

## Література

1. Мельников В.Г. Влияние параметров трения на энергию активации трибохимического разложения смазочных материалов в зоне трения качения // Трение и износ. – 2001. – Т.22. — №5. — С. 567-574.
2. Венцель Е.С. Упрочнение поверхностей трения при смазывании их диспергированными маслами // Трение и износ. – 1990. – Т.11. — №3. – С.544-546.
3. Савкин В.Г., Чмыхова Т.Г., Деликатная И.О., Волнянко Е.Н. Влияние внешних воздействий на процессы структурирования в смазочных материалах // Трение и износ. – 2007. – Т.28. – №6. – С.634-639.
4. Сосулина Л.Н., Скрыбина Т.Г. Исследование состава продуктов триботехнических превращений пластичных смазок в условиях трения качения // Трение и износ. – 1984. – Т.5. — №5. – С.923-929.
5. Венцель С.В., Баздеркин В.А., Зайцев Г.А. Смазочное масло как фактор приспособляемости трибосистемы // Трение и износ. – 1986. – Т.7. — №2. – С.301-307.
6. Венцель С.В. Смазка и долговечность двигателей внутреннего сгорания / С.В. Венцель. – К.: Техніка, 1977. – 208 с.
7. Венцель Е.С. Повышение износостойкости трибосопряжений гидродинамическим диспергированием масел: Дис. ... докт.техн.на-ук: 05.02.04 / Харьковский автомобильно-дорожный институт. – Харьков: 1990. – 397 с.
8. Білякович О.Н. Влияние загрязненности трансмиссионных масел на смазочное действие и состояние поверхностных слоев трибосопряжений: Дис... канд. техн. наук: 05.02.04 / Киевский международный ун-т гражданской авиации. – К.: 1996. – 273 с.
9. Білякович О.М. Механізми мастильної дії трансмісійних олив з різним ступенем забрудненості / О.М. Білякович // Вісник Національного транспортного університету. – 2009. – Вип. № 18. – С.193–198.
10. Григорьев М.А., Пономарев Н.Н. Распределение размеров частиц загрязнений в рабочих жидкостях // Автомобильная промышленность. — 1981.- № 9. — с. 23-24.

УДК 621

## АНАЛІЗ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У ПРИЧІПНОМУ БІТУМО-ЩЕБЕНЕВОМУ АГРЕГАТІ З НЕЗАЛЕЖНОЮ ОДНОВАЖІЛЬНОЮ ТОРСІОННОЮ ПІДВІСКОЮ

*Доктор технічних наук Дмитриченко М.Ф.  
доктор технічних наук Вікович І.А.,  
Дубневич О.М.*

*Розроблено математичну модель коливань у поперечно-вертикальній площині причіпного бітумо-щебеневого агрегату з незалежною торсіонною підвіскою з урахуванням рухливості розігрітого рідкого бітуму.*

*Mathematical model of oscillations in the transverse and vertical space of trail of bitum and broken stone aggregate with independent torsions suspension with of motion warming up of bitums are developed.*

**Вступ.** Переважно ремонт доріг здійснюють за технологією, яка передбачає одночасно укладання щебеню і гарячого бітуму. Для укладання асфальту застосовують найрізноманітніші машини, зокрема бітумо-щебеновий агрегат.

Нами спроектовано, а відтак виготовлено нову експериментальну модель причіпного бітумо-щебеневого агрегату з незалежною одноважільною торсіонною підвіскою рис. 1, який призначений для ямкового ремонту доріг. Цей причіпний бітумо-щебеновий агрегат сконструйований на базі чотириколісного причепа, який має незалежну одноважільну торсіонну підвіску і ємність для розігріву бітуму, причому розігрів бітуму можна здійснювати у транспортному положенні.

**Постановка проблеми.** Для розробленої нами нової конструкції причіпного бітумо-щебеневого агрегату важливим є забезпечення стійкості його руху під час транспортування гарячого бітуму до місць призначення та визначення критичної транспортної швидкості.

Постановка проблеми повстає у розробленні адекватної математичної моделі для дослідження динамічних процесів у причіпному бітумо-щебеновому агрегаті під час транспортування розігрітого рідкого бітуму.



Рис. 1. Загальний вигляд причіпного бітумо-щебеневого агрегату

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** У розробленому нами причіпному бітумо-щебеневому агрегаті на рамі чотириколісного причепа встановлено відповідно підібрану одноважільну торсіонну підвіску. Торсіонна підвіска – це підвіска з пружним елементом у вигляді вала переважно круглого або прямокутного поперечного перерізу, який сприймає крутні навантаження, що передаються через жорстко з'єднаний у його торці важіль внаслідок поступального вертикального переміщення колеса транспортного засобу під час руху по нерівній дорозі.

