

УДК 625. 06/08 (031)

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ КОЛИВАНЬ КЕРОВАНОГО КОЛЕСА АВТОМОБІЛЯ, ВИКЛИКАНИХ ГІДРАВЛІЧНИМ ПІДСИЛЮВАЧЕМ КЕРМОВОГО КЕРУВАННЯ

Солтус А.П., Черненко С.М.
Кременчуцький державний політехнічний університет

Вступ. Безпека руху транспортних засобів безпосередньо залежить від властивостей та характеристик колісного керуючого модуля, до складу якого входять кермове керування, керований міст та колеса з еластичними шинами. До числа основних вимог, що ставляться до цієї системи, належить стійкість керованих коліс проти коливань. Разом з цим відомо, що існують два джерела, які викликають коливання керованих коліс навколо шворнів, а саме дисбаланс коліс і гідравлічний підсилювач кермового керування. Відносно коливань, що викликані дисбалансом керованих коліс, то слід зазначити, що вони виникають тільки під час руху та широко висвітлені в роботах вітчизняних і закордонних дослідників.

Що ж до коливань, викликаних гідравлічним підсилювачем кермового керування, то вони на відміну від попередніх можуть виникати як під час руху автомобіля, так і при повороті коліс на місці. Аналіз робіт, присвячених дослідженням цих коливань, засвідчив, що до цього часу процеси, які їх супроводжують, вивчені недостатньо, математичні моделі мають багато недоліків і не можуть застосовуватись для практичних розрахунків.

Метою роботи є дослідження процесів, що відбуваються в механічній і гідравлічній системах кермового керування автомобіля залежно від пружних і демпфувальних характеристик колісного керуючого модуля, та розробка математичної моделі коливань керованих коліс, викликаних гідравлічним підсилювачем.

Матеріали та результати досліджень. Аналіз експериментальних досліджень [1] свідчить, що однією з основних умов виникнення коливань керованих коліс від гідравлічного підсилювача є наявність пружності гідравлічної системи кермового керування, а за її відсутності коливань керованих коліс не буде. Слід зауважити, що пружність гідравлічної системи є необхідною, але недостатньою умовою виникнення коливань. Ця пружність може бути зумовлена як нерозчиненим повітрям у робочій рідині, так і еластичними трубопроводами. У цьому випадку під час коливань у гідравлічній системі відбувається деформація пружних елементів, що викликає накопичення потенційної енергії. За наявності зворотного зв'язку між керованими колесами та розподільником ця накопичена енергія вивільняється, перетворюючись на кінетичну енергію повороту керованих коліс.

Щодо пружності гідравлічної системи, викликані наявністю нерозчиненого повітря в мастилі гідравлічного підсилювача та еластичними трубопроводами, то в математичній моделі вона враховується жорсткостями C_1, C_2, C_3 трьох пружин. При цьому жорсткості C_1 та C_2 зумовлені стисненням мастила у штоковій та безштоковій порожнинних силового циліндра, а жорсткість C_3 враховує тиск рідини, що підводиться від насоса. Цей тиск буде створюватись під час коливань насосом у двох фазах, коли розподільник буде з'єднувати насос із однією з порожнин силового циліндра.

У загальному вигляді, як показав аналіз експериментальних досліджень, зміна тиску в силовому циліндрі під час коливань у залежності від переміщення поршня відбувається за параболічним законом. А це значить, що жорсткості умовних пружин є змінними величинами. Однак, на даному етапі досліджень приймемо, що тиск у силовому циліндрі змінюється за лінійним законом, а жорсткість кожної пружини є постійною.

Аналіз проведених досліджень [1] показав, що крім пружності гідравлічної системи на стійкість керованих коліс впливають пружні та демпфувальні характеристики шини та трубопроводів, пружність механічної системи кермового керування, тертя у шворневих вузлах та силовому циліндрі, моменти інерції керованих коліс, ваговий стабілізуючий момент. Під час коливань на систему діє збурюючий момент, що створюється тиском рідини від насоса практично тільки у третій фазі коливань. З урахуванням наведеного на рисунку 1 подано розрахункову схему чотирьох фаз одного періоду коливань керованого колеса, що викликані гідравлічним підсилювачем.

