



СЕРТИФІКАТ УЧАСНИКА

ДАНИЙ СЕРТИФІКАТ ПІДТВЕРДЖУЄ, ЩО

В. П. Комаха

ВИСТУПИВ (ЛА) З ДОПОВІДДЮ НА
XXI МІЖНАРОДНІЙ НАУКОВІЙ КОНФЕРЕНЦІЇ
„СУЧАСНІ ПРОБЛЕМИ ЗЕМЛЕРОБСЬКОЇ МЕХАНІКИ”

присвяченій 90-річчю Харківського національного технічного університету
сільського господарства ім. П. Василенка
та 120-й річниці з дня народження академіка Петра Мефодійовича Василенка

Проректор з наукової роботи ХНТУСГ



Віктор Мельник

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ АГРАРНИХ НАУК УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА ІМЕНІ ПЕТРА ВАСИЛЕНКА**

П Р О Г Р А М А

**XXI МІЖНАРОДНОЇ НАУКОВОЇ
КОНФЕРЕНЦІЇ
„СУЧАСНІ ПРОБЛЕМИ
ЗЕМЛЕРОБСЬКОЇ МЕХАНІКИ”**

**присвяченої 90-річчю Харківського національного технічного
університету сільського господарства ім. П. Василенка**

та

**120-й річниці з дня народження академіка
Петра Мефодійовича Василенка**



17 – 18 жовтня 2020 року

ХАРКІВ

ОРГКОМІТЕТ КОНФЕРЕНЦІЇ

- Нанка О.В.** – к.т.н., проф., академік Інженерної академії України, академік Української національної академії наук екологічних технологій, ректор Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка, голова.
- Мельник В.І.** – д.т.н., проф., проректор Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка, заступник голови.
- Адамчук В.В.** – д.т.н., проф., академік НААН України, заслужений діяч науки і техніки України, директор Національного наукового центру «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства» НААН.
- Булгаков В.М.** – д.т.н., проф., академік НААН України, професор кафедри механіки Національного університету біоресурсів і природокористування України.
- Ніколаєнко С.М.** – д.п.н., проф., академік НАПН України, ректор Національного університету біоресурсів і природокористування України.
- Калетнік Г.М.** – д.е.н., професор, академік НААН, президент Вінницького національного аграрного університету.
- Кюрчев В.М.** – д.т.н., проф., член-кор. НААН, заслужений працівник освіти України, ректор Таврійського державного агротехнологічного університету.
- Черновол М.І.** – д.т.н., проф., член-кор. НААН, заслужений діяч науки і техніки України, ректор Центральноукраїнського національного технічного університету.
- Іванишин В.В.** – д.е.н., проф., заслужений працівник сільського господарства України, ректор Подільського державного аграрно-технічного університету.

206. Дослідження якості сульфоалітованих покриттів на сталевих поверхнях, отриманих методами електроіскрового легування.

О.П. Гапонова (СумДУ)

207. Ущільнення проточної частини відцентрових насосів та стендові дослідження конструкції відцентрового насосу з самовпорядкованим ротором.

С.О. Горовий (СНАУ)

208. Вплив тиску ґрунту на інтенсивність зношування робочих органів плуга.

В.Р. Білецький, Е.М. Кашиперський (ПНУ)

209. Використання байссівського підходу для виявлення несправностей.

В.Л. Куликівський, С.О. Матвійчук (ПНУ)

210. Обґрунтування технологічної лінії з приготування кашеподібних сумішей при відгодівлі свиней в умовах господарства.

О.О. Заболотько, С.В. Дорогань (НУБіП)

211. Ущільнення ґрунту тракторами при роботі на схилі.

В.А. Руденко, М.В. Горовий, О.М. Калнагуз, А.О. Іржавський (СНАУ)

212. Метод розрахунку параметрів V-подібної плющильної секції.

В.П. Комаха (ВНАУ)

213. Еколого-економічне обґрунтування сівозмін та впорядкування угідь.

Т.М. Кушнірук (ПДАТУ)

Доповідь

МЕТОД РОЗРАХУНКУ ПАРАМЕТРІВ V-ПОДІБНОЇ ПЛЮЩИЛЬНОЇ СЕКЦІЇ

к.т.н. ст. викл. Комаха Віталій Петрович
Вінницький національний аграрний університет

Вальцеві робочі органи широко використовуються в різноманітних технологічних процесах заготівлі кормів і підготовки їх до згодовування тваринам. Для інтенсифікації сушіння скошених трав ряд моделей косарок-плющилок мають двовальцеві плющильні апарати. На повноту плющення трави і обривання вегетативних частин рослин впливають: тиск вальців на траву, їх діаметр, поверхня та колова швидкість.