Для проектування торсіонної підвіски важливим є правильний вибір максимально-допустимих напружень у торсіоні [6] і величини ефективного прогину нелінійної характеристики торсіонної підвіски, яка визначає власну частоту коливань підресореної маси транспортного засобу і її пришвидшення під час руху по нерівній дорозі [3], а також зміну кута закручування торсіона залежно від висоти нерівностей дороги [2]. Параметри одноважільної торсіонної підвіски підібрані на основі методики [6].

Слід відзначити, що сьогодні зовсім відсутні наукові роботи з дослідження і аналізу динамічних процесів в аналогічних транспортних бітумо-щебених агрегатах під час перевезення ними гарячого рідкого бітуму.

**Виклад основного матеріалу.** Для дослідження динамічних процесів у причіпному бітумо-щебеневому агрегаті з незалежною одноважільною торсіонною підвіскою необхідно визначити зусилля, яке передається на корпус агрегату через його торсіонну підвіску.

Відомо, що з достатньою для практики точністю характеристику торсіонної підвіски можна вважати лінійною, а її жорсткість у загальному випадку можна визначити відповідно до рис. 2, з рівняння [2, 6]

$$c_{\text{ПІ}} = M_T \frac{d^2 \theta_T}{dz_k^2} + c_T \left( \frac{d\theta_T}{dz_k} \right)^2, \quad (1)$$

де  $\theta_T$  – кут закручування торсіона,  $c_{\text{ПІ}} = \frac{dM_T}{d\theta_T}$  – жорсткість торсіона;  $z_k$  – переміщення колеса;  $M_T$  – момент, що скручує торсіон.

На рис. 2 показано розрахункову схему одноважільної торсіонної підвіски.

У незалежній одноважільній торсіонній підвісці (рис. 2), яка застосована у причіпному бітумо-щебене-вому агрегаті, основним функціональним елементом є торсіонний вал квадратного поперечного перерізу завдовжки  $l_T$ , який закручується важелем з плечем  $r_T$  під дією вертикальної сили  $F_T$ .

Вертикальні сили  $F_T$ , які діють в точці закріплення коліс причіпного бітумо-щебеневого агрегату виникають внаслідок їх вертикальних переміщень, зумовлених нерівностями дороги під час руху цього агрегату.

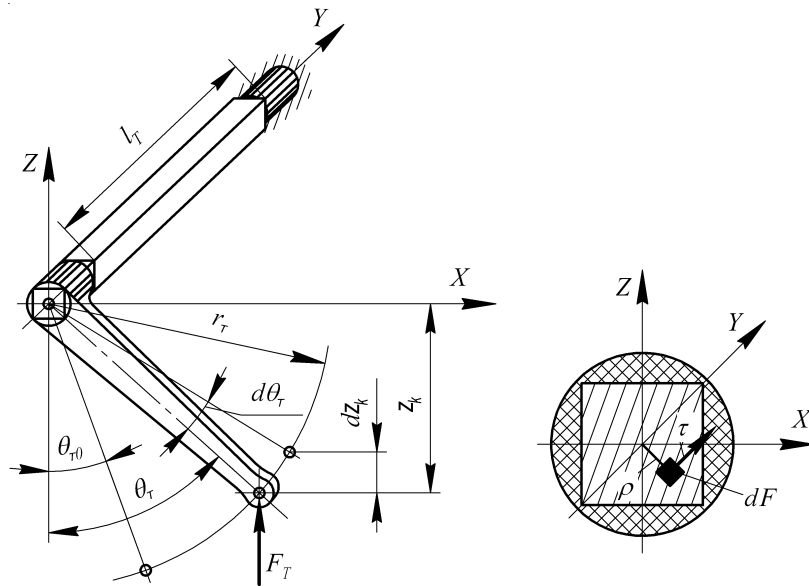


Рис. 2. Розрахункова схема однавальної торсійної підвіски

Вважаючи, що торсійний вал працює тільки на кручення, то у поперечних перерізах його виникають в основному дотичні напруження  $t$ , які є причиною виникнення розподіленого крутного моменту торсіону  $M_T$ , який є інтегральною функцією дотичних напружень  $t$ , що діють на елементарні площадки  $dF_i$ , розміщених на довільній відстані від центра перерізу (рис. 2б):

$$M_T = \int_{F_i} \rho \tau dF_i \quad (i=1,2,2...\infty) \quad (2)$$

Під час закручування вала торсіона згідно лінійної теорії пружності у ньому відбуваються чисто зсувні деформації і за законом Гука для малих деформацій

$$\tau = G\gamma = G \frac{d\theta_T}{dy} \rho, \quad (3)$$

де  $G$  – модуль зсуву (модуль пружності другого роду) Н/м<sup>2</sup>;  $\gamma$  – кут зсуву на поверхні вала торсіона, який скручується (відносний зсув);  $\frac{d\theta_T}{dy} = \Theta^*$  – відносний погонний кут закручування, м<sup>-1</sup>.

