

МЕХАНІКО-ТЕХНОЛОГІЧНІ ПРОЦЕСИ, ВИКОНАВЧІ ОРГАНИ ТА МАШИНИ ДЛЯ РОСЛИННИЦТВА

УДК 631.319.2

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ КОЛИВАННЯ ЗУБЧАСТОГО СОШНИКА СЕЛЕКЦІЙНОЇ СІВАЛКИ

В.В. АДАМЧУК, академік НААН, д.т.н., проф., e-mail: adamchukvv@mail.ru, тел.: +38-050-506-76-09 – Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства»;

В.М. БУЛГАКОВ, академік НААН, д.т.н., проф.,

І.В. ГОЛОВАЧ, д.т.н. – Національний університет біоресурсів і природокористування України;

В.П. ГОРОБЕЙ, к.т.н. – Науково-виробниче об'єднання «Селта» Національного наукового центру «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства»

РЕЗЮМЕ

Мета дослідження. Розширення технологічних можливостей селекційно-насіньової сівалки при зменшенні енергетичних витрат за рахунок використання вібраційного ефекту взаємодії робочого органу з ґрунтом шляхом визначення раціональних конструктивних параметрів і режимів роботи її сошникових вузлів.

Методика дослідження базувалася на застосуванні аналітичних методів і методів математичного моделювання сільськогосподарських машин і технологічних операцій з використанням законів механіки, зокрема основного закону динаміки і теорії коливань. Чисельне моделювання проведено за допомогою ПЕОМ за розробленою програмою в середовищі MathCAD.

Результати дослідження. 1. Розроблено сошниковий вузол нової конструкції з робочими органами, встановленими на пружинно-важільній підвісці і зубчастим розрізним диском, якими комплектуються, залежно від обраної технології, селекційно-насіньові сівалки. Сутність удосконалення селекційної сівалки полягає в тому, що замість дводискових, анкерних або кілеподібних сошників, якими традиційно комплектуються базова сівалка, на ній встановлені універсальні сошникові вузли, що дають можливість здійснити сівбу за енергозберігаючими технологіями.

2. Для аналітичного дослідження удосконаленого сошникового вузла розроблена, перш за все, еквівалентна (силова) схема, на підставі якої складена система диференціальних рівнянь поступальних коливань комбінованого сошникового вузла з зубчастим диском, встановленому на вібраційній підвісці, що збурює, та генерується нерівностями поверхні ґрунту при рівномірному русі сошникового вузла уздовж поля.

3. Отримано рішення зазначеної системи диференціальних рівнянь, що характеризує закон коливального руху лонжерона сошникового вузла, а також знайдені кінцеві аналітичні вирази для визначення амплітуди і частоти зазначених коливань у залежності від конструктивних параметрів і кінематичних режимів роботи.

4. Згідно розробленої математичної моделі проведено розрахунки на ПЕОМ амплітуди коливань для оцінки стану системи та оптимізації енергетичних характеристик універсальної селекційної сівалки.

5. Побудована амплітудна характеристика сошникового вузла з зубчастим диском, встановленим на пружинній підвісці, при різній жорсткості пружин для визначення залежності амплітуди коливань від швидкості поступального руху.

Висновки. Отримані резонансні значення амплітуди, коли частота збурень сошникового вузла з власною частотою при швидкостях від 0,5 м/с до 1,0 м/с: при жорсткості пружин $C_{П1} = 67270$ Н/м, $C_{П2} = 68600$ Н/м (100 % номінальної жорсткості) – резонансне значення амплітуди коливань складає 0,005 м; при жорсткості пружин $C_{П1} = 50450$ Н/м, $C_{П2} = 51450$ Н/м (75% номінальної жорсткості) – 0,006 м; при жорсткості пружин $C_{П1} = 33635$ Н/м, $C_{П2} = 34300$ Н/м (50% номінальної жорсткості); при жорсткості пружин $C_{П1} = 16815$ Н/м, $C_{П2} = 17150$ (25% номінальної жорсткості) – 0,016 м. При подальшому збільшенні швидкості поступального руху від 1,2 м/с до 4,0 м/с спостерігаються стабільні показання амплітуди, що забезпечують відхилення глибини загортання насіння в ґрунт у межах агротехнічних вимог.

Ключові слова: сівалка, комбінований сошник, зубчастий диск, пружина, сила, реакція ґрунту, диференціальні рівняння, коливання, синусоїдальний закон, амплітуда, частота.

UDC 631.319.2

THEORETICAL BASIS OF VIBRATIONS PLOUGHSHARE COULTERSELECTION SEEDERS

V.V. ADAMCHUK, Academician NAAS, Doctor of Science, Prof. E-mail: adamchukvv@mail.ru, tel.: +38-050-506-76-09 – National Scientific Center «Institute for Agricultural Engineering and Electrification»;

V.M. BULGAKOV, Academician NAAS, Doctor of Science, Prof.,

I.V. HOLOVATCH, Ph.D. – National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine;

V.P. HOROBEY, Ph.D. – Scientific and Production Association «SELT» National Scientific Center «Institute for Agricultural Engineering and Electrification»

SUMMARY

The purpose of the study. Expansion technological capabilities of breeding and seed sowing machines for reducing energy costs at the expense using a vibrating effect of interaction working body with soil by identifying rational design parameters and modes of its nodes.

Methods of investigation – based on the application of analytical techniques and methods of mathematical modeling of agricultural machines and process operations using the laws of mechanics, including the fundamental law of dynamics and vibration theory. Numerical simulation was performed using the PC program developed by a medium MathCAD.

Results. Developed by ploughshare knot new design with working parts installed on the spring-lever suspension and split toothed drive, which is completed, depending on the chosen technology, breeding and seed sowing machines. The essence of improving breeding sowing machines is that instead of the two-disc, anchor or carinate shovels, which traditionally comes with basic drill, it has the universal coulter units, enabling a crop for energy saving technologies.

