

УДК 631.356.2

© 2011

Бабицький Л. Ф., доктор технічних наук
Південний філіал НУБіП

Ландарь А. А., кандидат технічних наук,
Падалка В. В., кандидат технічних наук,
Ляшенко С. В., асистент

Полтавська державна аграрна академія

ТЕОРЕТИЧНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОТИВАГИ НОЖА ТОРСІОННО-УДАРНОГО РОЗПУШУВАЧА ҐРУНТУ

Рецензент – доктор технічних наук, професор В. П. Дмитриков

Обґрунтовано теоретичну модель та розглянуто результати її досліджень із визначення ваги противаги ножа торсіонно-ударного розпушувача ґрунту. Наведено залежності для розрахунку інерційної системи ножа з противагою при проектуванні робочого органу. Встановлено конструктивні параметри елементів розпушувача для утворення стабільного режиму віброударної взаємодії з ґрунтом. Аналіз результатів досліджень підтвердив позитивний вплив запропонованого конструктивного рішення на параметри виконання технологічного процесу глибокого смугового обробітку ґрунту.

Ключові слова: теорія, дослідження, інерція, обробка, ґрунт, противага, торсіонно-ударний ніж.

Постановка проблеми. Сучасні ґрунтообробні знаряддя, призначені для основного безвідвального обробітку ґрунту, належать до металоемких та енергонасичених машин. Вартість їх порівняно висока, а якість обробітку ґрунту ними не завжди задовольняє вимоги, що відповідають найкращим умовам для вегетації рослин. Тому покращання показників якості обробітку ґрунту за найменших енергозатратах є комплексною науково-технічною проблемою. Вирішення її повинно базуватися на пошуку нових конструктивних рішень, спрямованих на спрощення конструкції, що базується на теоретичному обґрунтуванні технологічних параметрів робочих елементів. Один із напрямів розвитку конструкцій робочих органів для основного безвідвального обробітку ґрунту базується на використанні віброударної їх дії на ґрунт, що позитивно зарекомендувало себе з точки зору зниження енергозатрат й підвищило показники якості обробітку ґрунту.

Аналіз останніх досліджень та публікацій, у яких започатковано розв'язання проблеми. Останнім часом машини та їх робочі органи з вібраційним рухом набули широкого застосу-

вання у різних галузях виробництва [1–3]. Переважна їх більшість має одну спільну рису: в їх конструкції в якості пружних елементів використовуються виті пружини. Порівняно мала жорсткість пружин призводить до зменшення їх енергоємності, внаслідок чого збільшується частота коливання корпусу агрегату й порушується його стійкість ходу, що в процесі експлуатації призводить до порушення агротехнічних вимог. Існуюче нині технічне вирішення даної проблеми ґрунтується на поєднанні двох або трьох пружин різної жорсткості, що, в свою чергу, призводить до ускладнення конструкції та унеможливлення монтажу і демонтажу пружин у польових умовах.

Для вирішення цих проблем нами запропоновано і запатентовано корисну модель України [4]. Модель ґрунтується на використанні в якості пружного елементу торсіону. На її основі запроваджено конструкцію торсіонно-ударного розпушувача ґрунту. Використання торсіону дало наступні позитивні ознаки: 1) зменшення ваги конструкції, підвищення енергоємності конструкції робочого органу за рахунок використання на валу торсіону регульовального пристрою жорсткості; 2) спрощення і легкості монтажу та демонтажу, що досягнуто за рахунок удосконалення конструкції взаємного розміщення торсіонів на рамі машини й зручності доступу до них та їх кріплення.

Як відомо з сучасної наукової літератури, розглядається загальний підхід до розрахунку і проектування вібраційних робочих органів, відмічаються суттєві переваги взаємодії активного робочого органу із ґрунтовым середовищем, але відомі теорії неможливо запровадити для проектування конструкції конкретного робочого органу. Зважаючи на це, вважаємо за необхідне вирішити мету та завдання досліджень.

