Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020, Vol. 11, No 2, 95-105
ISSN 2663-1334 (print), ISSN 2663-1342 (online), www.journals.nubip.edu.ua/index.php/Tekhnica

DOI: 10.31548/machenergy.2020.02.095-105

УДК 631.316

АНАЛІЗ СТІЙКОСТІ РУХУ БОРОНУВАЛЬНОЇ СЕКЦІЇ

В. Т. Надикто, М. А. Тиховод

Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: volodymyr.nadykto@tsatu.edu.ua.

Історія статті: отримано – січень 2019, акцептовано – квітень 2020.
Бібл. 11, рис. 8, табл. 0.

Анотація. У статті розглянуто динаміку функціонування у поздовжньо-вертикальній площині однієї причіпної боронувальної ланки (секції), призначеної для обробітку парів. За оцінювальний показник прийнято відхилення цієї динамічної системи від горизонтального положення. Теоретичними дослідженнями установлено, що чим менша значина відстані між рядами зубів боронувальної ланки, тим меншим як за амплітудою, так і часом (тобто фазою) є відхилення ґрунтообробного знаряддя від рівноважного стану. При збільшенні координати виносу точки кріплення повідків борони з 0 до 0,2 м кут її відхилення від горизонтального положення і час виходу до нового рівноважного стану зменшуються практично вдвічі, що є бажаним результатом. Аналітичним шляхом установлено, що за раціональних конструктивних параметрів боронувальної секції значина кута її повороту у поздовжньо-вертикальній площині не перевищуватиме – 3°, а її вихід до нового рівноважного стану становить при цьому не більше 16 с. На агрофонах легкого гранулометричного складу, який характеризується малою значиною коефіцієнту опору вертикального переміщення робочих органів боронувальної ланки у ґрунті, час виходу боронувальної ланки до рівноважного стану суттєво зменшується з 16 до 0,7 с.

Ключові слова: пар, боронування, боронувальна секція, кут повороту, стійкість руху.

Постановка проблеми

Прогресивним напрямком обробітку парів в умовах недостатнього зволоження слід признати систематичне мілке (5…6 см) розпушування ґрунту без його виносу на денну поверхню поля. Для практичної реалізації цього напрямку може бути використане ґрунтообробне знаряддя на основі боронувальних секцій. Кожна із них має 20 робочих органів, розташованих за загальновідомою схемою «зигзаг» у п’ять рядів і приєднується до рами знаряддя з допомогою двох повідків, нахилених під потрібним кутом до горизонту [1].

Можливі два варіанти налаштування боронувальної секції. Один передбачає обладнання першого ряду зубів борони як нахиленими горизонтальними, так і вертикально розташованими плоскорізальними елементами (сегментами). Згідно з другим варіантом налаштування боронувальної секції плоскі зуби її першого ряду для забезпечення кращого розрізання (подрібнення) рослинних решток у грунті не мають горизонтальних сегментів.

Однією із головних умов, виконання якої забезпечить стабільність відносно малої (5…6 см) глибини обробітку ґрунту такою боронувальною секцією, є стійкість її руху у поздовжньо-вертикальній площині. Проблема полягає у тому, що розв’язання даної задачі можливе лише на основі аналізу характеру функціонування боронувальної секції як динамічної системи у вказаній площині.

Аналіз останніх досліджень

Найбільш придатними робочими органами для обробітку парів в умовах недостатнього зволоження є такі плоскорізальні, у яких кут розпушення практично відсутній. Завдяки цьому вони практично не виносять вологий ґрунт на денну поверхню поля. Водночас, конструктивна ширина захвату цих робочих органів настільки значна, що практично унеможливлює їх стабільний хід на малій (4…6 см) глибині обробітку ґрунту. Саме із-за цієї причини вони і не знайшли більш-менш широкого застосування в технологіях догляду за парами.

У науковому сенсі динаміка вертикального руху боронувальних секцій із плоскорізальними робочими органами у повному обсязі не розглядалась взагалі. Більш-менш широка практика застосування вузькозахватних і майже плоскорізальних робочих органів для поверхневого обробітку (розпушення) ґрунту була упроваджена Всесоюзним науково-дослідним інститутом цукрових буряків. Проведені його науковцями лабораторно-польові дослідження засвідчили, що найбільш сприятливі умови для дружного проростання насіння і розвитку сходів цієї культури можливі за мілкогрудкуватої структури верхнього (1…10 мм) шару ґрунту [2].

Такий стан останнього, за їх переконанням, здатна забезпечувати борона-культиватор ВНИС-Р, розроблена кандидатом сільськогосподарських наук А. Г. Радченком [3]. Її робочі органи – лапки різної довжини – здійснюють пошарово-ярусний обробіток грунту. Глибина його розпушування змінюється при цьому від 2 до 12 см. Конструктивна ширина захвату кожної із лап (крім першого ряду борони-культиватора) становить 46 мм. В окремих конструкціях значина цього параметру сягає 50 і навіть 70 мм [2]. При цьому робочі органи першого ряду борони-культиватора ВНИС-Р виконані у вигляді звичайних зубів без лапок.

Поряд з очевидними перевагами, дослідниками було встановлено, що рух ґрунтообробних знарядь типу ВНИС-Р характеризується наявністю вібрації борін у поздовжньо-вертикальній площині. В кінцевому випадку це певним чином негативно відображалося на якості обробітку ґрунту. Особливо відчутно це проявлялося на підвищених швидкостях роботи боронувального машинно-тракторного агрегату [4].

Є певні напрацювання, які стосуються досліджень агрегатування борін із звичайними зубами (типу БЗСС-1,0 і БЗТС-1,0). Так, у роботі [5] підкреслюється, що у серійних борін повідки під час підвищеного руху МТА обмежують ступінь пристосовуваності ланок у поздовжньо-вертикальній площині. Для вирішення цієї проблеми науковці ВІМ (Росія) у кожної із серійних борін типу БЗСС-1,0 і БЗТС-1,0 зменшили кількість зубів із 20 до 15. Такий конструктивний захід дозволив збільшити питоме вертикальне навантаження на кожен зуб знаряддя.

Більше того, замість звичайних повідків кожну із боронувальних ланок приєднували до рами з допомогою лише одного шарнірного з'єднання. Причому, для запобігання стикання у горизонтальній площині борони з'єднували між собою жорсткими ланками.

До недоліків такого конструктивного рішення слід віднести наступне. За однієї і тієї ж конструктивної ширини захвату кожен ряд нової борони має три зуби, у той час, як серійної – чотири. У підсумку відстань між зубами по фронту у нового конструктивного рішення є більшою. Якщо тепер таку борону обладнати плоскорізальними елементами, то ширину захвату кожного із них слід брати більшою. А це, як уже підкреслювалося вище, у аспекті розглядуваної нами проблеми є небажаним.

Ще одним напрямком модернізації зубових борін типу БЗТС-1,0 є обладнання їх активними робочими органами [6]. Кожен із них складається із планки, яка з допомогою вертикального шарніру закріплюється на боронувальній ланці. На кінцях планки на відстані L = 10…17 см один від одного розташовані зуби борони. Під час руху ґрунтообробного знаряддя ці зуби створюють різний опір оброблюваному середовищу (тобто ґрунту). У наслідок цього виникає обертовий момент, із-за якого планка із зубами здійснює вимушені кутові коливання різної частоти. Зуби при цьому здійснюють інтенсивний вплив на ґрунт як у поздовжньому, так і поперечному напрямках. У підсумку ґрунт більш інтенсивно розпушується. Водночас, при цьому він, на нашу думку, і більш інтенсивно висушується. З огляду на це дане конструктивне рішення перспективи застосування на парових полях не має.

