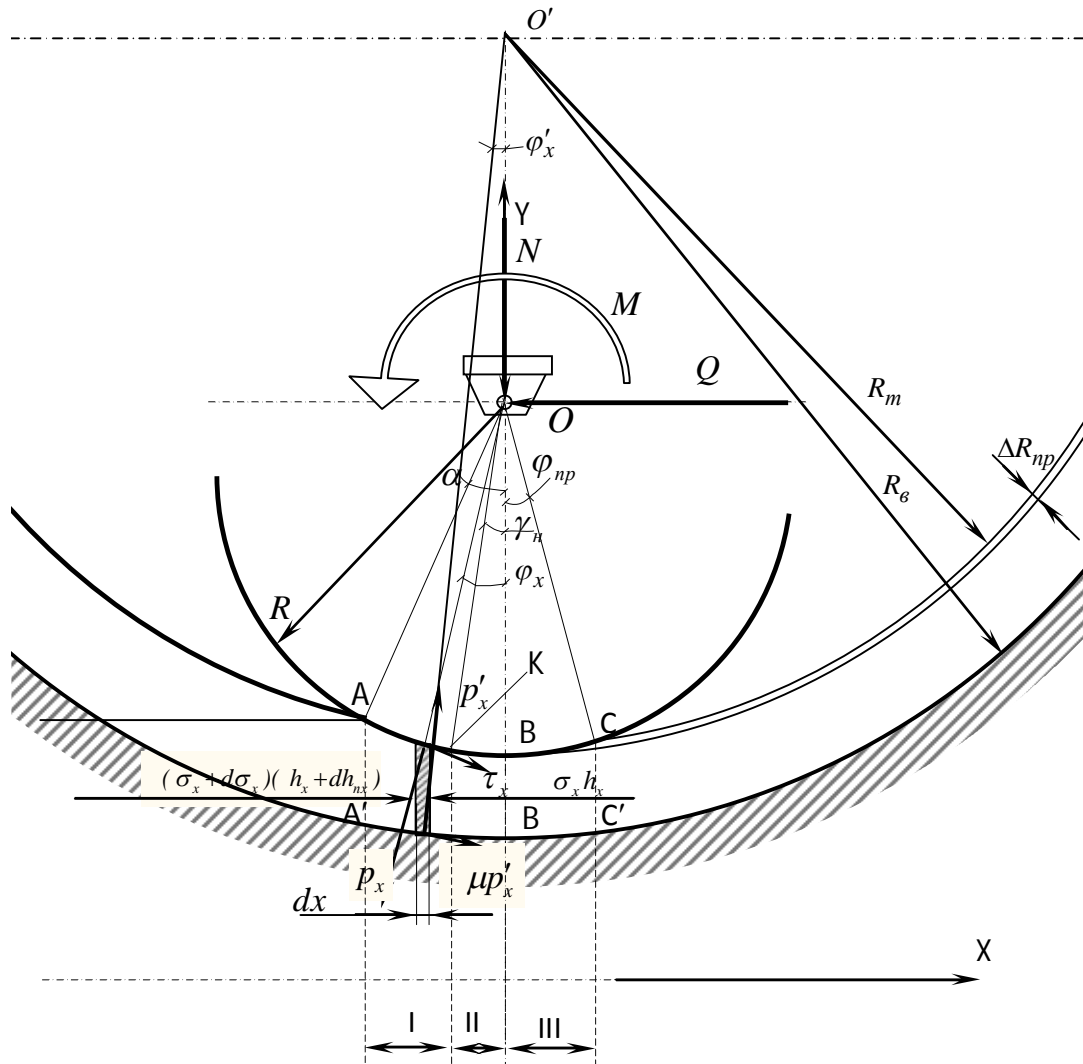


Рис. 2. Моделювання взаємодії циліндричного робочого органу з шаром суміші.

Використаємо умови пластичності для двомірної деформації [7, 8]

$$\left( \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2 = \tau_s^2 .$$

Приймаємо, що головні осі напружень в розглянутому елементі відповідають вертикальним і горизонтальним осям

$$\sigma_1 - \sigma_3 = 2\tau_s . \tag{4}$$

При таких же умовах в стовпчику бетонної суміші

$$\sigma_1 - \left( p_x \frac{dx}{\cos \varphi_x} \cos \varphi_x + \tau_x \frac{dx}{\cos \varphi_x} \sin \varphi_x \right) \frac{1}{dx} = 0.$$

Знехтуємо третім членом з причини його малості порівняно з першим і другим, тоді  $\sigma_1 = p_x$  і  $\sigma_3 = \sigma_x$ .

Відповідно до умови (4)

$$p_x - \sigma_x = 2\tau_s. \tag{5}$$

Враховуючи вище сказане, запишемо рівняння рівноваги сил, які діють на елементарний стовпчик бетонної суміші для різних зон взаємодії ролика з сумішшю:

I зона

$$\sum X = (\sigma_x + d\sigma_x)(h_x + dh_{nx}) - \sigma_x h_x - p_x tg \phi_x dx + \mu p_x dx - p'_x tg \phi'_x dx + \mu_e p'_x dx = 0; \tag{6}$$

II і III зона

$$\sum X = (\sigma_x + d\sigma_x)(h_x + dh_{nx}) - \sigma_x h_x - p_x tg \phi_x dx - \mu p_x dx - p'_x tg \phi'_x dx - \mu_e p'_x dx = 0. \tag{7}$$

Через рівність катетів, які протилежні кутам  $\phi_x$  і  $\phi'_x$ , взаємозв'язок останніх набирає вигляду

$$\phi'_x = \arcsin \frac{R \sin \phi_x}{R_e}.$$

Під час дії ролика на середовище передача тиску  $p'$  нижнім шарам з певним розсіюванням, яке можливо охарактеризувати коефіцієнтом розсіювання  $\xi$

$$\xi = \frac{p'}{p}.$$

Підставивши вирази в рівняння для  $p'_x$  і для  $\phi'_x$ , отримаємо:

I зона:

$$(\sigma_x + d\sigma_x)(h_x + dh_{nx}) - \sigma_x h_x - p_x tg \phi_x dx + \mu p_x dx - p_x \xi \left( tg \left( \arcsin \frac{R \sin \phi_x}{R_e} \right) - \mu_e \right) dx = 0$$

II і III зона:

$$(\sigma_x + d\sigma_x)(h_x + dh_{nx}) - \sigma_x h_x - p_x tg \phi_x dx - \mu p_x dx - p_x \xi \left( tg \left( \arcsin \frac{R \sin \phi_x}{R_e} \right) + \mu_e \right) dx = 0$$

Відкинувши безкінечно малі другого порядку і врахувавши, що  $tg \phi_x = \frac{dh_n}{dx}$ , отримаємо:

$$\text{I зона: } d\sigma_x + (\sigma_x - p_x) \frac{dh_n}{h_x} + p_x \left( \mu - \xi \left( tg \left( \arcsin \frac{R \sin \phi_x}{R_e} \right) - \mu_e \right) \right) \frac{dh_n}{h_x tg \phi_x} = 0 \tag{8}$$

II і III зона:

$$d\sigma_x + (\sigma_x - p_x) \frac{dh_n}{h_x} + p_x \left( -\mu - \xi \left( tg \left( \arcsin \frac{R \sin \phi_x}{R_e} \right) + \mu_e \right) \right) \frac{dh_n}{h_x tg \phi_x} = 0 \tag{9}$$

Використаємо умови пластичності для двомірної деформації та отримаємо основні диференційні рівняння для визначення контактного нормального тиску:

$$\text{I зона: } d(p_x - 2\tau_s) = \left( 2\tau_s - p_x \left( \mu - \xi \left( \operatorname{tg} \left( \arcsin \frac{R \sin \phi_x}{R_g} \right) - \mu_g \right) \right) \right) \frac{dh_n}{h_x} = 0$$

$$\text{II зона: } d(p_x - 2\tau_s) = \left( 2\tau_s - p_x \left( -\mu - \xi \left( \operatorname{tg} \left( \arcsin \frac{R \sin \phi_x}{R_g} \right) + \mu_g \right) \right) \right) \frac{dh_n}{h_x} = 0$$