З урахуванням рисунка у векторній формі рівняння моментів відносно вісі шворня, що діють на кероване колесо автомобіля під час коливань, запишеться так

$$\overline{M_j}(\Theta) + \overline{M_\delta^k}(\Theta) + \overline{M_\delta^{uu}}(\Theta) + \overline{M_{np}}(\Theta) + \overline{M_{mp}} + (1) + \overline{M_{cm}}(\Theta) + \overline{M_{3\phi}}(\Theta) = 0,$$

де $\overline{M_j}(\Theta)$ - інерційний момент керованого колеса відносно вісі шворня;

$\overline{M_\delta^k}(\Theta)$ - демпфувальний момент, кермового керування автомобіля (його механічної та гідравлічної систем);

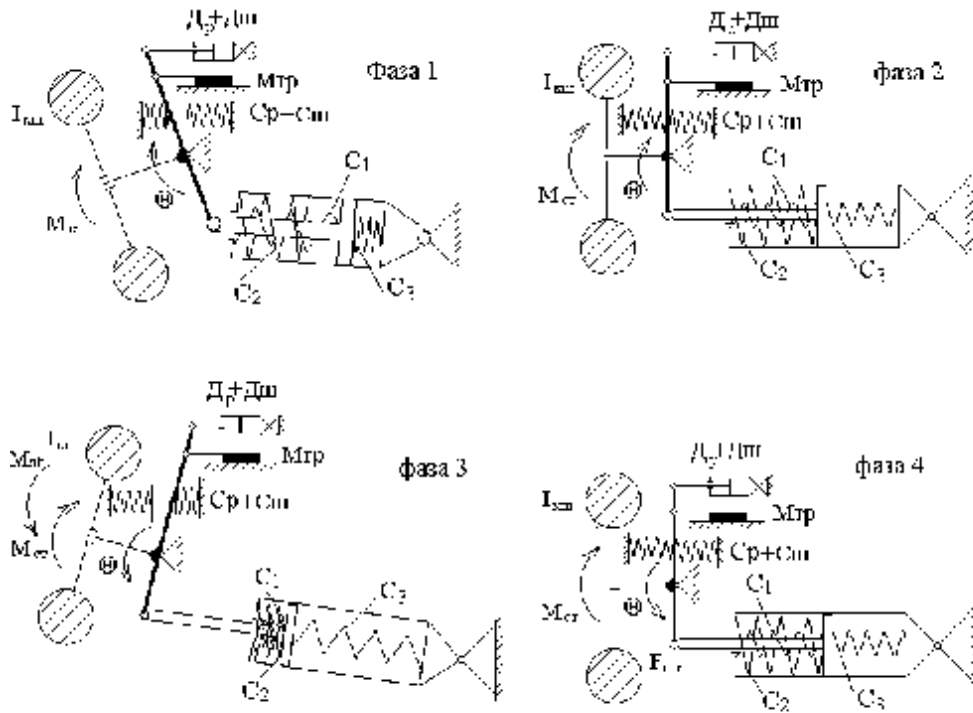


Рисунок 1 – Розрахункова схема до розробки математичної моделі коливань керованого колеса

$M_{\delta}^{ш}(\dot{\Theta})$ - демпфувальний момент, зумовлений шиною;

$M_{np}(\Theta)$ - пружний момент коливальної системи, зумовлений пружністю шини, механічною та гідравлічною системами кермового керування;

$M_{тр}(\Theta)$ - момент тертя у підшипниках шворневого вузла;

$M_{ст}(\Theta)$ - ваговий стабілізуючий момент, викликаний комбінованим нахилом шворня;

$M_{з\delta}(\Theta)$ - збурюючий момент, створюваний тиском рідини в силовому циліндрі.