Мета та завдання досліджень. Мета – удосконалити конструкцію ґрунтообробного агрегату, вирішуючи наступні завдання: обґрунтувати й дослідити теоретичну модель коливання ножа торсіонно-ударного розпушувача в ґрунті та отримати аналітичні залежності для розрахунку ваги противаги.

Результати дослідження. Ніж торсіонно-ударного розпушувача ґрунту умовно представлений прямолінійним стержнем (рис. 1), який шарнірно закріплений на рамі в точці центра мас під кутом 30^0 до вертикалі. Ніж у верхній своїй частині має закріплену противагу у вигляді кулі, що дозволяє його відхилення від положення статичної рівноваги на деякий обмежений кут α .

Розглянемо ніж (двоплечий важіль) як абсолютно тверде тіло плоскої форми.

Прийmemo точку O підвісу, через яку проходить вісь обертання ножа, а точка C визначає центр мас. Момент сил (M), створений силою тяжіння $m \cdot g$ відносно осі обертання, що проходить через точку O , тоді:

$$M = m \cdot g \cdot b \cdot \sin \alpha,$$

де: b – відстань між точками O і C ;

α – кут між радіусом вектора, що з'єднує точку, відносно якої обертається ніж робочого органу, з точкою C , до якої прикладена сила $m \cdot g$.

З рівняння моментів маємо:

$$M = \frac{I \cdot d \cdot (\omega)}{dt}.$$

Похідна від кутової швидкості за часом дорівнює другій похідній від кута повороту за часом:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{d^2\alpha}{dt^2}.$$

Підставимо до формули (2) вираз для моменту сили тяжіння (відносно точки O), отримаємо:

$$m \cdot g \cdot b \cdot \sin \alpha = \frac{I_o \cdot d^2 \cdot \alpha}{dt^2},$$

де $I_o = I_c + m \cdot b^2$ – момент інерції згідно з теоремою Гюкса-Штейнера.

Таким чином, маємо диференціальне рівняння другого порядку для α :

$$\frac{d^2\alpha}{dt^2} = \frac{m \cdot g \cdot b \cdot \sin \alpha}{I_o}.$$

Як зазначалося вище, відповідно до теореми Гюкса-Штейнера, момент інерції твердого тіла відносно довільної осі залежить не тільки від маси, форми і розмірів тіла, але й від положення тіла відносно цієї осі. Згідно з теоремою Гюкса-Штейнера, момент інерції тіла I_o відносно осі в точці O дорівнює сумі моментів інерції тіла I_c відносно осі C , що проходить через центр маси тіла паралельно до

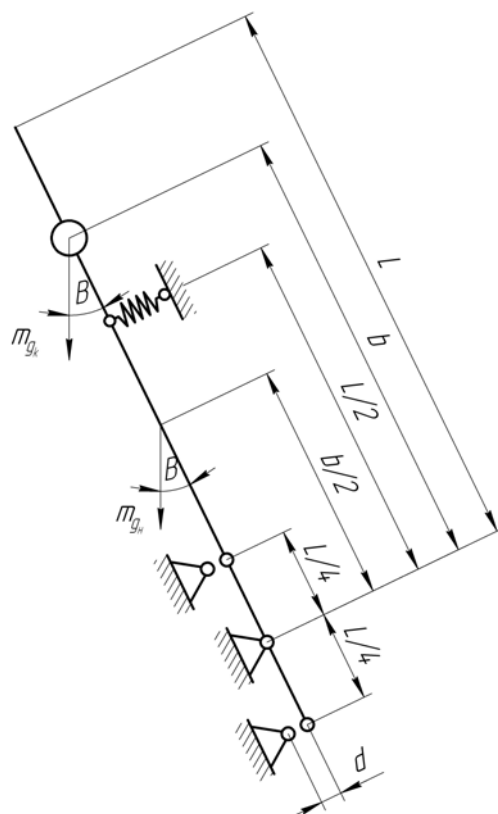


Рис. 1. Теоретична схема для визначення ваги противаги

(1)

(2)

(3)

(4)

(5)

осі O (що розглядається) і добутку маси тіла m на квадрат відстані d між осями.