Важливим конструктивним параметром боронувальної секції є кут нахилу її повідків до горизонтальної поверхні (α, рис. 1).

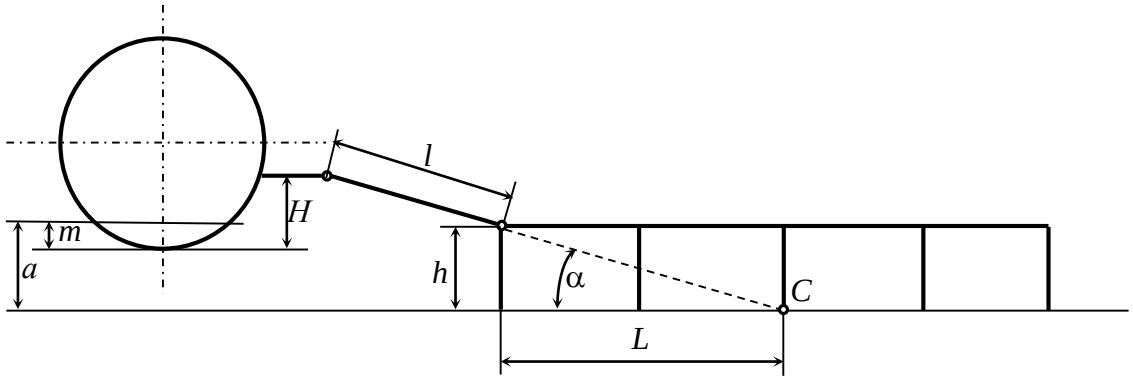

Рис. 1. Конструктивна схема приєднання боронувальної ланки до зчіпки [5].
Fig. 1. Structural scheme of attachment the harrow section to the hitch [5].

Його величина задає напрям сили тяги, формуючи при цьому характер руху ланки у поздовжньо-вертикальній площині. Крім цього параметр α впливає на вибір довжини повідка (l). У роботі [5] пропонують наступний аналітичний зв'язок між величинами α і l:

$$l = [H + a - (m + h)]/sin\alpha, \quad (1)$$

де H – висота точки причеплення повідка на рамі зчіпки; a – глибина оброблення грунту (боронування); m – величина прогрузання коліс зчіпки у грунт (3…4 см); h – висота розташування точки причеплення повідка до борони.

Власне величину кута нахилу повідка до горизонту (α) науковці рекомендують визначати із виразу [5]:

$$tg\alpha = h/L,$$

де L – відстань від сліду центру ваги борони (т. C, рис. 1) до проекції точки її причеплення до зчіпки.

Водночас, результатів досліджень динаміки поздовжньо-вертикального руху боронувального агрегату автор роботи [5] не приводить. Він лише

апріорі стверджує, що зі збільшенням глибини боронування стійкість руху борони у вказаній площині за постійної довжини повідка *l* буде забезпечена, якщо його приєднати до брусу зчіпки нижче на величину, адекватну зменшенню глибини обробітку ґрунту. При цьому слід центру ваги боронувальної ланки, на його думку, буде зосереджений у точці *C* (див. рис. 1).

В дійсності ж це може бути зовсім не так, що зменшує науково-практичну значущість залежності (1) і потребує додаткового проведення низки як теоретичних, так і експериментальних досліджень. Практично такий же методичний підхід щодо визначення кута нахилу повідків зубової борони застосовано у роботі [7].

Застосовуючи плоскорізальний ґрунтообробний робочий орган, слід пам'ятати, що для його заглиблення у ґрунт він має бути установлений до поверхні поля під певним кутом. Дослідженнями встановлено, що зростання цього кута приблизно до 5° обумовлює більш стабільний хід робочого органу по глибині обробітку ґрунту. Взагалі ж значина кута нахилу плоскорізального робочого органу для обробітку парів у поздовжньо-вертикальній площині взагалі вимагає уточнення. У першому наближенні можна вважати, що величина цього важливого конструктивного параметру не повинна перевищувати 5°.

Як бачимо, обґрунтований вибір цього і таких параметрів боронувальної секції, як: висота зуба; поздовжня відстань між рядами зубів борони; кут нахилу повідків боронувальної секції у горизонтальній площині; координати приєднання повідків борони до рами знаряддя, вимагає розгляду динамічної рівноваги боронувальної секції у поздовжньо-вертикальній площині проекцій. Аналіз відомих на даний момент науково-інформаційних джерел вказує, що методики вирішення вищеозначеної задачі поки що не існує.

Мета досліджень

Метою даних досліджень є розроблення математичного апарату, використання якого дозволить здійснити обґрунтований вибір таких конструктивних параметрів боронувального знаряддя, які обумовлять стійкість його руху у поздовжньо-вертикальній площині і забезпечить у подальшому збереження ґрунтової вологи при обробленні парів.

Результати досліджень

У процесі здійснення робочого руху, обумовленого дією сили P (рис. 2), відхилення боронувальної ланки від стабільного положення може проявлятися у вигляді її повороту на кут β відносно осі, яка є перпендикулярною до поздовжньо-вертикальної площини XOY і проходить через т. O.

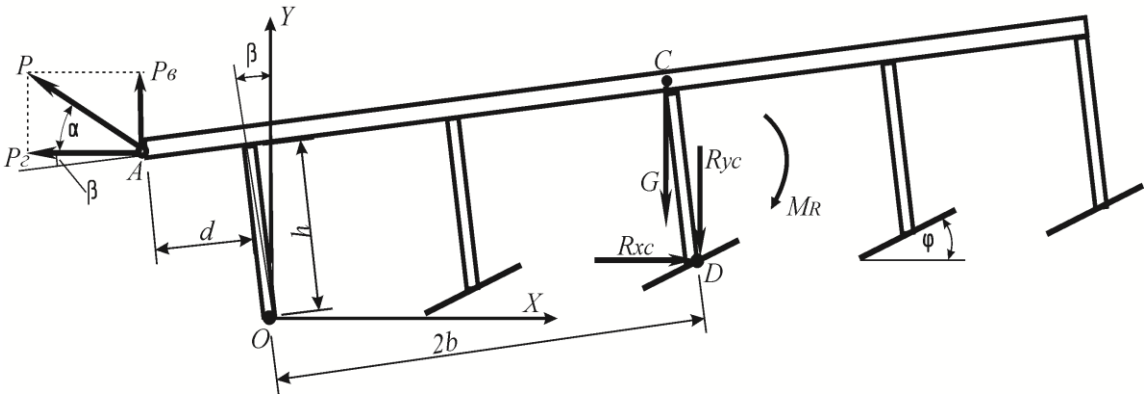

Рис. 2. Еквівалентна схема сил, які діють на боронувальну ланку під час її руху у поздовжньо-вертикальній площині.

Fig. 2. Equivalent schematic of forces acting on the harrowing section during its movement in the longitudinal-vertical plane.