Підставимо значення для граничного опору зсуву  $\tau_s$  отримаємо:

$$\begin{aligned} & d \left( p_x - 2 \left( \operatorname{tg} \varphi_{\text{мер}} \cdot p_x + \frac{\tau_{\text{нас}} - \tau_{\text{вуп}}}{\varphi - \gamma} (\varphi_x - \gamma) + \tau_{\text{вуп}} \right) \right) = \\ & = \left( 2 \left( \operatorname{tg} \varphi_{\text{мер}} \cdot p_x + \frac{\tau_{\text{нас}} - \tau_{\text{вуп}}}{\varphi} \varphi_x + \tau_{\text{вуп}} \right) - p_x \left( \mu - \xi \left( \operatorname{tg} \left( \arcsin \frac{R \sin \phi_x}{R_g} \right) - \mu_g \right) \right) \right) \frac{dh_n}{h_x} = 0 \quad (10) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & d(p_x - 2(\operatorname{tg} \varphi_{\text{мер}} \cdot p_x + \tau_{\text{вуп}})) = \\ & = \left( 2 \left( \operatorname{tg} \varphi_{\text{мер}} \cdot p_x + \frac{\tau_{\text{нас}} - \tau_{\text{вуп}}}{\varphi} \varphi_x + \tau_{\text{вуп}} \right) - p_x \left( -\mu - \xi \left( \operatorname{tg} \left( \arcsin \frac{R \sin \phi_x}{R_g} \right) + \mu_g \right) \right) \right) \frac{dh_n}{h_x} = 0 \quad (11) \end{aligned}$$

Змінні  $\varphi_x$  і  $h_x$  визначають одну точку на дузі ролика, що дозволяє виразити  $h_x$  через  $\varphi_x$

$$h_x = R(1 - \cos \varphi_x) - (R_m + \Delta R_{np}) + R_g \cos \left( \arcsin \frac{R \sin \phi_x}{R_g} \right). \quad (12)$$

Диференціюючи вираз (10), отримаємо:

$$dh_x = \left( R \sin \varphi_x - \frac{R^2 \frac{\sin 2\varphi_x}{2}}{\sqrt{R_g - (R \sin \varphi_x)^2}} \right) d\varphi_x .$$

Після підстановки значення  $dh_x$  у вирази (8, 9) і перетворень:

$$\frac{dp_x}{d\varphi_x} = \left( \left( 2 \left( \operatorname{tg} \varphi_{\text{мер}} \cdot p_x + \frac{\tau_{\text{нас}} - \tau_{\text{вуп}}}{\varphi - \gamma} (\varphi_x - \gamma) + \tau_{\text{вуп}} \right) - \frac{p_x \left( \mu - \xi \left( \operatorname{tg} \left( \arcsin \frac{R \sin \phi_x}{R_g} \right) - \mu_g \right) \right)}{\operatorname{tg} \phi_x} \right) \times \right. \\ \left. \times \left( R \sin \varphi_x - \frac{R^2 \frac{\sin 2\varphi_x}{2}}{\sqrt{R_g - (R \sin \varphi_x)^2}} \right) + 2 \frac{\tau_{\text{нас}} - \tau_{\text{вуп}}}{\varphi - \gamma} \right) \frac{1}{1 - 2 \operatorname{tg} \varphi_{\text{мер}}} \quad (13)$$



$$\frac{dp_x}{d\varphi_x} = \frac{\left( \left( 2(tg\varphi_{мер} \cdot p_x + \tau_{вуп}) - \frac{p_x \left( -\mu - \xi \left( tg \left( \arcsin \frac{R \sin \varphi_x}{R_g} \right) + \mu_g \right) \right)}{tg \varphi_x} \right) \right) \times \left( R \sin \varphi_x - \frac{R^2 \sin 2\varphi_x}{\sqrt{R_g - (R \sin \varphi_x)^2}} \right) \times \left( R(1 - \cos \varphi_x) - (R_m + \Delta R_{np}) + R_g \cos \left( \arcsin \frac{R \sin \varphi_x}{R_g} \right) \right) \right)}{1 - 2tg\varphi_{мер}} \quad (14)$$

Для знаходження рівняння рівноваги стовпчика для зони III підставимо в рівняння (9) співвідношення для  $\beta = \frac{p_x}{\sigma_x}$  і  $h_x$

$$\frac{dp_x}{d\varphi_x} = \frac{\left( (p_x(1-\beta))\sin \varphi_x - 2\beta p_x \left( -\mu - \xi \left( tg \left( \arcsin \frac{R \sin \varphi_x}{R_g} \right) + \mu_g \right) \right) \cos \varphi_x \right) \left( R - \frac{R^2 \cos \varphi_x}{\sqrt{R_g - (R \sin \varphi_x)^2}} \right)}{\left( R(1 - \cos \varphi_x) - (R_m + \Delta R_{np}) + R_g \cos \left( \arcsin \frac{R \sin \varphi_x}{R_g} \right) \right)} \quad (15)$$

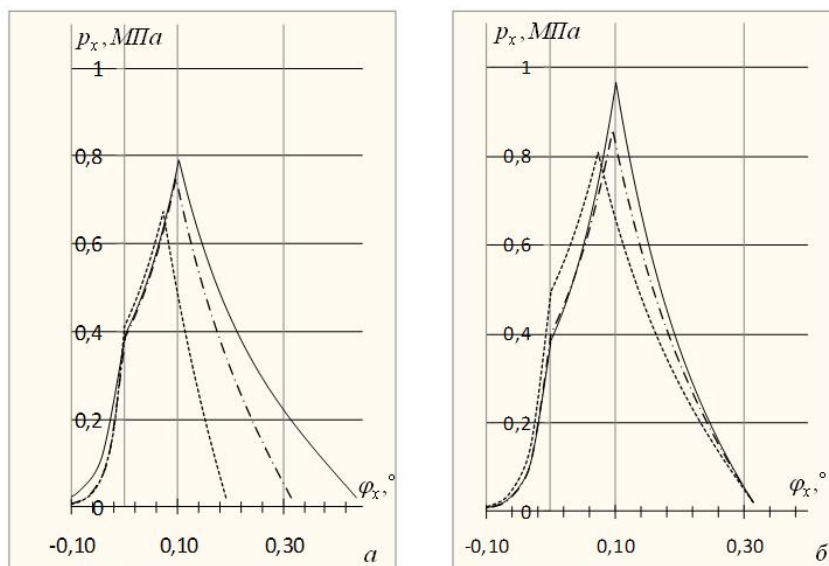
Рівняння (13, 14, 15) можливо вирішити численним методом Ейлера[9]. Початковою умовою для вирішення рівнянь (13, 14, 15) є тиск  $-p_A$  в початковій точці дуги захвату А  $\varphi_x = \varphi$ , який за умови захвату суміші дорівнює  $p_A = \frac{2\tau_{нас}}{1 - \frac{1}{\beta}}$ . Дані початкові умови можливо

прийняти за малих значень бокових тисків  $p_a = 2 \cdot \tau_{нас}$ .

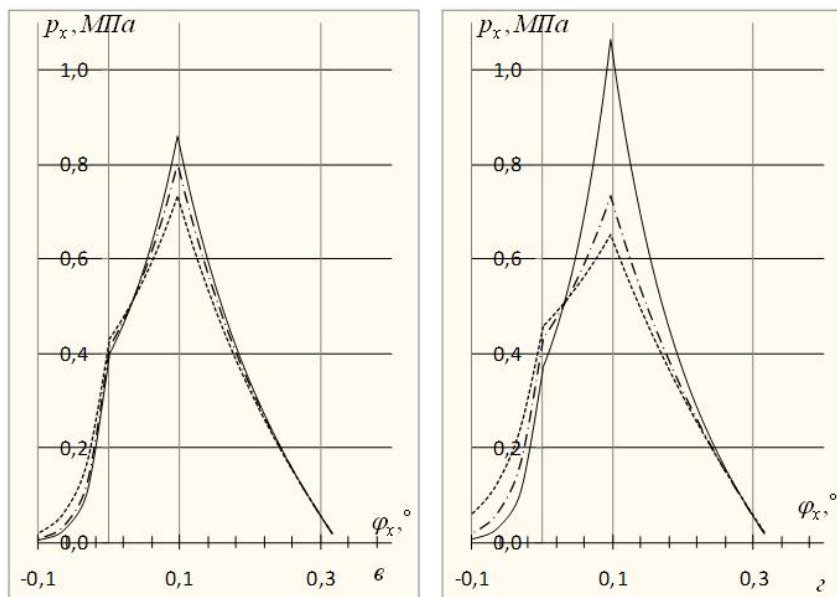
Для вирішення рівняння (14) початкове значення  $p_x$  в точці дуги захвату К,  $p_K, \varphi_K = \gamma_n$  прийемо рівним значенню тиску на кінці дуги АК при рішенні рівняння (13). Для вирішення рівняння (15) початкове значення  $p_x$  в точці дуги захвату В  $p_B, \varphi_x = 0$  прийемо рівним значенню тиску на кінці дуги KB при рішенні рівняння (14).