Більшість з перерахованих моментів визначаються за відомими залежностями.

Так, інерційний момент $M_j(\ddot{\Theta})$ визначається за відомою формулою

$$M_j(\ddot{\Theta}) = I_{ку} \cdot \ddot{\Theta},$$

де $I_{ку}$ - момент інерції колеса відносно вісі шворня, що визначається експериментально за методикою, що викладена у роботі [2].

Демпфувальний момент $M_{\delta}^k(\dot{\Theta})$, зумовлений кермовим керуванням, визначається так

$$M_{\delta}^k(\dot{\Theta}) = D_p \cdot \dot{\Theta},$$

де D_p - коефіцієнт демпфування кермового керування автомобіля, що визначається експериментально по зміні амплітуди коливань за час одного періоду вільних коливань керованого колеса, встановленого на самоцентруючий підшипник з дуже малим тертям та за відсутності тертя у підшипниках шворневого вузла, за формулою [3]

$$D_p = \frac{2I_{ку}}{T} \ln\left(\frac{\Theta_1}{\Theta_2}\right), \quad (2)$$

де T - період одного коливання, що визначається експериментально;

Θ_1, Θ_2 - амплітуди коливань, відповідно попередня та наступна, за один період, що визначаються експериментально.

Демпфувальний момент $M_{\delta}^{ш}(\dot{\Theta})$, викликаний шиною під час коливань, дорівнює

$$M_{\delta}^{ш}(\dot{\Theta}) = D_{ш} \cdot \dot{\Theta},$$

де $D_{ш}$ - коефіцієнт демпфування шини. Розраховується аналогічно коефіцієнту демпфування кермового керування за формулою (2) по зміні амплітуди вільних коливань одиночного керованого колеса на місці, встановленого на опорній поверхні з великим коефіцієнтом зчеплення, та за відсутності тертя у підшипниках шворневого вузла. Слід зауважити, що при експериментальному визначенні коефіцієнтів демпфування шини $D_{ш}$ та кермового керування D_p кут подовжнього нахилу шворня встановлюється нульовим за допомогою клинів між балкою моста та ресорами.

Пружний момент коливальної системи $M_{np}(\Theta)$, викликаний пружністю шини, механічною та гідравлічною системами кермового керування, визначається за формулою

$$M_{np}(\Theta) = M_{ш}(\Theta) + M_p(\Theta) + M_{шт}(\Theta) + M_{\delta/ш}(\Theta), \quad (3)$$

де $M_{ш}(\Theta)$ - пружний момент шини, зумовлений закручуванням елементів шини між ободом і контактним відбитком;

$M_p(\Theta)$ - пружний момент, що створюється механічною системою кермового керування;

$M_{умт}(\Theta)$ - пружний момент, що створюється тиском рідини в штоковій порожнині силового циліндра;

$M_{б/ш}(\Theta)$ - пружний момент, що створюється тиском рідини в безштоковій порожнині силового циліндра.

Відповідно до рисунка 1 та з урахуванням напрямку дії (знак „+” береться, якщо момент направлений проти руху годинникової стрілки), пружні моменти кермового керування у кожній з чотирьох фаз запишуться наступним чином

$$\begin{cases}
 1 \text{ фаза} & \begin{cases} M_p = -C_p(\Theta_{\max} - \Theta) \\ M_{умт} = C_1 \cdot \Theta; \\ M_{б/ш} = -C_3 \cdot (2\Theta_{\max} - \Theta) \end{cases} \\
 2 \text{ фаза} & \begin{cases} M_p = C_p \cdot \Theta \\ M_{умт} = C_1(\Theta_{\max} + \Theta) + C_2 \cdot \Theta; \\ M_{б/ш} = -C_3(\Theta_{\max} - \Theta) \end{cases} \\
 3 \text{ фаза} & \begin{cases} M_p = -C_p(\Theta_{\max} - \Theta) \\ M_{умт} = -C_1(2\Theta_{\max} - \Theta) + C_2(\Theta_{\max} - \Theta); \\ M_{б/ш} = C_3 \cdot \Theta \end{cases} \quad (4) \\
 4 \text{ фаза} & \begin{cases} M_p = C_p \cdot \Theta \\ M_{умт} = -C_1(\Theta_{\max} - \Theta), \\ M_{б/ш} = C_3(\Theta_{\max} + \Theta) \end{cases}
 \end{cases}$$

де Θ_{\max} - амплітуда коливань;

Θ - поточне значення кута коливань колеса.

