

Based on the results of physical and mechanical studies and results of mathematical experiment planning content optimized two-component particulate filler in epoxy composites with improved cohesive properties: tensile stress in bending – $\sigma_{3c} = 82,2$ MPa, modulus of elasticity – $E = 5,9$ GPa and temperature resistance (Martens) – $T = 352$ K.

epoxy composites, physical, mechanical and thermal properties, mathematics planning

Одержано 22.07.14

УДК 631.355.075

В.А. Грубань, асист.

Миколаївський національний аграрний університет

Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів очисних робочих органів кукурудзозбиральних машин

У даній роботі представлено теоретичні дослідження, які змістовно описують поведінку качанів під час їх контакту з притискними пристроями та надають можливість більш ретельніше вивчити таку складну технологічну операцію, як очищення качанів кукурудзи від обгортки. Отримано математичні залежності, що дозволяють визначити найбільш оптимальні режими роботи качаноочисного пристрою та основні кінематичні параметри притискних робочих органів, а саме гумових лопатей.

кукурудза, качаноочисний пристрій, очисні вальці, притискний пристрій, обгортка качанів

В.А. Грубань, асист.

Николаевский национальный аграрный университет

Обоснование конструктивно-технологических параметров очистительных рабочих органов кукурузозуборочных машин

В данной работе представлены теоретические исследования, которые содержательно описывают поведение початков во время их контакта с прижимными устройствами и предоставляют возможность более тщательно изучить такую сложную технологическую операцию, как очистка початков кукурузы от обертки. Получены математические зависимости, которые позволяют определить наиболее оптимальные режимы работы початкоочистительного устройства и основные кинематические параметры прижимных рабочих органов, а именно резиновых лопастей.

ключевые слова: кукуруза, початкоочистительное устройство, очистительные вальцы, прижимное устройство, обертка початков

Постановка проблеми. Існуючі на сьогоднішній день елементи теорії кукурудзозбиральних машин методологічно спираються на теорію продуктивності робочих машин, розроблену для інших галузей машинобудування [4, 5], теорію експлуатації машино-тракторного парку та вивчення їх роботи в віртуальних умовах експлуатації. Проектування машин для аграрного виробництва вимагає на сучасному етапі моделювання процесів з подальшою розробкою необхідної теорії, яка нерозривно пов'язує процеси проектування з реальними умовами експлуатації. Останні дозволяють тільки виявити непродуктивні витрати робочого часу, намітити шляхи його скорочення і отримати необхідні дані для прогнозування напрямів подальшого вдосконалення машин при проектуванні.

© В.А. Грубань, 2014

Аналіз останніх досліджень. Для вивчення придатності нових сортів кукурудзи до механізованого збирання необхідно враховувати фізико-механічні властивості рослини. На сьогоднішній день, окрім появи нових сортів кукурудзи, застосовуються нові конструкційні матеріали основних робочих органів кукурудоззбиральних машин, та і самі робочі органи постійно удосконалюються. Певні об'єми досліджень по експериментальному та теоретичному вивченню в цьому напрямку проведені різними науково-дослідними інститутами колишнього СРСР та конструкторським бюро Херсонського комбайнового заводу. Дослідженням фізико-механічних характеристик рослин кукурудзи присвячений ряд робіт Буянова О.І., Бурмістрова М.Ф., Бондарьова В.Т., Резніка М.Е та інших [1, 3]. Але в літературних джерелах зовсім немає відображення вивчення основних характеристик та розмірно-масових параметрів нових сортів і гібридів кукурудзи.

Методик теоретичного розрахунку очисних пристроїв кукурудзо-збиральних машин, а саме визначення розмірів, форми основних робочих елементів і режимів роботи залежно від заданої продуктивності та якості очищення качанів до теперішнього часу обмаль. Теоретичні та експериментальні дослідження, проведені в цієї області різними авторами, нерідко дають дуже суперечливі рекомендації. Це пояснюється великою відмінністю фізико-механічних властивостей качанів і обгорток залежно від сорту кукурудзи, метеорологічних умов в період вегетації та збирання. Різноманіття специфічних умов технологічного процесу очищення залежно від властивостей продукту та різних конструкцій качаноочисних пристроїв експериментально також недостатньо вивчено. Через відсутність теорії розрахунку качаноочисних пристроїв у кожному окремому випадку їх розрахунок ведеться на підставі експериментальних досліджень прийнятого прототипу або макетного зразка нового типу.

