

О.Й. Мажейка, проф., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет, м.Кіровоград, Україна

Особливості комбінованої лазерної обробки нікель-титанових сплавів

Метою роботи було визначення параметрів структур нікель-титанових сплавів при комбінованій лазерній обробці.

В статті описано дослідження технології комбінованої лазерної обробки (КЛО) для отримання покриттів з титан-нікелевих сплавів. Досліджені структурні фази, які притаманні сплавам з пам'яттю форми, на протязі значного часу за допомогою рентгеноструктурного аналізу. Встановлена залежність об'ємної долі мартенситу в залежності від глибини залягання. Визначено, що основним механізмом релаксації при проведенні комбінованої лазерної обробки є часткові мартенситні перетворення фази B2 у B19.

Деформаційні зміни структур сплавів TiNi при комбінованій лазерній обробці призводять до загартування поверхневих шарів і може бути використано при зміцненні деталей сільськогосподарської техніки.

поверхня, металеві матеріали, кристалічні фази, комбінована лазерна обробка, рентгеноструктурний аналіз, ДРОН-7, дифракційні фотографії

Одержано 30.10.15

УДК 631.319.2

В.М. Булгаков, проф., д-р техн. наук, академік НААН України, І.В. Головач, проф., д-р техн. наук

Національний університет біоресурсів і природокористування України, м.Київ, Україна

В.П. Горобей, канд. техн. наук

НВО "Селта" Національного наукового центру "Інститут механізації та електрифікації сільського господарства"

М.О. Свірень, проф., д-р техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет, м.Кіровоград, Україна

Побудова математичної моделі коливального руху у ґрунті зубчастого сошника селекційної сівалки

Для розробленої нової конструкції комбінованого сошникового вузла створена теорія руху у ґрунті зубчастого розрізаючого диска сошника селекційної сівалки, встановленого на вібраційній підвісці. Складені диференціальні рівняння горизонтальних і вертикальних поступальних коливань лонжерона комбінованого сошникового вузла з зубчастим розрізаючим диском і системою пружинних механізмів з натискною пружиною і пружиною вібратора для вивчення впливу віброефекту на тяговий опір сошника. Отримана математична модель дала змогу визначити амплітуди і частоти поступальних коливань лонжерона комбінованого сошникового вузла в залежності від конструкційних параметрів і кінематичних режимів роботи з метою визначення їх впливу на технологічний процес, що дозволить оцінити стан системи і оптимізувати енергетичні характеристики універсальної сівалки.

сівалка, універсальний комбінований сошник, зубчастий диск, пружина, сила, реакція ґрунту, диференціальні рівняння, коливання, синусоїдальний закон, амплітуда, частота

В.М. Булгаков, проф., д-р техн. наук, академик НААН України, И.В. Головач, проф., д-р техн. наук
Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины, г.Киев, Украина

В.П. Горобей, канд. техн. наук

НВО “Селта” Национального научного центра “Институт механизации и электрификации сельского хозяйства”

Н.А. Свирень, проф., д-р техн. наук

Кировоградский национальный технический университет, г.Кировоград, Украина

Построение математической модели колебательного движения в почве зубчатого сошника селекционной сеялки

Для разработанной новой конструкции комбинированного сошникового узла создана теория движения в почве зубчатого разрезающего диска сошника селекционной сеялки, установленного на вибрационной подвеске. Составлены дифференциальные уравнения горизонтальных и вертикальных поступательных колебаний лонжерона комбинированного сошникового узла с зубчатым разрезающим диском и системой пружинных механизмов с нажимной пружиной и пружиной вибратора для изучения влияния виброэффекта на тяговое сопротивление сошника. Полученная математическая модель позволила определять амплитуды и частоты поступательных колебаний лонжерона комбинированного сошникового узла в зависимости от конструктивных параметров и кинематических режимов работы с целью определения их влияния на технологический процесс, который позволит оценить состояние системы и оптимизировать энергетические характеристики универсальной сеялки

сеялка, универсальный комбинированный сошник, зубчатый диск, пружина, сила, реакция почвы, дифференциальные уравнения, колебания, синусоидальный закон, амплитуда, частота