Підставляючи (2) в (1) маємо:

$$M_T = G \frac{d\theta_T}{dy} \int_{F_i} \rho^2 dF_i. \quad (3)$$

Ураховуючи, що полярний момент інерції поперечного перерізу  $I_\rho = \int_{F_i} \rho^2 dF_i$ , то з рівняння (3)

$$d\theta_T = \frac{M_T}{GI_\rho} dy. \quad (4)$$

Інтегруючи рівняння (4) по довжині вала торсіона від 0 до  $L_T$

$$d\theta_T = \int_0^{L_T} \frac{M_T}{GI_p} dy$$

одержимо формулу для відносного кута закручування вала торсіона

$$\theta_T = \frac{M_T L_T}{GI_p} \quad (5)$$

Полярний момент інерції  $I_p$  для прямокутного поперечного перерізу торсіонного вала можна визначити за формулою

$$I_p = \alpha hb^3$$

у якій коефіцієнт  $\alpha$  залежить від відношення сторін прямокутника  $\frac{h}{b}$  і значення для коефіцієнтів  $\alpha$  наведено в [5]. Зокрема для квадратного поперечного перерізу ( $h/b=1$ )  $\alpha=0,14$ .

Відповідно до рис. 2 величина моменту, що закручує вал торсіона через важіль з плечем  $r_T \sin \theta$  під дією сили  $F_T$  буде:

$$M_T = F_T \cdot r_T \cdot \sin \theta.$$

Визначаючи з (5)  $M_T$  і прирівнявши останній вираз, знаходимо величину сили  $F_T$ :

$$F_T = \frac{GI_p \theta_T}{l_T r_T \cdot \sin \theta}$$

Для аналізу динамічних процесів, які відбуваються у бітумо-щебеновому агрегаті під час транспортування гарячого бітуму по дорогах з наближеним періодичним профілем нерівностей, розглянемо, розроблену нами, розрахункову схему, яку показано на рис. 4.

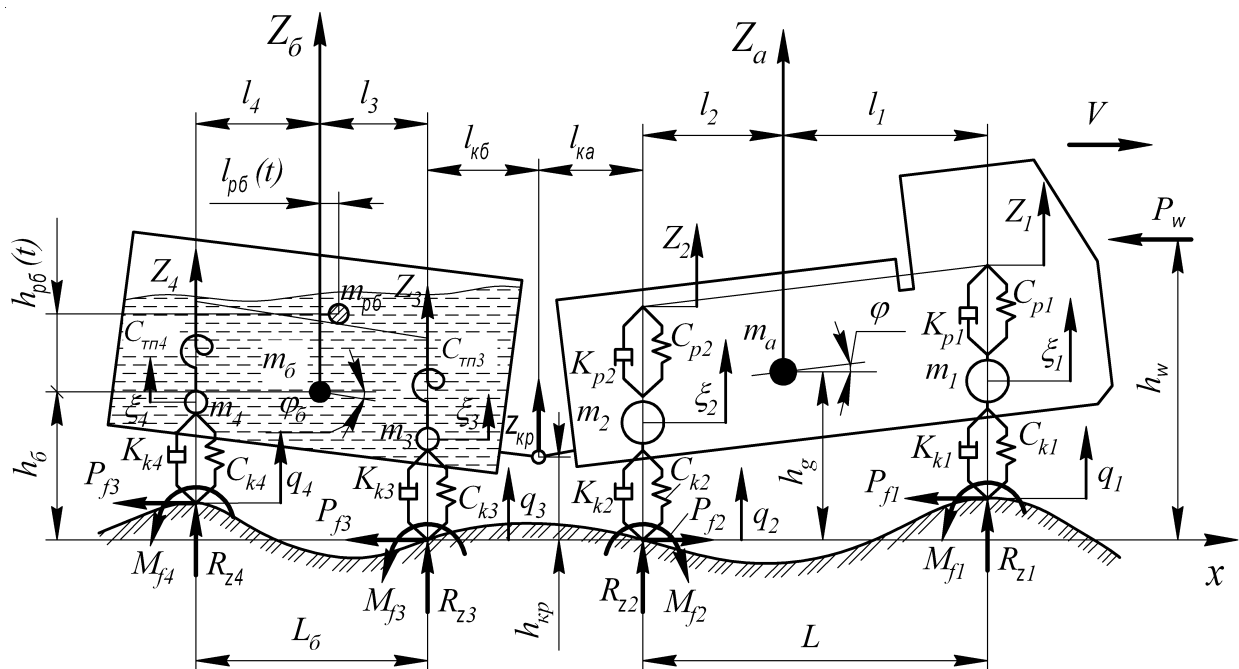


Рис. 3. Розрахункова схема коливань у поздовжньо-вертикальній площині причіпного бітумо-щебенового агрегату