Метою даної статті є моделювання процесу очистки качанів та визначення перспективних напрямків розвитку очисних апаратів, адаптованих до сучасного стану механізованих робіт.

Викладення основного матеріалу. Ступінь очищення качанів від обгорток качаноочисними пристроями залежить від багатьох чинників, зокрема, від довжини та кількості пар очисних вальців, кута нахилу їх до горизонту та частоти обертання, активності робочих поверхонь вальців і їх діаметру, взаємного розташування вальців в апараті, рівномірності завантаження очисних вальців ворохом качанів, а також загального стану самого вороху. Великий вплив на якість технологічного процесу очистки робить вологість качанів і обгорток, засміченість листостебловими домішками, наявність в воросі вже очищених (в процесі відокремлення качанів) і, головним чином, розпушувальність обгорток на качанах. Сучасні качаноочисні пристрої в найкращому разі при певних умовах здатні забезпечувати ступінь очищення від обгорток на рівні 80-82%. Проте при цьому подача на кожен пару очисних вальців не повинна перевищувати певних значень.

Для отримання високого ступеню очищення качанів кукурудзи та забезпечення високої продуктивності під час проектування необхідно обрати найбільш довершену конструкцію очисного апарату, а також притискного пристрою, яка буде найефективніше використовуватись.

Профіль і матеріал робочої поверхні вальців визначають їх активність, тобто здатність розпушувати, захоплювати та відокремлювати обгортки з качанів. Із збільшенням активності вальців ступінь очищення качанів зростає, проте зростає і ступінь травмування качанів. Очисні вальці, які виготовлені з матеріалів з вищим коефіцієнтом тертя між качанами та вальцями, забезпечують вищу ступінь очищення, але сприяють травмуванню та вишелушуванню зерна.

В сучасних очисних пристроях в основному застосовується поєднання чавунного та гумового вальців. При такому поєднанні, внаслідок виникнення різних коефіцієнтів

тертя качана по різних поверхнях вальців, качан під час руху вздовж каналу набуває обертального руху навколо своєї вісі, що в свою чергу покращує умови захоплення обгортки з усіх боків качана. Для підвищення ступеню очищення качанів, особливо з щільно-прилеглою обгорткою, на очисних вальцях встановлюються спеціальні активізуючі зуби, які виступають над зовнішньою поверхнею вальця приблизно на 1-2 мм. При перевищенні цієї межі збільшується пошкодження качанів, а при зменшенні навпаки знижується ступінь очищення. Для того, щоб процес очищення качанів був рівномірним, та давав найкращу якість необхідною і достатньою умовою буде те, щоб качани кукурудзи подавались рівномірним шаром.

Залежності для уточнення умов захвату обгортки вальцями та визначення необхідного діаметра вальців приведені далі. Схема очисного пристрою кукурудзозбиральних машин із захопленням обгортки наведена на рис. 1.

З боку вальців на качан діють нормальні сили реакції N_1 і N_2 і сили тертя F_1 і F_2 , які дорівнюють:

$$F_1 = fN_1 = N_1 \operatorname{tg} \varphi,$$

де f – коефіцієнт тертя качана по вальцям;

φ – кут тертя качана по вальцю.

Вагу качана не враховуємо, тоді $N_1 = N_2$, а коефіцієнт тертя буде свій для кожного вальця. Рівнодійна сил N_1 і F_1 буде R_1 , а рівнодійна сил N_2 і F_2 буде R_2 . Ці сили відхилені від радіусів O_1A_1 і O_2A_2 на кут φ (де A_1 і A_2 – точки стикання вальців з обгорткою). Виходячи з результатів раніше виконаних досліджень, надійний захват обгортки вальцями матиме місце з наступної умови:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &< \varphi; \\ \alpha_2 &< \varphi, \end{aligned} \tag{1}$$

де α_1 і α_2 – кути $A_1O_1B_1$ і $A_2O_2B_2$ (де B_1 і B_2 – точки вальців, між якими утворюється щілина для проходження обгортки та дрібних решток рослинної маси).