Виведення диференціального рівняння такого кутового переміщення розглядуваного ґрунтообробного знаряддя (секції борони) здійснюватимемо з урахуванням наступних припущень.

1. Сила ваги боронувальної ланки *G* зосереджена у точці *C* (див. рис. 2), яка розташована у площині середнього ряду її зубів.

Правомірність цього припущення випливає із наступного аналізу. У плані (тобто при погляді зверху) рама боронувальної ланки виглядає як прямокутник, трансформований у «зигзагоподібну» форму. Борона має 20 плоских зубів із сегментами, загальна маса яких щонайменше у 20 разів менша за масу рами боронувальної секції. З урахуванням цього можна вважати, що центр її ваги зневажливо мало відхиляється від точки, яка розташована у вертикальній площині, що проходить через середній ряд зубів борони.

2. Тяговий опір боронувальної ланки репрезентують його горизонтальна (R_{xc}) і вертикальна (R_{yc}) складові, прикладені у «центрі опору» ґрунтообробного знаряддя (т. *D*, рис. 2). Окрім цього на знаряддя діє неврівноважений момент M_R. З урахуванням умов (у даній статті вони не розглядаються) статичної рівноваги боронувальної секції у розглядуваніq площині вказані сили і момент знаходяться із наступних виразів:

$$P_{xc} = 0{,}8 \cdot P_г; \quad (2)$$

$$P_{yc} = 0{,}8 \cdot P_г \cdot ctg(\varphi + \varphi_т); \quad (3)$$

$$M_R = 0{,}4 \cdot P_г \cdot b \cdot ctg(\varphi + \varphi_т). \quad (4)$$

3. Кут повороту боронувальної ланки β є таким, для якого справедливі наступні співвідношення: $sin\beta \approx \beta$, а $cos\,\beta \approx 1$.

Правомірність цього припущення обумовлена мализною кута β, максимальна значина якого, як показали попередні дослідження, не перевищує 8°.

При здійсненні поворотного руху боронувальної секції відносно т. *O* (див. рис. 2) вона має лише один ступінь вільності (тобто узагальнену координату) – кут β. Кінетична енергія *T* цієї динамічної системи розраховується із виразу [8]:

$$T = \frac{J_o \cdot \dot{\beta}^2}{2}, \quad (5)$$

де J_o – момент інерції борони відносно осі, яка є перпендикулярною до площини *XOY* і проходить через т. *O* (див. рис. 2), Н·м·с².

Характер і величину розсіювання енергії кутових коливань боронувальної ланки репрезентує дисипативна функція *Ф*, яка пропорційна швидкостям опору вертикального переміщення у ґрунті другого, третього, четвертого та п'ятого рядів зубів ґрунтообробного знаряддя.

Величина вертикального переміщення рядів зубів борони становить:

- для другого ряду – β·*b*;
- для третього ряду – β·2*b*;
- для четвертого ряду – β·3*b*;
- для п'ятого ряду – β·4*b*.

З урахуванням цього маємо:

$$\Phi = \frac{К_г \cdot (b \cdot \dot{\beta})^2}{2} + \frac{К_г \cdot (2b \cdot \dot{\beta})^2}{2} + \frac{К_г \cdot (3b \cdot \dot{\beta})^2}{2} + \frac{К_г \cdot (4b \cdot \dot{\beta})^2}{2}.$$

У підсумку вираз для дисипативної функції розсіювання боронувальною ланкою енергії кутових коливань є таким:

$$\Phi = 15 \cdot К_г \cdot b^2 \cdot \dot{\beta}^2, \quad (6)$$

де $К_г$ – коефіцієнт опору вертикального переміщення робочих органів боронувальної ланки у ґрунті, Н·с/м.

Математичну модель поворотного руху розглядуваної динамічної системи запишемо у вигляді рівняння Лагранжа II-го роду [8]:

$$\frac{d}{\partial t} \cdot \frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}} - \frac{\partial T}{\partial \beta} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\beta}} = M_o, \quad (7)$$

де M_o – узагальнений момент, який обумовлює прояв прийнятої до аналізу узагальненої координати – кута β, Н·м.

Із рівняння (7) видно, що кінетична енергія розглядуваної динамічної системи залежить лише від швидкості зміни узагальненої координати (кута β). У зв'язку з цим з урахуванням виразу (5):

$$\frac{\partial T}{\partial \beta} = 0, \quad а \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}} = J_o \cdot \dot{\beta}.$$

Частинні похідні за часом при цьому є такими:

- для кінетичної енергії:

$$\frac{d}{\partial t} \cdot \frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}} = J_o \cdot \ddot{\beta}. \quad (8)$$

- для дисипативної функції, враховуючи вираз (6):

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\beta}} = 30 \cdot К_г \cdot b^2 \cdot \dot{\beta}. \quad (9)$$

Узагальнена величина M_o, яка входить до складу рівняння (7), є алгебраїчною сумою усіх моментів, які діють на боронувальну ланку відносно т. *O* (рис. 2), Н·м. Враховуючи вирази (2), (3) і (4), у підсумку ця сума може бути представлена так:

$$M_o = \begin{pmatrix} -P_г \cdot tg\alpha \cdot h - P_г \cdot d + \\ +G \cdot h - 1{,}6 \cdot P_г \cdot b \end{pmatrix} \cdot \beta - 0{,}4 \cdot b \cdot P_г \times \times ctg(\varphi + \varphi_т). \quad (10)$$

Завершальним етапом отримання математичної моделі поворотного руху розглядуваної динамічної системи є підставляння у вихідний вираз (7) залежностей (8), (9) і (10). У підсумку отримуємо:

$$\ddot{\beta} + К_2 \cdot \dot{\beta} + К_1 \cdot \beta = K_o, \quad (11)$$

де $K_2 = 30 \cdot K_г \cdot b^2 / J_o$;

$K_1 = [P_г \cdot (d + 1{,}6 \cdot b + tg\alpha \cdot h) - G \cdot h]/J_o$;

$K_o = -0{,}4 \cdot b \cdot P_г \cdot ctg(\varphi + \varphi_т)$.

Аналіз виразу (11) показує, що поворотний рух боронувальної ланки у поздовжньо-вертикальній площині описується неоднорідним диференціальним рівнянням другого порядку з постійними коефіцієнтами. Причому, постійною є і його права частина.

Математичне моделювання поворотного руху боронувальної ланки у вказаній площині за рівнянням (11) передбачається здійснювати за зміни її конструктивних параметрів у наступних діапазонах: *b* = 0,15…0,45 м; *h* = 0,08…0,14 м; *d* = 0…0,20 м; *G* = 250…450 Н; α = 0…20°.

Момент інерції боронувальної ланки J_o з достатньою для практики точністю можна розраховувати із виразу, який враховує зміну таких її конструктивних параметрів, якими є *G*, *b* і *h*:

$$J_o = \frac{G}{g \cdot 12} \cdot (52 \cdot b^2 + 12 \cdot h^2),$$

де *g* – прискорення вільного падіння, 9.81 м/с².

З огляду на те, що робота даного ґрунтообробного знаряддя зазвичай розпочинається за вологості ґрунту 20…24 %, кут тертя для нього ($\varphi_г$) і коефіцієнт опору вертикального переміщення робочих органів боронувальної ланки у ньому ($K_г$) приймаємо постійними і рівними [9]: $\varphi_т$ = 60°; $K_г$ = 5000 Н·с/м.

