

УДК 629.113.042.2(088.8)

СИСТЕМА АВТОМАТИЧНОГО ПІДРЕСОРИЮВАННЯ СИДІННЯ ВОДІЯ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

Р. Дацюк, к. т. н.

Львівський національний аграрний університет

А. Божок, доцент

Подільський державний аграрний технічний університет

О. Дацюк, інженер

Національний університет «Львівська політехніка»

Постановка проблеми. Сучасні транспортні засоби (ТЗ) оснащені сидіннями, для гасіння коливань яких використовуються пристрої, реалізовані закладеними в них принципами перетворення кінетичної енергії їх рухомих мас у теплову з подальшим розсіюванням її за допомогою сухого (фрикційні) або рідинного (гідролінійні) тертя, – амортизатори. Здебільшого знайшли застосування гідролінійні амортизатори, як компактніші, гнучкіші в регулюванні, які мають стабільнішу характеристику в широкому діапазоні зміни частоти коливань. Однак, незважаючи на високий рівень досконалості, вони як силові вузли малонадійні, і в процесі експлуатації тертьові пари форсовано зношуються, що суттєво знижує ефективність їх дії. Тому подальше вдосконалення підвісок сидіння висуває принципово нові вимоги як до їх схемних, так і до конструктивних рішень. При цьому одним із ефективних шляхів удосконалення є розробка і впровадження систем, що працюють за принципом комбінованого регулювання, оснований на формуванні сигналів компенсації коливання сидіння ще до того моменту, як вони до нього надійдуть.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Із патентного пошуку відомий пристрій підвіски сидіння, закріплений на рамі сільськогосподарського ТЗ, який включає основний гідроциліндр, шарнірно з'єднаний штоком з рамою, корпус з віссю колеса і додатковий гідроциліндр, шток якого зв'язаний з підресореним сидінням, та додатковий гідроциліндр, з'єднаний з основним через гідрорегульовальний дросель (авторське свідоцтво СРСР № 698787). Недоліком пристрою є низькі динамічні показники, зумовлені формуванням компенсуючих коливань сидіння сигналів, пропорційних тільки величині збурювальних поштовхів та ударів, що діють на опорні колеса ТЗ. Крім цього, відомий також пристрій підресорювання сидіння з підвісками коліс ТЗ з гідроциліндрами, з двома виконавчими гідроциліндрами і підсумовуючим важелем, один вхід якого з'єднаний з першим виконавчим гідроциліндром, другий вхід – із другим виконавчим гідроциліндром, а вихід – із сидінням. Безштокові порожнини гідроциліндрів підвісок коліс сполучені з безштоковою порожниною другого виконавчого гідроциліндра безпосередньо, а з безштоковою порожниною першого – через гідрорегульований дросель (авторське свідоцтво СРСР № 123749). Однак, незважаючи на реалізацію ефективного принципу підресорювання, недоліком цього

пристрою є його складна конструкція, пов'язана з наявністю в ньому підвісок коліс ТЗ і виконавчих гідроциліндрів. У зв'язку з цим виникає потреба в розробці простіших конструктивних рішень [1; 2; 5; 6].

Виклад основного матеріалу. Пропонується (див. рис., а) принципово нова (авторське свідоцтво СРСР № 1639997А1) система автоматичного підресорювання сидіння ТЗ. Вона складається із сидіння, як об'єкта автоматичного підресорювання, а також вузлів: приймання з боку рельєфу збурювальних поштовхів та ударів, що діють на колеса ТЗ; перетворення вхідних сигналів на пропорційні зміни поштовхів та ударів і швидкості їх зміни; підсумовування перетворених сигналів.

Робота запропонованої системи полягає в наступному. У разі раптового наїзду коліс ТЗ на підвищену над поверхнею перешкоду та від дії на сидіння ваги водія тиск робочої рідини в гідропорожнинах «D», «C» різко підвищується. Але завдяки наявному дроселю 2 робоча рідина з порожнини «D» через гідролінію 1 в гідропорожнину «C» буде перетікати в незначній кількості, а в основному через гідролінію 18 перетікатиме в гідропорожнину «B», різко підвищуючи в ній тиск. При цьому один кінець підсумовувального важеля 6, зв'язаний через шток 11 з верхнім рухомим поршнем 15, здолавши зусилля пружини 14, різко переміститься вгору на порівняно більшу відстань, ніж його середня частина, зв'язана через тягу 3 зі середнім рухомим фланцем.