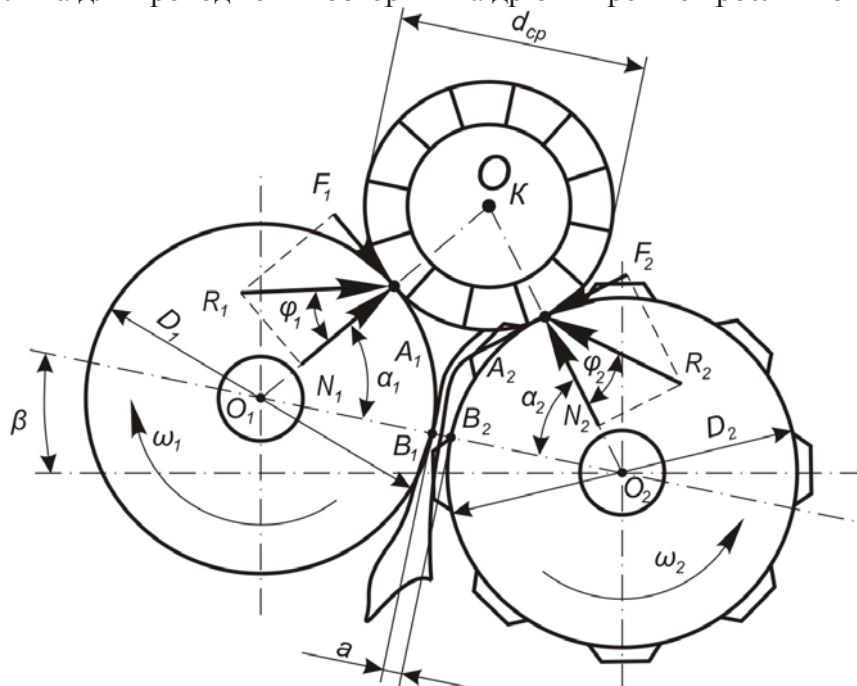


Рисунок 1 – Схема очисного пристрою

Позначивши точку, яка розташована посередині відстані B_1B_2 , літерою E , розглянемо трикутники O_1OE і O_2OE і встановимо, що

$$\cos \alpha_1 = \cos \alpha_2 = \frac{0,5(D_B + a)}{0,5(D_B + d_{cp})}, \quad (2)$$

де D_B – діаметр вальця,

a – ширина щілини B_1B_1' ,

d_{cp} – середній діаметр качана.

Оскільки $\cos \alpha_1 > \cos \varphi$ і $\cos \alpha_1' > \cos \varphi$, враховуючи наведену вище рівність, вважаємо, що при захваті обгортки очисним пристроєм повинна враховуватись нерівність:

$$\frac{D_B + a}{D_B + d_c} > \cos \varphi. \quad (3)$$

Звідси

$$D_B > \frac{d_{cp} \cos \varphi - a}{1 - \cos \varphi}. \quad (4)$$

Таким повинен бути діаметр кожного вальця для надійного захвату стебла. Як бачимо діаметр вальців повинен бути тим більший, чим більший діаметр качана і менший кут тертя та розмір щілини для проходження обгортки та рослинних решток.

$$a = \zeta d_{cp}, \quad (5)$$

де ζ – коефіцієнт, рівний 0,3 - 0,4.

З урахуванням (5) нерівність (4) можна представити у вигляді:

$$D_B > d_{cp} \frac{\cos \varphi - \zeta}{1 - \cos \varphi}. \quad (6)$$

Зробивши розрахунки, визначимо, що діаметр вальця повинен бути не менше 60 мм. Але при проектуванні нових качаноочисних пристроїв необхідно враховувати розмірно-масові характеристики основних складових рослини кукурудзи, особливо середній діаметр качанів.

Розрахунок нових качаноочисних апаратів зводиться до визначення кількості пар очисних вальців для здійснення заданої продуктивності та заданої якості виконання процесу очищення. Продуктивність очисного апарату визначається з урахуванням пропускної спроможності пари очисних вальців прийнятої конструкції у поєднанні з прийнятою конструкцією притискного пристрою. З урахуванням того, що качани в каналі очисного апарату повинні рухатися в один шар своїми поздовжніми вісями вздовж каналу, пропускна спроможність однієї пари очисних вальців q_{nco} визначиться залежністю:

$$q_{nco} = g_n v_n / (l_n + \Delta l_n), \quad (7)$$

де g_n – середня маса очищеного качана, кг;

l_n – середня довжина качана, м;

Δl_n – практично неминучий середній інтервал між качанами в каналі очисного апарату;

v_n – швидкість переміщення качанів по каналах, м/с.