Постановка проблеми. Селекційно-насінницька начіпна сівалка з механічним висівним апаратом СС-16 (СН-16) широко використовується для посіву насіння зернових, зернобобових культур і трав з метою проведення попереднього і конкурсного сортовипробування, агротехнічних дослідів, а також для рядового висіву в фермерських господарствах. Недосконала сошникова група не дозволяє 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. 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 Plant, з міжряддями від 19 см; дводискові Great Plains, з міжряддями від 15 см; дводискові Sunflower; зубчасті Hogwood Bagshaw [1]. Розроблений макетний зразок спеціального пристосування з активними робочими органами – лопатевими дисками, встановленими в міжсошниковому просторі, та апробований на базі селекційної сівалки типу СКС-6-10, конструкції ВІМ [2]. Разом з тим, дводискові, кілевидні і анкерні сошники, якими комплектуються найбільш розповсюджені на пострадянському просторі селекційно-насінницькі сівалки, в тому числі типу СН-16 [3, 4, 5], не дозволяють здійснювати висів 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 обробки ґрунту, і відповідно, якості передпосівного обробітку, є сівалки з суцільними дисковими ножами: турбодисками, хвильовими та рифленими ріжучими дисками [6, 7].

Результати 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 врзанні в ґрунт зубчастим лезом (відносно суцільного) доведено і біонічними напрямками розробки робочих органів ґрунтообробних машин [10].

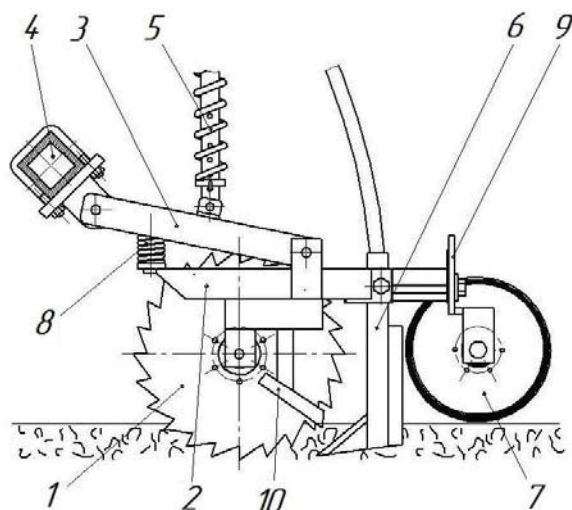
При розробці та дослідженні конструкцій сошників для прямої сівби з розрізаючим диском-ножем, встановлено зменшення норм висіву зернових культур на 25-30 % відносно звичайних дискових сівалок [11]. Збільшення швидкості з 1,94 м/с до 2,67 м/с несуттєво впливає на рівномірність заробки насіння, при висіві зернових на глибину 0,07 м опір сошникової секції складає 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 дозволяє знизити опір до 188 Н, або в 3,3 рази [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], але в дослідженнях не враховується енергетична складова, що виникає за рахунок вібраційних коливань в технологічному процесі.

Постановка завдання. 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 агрегату.

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

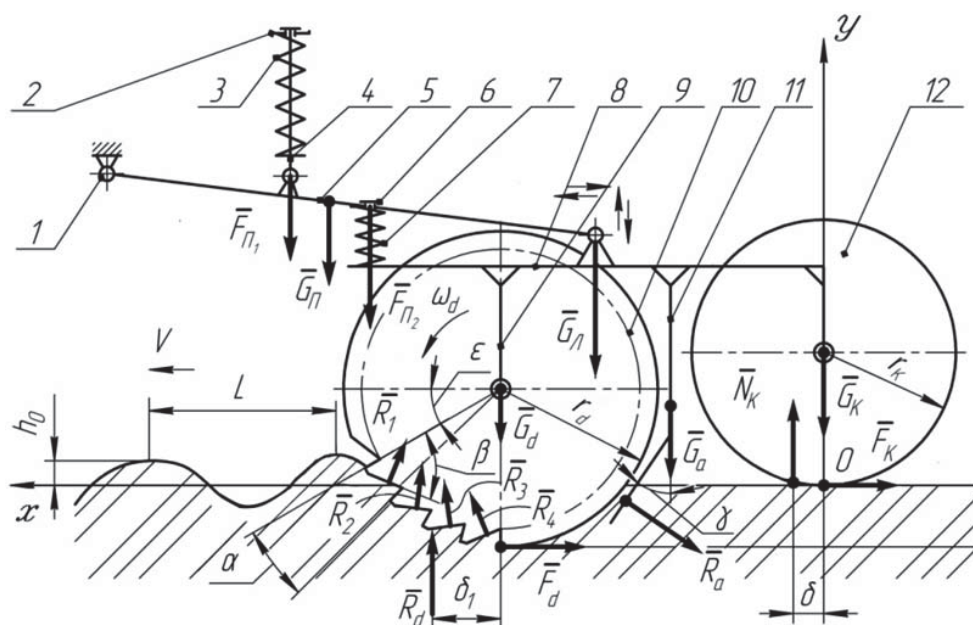
Сутність вдосконалення начіпної сівалки СНС-16А полягає в тому, що замість дводискових, анкерних чи кілевидних сошників, якими традиційно комплектується базова сівалка, необхідно встановити універсальні сошникові вузли, що дозволить сіяти за енергозберігаючими технологіями. Розроблений макет сошникового 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 нажимною пружиною 5, а позаду закріплюється анкерний чи стрільчастий сошник 6 і прикочуюче колесо 7. Між корпусом сошника 2 і шарнірно-важільним механізмом 3 встановлений пружинний механізм 8 вібраційних автоколиваний. Глибина ходу сошникового вузла регулюється положенням прикочуючого колеса 7 механізмом регулювання 9. Зубчасті западини диска 1 спрямовані у зворотному напрямку обертання диску, 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 радіусу i , відповідно, до радіальної ріжучої кромки вирізу.



