

УДК 621.87

Ю. Павельчук¹, канд. техн. наук; Р. Комар², канд. техн. наук;
Р. Лотоцький²

¹Подільський державний агротехнічний університет

²Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

РОЗРАХУНОК ВІДПОВІДАЛЬНИХ ЕЛЕМЕНТІВ АПАРАТІВ ТОЧНОГО ВИСІВУ НАСІННЯ

Резюме. Одним із головних шляхів підвищення врожайності зернових культур є заміна рядкового способу сівби на точний, координатно-однозерновий висів. Це дозволяє майже у два рази зменшити норму висіву насіння, а за рахунок створення оптимальних умов їх живлення при проростанні й розвитку рослин підвищити врожайність зернових колосових культур на 10...15%. Тому ми розробили нову, удосконалену конструкцію механічного апарата точного висіву насіння з гасником горизонтальної швидкості руху і точного укладання зернин у ґрунт, так як пневматичні апарати ненадійні в експлуатації. Конструкція апарата захищена патентом України на винахід. У статті наведено методику розрахунку основних елементів апарата точного висіву. Також для вирішення проблем виведено диференціальне рівняння руху сошника, з якого визначено умову стійкості висівного апарата і критичне значення сил, що діють на сошник. Для синхронізації дії вузлів висівного апарата розраховано ланцюгову передачу, яка з'єднує розподільний диск і опорно-копіювальне приводне колесо сівалки. Визначено потужність привода, колову швидкість його обертання, розрахунок кількості ланок, тискомий тиск у шарнірах і колову силу у ланках ланцюга. Наведено розрахунок одновиткової виштовхувальної пружини насіння із лунок висівного диска – її діаметр, матеріал, термооброблення, кількість витків, виведено аналітичну залежність для визначення осевої пружної деформації, а також кут закручування пружини під дією відповідного моменту. Наведені аналітичні залежності можна використовувати під час проектування і розрахунку елементів подібних конструкцій висівних апаратів і аналогічних пристроїв інших систем.

Ключові слова: сівба, зернові культури, механічні апарати точного висіву насіння, висівний диск, вирощування.

Y. Pavelchuk, R. Komar, R. Lototskyi

CALCULATION OF PRINCIPLE COMPONENTS OF THE PRECISE SEEDS-SOWING MACHINES

Summary. One of the main ways of raising crop capacity of the bread grains is the replacement of drill sowing into the precise coordinate – single – seed sowing. It makes passible to decrease almost in two times the amount of sowing seeds, and due to the creation of the favourable conditions of their feeding while spriting and development, to raise the crop capacity of bread grains and cereals by 10...15%. That is why new advanced design of the mechanical precise seeds-sowing machine with the damper of the horizontal velocity of movement and the precise placement of seeds in the soil, has been developed, as the pneumatic machines are not reliable while operating. The design of the machine is patented in Ukraine as the discovery.

The method of calculating the main components of the precise seeds-sowing machine (PSM) is presented in the article: ploughshare, placement of seeds in the soil, mechanism of operation synchronization of seeds-sowing and location placement in the soil with seeds pushing from the sowing machine as well as seeds covering and tightening of soil. As the precise seeds-sowing machine is constructed as a single mechanism, which is suspended by joints through the parablelogram suspension to the sowing machine frame and supplied with springs, the decrease of stability depends on the mass distribution along its length. Besides, if the ploughshare is treated as the cantilever mechanical system, which has penetrated into the soil, it is subject to the longitudinal

forces, which affect sufficiently the sowing system stability. That is why to solve these problems differential equation of the ploughshare movement was derived, due to which the condition of the sowing machine stability and the critical value of forces, the ploughshare is subject to, were found. To synchronise the action of the sowing machine units the chain drive, which connects the distribution disk and the support-profiling driving wheel of the sowing machine, has been calculated. The drive power, circular velocity of its rotation were found. The number of links, specific pressure in the joints as well as the circular force in the chain links were calculated. Calculation of the single-coil spring for pushing seeds from the creater of the sowing disk is presented: its diameter, material, heat-treatment, number of coils. Analytical dependence for finding the axis elastic deformation as well as the angle of the spring-warping under the action of the corresponding torque, has been derived. Presented analytical dependencies can be used while designing and calculating similar construction units of the sowing machines and similar devices of other systems.