Згідно рис. 1 качан кукурудзи притискається до очисних вальців своєю вагою та силою від притискної лопати. В результаті дії цих сил між качаном та вальцями з'являються сили контакту N_1 , N_2 . Для їх визначення вводимо систему координат xu , в якій ось ou напрямлена на зустріч силі $p = p_0 + p_1$, де $p_0 = mg$. Для визначення сил

контакту N_1, N_2 запишемо рівняння суми проекцій всіх сил на осі ox та oy .

Отримаємо:

$$N_1 \cdot \cos \alpha_{22} - N_2 \cdot \cos \alpha_{22} = 0, \quad \Sigma x_i = 0; \quad (8)$$

$$N_1 \cdot \sin \alpha_{11} + N_2 \cdot \sin \alpha_{22} = p, \quad \Sigma y_i = 0, \quad (9)$$

$$\text{де} \quad \left. \begin{aligned} \alpha_{11} &= \alpha_1 - \beta \\ \alpha_{22} &= \alpha_2 + \beta \end{aligned} \right\}. \quad (10)$$

З (10) випливає, що

$$\alpha_{22} + \alpha_{22} = \alpha_1 + \alpha_2, \quad (11)$$

з ΔOO_1O_2 маємо

$$\cos \alpha_1 = \frac{r_1}{r_0 + r_1}; \quad \cos \alpha_2 = \frac{r_2}{r_0 + r_1}, \quad (12)$$

де r_0 – радіус качана;

r_1 – радіус гумового вальця;

r_2 – радіус чавунного вальця.

З (12) маємо:

$$\alpha_1 = \arccos \frac{r_1}{r_0 + r_1}; \quad (13)$$

$$\alpha_2 = \arccos \frac{r_2}{r_0 + r_2}; \quad (14)$$

З рішення системи рівнянь(8), (9) знайдемо значення сил N_1, N_2 :

$$N_1 = p \frac{\cos \alpha_{22}}{\sin(\alpha_{21} + \alpha_{22})}; \quad (15)$$

$$N_2 = p \frac{\cos \alpha_{11}}{\sin(\alpha_{11} \alpha_{22})}. \quad (16)$$

Вирази (15), (16) з урахуванням(10), (11):

$$N_1 = p \frac{\cos(\alpha_2 + \beta)}{\sin(\alpha_1 + \alpha_2)}; \quad (17)$$

$$N_2 = p \frac{\cos(\alpha_1 - \beta)}{\sin(\alpha_1 + \alpha_2)}. \quad (18)$$

Вирази (17), (18) разом дозволяє знайти сили контакту N_1, N_2 . Визначаємо сили тертя між валиками и качаном:

$$F_1 = N_1 \cdot f_1, \quad (19)$$

$$F_2 = N_2 \cdot f_2, \quad (20)$$

де f_1, f_2 - коефіцієнти тертя ковзання вальців по обгортці качана.

В свою чергу сили F_1, F_2 будуть прагнути розірвати обгортку качана. Крім того, так як $N_1 \neq N_2, f_1 \neq f_2$ то в силу нерівності $F_1 \neq F_2$ відбудеться обертання качана на вальцях. Якщо $F_1 > F_2$, то обертання буде відбуватися за годинниковою стрілкою, у випадку $F_2 < F_1$, обертання буде проти годинникової стрілки.

На рис. 2 а), б), в) наведена кінематика взаємодії притискного пристрою з гумовими лопатями 2 і качана 1. Розглянемо три найбільш характерних взаємних положення одиничної лопаті та качана: рис. 1а відповідає початковому моменту контакту, рис. 1б відображає момент вигину лопаті до положення *тах* вигину та рис. 1в

відображає момент вигину лопаті після проходження положення max вигину. Розглянемо математичну модель взаємодії лопаті в момент max деформації. Гумову лопать будемо вважати плоским пружним стрижнем с консольним закріпленням в т. А (рис. 3). Аналіз роботи лопаті як пружної балки – консолі показує, що вона піддається великій деформації прогину.

