

**Б.Г. Вовнянко***Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна  
e-mail: [b.vovnyanko@ukr.net](mailto:b.vovnyanko@ukr.net), [b.vovnyanko@kernel.ua](mailto:b.vovnyanko@kernel.ua)*

## Дослідження руху насінини в системі подачі посівної секції сошника сівалки

Досліджено фізичну природу нерівномірності розміщення насіння по глибині загортання, яка виникає внаслідок багаторазових відскоків насінин від дна борозни та хаотичного блокування ґрунтом на різних горизонтах. Розроблено конструкцію посівної секції з утримуючою п'яткою, що включає паралелограмний механізм, дисковий ніж, ущільнюючий коток, сошник з інтегрованою п'яткою та регулювальну штангу з пружинним елементом. Теоретично обґрунтовано раціональні конструкційні параметри п'ятки через аналіз балансу сил динамічного напору, тертя та прилипання ґрунту. Встановлено, що для типових ґрунтово-технологічних умов раціональне значення кута нахилу площини п'ятки до горизонту становить  $15^\circ$ , а кут нахилу бокових граней –  $32^\circ$ . В роботі доведена можливість зниження коефіцієнта варіації глибини загортання до агротехнічно допустимих значень

**сошник, посівна секція, утримуюча п'ятка, глибина загортання насіння, коефіцієнт варіації, взаємодія насіння з ґрунтом, процес сівби**

**Постановка проблеми.** Забезпечення продовольчої безпеки держави та конкурентоспроможності аграрного сектору безпосередньо залежить від ефективності технологій вирощування зернових культур. Згідно з даними Державної служби статистики України, втрати врожаю зернових через недосконалість технологічних процесів сівби щорічно становлять 8...12% від потенційно можливого рівня, що у грошовому еквіваленті складає понад 2 мільярди доларів США.

Одним із критичних факторів, що визначають врожайність зернових культур, є рівномірність розміщення насіння на заданій глибині залягання [1, 2, 3]. Багаторічні польові дослідження, проведені науковцями Інституту механіки та автоматики агропромислового виробництва НААН [9, 10], підтверджують, що відхилення глибини загортання від оптимальної у межах  $\pm 2$  см призводить до зниження врожайності на 10...12% внаслідок недружніх сходів та подовження вегетаційного періоду на 5...7 днів. При більших відхиленнях ( $\pm 2,5$  см) втрати врожаю досягають 25...30%, що пояснюється загибеллю частини насіння від надмірного заглиблення або пересихання верхнього шару ґрунту.

Сучасні тенденції розвитку сільськогосподарського виробництва характеризуються широким впровадженням ресурсозберігаючих технологій, серед яких особливе місце займають технології прямої сівби (No-till) та мінімальної обробки ґрунту (Mini-till) [4, 7]. За даними Європейської асоціації консервативного землеробства, площі під прямою сівбою у світі зростають щорічно на 6...8%, досягнувши у 2024 році понад 180 млн гектарів. Такі технології дозволяють знизити витрати пального на 35...45%, зменшити ерозійні процеси на 60...80% та підвищити вологозабезпеченість посівів на 15...25% [1, 8, 13].

Однак за умов мінімальної обробки ґрунту або його відсутності традиційне технічне забезпечення виявляється недостатньо ефективним [6, 7]. Існуючі посівні машини, обладнані дисковими сошниками з тупим кутом входження в ґрунт (кут  $\beta = 18...22^\circ$ ), незважаючи на свою здатність працювати на полях із значною кількістю рослинних решток (до 6...8 т/га), демонструють незадовільні показники рівномірності

загортання насіння [7, 9]. Експериментальні дослідження, проведені на дослідних полях ЦНТУ, показали, що коефіцієнт варіації глибини загортання насіння пшениці озимої при роботі серійних дискових сошників типу СЗ-3,6 становить 62...74%, що у 3...4 рази перевищує агротехнічні вимоги (не більше 20%) [5, 6, 7].

Головна причина зазначеної проблеми полягає у складному фізичному процесі багаторазового відбивання насінин від дна борозни під час сівби з подальшим блокуванням цих насінин ґрунтом на різних горизонтах. Детальний аналіз руху насінини показує, що після виходу з насіннепроводу та падіння на дно борозни насінини здійснює серію відскоків (зазвичай 3...5), висота яких залежить від пружно-фрикційних властивостей ґрунту, швидкості удару та кута падіння. Під час цих відскоків відбувається одночасне осипання стінок борозни зі швидкістю 0,08...0,15 м/с, що призводить до перерозподілу посівного матеріалу по всій глибині ходу сошника.

Для комплексного вирішення проблеми дослідники пропонують використовувати посівні секції з додатковими конструкційними елементами, зокрема – утримуючими п'ятками, призначеними для фіксації насіння на заданій глибині. Однак на сьогодні відсутнє комплексне теоретичне обґрунтування конструкційних параметрів таких п'яток, не визначені кількісні залежності між геометричними характеристиками та технологічно-режимними умовами роботи та й експериментального підтвердження ефективності їх роботи недостатньо.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Проблематика забезпечення рівномірності загортання насіння є багатоаспектною і вивчалася протягом останніх кількох десятиліть. Ґрунтовно вивчали процес сівби та досліджували і вдосконалювали робочі органи для формування борозни і загортання насіння відомі вітчизняні вчені, серед яких П.М. Василенко, Л.В. Погорілий, В.В. Адамчук, В.М. Булгаков, В.І. Пастухов, П.В. Сисолін, В.М. Сало, Е.Б. Алієв, М.В. Бакум, Д.Г. Войтюк, А.І. Бойко, І.М. Бендера, А.В. Рудь та ін. Систематизація наукових публікацій дозволяє виділити кілька основні напрями досліджень.

Зокрема, Е.Б. Алієв [8] виконав ґрунтовні теоретичні дослідження переміщення насіння у пневматичних системах транспортування. Для системи JOHN DEERE 90 Series в ході досліджень обґрунтовані раціональні параметри сповільнювача: кут вильоту насіння  $\alpha = 47^\circ$ , висота розміщення  $h_{sp} < 0,134$  м, параболічна форма робочої поверхні з фокусом у точці  $F = 0,134$  м. Однак ці результати отримані для специфічних умов пневматичного транспортування при швидкості повітряного потоку 15...20 м/с і не можуть бути безпосередньо застосовані для механічних систем подачі насіння, де швидкість виходу з насіннепроводу становить лише 0,8...1,2 м/с.

Компанія AMAZONE у сівалці Condor розробила систему з подвійними дисковими сошниками та активним притискачем насіння. Особливістю конструкції є використання незалежної підвіски кожного сошника з пружинами жорсткістю 10 Н/мм та гідравлічною системою регулювання притискного зусилля. Це дозволяє адаптувати сівалку до різних типів ґрунтів без механічного переналагодження. Коефіцієнт варіації при роботі такої системи становить 24...31% залежно від умов, що є прийнятним для більшості культур, але недостатнім для систем точного землеробства [14].

Вітчизняний виробник ПАТ «ELVORTI» у посівному комплексі Otion-9,6 реалізував концепцію з металевими пружинними елементами замість гумових, що частково вирішило проблему налипання [1]. Польові випробування на чорноземах типових показали коефіцієнт варіації 32...38%, що є покращенням порівняно з традиційними сошниками, але все ще перевищує агротехнічні вимоги [4, 10]. Питома маса конструкції зазначених комплексів становить 820 кг/м ширини захвату, що потребує використання тракторів потужністю не менше 120 к.с. для їх агрегування.