Кут установки плоскорізальних сегментів борони до горизонту (φ) на підставі вище приведених міркувань, теж приймаємо постійним і рівним 5°.

Середня значина горизонтальної складової тягового опору боронувальної ланки ($P_г$), визначена у відповідності з попередніми польовими випробуваннями, прийнята рівною 1500 Н.

Оскільки математична модель руху боронувальної секції у поздовжньо-вертикальній площині (11) описується лінійним неоднорідним диференціальним рівнянням з постійними коефіцієнтами, то загальним його рішенням є:

$$\beta = \bar{\beta} + \tilde{\beta}, \quad (12)$$

де $\bar{\beta}$ – рішення рівняння (11) як однорідного, тобто коли K_o = 0;

$\tilde{\beta}$ – частинне рішення рівняння (11).

Для знаходження $\bar{\beta}$ однорідну частину рівняння (11) представимо у характеристичній формі [10]:

$$\lambda^2 + К_2 \cdot \lambda + К_1 = 0. \quad (13)$$

Дискримінант цього рівняння (*D*) у розгорнутому вигляді є таким:

$$D = \frac{900 \cdot K_г^2 \cdot b^4}{J_o^2} - \frac{4 \cdot [P_г \cdot (d + 1{,}6 \cdot b + tg\alpha \cdot h) - G \cdot h]}{J_o}. \quad (14)$$

В залежності від значин тих параметрів, які входять до виразу (14), величина дискримінанту *D* може бути:

а) позитивною;

б) рівною нулю;

в) від'ємною.

Розрахунки виразу (14) з урахуванням викладених вище діапазонів зміни параметрів *b, h, d, G, α, φ,* $K_г$, $P_г$ і J_o показують, що величина дискримінанту *D* може бути лише позитивною. Корені (тобто розв'язок) рівняння (13) при цьому такі:

$$\lambda_1 = \frac{-К_2 + \sqrt{К_2^2 - 4 \cdot К_1}}{2};$$

$$\lambda_2 = \frac{-К_2 - \sqrt{К_2^2 - 4 \cdot К_1}}{2}.$$

З урахуванням цього рішенням рівняння (11) як однорідного є [11]:

$$\bar{\beta} = e^{\frac{1}{2}\cdot\left(-К_2 + \sqrt{К_2^2 - 4 \cdot К_1}\right)\cdot t} \cdot C_1 + e^{\frac{1}{2}\cdot\left(-К_2 - \sqrt{К_2^2 - 4 \cdot К_1}\right)\cdot t} \cdot C_2,$$

де C_1, C_2 – постійні диференціювання.

Згідно з основами теорії диференціального числення [11] рішення $\tilde{\beta}$ рівняння (11) шукатимемо у вигляді:

$$\beta = C.$$

Так як перша і друга похідні від постійної величини C дорівнюють нулю, то з урахуванням вищеозначеного із рівняння (11) отримуємо:

$$K_1 \cdot C = K_o,$$

звідки знаходимо

$$C = \tilde{\beta} = K_o / K_1.$$

На підставі вищевикладеного можна записати, що загальне рішення (12) рівняння (11) має наступний вид:

$$\beta = \frac{К_o}{К_1} + e^{\frac{1}{2}\cdot\left(-К_2 + \sqrt{К_2^2 - 4 \cdot К_1}\right)\cdot t} \cdot C_1 + e^{\frac{1}{2}\cdot\left(-К_2 - \sqrt{К_2^2 - 4 \cdot К_1}\right)\cdot t} \cdot C_2. \quad (15)$$

Для знаходження постійних C_1 і C_2 потрібна ще одна залежність, яка б зв'язувала ці величини. Її можна отримати шляхом диференціювання за часом виразу (15). У даному випадку отримуємо:

$$\dot{\beta} = \frac{1}{2} \cdot \left(-К_2 + \sqrt{К_2^2 - 4 \cdot К_1}\right) \cdot e^{\frac{1}{2}\cdot\left(-К_2 + \sqrt{К_2^2 - 4 \cdot К_1}\right)\cdot t} \cdot C_1 + \frac{1}{2} \cdot \left(-К_2 - \sqrt{К_2^2 - 4 \cdot К_1}\right) \cdot e^{\frac{1}{2}\cdot\left(-К_2 - \sqrt{К_2^2 - 4 \cdot К_1}\right)\cdot t} \cdot C_2. \quad (16)$$

За умови t = 0 маємо β = 0 і $\dot{\beta} = 0$. З урахуванням цього із виразу (16) знаходимо, що

$$C_1 = -\frac{-К_2 - \sqrt{К_2^2 - 4 \cdot К_1}}{-К_2 + \sqrt{К_2^2 - 4 \cdot К_1}} \cdot C_2. \quad (17)$$

Підставивши (17) у (16), після перетворень отримуємо:

$$C_2 = -\frac{К_o \cdot \left(-К_2 + \sqrt{К_2^2 - 4 \cdot К_1}\right)}{2 \cdot К_1 \cdot \sqrt{К_2^2 - 4 \cdot К_1}}. \quad (18)$$

Своєю чергою, підставивши значину C_2 із (18) у (17), отримаємо залежність, яка дозволяє визначити невідому константу C_1:

$$C_1 = \frac{К_o \cdot \left(-К_2 - \sqrt{К_2^2 - 4 \cdot К_1}\right)}{2 \cdot К_1 \cdot \sqrt{К_2^2 - 4 \cdot К_1}}. \quad (19)$$

На завершення, підставивши вирази (19) і (18) у (16), після здійснення відповідних математичних перетворень отримаємо розв'язок диференціального рівняння (11), який описує процес зміни у часі кута повороту боронувальної секції β у поздовжньо-вертикальній площині:

$$\beta = \frac{К_o}{К_1} + e^{\frac{1}{2}\cdot\left(-К_2 + \sqrt{К_2^2 - 4 \cdot К_1}\right)\cdot t} \times \frac{К_o \cdot \left(-К_2 - \sqrt{К_2^2 - 4 \cdot К_1}\right)}{2 \cdot К_1 \cdot \sqrt{К_2^2 - 4 \cdot К_1}} - e^{\frac{1}{2}\cdot\left(-К_2 - \sqrt{К_2^2 - 4 \cdot К_1}\right)\cdot t} \times \frac{К_o \cdot \left(-К_2 + \sqrt{К_2^2 - 4 \cdot К_1}\right)}{2 \cdot К_1 \cdot \sqrt{К_2^2 - 4 \cdot К_1}}. \quad (20)$$

Рівняння (20) у підсумку дозволяє вивчити вплив відповідного конструктивного параметра боронувальної ланки на динаміку зміни у часі кута її повороту β у поздовжньо-вертикальній площині. Вектором (тобто напрямком) математичного моделювання при цьому є встановлення такої значини того чи іншого конструктивного параметру, яка забезпечуватиме якомога менший час виходу динамічної системи (боронувальної секції) у положення стабільної рівноваги за умови якомога меншої значини кута її повороту β.

Результати розрахунку виразу (20) свідчать, що коливання кута повороту боронувальної ланки у поздовжньо-вертикальній площині відносно т. О (див. рис. 2) мають аперіодичний характер (рис. 3).