З попереднього аналізу отриманих диференціальних рівнянь закону розподілу нормальних контактних тисків по дузі захвату суміші слідує, що дані напруження залежать від великої кількості чинників, які характеризують властивості суміші ( $\tau_{нас}, \xi, \mu, \beta, \varphi_{мер}$ ) і геометричні параметри контактної взаємодії середовища з ущільнюючими органами ( $\varphi, R, R_g, R_m, \Delta R$ ).

Для наочного представлення характеру розподілу нормального контактного тиску  $p_x$  від головних факторів процесу роликового формування  $\varphi, \mu, R, R_g - R_m$  на рис. 3 приведені епюри розподілу тиску по дузі взаємодії.



---  $\varphi = 11^\circ$ , - · - ·  $\varphi = 18^\circ$ , — -  $\varphi = 25^\circ$ ; ---  $\mu = 0,3$ , - · - ·  $\mu = 0,4$ , — -  $\mu = 0,5$ ;



----  $R = 0,3м$ , - · - ·  $R = 0,4м$ , —  $R = 0,5м$ ; ---  $R_g - R_m = 0,1м$ , - · - ·  $R_g - R_m = 0,2м$ , —  $R_g - R_m = 0,3м$ ;

Рис. 3 Теоретична еюра розподілу контактного тиску по дузі захвату в залежності від коефіцієнта тертя (а), кута захвату (б) і радіуса ролика (в) і товщини оброблюваного середовища (г).

На рис.3, б представлена теоретична еюра розподілу нормальної напруги по дузі захвату у випадку формування затрубного простору тунелю при різних коефіцієнтах тертя. Збільшення коефіцієнту тертя  $\mu$  призводить до збільшення нормального контактного тиску і як наслідок до збільшення зусилля на переміщення робочого органу.

Зі збільшенням кута взаємодії  $\varphi$  (рис. 3, а) і зменшенням висоти оброблюваного середовища  $R_g - R_m$  (рис. 3, г) нормальні контактні

тиски будуть зростати за рахунок збільшення деформації шару, яка викликана збільшенням площі контакту. Зменшення висоти оброблюваного середовища  $R_g - R_m$  (рис. 3, г) призведе до збільшення деформації шару і збільшення нормальних контактних тисків.

Дотичні тиски взаємодії роликів робочого органу з сумішшю, враховуючи, що вони пропорційні нормальному тиску, можуть бути представлені у вигляді графіків (рис. 4).

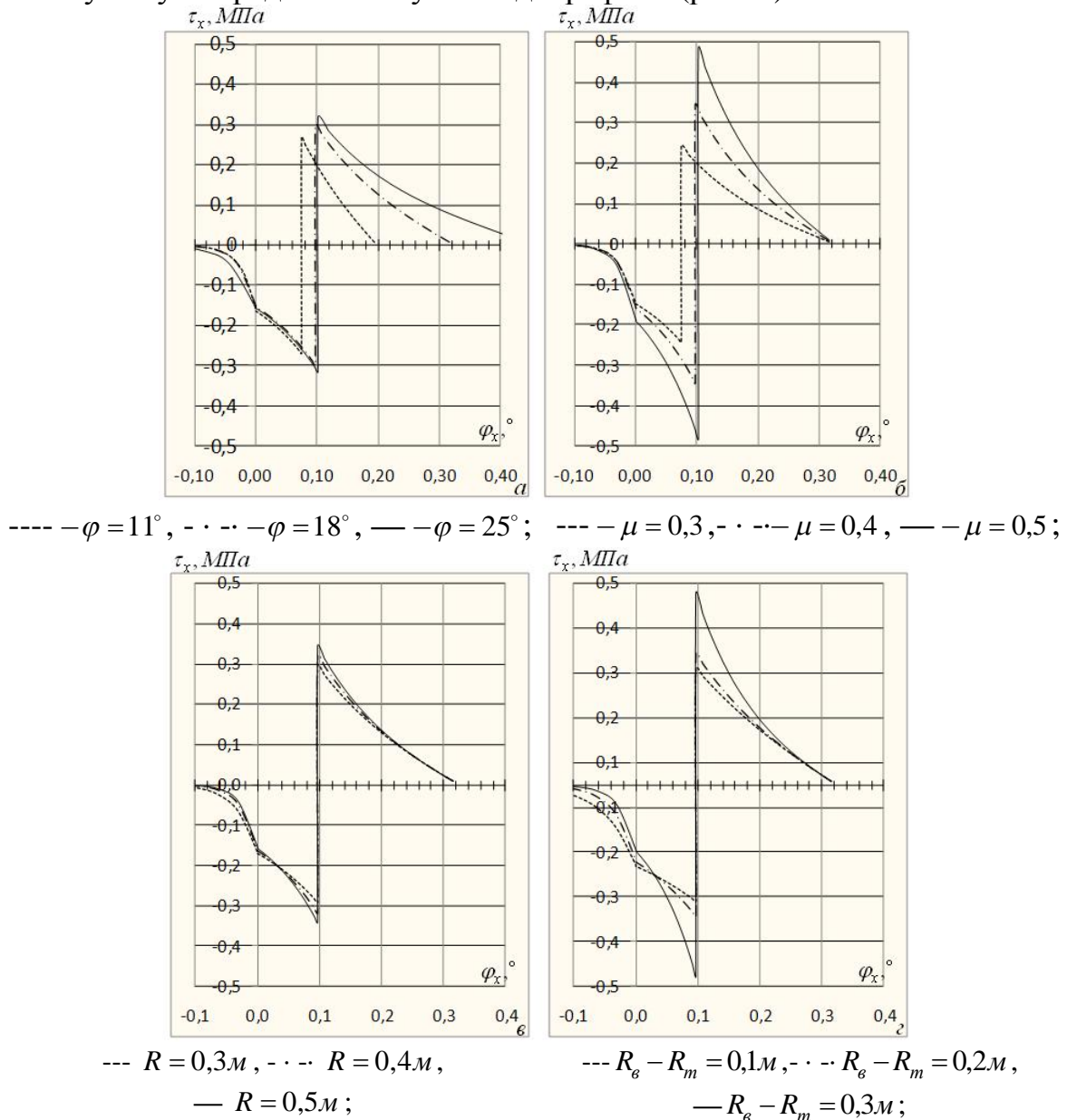


Рис. 4. Теоретична епюра розподілу дотичного контактного тиску по дузі захвату в залежності від коефіцієнта тертя (а), кута захвату (б) і радіуса катка (в), товщини шару (г).

По мірі росту нормального тиску в напрямку середини дуги захвату відбувається ріст дотичного контактного тиску  $\tau_x$ ; в точці К напрямком дотичного контактного тиску змінюється на протилежний і

величина його зменшується до нуля в кінці зони захвату С. Зміна напрямку дотичного тиску відбувається на протилежний внаслідок різного напрямку руху суміші в зонах випередження і зонах відставання. Зміна руху суміші відбувається поступово. Тому дійсний розподіл дотичних контактних тисків не буде мати таку різку зміну напрямку на протилежний і буде поступовим, але така різниця теоретичних і дійсних тисків не буде мати великого впливу для визначення опору перекочування ролика по деформованому середовищу.

*Висновки.* Рішення диференціальних рівнянь рівноваги елементарного стовпчика при формуванні затрубного простору роликів методом дозволило виявити закономірності зміни контактних тисків. Рішення диференціальних рівнянь відображає суттєвий вплив геометричних і трибологічних властивостей контактуючих площин на теоретичний розподіл контактних тисків.

Попередні експериментальні дослідження роликового формування показують більш плавний характер зміни контактних тисків в зоні максимальних значень. Причиною більш повільної зміни контактних тисків в нейтральній зоні є присутність ділянки загальмованої пластичної деформації або відсутності деформації, яка пов'язана з утворенням ядра ущільненого матеріалу який прилипає до робочого органу і обертається відносно миттєвого центру В (рис. 2). Підтвердженням даного висновку є дослідження Мадаля [10, 11] в який використана теорія жорстко ідеального пластичного тіла.