Від виниклого перекошу підсумовувальний важіль 6 сидіння 10, зв'язаний з його другим кінцем, буде, незважаючи на наїзд коліс на підвищену перешкоду, займати за висотою попереднє положення. І чим різкішим буде удар на колеса з боку перешкоди, тим різкіше сидіння повертається у своє попереднє положення. У даному випадку в точці підсумовувального важеля, який зв'язаний із сидінням 10, відбувається віднімання переміщень, пропорційних зміні вхідної дії на колеса, що призводить до зміни її швидкості, тобто її першої похідної.

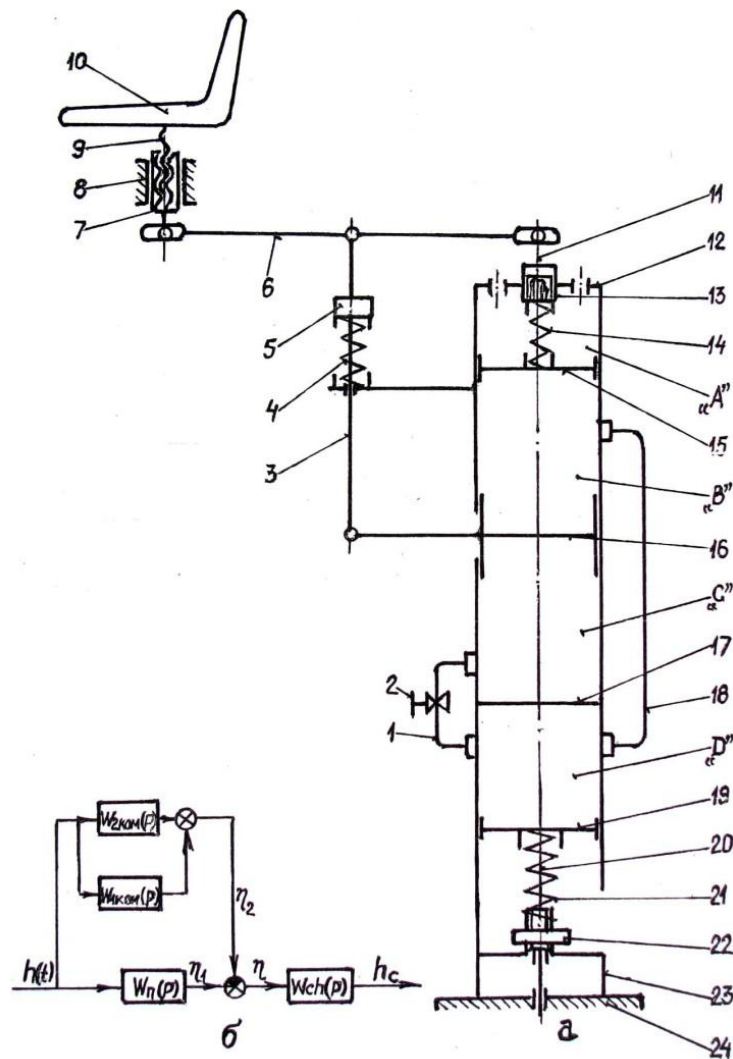


Рис. Схема системи автоматичного підресорювання сидіння водія транспортного засобу: а) принципова; б) структурна:

1, 18 – гідролінії; 2 – регулювальний дросель; 3 – тяга; 4, 14, 21 – пружини;
 5, 13, 22 – регулювальні гайки; 6 – підсумовувальний важіль; 7 – стояк;
 8 – напрямна; 9 – гвинтовий механізм; 10 – сидіння; 11, 20 – штоки; 12 – кришка;
 15, 16, 19 – рухомі поршні; 17 – перегородка; 23 – корпус; 24 – рама;
 «А», «В», «С», «D» – гідропорожнини.