У процесі руху борона здійснює кутові відхилення за часовою стрілкою, на що вказує від'ємна значина параметра β. Причому, чим більша відстань між рядами зубів боронувальної ланки (параметр *b*), тим довшим є час її виходу до усталеного положення. Так, якщо при значині *b* = = 0,15 м усталений рух борони наступає приблизно після 16 с (крива 1, рис. 3), то при b = 0,45 м такий стан динамічної системи наступає не раніше, ніж через 65 с (крива 3). Більше того, коли у першому випадку борона відхиляється на кут – 4,8°, то у другому цей показник зростає до – 5,8°. Наголосимо, що більш важливим при цьому є не різниця між кутами β, яка становить лише 1°, а тенденція поведінки розглядуваної динамічної системи за умови зміни такого параметра, як відстань між рядами зубів борони. У даному випадку вона така: чим менша значина параметра b, тим меншим як за амплітудою, так і часом (тобто фазою) є відхилення ґрунтообробного знаряддя від рівноважного стану.

Протилежний (у якісному плані) вплив на кут повороту боронувальної секції здійснює координата виносу точки кріплення її (борони) повідків. Так, при

установленні їх з виносом $d = 0$ усталений рух борони наступає тільки через 70 с і характеризується він від'ємним нахилом (поворотом) ґрунтообробного знаряддя на кут $\beta = -6{,}5^{o}$ (крива 1, рис. 4).

При збільшенні значини параметра d до 0,10 м усталений рух боронувальної ланки наступає приблизно через той же час (тобто 70 с), але кут відхилення знаряддя зменшується при цьому до $-5{,}7^{o}$ (крива 2, рис. 4).

Водночас, при збільшенні виносу точки кріплення повідків боронувальної ланки до $d = 0{,}20$ м час переходу до усталеного її руху наступає через 38 с, тобто зменшується (у порівнянні з двома попередніми варіантами) практично удвічі. Кут відхилення борони від її горизонтального положення при цьому теж зменшується і становить $-4{,}6^{o}$ (крива 3, рис. 4). Цілком зрозуміло, що це є, безумовно, позитивним фактором.

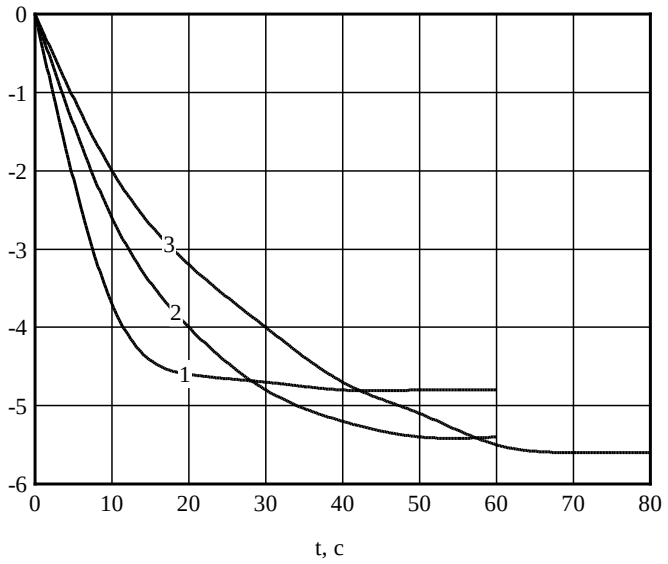

Рис. 3. Динаміки зміни кута повороту боронувальної ланки за різної відстані між рядами її зубів: 1 – b = = 0,15 м; 2 – b = 0,30 м; 3 – b = 0,45 м.

Fig. 3. Dynamics change of the harrowing section's turn angle at various distances between the rows its tines.

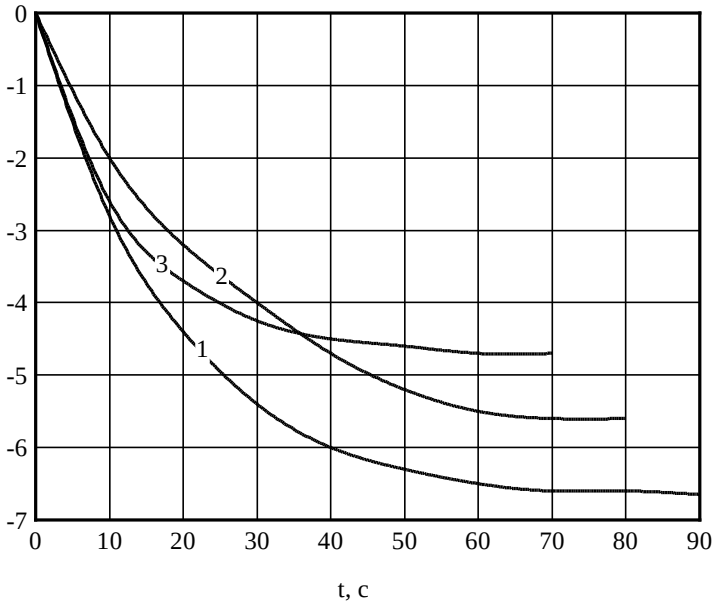

Рис. 4. Динаміки зміни кута повороту боронувальної ланки за різного виносу точки кріплення її повідків: 1 – d = 0; 2 – d = 0,10 м; 3 – d = 0,20 м.

Fig. 4. Dynamics change of the harrowing section's turn angle at various layout its dragbars attachment points.

На відміну від вище проаналізованих конструктивних параметрів, кут нахилу повідків боронувальної ланки α мало впливає на динаміку її повороту у поздовжньо-вертикальній площині. Зміна цього параметру з 0 до 20° сприяє зменшенню кута β лише на $0{,}5^{o}$ (рис. 5).

Ще менший вплив на кут відхилення боронувальної ланки від горизонтального положення

здійснюють її сила ваги (G) і висота зубів (h). За зміни цих конструктивних параметрів у вказаних вище діапазонах кут повороту борони β змінюється в межах 0,15…0,20°. Тобто динаміка стійкості розглядуваного ґрунтообробного знаряддя інваріантна по відношенню до значин α і h.

Аналіз вищевикладеного матеріалу дозволяє вибрати такі значини конструктивних параметрів, які обумовлюють зменшення кута відхилення борони від горизонтального положення і часу виходу її до нового рівноважного стану. Так, розрахунки свідчать, що при $P_г$ = 1500 Н, G = 300 Н, φ = 5°, $\varphi_г$ = 60°, α = 25°, h = 0,14 м, b = 0,15 м і d = 0,25 м значина кута повороту боронувального знаряддя у поздовжньо-вертикальній площині β не перевищуватиме – 3° (рис. 6).