Провідні світові виробники сільськогосподарської техніки активно розробляють інноваційні рішення для технологій No-till. Компанія JOHN DEERE у моделі сівалок 1890 CCS застосувала систему з еластичними гумовими пальцями для утримання насіння на дні борозни. Польові випробування цієї системи показали зниження коефіцієнта варіації з 68% до 28%. Однак ефективність системи значно залежить від вологості ґрунту, так при вологості понад 25% спостерігається налипання ґрунту на гумові елементи, що знижує якість утримання [15, 16]. Вартість однієї посівної секції з такою системою становить 1800...2200 доларів США, що обмежує широке застосування в господарствах із недостатніми фінансовими ресурсами.

С.В. Мартиненко та М.В. Личук теоретично обґрунтували та експериментально підтвердили вплив опору повітря на траєкторію руху насінини [19]. За отриманими дослідниками даними, врахування аеродинамічного опору змінює траєкторію на 15...22% залежно від форми та розмірів насінини, причому найбільший вплив спостерігається після першого відбивання від дна борозни, коли швидкість руху є максимальною. Коефіцієнт опору для насіння пшениці становить  $C_d = 0,45...0,52$ , для гороху  $C_d = 0,38...0,44$ , для сої  $C_d = 0,40...0,48$ .

Академіки В. Адамчук та В. Булгаков створили комплексні математичні моделі коливального руху дискових та зубчастих сошників у ґрунті [9]. Проведені дослідження показали, що амплітуда вертикальних коливань сошника може досягати 15...25 мм при швидкості руху 8...12 км/год на нерівних полях, що суттєво впливає на рівномірність глибини загортання. Для стабілізації глибини ходу необхідне застосування паралелограмних навісок з жорсткістю пружин 8...12 Н/мм.

В.І. Пастухов та М.В. Бакум дослідили динаміку руху насіння в насіннепроводах різної конфігурації. Роботи зазначених науковців показали, що оптимальна швидкість виходу насіння з насіннепроводу становить 0,8...1,2 м/с для забезпечення мінімальної висоти відскоку від дна борозни [12]. При швидкостях понад 1,5 м/с спостерігається зростання висоти відскоку на 35...50%, що погіршує рівномірність загортання.

Д.Г. Войтюк та А.І. Бойко розробили математичні моделі взаємодії робочих органів сівалок з ґрунтом, враховуючи його реологічні властивості, зокрема в'язко-пружну поведінку під навантаженням [2].

Отже, аналіз проведених теоретико-експериментальних досліджень і серійних конструкцій сошників та посівних секцій підтверджують, що на етапі скидання насіння в боріздку та її заробки ґрунтом має місце перерозподіл насіння в товщі ґрунту, що суттєво впливає на умови проростання рослин, і, як наслідок – на подальшу врожайність. Саме наведені явища стали передумовою до створення конструкції посівної секції, обладнаної сошником із притискною п'яткою, що забезпечить ефективне засипання вологим ґрунтом та фіксацію його на дні борозни без хаотичного розміщення в горизонтах ґрунтового середовища.

**Постановка завдання.** Виходячи з наведеного, метою роботи є обґрунтування раціональної конструкції утримуючої п'ятки сошника на основі комплексу теоретичних досліджень, що дозволить забезпечити ефективну роботу посівних машин в тому числі і в умовах мінімального та нульового обробітку ґрунту.

**Виклад основного матеріалу.** Сучасні сівалки оснащуються різноманітними типами загортаючих робочих органів, основним призначенням яких є розміщення насіння на встановленій глибині з мінімальними відхиленнями. Критерієм якісної роботи таких конструктивних елементів є показник рівномірності вертикального розподілу насінин у ґрунтовому горизонті. Цей параметр безпосередньо визначається стабільністю переміщення сошника відносно поверхні поля. Для досягнення стабільності конструктори впроваджують комплексні посівні секції, що включають

допоміжні елементи – копіювальні ролики, направляючі полози, реборди – які забезпечують фіксацію робочого органу на заданому рівні [7, 12, 13].

Проте навіть за умови рівномірного ходу сошника виникає проблема вторинного переміщення насіння. Після потрапляння на сформоване сошником дно борозни насінина продовжує рух як у поздовжньому, так і у вертикальному напрямках внаслідок удару об ґрунт [17]. У процесі осипання бокових стінок борозни насінини блокуються ґрунтовими частинками на різних висотах, що формує неприпустимо широкий діапазон глибин залягання насінин [16]. На полях господарств фіксуються випадки, коли коефіцієнт варіації розподілу насіння за глибиною залягання перевищував 70%, що суперечить чинним агротехнічним вимогам.

Для вирішення зазначеної проблеми науковці запропонували вдосконалити конструкції серійних сошників, встановлюючи в них спеціальні утримуючі елементи. Ці елементи призначені для фіксування насінини біля дна борозни протягом часу, необхідного для повного загортання насінини ґрунтом. Серед розроблених варіантів найбільшу ефективність продемонстрували сошники з утримуючою п'яткою – металевим елементом, розміщеним між бічними щоками сошника, який утримує посівний матеріал у приденному шарі товщиною близько одного сантиметра [5, 6, 19]. Незважаючи на позитивні результати польових випробувань окремих сівалок з такими сошниками, масове впровадження обмежується через недостатню надійність та відсутність науково обґрунтованих конструкційних параметрів.

Комплексний підхід до забезпечення якості сівби передбачає одночасну реалізацію двох напрямків: підтримання стабільної глибини ходу робочого органу та примусова фіксація насіння до завершення процесу його загортання ґрунтом. Це обумовлює необхідність створення інтегрованих посівних секцій, що поєднують кілька функціональних елементів.

Для досягнення поставленої мети розроблено експериментальну посівну секцію (рис. 1), яка включає наступні основні вузли: механізм паралелограма типу 7 для копіювання рельєфу, дисковий ніж 8 для перерізання рослинних решток, ущільнюючий коток 4, сошник 1 з інтегрованою утримуючою п'яткою 3, регулювальну штангу з пружинним елементом 11.