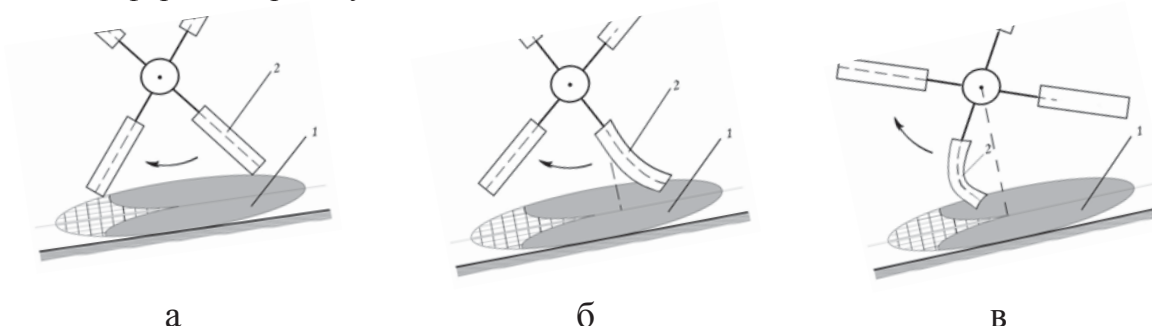
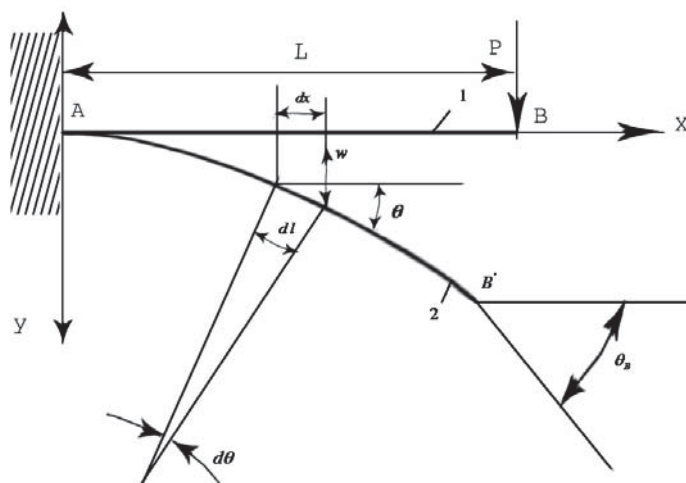


Рисунок 2 – Кінематика взаємодії притисного пристрою

Для математичного опису слід скористатися теорією вигину балки з великим прогином [1]. Вважаємо, що на консоль діє сила P_1 , яка прикладена до вільного кінця консолі. Згідно [1] рівняння деформації балки має вигляд:

$$EI \frac{d\theta}{dl} = -M, \quad (21)$$

де E – модуль пружності матеріалу;
 I – момент інерції площі перерізу;
 θ – кут вигину (кут повороту лінії прогинів);
 dl – елемент кривої вигину балки;
 M – вигинаючий момент.



1 – вихідне положення; 2 – положення прогину

Рисунок 3 – Схема великого прогину консолі

Момент інерції балки:

$$I = \frac{bh^3}{12}, \quad (22)$$

де b – ширина лопаті;

h – товщина лопаті.

Діюча довжина балки l лежить в межах $0 \leq l \leq L$, де L – довжина лопаті.

Величина кривизни балки $\frac{d\theta}{dl}$ пов'язана з вигином $w(x)$ відомою формулою:

$$\frac{d\theta}{dl} = \frac{\frac{d^2 w}{dx^2}}{\left[1 + \left(\frac{dw}{dx}\right)^2\right]^{3/2}}, \quad (23)$$

Таким чином, для визначення параметрів вигину балки маємо краєву задачу (21), (23). Інтегруючи рівняння з урахуванням граничних умов отримаємо:

$$l = \sqrt{\frac{EI}{2p}} \int_{\theta}^{\pi/2} \frac{d\theta}{\sqrt{\cos \theta_B - \cos \theta}}, \quad (24)$$

де θ_B – кут вигину на вільному кінці балки при $l = L$.

Виконаємо деякі чисельні дослідження. На рис. 4 наведені результати розрахунку, а на рис. 5 кожен вплив θ_B на параметри вигину балки.