1 – зубчастий диск; 2 – корпус; 3 – шарнірно-важільний механізм; 4 – поводковий брус сівалки; 5 – натискна пружина; 6 – анкер-насінепровід; 7 – коток; 8 – пружинний механізм; 9 – механізм регулювання глибини ходу; 10 – чистик
Рисунок 1 – Схема універсального сошникового вузла

Перед оцінкою енергетичних характеристик агрегату, за описаною раніше методикою [17], для складання диференціальних рівнянь, що описують поступальні коливання посівного агрегату при його русі по нерівностях поверхні ґрунту, необхідно спочатку проаналізувати схему сил, що діють на цей агрегат під час його рівномірного руху вздовж поля [18, 19, 20]. Тому розглянемо відповідну еквівалентну силову схему, яка приведена на рис. 2.



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

Рисунок 2 – Еквівалентна силова схема сошникового вузла

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

\bar{G}_{II} – вага повідка; \bar{G}_o – вага зубчастого диска; $\bar{G}_л$ – вага лонжерона; \bar{G}_a – вага анкера-насінінспровіда; \bar{G}_k – вага котка.

Відповідно, маси зазначених конструкційних елементів позначимо через m_{II} , m_o , $m_л$, m_a , m_k .

Далі покажемо на схемі сили натягу першої та другої пружини \bar{F}_{II1} та \bar{F}_{II2} відповідно.

Очевидно, що за величиною ці сили дорівнюють:

$$F_{II1} = C_{II1} l_{II1}, \quad F_{II2} = C_{II2} y. \quad (1)$$

де C_{II1} , C_{II2} – жорсткості першої та другої пружини відповідно, Н/м;

l_{II1} , y – деформації цих пружин, м.

Силу \bar{F}_{II1} у першому приближенні 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 насіннеспровід та коток.

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

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

де V – стала швидкості поступального руху сошникового вузла, м/с;

$2h_0$ – максимальна висота нерівностей 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 диску при русі агрегату 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 агрегату 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.

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

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.

Виберемо систему прямокутних декартових координат Ox з початком у точці O . Вісь Ox спрямуємо у напрямку поступального руху агрегату (вектора швидкості V поступального руху), вісь Oy спрямуємо вгору (рис. 2).

Запишемо рівняння руху агрегату у векторній формі:

$$M\bar{a} = \bar{F}_{II1} + \bar{F}_{II2} + \bar{G}_{II} + \bar{G}_{\delta} + \bar{G}_l + \bar{G}_a + \bar{G}_k + \bar{R}_1 + \bar{R}_2 + \bar{R}_3 + \bar{R}_4 + \bar{R}_a + \bar{N}_k + \bar{F}_k, \quad (5)$$

де M – маса агрегату, кг;

\bar{a} – прискорення руху агрегату, м/с².

При цьому маса агрегату визначається за наступним виразом:

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

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 диску, спрямовані перпендикулярно до поверхні зуба, як показано на рис. 2. Очевидно, що сусідні зуби диску зміщені один відносно одного 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 на вісь Oy будуть дорівнювати:

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

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

Аналогічно на вісь Ox :

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

$$F_{\delta} = \frac{4R_1\delta_1}{R_{\delta}},$$

або, враховуючи вираз (3),

$$F_{\delta} = \frac{4 \left[R_0 + H \sin \left(\frac{2\pi Vt}{L} \right) \right] \delta_1}{R_{\delta}}, \quad (9)$$

де δ_1 – коефіцієнт тертя кочення, м;

R_{δ} – радіус диску, м.