На рисунку 2 наведені експериментальні залежності тиску в порожнинах силового циліндру під час коливань керованого колеса автомобіля КраЗ-260, встановленого на самоцентруючому підшипнику.

Аналіз проведених експериментальних досліджень (див. рис.2) коливань керованого колеса засвідчив, що тиск у порожнинах силового циліндра змінюється за законом, близьким до параболічного, який має вигляд

$$p = k\Theta^2 + b\Theta + c,$$

де p - тиск у силовому циліндрі;

k, b, c - коефіцієнти полінома.

Для визначення жорсткостей пружин C_1, C_2, C_3 розглянемо фактичну та умовну роботи, що виконуються відповідно тиском рідини у силовому циліндрі та пружиною з постійною жорсткістю протягом однієї фази коливань

Момент, що створюється тиском рідини в порожнині силового циліндра відносно вісі шворня при відхиленні колеса під час коливань на кут Θ , запишеться

$$M(\Theta) = p(\Theta) \cdot s \cdot h(\Theta),$$

де S - активна площа поршня, яка під час коливань не змінюється;

$h(\Theta)$ - плече дії зусилля на штоку силового циліндра відносно вісі шворня, що є функцією кута коливань.

Якщо врахувати, що амплітуда коливань Θ_{\max} , як правило, не перевищує 1° , то з достатньою для практики точністю величину h можна прийняти постійною.

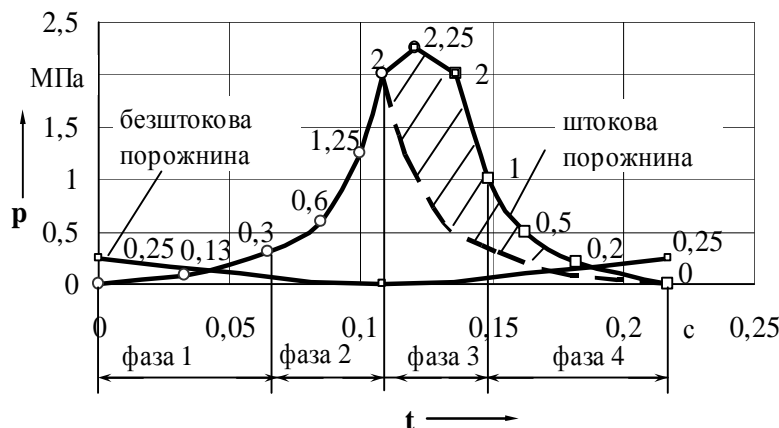
При повороті колеса на елементарний кут $d\Theta$ виконується елементарна робота

$$dA_\phi = M(\Theta) \cdot d\Theta$$

Протягом однієї фази буде виконуватися фактична робота при повороті колеса на кут Θ_{\max}

$$\begin{aligned}
 A_\phi &= \int_0^{\Theta_{\max}} s \cdot h \cdot p(\Theta) d\Theta \approx s \cdot h \times \\
 &\times \left(k \cdot \frac{\Theta_{\max}^3}{3} + b \cdot \frac{\Theta_{\max}^2}{2} + c \cdot \Theta_{\max} \right)
 \end{aligned}$$

Рисунок 2 – Експериментальні залежності тиску в порожнинах силового циліндра від часу за один період



коливань з частотою $\Pi = 4,65$ Гц

Умовна робота при повороті колеса на кут Θ_{\max} протягом однієї фази, що виконується системою з постійною жорсткістю C , запишеться так

$$A_y = \int_0^{\Theta_{\max}} M_y(\Theta) d\Theta,$$

де $M_y(\Theta)$ - момент, що створюється пружиною з постійною жорсткістю відносно вісі шворня при відхиленні колеса під час коливань на кут Θ .

