

**ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ
ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ ЗА РАХУНОК
ПІДРЕСОРЮВАННЯ ПЕРЕДНІХ КОЛІС**

**Дирда В.І., д.т.н., проф.,; Армашов Ю.В., к.т.н., доц.;
Черній О.А., ст. викладач**

Дніпропетровський державний аграрний університет.

Розглядаються проблеми експлуатаційної надійності зернозбиральних комбайнів.

В зв'язку зі значним збільшенням сезонного напрацювання сучасних зернозбиральних комбайнів за рахунок різних приставок для збирання культур та збільшення при цьому їх холостих переїздів (на транспортних режимах) значно збільшилось їх динамічне навантаження та, як наслідок, зниження експлуатаційної надійності. Особливо це відноситься до несучої системи комбайна (остова) та його трансмісії (ГСТ-90 та ГСТ-112). Тому для зниження навантаженості елементів остова, агрегатів трансмісії та підвищення їх надійності необхідне підресорювання комбайна, віброізоляція агрегатів та удосконалення їх конструкції (наприклад, гідростатичної трансмісії). Основними оціночними показниками плавності ходу є амплітуди абсолютних переміщень та прискорень центра мас комбайна, амплітуди повздовжньо-кутових коливань остова, а також положення резонансних зон. Дані експлуатації та результати випробувань говорять про те, що плавність ходу зернових комбайнів не зовсім відповідає технічним нормам.

Для вирішення проблем, по-перше, необхідно знати основні конструктивні параметри комбайнів, які впливають на плавність ходу і методи їх визначення. В комбайні такими параметрами є показники, які характеризують розподіл мас (компоновка) по осям, і пружні елементи ходової системи. На сприятливість до зовнішніх дій та взаємозалежність коливань переднього та заднього мостів комбайна великий вплив чинять компоновка комбайна – розподіл підресорених мас.

Результати попередніх теоретичних досліджень показали наступне.

У випадку заводського варіанту комбайна:

- зона резонансних вертикальних коливань припадає на частоту $\omega = 2,4$ Гц; в цій зоні максимальні амплітуди оціночних параметрів плавності ходу були рівні: $y_{\max} = 0,14$ м; $y''_{0\max} = 34$ м/с²; $\varphi_{\max} = 0,015$ рад;
- спостерігались кутові коливання остова комбайна, резонансна зона яких приходилась на частоту $\omega = 2,2$ Гц; максимальні амплітуди кутів повздовжньо-кутових коливань остова дорівнювали $\varphi = 0,019$ рад.

У випадку другого варіанту зернозбирального комбайна (при зміні компоновки) значно зменшились амплітуди вертикальних коливань центра мас і були зведені до мінімуму амплітуди повздовжньо-кутових коливань:

- в зоні резонансних вертикальних коливань ($\omega = 2,5$ Гц); $y_{\max} = 0,12$ м;
 $y''_{0\max} = 29$ м/с²; $\varphi_{\max} = 0,0003$ рад;
- в зоні резонансних подовжньо-кутових коливань остова
- ($\omega = 3,5$ Гц)- $\varphi_{\max} = 0,005$ рад.

Суттєво підвищити плавність ходу самохідних комбайнів, знизити їх навантаженість особливо при переїздах на більш високих швидкостях можливо тільки за рахунок спеціального підресорювання остова комбайна на мостах ходової частини (введення в конструкцію керуемого гідравлічного або гідропневматичного підресорювання). Тобто розглядається можливість створення напівпідресореного варіанта комбайна з незалежним підресорюванням передніх ведучих коліс (з керованою та регульованою підвіскою передніх коліс).

Конструкційна маса зернозбирального комбайна „Дон-1500” $M = 13000$ кг. Маса макетного зразка з врахуванням додаткової маси підвіски правого та лівого ведучих коліс та заміни привода ведучих коліс приблизно складає $M = 13300$ кг.

Розподіл мас по мостах слідує:

- маса, яка приходить на шини переднього мосту – $M_1 = 9600$ кг;
- маса, яка приходить на шини заднього керованого мосту $M_2 = 3700$ кг.