Під дією зрівноважувальних пружин 4, 14 і внаслідок вирівнювання тисків у гідропорожнинах «В», «С», «D», підсумовувальний важіль 6 плавно займе своє горизонтальне положення в усталеному, без дії перешкод, русі ТЗ.

У разі раптового наїзду коліс на впадину і внаслідок різкого опускання рами ТЗ автоматична система працюватиме аналогічно, лише з тією різницею, що всі її

рухомі деталі, а разом з ними й сидіння будуть переміщуватись у зворотному напрямі. У цьому, як і в попередньому, випадку в точці підсумовувального важеля, зв'язаній із сидінням, також будуть відніматися два переміщення: переміщення, пропорційне зміні у зворотному напрямі вхідної дії на колеса і швидкості її зміні, тобто відбувається поєднання динамічного гасіння коливань сидіння з кінематичною компенсацією відхилення його рівня.

Якщо ТЗ буде рухатися по поверхні без вертикально розміщених перешкод, тобто в результаті дії зрівноважувальних пружин 4, 14 і вирівнювання тисків робочої рідини в гідропорожнинах «В», «С» «D», підсумовувальний важіль 6 і сидіння 10 займатимуть горизонтальне положення.

У разі повільного піднімання або опускання коліс і рами ТЗ також повільно будуть змінюватись тиски в гідропорожнинах «С», «D», і навпаки, буде перетікати практично з однаковою швидкістю, чим забезпечиться можливість рухомим поршням 15, 16 із зв'язаними з ними штоками 3, 11 переміщуватися з однаковою швидкістю, а з'єднаному з ним підсумовувальному важелю 6 – паралельно вхідному положенню. У даному випадку компенсація можливого відхилення в переміщенні підсумовувального важеля 6 і сидіння 10 буде здійснюватися лише одним сигналом, пропорційним величині дії перешкоди.

Отже, у запропонованій системі положення, яке займає сидіння 10 до і після дії на колеса ТЗ будь-якого за знаком і характером зовнішнього збурення з боку вертикально розміщених перешкод, змінюватись не буде.

Ступінь впливу на відхилення сидіння компенсаційної складової, пропорційної швидкості зміні вхідної дії на колеса з боку перешкод залежно від ваги водія і характеру збурення, можна регулювати дроселем 2 за допомогою зміни гідравлічного демпфірування. З його збільшенням ступінь компенсації відхилення сидіння збільшується, а зі зменшенням – зменшується. Висота розміщення сидіння 10, відповідно до росту водія, регулюється гвинтовим механізмом 9.

Розроблена за принциповою структурна схема (рис., б) необхідна для теоретичного дослідження. Ця система включає передавальні функції підресорованого сидіння, як об'єкта автоматичного регулювання, штатної підвіски і динамічних ланок обвідного компенсувального контуру. Схема утворена основним розімкнутим контуром серійного підресорування сидіння з передавальними функціями $W_n(p)$ і $W_{ch}(p)$ і паралельно під'єднаним обводним компенсувальним контуром з двома паралельно з'єднаними динамічними ланками з передавальними функціями $W_{1\text{ком}}(p)$ і $W_{2\text{ком}}(p)$.

Діючою вхідною координатою системи є зовнішнє збурення $h(t)$ з боку перешкоди на поверхні дороги, а вихідною координатою – вертикальне переміщення сидіння h_c , яка буде регульованим параметром системи.

Динамічні ланки на схемі охоплені зв'язками: η , η_1 , η_2 – відповідно вихідне і вхідні переміщення крайньої і середньої точок підсумовувального важеля.

Рух підвіски сидіння по розімкненому контуру дії збурення описується рівнянням коливальної інерційної ланки [3]:

$$T_n^2 \frac{d^2 \eta_1}{dt^2} + T_{nk} \frac{d \eta_1}{dt} + \eta_1 = K_n, \quad (1)$$

де $T_n^2 = \frac{M}{c}$ – стала часу, що характеризує інерційні властивості підвіски;

M – приведена до підвіски маса сидіння і зв'язаних із ним деталей;
 c – жорсткість відновлювальної сили пружини підвіски;

$T_{nk} = \frac{v}{c}$ – стала часу, що характеризує демпфірувальні властивості

підвіски;

v – коефіцієнт приведенного демпфірування;

$K_n=1$ – коефіцієнт підсилення по контуру дії збурення від коліс до підвіски.