Key words: sowing, grain crops, mechanical machines of precise seed sowing.

Умовні позначення:

M – згинальний момент, Нм;
 R – поперечна сила інерції;
 f – величина прогину сошника, мм;
 E – модуль пружності матеріалу сошника;
 J – момент інерції його поперечного перерізу;
 P – сила, що діє на сошник у вертикальному положенні, Н;
 v – прогин у поточному перерізі, мм;
 ϕ – кут повороту кінцевого перерізу, град;
 l – лінійна довжина сошника, мм;
 z – значення координати по відповідній осі, мм;
 $P_{кр}$ – критичне значення сили, Н;
 ω – частота коливання, об/хв;
 N – потужність, кет;
 F_t – колова сила, Н;
 v – колова швидкість ланцюга, м/с;
 t – крок ланцюга, мм;
 w – кутова швидкість ведучої зірочки, об/хв.;
 z_1 – кількість зубів ведучої зірочки;
 a – відстань між зірочками (міжосьова), м;
 S_1 – натяг ведучої ланки, Н;
 q – маса метра довжини шарнірів ланцюга, кг/м;
 γ – кут профілю зуба зірочки, град;
 z_1, z_2 – кількість зубів зірочок;
 d, B – діаметр валика і ширина ланцюгової ланки, м;
 F – сила, що діє на пружину в осьовому напрямку, Н;
 $D_{пр}$ – середній діаметр пружини, мм;
 i_n – кількість витків пружини;
 G – модуль пружності матеріалу при зсуві;
 J_p – полярний момент інерції перерізу витка;
 I_o – осьовий момент інерції перерізу витка.

Постановка проблеми. Одним із найважливіших технологічних заходів в аграрному виробництві є сівба сільськогосподарських культур, зокрема застосування точного однозернового висіву. Це дозволяє майже у два рази зменшити норму висіву насіння, а за рахунок створення оптимальних умов для його проростання і розвитку рослин – підвищити врожайність зернових колоскових культур на 10...15%.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Значний внесок у розвиток розрахунку на міцність деталей машин, у тому числі й висівних апаратів, внесли Біргер І.А. [1], Іванов М.М. [2], Павлице В.Т. [3], а в розроблення конструкцій висівних апаратів –

Басін В.С. [4], Бойко А.І. [5] та багато інших. Однак цілий ряд питань точного висіву і точного укладання зернин у ґрунт потребують подальших досліджень із виведенням аналітичних залежностей для їх визначення.

Мета роботи. Розроблення методики розрахунку окремих відповідальних елементів вказаного пристрою, які суттєво впливають на його функціональну здатність.

Реалізація роботи. Для однозернового висіву насіння ми розробили однозерновий механічний висівний апарат [7] і апарат з гасником горизонтальної швидкості, який зображено на рис. 1. Він складається з бункера 1 для запасу насіння, рами 2, яка шарнірно через паралелограмну підвіску навішена на рамку сівалки і підпружинена притискною пружиною. На рамі 2 встановлено корпус висівного апарата, а в корпусі на вертикальному валу 3 встановлено диск 4 з заглибленими комірками 6, виконаними під розмір насіння по зовнішньому його діаметру. Він проходить через середину заглибини і радіальною канавкою посередині з'єднаний карданною передачею з конічною шестернею і приводною конічною шестернею з центральним приводним валом. До корпусу під'єднано насіннепровід 8, у корпусі під диском 4 встановлена доріжка ковзання насіння, а у стінці насіннепроводу корпусу виконано отвір для виходу насіння 5 у його внутрішній отвір.