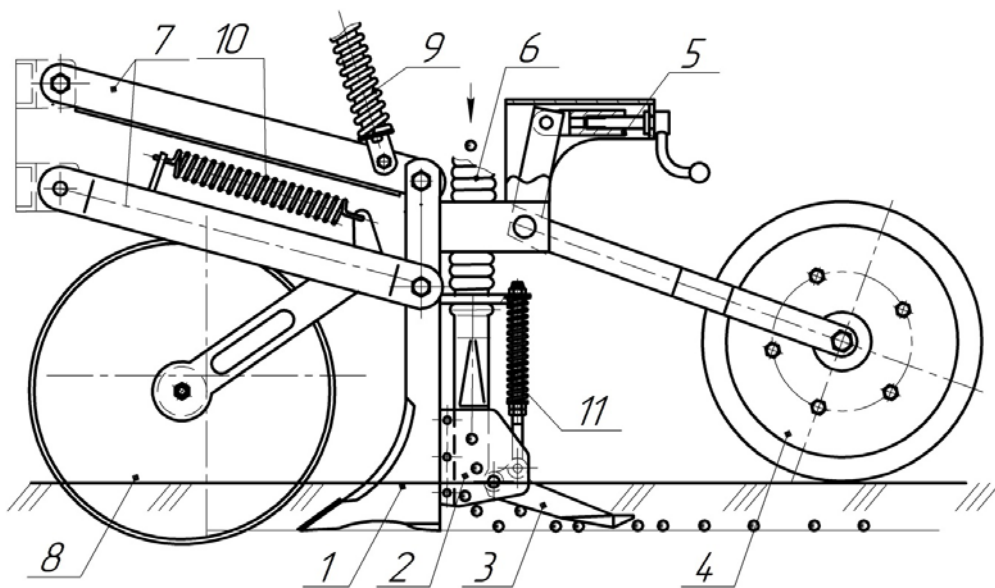


Рисунок 1 – Конструкційно-технологічна схема експериментальної посівної секції  
Джерело: розроблено автором

Технологічний процес здійснюється таким чином. Під час руху агрегату дисковий ніж 8 розрізає рослинні рештки на поверхні поля. Сошник 1 формує V-подібну борозну заданої глибини та ущільнює її дно до щільності, необхідної для контакту з насінням. Насінина через насіннепровід 6 потрапляють у міжщоговий простір 2, де притискаються до дна та фіксуються утримуючою п'яткою 3 протягом усього періоду засипання борозни. Ущільнювальний коток 4 завершує процес загортання та формує оптимальну щільність ґрунту навколо насіння. Величину притискного зусилля п'ятки регулюють зміною ступеня стиснення пружини 11 на штанзі.

Стабільність заглиблення секції забезпечується пружинними елементами 9 та 10 у поєднанні з паралелограмним механізмом підвіски 7, який дозволяє сошнику автоматично адаптуватися до нерівностей поверхні поля.

Запропонована конструкція посівної секції створює передумови для покращення як технологічних показників сівби, так і експлуатаційної надійності всієї сівалки. Підтвердження або спростування цього припущення має бути отримане в результаті запланованого комплексу теоретичних та експериментальних досліджень.

Технологічний процес, який виконує п'ятка сошника під час роботи полягає у руйнуванні цією п'яткою стінок борозни, присипанні насіння вологим ґрунтом та ущільненню ґрунту після того як насіння присипається. Найбільш простою геометричною формою, що здатна комплексно виконати зазначені процеси є пластина, що має бути розміщеною під певним кутом до лінії горизонту. За схемою, наведеною на рис. 2, виділимо наступні технологічні параметри п'ятки сошника:

- кут нахилу п'ятки до горизонтальної площини  $\alpha$  ;
- кут нахилу щік п'ятки до поздовжньо-вертикальної площини  $\gamma$  ;
- ширина захвату п'ятки (максимальна)  $b$  ;
- сумарна довжина п'ятки  $L$  .

Серед основних конструктивних параметрів п'ятки слід виділити наступні:

- ширина захвату п'ятки в її передній частині  $b_1$  ;
- довжина горизонтальної частини п'ятки  $L_1$  .

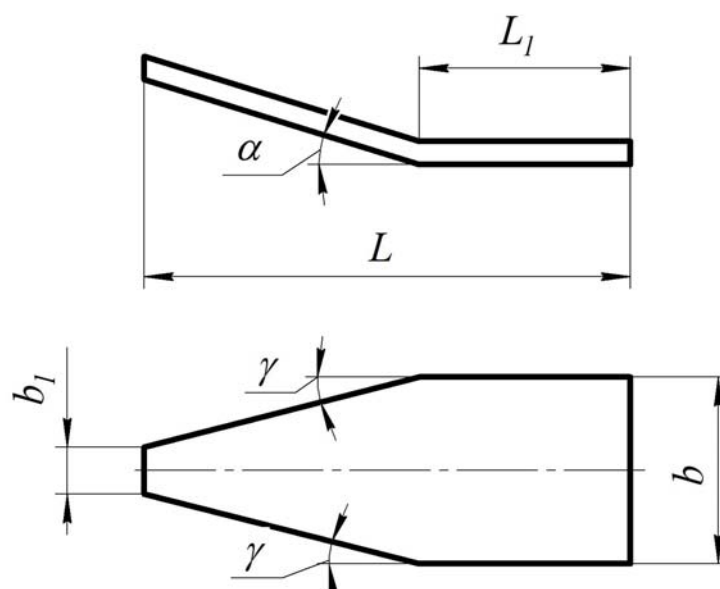


Рисунок 2 – Схема основних конструктивно-технологічних параметрів п'ятки посівної секції сошника сівалки

*Джерело – розроблено автором*

Кут нахилу п'ятки до горизонту у вертикальній площині є одним із важливих параметрів, оскільки саме він під час роботи цього елемента конструкції сошника впливає на можливість ущільнення ґрунту, але при цьому необхідно забезпечити умову, за якої площа п'ятки не буде залипати частками ґрунту.

З метою визначення значення кута нахилу п'ятки сошника до горизонту  $\alpha$  слід розглянути схему сил, що діятимуть на ґрунт під час роботи (рис. 3).

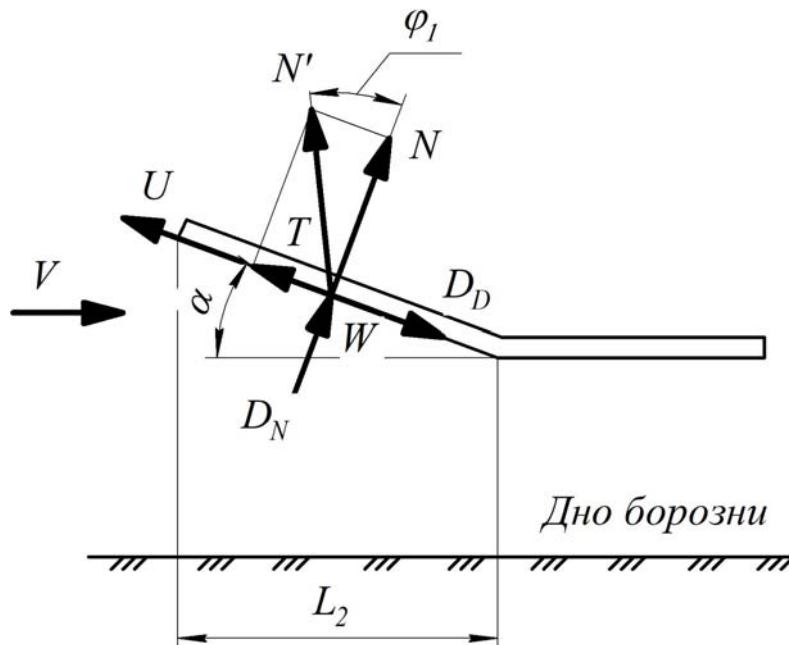


Рисунок 3 – Схема сил, що діють на ґрунт під час руху часток по площині п'ятки сошника сівалки

Джерело – розроблено автором

За наведеною схемою (рис. 3) на виділений елемент ґрунту  $W$  діятимуть такі сили:

- сила динамічного напору  $D$ ;
- сила тертя  $T$ ;
- сила прилипання  $U$ .