*Перспективи використання результатів дослідження.* Отримані результати розподілу контактних тисків при взаємній роликів робочих органів з оброблюваним середовищем при формуванні затрубного простору тунелю дозволяють визначити енергосилові параметри машини від властивостей суміші і геометричних параметрів процесу ущільнення, що дозволить створити методику розрахунку формуючих органів тунелепрохідницьких щитів.

#### Література

1. Назаренко І.І. Машини для виробництва будівельних матеріалів / І.І. Назаренко.–К.:Кнуба, 1999. – 488 с.

2. Гарнець В.М. Прогресивні бетоноформуєчі агрегати і комплекси/ В.М. Гарнець. – К.:Будівельник. 1991.–144 с.

3. Пат. 48800 UA, МКП Е 21 D 9/06. Пристрій для зведення підземної споруди/ автори, заявники і патентовласники С.П. Шевчук, С.В. Зайченко, О. В. Матвеев, Є. П. Тимошенко, В.Г. Волкова, Г. А. Дяченко; заявл. 11.11.2009, опубл. 12.04.2010, Бюл. № 7. – 2 с. іл.

4. D. Gene Daniel “Factors influencing Concrete Workability” Significance of tests and properties of concrete and concrete-making materials, Bridgeport, 2006, pp. 59-72.

5. *Von Siegfried Velske, Horst Mentlein, Peter Eymann. Straßenbau, Straßenbautechnik., neubearb. Aufl. Werner, Neuwied Kartoniert 2009. ISBN 978-3-8041-3879-7*

6. *Johnson, K. L. Contact mechanics., Cambridge University Press, 1985, pp. 452.*

7. *Ивлев Д.Д. Механика пластических сред: В 2 т. Т.1. Теория идеальной пластичности / Д.Д. Ивлев. – М.: Физматлит, 2001. – 448 с.*

8. *Ильюшин А.А. Пластичность. Упругопластические деформации/ А.А. Ильюшин. М.—Л.: Гостехиздат, 1948.*

9. *Бахвалов Н. С. Численные методы / Н.С. Бахвалов, Н.П.Жидков, Г.М. Кобельков. — М.: Бином, 2003. - 632 с.*

10. *Mandel J. Résistance au roulement d'un cylindre indéformable sur un massif parfaitement plastique. - In: Le Frottement and l'Usure. - Paris: GAMI, 1967.*

11. *Hambleton JP, Drescher A. (2009). On modeling a rolling wheel in the presence of plastic deformation as a three- or two-dimensional process. International Journal of Mechanical Sciences, 51(11-12), 846-855.*

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНТАКТНЫХ ДАВЛЕНИЙ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ФОРМИРУЮЩИХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ПРОХОДНОГО ЩИТА С ОБРАБАТЫВАЕМОЙ СРЕДОЙ**

Ловейкин В.С., Шевчук С.П., Зайченко С.В.

### *Аннотация*

**В статье рассматриваются вопросы создания тоннеля машинами ТВМ типа. Раскрыты закономерности изменения нормальных и касательных контактных давлений между роликowymi рабочими органами и пластической средой.**

## **DETERMINATION CONTACT PRESSURE SHAPING THE INTERACTION WORKING-THROUGH OF THE SHIELD WITH THE TREATED ENVIRONMENTS**

V. Loveikin, S.Shevchuk, S.Zaichenko

### *Summary*

**The article considers the of processes of creation of tunnel machines of TBM type. Revealed patterns of change in the normal and tangential contact pressures between the working bodies of the roller and the plastic medium.**



УДК 631.331

**УТОЧНЕНА МОДЕЛЬ ТА ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ  
ЗАПАДАННЯ НАСІНИНИ (ГРАНУЛИ МІНДОБРІВ) В  
КОМІРКУ У ПРОЦЕСАХ ТОЧНОГО ВИСІВУ ТА  
ПІДЖИВЛЕННЯ РОСЛИН. І.**

Ловейкін В.С., д.т.н.,  
Човнюк Ю.В., к.т.н.,  
Дитюк А.І., здобувач,  
Тисленко О.Б., ас.

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*  
Тел.: (044) 527-82-99

**Анотація** - Запропонована уточнена модель западання насінини (гранули міндобрів) в комірку у процесах точного висіву та підживлення рослин. Проведений динамічний аналіз дозволяє виявити всі можливі режими руху насінини/гранули і суттєво покращити якість цього руху.

**Ключові слова** – точний висів, западання насіння, аналіз, режим руху.

*Постановка проблеми.* Відомо, що основоположною операцією у процесах точного висіву і підживлення рослин, яка, по суті, формує майбутній врожай, є саме відбирання насінин/гранул міндобрів коміркою. Зрозуміло, що встановлення основних динамічних та кінематичних характеристик моделі западання насінини/гранули міндобрів у комірку є необхідним і актуальним у дослідженнях висівного апарату (розкидача міндобрів) для точного землеробства. Моделювання подібних процесів, на думку авторів даної роботи, потребує ще тривалого вдосконалення, яке б дало змогу врахувати всі тонкощі руху часточок (насінини, гранули міндобрів), а також можливі режими цього руху, які, до речі, можуть бути як керованими зовні, так і зовсім некерованими (стан т.з. динамічного хаосу).

*Аналіз публікацій по темі дослідження.* Основні дослідження та моделювання процесу западання насінини в комірку висівного апарату точного висіву проведені у роботах [1-6, 10-12].

Академік В.П.Горячкін поклав початок теорії висіву, зробивши вагомий внесок у розробку технологічних основ побудови посівних

машин. Западання насінини в комірку ним розглядалось як порух, що відбувається на горизонтальній поверхні під дією сили тяжіння насінини (гранули міндобрив). Враховуючи кривину висівного диску, Листопад Г.Є. помітив, що умови западання змінюються, та вдосконалив модель В.П.Горячкіна [3]. Зважаючи на зауваження Лісіцина Н.І.[4] про справедливість цих моделей лише у випадку, коли кулька насінини невелика, В.С.Басін [5] вводить коефіцієнт, який враховує відношення тиску вище лежачої кульки насінини до її ваги. Комарістов В.Є. [6], використовуючи цю методику досліджень, враховує при западанні тільки параметри диска та форму комірок. Однак усі ці розрахунки лише поверхнево описують механізм западання насіння в комірку.

Уточнена модель западання насінини в комірку розглянута у [12]. Автори цієї роботи процес розглядають наступним чином (рис.1): під час руху комірки центр тяжіння насінини (гранули міндобрив)  $M$  перетинає її грань  $O$  – початок западання насінини в комірку; далі під дією зовнішніх сил та власної сили тяжіння насінини (гранула міндобрив) рухається вповдовж грані комірки  $O$  – невольний рух на відстані  $L_1$ , по нестационарному не утримуючому зв'язку, та у деякий проміжок часу відділяється від неї – вільний рух у просторі комірки на відстані  $L_2$ .

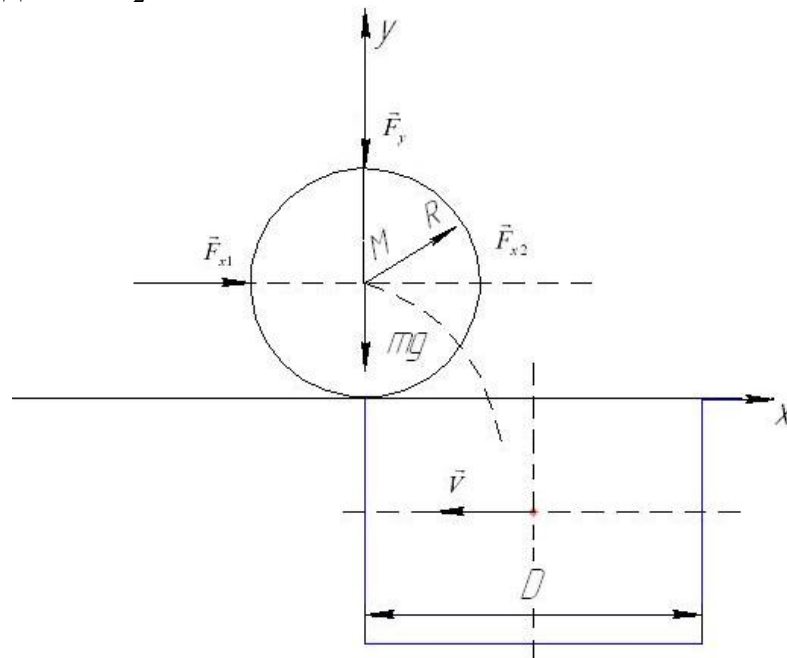


Рис.1. Моделювання руху насінини у комірку.  
(тут і далі введені позначення роботи [12]).