Проекції сили \bar{R}_a на осі координат x та y 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 агрегату вздовж осей Ox і Oy :

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

Підставляючи в систему диференціальних рівнянь (11) вирази (1), (3), (4), (9), отримаємо наступну систему диференціальних рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} M \ddot{x} &= - \left[R_0 + H \sin \left(\frac{2\pi Vt}{L} \right) \right] \left[\sin(\beta - \varepsilon) + \sin\left(\beta - \varepsilon + \frac{2\pi}{z}\right) + \right. \\ &\quad \left. + \sin\left(\beta - \varepsilon + \frac{4\pi}{z}\right) - \sin\left(\beta - \varepsilon + \frac{6\pi}{z}\right) \right] - \\ &\quad - R_a \cos \gamma - \frac{4 \left[R_0 + H \sin \left(\frac{2\pi Vt}{L} \right) \right] \delta_1}{R_{\delta}} - \delta \frac{N_k}{r_k}, \\ M \ddot{y} &= -C_{\Pi 1} l_{\Pi 1} - C_{\Pi 2} y - (m_{\Pi} + m_{\delta} + m_n + m_a + m_k) g + \\ &\quad + \left[R_0 + H \sin \left(\frac{2\pi Vt}{L} \right) \right] \left[\cos(\beta - \varepsilon) + \cos\left(\beta - \varepsilon + \frac{2\pi}{z}\right) + \right. \\ &\quad \left. + \cos\left(\beta - \varepsilon + \frac{4\pi}{z}\right) + \cos\left(\beta - \varepsilon + \frac{6\pi}{z}\right) \right] - R_a \sin \gamma + N_k. \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Система диференціальних рівнянь (12) описує процес горизонтальних і вертикальних поступальних коливань сошникового вузла (лонжерона) при його переміщенні по нерівній ґрунтовій поверхні поля. Роль збурювальної сили відіграє складова $H \sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right)$, роль відновлюваної сили – складова $C_{\pi 2}y$.

Для спрощення запису системи рівнянь (12) введемо наступні позначення:

$$\left[\sin(\beta - \varepsilon) + \sin\left(\beta - \varepsilon + \frac{2\pi}{z}\right) + \sin\left(\beta - \varepsilon + \frac{4\pi}{z}\right) - \sin\left(\beta - \varepsilon + \frac{6\pi}{z}\right) \right] = A,$$

$$\left[\cos(\beta - \varepsilon) + \cos\left(\beta - \varepsilon + \frac{2\pi}{z}\right) + \cos\left(\beta - \varepsilon + \frac{4\pi}{z}\right) + \cos\left(\beta - \varepsilon + \frac{6\pi}{z}\right) \right] = B.$$

Тоді система диференціальних рівнянь (12) набуде наступного вигляду:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x} = & -A \frac{R_0}{M} - \frac{AH}{M} \sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right) - \frac{Ra \cos \gamma}{M} - \frac{4R_0 \delta_1}{M R_\delta} - \\ & - 4H \frac{\sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right) \delta_1}{M R_\delta} - \frac{\delta N_k}{M r_k}, \\ \ddot{y} + \frac{C_{\pi 2} y}{M} = & -\frac{C_{\pi 1} l_{\pi 1}}{M} - g + \frac{R_0 B}{M} + \frac{BH}{M} \sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right) - \\ & - \frac{R_a \sin \gamma}{M} + \frac{N_k}{M}. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Оскільки диференціальні рівняння, що входять у систему (13), незалежні і їх можна інтегрувати окремо, то спочатку проінтегруємо перше рівняння системи. Перший інтеграл цього рівняння буде дорівнювати:

$$\dot{x} = -\left(\frac{R_0 A}{M} + \frac{R_a \cos \gamma}{M} + \frac{4R_0 \delta_1}{M R_\delta} + \frac{\delta N_k}{M R_k} \right) t +$$

$$+ \left(\frac{LAH}{2\pi V M} + \frac{4LH \delta_1}{2\pi V M R_\delta} \right) \cos\left(\frac{2\pi vt}{L}\right) + C_1. \quad (14)$$

Другий інтеграл цього рівняння буде дорівнювати:

$$x = -\left(\frac{R_0 A}{M} + \frac{R_a \cos \gamma}{M} + \frac{4R_0 \delta_1}{M R_\delta} + \frac{\delta N_k}{M R_k} \right) \frac{t^2}{2} +$$

$$+ \left(\frac{L^2 AH}{4\pi^2 V^2 M} + \frac{L^2 H \delta_1}{\pi^2 V^2 M R_\delta} \right) \sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right) + C_1 t + C_2. \quad (15)$$