Передавальна функція підвіски з рівняння (1) матиме вигляд [3]:

$$W_n(p) = \frac{1}{T_n^2 p^2 + T_{nk} p + 1}, \quad (2)$$

де $p = \frac{d}{dt}$ – оператор в перетворення Лапласа.

Перший вихідний сигнал компенсуючого контуру формується динамічною аперіодичною інерційною ланкою з диференціальним рівнянням [3]:

$$\frac{v_1}{c_1} \frac{d \eta_3}{dt} + \eta_3 = K_1, \quad (3)$$

з якого його передавальна функція матиме вигляд

$$W_{1ком}(p) = \frac{K_1}{T_1 p + 1}, \quad (4)$$

де K_1 – коефіцієнт підсилення компенсуючої аперіодичної ланки;

$T_1 = \frac{v_1}{c_1}$ – стала часу ланки, що характеризує її демпфірувальні

властивості;

v_1 – коефіцієнт приведенного демпфірування перетворювача сигналів;

c_1 – жорсткість пружини аперіодичної ланки.

Другий вихідний сигнал контуру формується підсилювальною динамічною ланкою з алгебраїчним рівнянням

$$K_2 h_{вх} = h_4, \quad (5)$$

і передавальною функцією [3]

$$W_{2ком}(p) = K_2. \quad (6)$$

Із структурної схеми з'єднання цих ланок контуру його загальна передавальна функція набуде такого вигляду [4]:

$$W_{\text{ком}}(p) = W_{1\text{ком}}(p) + W_{2\text{ком}}(p) = K \frac{T_k p + 1}{T_1 p + 1}, \quad (7)$$

де $K=K_1+K_2$ – загальний коефіцієнт підсилення контуру;

$T_k = \frac{K_2 \cdot T_1}{K_1 + K_2}$ – стала часу, що характеризує ступінь впливу

компенсувального контуру на процес підресорювання.

Останній вираз являє собою передавальну функцію інтегро-диференціюючої динамічної ланки, що описується таким диференціальним рівнянням [4]:

$$T_1 \frac{d\eta_2}{dt} + \eta_2 = K(T_k \frac{dh_{\text{вх}}}{dt} + h_{\text{вх}}), \quad (8)$$

де $h_{\text{вх}}$ – вхідний сигнал зовнішнього збурення.

Для стрибкоподібної, найважчої для сидіння, зміни вхідного сигналу на $h_{\text{овх}}$ аналітичний вираз перехідного процесу компенсувального контуру матиме вигляд

$$\eta_2 = K \cdot h_{\text{овх}} \left(1 + \left(\frac{T_k}{T_1} - 1\right) \cdot e^{-\frac{t}{T_1}}\right). \quad (9)$$

Із виразів (9) для перехідного процесу і (7) для передавальної функції випливає, що запропонована інтегро-диференціююча динамічна ланка при певних відносних величинах сталих T_k , T_1 і K може набувати динамічних властивостей, які наближають її до інтегруючої, диференціюючої або інерційної ланки першого порядку.

Вибір властивостей інтегро-диференціюючої ланки компенсувального контуру повинен забезпечувати повну або максимально наближену незалежність сидіння від збурювальної дії перешкод та ударів на колеса ТЗ.

Умовою повної компенсації є $\eta = \eta_1 - \eta_2 = 0$, або $\eta_1 = \eta_2$.

Розімкнутий контур дії збурення при періодичному перехідному процесі і

відношенні сталих часу $\frac{T_{nk}}{T_n} = 0$ описується виразом [4]:

$$\eta_1 = K_{\Pi} \cdot h_{\text{овх}} \left[1 - \left(1 + \frac{t}{T_{\Pi}}\right) \cdot e^{-\frac{t}{T_{\Pi}}}\right]. \quad (10)$$

Відповідність перехідного процесу компенсувального контуру (9) з протилежним за знаком перехідним процесом розімкненого контуру (10) можлива при диференціюючих властивостях інтегро-диференціюючої ланки, які

забезпечуються при $T_k > T_1$ і технічно реалізуються налаштуванням дроселя, а також рівністю коефіцієнтів підсилення обох контурів.