У цій розрахунковій схемі до підресорених мас віднесено: масу автомобіля – тягача  $m_a$  та бітумо-щелевеного агрегату  $m_b$  без урахування маси розігрітого бітуму і масу розігрітого бітуму  $m_{p\sigma}$ , а до не-підресорених – відповідно маси передніх і задніх коліс автомобіля-тягача  $m_1$  і  $m_2$  та причіпного бітумо-щелевеного агрегату  $m_3$  і  $m_4$ . На рис. 3 відповідно показано вертикальні координати підресорених мас  $z_a, z_p, z_2$  автомобіля-тягача, причіпного бітумо-щелевеного агрегату  $z_\sigma, z_3, z_4$  і розігрітого бітуму  $z_{p\sigma}$  та їх непідресорених мас  $x_p, x_2, x_3, x_4$ , кутові коливання автомобіля-тягача  $j_a$  і бітумо-щелевеного агрегату  $j_b$ , а також вертикальні координати нерівностей дороги під їх колесами  $q_1, q_2, q_3$  і  $q_4$ . На рис. 3 також показано відповідні коефіцієнти жорсткості  $c_{pi}$  і демпфірування  $\kappa_{pi}$  підвіски автомобіля-тягача і причіпного бітумо-щелевеного агрегату та непідресорених їх частин  $c_{ki}$  і  $\kappa_{ki}$  ( $i=1,2,3,4$ ). Крім цього на рис. 3 відповідно показано реакції дороги під передніми і задніми колесами автомобіля-тягача і бітумо-щелевеного агрегату  $R_{z1}, R_{z2}$  і  $R_{z3}, R_{z4}$ , моменти і сили опору коченню  $M_{f1}, M_{f2}, M_{f3}, M_{f4}$  і  $P_{f1}, P_{f2}, P_{f3}, P_{f4}$  та вертикальна і горизонтальна складова реакції сил  $R_{zkp}$  і  $R_{xkp}$  у зчипці автомобіля-тягача і бітумо-щелевеного агрегату ( $R_{zkp} = m_a \ddot{z}_{kp}, R_{xkp} \gg R_{zkp}$  Ч) та координати рухливості розігрітого бітуму  $t_{p\sigma}(t), h_{p\sigma(t)}$ .

За узагальнені координати вибрано  $z_a, z_\sigma, j_a$  і  $j_b$ .

Координати у причіпному бітумо-щелевеному агрегаті, відповідно до розрахункової схеми рис. 3, пов'язані такими залежностями:

$$\begin{aligned} z_a &= \frac{z_1 l_2 + z_2 l_1}{L}; \quad z_b = \frac{z_3 l_4 + z_4 l_3}{L_b}; \quad \varphi_a = \frac{z_1 - z_2}{L}; \quad \varphi_b = \frac{z_4 - z_3}{L_b}; \\ z_1 &= z_a + l_1 \varphi; \quad z_2 = z_a - l_2 \varphi; \quad z_3 = z_b - l_3 \varphi_b; \quad z_4 = z_b + l_4 \varphi_b; \\ L &= l_1 + l_2, \quad L_b = l_3 + l_4; \quad z_{kp} = z_a - (l_2 + l_{ka}). \end{aligned} \quad (6)$$

Нелінійні диференціальні рівняння, які описують коливальні процеси у причіпному бітумо-щелевеному агрегаті у поздовжньо-вертикальній площині з лінійною характеристикою торсійної підвіски з урахуванням рухливості розігрітого рідкого бітуму запишемо у вигляді:

$$m_a \ddot{z}_a + 2k_{p1}(\dot{z}_1 - \dot{\xi}_1) + 2k_{p2}(\dot{z}_2 - \dot{\xi}_2) + 2c_{p1}(z_1 - \xi_1) + 2c_{p2}(z_2 - \xi_2) - R_{zkp} = 0;$$

$$\begin{aligned} I_a \ddot{\varphi}_a + 2k_{p1}(\dot{z}_1 - \dot{\xi}_1)l_1 - 2k_{p2}(\dot{z}_2 - \dot{\xi}_2)l_2 + 2c_{p1}(z_1 - \xi_1)l_1 - 2c_{p2}(z_2 - \xi_2)l_2 - \\ - R_{xkp} h_{gkp} - R_{zkp}(l_2 - l_{ka}) = 0; \end{aligned}$$

$$m_1 \ddot{\xi}_1 - 2k_{p1}(\dot{z}_1 - \dot{\xi}_1) - 2c_{p1}(z_1 - \xi_1) + 2k_{k1}(\dot{\xi}_1 - \dot{q}_1) + 2c_{k1}(\xi_1 - q_1) = 0;$$