1. Advanced analytical research ploughshare knot is designed primarily equivalent (power) scheme, under which is composed of differential equations of translational vibrations ploughshare combined with toothed drive unit mounted on vibration suspension arising under the influence of disturbing generated inequalities soil surface with a uniform motion ploughshare knot along the field.

2. To get the solution of the system of differential equations describing the vibrational

motion law spar ploughshare site and found the final analytical expressions for the amplitude and frequency of these oscillations depending on the design parameters and kinematic modes.

3. According to the developed mathematical model performed calculations on a PC oscillation amplitude for the assessment of system and further optimize energy performance universal selection sowing machines.

4. Constructed amplitude characteristic ploughshare node with toothed drive mounted on spring suspension, springs with different hardness to determine the dependence of amplitude on the speed of forward movement.

Conclusions – received resonant of the value amplitude of frequent disturbances Soshnikova node with the natural frequency at speeds of 0.5 m / s to 1.0 m / s, while spring stiffness $S_{P1} = 67\ 270\ \text{N} / \text{m}$, $S_{P2} = 68600\ \text{N} / \text{m}$ (100 % of nominal stiffness – resonant oscillation amplitude value is 0,005 m, with stiffness springs $S_{P1} = 50450\ \text{N} / \text{m}$ $S_{P2} = 51\ 450\ \text{N} / \text{m}$ (75% of nominal rigidity) – 0,006 m; during spring stiffness $S_{P1} = 33\ 635\ \text{N} / \text{m}$, $S_{P2} = 34300\ \text{N} / \text{m}$ (50% of nominal stiffness, stiffness in the springs $S_{P1} = 16815\ \text{N} / \text{m}$ $S_{P2} = 17\ 150$ (25% of nominal stiffness) – 0,016 m. With further increase the speed of translational movement of 1.2 m / s to 4.0 m / s are observed of the amplitude stable readings, providing deflection depth of seeding the soil within agro-technical requirements.

Key words: seeder, combinations ploughshare, toothed disc, spring, the force, reaction of soil, differential equations, fluctuations, sinusoidally act, amplitude, frequency.

УДК 631.319.2

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ КОЛЕБАНИЙ ЗУБЧАТОГО СОШНИКА СЕЛЕКЦИОННОЙ СЕЯЛКИ

В.В. АДАМЧУК, академик НААН, д.т.н., проф., e-mail: adamchukvv@mail.ru, тел.: +38-050-506-76-09 – Национальный научный центр «Институт механизации и электрификации сельского хозяйства» ;

В.М. БУЛГАКОВ, академик НААН, д.т.н., проф.,

И.В. ГОЛОВАЧ, д.т.н. – Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины;

В.П. ГОРОБЕЙ, к.т.н. – Научно-производственное объединение «Селта» Национального научного центра «Институт механизации и электрификации сельского хозяйства»

РЕЗЮМЕ

Цель исследования. – расширение технологических возможностей селекционно-семенной сеялки при уменьшении энергетических затрат за счет использования вибрационного эффекта взаимодействия рабочего органа с почвой путем определения рациональных конструктивных параметров и режимов работы ее сошниковых узлов.

Методика исследования базировалась на применении аналитических методов и методов математического моделирования сельскохозяйственных машин и технологических операций с использованием законов механики, в частности основного закона динамики и теории колебаний. Численное моделирование проведено с помощью ПЭВМ по разработанной программе в среде MathCAD.

Результаты исследования. 1. Разработан сошниковый узел новой конструкции с рабочими органами, установленными на пружинно-рычажной подвеске и зубчатым разрезающим диском, которыми комплектуются, в зависимости от выбранной технологии, селекционно-семенные сеялки. Сущность усовершенствования селекционной сеялки состоит в том, что вместо двухдисковых, анкерных или килевидных сошников, которыми традиционно комплектуется базовая сеялка, на ней установлены универсальные сошниковые узлы, позволяющие осуществить посев по энергосберегающим технологиям.

2. Для аналитического исследования усовершенствованного сошникового узла разработана, прежде всего, эквивалентная (силовая) схема, на основании которой составлена система дифференциальных уравнений поступательных колебаний комбинированного сошникового узла с зубчатым диском, установленном на вибрационной подвеске, которые возникают под действием возмущающей силы, генерируемой неровностями поверхности почвы при равномерном движении сошникового узла вдоль поля.

3. Получено решение указанной системы дифференциальных уравнений, характеризующее закон колебательного движения лонжерона сошникового узла, а также найдены конечные аналитические выражения для определения амплитуды и частоты указанных колебаний в зависимости от конструктивных параметров и кинематических режимов работы.

4. Согласно разработанной математической модели проведены расчеты на ПЭВМ амплитуды колебаний для оценки состояния системы и оптимизации в дальнейшем энергетических характеристик универсальной селекционной сеялки.

5. Построена амплитудная характеристика сошникового узла с зубчатым диском, установленном на пружинной подвеске, при разных жесткостях пружин для определения зависимости амплитуды колебаний от скорости поступательного движения.

Выводы. Получены резонансные значения амплитуды, когда частота возмущений сошникового узла с собственной частотой при скоростях от 0,5 м/с до 1,0 м/с: при жесткости пружин $C_{п1} = 67270$ Н/м, $C_{п2} = 68600$ Н/м (100% номинальной жесткости – резонансное значение амплитуды колебаний составляет 0,005 м; при жесткости пружин $C_{п1} = 50450$ Н/м, $C_{п2} = 51450$ Н/м (75% номинальной жесткости) – 0,006 м; при жесткости пружин $C_{п1} = 33635$ Н/м, $C_{п2} = 34300$ Н/м (50% номинальной жесткости; при жесткости пружин $C_{п1} = 16815$ Н/м, $C_{п2} = 17150$ (25% номинальной жесткости) – 0,016 м. При дальнейшем увеличении скорости поступательного движения от 1,2 м/с до 4,0 м/с наблюдаются стабильные показания амплитуды, обеспечивающие отклонения глубины заделки семян в почву в пределах агротехнических требований.