Тоді умовна робота, що виконується протягом однієї фази, запишеться

$$A_y = \int_0^{\Theta_{\max}} C \cdot \Theta d\Theta = C \cdot \frac{\Theta_{\max}^2}{2}.$$

З рівності робіт $A_{\phi} = A_y$, визначимо еквівалентну жорсткість пружини, знаючи закон зміни тиску мастила в порожнині силового циліндра, за формулою

$$C = 2s \cdot h \cdot \left(k \cdot \frac{\Theta_{\max}}{3} + \frac{b}{2} + \frac{c}{\Theta_{\max}} \right). \quad (5)$$

Відносно пружного моменту шини, то він розраховується у кожній фазі коливань аналогічно пружному моменту, що створюється механічною системою кермового керування. У цьому випадку у формули замість жорсткості кермового керування C_p необхідно підставити значення жорсткості шини відносно вертикальної осі $C_{ш}$.

Ваговий стабілізуючий момент $M_{cm}(\Theta)$ визначається за виразом, що наведений у роботі [4]

$$M_{cm}(\Theta) = R_z (l_y - r_k t g g'_{ш}) [\cos(a_{ш} + g_{ш}) \times \sin a_{ш} \sin \Theta \pm \cos(b_{ш} + g_{ш}) \sin b_{ш} \cos \Theta], \quad (6)$$

де R_z - рівнодіюча нормальних реакцій, що діє на кероване колесо, Н;

l_y - довжина цапфи, м;

r_k - радіус колеса, м;

$a_{ш}$, $b_{ш}$ - кути нахилу шворня, відповідно поперечний та подовжній;

$g_{ш}$ - кут розвалу у положенні прямолінійного руху автомобіля;

$g'_{ш}$ - поточний кут розвалу, що визначається так

$$g'_{ш} = g_{ш} + a_{ш} (1 - \cos \Theta) \pm b_{ш} \sin \Theta; \quad (7)$$

Θ - кут повороту колеса відносно положення, що відповідає прямолінійному руху автомобіля.

У формулах (6), (7) знак „+” необхідно брати для лівого колеса при повороті вліво від положення прямолінійного руху автомобіля, а для правого – вправо. У протилежному випадку – брати знак „-”.

Момент тертя у підшипниках шворневого вузла залежить від конструкції та параметрів підшипників, навантаження на колесо, конструктивних параметрів вузла.

Аналіз конструктивних параметрів підшипників, що використовуються у шворневих вузлах вантажних автомобілів, засвідчив, що їх доцільно розділяти на підшипники кочення та ковзання [5]. У якості підшипників ковзання застосовуються радіально-упорні роликові, упорні шарикові та голчасті, а в якості підшипників кочення – втулка, п'ята. Принципова різниця з точки зору їх впливу на стійкість керованих коліс проти коливань полягає у різних значеннях коефіцієнтів тертя. Так, коефіцієнт тертя кочення для відповідних підшипників знаходиться у межах $f = 0,001 \dots 0,003$. Для підшипників ковзання цей коефіцієнт значно більший і для пари тертя сталь-бронза становить $f = 0,1$. Очевидно, що у конструкціях шворневих вузлів з підшипниками кочення момент тертя буде значно меншим, а тому система колісного керуючого модуля буде нестійкою проти коливань.

Серед існуючих конструкцій шворневих вузлів найбільш схильними до коливань є конструкції шворневих вузлів повнопривідних автомобілів, де встановлюються роликові радіально-упорні підшипники кочення. У таких вузлах момент тертя створюється не тільки навантаженням на підшипники, але й їх значним попереднім натягом. Слід зазначити, що за певних умов відбувається зменшення цього попереднього натягу через місцеве спрацювання роликів та обойм підшипників.