Таким чином, частинка рухається в комірку на загальній відстані  $L$ , що дорівнює різниці між поздовжнім розміром  $D$  і радіусом насінини (гранули міндобрив)  $R$ .

Автори [12], розглядаючи падіння насінини в комірку, вважають насінину такою, що має кулясту форму, накладені зв'язки – ідеальними, а усі діючі сили – розташованими у площині висівного диска. На основі таких допущень можна стверджувати наступне:

1) якщо зв'язки – ідеальні (відсутнє тертя), а насінина має кулясту форму, тоді на неї діє плоска збіжна система сил, тому її рух буде поступальним і, отже, може розглядатись ця частинка (насінина/гранула міндобрив) як матеріальна точка;

2) у кожний проміжок часу, у процесі ковзання частинки вповодж грані комірки, її центр тяжіння займає положення на постійній відстані ОС від грані комірки, тобто траєкторія центра тяжіння частинки відносно точки О – коло радіусом  $OS=R$ .

Для дослідження невіЛЬНОГО руху матеріальної точки по криволінійному неутримуючому нестационарному зв'язку автори [12] (рис.2) пропонують спочатку встановити рівняння її траєкторії методом роботи [7]. При цьому нерухома дуга кола описується залежністю  $x^2 + y^2 = R^2$ , і оскільки комірka рухається (до того ж на відстані западання цей рух можна вважати поступальним зі швидкістю  $V$ ), тоді нестационарний зв'язок описується залежністю:

$$y^2 + (x - V \cdot t)^2 = R^2. \quad (1)$$

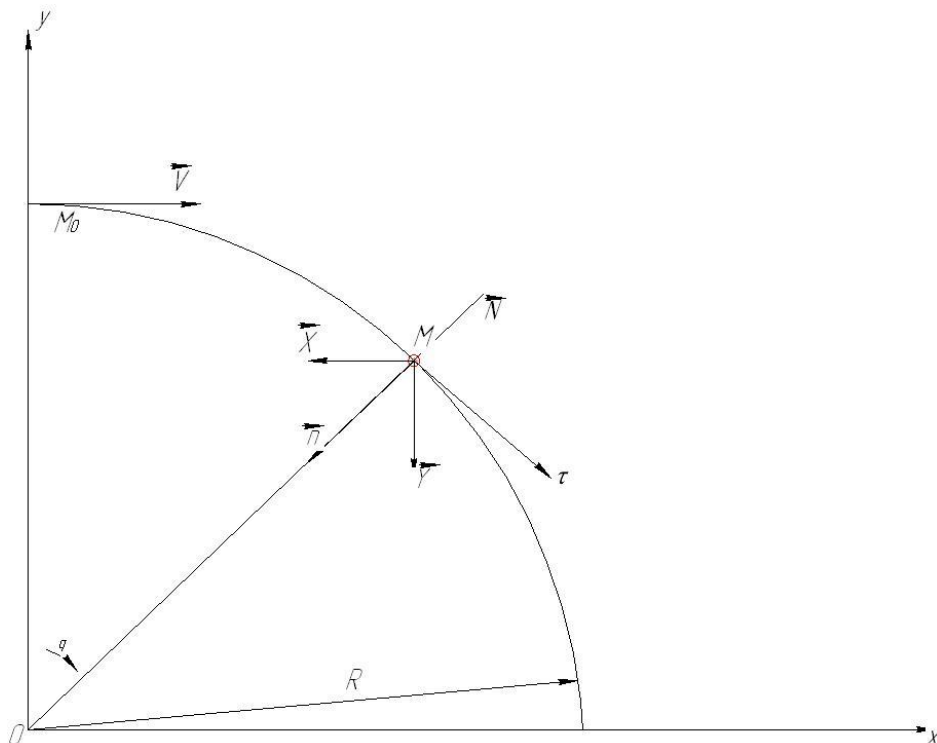


Рис.2. Невільний рух матеріальної точки [12].

Закон руху частинки шукають за допомогою рівняння Лагранжа 2-го роду [8]



$$\frac{d}{dt} \left( \frac{dT}{dq} \right) - \frac{dT}{dq} = Q, \quad (2)$$

де  $T$  – кінетична енергія системи (насінини/гранули),  $q$  – кут обертання точки відносно початку рухомої системи координат  $OXY$  (узагальнена координата),  $t$  – час,  $Q$  – узагальнена сила, діюча на частинку. Вважають, що  $T = T(q, \dot{q})$  [12].

Якщо виразити Декартові координати  $(x, y)$  через узагальнену  $(q)$ , тоді легко отримати:

$$\begin{cases} x = R \sin q - V \cdot t; y = R \cos q; \\ \dot{x} = R \cos q - V; \dot{y} = -R \sin q \cdot \dot{q}; \end{cases} \quad (3)$$

де  $(\dot{\quad}) \equiv \frac{d}{dt}(\quad)$ .

Кінетична енергія часточки становить:

$$T = \frac{1}{2} m \cdot (\dot{x}^2 + \dot{y}^2) = \frac{1}{2} m \cdot (R^2 \cdot \dot{q}^2 + V^2 - 2 \cdot R \cdot V \cdot \cos q \cdot \dot{q}), \quad (4)$$

де  $m$  – маса частинки.

Враховуючи (4) та вираз для узагальненої сили  $Q$  [12]:

$$Q = X \cdot \frac{dx}{dq} + Y \cdot \frac{dy}{dq} = -X \cdot R \cdot \cos q + Y \cdot R \cdot \sin q, \quad (5)$$

де враховано, що складові сил  $X$  та  $Y$  спрямовані проти, відповідно, вісей  $OX$  та  $OY$ .

Підставляючи частинні похідні по  $q$  й  $\dot{q}$  від  $T$  у рівняння (2), а також враховуючи вираз (5), автори [12] знаходять рівняння для  $q$ :

$$\ddot{q} + A \cos q - R \sin q = 0, \quad (6)$$

де  $A = \frac{X}{mR}$ ,  $B = \frac{Y}{mR}$ ,  $(\ddot{\quad}) = \frac{d^2}{dt^2}(\quad)$ .

Оскільки рівняння (6) є нелінійним по  $q$ , то автори [12] пропонують його розв'язувати наближено, розкладаючи у ряд для  $\sin q$  й  $\cos q$  (по  $q$ ), або ж понижувати його ступінь на одиницю шляхом однократного інтегрування по  $t$  (все одно воно залишиться нелінійним, а розв'язком – буде еліптичний інтеграл). Проте за такого підходу автори [12] втрачають інструменти дослідження всіх можливих режимів руху часточки (а, значить, і не можуть у повному об'ємі дослідити стійкість можливих/допустимих режимів руху). У даній роботі розв'язок модельного рівняння (6) знайдений у повному обсязі.

*Мета роботи* полягає у створенні уточненої моделі западання насінини/гранули міндобрив у комірку, яку потім всебічно досліджують і з'ясовують можливі режими руху часточки та їх стійкість.

*Виклад основного змісту дослідження.* Будемо виходити у подальшому з модельного рівняння задачі (6), яке можна звести до наступного [7-9]

$$0 = \ddot{q} + \sqrt{A^2 + B^2} \cdot \sin(q + \alpha), \quad (7)$$

де  $\alpha = \operatorname{arctg}\left(-\frac{A}{B}\right)$ . Якщо ввести у (7) заміну:  $q + \alpha = \tilde{q}$ , тоді рівняння (7) можна подати так:

$$\ddot{\tilde{q}} + \sqrt{A^2 + B^2} \cdot \sin \tilde{q} = 0. \quad (8)$$

Оскільки  $\alpha = \operatorname{const}$ ,  $(X, Y) = \operatorname{const}$ , та вводячи заміни:

$$\sqrt{A^2 + B^2} = w_0^2, \quad \tilde{q} = q + \operatorname{arctg}\left(-\frac{A}{B}\right) \equiv \Psi, \quad (9)$$

Вирази та рівняння (8) можна подати так:

$$\ddot{\Psi} + w_0^2 \cdot \sin \Psi = 0. \quad (10)$$

Рівняння (10) є рівнянням нелінійних (власних коливань маятника [13], гамільтоніан котрого (у разі одиничної маси маятника) має вид:

$$H = \frac{1}{2} \cdot \dot{\Psi}^2 - w_0^2 \cdot \cos \Psi. \quad (11)$$

Потенціал  $\varphi = -w_0^2 \cdot \cos \Psi$  й залежність  $\dot{\Psi} = \dot{\Psi}(\Psi)$  (фазовий портрет) наведені на рис.3.