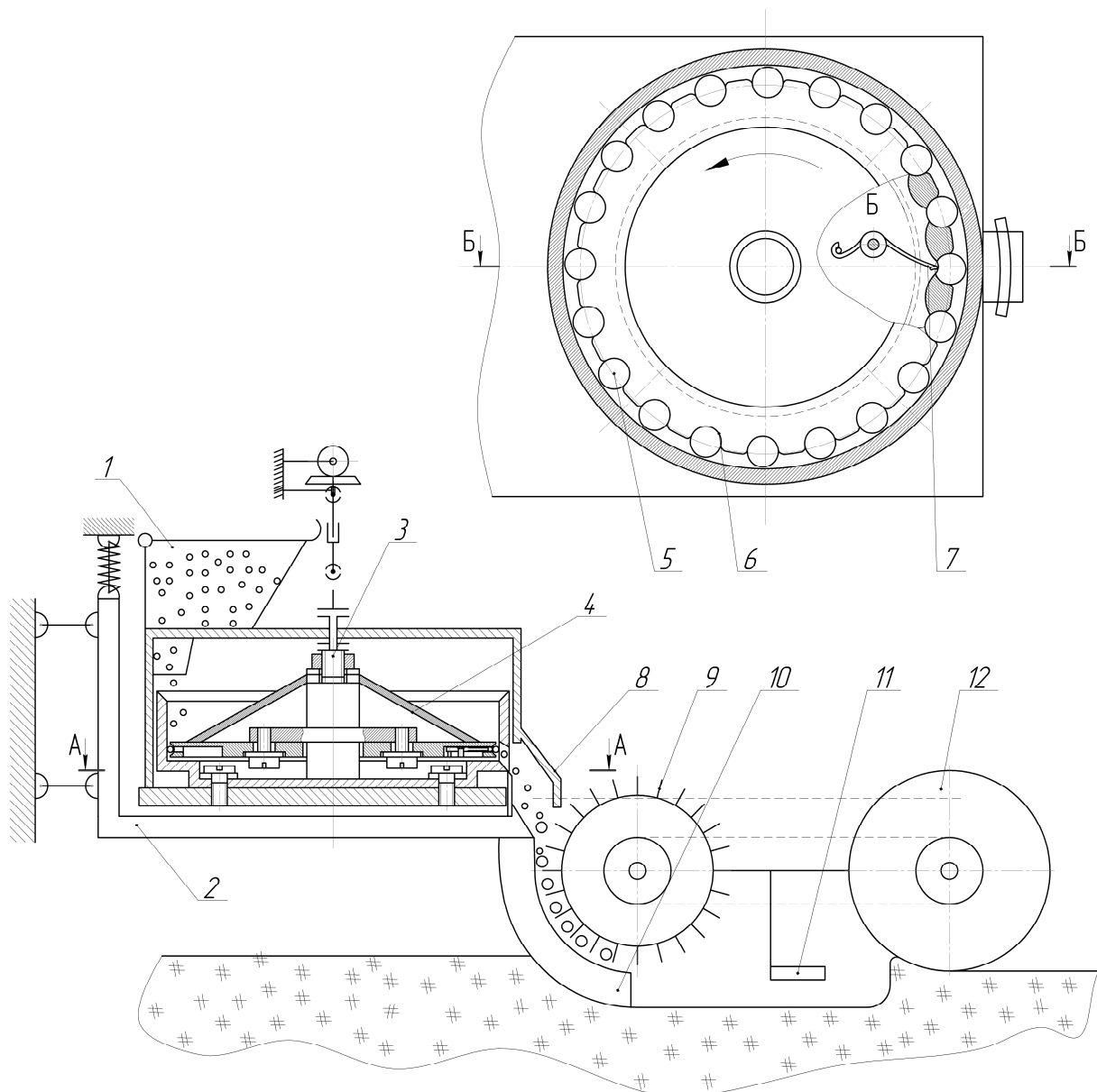


Рисунок 1. Конструкція механічного апарата точного висіву насіння

Figure 1. Design of the precise seeds-sowing mechanical machine

Під корпусом висівного апарата в зоні виходу насінини в насіннепровід 8 на плиті жорстко встановлено вертикальний штифт, який зовнішнім діаметром є у взаємодії з внутрішнім діаметром горизонтальної одновиткової пружини 7 з можливістю відносного переміщення. Причому один кінець пружини є у взаємодії з внутрішнім кільцевим пазом, який виконано всередині нижньої частини диска 4 і в якому рівномірно по колу зовнішнього діаметра виконані наскрізні комірки, які є у взаємодії з зернинами 5. Крім цього, кінець одновиткової пружини 7 виштовхує зернини у насіннепровід 8.

При цьому для безударної і спокійної роботи кінця одновиткової пружини 7 у радіусних виїмках виконані радіусні переходи, з якими постійно контактує виштовхувальний кінець.

До рами 2 прикріплено сошник 10, з якого зернини 5 надходять на еластичні лопатки 9, що жорстко закріплені рівномірно по колу до диска. На рамці 2 також жорстко закріплені сошник 10 і загортачі 11, а також опорно-копіювальнеприводне колесо 12, яке через ланцюгову передачу з'єднане з диском таким чином, що лінійна швидкість на кінці пластичної лопатки 9 дорівнює швидкості руху сівалки.

Робота висівного апарата здійснюється таким чином. У бункер 1 висівного апарата засипається насіння і вмикається привод висівного апарата. З центрального приводного вала 3 через конічні шестерні та карданний вал крутний момент передається на диск 4. При обертанні диска насінини 5 заповнюють комірки 6 і переміщуються по колу по доріжці ковзання до виштовхувального кінця одновиткової пружини 7. При зустрічі зернини 5 із виштовхувальним кінцем пружини здійснюється випадання в насіннепровід 8. Зернини попадають на лопатки 9 