Маса m у формулі (4) – це маса кулі m_K плюс маса ножа m_H , тобто, можна записати як $m = m_K + m_H$.

Як відомо, момент інерції кулі I_c (відносно осі C) розраховуємо за формулою:

$$I_c = \frac{3 \cdot m_K \cdot R^2}{5}, \quad (6)$$

де: m_K – маса кулі, що використовується в якості противаги, кг;

R – радіус кулі, м.

Підставимо вираз (6) у теорему Гюенса-Штейнера й отримаємо:

$$I_o = \frac{3 \cdot m_K \cdot R^2}{5} + m_K \cdot b^2. \quad (7)$$

Отже, диференціальне рівняння (5) після підстановок матиме вигляд:

$$\frac{d^2\alpha}{dt^2} = \frac{m \cdot g \cdot b \cdot \sin\alpha}{\frac{3 \cdot m_K \cdot R^2}{5} + m_K \cdot b^2}, \quad (8)$$

де: $m = m_H + m_K$ – маса системи, що враховує масу ножа робочого органу та масу кулі, що використовується в якості противаги.

Вирішимо диференційне рівняння (8):

$$\frac{d^2\alpha}{dt^2} = \frac{(m_H + m_K) \cdot g \cdot L \cdot \sin(\beta \pm \alpha)}{2 \cdot I_o}, \quad (9)$$

де: $L = const$ – довжина верхньої частини ножа;

β – кут робочого положення ножа;

α – кут відхилення ножа в ході роботи.

Схематичне відхилення ножа від положення рівноваги зображено на рисунку 2.

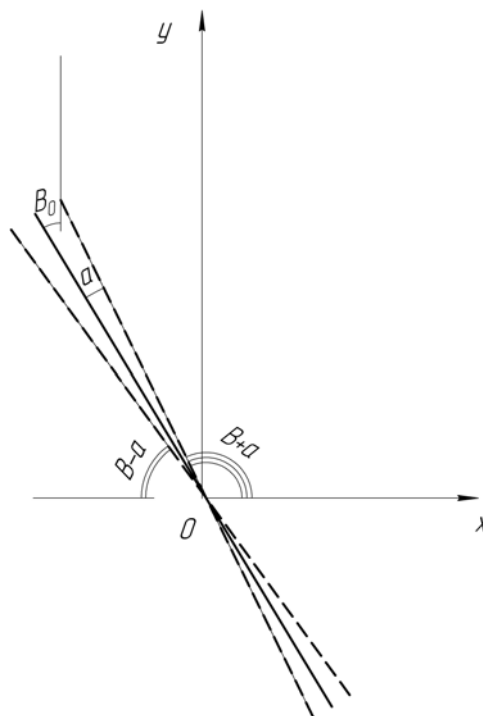


Рис. 2. Схема відхилення ножа від положення рівноваги

Вирішуючи рівняння (9), отримуємо:

$$\omega = \frac{d\alpha}{dt} = \frac{(m_H + m_K) \cdot g \cdot L}{2 \cdot I_o} \cdot \int_0^\alpha \sin(\beta + \alpha) \cdot d\alpha = -\frac{(m_H + m_K) \cdot g \cdot L}{2 \cdot I_o} \cdot \cos(\beta + \alpha) + C_1, \quad (10)$$

$$\alpha = -\frac{(m_H + m_K) \cdot g \cdot L}{2 \cdot I_o} \cdot \sin(\beta + \alpha) + C_1 \cdot \alpha + C_2. \quad (11)$$

Якщо $\alpha = 0^0$, а $\beta = 30^0$, то одержимо наступне рівняння:

$$-\left(\frac{(m_H + m_K) \cdot g \cdot L}{2 \cdot I_o} \cdot \sin \beta\right) + C_2 = 0;$$

$$C_2 = \left(\frac{(m_H + m_K) \cdot g \cdot L \cdot \sin \beta}{2 \cdot I_o}\right).$$

Якщо $\omega = 0^0$, а $\beta = 30^0$, то одержимо рівняння: $C_1 = \frac{(m_H + m_K) \cdot g \cdot L \cdot \cos \beta}{2 \cdot I_o}$.