Стан рівноваги (зернини/гранули  $\equiv$  «маятник») системи, визначається рівняннями:

$$\dot{\Psi}_s = 0, \quad \sin \dot{\Psi}_s = 0. \quad (12)$$

Рівняння (12) дають  $\dot{\Psi}_s = 0$ ,  $\tilde{\Psi}_s = n\pi$ ,  $n = 0, \pm 1, \dots$  У положенні рівноваги швидкість  $\dot{\Psi}_s$  дорівнює нулю, а потенціал  $\varphi(\dot{\Psi}_s)$  має мінімум (парні  $n$ ) або максимум (непарні  $n$ ). Відповідно точки при парних  $n$  – еліптичні, при непарних  $n$  – гіперболічні.

Траєкторії руху на фазовій площині  $(\Psi, \dot{\Psi})$  при  $H < w_0^2$  відповідають «захопленим» часточкам, які здійснюють фінітні коливання у потенціальних ямах. При  $H > w_0^2$  фазові траєкторії відносяться до «пролітних» частинок, рух котрих інфінітний. Як видно з рис.3., це періодичні коливання біля деякого значення швидкості, причому верхній та нижній гілкам фазових кривих відповідають різні напрямки швидкості.

Сепаратрисою є фазова траєкторія, яка проходить через точку  $\dot{\Psi}_s = 0$ ,  $\tilde{\Psi}_s = \pi$ . Тому їй відповідає енергія  $H_s = w_0^2$ . Розв'язок (10) на сепаратрисі знайти просто. Дійсно, підставляємо  $H_s = w_0^2$  у рівняння (11) й виражаємо з нього  $\dot{\Psi}$ :

$$\dot{\Psi} = \pm 2w_0 \cdot \cos\left(\frac{\Psi}{2}\right). \quad (13)$$

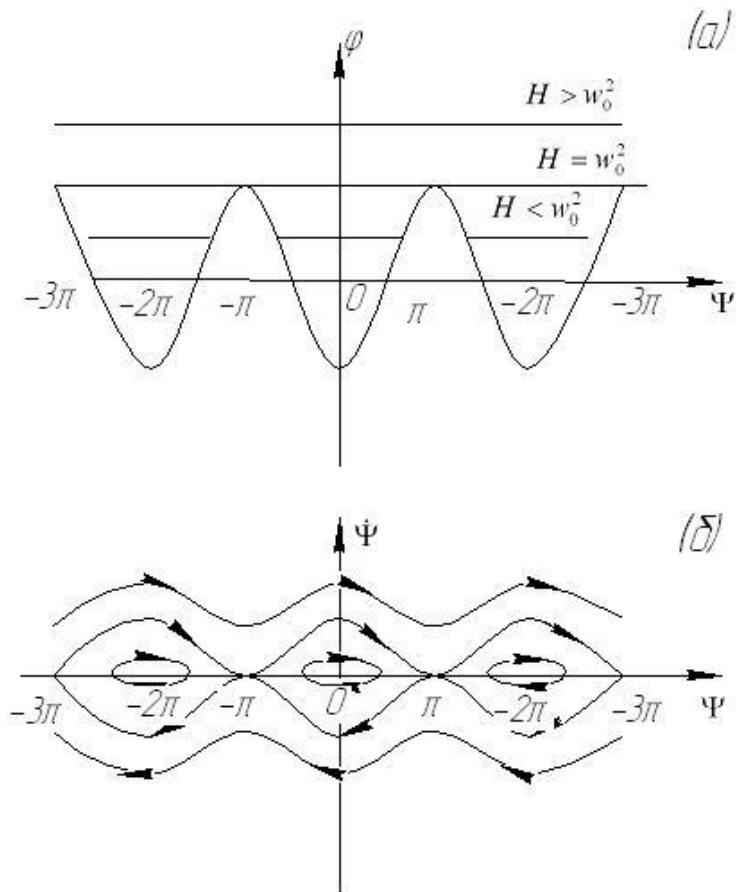


Рис.3. Періодичний потенціал (а) та відповідний до нього фазовий портрет (б).

Звідси інтегрування при початковій умові  $t=0, \Psi = 0$  дає:

$$w_0 \cdot t = \ln \left\{ \operatorname{tg} \left( \frac{\Psi}{4} + \frac{\pi}{4} \right) \right\}, \tag{14}$$

або

$$\Psi = 4 \operatorname{arctg} \left\{ e^{w_0 t} \right\} - \pi. \tag{15}$$

Вираз (15) є рівнянням сепаратриси (друга гілка сепаратриси може бути отримана з першої (15) шляхом заміни  $t \rightarrow -t$ ).

Однак більш цікава інформація про динаміку часточки на сепаратрисі може бути отримана, якщо розглянути вираз для швидкості  $V = \dot{\Psi}$ . Для цього з (14) отримуємо співвідношення:

$$\cos \left( \frac{\Psi}{2} \right) = \frac{1}{\operatorname{ch}(w_0 t)}, \tag{16}$$

і підставимо його у (13):

$$V = \dot{\Psi} = \pm 2 \cdot w_0 \cdot \{ \operatorname{ch}(w_0 t) \}^{-1}. \tag{17}$$

Розв'язок типу (17) має вид уособленої хвилі (рис.4) й носить назву солітона. Характерна ширина профілю швидкості  $\approx 1/w_0$ . Його кінці експоненціально спадають при  $t \rightarrow \pm\infty$ . Знак плюс у (17) відповідає солітону, який рухається вправо (верхня гілка сепаратриси

на фазовій площині – рис.3,б). Знак мінус у (17) відповідає рухові вліво.

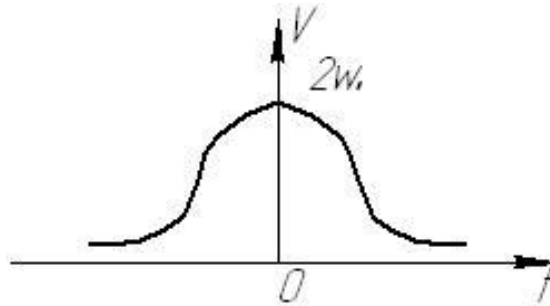


Рис.4. Солітоноподібний розв’язок для швидкості  $V = \dot{\Psi}$  на сепаратрисі

Розглянемо тепер загальний розв’язок рівняння (10) за тих самих початкових умов:  $t = 0, x = 0$ . Для зручності використаємо змінні «дія-кут», які визначені формулами:

$$\begin{cases} I = \frac{1}{2\pi} \oint p(q, H) dq = I(H), \Theta = \frac{\partial S(q, I)}{\partial I} \\ S(q, I) = S(q, H(I)) = \int_q p(q, H) dq, \end{cases} \quad (18)$$

де  $(p, q)$  - канонічно спряжена пара змінних для гамільтоніану  $H = H(p, q)$ , які задовольняють гамільтонівським рівнянням руху:

$$\dot{p} = -\frac{\partial H}{\partial q}; \dot{q} = \frac{\partial H}{\partial p}, \quad (19)$$

$S(q, I)$  - скорочена дія, яка для даного випадку (один ступінь вільності руху) є утворюючою функцією. У рівняннях (18) вважають, що система здійснює фінітний рух, а інтеграл береться по повному періоду коливань. Введемо параметр  $\chi$  :

$$\chi^2 = (w_0^2 + H)/(2w_0^2) = \frac{1}{2} \cdot \left( 1 + \frac{H}{w_0^2} \right), \quad (20)$$

який приймає на сепаратрисі значення 1 й змінюється у області  $[0, \infty)$ , а також змінну  $\xi$

$$\begin{cases} \chi \cdot \sin \xi = \sin\left(\frac{\Psi}{2}\right) (\chi \leq 1), \\ \sin \xi = \sin\left(\frac{\Psi}{2}\right) (\chi \geq 1). \end{cases} \quad (21)$$

Маємо:

$$I = I(H) = \frac{2}{\pi} \int^{\Psi_0} d\Psi \cdot [2(H + w_0^2 \cdot \cos \Psi)]^{1/2}, \quad (22)$$

де точка повороту  $\Psi_0$  знаходиться з умови

$$H + w_0^2 \cdot \cos \Psi_0 = 0, \quad (23)$$

і використана симетрія руху частинки при визначенні інтегралу  $I(H)$ . Тут виникає необхідність додатково визначити вирази (18) для  $I$  при значеннях параметру  $\chi^2 > 1$ .