розподільного пружного диска і при його повертанні насінини з нульовою горизонтальною швидкістю випадають на дно канавки необхідної глибини, нарізаної сошником 10. Після цього канавка загортається загортачами 11, а ґрунт ущільнюється опорно-копіювальними приводними колесами 12.

Для забезпечення експлуатаційної надійності висівного апарата необхідно розрахувати його основні елементи на міцність.

Зокрема сошник зазнає значних навантажень під час його проникнення в пласти ґрунту при висіванні. Відповідно виникає потреба вибору його оптимальних конструктивно-силових параметрів під час проектування для того, щоб забезпечити функціональну здатність пристрою й мінімальні енерговитрати.

Якщо розглядати сошник як стержень, то під час проникнення в ґрунт він зазнає дії поздовжніх сил, напрям дії яких співпадає із дотичною на кінці цього стержня. Якщо б наш сошник мав чітку фіксацію із протилежного боку, то критичне значення стискаючої сили можна було б розрахувати за формулою Ейлера [1]. Але оскільки апарат точного висіву виконано у вигляді рамки, яка шарнірно через паралелограмну підвіску навішена на рамку сівалки і підпружинена, то в даному випадку втрата стійкості відбувається по-іншому. При досягненні критичного значення форма рівноваги стає нестійкою і сошник переходить у стан коливання з необмежено зростаючими амплітудами. Внаслідок динамічного характеру процесу втрата стійкості залежить від розподілу мас по його довжині. Відповідно при певному прогині сошника на величину f поперечна сила інерції дорівнюватиме:

$$R = -mf\ddot{.} \quad (1)$$

Відповідно згинний момент в його поточному перерізі буде

$$M = EJv'' = P(f - v) - (P\varphi_l - R) \cdot (l - z). \quad (2)$$

Диференціальне рівняння буде мати вигляд

$$v'' + av^2 = a^2 f - \left(a^2 \varphi_l - \frac{R}{EJ} \right) \cdot (l - z). \quad (3)$$