Довільні сталі C_1 і C_2 знаходимо з початкових умов при $t = 0$:

$$x = 0, \dot{x} = 0, y = 0, \dot{y} = 0. \quad (16)$$

При цьому отримуємо наступні значення довільних сталих:

$$C_1 = -\left(\frac{LAH}{2\pi V M} + \frac{2LH \delta_1}{\pi V M R_\delta} \right), C_2 = 0. \quad (17)$$

Таким чином, перший інтеграл даного диференціального рівняння системи (13), що задовольняє початковим умовам (16), матиме наступний вигляд:

$$\dot{x} = -\left(\frac{R_0 A}{M} + \frac{R_a \cos \gamma}{M} + \frac{4R_0 \delta_1}{M R_\delta} + \frac{\delta N_k}{M R_k}\right)t + \left(\frac{L A H}{2\pi V M} + \frac{2L H \delta_1}{\pi V M R_\delta}\right) \times \\ \times \cos\left(\frac{2\pi V t}{L}\right) - \left(\frac{L A H}{2\pi V M} + \frac{2L H \delta_1}{\pi V M R_\delta}\right). \quad (18)$$

Другий інтеграл, тобто розв'язок даного рівняння, що задовольняє початковим умовам (16), матиме наступний вигляд:

$$x = -\left(\frac{R_0 A}{M} + \frac{R_a \cos \gamma}{M} + \frac{4R_0 \delta_1}{M R_\delta} + \frac{\delta N_k}{M R_k}\right)\frac{t^2}{2} + \left(\frac{L^2 A H}{4\pi^2 V^2 M} + \frac{L^2 H \delta_1}{\pi^2 V^2 M R_\delta}\right) \times \\ \times \sin\left(\frac{2\pi V t}{L}\right) - \left(\frac{L A H}{2\pi V M} + \frac{2L H \delta_1}{\pi V M R_\delta}\right)t. \quad (19)$$

Вираз (19) описує поступальні коливання агрегату вздовж осі Ox . Амплітуда зазначених коливань, як видно з виразу (19), знаходиться як коефіцієнт при функції $\sin\left(\frac{2\pi V t}{L}\right)$.

Розглянемо далі друге диференціальне рівняння системи (13). При цьому позначимо $\sqrt{\frac{C_{\Pi 2}}{M}} = k$.

Тоді дане диференціальне рівняння набуде наступного вигляду:

$$\ddot{y} + k^2 y = -\frac{C_{\Pi 1} l_{\Pi 1}}{M} - g + \frac{B R_0}{M} + \frac{B H}{M} \sin\left(\frac{2\pi V t}{L}\right) - \frac{R_a \sin \gamma}{M} + \frac{N_k}{M}. \quad (20)$$

Для зручності введемо наступні позначення:

$$-\frac{C_{\Pi 1} l_{\Pi 1}}{M} - g + \frac{B R_0}{M} - \frac{R_a \sin \gamma}{M} + \frac{N_k}{M} = D, \quad (21)$$

тоді диференціальне рівняння (20) набуде наступного вигляду:

$$\ddot{y} + k^2 y = \frac{B H}{M} \sin\left(\frac{2\pi V t}{L}\right) + D. \quad (22)$$

Рівняння (22) є лінійним диференціальним рівнянням другого порядку з постійними коефіцієнтами з правою частиною. Його розв'язок складається з розв'язку однорідного диференціального рівняння

$$\ddot{y} + k^2 y = 0 \quad (23)$$

і частинного розв'язку, що залежить від вигляду правої частини даного рівняння. Відомо, що диференціальне рівняння (23) має наступний розв'язок:

$$y_{\text{одн.}} = L_1 \sin kt + L_2 \cos kt. \quad (24)$$

Частинний розв'язок неоднорідного рівняння з правою частиною знаходимо у наступному вигляді:

$$y_{\text{част.}} = R \sin\left(\frac{2\pi V t}{L}\right) + S \cos\left(\frac{2\pi V t}{L}\right) + T, \quad (25)$$

де R , S і T – невідомі коефіцієнти.