$$m_2 \ddot{\xi}_2 - 2k_{p2}(\dot{z}_2 - \dot{\xi}_2) - 2c_{p2}(z_2 - \xi_2) + 2k_{k2}(\dot{\xi}_2 - \dot{q}_2) + 2c_{k2}(\xi_2 - q_2) = 0;$$

$$m_b \ddot{z}_b + 2F_{T3} + 2F_{T4} + N_{z\sigma} - R_{zkp} = 0;$$

$$(I_b + I_{p\sigma}(t))\ddot{\varphi}_b + F_{T3}l_3 - F_{T4}l_4 + \dot{I}_{p\sigma}(t)\dot{\varphi}_b + N_{z\sigma} \cdot x'_{p\sigma}(t) + N_{x\sigma} \cdot z'_{p\sigma}(t) + R_{xkp} h_{gkp} - R_{zkp}(l_{k\sigma} + x'_{p\sigma}(t)) = 0;$$

$$m_3 \ddot{\xi}_3 - 2k_{k3}(\dot{\xi}_3 - \dot{q}_3) + 2c_{k3}(\xi_3 - q_3) = 0,$$

$$m_4 \ddot{\xi}_4 - 2k_{k4}(\dot{\xi}_4 - \dot{q}_4) + 2c_{k4}(\xi_4 - q_4) = 0, \quad (7)$$

де момент інерції розігрітого рідкого бітуму визначаємо аналогічно як в [1]:

$$J_{p\bar{\sigma}}(t) = \frac{1}{6} m_{p\bar{\sigma}} (3a^2 - 8aa_1 + 6a_1^2 + 4h^2) - \frac{1}{6} m_{p\bar{\sigma}} \frac{h_1(t)}{h} (a^2 + 4h^2 - 2aa_1) + \frac{1}{3} m_{p\bar{\sigma}} h_1^2(t);$$

$$J_{p\bar{\sigma}}(t) = \frac{m_p a (2a_1 - a)}{6h} \dot{h}_1(t);$$

$x'_{p\bar{\sigma}}(t)$  і  $z'_{p\bar{\sigma}}(t)$  – координати центра мас розігрітого рідкого бітуму (тіло-в'язка рідина у «затверділому стані»), параметри:  $a$ ,  $a_p$ ,  $h$ ,  $h_1(t)$  наведено в [1].

Відзначимо, що для лінійної характеристики одноважільної торсійної підвіски, коефіцієнт жорсткості якої визначається виразом (2) чи (3), без урахування демпфірування у ній, у системі нелінійних диференціальних рівнянь (7) необхідно відповідно замінити  $c_{p3}$  і  $c_{p4}$  на  $c_{тп3}$  і  $c_{тп4}$  згідно (2) чи (3) та покласти  $k_{p3} = 0$  і  $k_{p4} = 0$ . У системі рівнянь (7) враховано вплив гідродинамічних сил  $N_{z'\bar{\sigma}}$  і  $N_{y'\bar{\sigma}}$  на коливальний процес бітумо-щебеневого агрегату під час його нерівномірного руху по нерівній дорозі, зумовлений рухливістю рідкого розігрітого бітуму. Ці гідродинамічні сили визначаємо за спрощеною теорією коливань рідини у частково заповненій рухомій ємності [1]

$$\begin{aligned} N_{x'} &= m_{p\bar{\sigma}} \cdot \\ &\cdot \left\{ (g + \ddot{z}_{\bar{\sigma}}) \sin \varphi_{\bar{\sigma}} + \frac{1}{6h_0} \left[ h_{0a} \dot{\varphi}_{\bar{\sigma}}^2 - h_{02} \ddot{\varphi}_{\bar{\sigma}} + \frac{a^2}{4h_0} K_{\varphi 0} \operatorname{tg} \varphi_{\bar{\sigma}} \left( 2h_{01} \dot{h}_1 \dot{\varphi}_{\bar{\sigma}} - \frac{a}{2} \ddot{h}_1 \right) \right] \right\} - \\ &- ma(t) \cos \varphi_{\bar{\sigma}} + \mu \frac{a}{6h_0} \dot{h}_1; \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} N_{z'} &= m_{p\bar{\sigma}} \left\{ (g + \ddot{z}_{\bar{\sigma}}) \cos \varphi_{\bar{\sigma}} + \frac{1}{6h_0} \left[ h_{0a} \dot{\varphi}_{\bar{\sigma}}^2 + h_{02} \ddot{\varphi}_{\bar{\sigma}} + \frac{a^2}{4h_0} K_{\varphi 0} \operatorname{tg} \varphi_{\bar{\sigma}} (\dot{h}_1^2 - \dot{h}_{01} \dot{h}_1 - a \dot{h}_1 \dot{\varphi}_{\bar{\sigma}}) \right] \right\} + \\ &+ ma(t) \sin \varphi_{\bar{\sigma}} + \mu \frac{h_{01}}{3h_0} \dot{h}_1, \end{aligned} \quad (9)$$