Щодо збурюючого моменту, то відповідно до роботи [1] він створюється тиском рідини від насоса практично тільки в третій фазі, оскільки залишковий тиск рідини у четвертій фазі настільки незначний по відношенню до третьої фази, що ним можна знехтувати. При цьому заштрихована зона на рисунку 2 пропорційна енергії, що підводиться до коливної системи від насоса гідравлічного підсилювача.

Ураховуючи, що процес коливань складається з чотирьох незалежних фаз, кожна з яких описується своєю залежністю, система диференціальних рівнянь коливань керованого колеса матиме вигляд:

перша фаза

$$I_{ку} \ddot{\Theta} + (D_p + D_{ш}) \dot{\Theta} - C_p (\Theta_{\max} - \Theta) - C_{ш} (\Theta_{\max} - \Theta) + C_1 \Theta - C_3 (2\Theta_{\max} - \Theta) - M_{cm}(\Theta) + M_{mp}(\Theta) = 0;$$

друга фаза

$$-I_{ку} \ddot{\Theta} + (D_p + D_{ш}) \dot{\Theta} + C_2 \Theta + C_1 (\Theta_{\max} + \Theta) - C_3 (\Theta_{\max} - \Theta) + C_p \Theta + C_{ш} \Theta - M_{cm}(\Theta) + M_{mp}(\Theta) = 0;$$

третья фаза

$$I_{ку} \ddot{\Theta} + (D_p + D_{ш}) \dot{\Theta} - C_p (\Theta_{\max} - \Theta) - C_{ш} (\Theta_{\max} - \Theta) - C_2 (\Theta_{\max} - \Theta) - C_1 \times (2\Theta_{\max} - \Theta) + C_3 \Theta - M_{зб}(\Theta) + M_{cm}(\Theta) + M_{mp}(\Theta) = 0;$$

четверта фаза

$$-I_{ки} \ddot{\Theta} + (D_p + D_{ш}) \dot{\Theta} + C_p \Theta + C_{ш} \Theta + C_3 (\Theta_{\max} + \Theta) - C_1 (\Theta_{\max} - \Theta) + M_{см}(\Theta) + M_{мр}(\Theta) - M_{зб}(\Theta) = 0.$$

Якщо ввести позначення

$$C_{1,4} = C_{ш} + C_p + C_1 + C_3, \\ C_{2,3} = C_{ш} + C_p + C_1 + C_2 + C_3,$$

$$\left\{ \begin{array}{l} I_{ки} \ddot{\Theta} + (D_p + D_{ш}) \dot{\Theta} + C_{1,4} \Theta = M_{см}(\Theta) - M_{мр}(\Theta) + (2C_3 + C_{ш} + C_p) \Theta_{\max} \\ -I_{ки} \ddot{\Theta} + (D_p + D_{ш}) \dot{\Theta} + C_{2,3} \Theta = M_{см}(\Theta) - M_{мр}(\Theta) + (C_3 - C_1) \Theta_{\max} \\ I_{ки} \ddot{\Theta} + (D_p + D_{ш}) \dot{\Theta} + C_{2,3} \Theta = M_{зб}(\Theta) - M_{см}(\Theta) - M_{мр}(\Theta) + (C_{ш} + C_p + C_2 + 2C_1) \Theta_{\max} \\ -I_{ки} \ddot{\Theta} + (D_p + D_{ш}) \dot{\Theta} + C_{1,4} \Theta = (C_1 - C_3) \Theta_{\max} - M_{см}(\Theta) - M_{мр}(\Theta). \end{array} \right. \quad (8)$$

Ураховуючи, що амплітуда коливань керованих коліс Θ_{\max} не перевищує 1° , можна, з достатньою для практики точністю, прийняти $M_{мр}(\Theta) = M_{мр} = const$;