Схема незалежної підвіски передніх ведучих коліс наведена на рис. 1

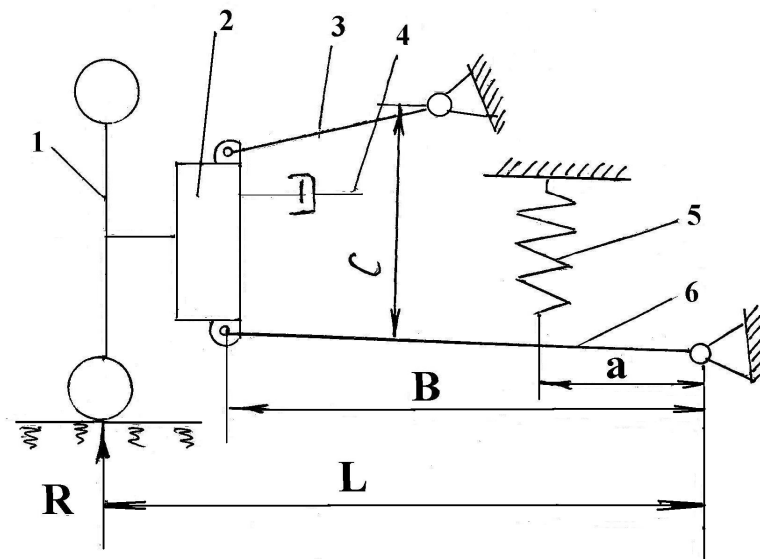


Рис. 1 Схема для вибору основних розмірів направляючого пристрою незалежної підвіски передніх коліс: 1 – ведуче колесо; 2 – колісний редуктор; 3 – верхній важіль направляючого пристрою; 4 – карданна передача; 5 – пружний елемент; 6 – нижній важіль направляючого пристрою підвіски.

Сили, які діють на колесо, передаються через нижній важіль 6 направляючого пристрою підвіски на гідравлічний пружний елемент 5. Передаточне відношення важелів направляючого пристрою підвіски (відношення переміщень колеса та штока гідросесори) приблизно постійне „i” дорівнює: i на правл. пристр. $\approx \text{const} \approx 2,5$

З врахуванням характеристики гідравлічної ресори, передаточний відношення направляючого пристрою до ресори та включенням додаткових гідроаккумуляторів була побудована характеристика передньої підвіски комбайна (рис. 2).

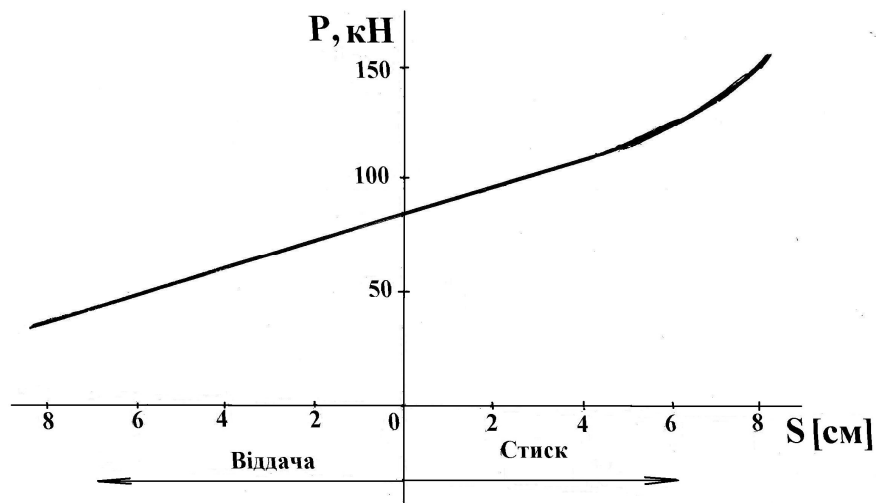


Рис. 2 Характеристика передньої підвіски комбайна

Підвіска має значну динамічну енергоємність при ході стиску незначну при ході віддачі, що зменшує в деякий мірі ймовірності відриву коліс від поверхні дороги.

Задавшись відносним коефіцієнтом затухання $\psi = 0,15 \div 0,2$ та вважаючи коливальну систему лінійною при малих відхилах, можна приблизно визначити коефіцієнт затухання підвіски [5, 10, 11]:

Значення $K_{ак}$ по результатах теоретичних розрахунків склав

$$K_{ак} = 15 \div 20 \frac{\text{кГс} \cdot \text{с}}{\text{см}}$$

Від характеристики підвіски передніх ведучих коліс та жорсткості шин переднього та заднього мостів комбайна залежить інтенсивність коливань його остова. Правильний вибір цих параметрів призводить до зниження прискорень остова у всьому діапазоні швидкостей руху комбайна. В цілому ходова система заводського варіанта комбайна має незначне відносне демпфування на шинах і тому це є причиною виникнення сталих коливань комбайна на всіх швидкісних режимах [4,8]. Оцінка роботи підвіски та навантаженості комбайна може проводитися по вертикальних коливаннях над переднім ведучим мостом.