Проінтегрувавши дане рівняння по z і підпорядкувавши його граничним умовам, на защемленому кінці сошника отримаємо

$$v = \frac{1}{a} \left(\varphi_l - \frac{R}{a^2 EJ} \right) \cdot (al \cos az - \sin az - al + az) + f(1 - \cos az). \quad (4)$$

На вільному кінці сошника повинна виконуватись умова $v = f$; $v' = \varphi_l$, звідки впливає дві рівності:

$$\begin{aligned} \left(\varphi_l - \frac{R}{a^2 EJ} \right) \cdot (al \cos al - \sin al) - af \cos al &= 0, \\ \left(\varphi_l - \frac{R}{a^2 EJ} \right) \cdot (1 - al \sin al - \cos al) + af \sin al - \varphi_l &= 0. \end{aligned} \quad (5)$$

Виключивши кут φ_l і підставивши це значення у вираз (1) для сили інерції, отримаємо основне диференціальне рівняння

$$\ddot{f} + \omega^2 f = 0, \quad (6)$$

$$\omega^2 = \frac{a^2 EJ}{m(\sin al - al \cos al)}. \quad (7)$$

Умова стійкості висівного апарата має вигляд

$$\omega^2 > 0; \sin al - al \cos al > 0. \quad (8)$$

Відповідно критичне значення сили

$$P_{кр} = \frac{20,2 EJ}{l^2}. \quad (9)$$

Наступним елементом, який забезпечує синхронність дії вузлів висівного апарата і водночас зазнає значних навантажень, є ланцюгова передача, яка з'єднує розподільний диск і опорно-копіювальне приводне колесо. Відповідно потужність, що передає з'єднання, можна розрахувати за аналогією із методикою розрахунку ланцюгових передач [2]

$$N = F_t v / 102, \text{ кВт}. \quad (10)$$

Колову швидкість ланцюга можна розрахувати за формулою [3]

$$v = \omega z_1 / 2\pi, \text{ м/с}. \quad (11)$$

Для більшості режимів роботи ланцюгових передач резонансні коливання не спостерігаються, оскільки частота збурюючих імпульсів більше частоти власних коливань. Крім того, амплітуди коливань значно зменшуються внаслідок демпфуючих властивостей ланцюга.

Для наближеного оцінювання критичної частоти обертання можна використовувати формулу [2]:

$$w_{\text{крит}} = \frac{30}{z_1 a} \sqrt{S_1/q}, \text{ об/хв.} \quad (12)$$

Проте під час проектування необхідно враховувати ударні навантаження при контакті шарнірів ланцюга. Тобто необхідно обмежувати значення колової швидкості до рекомендованих експериментальних даних. Ефект удару можна визначити з рахунок втрат кінетичної енергії [2]

$$G = \frac{qn^2 t^3}{2,2 \cdot 10^{11}} \cdot \sin^2 \left(\frac{360^\circ}{z_1} + \gamma \right) \leq [G], \text{ Н}\cdot\text{м.} \quad (13)$$

Для забезпечення функціональної здатності необхідно дотримуватися певного співвідношення кількості шарнірних ланок. Відповідно кількість ланок можна розрахувати за формулою

$$L_t = \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{a}. \quad (14)$$

Розрахункову кількість ланок рекомендовано заокруглювати до цілого парного числа і за ним коригувати міжосьову відстань [3]

$$a = \frac{t}{a} \left[L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]. \quad (15)$$