Значимо, що силу динамічного напору ґрунту  $D$  можна розкласти на дві складові – дотичну  $D_D$  і нормальну  $D_N$  до поверхні п'ятки. Далі мажемо записати баланс сил, що діятиме на ґрунт під час його руху по похилій площині п'ятки, отримаємо:

$$\sum = D_D - T - U. \quad (1)$$

Як видно із наведеного балансу сил (1) безперешкодний рух ґрунту без його прилипання на площину п'ятки можливий за умови, коли дотична сила динамічного напору  $D_D$  буде більшою за сумарну силу опору, що в символічному вигляді записується так

$$D_D > (T + U). \quad (2)$$

Розглянемо далі кожен із сил окремо.

Для визначення динамічного напору скористаємося наступним відомим виразом

$$D = \rho \cdot S \cdot V^2, \quad (3)$$

із врахуванням схеми сил (рис. 3), запишемо для нормальної складової

$$D_N = D \cdot \sin \alpha = \rho \cdot S \cdot V^2 \cdot \sin^2 \alpha, \quad (4)$$

для дотичної

$$D_D = D \cdot \cos \alpha = \rho \cdot S \cdot V^2 \cdot \cos^2 \alpha, \quad (5)$$

де  $\rho$  – щільність ґрунту,  $\text{кг/м}^3$ ;  $S$  – площа потоку ґрунту, що набігає на похилу поверхню п'ятки сошника,  $\text{м}^2$ ;  $V$  – швидкість руху п'ятки в товщі ґрунту,  $\text{м/с}$ .

Аналізуючи залежність (3) є очевидним, що сила динамічного напору пропорційна квадрату швидкості, тому варто розглянути як буде змінюватися швидкість руху ґрунту під час його переміщення по похилій поверхні п'ятки. Під час розгляду зміни швидкості приймемо, що ґрунт рухається вздовж площини п'ятки сошника неперервним потоком. Під час приймання такого припущення слід врахувати два вагомих фактори.

Перши фактор полягає в тому, що на етапі формування сошником борозни буде мати місце рихлення ґрунту, що супроводжуватиметься збільшенням об'єму цього ґрунту на коефіцієнт рихлення  $K_p = 1,01 \dots 1,35$ . Виходячи із зазначених міркувань, швидкість руху ґрунту по поверхні п'ятки сошника повинна пропорційно зростати на таку ж величину.

Другий фактор, який має бути врахованим, полягає в тому, що після контакту із п'яткою ґрунт неминуче буде ущільнюватися. Це ущільнення ґрунту пов'язане зі зменшенням перерізу в зоні його виходу з під похилої площини зазначеної п'ятки. Отже, під час переміщення сошника із п'яткою буде мати місце зниження швидкості руху часток ґрунту по п'ятці на величину  $K_v$ .

Провівши співставлення коефіцієнтів рихлення ґрунту  $K_p$  та падіння швидкості  $K_v$  стає очевидним, що повинна виконуватися умова, за якою коефіцієнт падіння швидкості  $K_v$  має бути меншим чи рівним коефіцієнту рихлення  $K_p$ .  $K_v \leq K_p$ . У випадку невиконання наведеної умови ступінь ущільнення ґрунту в зоні руху п'ятки сошника буде вищою за необхідну, що буде негативно впливати на подальше сходження насіння.

Керуючись в подальших обґрунтуваннях рівністю коефіцієнтів  $K_v$  і  $K_p$  припустимо, що швидкість руху ґрунту по похилій частині п'ятки сошника є постійною.

Далі в рівняння (1) підставимо значення складових сил динамічного напору  $D_D$ , тертя  $T$  та прилипання ґрунту  $U$ , що в символічному вираженні має вигляд:

$$\sum = D_D - f \cdot D_N - U = \rho \cdot S \cdot V^2 \cdot \cos^2 \alpha - f \cdot \rho \cdot S \cdot V^2 \cdot \sin^2 \alpha - P_o \cdot S_1 = 0, \quad (6)$$

де  $P_o$  – питома сила прилипання часток ґрунту, Па;  $S_1$  – площа прилипання ґрунту,  $\text{м}^2$ ;  $f$  – коефіцієнт тертя ґрунту по поверхні п'ятки, що враховуючи матеріал виготовлення є коефіцієнтом тертя по сталі.

Для визначення площі прилипання ґрунту  $S_1$  скористаємося формулою:

$$S_1 = b \cdot \frac{L_2}{\cos \alpha}, \quad (7)$$

де  $b$  – конструктивна ширина захвату п'ятки сошника, м;  $L_2$  – довжина проекції п'ятки сошника на горизонтальну площину, м.

Якщо прийняти для плоскої задачі ширину захвату п'ятки  $b = 1$  та враховуючи, що площа потоку

$$S = b \cdot L_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (8)$$

отримаємо вираз балансу сил (6) в наступному вигляді:

$$\rho \cdot L_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot V^2 \cdot \cos^2 \alpha - f \cdot \rho \cdot L_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot V^2 \cdot \sin^2 \alpha - P_o \cdot \frac{L_2}{\cos \alpha} = 0. \quad (9)$$

Якщо розділити всі складові рівняння (9) на  $\rho \cdot L_2 \cdot V^2$  та із врахуванням відомої

тригонометричної залежності  $\operatorname{tg} \alpha = \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha}$  отримаємо вираз

$$\frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} \cdot \cos^2 \alpha - f \cdot \frac{\sin^3 \alpha}{\cos \alpha} - \frac{P_o}{\rho \cdot V^2 \cdot \cos \alpha} = 0. \quad (10)$$

Після проведення елементарних перетворень рівняння стає наступним

$$\sin \alpha \cdot \cos \alpha - f \cdot \frac{\sin^3 \alpha}{\cos \alpha} - \frac{P_o}{\rho \cdot V^2 \cdot \cos \alpha} = 0. \quad (11)$$

Враховуючи те, що отримане рівняння є нелінійним проаналізуємо його з метою встановлення характеру залежності  $\alpha = f(V)$ . Спочатку розглянемо складову, яка включає коефіцієнт тертя ґрунту по сталі. Є відомим, що  $f_{\max} = 0,9$  та  $f_{\min} = 0,364$  [18], тобто має виконуватися нерівність  $f > 1$ . До того ж, кут  $\alpha$  не може мати надто великі значення задля запобігання згортанню ґрунту. Дане припущення, з достатньою точністю дозволяє прийняти, що  $\sin^3 \alpha = 0$ , що може свідчити, що і один із членів рівняння 11, а саме  $f \cdot \frac{\sin^3 \alpha}{\cos \alpha} = 0$ . Наведені твердження дозволяють зробити висновок, що в даному випадку коефіцієнт тертя ґрунту по поверхні п'ятки не має суттєвого значення.