Розглядалися дві розрахункові схеми комбайна „Дон-1500”. Перша є заводський варіант, а друга – напівпідресорений варіант комбайна (з незалежною гідравлічною підвіскою передніх ведучих коліс комбайна). Дослідження можуть проводитися по вертикальних та поздовжньо-кутових коливаннях з метою показати можливість поліпшення плавності ходу комбайна. Розглядалися сталі коливання комбайна при синхронному гармонічному збудженні на колеса зі сторони дороги. Це дозволить найбільш повніше дослідити якості

динамічної коливальної системи комбайна.

Коливальна система, еквівалентна комбайну з незалежним підресорюванням з передніх ведучих коліс наведена на рис. 3

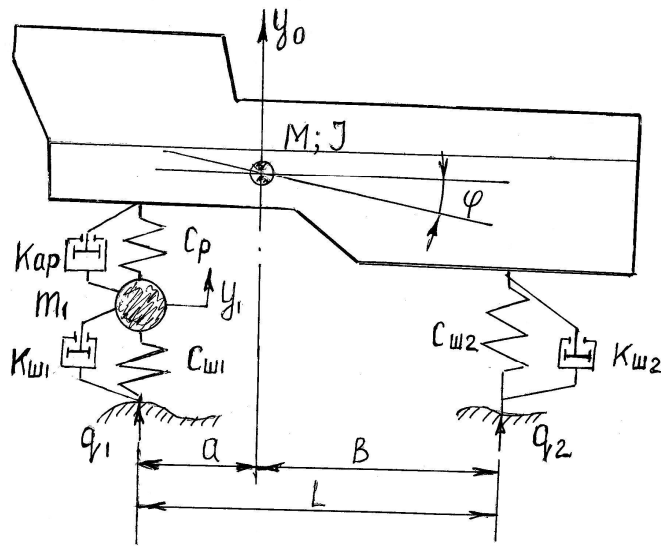


Рис.3 Коливальна система напівпідресореного комбайна

Параметри коливальної системи зернозбирального комбайна заводського варіанту та макетного зразка в транспортному режимі роботи (рис. 3) наведена в табл. 1

На основі рис.3 (в узагальнюючих координатах) диференціальні рівняння, які описують вертикальні та повздовжньо-кутові коливання напівпідресореного зернозбирального комбайна мають вид:

$$\begin{cases} M \cdot y_0'' + (K_{ap} + K_{ш2}) \cdot y_0' + (c_p + c_{ш2}) \cdot y_0 + (K_{ap} \cdot a - K_{ш2} \cdot b) \cdot \varphi + (c_p \cdot a - c_{ш2} \cdot b) \varphi - \\ - K_{ap} \cdot y_1' - c_p \cdot y_1 - K_{ш2} \cdot q_2' - c_{ш2} \cdot q_2 = 0 \\ I \cdot \varphi'' + (K_{ap} \cdot a^2 + K_{ш2} \cdot b^2) \cdot \varphi' + (c_p \cdot a^2 + c_{ш2} \cdot b^2) \cdot \varphi + (K_{ap} \cdot a - K_{ш2} \cdot b) \cdot \\ \cdot y_0' + (c_p \cdot a - c_{ш2} \cdot b) \cdot y_0 - K_{ap} \cdot a \cdot y_1 - c_p \cdot a \cdot y_1 + K_{ш2} \cdot b \cdot q_2' + c_{ш2} \cdot b \cdot q_2 = \\ = 0 \\ m_1 \cdot y_1'' - (K_{ap} + K_{ш1}) \cdot y_1' + (c_p + c_{ш1}) \cdot y_1 - K_{ap} \cdot y_0' - c_p \cdot y_0 - K_{ap} \cdot a \cdot \varphi' - \\ - c_p \cdot a \cdot \varphi = K_{ш1} \cdot q_1' + c_{ш1} \cdot q_1 \end{cases} \quad (1)$$