Ці коефіцієнти знаходимо методом невизначених коефіцієнтів.

$$\dot{y}_{\text{част.}} = \frac{2R\pi V}{L} \cos\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right) - \frac{2S\pi V}{L} \sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right), \quad (26)$$

$$\ddot{y}_{\text{част.}} = -\frac{4R\pi^2 V^2}{L^2} \sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right) - \frac{4S\pi^2 V^2}{L^2} \cos\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right). \quad (27)$$

Підставляємо вирази (25) і (27) у рівняння (22), отримуємо:

$$\begin{aligned} & -\frac{4R\pi^2 V^2}{L^2} \sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right) - \frac{4S\pi^2 V^2}{L^2} \cos\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right) + k^2 R \sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right) + \\ & + k^2 S \cos\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right) + k^2 T = \frac{BH}{M} \sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right) + D. \end{aligned} \quad (28)$$

Прирівнюючи коефіцієнти при однакових тригонометричних функціях у (28), отримуємо наступну систему рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} & \left(-\frac{4\pi^2 V^2}{L^2} + k^2\right) R = \frac{BH}{M}, \\ & \left(-\frac{4\pi^2 V^2}{L^2} + k^2\right) S = 0, \\ & k^2 T = D. \end{aligned} \right\} \quad (29)$$

З системи (29) знаходимо:

$$\begin{aligned} R &= \frac{BH}{M \left(k^2 - \frac{4\pi^2 V^2}{L^2}\right)}, \\ S &= 0, \\ T &= \frac{D}{k^2}. \end{aligned} \quad (30)$$

Підставляючи вирази (30) у вираз (25), знаходимо необхідний частинний розв'язок:

$$y_{\text{част.}} = \frac{BH}{M \left(k^2 - \frac{4\pi^2 V^2}{L^2}\right)} \sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right) + \frac{D}{k^2},$$

або в більш зручному вигляді:

$$y_{\text{част.}} = \frac{L^2 BH}{M(L^2 k^2 - 4\pi^2 V^2)} \sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right) + \frac{D}{k^2}. \quad (31)$$

Таким чином, загальний розв'язок диференціального рівняння (20) буде дорівнювати:

$$y = y_{\text{одн.}} + y_{\text{част.}},$$

або, враховуючи (24) і (31), отримуємо наступний вираз:

$$y = L_1 \sin kt + L_2 \cos kt + \frac{L^2 BH}{M(L^2 k^2 - 4\pi^2 V^2)} \sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right) + \frac{D}{k^2}. \quad (32)$$

Довільні сталі L_1 і L_2 знаходимо з початкових умов (16).

З виразу (32) при $t = 0$ отримуємо:

$$L_2 = -\frac{D}{k^2}.$$

Для знаходження сталої L_1 продиференціюємо вираз (32) за часом t . Матимемо:

$$\dot{y} = C_1 k \cos kt - C_2 k \sin kt + \frac{2\pi V L B H}{M(L^2 k^2 - 4\pi^2 V^2)} \cos\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right). \quad (33)$$

З виразу (33) при $t = 0$ знаходимо значення довільної сталої C_1 :

$$C_1 = -\frac{2\pi V L B H}{k M(L^2 k^2 - 4\pi^2 V^2)}.$$

Отже, отримуємо розв'язок диференціального рівняння (22), який задовольняє початковим умовам (16):

$$y = -\frac{2\pi V L B H}{k M(L^2 k^2 - 4\pi^2 V^2)} \sin kt - \frac{D}{k^2} \cos kt + \frac{L^2 BH}{M(L^2 k^2 - 4\pi^2 V^2)} \sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right) + \frac{D}{k^2}. \quad (34)$$

Вираз (34) описує поступальні коливання агрегату вздовж осі Oy за наявності збурювальної сили $R_0 + H \sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right)$ і відновлюваної сили $C_{\text{п2}}y$ пружини вібратора.

У виразі (34) перших два доданки описують вільні вертикальні коливання посівного агрегату, третій доданок – змушені вертикальні коливання цього агрегату. При цьому амплітуда вільних коливань, як видно з виразу (34), буде дорівнювати:

$$A_1 = \sqrt{\frac{4\pi^2 V^2 L^2 B^2 H^2}{k^2 M^2 (L^2 k^2 - 4\pi^2 V^2)^2} + \frac{D^2}{k^4}}, \quad (35)$$