Ключевые слова: сеялка, комбинированный сошник, зубчатый диск, пружина, сила, реакция почвы, дифференциальные уравнения, колебания, синусоидальный закон, амплитуда, частота.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

В сучасних умовах інтенсивного впровадження енергозберігаючих технологій вирощування зернових та інших сільськогосподарських культур актуальною є потреба проведення агротехнічних дослідів селекційно-насінницькими сівалками за даними технологіями. Конструкційні особливості сошників для вибраної технології є ключовими, зокрема при сівбі з мінімальним обробітком ґрунту або без попереднього обробітку.

Селекційно-насінницька начіпна сівалка з механічним висівним апаратом СС-16 (СН-16) широко використовується для сівби насіння зернових, зернобобових культур і трав з метою проведення попереднього і конкурсного сортовипробування, агротехнічних дослідів, а також для рядової сівби у фермерських господарствах. Недосконала сошниковна група не дає можливості її застосовувати для енергозберігаючих технологій сівби. Розробка універсальних сошників для сівалки, обґрунтування конструкційно-кінематичних параметрів та оцінка їх енергетичних показників має практичне і теоретичне значення.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ
І ПУБЛІКАЦІЙ

Для технологій прямої сівби відомий виробник селекційно-насінницької техніки фірма Wintersteiger пропонує використовувати підсилену раму сівалки для суцільного висіву Plotseed XXL та сошники: дводискові ACRA Plan t, з міжряддями від 19 см; дводискові Great Plains, з міжряддями від 15 см; дводискові Sunflower; зубчасті Horwood Bagshaw [1]. Розроблений макетний зразок спеціального пристосування з активними робочими органами – лопатевими дисками, встановленими в міжсошниковому просторі, та випробуваний на базі селекційної сівалки типу СКС-6-10, конструкції ВІМ [2]. Разом з тим, дводискові, кілеподібні і анкерні сошники, якими комплектуються найбільш роз-

повсюджені на пострадянському просторі селекційно-насінницькі сівалки, в тому числі типу СН-16 [3, 4, 5], не дають можливості здійснювати сівбу насіння в мульчований рослинними залишками ґрунт через недосконалу конструкцію сошникового вузла. Одним із шляхів розширення сфери застосування сівалок і можливостей різних типів сошникових груп забезпечувати якісний висів зернових культур при різноманітних системах обробітку ґрунту, і відповідно, якості передпосівного обробітку, є сівалки з суцільними дисковими ножами: турбодисками, хвильовими та рифленими ріжучими дисками [6, 7].

Результати всебічних досліджень сівалки DST-6000 фірми «Agrisem» (Франція) з уніфікованими посівними модулями Disk-0-Sem, що складаються з двох рядів зубчастих дисків, закріплених на пружинних стійках, показали перспективність даних агрегатів. Незважаючи на недоліки по глибині висіву, оскільки заробка насіння здійснюється за допомогою ґрунтового потоку, що створюється дисками діаметром 560 мм, є і переваги – під час роботи диски вібрують, створюючи ефект ударної хвилі, забезпечуючи заглиблення диска навіть на важких ґрунтах з меншим (на 20%) опором [8].

Відомо, що за рахунок вібрацій, зменшення коефіцієнта внутрішнього тертя між частками ґрунту, вібруючим органом та ґрунтом тяговий опір бурякозбирального комбайна зменшується на 26-53% [9]. Зменшення сили опору при заглибленні в ґрунт зубчастим лезом відносно суцільного доведено і біонічними напрямками розробки робочих органів ґрунтообробних машин [10].

При розробці та дослідженнях конструкцій сошників для прямої сівби з розрізаючим диском-ножем, встановлено зменшення норм висіву зернових культур на 25-30% відносно звичайних дискових сівалок [11], збільшення швидкості з 1,94 м/с до 2,67 м/с несуттєво впливає на рівномірність заробки насіння, при висіві зернових на глибину 0,07 м опір сошникової секції скла-

дає 72 Н без внесення добрив і 89 Н при внесенні добрив на глибину ходу у ґрунті 0,12 м, ущільнення ґрунту котком тільки над насінневими рядками дає можливість знизити опір до 188 Н, або в 3,3 раза [12]. Проведені теоретичні дослідження зміни заглиблюючої сили, що створює механізм пружинної підвіски, в залежності від положення робочої зони важеля підвіски сошника [13], та складені схеми переміщення, визначення кута установки зуба і форми леза, також приведені математичні моделі розрахунків для визначення оптимальних параметрів [14]. Водночас у дослідженнях не враховується енергетична складова, що виникає за рахунок вібрацій у технологічному процесі.

Мета досліджень. Метою досліджень є розширення технологічних можливостей селекційно-насінницької сівалки при зменшенні енерговитрат за рахунок використання вібраційного ефекту взаємодії робочого органу з ґрунтом шляхом визначення раціональних конструкційних параметрів і кінематичних режимів роботи її сошникових вузлів.

Матеріали і методи досліджень. У дослідженнях було використано аналітичний, статистичний методи та математичного моделювання машин і технологічних операцій з використанням законів механіки.

Результати досліджень. Розроблений сошниковий вузол з робочими органами, встановленими на пружинно-важільній підвісці, комплектується в залежності від вибраної технології для селекційно-насінницької сівалки [15, 16].

Сутність вдосконалення начіпної сівалки СНС-16А полягає в тому, що замість дводискових, анкерних чи кілеподібних сошників, якими традиційно комплектується базова сівалка, необхідно встановити

універсальні сошникові вузли, що дасть можливість сіяти за енергозберігаючими технологіями. Розроблений макет сошникового вузла (рис. 1) з розрізаючим зубчастим диском 1, корпус якого 2 на шарнірно-важільному механізмі 3 в передній частині через кронштейн прикріплений до квадратної балки сівалки 4 з натискною пружиною 5, а позаду закріплюється анкерний чи стрілочастий сошник 6 і прикоч-уючий коток 7. Між корпусом сошника 2 і шарнірно-важільним механізмом 3 встановлений пружинний механізм 8 вібраційних автоколивань. Глибина ходу сошникового вузла регулюється положенням прикочуючого колеса 7 механізмом регулювання 9. Зубчасті западини диска 1 спрямовані у зворотному напрямку обертання диска, що прискорює розвантаження від засмічувачів [11] та полегшує роботу чистика 10.