Задаючись відношенням H/L по кривій $H/L(\theta_B)$ і визначаючи величину кута θ_B , знайдемо силу контакту p_1 .

$$p_1 = \left(\frac{IE}{2L^2}\right) \left(\int_0^{\theta_B} \frac{d\theta}{\sqrt{\cos \theta - \cos \theta_B}}\right)^2; \quad (25)$$

чи

$$p_1 = \left(\frac{IE}{2H^2}\right) \left(\int_0^{\theta_B} \frac{\cos \theta d\theta}{\sqrt{\cos \theta - \cos \theta_B}}\right). \quad (26)$$

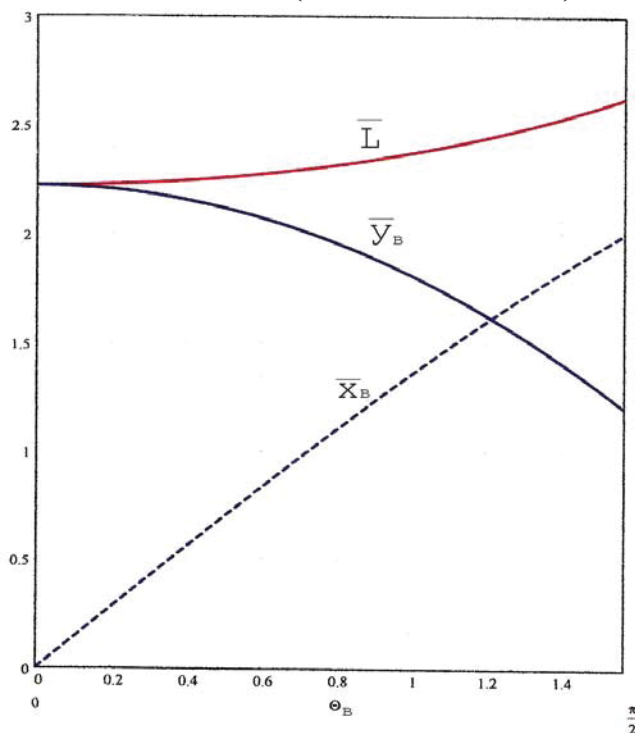


Рисунок 4 – Залежності величин \bar{L} , \bar{y}_B , \bar{x}_B , від вигину в т. B

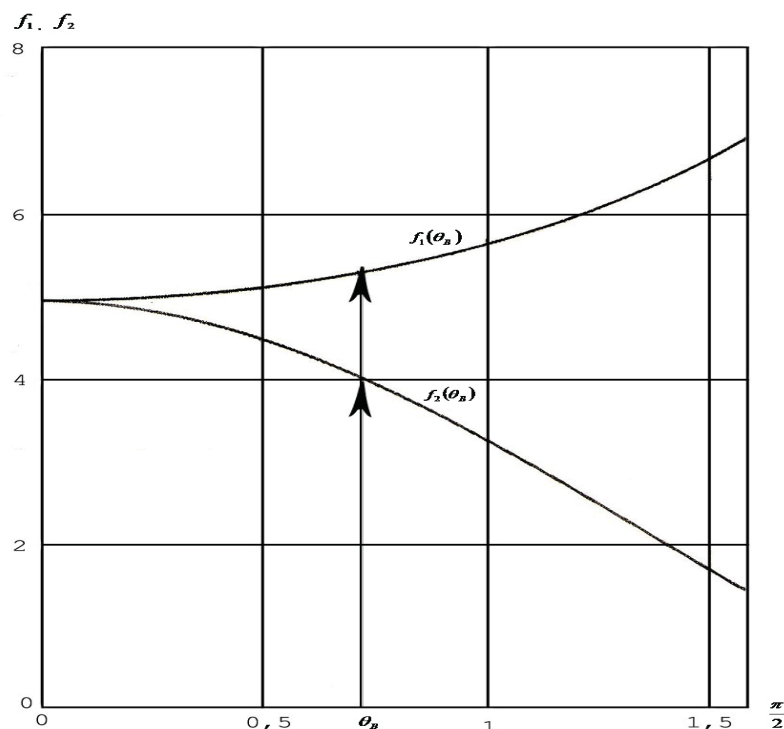


Рисунок 5 – Вплив \max вигину θ_B на параметри вигину балки

Для зручності розрахунку на рис. 5 наведені графіки функцій

$$f(\theta_B) = \left(\int_0^{\theta_B} \frac{d\theta}{\sqrt{\cos \theta - \cos \theta_B}} \right)^2. \quad (27)$$

Висновки. Проведені теоретичні дослідження змістовно описують поведінку качанів під час їх контакту з притискними пристроями та надають можливість більш ретельно вивчити таку складну технологічну операцію, як очищення качанів кукурудзи від обгортки. Отримані залежності дозволяють визначити найбільш оптимальні режими роботи качаноочисного пристрою та основні кінематичні параметри притискних робочих органів, а саме гумових лопатей. Завдяки цьому можна спрогнозувати надійну та безвідмовну роботу качаноочисного апарата ще під час проектування, а найголовніше виключити існуючі недоліки сучасних очисних пристроїв, до яких відноситься травмування зернової частини врожаю.

