

ОБҐРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ НАВІСНОГО МЕХАНІЗМУ ТРАКТОРА, ОБЛАДНАНОГО СИСТЕМОЮ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ ГЛИБИНИ ОРАНКИ

асистент Колеснік Ю.І.

*Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка
м. Харків, Україна*

З ростом енергонасиченості орних агрегатів і їх робочих швидкостей підвищуються вимоги до використання ефективної потужності двигуна. Для найкращого її використання, орні тракторні агрегати обладнуються системою автоматичного регулювання (САР) глибини оранки. Якість роботи САР певним чином залежить від параметрів навісного механізму.

Питанню обґрунтування раціональних параметрів навісного механізму, пристосованого для роботи з САР, поки приділялося недостатньо уваги. Вибір і обґрунтування раціональних параметрів можна виробляти теоретично і експериментально. Експериментальне дослідження передбачає також визначення експлуатаційно-технологічних показників орного агрегату методом контрольних змін.

Розроблено метод експериментальної оцінки роботи навісного механізму по його (ККД) для експериментального визначення (ККД) навісного механізму, що представляє собою відношення потужності, витраченої на виглиблення плуга при спрацьовуванні САР (потужності корисних сил опору), до потужності, підведеної до навісного механізму з боку гідросистеми. Було проведено тензометрування орного агрегату, що працює в борозні. Випробування проводилися на стерні пшениці. Контрольні ділянки поля мали довжину 350-400 м з ухилом менше 0,5%, густина ґрунту становила 1,6 – 1,8 МПа, вологість – 22-23%.

Втрати потужності відбуваються в шарнірах навісного механізму гідросистеми, при терті лемешів плуга об ґрунт. Втрати головним чином і визначають ККД навісного механізму, від параметрів якого залежить характер і проходження тягового опору (регульованого сигналу) до чутливого елемента САР, розташованому на шарнірі D (рис. 1).

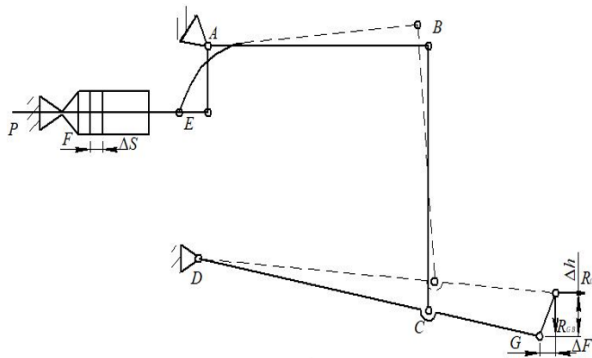


Рисунок 1

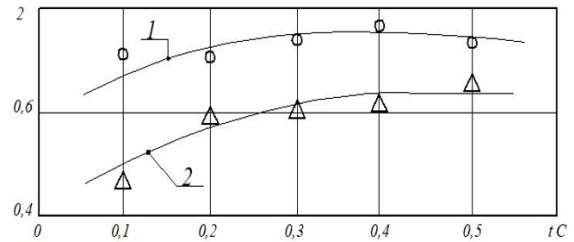


Рисунок 2

Елементарна робота рушійних сил гідроциліндра визначається виразом:

$$dA_1 = FPdS, \quad (1)$$

де F і P – площа і тиск рідини гідроциліндра;

$dS \approx \Delta S$ – зміна положення його штока.

Елементарну роботу корисних сил опору при виглибленні плуга можна записати як:

$$dA_2 = R_{GH}dl + R_{GB}dh, \quad (2)$$

де $dl \approx \Delta l$;

$dh \approx \Delta h$ - елементарна зміна положення точки в горизонтальному і вертикальному напрямку;

R_{GH}, R_{GB} - горизонтальна і вертикальна складові реакції в шарнірі G .

Враховуючи, що

$$dl = \operatorname{tg} \alpha dh = k_1 dh; \quad dh = k_2 dS,$$

отримуємо:

$$dA_2 = k_2 dS (k_1 R_{GH} + R_{GB}), \quad (3)$$

де $k_1 = \operatorname{tg} \alpha$,

k_2 – коефіцієнти передач навісного механізму.

ККД гідронавісного механізму:

$$\eta = \frac{dA_2}{dA_1} = \frac{k_2 k_1 R_{GH} + R_{GB}}{F P}. \quad (4)$$

Таким чином, маючи експериментальні дані безперервних процесів R_{GH} , R_{GB} , P , можна знайти ККД гідронавісного механізму при корекції на підйом САР глибини оранки.

Коефіцієнти передач навісного механізму при довжині важеля $AB = 495 \text{ мм}$ - $k_1 = 0,0371$ і $k_2 = 4$, а при $AB = 600 \text{ мм}$ - $k_1 = 0,0636$ і $k_2 = 4,11$.

Аналіз отриманих результатів показує, що при спрацьовуванні САР на підйом, значення зростає до певного усталеного рівня. Так, для навісного механізму при довжині важеля $AB = 495 \text{ мм}$ $\eta = 0,75$, а при $AB = 600 \text{ мм}$ $\eta = 0,64$.

Після обробки експериментальних даних отримані результати наведені в таблиці 1. Тривалість створюваних імпульсів перебували в межах, інтервал між ними становив 6 або 12 с, що залежало від вимог технології виконання робіт.

Експериментальні дослідження показали, що прискорення, які діють на елементи установки в процесі збудження сейсмічних коливань, співмірні з прискоренням, що виникають в процесі експлуатації трактора на транспортних роботах.

Таблиця 1. Експериментальні дані отримані в процесі дослідження

Елементи установки	Прискорення, м/с ²	Швидкість, м/с	Переміщення, 10 ⁻³ м
Кронштейн:			
Передній	22,6	0,06	1,1
Середній	23,5	0,11	1,9
Задній	20,6	0,11	1,1
Вертикальний шарнір рами	6,4	0,05	0,8

Список літератури

1. Бондар В.А. Нові рішення в гідроприводі тракторів // Промислова гідраліка і пневматика – Вінниця, 2003. – №2. - С. 81-86
2. Лур'є З. Я., Цента Е. Н., Макей В. А. Динамічний синтез гідроагрегату навісного обладнання трактора // Промислова гідраліка і пневматика. - Вінниця: ВНАУ. – № 4 (22), 2008. - С. 103-107.
3. Адамчук В.В. Дослідження руху комбінованого посівного агрегату з одночасним унесенням мінеральних добрив / В.В. Адамчук, Є.А. Петриченко // Вісник аграрної науки, 2015, № 3. – С. 27-32.
4. Адамчук В.В. Теоретичне дослідження плоскопаралельного руху комбінованого посівного агрегату / В.В. Адамчук, Є.А. Петриченко // Загальнодержавний збірник "Механізація та електрифікація сільського господарства" ННЦ "ІМЕСГ", Вип. №2 (101), Глеваха, 2015. – С. 13-21.
5. Адамчук В.В. Теорія руху причіпного комбінованого посівного агрегату / В.В. Адамчук, Є.А. Петриченко // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. "Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва", Вип. 163, Харків, 2015. – С. 195-212.