Висновки. Для покращання динамічних показників пристроїв підресорювання сидіння водія сучасних ТЗ необхідно на їх основі створювати автоматичні системи з введенням у закон регулювання коригувальних сигналів, пропорційних як зміні збурення з боку перешкод, що діють на опорні колеса, так і зміні його швидкості. Для цього необхідно паралельно збурювальному вводити контур компенсації цього збурення і підсумовувальний елемент, на один вхід якого подавати прямі, на другий вхід – протилежні за знаком сигнали, а вихід з'єднувати із сидінням. При цьому в прямому контурі потрібно застосовувати коливальну, а в компенсуючому контурі – інтегро диференціюючу динамічну ланку з такими значеннями сталих T_k , T_1 і K , які наближають її до диференціюючої ланки.

Використання запропонованої системи автоматичного підресорювання сидіння підвищить ефективність гасіння його коливань і тим самим покращить умови праці водіїв, а також підвищить середню експлуатаційну швидкість руху і продуктивність ТЗ.

Бібліографічний список

1. Родичев В. А. Тракторы и автомобили / В. А. Родичев, Г. И. Родичева. – 2-е изд., перераб. и дополн. – М. : Агропромиздат, 1987. – 351 с.
2. Барский И. Б. Динамика тракторов / И. Б. Барский, В. Я. Анилович, Т. М. Кутьков. – М. : Машиностроение, 1973. – 280 с.
3. Лурье А. Б. Автоматизация сельскохозяйственных агрегатов / А. Б. Лурье. – Л. : Отделение изд-ва «Колос», 1967. – 264 с.
4. Бесекерский В. А. Теория автоматического регулирования / В. А. Бесекерский, Е. П. Попов. – Изд. 3-е, исправл. – М. : Наука, 1975. – 768 с.
5. Крайнев А. Ф. Словарь-справочник по механизмам / А. Ф. Крайнев. – Изд. 2-е, перераб. и дополн. – М. : Машиностроение, 1978. – 560 с.
6. Емельянов А. И. Исполнительные устройства промышленных регуляторов / А. И. Емельянов, В. А. Емельянов. – М. : Машиностроение, 1975. – 224 с.

Дацюк Р., Божок А., Дацюк О. Система автоматичного підресорювання сидіння водія транспортного засобу

Розглядається принципово нова система підресорювання сидіння водія транспортного засобу, а також результати її теоретичних досліджень. Використання розробленої системи підресорювання сидіння підвищить ефективність гасіння його коливань, що поліпшить умови роботи водіїв, а також підвищить середню експлуатаційну швидкість руху і продуктивність.

Ключові слова: регулювальний дросель, передавальна функція, інтегрувальна ланка, гідравлічне демпфірування.

Datsyuk R., Bozhok A., Datsyuk O. System of automatic damping of seat of driver of vehicles

Principal new system of automatic damping of seat of driver of vehicles is considered. The damping is provided by compensating contours thus shifting the position of seat proportionally to the shift of wheel caused by the obstacle. The use of system of

automatic cushioning of seat will increase the efficiency of damping of swings thus improving the driver's work as well as the increase of average operational velocity and productivity.

Key words: combined regulation, transfer function, integration link, hydraulic damping, hydraulic cavity.

Дацюк Р., Божок А., Дацюк О. Система автоматического поддресоривания сидения водителя транспортного средства

Рассматривается принципиально новая система поддресоривания сидения водителя транспортного средства. Использование разработанной системы поддресоривания сидения повысит эффективность гашения его колебаний, что улучшит условия работы водителей, а также повысит среднюю эксплуатационную скорость движения и производительность.

Ключевые слова: регулировочный дроссель, передаточная функция, интегрирующее звено, гидравлическое демпфирование.