$M_{см}(\Theta) = M_{см} = const$. При цьому потрібно мати на увазі, що ваговий стабілізуючий момент визначається при куті повороту керованого колеса Θ , відносно якого здійснюються коливання керованого колеса з амплітудою Θ_{\max} . Остаточна система рівнянь матиме вигляд

$$\left\{ \begin{array}{l} I_{ки} \ddot{\Theta} + (D_p + D_{ш}) \dot{\Theta} + C_{1,4} \Theta = A_1 \\ -I_{ки} \ddot{\Theta} + (D_p + D_{ш}) \dot{\Theta} + C_{2,3} \Theta = A_2 \\ I_{ки} \ddot{\Theta} + (D_p + D_{ш}) \dot{\Theta} + C_{2,3} \Theta = A_3 \\ -I_{ки} \ddot{\Theta} + (D_p + D_{ш}) \dot{\Theta} + C_{1,4} \Theta = A_4 \end{array} \right. \quad (9)$$

де A_1, A_2, A_3, A_4 - праві частини рівнянь (9), що відповідно дорівнюють

$$A_1 = M_{см}(\Theta) - M_{мр}(\Theta) + (2C_3 + C_{ш} + C_p) \Theta_{\max}, \\ A_2 = M_{см}(\Theta) - M_{мр}(\Theta) + (C_3 - C_1) \Theta_{\max}, \\ A_3 = M_{зб}(\Theta) - M_{см}(\Theta) - M_{мр}(\Theta) + (C_{ш} + C_p + C_2 + 2C_1) \Theta_{\max} \\ A_4 = (C_1 - C_3) \Theta_{\max} - M_{см}(\Theta) - M_{мр}(\Theta).$$

З аналізу системи рівнянь (9) видно, що кожне з них є неоднорідним диференціальним рівнянням другого порядку. Дослідження одержаної системи рівнянь (9) та визначення умов, за яких можливі коливання керованого колеса, планується розглянути в наступних роботах

де $C_{1,4}$ - приведена жорсткість коливальної системи в першій і четвертій фазах коливань;

$C_{2,3}$ - приведена жорсткість коливальної системи в другій і третій фазах коливань, тоді система рівнянь спрощується і набуває вигляду

Висновки. Розділення одного періоду коливань на чотири фази та дослідження процесів у кожній з них дозволило розробити систему диференціальних рівнянь, що описують процес коливань керованого колеса, викликаних гідравлічним підсилювачем керованого керування. В одержаній системі рівнянь пружність гідравлічної системи керованого керування під час коливань, що зумовлена тиском рідини в порожнинах силового циліндра, враховується жорсткостями умовних пружин, еквівалентних за роботою, що виконується, фактичному тиску. Отримано залежність щодо визначення цих жорсткостей умовних пружин.

ЛІТЕРАТУРА

1. Солтус А.П., Черненко С.М. Влияние упругости рулевого управления с гидроусилителем на колебания управляемых колёс автомобиля // Вісник Кремен. держ. політ.університету: Наукові праці КДПУ.-Кременчук: КДПУ, 2003.- Вип.6/2003 (23).- С.107-112.
2. Солтус А.П., Черненко С.М., Ниденс А.Н. Экспериментальное определение моментов инерции управляемых колёс автомобилей // Проблемы создания новых машин и технологий: Научные и региональные конференции.- Кременчук.: КГПИ, 1999.- Вип.1.- С.287-291.
3. Колесников К.С. Автоколебания управляемых колёс автомобиля.- М.: Гос. изд-во технической литературы, 1955.- 238с.
4. Солтус А.П., Черненко С.М. Определение весового стабилизирующего момента от комбинированного наклона шкворня // Автомобильный транспорт: Сборник научных трудов ХНАДУ.-Харьков: ХНАДУ.- Вип. 12, 2003.- С.23-26.
5. Солтус А.П. Основы теории рабочего процесса и расчёта колёсных управляющих модулей / Монография.- Деп. в Укр. НИИТИ №501.- Ук.90, ВИНИТИ «Деп. науч. труды», 1990.- №7 (225), б/о 203.

Стаття надійшла 3.04.06 р.