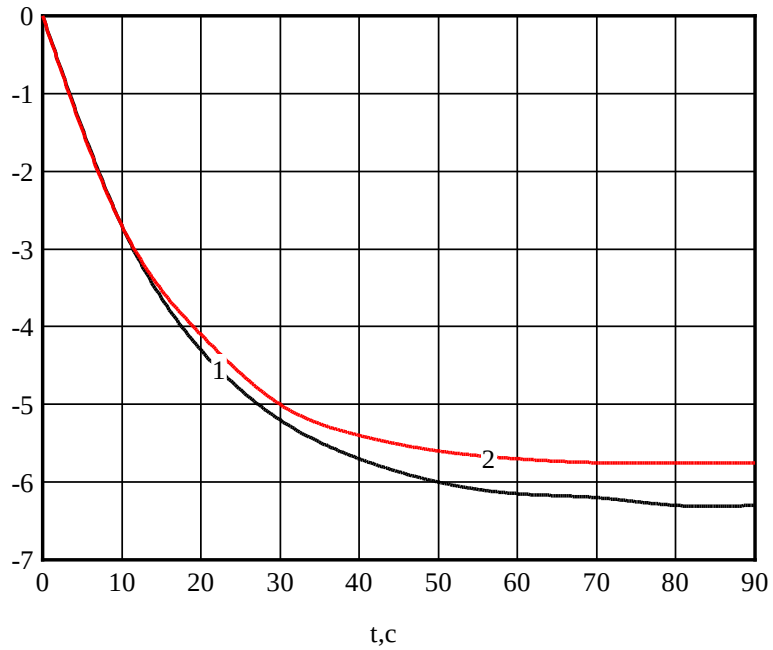

Рис. 5. Динаміки зміни кута повороту боронувальної ланки за різної кута нахилу її повідків: 1 – α = 0; 2 – α = 20°.

Fig. 5. Dynamics change of the harrowing section's turn angle at various slope angle its dragbars.

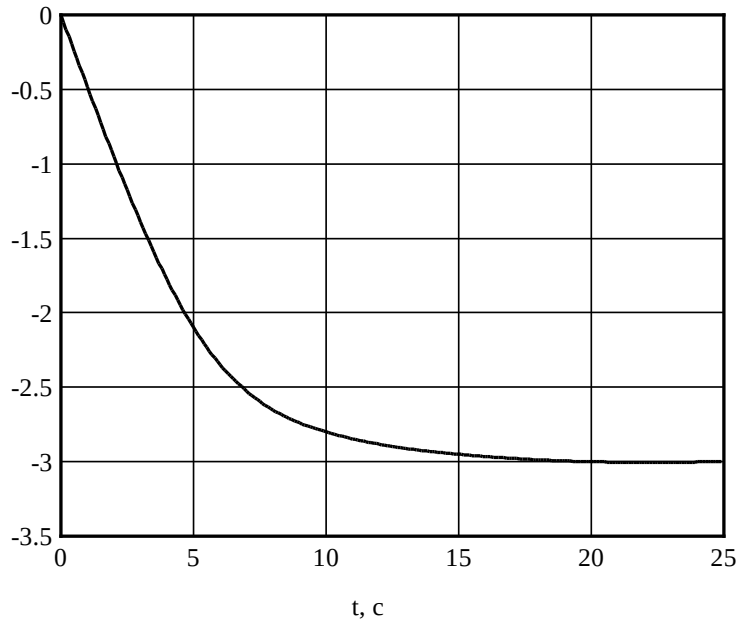

Рис. 6. Динаміка зміни кута повороту боронувальної ланки за раціональних значин її конструктивних параметрів.

Fig. 6. Dynamics change of the harrowing section's turn angle with rational values of its design parameters.

Причому, вихід боронувальної ланки до нового рівноважного стану становить при цьому 16 с.

Слід підкреслити, що наведені вище результати отримано за умови позитивної значини дискримінанта D характеристичного рівняння (14). Водночас, за умови роботи боронувального знаряддя на легких ґрунтах (супісках, наприклад), для яких значина коефіцієнту опору вертикального переміщення

робочих органів боронувальної ланки у ґрунті $K_г$ є меншою на порядок, дискримінант D, як випливає із аналізу рівняння (14), може бути від'ємним.

Загальне рішення (12) диференціального рівняння (11) у розкритому вигляді буде при цьому таким:

$$\beta = \frac{К_0}{К_1} + e^{-\frac{1}{2}K_2 t} \cdot \left[\begin{array}{l} C_1 \cdot sin\left(\frac{К_2}{\sqrt{К_2^2 - 4 \cdot К_1}} t\right) + \\ + C_2 \cdot cos\left(\frac{К_2}{\sqrt{К_2^2 - 4 \cdot К_1}} t\right) \end{array} \right]. \quad (21)$$

Для знаходження постійних диференціювання C_1 і C_2 врахуємо наступні початкові умови:

$$t = 0;$$
$$\beta = 0;$$
$$\dot{\beta} = 0.$$

З урахуванням цього із виразу (21) одразу ж знаходимо, що:

$$C_2 = -\frac{К_0}{К_1}. \quad (22)$$

Після диференціювання рівняння (21) за часом, отримуємо вираз для визначення швидкості зміни кута β (тобто першої похідної):

$$\dot{\beta} = e^{-\frac{1}{2}K_2 \cdot t}\left[К \cdot cos(К \cdot t) - \frac{К_2}{2} \cdot sin(K \cdot t)\right] \cdot C_1 -$$
$$- e^{-\frac{1}{2}K_2 \cdot t}\left[К \cdot sin(К \cdot t) + \frac{К_2}{2} \cdot cos(K \cdot t)\right] \cdot C_2, \quad (23)$$

де $К = \sqrt{К_2^2 - 4 \cdot К_1}\Big/2$.

Проаналізувавши вираз (23) з урахуванням вищевикладених початкових умов стосовно t, β і $\dot{\beta}$, знаходимо функціональний взаємозв'язок між постійними диференціювання C_1 і C_2:

$$C_1 = \frac{К_2}{\sqrt{К_2^2 - 4 \cdot К_1}} \cdot C_2.$$

Приймаючи до уваги вираз (22), із отриманого рівняння знаходимо залежність для визначення значини постійної C_1, яка є такою:

$$C_1 = -\frac{К_2}{\sqrt{К_2^2 - 4 \cdot К_1}} \cdot \frac{К_0}{К_1}. \quad (24)$$

Насамкінець, підставивши формули (22) і (24) у залежність (23), після відповідних перетворень знаходимо загальне рішення диференціального рівняння (11), яке описує процес повороту боронувальної ланки у поздовжньо-вертикальній площині за умови від'ємної значини дискримінанту D характеристичного рівняння (13):

$$\beta = \frac{К_0}{К_1} \times$$
$$\times \left\{ \begin{array}{c} 1 - e^{-\frac{1}{2}К_2 t} \times \\ \times \left[\begin{array}{c} \frac{К_2}{\sqrt{К_2^2 - 4 \cdot К_1}} \cdot \sin\left(\frac{К_2}{\sqrt{К_2^2 - 4 \cdot К_1}} t\right) + \\ + \cos\left(\frac{К_2}{\sqrt{К_2^2 - 4 \cdot К_1}} t\right) \end{array} \right] \end{array} \right\}. \quad (25)$$

Розрахунками встановлено, що у підтвердження викладених вище міркувань найвідчутніший вплив на знак дискримінанту D (12) характеристичного рівняння (11) здійснює значина коефіцієнту опору вертикального переміщення робочих органів боронувальної ланки у ґрунті $K_г$. На ґрунтах легкого гранулометричного складу його значина може становити 200 Н·с/м.

Динаміка поворотного руху боронувальної ланки у поздовжньо-вертикальній площині здійснюється за законом, описуваним рівняння (25). Характерними його ознаками є наявність експоненціальної і гармонічної складових коливань кута β.