Шарнірні ланки конструюють приблизно рівноміцними по напруженнях в усіх деталях. Це досягається відповідним співвідношенням розмірів деталей, їх матеріалів і термообробки. Відповідно для більшості умов роботи основною причиною втрати працездатності є зношення шарнірів ланцюга. Тому як основний розрахунок прийнято розраховувати по зносостійкості шарнірів, а за основний розрахунковий критерій приймати питомий тиск у шарнірі

$$p = F_t / (dB) \leq [p]. \quad (16)$$

Гранично допустимі значення тиску, залежно від кроку і частоти обертання приводної зірочки, наведені у відповідній літературі [2]. Дані значення пов'язані з коефіцієнтом експлуатації співвідношенням

$$[p] = [p_o] / K_E. \quad (17)$$

Відповідно для визначення колової сили у ланках ланцюга згідно з формулами (16) і (17) можна використати залежність

$$F_t = [p] dB = \frac{[p_o]}{K_E} \cdot dB. \quad (18)$$

Потужність ланцюгової передачі дорівнює

$$N = \frac{[p_o] dBz_1 wt}{K_E \cdot 60 \cdot 1000 \cdot 102} \quad (19)$$

Ще одним важливим елементом в апаратах точного висіву насіння є розрахунок одновиткової пружини, яка виштовхує зернини із лунок висівного диска. Визначальними параметрами, що впливають на функціональну здатність пружини, є її діаметр, матеріал і кількість витків. Зокрема вираз для визначення осьової пружної деформації має вигляд [3]

$$\lambda_o = \frac{0,25 F \pi D_{np}^3 i_n}{G J_p} \quad (20)$$

У нашому випадку залежність (20) буде мати вигляд

$$\lambda_o = \frac{0,25 F \pi D_{np}^3}{G J_p} \quad (21)$$

Для пружин, що працюють на кручення, кут закручування під дією моменту визначаємо за формулою

$$\varphi = \frac{T \pi D i_n}{E I_o} \quad (22)$$

Наведені аналітичні залежності можна використовувати під час проектування і розрахунку елементів подібних конструкцій висівних апаратів і аналогічних пристроїв, але кінцеві розрахунки параметрів, як правило, уточнюються з урахуванням результатів експериментальних досліджень.

Висновки. Розроблено конструкцію апарата точного висіву насіння з гасником горизонтальної швидкості насіння і точного їх укладання в ґрунт. Також наведено методику розрахунку цього апарата і виведено аналітичні залежності для визначення міцності й експлуатаційної надійності основних його елементів.

Conclusions. Design of the precise seeds-sowing machine with the damper of the seed horizontal velocity, and their precise placement into the soil, has been developed. The method of calculating of this machine has been presented. Analytical dependencies for finding the operating strength and reliability of its principle components, have been derived.

Список використаної літератури

1. Биргер, И.А. Расчет на прочность деталей машин: справочник. – 3-е изд., перераб. и доп. [Текст] / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
2. Иванов, М.Н. Детали машин [Текст] / М.Н. Иванов. – М.: Вища школа, 1976. – 399 с.
3. Павлище, В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин [Текст] / В.Т. Павлище. – К.: Вища школа, 1993. – 556 с.
4. Басин, В.С. Машини для точного посева промишленних культур: конструювание и расчет [Текст] / В.С. Басин, Л.В. Погорелий, и др. – К.: Техника, 1987. – 157 с.
5. Нові конструкції ґрунтообробних та посівних машин [Текст] / А.І. Бойко, М.О. Свірень, С.У. Шмант, М.М. Нажнов. – К.: Техніка, 2003. – 204 с.
6. Машини для земляних робіт [Текст] / Л.А. Хмара, С.В. Кравець, В.В. Нічке, Л.В. Назаров, М.П. Скоблюк, В.Г. Нікітін. – Рівне-К, 2010. – 560 с.
7. Пат. 78429 Україна, МПК А01С 7/04. Однозерновий механічний висівний апарат [Текст] / Гевко Б.М., Дзюра В.О., Павельчук Ю.Ф., Заєць М.Л., Лотоцький Р.І.; заявники і власники патента Гевко Б.М., Дзюра В.О., Павельчук Ю.Ф., Заєць М.Л., Лотоцький Р.І. – № у 2012 05327; заявл. 28.04.2012; опубл. 25.03.13; Бюл. № 6. – 4 с.

Отримано 23.04.2013