Дійсно, у цьому випадку з (20) випливає, що рівняння для точки повороту не має розв'язку, й у якості точки  $\Psi_0$  у інтегралі для  $I$  слід взяти  $\Psi_0 = \pi$ . При такому визначенні дія є площею, обмеженою по  $\Psi$  областю  $(-\pi, \pi)$  (див.рис.3.,б), і такою, що лежить між верхньою та нижньою гілками траєкторії відносно сепаратриси. Саме таке визначення дозволяє здійснити неперервне покриття розв'язку при переході через сепаратрису (похідна при цьому має розрив).

За допомогою підстановки (21) прийдемо до виразу

$$I(H) = \frac{8}{\pi} \cdot w_0 \cdot \begin{cases} E\left(\frac{\pi}{2}; \chi\right) - (1 - \chi^2) \cdot F\left(\frac{\pi}{2}; \chi\right), \chi \leq 1; \\ \chi \cdot E\left(\frac{\pi}{2}; \frac{1}{\chi}\right), \chi \geq 1, \end{cases} \quad (24)$$

де  $F\left(\frac{\pi}{2}; \chi\right)$  й  $E\left(\frac{\pi}{2}; \chi\right)$  - повні еліптичні інтеграли відповідно першого і другого роду.

З (24) одразу знаходимо частоту нелінійних коливань частинки

$$w(H) = \frac{dH(I)}{dI} = \left[ \frac{dI(H)}{dH} \right]^{-1}. \quad (25)$$

Використовуючи властивості еліптичних інтегралів, знаходимо

$$w(H) = \frac{\pi}{2} \cdot w_0 \cdot \begin{cases} \frac{1}{F\left(\frac{\pi}{2}; \chi\right)}, \chi \leq 1, \\ \frac{\chi}{F\left(\frac{\pi}{2}; \frac{1}{\chi}\right)}, \chi \geq 1. \end{cases} \quad (26)$$

Згідно визначення  $S(q, I)$  у формулах (18) маємо

$$S(\Psi, I) = \begin{cases} 4w_0 \cdot [E(\xi; \chi) - (1 - \chi^2) \cdot F(\xi; \chi)], \chi \leq 1, \\ 4w_0 \cdot \chi \cdot E\left(\xi; \frac{1}{\chi}\right), \chi \geq 1, \end{cases} \quad (27)$$

де  $\xi = \xi(\Psi)$  визначається формулами (21). Неважко бачити, що повному інтегралу по чверті періоду руху відповідає точка  $\Psi_0$  така, що

$$\begin{cases} \sin\left(\frac{\Psi_0}{2}\right) = \chi^2, \chi \leq 1 \\ \sin\left(\frac{\Psi_0}{2}\right) = 1, \chi \geq 1. \end{cases} \quad (28)$$

Звідси у будь-якому випадку  $\xi_0 = \frac{\pi}{2}$ , і вираз  $4 \cdot S(\Psi_0, T)/(2\pi)$  переходить у формули для дії (24), як це і повинно бути.

Диференціювання  $S(\Psi, I)$  по  $I$  визначає фазову змінну  $\Theta$ . Дійсно, рівняння для  $(I, \Theta)$  мають вид

$$\dot{I} = -\frac{\partial H(I)}{\partial \Theta} = 0, \quad \dot{\Theta} = \frac{dH(I)}{dI} = w(I). \quad (29)$$

Друге рівняння у (29) визначає нелінійну частоту  $w(I)$ . Інтегрування рівнянь (29) дає

$$I = const = inv, \quad \Theta = w(I) \cdot t + \Theta_0. \quad (30)$$

З формули (11) для  $H$  і визначення (21) знаходимо швидкість частинки:

$$\dot{\Psi} = 2\chi \cdot w_0 \cdot \left\{ \frac{\cos \xi}{\sqrt{1 - \frac{1}{\chi^2} \cdot \sin^2 \xi}} \right\} = 2\chi w_0 \cdot \begin{cases} cn(t; \chi), \chi \leq 1, \\ dn\left(t; \frac{1}{\chi}\right), \chi \geq 1, \end{cases} \quad (31)$$

де  $cn$  та  $dn$  – еліптичні функції Якобі. При  $\chi = 1$  вираз (31) переходить у (17) (знаки  $\pm$  для спрощення опускаємо).

Спектр частот коливань частинки («нелінійного маятника»).

Нашою найближчою метою буде зрозуміти якісний характер коливань частинки для різних значень її енергії  $H$ . для цього зробимо дві речі. По-перше, введемо число

$$N = \frac{w_0}{w(H)} = \frac{2}{\pi} \cdot F\left(\frac{\pi}{2}; \chi\right), \chi \leq 1, \quad (32)$$

і, по-друге, розкладемо вираз (31) для  $\dot{\Psi}$  у ряд Фур'є

$$\dot{\Psi} = 8w \cdot \begin{cases} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{a^{n-\frac{1}{2}}}{1+a^{2n-1}} \cdot \cos\{(2n-1) \cdot wt\}, \chi \leq 1, \\ \frac{1}{4} + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{a^n}{1+a^{2n}} \cdot \cos(nwt), \chi \geq 1, \end{cases} \quad (33)$$

де

$$\begin{cases} a = \exp\left(-\pi \cdot \frac{F'}{F}\right); F \equiv F\left(\frac{\pi}{2}; \bar{\chi}\right); F' \equiv F\left(\frac{\pi}{2}; \sqrt{1-\bar{\chi}^2}\right), w = w(H), \\ \bar{\chi} = \begin{cases} \chi, \chi \leq 1, \\ \frac{1}{\chi}, \chi \geq 1. \end{cases} \end{cases} \quad (34)$$

Розглянемо тепер різні асимптотики виразів (33) й (34). Використаємо наступні асимптотики повного еліптичного інтегралу

$$F\left(\frac{\pi}{2}; \chi\right):$$

$$F\left(\frac{\pi}{2}; \chi\right) \sim \begin{cases} \frac{\pi}{2}, \chi \ll 1, \\ \frac{1}{2} \cdot \ln\left[\frac{32H_s}{H_s - H}\right], 1 - \chi^2 \ll 1. \end{cases} \quad (35)$$

Звідси

$$N \sim \begin{cases} 1, \chi \ll 1, \\ \frac{1}{\pi} \cdot \ln\left[\frac{32H_s}{H_s - H}\right], 1 - \chi^2 \ll 1. \end{cases} \quad (36)$$

Аналогічно з (34), (35) та (32) знаходимо:

$$a \sim \begin{cases} \chi^2 / 32, \chi \ll 1 \\ \exp(-\pi / N), 1 - \chi^2 \ll 1. \end{cases} \quad (37)$$

Тепер легко визначити характер коливань частинки у всіх областях. При  $\chi \ll 1$ , тобто при дуже малих енергіях системи, частота  $w(H) \sim w_0$  й  $N \sim 1$ . Крім того, згідно (37) амплітуди  $a$  малі. Тому у (33) має сенс залишити тільки першу складову суми, оскільки малі значення інших складових (їх малість) зростають зі зростанням  $n$ . Це дає:

$$V = \dot{\Psi} \approx w_0 \cdot \sqrt{2\chi^2} \cdot \cos(w_0 t) = \sqrt{2w_0 \cdot I} \cdot \cos(w_0 t) \quad (38)$$

у відповідності із звичайною лінійною теорією (дійсно, енергія, яка враховується від дна потенціальної ями, дорівнює  $\delta H = w_0^2 + H$ , й  $I = \delta H / w_0 = \chi^2 \cdot H_s / w_0 = \chi^2 \cdot w_0$ ).

Нехай тепер  $\chi^2 \rightarrow 1$ , тобто  $H \rightarrow H_s$ . Тоді поблизу сепаратриси частота  $w(H) \rightarrow 0$ , а період коливань логарифмічно розбіжний (див.(36)). Швидкість  $\dot{\Psi}$  частинки наближається до періодичної послідовності солітоноподібних імпульсів (рис.5).