де

$$h_{01} = h_0 - h_1(t); \quad h_{02} = h_1^2(t) - 2h_0 h_1(t) + 4h_0^2; \quad h_{0a} = \frac{4ah_0 - ah_1(t) - 6h_0 a_1}{6h_0}$$

Гідродинамічні сили  $N_{z'\bar{\sigma}}$  і  $N_{y'\bar{\sigma}}$ , які відповідно перпендикулярні до бокових стінок і дна прямокутного резервуара з рідким розігрітим бітумом бітумо-щебеневого агрегату нелінійно залежать від його кутових коливань.

Збурення від нерівностей дороги під час руху бітумо-щебеневого агрегату подамо у вигляді гармонічних функцій у вигляді

$$q_k(t) = h_0 (1 - \cos \omega(t - t_k)), \quad (10)$$

де  $\omega = \frac{2\pi V}{S}$  – частота збурюючої сили (чергування нерівностей),  $V$  – швидкість руху причіпного бітумо-щебеневого агрегату  $S$  і  $h_0$  – довжина хвилі і половина висоти нерівності дороги,  $t_k$  – час проїзду  $k$ -тим колесом нерівності дороги.

Систему нелінійних диференціальних рівнянь (7) з урахуванням (6) і (10) запишемо у вигляді

$$m_a \ddot{z}_a + 2k_{p1}(\dot{z}_a + l_1 \dot{\varphi} - \dot{\xi}_1) + 2k_{p2}(\dot{z}_a - l_2 \dot{\varphi} - \dot{\xi}_2) + 2c_{p1}(z_a + l_1 \varphi - \xi_1) + 2c_{p2}(z_a + l_2 \varphi - \xi_2) - m_a(\ddot{z}_a - (l_2 + l_{ka})\ddot{\varphi}) = 0;$$

$$I_a \ddot{\varphi}_a + 2k_{p1}(\dot{z}_a + l_1 \dot{\varphi})l_1 - 2k_{p2}(\dot{z}_a - l_2 \dot{\varphi} - \dot{\xi}_2)l_2 + 2c_{p1}(z_a + l_1 \varphi - \xi_1)l_1 - 2c_{p2}(z_a + l_2 \varphi - \xi_2)l_2 - m_a(\ddot{z}_a - (l_2 + l_{ka})\ddot{\varphi})\varphi h_{gkp} - m_a(\ddot{z}_a - (l_2 + l_{ka})\ddot{\varphi}) \cdot (l_2 + l_{ka}) = 0;$$

$$m_1 \ddot{\xi}_1 - 2k_{p1}(\dot{z}_a + l_1 \dot{\varphi} - \dot{\xi}_1) - 2c_{p1}(z_a + l_1 \varphi - \xi_1) + 2k_{k1} + 2c_{k1}\xi = -h_0(\omega \sin \omega(t - t_1) + (1 - \cos \omega(t - t_1)));$$

$$m_2 \ddot{\xi}_2 - 2k_{p2}(\dot{z}_a - l_2 \dot{\varphi} - \dot{\xi}_2) - 2c_{p2}(z_a - l_2 \varphi - \xi_2) + 2k_{k2}\dot{\xi}_2 + 2c_{k2}\xi = -h_0(\omega \sin \omega(t - t_2) + (1 - \cos \omega(t - t_2)));$$

$$m_6 \ddot{z}_6 - 2k_{p3}(\dot{z}_6 + l_3 \dot{\varphi}_6 - \dot{\xi}_3) + 2c_{p3}(z_6 + l_3 \varphi_6 - \xi_3) + 2k_{p4}(\dot{z}_6 + l_4 \dot{\varphi}_6 - \dot{\xi}_4) + 2c_{p4}(z_6 + l_4 \varphi_6 - \xi_4) + N_{z'6} - m_a(\ddot{z} - (l_2 + l_{ka})\ddot{\varphi}) = 0;$$

$$(I_6 + I_6(t))\ddot{\varphi} + \dot{I}_{p6}(t)\dot{\varphi}_6 + 2k_{p3}(\dot{z}_6 + l_3 \dot{\varphi}_6 - \dot{\xi}_3)l_3 - 2k_{p4}(z_6 + l_4 \varphi_6 - \xi_4)l_4 + 2c_{p3}(z_6 + l_3 \varphi_6 - \xi_3)l_3 - 2c_{p4}(z_6 + l_4 \varphi_6 - \xi_4)l_4 - N_{z'6} \cdot l_{p6}(t) + N_{y'6} \cdot h_{p6}(t) + R_{xkphgkp} - R_{zkp}(l_{k6} + l_3) = 0;$$