Відповідно до обґрунтованих раніше геометричних параметрів сошникового вузла був виготовлений його макетний зразок з розрізаючим сферичним зубчастим диском, що має спеціальні V-подібні вирізи, розташовані по периферії з рівними інтервалами, причому одна ріжуча кромка розташована радіально, а друга під кутом до радіуса і, відповідно, до радіальної ріжучої кромки вирізу.

Перед оцінкою енергетичних характеристик сошникового вузла, за описаною раніше методикою [17], для складання диференціальних рівнянь, що описують поступальні коливання сошникового вузла при його русі по нерівностях поверхні ґрунту, необхідно спочатку проаналізувати схему сил, що діють на цей вузол під час його рівномірного руху вздовж поля. Тому розглянемо відповідну еквівалентну силову схему, яка приведена на рис. 2.

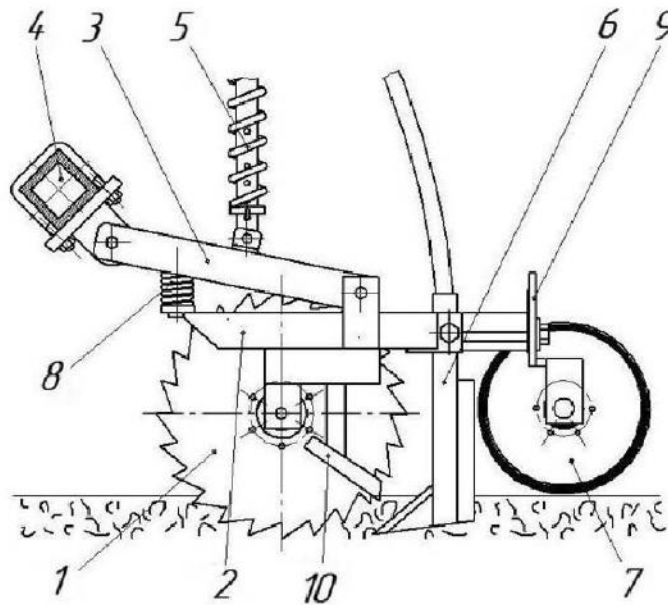


Рис. 1. Схема універсального сошникового вузла:

1 – зубчастий диск; 2 – корпус; 3 – шарнірно-важільний механізм; 4 – повідковий брус сівалки; 5 – натискна пружина; 6 – анкер-насіньспровід; 7 – прикочуючий коток; 8 – пружинний механізм; 9 – механізм регулювання глибини ходу; 10 – чистик

Fig. 1. 1 The scheme of universal coulter assembly:

1 – a gear drive; 2 – the case; 3 – Toggle mechanism; 4 – the driving beam; 5 – compression spring; 6 – anchorvas deferens; 7 – laminating roller; 8 – a spring mechanism; 9 – adjustment mechanism depth control; 10 – Guillet

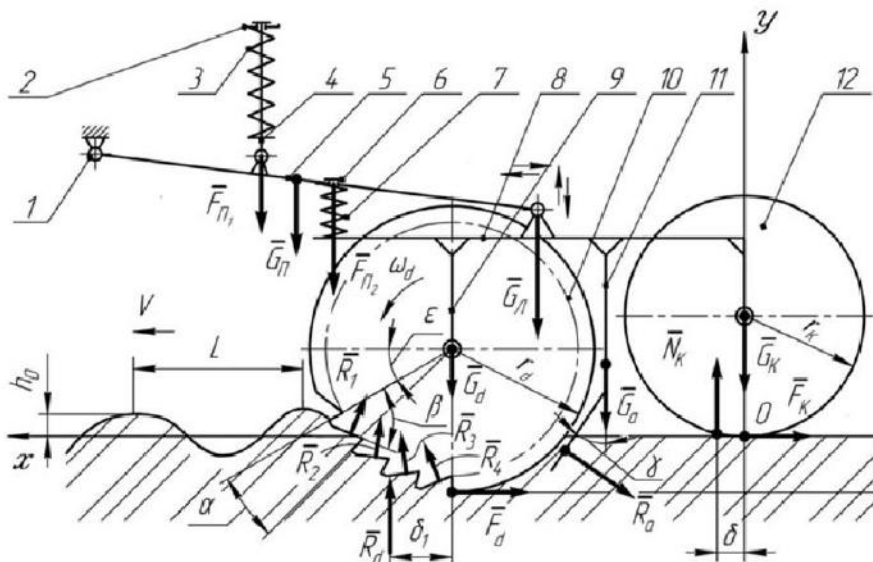


Рис. 2. Еквівалентна силова схема сошникового вузла:

1 – повідковий брус сівалки; 2 – п'ята натискного важеля; 3 – натискна пружина; 4 – штанга; 5 – повідок; 6 – шток вібратора; 7 – пружина вібратора; 8 – лонжерон; 9 – стійка; 10 – зубчастий диск; 11 – анкер-насіньспровід; 12 – коток

Fig. 2. The equivalent power scheme of vomerine site:

1 – the driving beam machine; 2 – fifth screw lever; 3 – compression spring; 4 – bar; 5 – leash; 6 – stock vibrator; 7 – spring vibrator; 8 – beam; 9 – rack; 10 – a gear drive; 11 – anchorvas deferens; 12 – roller

У першу чергу, покажемо на еквівалентній схемі сили ваги основних конструкційних елементів сошникового вузла:

\bar{G}_Π – вага повідка;

\bar{G}_Δ – вага зубчастого диска;

\bar{G}_λ – вага лонжерона;

\bar{G}_a – вага анкера-насінепровода;

\bar{G}_k – вага котка.

Відповідно, маси зазначених конструкційних елементів позначимо через m_Π , m_Δ , m_λ , m_a , m_k .

Далі покажемо на схемі сили натягу першої та другої пружини $\bar{F}_{\Pi 1}$ та $\bar{F}_{\Pi 2}$ відповідно.