а амплітуда змушених коливань знаходиться з наступного виразу:

$$B_1 = \frac{L^2 BH}{M(L^2 k^2 - 4\pi^2 V^2)}. \quad (36)$$

Частота вільних коливань визначається наступним чином:

$$k = \sqrt{\frac{C_{п2}}{M}}, \quad (37)$$

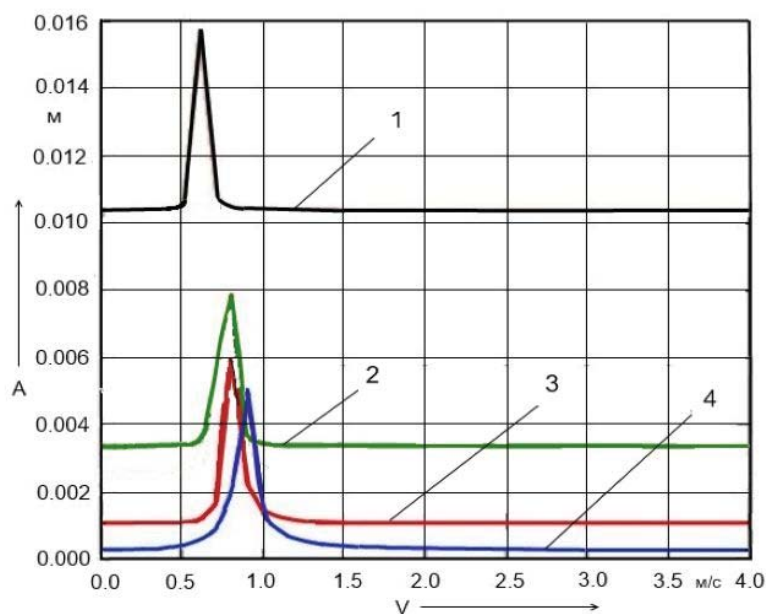
а частота змушених коливань, як відомо, дорівнює частоті збурювальної сили:

$$k_1 = \frac{2\pi V}{L}. \quad (38)$$

Таким чином, отримані вирази для визначення амплітуди (35), частоти вільних коливань (37) та амплітуди змушених коливань (36) лонжерона сошникового вузла в залежності від його основних конструкційних параметрів і режимів роботи при рівномірному переміщенні по нерівностям поверхні ґрунту. Зокрема, у зазначені вирази входять кількість зубів зубчастого розрізаючого диска, жорсткість пружин та швидкість поступального руху.

За отриманими кінцевими виразами амплітуди та частоти коливань лонжерона сошникового вузла проведемо чисельні розрахунки за допомогою ПЕОМ.

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 амплітудно-частотна характеристика сошникового вузла з зубчастим диском, установленим на двопружинній підвісці, при різних значеннях жорсткості пружин $C_{п1}$ і $C_{п2}$, 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.



- 1 – $C_{п1} = 33270$, $C_{п2} = 34600$ (100% номінальної жорсткості);
- 2 – $C_{п1} = 50450$, $C_{п2} = 51450$ (75% номінальної жорсткості);
- 3 – $C_{п1} = 60000$, $C_{п2} = 61000$ (50% номінальної жорсткості);
- 4 – $C_{п1} = 67270$, $C_{п2} = 68600$ (25% номінальної жорсткості)

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

Як видно із 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 в залежності від конструкційних параметрів і кінематичних режимів роботи агрегату.

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

Список літератури

1. Селекційні сівалки Wintersteiger [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.wintersteiger.com.ua>.
2. Домрачев В.А. Модернизация селекционной сеялки для посева по стерневому фону [Текст] / В.А. Домрачев, А.А. Кем, У.М. Сагалбеков, Б.У. Сагалбеков // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2009. – №12. – С. 2-3.
3. Машины и лабораторное оборудование для селекционных работ в растениеводстве: справ. пособ. [Текст] / [В.П. Ситник, Я.С. Гуков, А.Л. Красниченко и др.]. – Воронеж: НПО “МОДЭК”, 2010. – 432 с.
4. Педай Н.П. Комплексная механизация селекционно-опытных работ в России [Текст] / Н.П. Педай // Материалы 12-й Всемирной конференции по механизации полевых экспериментов. – М.: ФГНУ “Росинформагротех”, 2004. – С. 50-57.
5. Горобей В.П. Селекційна техніка для зернових і зернобобових культур [Текст] / В.П. Горобей, М.К. Лінник // Вісник аграрної науки. – 2012. – №11. – С. 49-53.
6. Погорілий В. Сошникові групи зернових сівалок для різних систем обробітку ґрунту [Текст] / 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 [Текст] / Р. Гриссо, Д. Хольсхаузер, Р. Питмен // Зерно. – 2011. – № 9. – С. 144.
8. Коваль С. Тенденции развития конструкций зерновых сеялок [Текст] / 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. Теорія вібраційних машин сільськогосподарського виробництва [Текст] / [М.В. Присяжнюк, В.В. Адамчук, В.М. Булгаков та ін.]. – К.: Аграрна наука. – 2013. – 374 с.
10. Бабицкий Л.Ф. Бионические направления разработки почвообрабатывающих машин [Текст] / Л.Ф. Бабицкий. – К.: Урожай, 1998. – 160 с.
11. Сисолін П. Нові сошники для якісної сівби зернових культур [Текст] / П. Сисолін, А.Бойко // Техніка АПК. – 2005. – №3-4. – С. 6-7.
12. Скурятин Н.Ф. Посевная секция зернотуковой сеялки [Текст] / Н.Ф.Скурятин, С.В. Мерецкий, А.В.Бондарев // Достижения науки и техники АПК. – 2008. – №9. – С. 48-50.
13. Белов В.В. О рабочей зоне механизма подвески сошников [Текст] / В.В.Белов, С.В. Белов // Техника в сельском хозяйстве. – 2007. – №5. – С. 10-12.