Отже, останнє рівняння можна записати у вигляді

$$\sin \alpha \cdot \cos \alpha - \frac{P_o}{\rho \cdot V^2 \cdot \cos \alpha} = 0. \quad (12)$$

Після того, як помножимо всі члени рівності на  $\cos \alpha$  отримаємо

$$\sin \alpha \cdot \cos^2 \alpha = \frac{P_o}{\rho \cdot V^2}. \quad (13)$$

Враховуючи те, що косинуси малих кутів наближаються до 1, можемо отримати кінцеву рівність

$$\alpha = \arcsin \left( \frac{P_o}{\rho \cdot V^2} \right). \quad (14)$$

Таким чином, отримане рівняння (14) підтверджує міркування про те, що кут нахилу площини п'ятки сошника до лінії горизонту  $\alpha$  є прямо пропорційним до питомої сили прилипання  $P_o$  та обернений пропорційним до квадрату швидкості  $V^2$ , що фактично є прямим свідченням того, що із зростанням швидкості роботи сошника кут  $\alpha$  повинен зменшуватися. Така залежність пов'язана із тим, що питома сила прилипання ґрунту на пряму залежить від нормального тиску, а отже при високих швидкостях роботи слід забезпечити менші значення кута  $\alpha$  для зниження нормального тиску ґрунту на похилу частину п'ятки сошника сівалки. Такий проміжний висновок підтверджує домінуюче значення швидкості при роботі посівної секції із п'яткою.

Якщо повернутися до розгляду рівняння (11), то за існуючими дослідженнями [6, 14, 17] питома сила прилипання  $P_0$ , за умови що вологість знаходиться на рівні  $W = 18 \%$ , дорівнює  $15 \text{ г/см}^2$ , що відповідає  $1471 \text{ Па}$ . Після проведення підстановки цього значення сили прилипання в наведене вище рівняння (11) та його вирішення цифровим методом, отримано значення кута  $\alpha$ , що представлені на рис. 4 залежностями  $\alpha = f(V)$ . Всі проведені розрахунки виконувалися враховуючи те, що максимальне значення кута тертя ґрунту по сталі, із якої виготовляється п'ятка, складає  $f = 0,9$ .

Аналіз наведених графіків (рис. 4) дозволяє відмітити, що із зростанням швидкості руху кут  $\alpha$  зменшується. Така тенденція пов'язана із тим, що за умов роботи сошника на низьких швидкостях слід долати більші зусилля для того, щоб забезпечити відрив ґрунту від поверхні п'ятки. При цьому є очевидним, що зміна щільності ґрунту в межах від  $\rho_1 = 1200 \text{ кг/м}^3$  до  $\rho_2 = 1400 \text{ кг/м}^3$  не має суттєвого впливу на величину кута  $\alpha$ .

Якщо розглянути нерівність

$$\rho \cdot S \cdot V^2 \cdot \cos^2 \alpha - f \cdot \rho \cdot S \cdot V^2 \cdot \sin^2 \alpha - P_0 \cdot S_1 \geq 0, \quad (15)$$

то область допустимих значень кута нахилу  $\alpha$  знаходиться між графіком  $\alpha = f(V)$  і віссю  $OV$  а тому, незалежно від типу ґрунту, під час проведення посіву в діапазоні швидкостей  $V = 2,2 \dots 3,2 \text{ м/с}$  раціональне значення кута складає  $\alpha \approx 15^\circ$ .

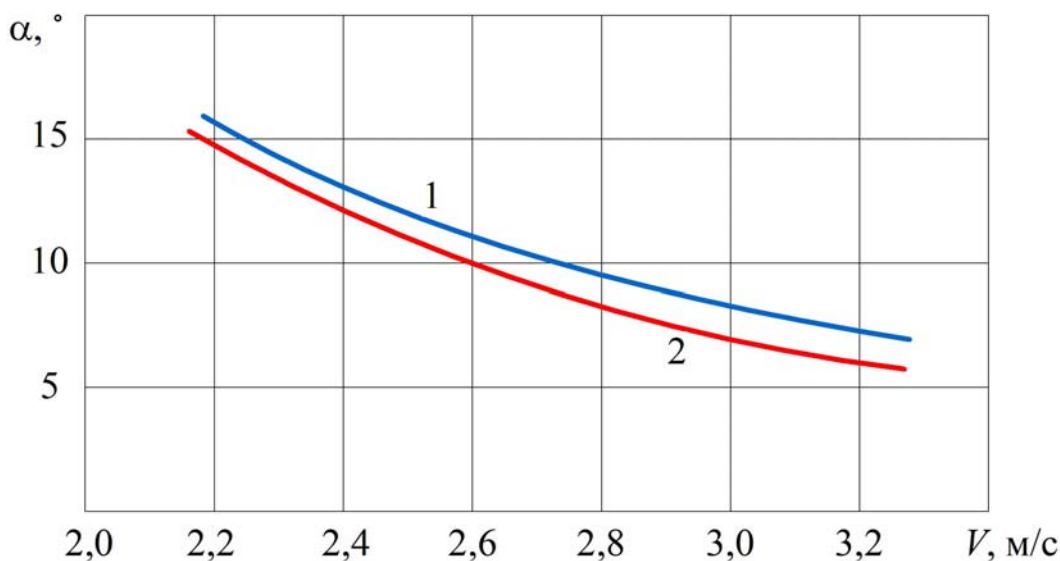


Рисунок 4 – Залежність кута нахилу п'ятки від швидкості руху:

1 – густина ґрунту  $\rho_1 = 1200 \text{ кг/м}^3$  до  $\rho_2 = 1400 \text{ кг/м}^3$

Джерело – розроблено із використанням [15, 19]

Параметри п'ятки у плані мають бути такими, щоб під час присипання насіння ґрунтом не відбувалося його зміщення після укладання на дно борозни. У зв'язку з цим доцільно розглянути схему на рис. 5, де наведено два конструктивні варіанти п'ятки.

У першому випадку (рис. 5, а) ширина п'ятки  $b_1$  перевищує ширину борозни  $b$ . Така геометрія сприяє додатковому розпушуванню бокових стінок борозни. Разом з тим формування перед горизонтальною робочою частиною п'ятки призми волочіння  $ABCD$  може призводити до зміщення насіння у напрямку руху  $E$  та, як наслідок, до порушення заданого інтервалу між насінинами.

Для усунення цього небажаного ефекту під час присипання насіння доцільно забезпечити розділення ґрунтового потоку на два симетричні струмені. При взаємному зіткненні такі потоки компенсують кінетичну енергію один одного, що істотно зменшує ймовірність переміщення насіння в борозні.

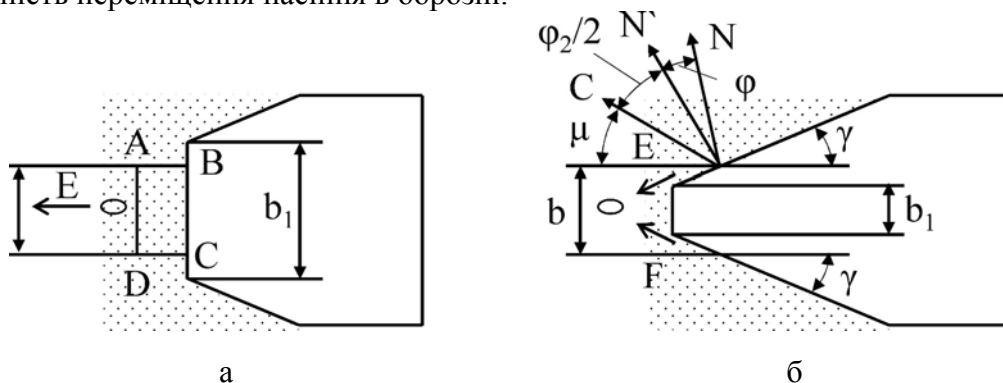


Рисунок 5 – Схема обґрунтування параметрів п'ятки сошника в плані:

а – ширина захвату більша за ширину борозни; б – ширина захвату менша за ширину борозни

Джерело – розроблено автором

Досягти цього ефекту можна за умови, що ширина  $b_1$  передньої похилої ділянки п'ятки буде меншою за ширину борозни  $b$  (рис. 5, б). У такій конструкції бокові грані п'ятки розташовуються під кутом  $\gamma$  відносно осі рядка.