Список літератури

1. Тимошенко С.П. Механика материалов / С.П. Тимошенко, Дж. Гере. – М.: Мир. – 1976. – 656 с.
2. Ландау Л.Д. Теоретическая физика. Теория упругости / Л.Д. Ландау, Е.М. Лифшиц. – В 10-ти т. Т. VII. Учеб. пособие. – 4-е изд., исп. и доп. – М.: Наука, гл. ред. физ. мат. лит., 1987. – 248 с.
3. Буянов А.И. Метод определения оптимальных кинематических режимов работы прижимных устройств. / А.И. Буянов // Тракторы и сельхозмашины – 1965. – №2. – С.19-21.
4. Бондаренко О.В. Деякі аспекти оцінки технологій на перспективність / О.В. Бондаренко/ Праці Таврійського державного університету. – Мелітополь, 2008. – С. 91–102.
5. Заика П.М. Избранные задачи земледельческой механики / П.М. Заика. - К.: УСХА, 1992. – 507 с.
6. Карпуша П.П. Обоснование параметров и режимов работы початкоотделяющего аппарата очесывающего типа / П.П. Карпуша, Н.И. Конопельцев // Вопросы механизации сельского хозяйства. – Мелітополь, 1972. – С. 42–55.
7. Фізико-механічні властивості рослин, ґрунтів і добрив / Під ред. Буянова А.І. – М.: Колос, 1972. – 366 с.

Vasil Gruban

Mykolayiv national agrarian university

Justification of structural and technological parameters of sewage treatment workers corn

The aim of this paper is to simulate the process of cleaning heads and future trends of purification devices, adapted to the present state of mechanized operations.

In hired theoretical researches that richly in content describe behavior of ears during their contact with hold-downs and give possibility more careful to study such difficult technological operation, as cleaning of corn-cobs, are presented from wrapping. Mathematical dependences that allow to define the most optimal modes of operations of device for cleaning ears and basic kinematics parameters of rider working organs are got, namely rubber blades.

The received dependences allow us to determine the optimal mode of the device for cleaning of ears and the main kinematic parameters clamping work organs, such as rubber blades.

corn, device for cleaning ears, cleansing rollers, hold-down, wrapping of ears

Одержано 24.10.12

УДК 631.816.33

В.А. Дейкун, канд. техн. наук, В.М. Сало, проф., д-р техн. наук, О.М. Васильковський, доц., канд. техн. наук, С.М. Лещенко, доц., канд. техн. наук, Т.П. Шепілова, канд. с.-г. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Оцінка ефективності внесення туків підґрунтовим способом під ярий ячмінь

В статті наведені результати визначення ефективності підґрунтового внесення гранульованих мінеральних добрив у польових умовах. Здійснено порівняння запропонованого способу удобрення з класичним розкидним та встановлено раціональну норму внесення туків.

мінеральні добрива, розпушувач-удобрювач, польові випробування, ефективність, норма внесення, підґрунтовий

В.А. Дейкун, канд. техн. наук, В.М. Сало, проф., д-р техн. наук, А.М. Васильковський, доц., канд. техн. наук, С.Н. Лещенко, доц., канд. техн. наук, Т.П. Шепілова, канд. с.-г. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Оценка эффективности внесения туков подпочвенным способом под ярий ячмень

В статье представлены результаты определения эффективности подпочвенного внесения гранулированных минеральных удобрений в полевых условиях. Выполнено сравнение предложенного подпочвенного способа внесения различных норм комплексных удобрений с классическим. Полученные результаты опытов свидетельствуют о возможности существенного снижения нормы внесения туков без потери урожайности.

минеральные удобрения, рыхлитель-удобритель, полевые испытания, эффективность, норма внесения, подпочвенный

Питанню підґрунтового внесення гранульованих мінеральних добрив, останнім часом, присвячено увагу багатьох вчених [1 -7]. Вважається, що внесення туків у підлаповий простір в процесі основного обробітку ґрунту дозволяє зменшити їх витрати, однак, достеменних даних, що підтвердили б дану гіпотезу, на сьогоднішній день немає.