Аналіз результатів здійснених за цим виразом розрахунків показує наступне. Під час роботи боронувального знаряддя за таких ґрунтових умов (репрезентованих значиною коефіцієнту $К_г$) поворот його на кут, близький до 3° забезпечити можна практично за тих же самих:

- значин висоти зубів h;
- відстані між зубами боронувальної ланки у поздовжньому напрямку b;
- кута установки плоскорізальних елементів зубів до горизонту φ;
- координати виносу точки кріплення повідків d;
- кута нахилу повідків боронувальної ланки до горизонтальної площини α (рис. 7).

Винятком (крім, звичайно, коефіцієнта $K_г$) є вага боронувальної ланки G. У цьому випадку вона має бути збільшеною до 550 Н.

Іншими словами, маса борони замість 30…35 кг має становити щонайменше 56 кг. Практична реалізація такого рішення передбачає баластування її відповідною масою.

Другим варіантом вирішення цієї проблеми може бути виготовлення боронувальних ланок саме такої експлуатаційної маси (тобто 56 кг), що з точки зору металоємності знаряддя є небажаним.

Результати математичного моделювання свідчать, що при обробітку боронувальним знаряддям механічно легких (за складом) ґрунтів час виходу ним до рівноважного стану (t) значно менший. Так, якщо при роботі на суглинках цей показник становить приблизно 16 с (див. рис. 6), то при обробітку супісків він зменшується до 0,7 с, тобто щонайменше у 22 рази (рис. 7). Вочевидь такий результат є цілком логічним із-за малої значини коефіцієнту опору вертикального переміщення робочих органів боронувальної ланки у легкому ґрунті, який характеризується коефіцієнтом $K_г$.

Виходячи із аналізу залежності (25), на перший погляд напрошується наступний висновок: динаміка поворотного руху боронувальної ланки у поздовжньо-вертикальній площині мала б характеризуватися періодичними коливаннями кута β, обумовленими наявністю множника (позначимо його $D1$), зосередженого у квадратних дужках:

$$D1 = \frac{К_2}{\sqrt{К_2^2 - 4 \cdot К_1}} \cdot sin\left(\frac{К_2}{\sqrt{К_2^2 - 4 \cdot К_1}} t\right)$$
$$+ cos\left(\frac{К_2}{\sqrt{К_2^2 - 4 \cdot К_1}} t\right).$$

З іншого боку, динаміці коливань боронувальної ланки притаманний монотонно спадаючий експоненціальний характер, описуваний іншим множником (позначимо його $D2$) виразу (25):

$$D2 = \mathrm{e}^{-\frac{1}{2}\cdot K_2 t}.$$

Порівняння динаміки зміни цих множників (тобто $D1$ і $D2$) у часі показує наступне (рис. 8). Якщо значина множника $D1$, який у принципі (із-за наявності періодичних функцій sin і cos) репрезентує періодичні коливання динамічної системи, зростає, то значина показника $D2$ при цьому, навпаки, відповідним чином зменшується.

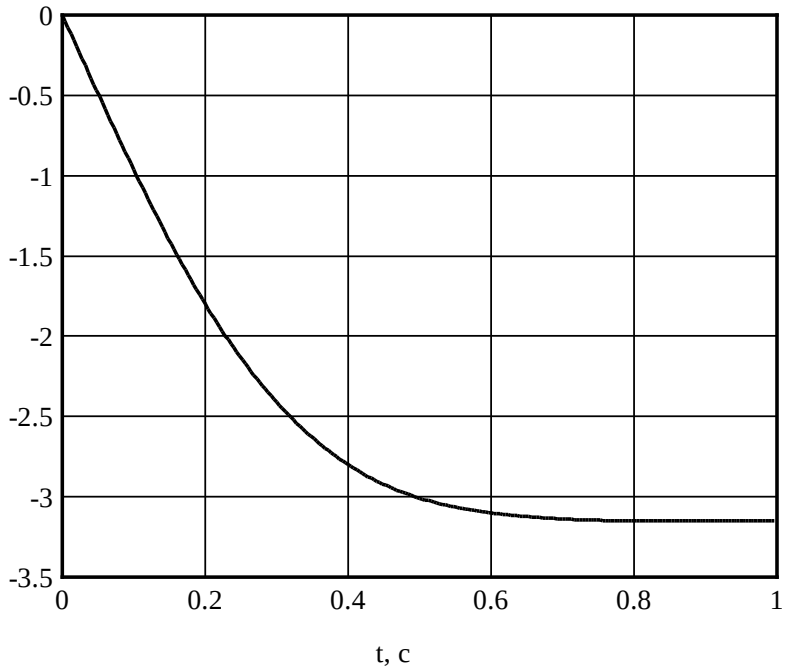

Рис. 7. Динаміка зміни кута повороту боронувальної ланки за умови її роботи на легких ґрунтах.
Fig. 7. Dynamics change of the harrowing section's turn angle when working on light soils.

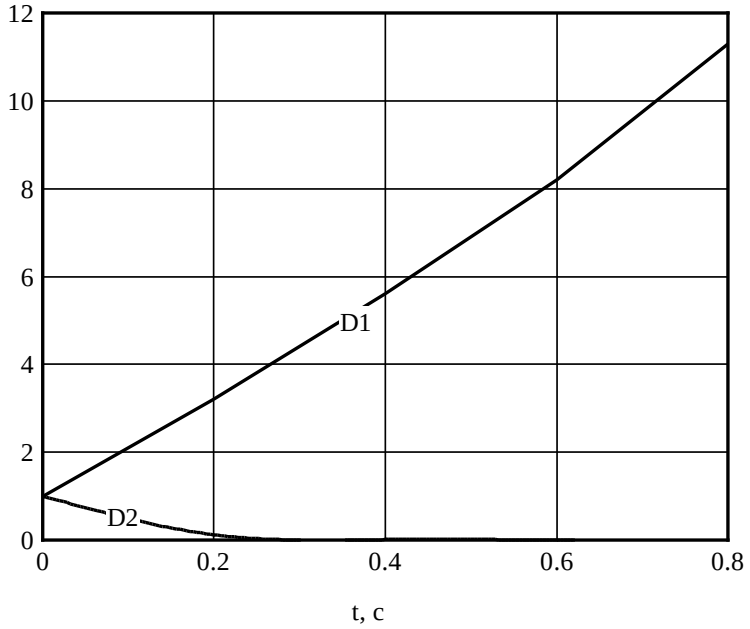

Рис. 8. Динаміка зміни у часі множників $D1$ і $D2$.
Fig. 8. Dynamics change in time *D1* and *D2* multipliers.

Причому, інтенсивність зменшення множника $D2$ (тобто експоненти) настільки перевищує інтенсивність зростання множника $D1$, що їх добуток зменшується практично за експоненціальним законом. Саме це і пояснює аперіодичний характер коливань кута повороту боронувальної секції (β) у поздовжньо-вертикальній площині проекцій.

Висновки

1. Чим менша значина відстані між рядами зубів боронувальної ланки b, тим меншим як за амплітудою, так і часом (тобто фазою) є відхилення ґрунтообробного знаряддя від рівноважного стану. Так, при зменшенні параметра b втричі (з 0,45 до 0,15 м) кут повороту ґрунтообробного знаряддя зменшується на 1°, а фаза – з 65 до 16 с (тобто у 4 рази).