Із точки А проведемо нормаль  $N$  до бокової поверхні. Під час руху робочого органа в ґрунті ця нормаль відхиляється від початкового положення на величину кута тертя ґрунту по сталі  $\varphi$ , унаслідок чого приймає положення повної реакції  $N'$ . У точці А при цьому формуються два можливі напрямки сколювання, що розташовуються під кутом  $\varphi_2$  (кут внутрішнього тертя ґрунту) до реакції  $N'$ . На схемі (рис. 5, б) для наочності наведено лише один із напрямків сколювання – лінію АС, яка утворює з напрямком поступального руху кут  $\mu$ .

У такому разі можна записати суму кутів:

$$\mu + \frac{\varphi_2}{2} + \varphi + 90^\circ + \gamma = 180^\circ, \quad (16)$$

враховуючи останню залежність отримуємо вираз:

$$\mu + \frac{\varphi_2}{2} + \varphi + \gamma = 90^\circ. \quad (17)$$

Однак у наведеній залежності кут  $\mu$  залишається невизначеним, тому доцільно розглянути його вплив на процес присипання.

Якщо  $\mu > 0$ , то напрямок сколювання АС буде направлений у глибину ґрунтового моноліту. За таких умов руйнування стінок борозни супроводжується ущільненням ґрунту, що є небажаним для якісного посіву насіння.

За умови  $\mu = 0$  забезпечується руйнування стінок борозни без додаткового ущільнення, оскільки лінія сколювання проходить уздовж стінки борозни. Тоді кут нахилу бокової поверхні визначається залежністю:

$$\gamma = 90^\circ - \varphi - \frac{\varphi_2}{2}. \quad (18)$$

У цьому режимі ґрунтовий потік, сформований роботою п'ятки, розділяється на два симетричні потоки Е і F (рис. 5, б). При взаємному зіткненні вони гасять кінетичну енергію один одного, що практично виключає зміщення насіння під час присипання.

Спираючись на відомі дані [18], сформовано таблицю 1 із мінімальними та

максимальними значеннями кутів  $\varphi$  і  $\varphi_2$ , на основі чого визначено граничні значення кута  $\gamma$ .

З урахуванням виконаних розрахунків рекомендованим значенням кута можна вважати  $\gamma=32^\circ$ .

Таблиця 1 – Можливі значення кута  $\gamma$

Кут	Тип ґрунту	$\varphi$	$\varphi_2$	$\gamma$
Найбільше значення	Легкі та середньосуглинисті	$35^\circ$	$25^\circ$	$32^\circ 30'$
Найменше значення	Важкі суглинки та глини	$42^\circ$	$32^\circ$	$34^\circ$

До основних конструктивних параметрів п'ятки відносять: ширину захвату її передньої частини  $b_1$ , довжину горизонтальної частини  $L_1$  та загальну довжину робочої поверхні.

Ширину передньої похилої частини  $b_1$  доцільно приймати в межах  $b_1 = 0,5 \cdot b$ , де  $b$  – ширина борозни.

Довжина горизонтальної ділянки  $L_1$  може задаватися довільною, оскільки ґрунт практично не проявляє залишкової пружності, а його ущільнення відбувається відразу після сходження ґрунту з похилої поверхні п'ятки.

Аналіз рівняння силового балансу дозволяє встановити, що горизонтальна проекція похилої частини п'ятки  $L_2$  визначається дією двох основних параметрів: величиною кута  $\gamma$  та шириною робочої частини п'ятки  $b_n$ . При цьому значення параметра  $b_n$  слід визначати експериментально.

**Висновки.** 1. Доведено, що основною причиною нерівномірності розміщення насіння по глибині залягання (коефіцієнт варіації 62...74% при використанні серійних дискових сошників) є багаторазове відбивання насіння від дна борозни (3...5 відскоків висотою 8...45 мм) з одночасним осипанням стінок борозни зі швидкістю 0,08...0,15 м/с, що призводить до хаотичного засипання насіння ґрунтом на різних горизонтах та втрат врожайності зернових культур на 10...12% при відхиленні глибини загортання від заданої у межах  $\pm 2$  см.

2. Розроблено конструкцію посівної секції з утримуючою п'яткою, яка включає паралелограмний механізм для копіювання рельєфу, дисковий ніж для перерізання рослинних решток, ущільнюючий коток, сошник з утримуючою п'яткою та регульовальну штангу з пружинним елементом, що забезпечує фіксацію насіння біля дна борозни протягом часу, необхідного для повного загортання ґрунтом, та дозволяє знизити коефіцієнт варіації глибини загортання насіння до чинних агротехнічних вимог.

3. Теоретично обґрунтовано раціональні конструкційні параметри утримуючої п'ятки на основі аналізу силової взаємодії ґрунтового потоку з похилою поверхнею п'ятки. Встановлено, що кут нахилу площини п'ятки до горизонту  $\alpha$  є прямопропорційним до питомої сили прилипання ґрунту (при вологості 20...22%  $F = 1471$  Па) та обернено пропорційним до квадрату швидкості руху, внаслідок чого раціональне значення кута у діапазоні робочих швидкостей 1,5...3,0 м/с становить  $\alpha = 15^\circ$ , при цьому зміна щільності ґрунту від 1200 до 1600 кг/м<sup>3</sup> не має суттєвого впливу на значення кута.

4. Обґрунтовано параметри п'ятки у плані на основі умови розділення ґрунтового потоку на два симетричні струмені, що компенсують кінетичну енергію один одного та виключають зміщення насіння під час присипання: ширина передньої

похилої частини має становити  $b_1 < b$  (де  $b$  – ширина борозни), кут нахилу бокових граней визначається залежністю  $\gamma = (\varphi + \varphi_2)/2$ , де  $\varphi$  – кут тертя ґрунту по сталі ( $35\dots42^\circ$ ),  $\varphi_2$  – кут внутрішнього тертя ґрунту ( $25\dots32^\circ$ ), що дає рекомендоване значення  $\gamma = 32^\circ$ , та відповідно забезпечує руйнування стінок борозни без додаткового ущільнення ґрунту.

5. Розроблена методика визначення конструкційних параметрів утримуючої п'ятки на основі аналізу балансу сил динамічного напору, тертя та прилипання ґрунту дозволяє адаптувати геометричні характеристики п'ятки до конкретних ґрунтово-технологічних умов експлуатації та забезпечує теоретичну базу для проєктування посівних секцій, здатних ефективно працювати в умовах мінімального та нульового обробітку ґрунту з рослинними рештками густотою до 6...8 т/га.