Очевидно, що за величиною ці сили дорівнюють:

$$F_{\Pi 1} = C_{\Pi 1} l_{\Pi 1},$$

$$F_{\Pi 2} = C_{\Pi 2} y, \quad (1)$$

де $C_{\Pi 1}$, $C_{\Pi 2}$ – жорсткості першої та другої пружини відповідно, Н/м; $l_{\Pi 1}$, y – деформації цих пружин, м.

Силу $\bar{F}_{\Pi 1}$ у першому наближенні можна вважати постійною.

Очевидно, що в результаті дії сил ваги конструкційних елементів та зусиль пружин, виникають опорні реакції з боку ґрунту на зубчастий диск, анкерний насіннепровід та коток.

Будемо вважати, що профіль шляху (нерівності поверхні ґрунту) змінюється за синусоїдальним законом [21]:

$$h(t) = h_0 \sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right), \quad (2)$$

де V – усталена швидкість поступального руху сошникового вузла, м/с; $2h_0$ – максимальна висота нерівностей поверхні ґрунту, м; L – довжина нерівностей поверхні ґрунту (відстань між двома сусідніми гребенями), м; t – поточний час, с.

У першому наближенні будемо вважати, що опорні реакції, які діють з боку ґрунту на зуби зубчастого диска при русі сошникового вузла по нерівностях, також

змінюються по такому ж синусоїдальному закону:

$$R_i(t) = R_0 + H \sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right), \quad i=1,2,3,4,\dots, \quad (3)$$

де R_0 – реакція з боку ґрунту при русі сошникового вузла по ідеально рівному ґрунті, Н; $H \sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right)$ – збурювальна компонента реакції ґрунту, яка виникає за рахунок нерівностей поверхні поля; H – амплітуда цього збурення, Н.

Таке припущення можна зробити, тому що внаслідок руху опорно-приводних коліс сівалки по нерівностях поверхні ґрунту, які змінюються за законом (2), виникають автоколивання повідкового бруса сівалки, самого повідка і лонжерона сошникового вузла разом з зубчастим диском. У результаті цього будуть виникати динамічні навантаження з боку коливних мас перерахованих вище елементів конструкції за законом, близьким до (2). Це будуть активні сили, які викликають відповідну дію з боку ґрунту, а тому в першому наближенні можна вважати, що реакція з боку ґрунту також змінюється за гармонійним законом, близьким до (2), але звичайно, з деякою своєю амплітудою H .

При цьому слід підкреслити, що чим більше заглиблення зубчастого диска у ґрунт, тим буде більше одночасно охоплено його зубів, на які діють реакції з боку ґрунту. Як видно з рис. 2, при глибині занурення диска у ґрунт, що показана на схемі, одночасно знаходяться у ґрунті чотири зуба, причому попередній перед першим із розглянутих чотирьох зубів ще не увійшов у ґрунт, а наступний після четвертого зуба уже вийшов з ґрунту. Звичайно, кількість зубів, які одночасно знаходяться у ґрунті, буде залежати також і від розмірів самих зубів. Тому в кожному конкретному випадку необхідно враховувати як розміри зубів, так і глибину занурення диска у ґрунт. У даному випадку, згідно еквівалентної схеми (рис. 2), будемо вважати, що у ґрунті одночасно знаходиться чотири зуба.

Також з боку ґрунту на анкерний насіннепровід діє реакція \bar{R}_a , яка, хоч і незначно, також впливає на рух сошникового вузла.

І, нарешті, при коченні котка по розпушеному ґрунті виникає нормальна реакція \bar{N}_k з боку ґрунту на коток, а також сила тертя кочення \bar{F}_k , яка дорівнює:

$$F_k = \delta \frac{N_k}{r_k}, \quad (4)$$

де δ – коефіцієнт тертя кочення, м; r_k – радіус котка, м.

Напрямок обертання зубчастого диска від зачеплення з ґрунтом (ω_d) показано стрілкою. На еквівалентній схемі (рис. 2) показані необхідні лінійні і кутові розміри. Виберемо систему прямокутних декартових координат Oxy з початком у точці O . Вісь Ox спрямуємо у напрямку поступального руху сошникового вузла (вектора швидкості V поступального руху), вісь Oy спрямуємо вгору (рис. 2). Напрями можливих горизонтальних і вертикальних поступальних коливальних рухів лонжерона сошникового вузла показані стрілками.

Запишемо рівняння руху сошникового вузла у векторній формі:

$$M\bar{a} = \bar{F}_{n1} + \bar{F}_{n2} + \bar{G}_n + \bar{G}_o + \bar{G}_a + \bar{G}_k + \bar{R}_1 + \bar{R}_2 + \bar{R}_3 + \bar{R}_4 + \bar{R}_a + \bar{N}_k + \bar{F}_k + \bar{F}_o, \quad (5)$$

де M – маса сошникового вузла, кг; \bar{a} – прискорення руху сошникового вузла, м/с².

При цьому маса даної динамічної системи визначається за наступним виразом:

$$M = m_{II} + m_o + m_n + m_a + m_k. \quad (6)$$

Запишемо векторне рівняння (5) у проекціях на осі координат Ox і Oy .

Будемо вважати, що обидві пружини (рис. 2) розташовані паралельно осі Oy .

Також у першому наближенні будемо вважати, що реакції, які діють з боку ґрунту на зуби диска, спрямовані перпендикулярно до поверхні зуба, як показано на рис. 2. Очевидно, що сусідні зуби диска зміщені один відносно іншого на кут:

$$\alpha = \frac{2\pi}{z},$$

де z – кількість зубів на диску.