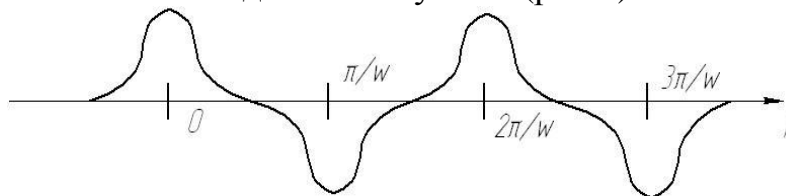


Рис.5. Залежність швидкості частинки від часу поблизу сепаратриси.

Відстань між двома горбами у одній і тій самій фазі близька до періоду коливань частинки  $2\pi/[w(H)]$ , а ширина кожного горбу близька до  $\frac{2\pi}{w_0}$ . Тому число  $N$  визначає «свердловинну» функцію  $V(t)$ .

Вводячи спектр швидкості, бачимо, що згідно (37) й (33),  $N \gg 1$ , тобто поблизу сепаратриси,

$$b_n = 8w \cdot \frac{a^{n-\frac{1}{2}}}{1+a^{2n-1}}, \tag{39}$$

де  $a_n$  й  $b_n$  визначаються формулами:

$$\begin{cases} q = q(I, \Theta) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} a_n(I) \cdot \exp(in\Theta), \\ P = p(I, \Theta) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} b_n(I) \cdot \exp(in\Theta), \end{cases} \tag{40}$$

де коефіцієнти розкладу ( $a_n, b_n$ ) задовольняють умові дійсності  $q$  та  $p$ :

$$a_{-n} = a_n^*, b_{-n} = b_n^*, \tag{41}$$

і визначаються стандартними формулами:

$$a_n = \frac{1}{2\pi} \cdot \int_0^{2\pi} d\Theta \cdot q(I, \Theta) \cdot e^{-in\Theta}, b_n = \frac{1}{2\pi} \cdot \int_0^{2\pi} d\Theta \cdot p(I, \Theta) \cdot e^{-in\Theta}. \tag{42}$$

Приймаючи до уваги вираз для  $a$  у (37) при  $(1-\chi^2) \ll 1$ , отримаємо:

$$b_n \sim 8w \cdot \begin{cases} 1, 1 < n \leq N, \\ \exp(-\pi \cdot n/N), n > N, \end{cases} \tag{43}$$

тобто всі амплітуди приблизно рівні до значень  $n \sim N$  й експоненціально малі при  $n > N$  у відповідності з міркуваннями, виказаними раніше. Звідси випливає, що спектр нелінійних коливань частинки має вид, приведений на рис.6, й число  $N$  визначає характерне число гармонік у спектрі

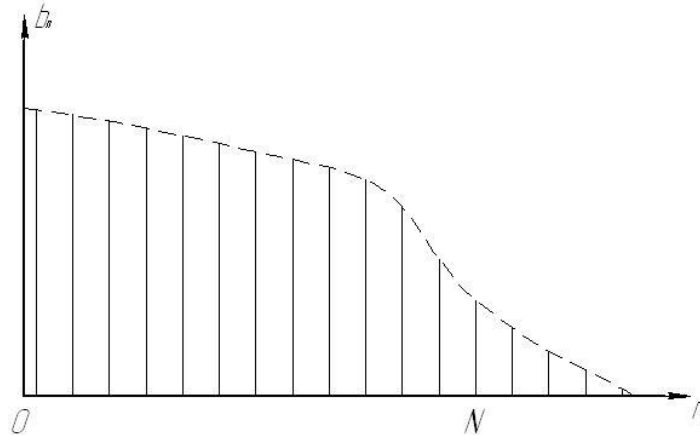


Рис.6. Спектр швидкості у околі сепаратриси.

При наближенні до сепаратриси  $N \rightarrow \infty$ , а сам спектр прямує до безперервного. Величина  $N$  є параметром характерного обрізання числа гармонік спектру.

Поява розбіжності при  $w \rightarrow 0$  є наслідком наближення до траєкторії, яка проходить через гіперболічну точку (тобто до сепаратриси). Ця властивість має місце не тільки при  $H \rightarrow w_0^2 - 0$ , тобто



знизу, але й при  $H \rightarrow w_0^2 + 0$ , тобто зі сторони прольотних частинок (які рухаються з  $H > w_0^2$ ).

#### Висновки

1. Отримана вдосконалена модель западання насінини у комірку, для якої проведений чисельно-аналітичний аналіз параметрів (кінематично-силових) процесу. Зокрема, у залежності від розмірів та швидкості руху самої комірки насінини до третини часу западання буде рухатись вповдовж грані комірки, занурюючись у останню при цьому до 50%.

2. Для поліпшення умов западання бажано знизити тертя між насінинною та гранню комірки або зробити фаску на передній частині грані комірки (у вигляді класичної брахістохрони чи ізоморфної до неї кривої).

3. Графічний та чисельно-аналітичний аналіз задачі дозволяють встановити основні режими руху насінини (стійкі зони цього руху, зокрема).

4. Результати, отримані у даній роботі, можуть бути у подальшому використані для уточнення й вдосконалення інженерних методів розрахунку параметрів висівних апаратів сівалок, котрі використовуються у точному землеробстві, як на стадії їх проектування/конструювання, так і у режимах реальної експлуатації.

#### Список літератури

1. Бузенков Г.М. Машины для посева сельскохозяйственных культур / Г.М.Бузенков. - М.: Машиностроение, 1976. - С. 103-110.

2. Чичкин В.П. Овощные и комбинированные агрегаты / В.П. Чичкин. - Кишинев: Штиинца, 1984.-392с.

3. Листопад Г.Е. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины / Г.Е.Листопад. - М.: Колос, 1976. – 752с.

4. Лисицин Н.И. Исследование процесса высева крупносеменных культур вертикально-дисковым высевающим аппаратом. / Н.И. Лисицин: Дисс. канд.тех.наук: 05.20.01. – Кубань, 1972. – 185 с.

5. Басин В.С. К теории заполнения семенами ячеистых аппаратов точного высева. / В.С.Басин // Тракторы и сельхозмашины. – 1966. - №8. – С.8-13.

6. Комаристов В.Е. Исследование работы высевающего аппарата точного посева. / В.Е.Комаристов // Кукуруза. – 1959. - №5. – С.26-30.

7. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики / С.М.Тарг. – М.: Высшая школа, 1986. – 416с.

8. Аппель П. Теоретическая механика. – Т.1. Статика. Динамика точки / П.Аппель. – М.: Гос.изд-во фмз.-мат. лит.-ры., 1960. – 515с.

9. Корн Г. Справочник по математике / Г.Корн. – М.: Наука, 1974. – 832с.

10. Сербій Є.К. Обґрунтування конструктивних та технологічних параметрів висівного апарату овочевої сівалки / Є.К.Сербій: Дис... канд.тех.наук: 05.05.11. – Мелітополь, 2008. – 209с.

11. Кардашевский С.В. Высевающие устройства посевных машин / С.В. Кардашевский. – М.: Машиностроение, 1973. – 176с.

12. Сербій Є.К. Встановлення моделі западання насінини в комірку у процесі точного висіву / Є.К.Сербій, В.Сербій, С.Макущенко // Техніка і технології АПК. – 2010. – №1. – С.34-36.

## **УТОЧНЕННАЯ МОДЕЛЬ И ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЗАПАДАНИЯ СЕМЕНИ (ГРАНУЛЫ МИНЕРАЛЬНОГО УДОБРЕНИЯ) В ЯЧЕЙКУ В ПРОЦЕССЕ ТОЧНОГО ВИСЕВА И ПОДКОРМКИ РАСТЕНИЙ. 1.**

Ловейкин В.С., Човнюк Ю.В., Дитюк А.И., Тисленко А.Б.

### *Аннотация*

**Предложена уточненная модель западания семян (гранул минудобрений) в ячейку в процессах точного посева и подкормки растений. Проведенный динамический анализ позволяет выявить все возможные режимы движения семян/гранул и существенно улучшить качество этого движения.**

## **A REFINED MODEL AND DYNAMIC ANALYSIS OF RETRACTION THE SEEDS (PELLETS FERTILIZER) IN A CELL IN THE PROCESS OF PRECISION SEED AND PLANT NUTRITION**

V. Loveikin, Y. Chovnuk, A. Dityk, A. Tislenko

### *Summary*

**The specified model of retraction the seeds (pellets fertilizer) in a cell in the processes of seed-spacing and signup of plants is offered. The conducted dynamic analysis allows to educe all possible modes of motion of pip granule and substantially to improve quality of this motion.**