## Список літератури

1. Машини для сівби, садіння та догляду за посівами : Навч. посіб. / В. Сало, С. Лещенко, П. Лузан, Л. Сало. Кропивницький : Лисенко В.Ф., 2022. 220 с. URL: <https://dspace.kntu.kr.ua/handle/123456789/12307>.
2. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку : Підручник / Д. Г. Войтюк, Л. В. Аніскевич, В. М. Барановський та ін. ; за ред. Д. Г. Войтюка. 2-ге вид., перероб. та допов. Київ : Науково-методичний центр ВФПО, 2019. 508 с.
3. Заїка П. М. Теорія сільськогосподарських машин. Т. 1, ч. 2 : Машини для сівби та садіння. Харків : Око, 2002. 452 с.
4. Artemenko D., Leshchenko S., Onopa V., Majara V., Deikun V. Analysis of the combined coulter point of the precision seed drill. *Agricultural Engineering International: CIGR Journal*. 2022. Vol. 24, No. 4. P. 57–71. URL: <https://cigrjournal.org/index.php/Ejournal/article/view/7435/3947>.
5. Сало В. М., Вовнянко Б. Г., Лещенко С. М., Лузан П. Г. Покращення якісних показників процесу сівби. *Сільськогосподарські машини*. 2024. Вип. 50. С. 113–119. <https://doi.org/10.36910/acm.vi50.1398>.
6. Сало В. М., Лещенко С. М., Вовнянко Б. Г., Мороз С. М. Порівняльні показники роботи сошників двох типів. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин*. 2024. Вип. 54. С. 160–167. DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2024.54.160-167>.
7. Лузан О. Р. Обґрунтування параметрів загортаючих робочих органів для прямої сівби зернових культур : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11. Кіровоград, 2013. 184 с.
8. Алієв Е. Б., Безверхній П. С. Чисельне моделювання сповільнювача насіння пневматичної сівалки точного висіву. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин*. 2022. Вип. 52. С. 86–98. DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2022.52.86-98>.
9. Адамчук В. В., Булгаков В. М., Головач І. В., Ігнат'єв Є. І. Теорія коливального руху в ґрунті дискового сошника зубчастого типу зернової сівалки прямої сівби. *Механіка та автоматика агропромислового виробництва : Загальнодерж. зб.* 2022. Вип. 15 (114). С. 11–23. DOI: <https://doi.org/10.37204/0131-2189-2022-15-1>.
10. Заришняк А. С., Адамчук В. В., Булгаков В. М. та ін. Теорія і проєктування робочих органів сівалок для селекції та насінництва зернових культур : Монографія / [А. С. Заришняк та ін.]. Київ : Аграрна наука, 2017. 318 с.
11. Васильковська К.В. Аналіз створення рівномірного потоку насіння до борозни. *Сільськогосподарські машини*. 2025. Вип. 51. С. 24–33. DOI: [10.36910/acm.vi51.1890](https://doi.org/10.36910/acm.vi51.1890).
12. Аніскевич Л. В., Росамаха Ю. О. Конструктивні особливості сошникових систем сучасних сівалок та їх відповідність вимогам точного землеробства. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: Техніка та енергетика АПК*. 2016. Вип. 241. С. 269–278. URL: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/nvnau\\_tech\\_2016\\_241\\_38](http://nbuv.gov.ua/UJRN/nvnau_tech_2016_241_38).
13. Шмат С.І., Лузан П.Г., Сало В.М. Оригінальні способи і засоби обробітку ґрунту та сівби сільськогосподарських культур. Харків: Мачулін, 2018. 236 с.
14. Kuş E., Yıldırım Y. Effects of seed drop height and tillage system on the emergence time and rate in the single seed planters. *Alinteri Journal of Agriculture Sciences*. 2020. Vol. 35, № 1. P. 69-76. DOI: [10.28955/alinterizbd.739387](https://doi.org/10.28955/alinterizbd.739387).
15. Jin G., Zhang X., Liu Y. Development and field performance evaluation of hole-fertilizing planter for precision planting of corn. *Precision Agriculture*. 2023. Vol. 24. P. 1241-1260. DOI: [10.1007/s11119-023-09988-6](https://doi.org/10.1007/s11119-023-09988-6).

16. Kubík L., Božiková M., Kažimírová V. Mechanical properties of wheat grains at compression. *Acta Technologica Agriculturae*. 2021. Vol. 24, no. 4. P. 202–208. DOI: <https://doi.org/10.2478/ata-2021-0033>.
17. Ponjičan O., Radomirović D., Kešelj K. et al. Physical and mechanical properties of precessed pea, bean, spinach and radish seeds. *Journal on Processing and Energy in Agriculture*. 2018. Vol. 22, no. 4. P. 196–201. DOI: <https://doi.org/10.5937/jpea1804196P>.
18. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів. Практикум : навч. посібник / М. В. Бакум, В. І. Пастухов, О. М. Горбатовський, Ю. О. Манчинський. Харків, 2011. 193 с.
19. Вовнянко Б.Г. Теоретичне дослідження параметрів заортаючої п'ятки сошника. Вібрації в техніці та технологіях. 2025. № 4 (119). С. 131–140. <https://doi.org/10.37128/2306-8744-2025-4-16>.