З метою зменшення втрат від обривання вегетативних частин рослин при плющенні бобових трав вальці повинні бути гладкими з обгумованою поверхнею. Виконання вальців з різними діаметрами є небажаним, оскільки у вальців неоднакового діаметра їх дуги обхвату з рослинами будуть різними, а це означає, що захоплення стебел буде відбуватися по різному, що впливає на якість плющення. По цій причині прийняті рівні діаметри плющильних вальців, які мають однакову частоту обертання.

В [1] обґрунтовано класичну умову захоплення матеріалу і встановлено зв'язок між стисканням матеріалу, коефіцієнтом тертя f і діаметром вальців D , виходячи з того, що для захвату шару матеріалу товщиною H необхідно, щоб сума горизонтальних складових сил, які діють в точці контакту, що визначаються початковим кутом α_0 , була спрямована в сторону обертання вальців, як показано на рис.

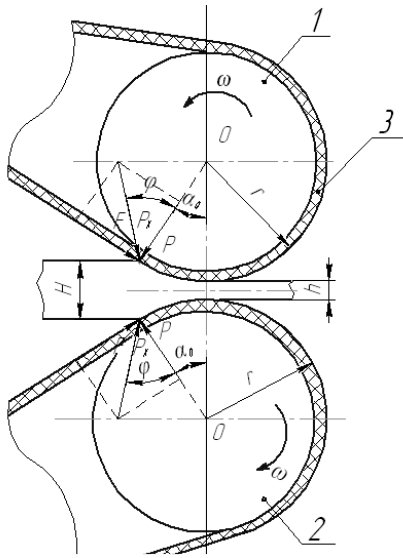


Рисунок – Схема до розрахунку параметрів V-подібної плющильної секції:

1, 2 – плющильні вальці

Сила нормального тиску P має горизонтальну складову $P_x = P \sin \alpha_0$ і викликає дію сили тертя F , яка дорівнює $Pf = Ptg\varphi$, де $f = tg \varphi$ – коефіцієнт тертя матеріалу по поверхні вальців. Сила тертя має горизонтальну складову F_x , яка рівна $F \cos \alpha_0$. Умова захоплення визначається нерівністю $F_x \geq P_x$, або $Pf \cos \alpha_0 \geq P \sin \alpha_0$. Звідки $f \geq tg \alpha_0$ або

$$\varphi \geq \alpha_0 \quad (1)$$

Виходячи з рис. можна записати:

$$r + r + h = 2r \cos \alpha_0 + H, \quad (2)$$

де r – радіус вальця з урахуванням товщини еластичної стрічки, м;

h – товщина шару трави під час плющення, м;

H – товщина шару трави до плющення, м;

α_0 – кут захоплення трави вальцями, рад.

$$\text{Із (2) можна записати, що } \cos \alpha_0 = 1 + \frac{h}{D} - \frac{H}{D}, \quad (3)$$

де D – діаметр вальців з урахуванням товщини еластичної стрічки, м.

Враховуючи умову (1) будемо мати, що $\cos \varphi \geq \cos \alpha_0$. Тоді із залежності (3) матимемо $\cos \varphi \leq 1 + \frac{h}{D} - \frac{H}{D}$. Звідки

$$D \geq \frac{H - h}{1 - \cos \varphi}. \quad (4)$$

Конструкція косарки-плющилки [2], плющильна секція якої утворена двома нескінченими еластичними стрічками (рис.), що встановлені на ведучі і ведені вертикальні вальці. Оскільки приводні вали плющильної секції є продовженням валів ріжучих дисків косарки, то швидкість руху стрічок плющильних секцій V_c можна знайти зі співвідношення $V_c = \frac{dV_p}{2R}$, де d – діаметр приводного ролика, м; V_p – швидкість різання, м/с.

Тоді діаметр приводного ролика плющильної секції можна визначити за формулою

$$d = \frac{2V_c R}{V_p}. \quad (5)$$

Згідно [3] відстань між центрами валів сусідніх роторів

$$L_p \leq R \left[1 + \cos \frac{\pi}{z(\lambda - 1)} \right]. \quad (6)$$

Враховуючи умову, що $\Theta \leq 2\varphi$, а $\operatorname{tg}\varphi = f$, можна визначити відстань між центрами роторів косарки і плющильних вальців

$$L_x \geq \frac{2L_p - d}{2f}, \quad (7)$$

де Θ – кут сходження стрічок плющильної секції $\operatorname{tg} \frac{\Theta}{2} = \frac{L_p - \frac{d}{2}}{L_x}$.

Таким чином, отримані аналітичним шляхом розрахунки дозволять оптимізувати конструктивні параметри косарки-плющилки з вертикальним плющильним апаратом.