$$m_3 \ddot{\xi}_3 - 2k_{p3}(\dot{z}_6 + l_3 \dot{\varphi}_6 - \dot{\xi}_3) - 2c_{p3}(z_6 + l_3 \varphi_6 - \xi_3) + 2k_{k3}\dot{\xi}_3 + 2c_{k3}\xi_3 = -h_0(\omega \sin \omega(t - t_3) + (1 - \cos \omega(t - t_3)));$$

$$m_4 \ddot{\xi}_4 - 2k_{p4}(\dot{z}_6 + l_4 \dot{\varphi}_6 - \dot{\xi}_4) - 2c_{p4}(z_6 + l_4 \varphi_6 - \xi_4) + 2k_{k4}\dot{\xi}_4 + 2c_{k4}\xi_4 = -h_0(\omega \sin \omega(t - t_4) + (1 - \cos \omega(t - t_4))). \quad (11)$$

Для замикання і визначення розв'язку системи нелінійних диференціальних рівнянь (7) з урахуванням (8), (9) і (10) згідно теорії [1] вона повинна бути доповнена нелінійним диференціальним рівнянням, що пов'язує параметр  $h_j(t)$  з кутом повороту ємності розігрітого рідкого бітуму  $j_{p6}(t)$  у вигляді

$$\begin{aligned} & \frac{a^2}{12h_0^2} K_{\varphi\delta} \operatorname{tg} \varphi_{\delta} \left( h_{01}^2 + \frac{a^2}{4} \right) \ddot{h}_1 - \frac{a^2}{12h_0^2} h_{01} K_{\varphi\delta} \operatorname{tg} \varphi_{\delta} h_1^2 - \frac{\mu}{3h_0 m_{p6}} \times \\ & \times \left( 2h_{01}^2 + \frac{a^2}{2} \right) h_1 + \frac{1}{6h_0} \cdot (ah_{02} - 2h_{01}h_{0a}) \ddot{\varphi}_6 - \frac{1}{6h_0} \times \\ & \times (ah_{0a} + 2h_{01}h_{02}) \dot{\varphi}_6^2 + (2h_{01} \cos \varphi_{\delta} - a \sin \varphi_{\delta}) \cdot (g + \ddot{z}_6) + \\ & + \frac{m}{m_{p6}} (2h_{01} \sin \varphi_{\delta} + a \cos \varphi_{\delta}) a(t) = 0. \end{aligned} \quad (12)$$

Очевидно, що таку складну систему нелінійних диференціальних рівнянь (11)-(12) з урахуванням (8), (9) можна розв'язати тільки числовим методом з використанням стандартних комп'ютерних підпрограм.

Отже, необхідно у подальшому відповідною заміною незалежних змінних звести систему нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку (11)-(12) до нелінійних диференціальних рівнянь першого порядку і записати їх у зручній для числового розв'язання формі з використанням, добре апробованої для такого класу задач, програми DGIRE і побудувати амплітудно-частотні характеристики системи та відповідні закономірності переміщення підресорених частин бітумо-щебеневого агрегату у часі з метою підвищення ефективності транспортування розігрітого рідкого бітуму.

За допомогою програми DGIRE побудовано графічні залежності кутових переміщень корпусу бітумо-щебеневого агрегату в реальному часі (рис. 4) і вертикальні переміщення корпусу бітумо-щебеневого агрегату за різних значень жорсткості торсіонної підвіски (рис. 5) та жорсткості коліс (рис. 6).

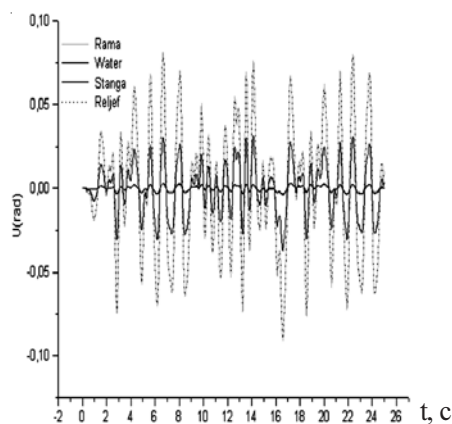


Рис. 4. Кутові переміщення елементів бітумо-щебеневого агрегату в реальному часі під час транспортування розігрітого рідкого бітуму

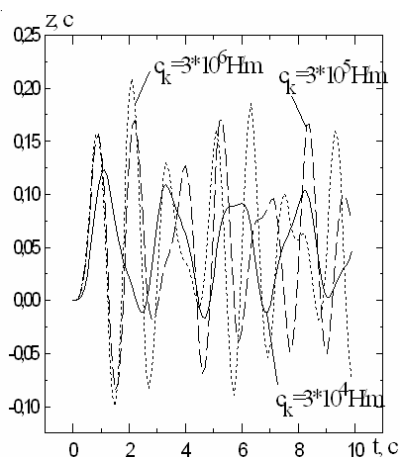


Рис. 5. Вертикальні переміщення корпусу бітумо-щебеневого агрегату за різних значень жорсткості торсіонної підвіски