## References

1. Salo, V., Leshchenko, S., Luzan, P., & Salo, L. (2022). *Mashyny dlia sivby, sadinnia ta dohliadu za posivamy* [Machines for sowing, planting and crop care: Study guide]. Lysenko V. F. <https://dspace.kntu.kr.ua/handle/123456789/12307> [in Ukrainian].
2. Voitiuk, D. H., Aniskevych, L. V., Baranovskyi, V. M. et al. (2019). *Silskohospodarski mashyny. Osnovy teorii ta rozrakhunku* [Agricultural machines. Fundamentals of theory and calculation] (D. H. Voitiuk, Ed.; 2nd ed.). Naukovo-metodychnyi tsentr VFPO [in Ukrainian].
3. Zaika, P. M. (2002). *Teoriia silskohospodarskykh mashyn: Vol. 1, Pt. 2. Mashyny dlia sivby ta sadinnia* [Theory of agricultural machines: Vol. 1, Part 2. Machines for sowing and planting]. *Oko*. [in Ukrainian].
4. Artemenko, D., Leshchenko, S., Onopa, V., Majara, V., & Deikun, V. (2022). Analysis of the combined coulter point of the precision seed drill. *Agricultural Engineering International: CIGR Journal*, 24(4), 57–71. <https://cigrjournal.org/index.php/Ejournal/article/view/7435/3947>.
5. Salo, V. M., Vovnianko, B. H., Leshchenko, S. M., & Luzan, P. H. (2024). Pokrashchennia yakisnykh pokaznykiv protsesu sivby [Improvement of quality indicators of the sowing process]. *Silskohospodarski mashyny [Agricultural Machines]*, (50), 113–119. <https://doi.org/10.36910/acm.vi50.1398> [in Ukrainian].
6. Salo, V. M., Leshchenko, S. M., Vovnianko, B. H., & Moroz, S. M. (2024). Porivnyalni pokaznyky roboty soshnykiv dvokh typiv [Comparative performance indicators of two types of openers]. *Konstruyuvannya, vyrobnytstvo ta ekspluatatsiya silskohospodarskykh mashyn [Design, Production and Operation of Agricultural Machines]*, (54), 160–167. <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2024.54.160-167> [in Ukrainian].
7. Luzan, O. R. (2013). *Obhruntuvannia parametriv zahortaiuchykh robochykh orhaniv dlia priamoi sivby zernovykh kultur* [Substantiation of parameters of covering working parts for direct sowing of grain crops] (Doctoral dissertation, Central Ukrainian National Technical University) [in Ukrainian].
8. Aliiev, E. B., & Bezverkhni, P. Ye. (2022). Chyselne modelyuvannya spovilnyuvacha nasinnia pnevmatychnoi sivalky tochnoho vysivu [Numerical simulation of the seed decelerator of a pneumatic precision seeder]. *Konstruyuvannya, vyrobnytstvo ta ekspluatatsiya silskohospodarskykh mashyn [Design, Production and Operation of Agricultural Machines]*, (52), 86–98. <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2022.52.86-98> [in Ukrainian].
9. Adamchuk, V. V., Bulhakov, V. M., Holovach, I. V., & Ihnatiev, Ye. I. (2022). Teoriia kolyvalnoho rukhu v hrunti diskovoho soshnyka zubchastoho typu zernovoi sivalky priamoi sivby [Theory of oscillatory motion in soil of a notched disc opener of a direct seeding grain drill]. *Mekhanika ta avtomatyka ahropromyslovoho vyrobnytstva [Mechanics and Automation of Agricultural Production]*, (15), 11–23. <https://doi.org/10.37204/0131-2189-2022-15-1> [in Ukrainian].
10. Zaryshniak, A. S., Adamchuk, V. V., Bulhakov, V. M., Holovach, I. V., Kaletnik, H. M., & Horobei, V. P. (2017). *Teoriia i proektuvannia robochykh orhaniv sivalok dlia selektsii ta nasynnytstva zernovykh kultur* [Theory and design of seeder working parts for selection and seed production of grain crops]. *Ahrarna nauka* [in Ukrainian].
11. Vasylykovska, K. V. (2025). Analysis of the formation of a uniform seed flow to the furrow. *Agricultural Machines*, 51, 24–33. <https://doi.org/10.36910/acm.vi51.1890> [in Ukrainian].
12. Aniskevych, L. V., & Rosamakha, Yu. O. (2016). Design features of coulter systems of modern seed drills and their compliance with precision farming requirements. *Scientific Bulletin of the National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series: Engineering and Energy of the Agro-Industrial Complex*, 241, 269–278. [http://nbuv.gov.ua/UJRN/nvnu\\_tech\\_2016\\_241\\_38](http://nbuv.gov.ua/UJRN/nvnu_tech_2016_241_38) [in Ukrainian].
13. Shmat, S. I., Luzan, P. H., & Salo, V. M. (2018). *Original methods and means of tillage and crop sowing*. Kharkiv: Machulin [in Ukrainian].
14. Kuş, E., & Yıldırım, Y. (2020). Effects of seed drop height and tillage system on emergence time and rate in single seed planters. *Alinteri Journal of Agriculture Sciences*, 35(1), 69–76. <https://doi.org/10.28955/alinterizbd.739387>.

15. Jin, G., Zhang, X., Liu, Y., & Chen, L. (2023). Development and field performance evaluation of hole-fertilizing planter and dynamic alignment control system for precision planting of corn. *Precision Agriculture*, 24, 1241–1260. <https://doi.org/10.1007/s11119-023-09988-6>.
16. Kubík L., Božiková M., Kažimírová V. Mechanical properties of wheat grains at compression. *Acta Technologica Agriculturae*. 2021. Vol. 24, no. 4. P. 202–208. DOI: <https://doi.org/10.2478/ata-2021-0033>.
17. Ponjičan, O., Radomirović, D., Kešelj, K., Visković, J., Sedlar, A., & Bikić, S. (2018). Physical and mechanical properties of processed pea, bean, spinach and radish seeds. *Journal on Processing and Energy in Agriculture*, 22(4), 196–201. <https://doi.org/10.5937/jpea1804196P>.
18. Bakum, M. V., Pastukhov, V. I., Horbatovskiy, O. M., & Manchinskyi, Yu. O. (2011). *Mekhaniko-tehnologichni vlastyvoli silskohospodarskykh materialiv. Praktykum* [Mechanical and technological properties of agricultural materials. Workshop]. Kharkiv [in Ukrainian].
19. Vovnianko, B. H. (2025). Teoretychne doslidzhennia parametriv zahortaiuchoi piatky soshnyka [Theoretical study of the parameters of the coulter covering heel]. *Vibratsii v tekhnitstsi ta tekhnolohiiakh* [Vibrations in Engineering and Technology], (4), 131–140. <https://doi.org/10.37128/2306-8744-2025-4-16> [in Ukrainian].

### Bohdan Vovnianko

Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

## Investigation of Seed Movement Within the Delivery System of a Planter Sowing Unit Opener

The aim of the work is to develop a scientifically grounded methodology for determining the rational design parameters of the retaining heel of a sowing unit furrow opener, based on a comprehensive theoretical study of the physical and mechanical processes of seed-soil interaction and the force interaction between the soil flow and the working surfaces of the heel. The study is aimed at addressing the issue of non-uniform seed placement depth, which leads to a 10–12% reduction in grain crop yields when deviations from the target seeding depth occur. The relevance of the work is driven by the need to ensure the effective operation of sowing machines under minimum and zero tillage conditions, where traditional disc openers demonstrate critically unsatisfactory sowing quality indicators that exceed permissible agrotechnical requirements severalfold.

The study analyzes the physical nature of non-uniform seed placement, which involves multiple seed bounces from the furrow bottom (3–5 rebounds at a height of 8–45 mm) with simultaneous soil sloughing from the furrow walls at a velocity of 0.08–0.15 m/s, leading to chaotic seed entrapment by the soil at various horizons. A sowing unit design with a retaining heel has been developed, incorporating a parallelogram linkage, a coulter (disk cutter), a packing roller, an opener with an integrated heel, and an adjustment rod with a spring element. The rational design parameters of the heel were theoretically justified through an analysis of the balance of dynamic pressure, friction, and soil adhesion forces during soil movement along the inclined surface of the heel. It was established that the inclination angle of the heel plane to the horizon is directly proportional to the specific soil adhesion force and inversely proportional to the square of the sowing unit's operating speed. For typical soil-technological conditions (moisture content 20–22%, specific adhesion force  $F = 1471$  Pa, speed 1.5–3.0 m/s), a rational angle value of  $\alpha = 15^\circ$  was determined. The heel parameters in the horizontal plane were justified based on the condition of bifurcating the soil flow into two symmetrical streams, and it was confirmed that variations in soil density within the range of 1200–1600 kg/m<sup>3</sup> do not significantly influence the optimal heel inclination angle.

The developed methodology for determining the design parameters of the retaining heel allows for adapting the geometric characteristics of the working tool to specific soil and technological operating conditions. It provides a theoretical framework for designing sowing units capable of operating effectively under minimum and zero tillage conditions with crop residue densities of up to 6–8 t/ha. The proposed sowing unit design ensures seed fixation at the furrow bottom for the duration required for complete soil coverage, reducing the coefficient of variation of seeding depth to agrotechnically permissible levels (not exceeding 20%). The theoretical relationships established between the heel design and the operating parameters of the sowing unit form the basis for further experimental research and the industrial implementation of the results. These findings can be applied to the modernization of existing seeding machinery and the development of new designs for resource-saving grain production technologies.

**opener, sowing unit, retaining heel, seed placement depth, coefficient of variation, seed-soil interaction, sowing process**

Одержано (Received) 20.02.2026

Прорецензовано (Reviewed) 06.03.2026

Прийнято до друку (Approved) 12.03.2026