Нехай далі ε – кут між віссю Ox і верхньою боковою поверхнею першого зуба, який здійснює контакт з поверхнею ґрунту, а β – кут між боковими поверхнями зуба

(рис. 2). Тоді проекції сил \bar{R}_i чотирьох зубів на вісь Oy будуть дорівнювати:

$$\begin{aligned} R_{1y} &= R_1 \cos(\beta - \varepsilon), \\ R_{2y} &= R_1 \cos(\beta - \varepsilon + \alpha) = R_1 \cos\left(\beta - \varepsilon + \frac{2\pi}{z}\right), \\ R_{3y} &= R_1 \cos(\beta - \varepsilon + 2\alpha) = R_1 \cos\left(\beta - \varepsilon + \frac{4\pi}{z}\right), \\ R_{4y} &= R_1 \cos(\beta - \varepsilon + 3\alpha) = R_1 \cos\left(\beta - \varepsilon + \frac{6\pi}{z}\right). \end{aligned} \quad (7)$$

Аналогічно проекції сил \bar{R}_i на вісь Ox тих же чотирьох зубів будуть дорівнювати:

$$\begin{aligned} R_{1x} &= -R_1 \sin(\beta - \varepsilon), \\ R_{2x} &= -R_1 \sin\left(\beta - \varepsilon + \frac{2\pi}{z}\right), \\ R_{3x} &= -R_1 \sin\left(\beta - \varepsilon + \frac{4\pi}{z}\right), \\ R_{4x} &= R_1 \sin\left(\beta - \varepsilon + \frac{6\pi}{z}\right). \end{aligned} \quad (8)$$

Силу тертя кочення зубчастого диска у першому наближенні можна обчислити за наступним виразом:

$$F_o = \frac{4R_1\delta_1}{R_o},$$

або, враховуючи вираз (3),

$$F_o = \frac{4\left[R_o + H \sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right)\right]\delta_1}{R_o}, \quad (9)$$

де δ_1 – коефіцієнт тертя кочення, м; R_o – радіус диска, м.

Проекції сили \bar{R}_a (реакції на анкер-насліднепровід) на осі координат Ox та Oy будуть дорівнювати:

$$\begin{aligned} R_{ax} &= -R_a \cos \gamma, \\ R_{ay} &= -R_a \sin \gamma. \end{aligned} \quad (10)$$

Кут γ показано на рис. 2.

Таким чином, враховуючи вирази (5), (6), (7), (8), (10), отримуємо систему диференціальних рівнянь руху сошникового вузла вздовж осей Ox і Oy :

$$\left. \begin{aligned}
 M \ddot{x} &= -R_1 \left[\sin(\beta - \varepsilon) + \sin\left(\beta - \varepsilon + \frac{2\pi}{z}\right) + \sin\left(\beta - \varepsilon + \frac{4\pi}{z}\right) - \right. \\
 &\quad \left. - \sin\left(\beta - \varepsilon + \frac{6\pi}{z}\right) \right] - R_a \cos\gamma - F_\delta - F_k, \\
 M \ddot{y} &= -F_{\Pi 1} - F_{\Pi 2} - G_{\Pi} - G_\delta - G_n - G_a - G_k + R_1 \left[\cos(\beta - \varepsilon) + \right. \\
 &\quad \left. + \cos\left(\beta - \varepsilon + \frac{2\pi}{z}\right) + \cos\left(\beta - \varepsilon + \frac{4\pi}{z}\right) + \cos\left(\beta - \varepsilon + \frac{6\pi}{z}\right) \right] - \\
 &\quad - R_a \sin\gamma + N_k.
 \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Згідно розробленої вище математичної моделі процесу взаємодії з ґрунтом комбінованого сошникового вузла з зубчастим розрізаючим диском і системою пружинних механізмів з натискною пружиною і додатковою пружиною автоколивань проведені розрахунки амплітуди віброколивань для оцінки стану системи і оптимізації, у подальшому, енергетичних характеристик універсальної сівалки. Побудована амплітудна

характеристика сошникового вузла з зубчастим диском, установленим на двопружинній підвісці, при різних значеннях жорсткості пружин $C_{\Pi 1}$ і $C_{\Pi 2}$, Н/м, для визначення залежності амплітуди коливань $A(V)$, м, від швидкості руху V , м/с. Проведення розрахунків виконано за допомогою програми MathCAD. Результати розрахунків наведені на рис. 3.

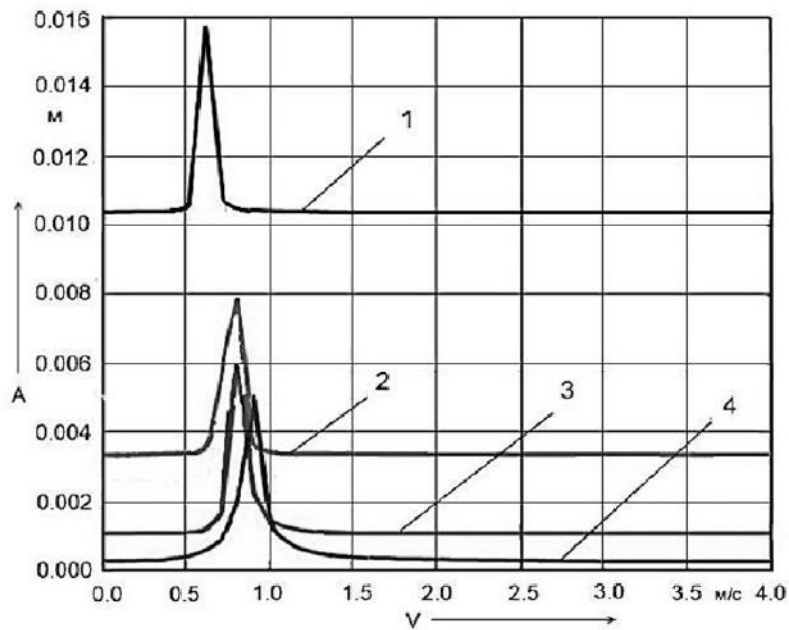


Рис. 3. Залежності амплітуди коливань сошникового вузла з зубчастим розрізаючим диском на двопружинній підвісці від швидкості його руху при жорсткості пружин, Н/м:

- 1 – $C_{\Pi 1} = 16815$, $C_{\Pi 2} = 17150$ (25% номінальної жорсткості);
- 2 – $C_{\Pi 1} = 33635$, $C_{\Pi 2} = 34300$ (50% номінальної жорсткості);
- 3 – $C_{\Pi 1} = 50450$, $C_{\Pi 2} = 51450$ (75% номінальної жорсткості);
- 4 – $C_{\Pi 1} = 67270$, $C_{\Pi 2} = 68600$ (100% номінальної жорсткості)

Fig. 3. Dependence of amplitude vomerine site with serrated cutting disc on two-spring suspension of its velocity at spring stiffness N / m:

- 1 – $S_{p1} = 16815$, $S_{p2} = 17150$ (25% of nominal stiffness);
- 2 – $S_{p1} = 33635$, $S_{p2} = 34300$ (50% of nominal stiffness);
- 3 – $S_{p1} = 50450$, $S_{p2} = 51450$ (75% of nominal stiffness);
- 4 – $S_{p1} = 67270$, $S_{p2} = 68600$ (100% of nominal stiffness)

Як видно з графіків, отримані резонансні величини амплітуди, коли частота збурень сошникового вузла співпадає з власною частотою при швидкостях від 0,5 м/с до 1,0 м/с, при подальшому збільшенні швидкості посівного агрегату від 1,2 м/с до 4 м/с спостерігаються стабільні показники його амплітуди.

ВИСНОВКИ

1. Складена система диференціальних рівнянь поступальних коливань універсального комбінованого сошникового вузла з зубчастим диском, встановленим на вібраційній підвісці, які виникають під дією збурювальної сили, що генерується нерівностями поверхні ґрунту при рівномірному русі агрегату вздовж поля.

2. Отримано розв'язок зазначеної системи диференціальних рівнянь, який характеризує закон коливального руху лонжерона сошникового вузла вздовж осей прямокутної декартової системи координат.

3. Знайдені аналітичні вирази для визначення амплітуди і частоти зазначених коливань у залежності від конструкційних параметрів і кінематичних режимів роботи агрегату.

4. Отримана математична модель дасть можливість оцінити стан системи і оптимізувати енергетичні характеристики універсальної сівалки.

БІБЛІОГРАФІЯ

1. <http://www.wintersteiger.com.ua>.
2. Домрачев В.А. и др. Модернизация селекционной сеялки для посева по стерневому фону. Механизация и электрификация сельского хозяйства. -2009. – №12. – С. 2-3.
3. Машини и лабораторное оборудование для селекционных работ в растениеводстве. Справ. пособие / Под общ. ред. Дринчи В.М. Воронеж. НПО «МОДЭК», 2010. – 37 с.
4. Педай Н.П. Комплексная механизация селекционно-опытных работ в России. Материалы 12-й Международной конференции по механизации полевых экспериментов. М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2004. – С. 50-57.
5. Горобей В.П., Лінник М.К. Селекційна техніка для зернових і зернобобових культур. – Вісник аграрної науки. – 2012. – №11. – С. 49-53.
6. Сошникові групи зернових сівалок при різних системах обробітку ґрунту / В. Погорілий, Л. Шустік, С. Маринін, Л. Мазурик // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: зб. наук. праць УкрНДІПВТ. – Дослідницьке, 2009. – Вип. 13(27). – Кн. 1. – С. 198-205.
7. Гриссо Р. Сошники и диски – пехотинцы посевной / Р. Гриссо, Д. Хольсхаузер, Р. Питмен // Зерно. – 2011. – № 9. – С. 144.
8. Коваль С. Тенденции развития конструкций зерновых сеялок / С. Коваль, О. Митрофанов // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: Зб. наук. праць УкрНДІПВТ. – Дослідницьке, 2008. – Вип. 12(26). – С. 195-205.
9. Присяжнюк М.В. Теорія вібраційних машин сільськогосподарського виробництва / М.В. Присяжнюк, В.В. Адамчук, В.М. Булгаков, О.М. Черниш, В.В. Яременко. – К.: Аграрна наука, 2013. – 374 с.
10. Сисолін П., Бойко А. Нові сошники для якісної сівби зернових культур / Техніка АПК, – 2005. – №3-4. – С. 6-7.
11. Скурятин Н.Ф., Мерецкий С.В., Бондарев А.В. Посевная секция зернутоковой сеялки / Достижения науки и техники АПК. – 2008. – №9. – С. 48-50.
12. Белов В.В., Белов С.В. О рабочей зоне механизма подвески сошников / Техника в сельском хозяйстве. – 2007. – №5. – С. 10-12.
13. Лісовий І.О. Обґрунтування параметрів сошника для прямої сівби: автореф. дис. ... на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.11 машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва / І.О. Лісовий. – Кіровоград, 2013. – 20 с.
14. Патент України № 107439 «Сівалка навісна селекційна касетна СНСК-6». Горобей В.П., Литвинено М.А., Булгаков В.М. та ін., опубл. 2014, бюл. №24.
15. Горобей В.П. Дослідження сошникового вузла для сівби зернових і зернобобових культур / Наукові праці ПФ НУБіП «КАТУ». Серія «Технічні науки». – Сімферополь. – 2014. – Вип. 162. – С. 104-112.
16. Горобей В.П. Комплексные исследования вибрационных и тяговых параметров комбинированных рабочих органов сеялок / В.П. Горобей, О.Е. Таримов, В.Ю. Москалевич // Материалы IX-й Междунар. научн.-практ. конф. «Проблемы конструирования, производства и эксплуатации сельскохозяйственной техники». – Кіровоград, КНТУ, 2013. – Вып.1. – С. 12-14.

17. Василенко П.М. Введение в земледельческую механику. – К.: Сельхозобразование, 1996. – 252 с.

18. Василенко П.М., Василенко В.П. Методика построения расчетных моделей функционирования механических систем (машин и машинных агрегатов). Учебное пособие. – К.: УСХА, 1980. – 137 с.

19. Турбин Б.Г., Лурье А.Б., Григорьев С.М. и др. Сельскохозяйственные машины. Теория и технологический расчет. Изд. второе перераб. и доп. под ред. Б.Г. Турбина. – Л.: Машиностроение, 1967. – 583 с.