Для оцінки вертикальних коливань комбайна та оцінки введення підресорювання передніх ведучих коліс комбайна з деякими допущеннями можна розглядати коливання підресорної маси, яка приходить на гідравлічні пружні елементи передньої підвіски. Тоді розглядаючи систему з двома ступенями вільності одержимо слідуючі рівняння вертикальних коливань;

$$\begin{cases} M_1 \cdot y_0'' + K_{ap} \cdot y_0' + c_p \cdot y_0 - K_{ap} \cdot y_1' - c_p \cdot y_1 = 0 \\ m_1 \cdot y_1'' + (K_{ap} + K_{ш1}) \cdot y_1' + (c_p + c_{ш1}) \cdot y_1 - K_{ap} \cdot y_0' - c_p \cdot y_0 = K_{ш1} \cdot q_1' + c_{ш1} \cdot q_1 \end{cases} \quad (2)$$

Користуючись даними табл. 1 системи диференціальних рівнянь в лінеаризованому виді (1) та (2) можна вирішити методом Рунге-Куты.

Таблиця 1. Характеристика коливальної системи зернозбирального комбайна

Параметри	Позначення	Числові значення	
		Заводський варіант	Дослідний варіант
1. Конструкційна маса, кг	M	13000	13300
2. База, мм	L	3580	3580
3. Координати центра мас, мм	a b	1050 2530	1030 2550
4. Підресорена маса, яка приходиться на передній міст, кг	M ₁	9370	8700
5. Маса, яка приходиться на задній міст, кг	M ₂	3630	3700
6. Непідресорена маса підвіски напівпідресореного комбайна, кг	m ₁	-	900
7. Момент інерції підресорної маси комбайна, кгс · см · с ²	I	154000	153000
8. Коефіцієнт розподілу мас	ε	0,75	0,73
9. Радіальна жорсткість шини кгс/см: переднього мосту заднього мосту	c' _{ш1} c' _{ш2}	530 415	530 415
10. Коефіцієнт затухання в шині кгс · с/см: переднього мосту заднього мосту	K' _{ш1} K' _{ш2}	9 4	9 4
11. Приведений опір в амортизаторах передньої незалежної підвіски, кгс · с/см	K _{ар}	-	20

Отже, суттєво підвищувати плавність ходу самохідних комбайнів, знизити їх завантаженість особливо при переїздах на більш високих швидкостях можливо тільки за рахунок спеціального незалежного підресорювання шин ведучого мосту зерно та кормозбирального комбайнів (введення в конструкцію керуємої гідравлічної підвіски).

Список використаних джерел

1. Армашов Ю.В., Охмат П.К. Випробування сільськогосподарської техніки на надійність. Н.п. /Дніпропетровський держ. агр. ун-т – Дніпропетровськ, 2002, - 219 с.
2. Ачкасов К.А., Базаров Е.М., Батищев А.И. и др. Ремонт машин. М.: Агропромиздат, 1992, 560 с.
3. Башта Т.М., И.Э. Зайченко и др. Объемные гидравлические приводы. М.: Машиностроение, 1969, 628 с.
4. Грошев Л.М., Дмитриченко Н.Ф., Рыбак Г.И. Надежность сельскохозяйственной техники. К.: Урожай, 1990 – 192 с.

5. Житомирский В.К. Механические колебания и практика их устранения. М.: Машиностроение, 1966 – 175 с.
6. Коловский М.З. Нелинейная теория виброзащитных систем. – М.: Наука – 1966 – 320 с.
7. Кирилов Ю.И., Каулин Ф.А., Хмелевой А.Н. Эксплуатация и ремонт объемного гидропривода. М.: Агропромиздат. 1987, 80 с.
8. Стефанский В.В. Эксплуатация комбайнов «Дон» - М.: Росагропромиздат, 1988.
9. Равкин Г.О. Пневматическая подвеска автомобиля. М.: Машиностроение, 1962, 288с.
10. Успенский И.Н., Мельников А.А. Проектирование подвески автомобиля. М.: Машиностроение, 1976, 165 с.
11. Яценко Н.Н. Прутчиков О.К. Плавность хода грузовых автомобилей. М.: Машиностроение. 1969, 220 с.

Аннотация

ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ ЗА СЧЕТ ПОДРЕССОРИВАНИЯ ПЕРЕДНИХ КОЛЕС.

**Дырда В.И., д.т.н., проф.; Армашов Ю.В., к.т.н., доц.,
Черний А.А., ст. препод.**

Рассматриваются проблемы эксплуатационной надежности зерноуборочных комбайнов.

Abstract

INCREASES OF OPERATIONAL RELIABILITY OF COMBINE HARVESTERS WITH THE HELP OF FORWARD WHEELS.

Dyrda V.I., Armashov Y.V., Cherniy A.A.

Problems of operational reliability of combine harvesters are considered.