Підставимо значення постійних C_1 і C_2 у рівняння (10), отримаємо:

$$\begin{aligned} \omega &= -\frac{(m_H + m_K) \cdot g \cdot L}{2 \cdot I_o} \cdot \cos(\beta + \alpha) + \frac{(m_H + m_K) \cdot g \cdot L}{2 \cdot I_o} \cdot \cos \beta = \\ &= \frac{(m_H + m_K) \cdot g \cdot L}{2 \cdot I_o} \cdot (\cos \beta - \cos(\beta + \alpha)) \end{aligned} \quad (12)$$

Підставимо в рівняння вираз (7), отримаємо:

$$\omega = \frac{(m_H + m_K) \cdot g \cdot L}{2 \cdot \frac{3 \cdot m_K \cdot R^2}{5} + 2 \cdot m_K \cdot b^2} \cdot (\cos \beta - \cos(\beta + \alpha)). \quad (13)$$

Підставимо у рівняння (12) значення наступних початкових умов: $\omega = 6,82c^{-1}$, $m_H = 15кг$, $g = 9,81м,8^2$, $L = 0,6м$, $b = 0,3м$, отримаємо рівняння:

$$164702,6461 \cdot R^5 + 33386,38033 \cdot R^3 - 1,977696 = 0. \quad (14)$$

Вирішуючи рівняння у програмі математичного моделювання Matlab, отримаємо $R_k = 0.03888761518$ м.

Використовуючи формулу для знаходження маси кулі, отримаємо:

$$m_K = \frac{4}{3} \cdot \rho \cdot \pi \cdot R^3, \quad (15)$$

де: ρ – густина матеріалу кулі, $\rho = 7850$ кг/м²; R – радіус кулі, $R_k = 0.03888761518$ м.

Після підстановки отримуємо:

$$m = \frac{4}{3} \cdot 7850 \cdot 3.14 \cdot 0.0389^3 = 2.098 \text{ кг.}$$

Отже, використавши кулю вагою 2 кілограми, закріплену у верхній частині ножа, можна досягти стійкого віброударного режиму руху ножа торсіонно-ударного розпушувача ґрунту.

Висновки: 1. На основі теоретичного аналізу процесу роботи ґрунтообробних органів із використанням у їх конструкції пружних елементів нами рекомендовано впровадити в якості пружного елемента робочого механізму торсіонну підвіску.

2. Запропоновано математичну модель взаємодії з ґрунтом рухомого ножа торсіонно-ударного розпушувача під час виконання основного безвідвального обробітку.

3. У запропонованій нами конструкції передбачено кінетичне збурення вимушених коливань ножа робочого органу, що здійснюється за рахунок використання противаги і торсіонної підвіски при їх взаємодії на оброблюваний ґрунт.

БІБЛІОГРАФІЯ

1. *Верняев О. В.* Активные рабочие органы культиваторов / О. В. Верняев. – М.: Машиностроение, 1983. – 79 с.
2. *Дубровський А. А.* Вибраційна техніка в сільському господарстві / А. А. Дубровський. – М.: Машиностроение, 1968. – 204 с.
3. *Пановко Я. Г.* Основи прикладної теорії еластичних коливань / Я. Г. Пановко. – М.: Машиностроение, 1967. – 316 с.
4. Пат. Україна, А01В 39/00. Торсіонно-ударний розпушувач ґрунту / С. В. Ляшенко (Україна). – № 61579; заявл. 12.12.10; опубл. 25.07.11, Бюл. № 14. – С. 31.