2. При збільшенні координати виносу точки кріплення повідків борони з 0 до 0,2 м кут її відхилення від горизонтального положення і час виходу до нового рівноважного стану зменшуються практично вдвічі, що є бажаним результатом.

3. Розрахунки свідчать, що при значинах параметрів $P_г$ = 1500 Н, G = 300 Н, $\varphi = 5^o$, $\varphi_т = 60^o$, $\alpha = 25^o$, h = 0,14 м, b = 0,15 м і d = 0,25 м значина кута повороту боронувальної секції у поздовжньо-вертикальній площині не перевищуватиме – 3°, а її вихід до нового рівноважного стану становить при цьому не більше 16 с.

4. На агрофонах легкого гранулометричного складу, який характеризується малою значиною коефіцієнту опору вертикального переміщення робочих органів боронувальної ланки у ґрунті, час її виходу до рівноважного стану суттєво зменшується. Так, якщо при роботі на суглинках цей показник становить приблизно 16 с, то при обробітку супісків він зменшується до 0,7 с, тобто щонайменше у 22 рази.

Список літератури

1. *Надикто В. Т., Тиховод М. А.* Роль парів у збереженні та накопиченні вологи грунту. Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. 2020. Вип. 20. Т. 2. С. 3-23.
2. *Коломиец А. П.* Борона-культиватор ВНИС-Р на свекловичных плантациях. Сахарная свекла. 1974. №3. С. 14-16.
3. *Радченко А. Г.* Теоретические основы послойно-ярусной обработки почвы. Вопросы агротехники получения высоких урожаев. Киев. ВНИС, 1972. С. 28-32.
4. *Юнусов Г. С.* Разработка блочно-модульного агрегата для предпосевной обработки почвы. МарГУ. Йошкар-Ола. 2001. 140 с.
5. *Труфанов В. В.* Результаты исследования зубовых борон новой конструкции. Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1986. №4. С. 12-14.
6. *Халанский В. М., Ходаей Д.* Результаты испытаний экспериментальной зубовой бороны с активными рабочими органами. Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2005. №11. С. 9-12.
7. *Босой Е. С., Верняев О. В., Смирнов И. И. и другие.* Теория, конструирование и расчет сельскохозяйственных машин. Под ред. *Е. С. Босого*. Москва. Машиностроение. 1977. 568 с.
8. *Булгаков В. М., Яременко В. В., Черниш О. М., Березовий М. Г.* Теоретична механіка: підручник. Київ. Центр учбової літератури. 2017. 640 с.
9. *Жук А. Ф.* Исследование почвообрабатывающего клина с почвенным наростом. Механізація та електрифікація сільського господарства. 2013. Вип. 97. С. 28-33.
10. *Бронштейн И. Н., Семендяев К. А.* Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. Москва. Наука. 1981. 720 с.
11. *Самойленко А. М., Перестюк М. О., Парасюк І. О.* Диференціальні рівняння. Київ. Либідь. 2003. 600 с.

References

1. *Nadykto V. T., Tikhovod M. A.* (2020). The role of vapors in the preservation and accumulation of soil moisture. Proceedings of the Tavriya State Agrotechnological University. Vol. 20. Issue 2. P. 3-23.
2. *Kolomiets A. P.* (1974). Harrow-cultivator ВНИС-Р on beet plantations. Sugar beet. №3. P. 14-16.
3. *Radchenko A. G.* (1972). Theoretical foundations of layer-by-layer tillage. Questions of agricultural techniques for obtaining high yields. Kyiv. VNIS. P. 28-32.
4. *Unusov G. S.* (2001). Development of block-modular unit for pre-sowing tillage. MarSU. Yoshkar-Ola. 140 p.
5. *Trufanov V. V.* (1986). The results of the study of dental harrows of new design. Tractors and agricultural machinery. №4. P. 12-14.
6. *Khalanskiy V. M., Khodaey D.* (2005). The results of tests of experimental dental harrow with active working bodies. Tractors and agricultural machinery. №11. P. 9-12.
7. *Bosoy E. S., Vernyaev O. V., Smirnov I. I.,* etc. (1977). Theory, design and calculation of agricultural machinery. Ed. *E. S. Bosoy*. Moscow. Mechanical engineering. 568 p.
8. *Bulgakov V. M., Yaremenko V. V., Chernish O. M., Berezoviy M. G.* (2017). Theoretical mechanics: textbook. Kyiv. Center for Educational Literature. 640 p.
9. *Zhuk A. F.* (2013). Study of tillage wedge with soil growth. Mechanization and electrification of agriculture. Vol. 97. P. 28-33.
10. *Bronshteyn I. N., Semendyaev K. A.* (1981). Handbook of mathematics for engineers and university students. Moscow. Science. 720 p.
11. *Samoylenko A. M., Perestuk M. O., Parasuk I. O.* (2003). Differential equations. Kyiv. Lybid. 600 p.

АНАЛИЗ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ БОРОНОВАЛЬНОЙ СЕКЦИИ

В. Т. Надыкто, Н. А. Тиховод

Аннотация. В статье рассмотрена динамика функционирования в продольно-вертикальной плоскости одной прицепной бороновальной секции, предназначенной для обработки паров. В качестве оценочного показателя принято отклонение этой динамической системы от горизонтального положения. Теоретическими исследованиями установлено, что чем меньше расстояние между рядами зубьев бороновального звена, тем меньше как по амплитуде, так и времени (то есть по фазе) отклонение почвообрабатывающего орудия от

равновесного состояния. При увеличении координаты выноса точки крепления поводков бороны с 0 до 0,2 м угол ее отклонения от горизонтального положения и время выхода к новому равновесному состоянию уменьшаются практически вдвое, что является желаемым результатом. Аналитическим путем установлено, что при рациональных конструктивных параметрах бороновальной секции значение угла ее поворота в продольно-вертикальной плоскости не превышает -3°, а ее выход к новому равновесному состоянию составляет при этом не более 16 с. На агрофонах легкого гранулометрического состава, характеризующегося малым значением коэффициента сопротивления вертикального перемещения рабочих органов бороновальной секции в почве, время ее выхода к равновесному состоянию уменьшается с 16 до 0,7 с.

Ключевые слова: пар, боронование, бороновальная секция, угол поворота, устойчивость движения.

HARROW SECTION MOVEMENT SUSTAINABILITY ANALYSIS

V. T. Nadykto, M. A. Tikhovod

Abstract. The article discusses the sustainability dynamics in the longitude-vertical plane one trailed harrow section designed for fallow treatment. Deviation this dynamical system from the horizontal plane have accepted as the main estimated parameter. Theoretical studies have allowed received such as results. The fewer the distance between row tines of zigzag harrow section, the fewer its deviation amplitude and phase from the equilibrium state. When the attachment point coordinate of the harrow dragbars is increased from 0 to 0.2 m, its angle and time deviation from the equilibrium state is half as many that it is the desired result. When the harrow section has rational design parameters, its turn angle in the longitude-vertical plane does not exceed -3°, and time its output to the equilibrium state does not exceed 16 s. On soils with light grading, which have a low value of the vertical movement resistance coefficient of the harrow tines, time its output to the equilibrium state is reduced from 16 to 0.7 s.

Key words: harrow, harrowing, harrowing section, turn angle, movement sustainability.

В. Т. Надикто ORCID 0000-0002-1770-8297.
М. А. Тиховод ORCID 0000-0001-8463-5481.