14. Лісовий І.О. Обґрунтування параметрів сошника для прямої сівби: автореф... ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.11 «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва» [Текст] / Іван Олександрович Лісовий; Кіровоградський національний технічний університет. – Кіровоград, 2013. – 20 с.
15. Пат. UA № 107775 МПК А 01 С 7/00 Сівалка навісна селекційно-насінницька СНС-16АП [Текст] / В.П. Горобей; заявник і патентовласник Горобей В.П.– № а201405418. – Заявлено 21.05.2014; опубл. 10.02.2015. – Бюл.№ 3.
16. Горобей В.П. Дослідження сошникового вузла для сівби зернових і зернобобових культур [Текст] / В.П.Горобей // Наукові праці ПФ НУБіП «КАТУ». Серія “Технічні науки”. – Симферополь. – 2014. – Вып. 162. – С. 104-112.
17. Горобей В.П. Комплексные исследования вибрационных и тяговых параметров комбинированных рабочих органов сеялок [Текст] / В.П. Горобей, О.Е. Таримов, В.Ю. Москалевич // Проблемы конструирования, производства и эксплуатации сельскохозяйственной техники. - Материалы IX-й Межд. научн.-практ. конф. – Кіровоград: КНТУ, 2013. – Вып.1. – С. 12-14.
18. Василенко П.М. Введение в земледельческую механику [Текст] / М.П. Василенко. – Киев: Сельхозобразование, 1996. – 252 с.
19. Василенко П.М. Методика построения расчетных моделей функционирования механических систем (машин и машинных агрегатов): Учебное пособие [Текст] / П.М.Василенко, В.П. Василенко. – Киев: УСХА, 1980. – 137 с.
20. Сельскохозяйственные машины. Теория и технологический расчет [Текст] / [Б.Г. Турбин, А.Б. Лурье, С.М. Григорьев и др.]. – Ленинград: Машиностроение, 1967. – 583 с.

Vladimir Bulgakov, Prof., DSc., Ivan Golovach, Prof., DSc.

National University of Bio-resources and Environmental Sciences of Ukraine, Kiev, Ukraine

Vasiliy Gorobey, PhD tech. sci.

Scientific-manufacturing association “Selta” of National scientific centre “Institute of agriculture mechanization and electrification” of National academy of agricultural science of the Ukraine

Mikola Sviren, Prof., DSc.

Kirovograd national technical university, Kirovohrad, Ukraine

Building of mathematical model of vibration movement in soil of selection seeder tooth ploughshare

Research invention is extend of technological possibilities of selection-seed-growing seeder, increasing(rising) of reliability of sowing technological process by diminish of energoexpenditure at the expense of using vibration interaction effect of working organ with soil by definition of rational construction parameters and kinematic regimes of aggregate work.

For developed construction of universal ploughshare unit with working organs, which mounted on vibration hanger and with complation in dependence from technology choice and for selection-seed-growing seeder it is developed theory of movement in soil of tooth cutting ploughshare disk. It is developed mathematical model of vibration movement in soil, put together with differential equations of horizontal and vertical progressive vibration movements of longeron of universal ploughshare unit with tooth cutting disk and system of spring mechanisms with pressing spring, a vibrator spring fordefinition of umplitude and frequency progressive aggregate vibration, studing and optimization construction parameters and kinematics regimes of aggregate work.

According to mathematical model put together with soil of universal ploughshare unit with tooth cutting disk and system of spring mechanisms it is developed calculations with the help of program MathCAD, it is constructed amplitude-frequency characteristics of ploughshare unit for further estimation of system state, energetic control, optimization of construction parameters and kinematic regimes of aggregate work.

seeder, universal combine ploughshare, tooth disk, spring, forse, soil reaction, differential equations vibration, sinusoidal law, amplitude, frequency

Одержано 06.11.15