20. Гуськов В.В., Велев Н.Н., Атаманов Ю.Е., Бочаров Н.Ф., Ксеневиц И.П., Солонский А.С. Тракторы: Теория. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.

REFERENCES

1. <http://www.wintersteiger.com.ua>.
2. Domrachev V.A. i dr. Modernizatsiya selektsionnoy seyalki dlya poseva po sternevomu fonu. Mehanizatsiya i elektrifikatsiya selskogo hozyaystva. -2009. – №12. – S. 2-3.
3. Mashiny i laboratornoe oborudovanie dlya selektsionnykh rabot v rasteniyevodstve. Sprav. posobie / Pod obsch. red. Drinchi V.M. Voronezh. NPO «MODEK», 2010.
4. Peday N.P. Kompleksnaya mehanizatsiya selektsionno-opyitnykh rabot v Rossii. Materialy 12-y Mezhdunarodnoy konferentsii po mehanizatsii polevykh eksperimentov. M.: FGNU «Rosinformagroteh», 2004.
5. Gorobej V.P., Linnyk M.K. Selekcijna tehnika dlya zernovykh i zernobobovykh kul'tur. – Visnyk agrarnoy nauky. 2012. – №11. – С. 49-53.
6. Soshnykovi grupy zernovykh sivalok dlya riznykh sy'stem obrobitku g'runtu / V. Pogorilyj, L. Shustik, S. Marynin, L. Mazuryk // Tekhniko-tekhnologichni aspekty rozvytku ta vy'probuvannya novoyi tekhniki i tekhnologij dlya sil'skogo gospodarstva Ukrayiny: zb. nauk. prac' UkrNDIPVT. – Doslidny'cz'ke, 2009. – Vy'p. 13(27). – Kn. 1. – S. 198-205.
7. Grisso R. Soshniki i diski – pehotintsyi posevnoy / R. Grisso, D. Holshauzer, R. Pitmen // Zerno. – 2011. – № 9. – S. 144.
8. Koval S. Tendentsii razvitiya konstruksiy zernovykh seyalok / S. Koval, O. Mitrofanov // Tehnlko-tekhnologichni aspekti rozvitku ta viprobuvannya novoyi tehnlki i tekhnologiy dlya sil'skogo gospodarstva UkraYini: Zb. nauk. prats UkrNDIPVT. – Doslidnitske, 2008. – Vip. 12(26). – S. 195-205.

9. Pry'syazhnyuk M.V. Teoriya vibracijny'x mashyn sil's'kogospodars'kogo vy'robny'ctva / M.V. Pry'syazhnyuk, V.V. Adamchuk, V.M. Bulgakov, O.M. Cherny'sh, V.V. Yaremenko. – K.: Agrarna nauka, 2013. – 374 s.

10. Sy'solin P., Bojko A. Novi soshny'ky' dlya yakisnoyi sivby' zernovy'x kul'tur / Tekhnika APK, 2005. – №3-4. – S. 6-7.

11. Skuryaty'n N.F., Mereczky'j S.V., Bondarev A.V. Posevnaaya sekcy'ya zernotukovoj seyalky' / Dosty'zheny'ya nauky' y' tekny'ky' APK. – 2008. – №9. – S. 48-50.

12. Belov V.V., Belov S.V. O rabochej zone mexany'zma podvesky' soshny'kov / Tekny'ka v sel'skom hozyajstve. – 2007. – №5. – S. 10-12.

13. Lisovy'j I.O. Obg'runtuvannya parametriv soshny'ka dlya pryamoyi sivby': avtoref. dy's. na zdobuttya nauk. stupenya kand. texn. nauk: specz. 05.05.11 mashy'ny' i zasoby' mexanizaciyi sil's'kogospodars'kogo vy'robny'ctva / I.O. Lisovy'j. – Kirovograd, 2013. – 20 s.

14. Patent Ukrayiny' № 107439 «Sivalka navisna selekcijna kasetna SNSK-6». Gorobej V.P., Ly'tvy'nenko M.A., Bulgakov V.M. ta in., opubl. 2014, byul. #24.

15. Gorobej V.P. Doslidzhennya soshny'kovogo vuzla dlya sivby' zernovy'x i zernobobovy'x kul'tur / Naukovi praci PF NUBiP «KATU». Seriya «Tekhnichni nauky'». – Simferopol'. – 2014. – Vy'p. 162. – S. 104-112.

16. Gorobej V.P. Kompleksnye y'ssledovany'ya vy'bracy'onnykh y' tyagovykh parametrov komby'ny'rovannykh rabochy'x organov seyalok/ V.P. Gorobej, O.E. Tary'mov, V.Yu. Moskalevy'ch // Matery'aly IX-j Mezhdunar. nauchn.-prakt. konf. «Problemy konstruy'rovany'ya, proy'zvodstva y' ekspluatacy'y' sel'skoxozyajstvennoj tekny'ky'». – Ky'rovograd. KNTU, 2013. – Выр.1. – S. 12-14.

17. Vasy'lenko P.M. Vvedeny'e v zemlede'cheskuyu mexany'ku. – K.: Sel'xozobrazovany'e, 1996. – 252 s.

18. Vasy'lenko P.M., Vasy'lenko V.P. Metody'ka postroeny'ya raschetnykh modelej funkcy'onny'rovany'ya mexany'chesky'x sy'stem (mashyn y' mashy'nnykh agregatov). Uchebnoe posoby'e. – K.: USXA, 1980. 137 s.

19. Turby'n B.G., Lur'e A.B., Gry'gor'ev S.M. y' dr. Sel'skoxozyajstvennye mashyny. Teory'ya y' tekhnolog'chesky'j raschet. Y'zd. vtorego pererab. y' dop. pod red. B.G. Turby'na. – L.: Mashynostroeny'e, 1967. – 583 s.

20. Gus'kov V.V., Veleв N.N., Atamanov Yu.E., Bocharov N.F., Ksenevy'ch Y'.P., Solonsky'j A.S. Тракторы: Теория. – М.: Mashynostroeny'e, 1988. – 376 s.