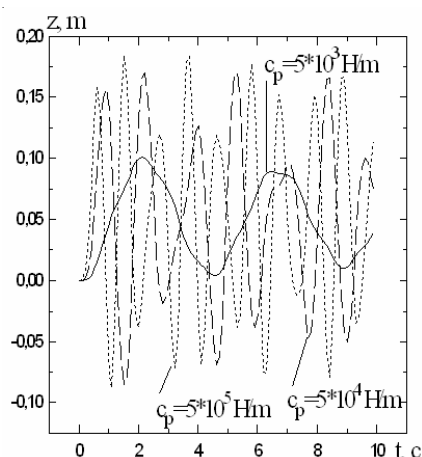


Рис. 6. Вертикальні переміщення корпусу бітумо-щебеневого агрегату за різних значень жорсткості коліс

## Висновки.

Розроблена нами математична модель причіпного бітумо-щебеневого агрегату з незалежною однавальною торсіонною підвіскою дає змогу всебічно проводити аналіз динамічних процесів агрегату під час транспортування розігрітого рідкого бітуму.

Необхідно відзначити, що розроблена нами конструкція причіпного бітумо-щебеневого агрегату з незалежною однавальною торсіонною підвіскою, яка призначена суто для ремонту доріг дала змогу значно підвищити ефективність ремонтних робіт.



## Література

1. Дмитриченко М.Ф., Вікович І.А. Динаміка мобільних машин з начіпними функціональними елементами: Монографія.–Львів: Вид-во НУ «Львівська політехніка», 2008.–496 с.
2. Лобанов Н.В. Моделирование торсионной подвески гусеничных транспортных средств//Вестник РГРТУ.– Вып.23.–Рязань, 2008.–С. 45-47.
3. Панков Ю.П. Применение ЭВМ для определения оптимальных конструктивных параметров торсионно-пружинной подвески и исследования колебаний прицепа//Автомобильная промышленность.–№1, 1995.–С. 16-19.
4. Пархиловский И.Г. О жесткости независимой рычажной подвески.–Кн.: Подвеска автомобиля. АН СССР, 1951.– С. 122-129.
5. Сопротивление материалов/ Под ред. акад. АН УССР Писаренка Г.С.–К.: Вища шк. Главное изд-во, 1986.– 775 с.
6. Успенський І.Н., Мельников А.А. Проектирование подвески автомобиля.- М.: Машиностроение, 1976.- 168с. с ил.

УДК 656.13

## РОЗРОБКА АЛГОРИТМУ ДІЙ ЩОДО ВПРОВАДЖЕННЯ СПЕЦІАЛЬНИХ СМУГ НА ПЕРЕГОНАХ ВУЛИЦЬ ДЛЯ ГРОМАДСЬКОГО ТРАНСПОРТУ

Доктор технічних наук Дмитриченко М.Ф.,  
доктор технічних наук Вікович І.А.,  
Зубачик Р.М.

*У роботі розглядається критерій впровадження спеціальних смуг, за допомогою якого оцінюється стан транспортного потоку на смугах, для яких пріоритет відсутній (непріоритетні смуги) і визначається допустимою областю завантаження рухом. З його використанням, а також інших критеріїв впровадження формалізовано алгоритм дій для введення спеціальних смуг на перегонах вулиць.*

*The given article deals with the criterion of separated lane implementation, which allows evaluating the condition of traffic flow on the non-priority lanes. This criterion is determined as an admissible range of traffic concentration. Within its use, as well as while utilizing the other criteria of implementation, the algorithm for specific lanes realization on the spaces between two intersections has been formalized.*

**Вступ.** Внаслідок політичних і соціально-економічних змін впродовж двох останніх десятиліть у країнах східної Європи, в тому числі і в Україні, істотно змінились транспортні потреби населення та їх зміст [1]. Це насамперед проявилось у швидкому зростанні кількості індивідуального транспорту у великих і значних містах, що в свою чергу породило низку транспортних проблем, зокрема таких як перевантаження вуличних мереж дорожнім рухом та виникнення заторів. Тому, зниження завантаження вулично-дорожніх мереж (ВДМ) рухом є сьогодні однією з найгостріших проблем для українських міст і вийшла в ряд найактуальніших як в транспортній так і соціально-економічній сферах.

**Формулювання проблеми.** Проблему зниження завантаженості ВДМ вирішують шляхом розширенням цих мереж (будівництво нових елементів мережі та їх реконструкція) або раціональним її використанням, що найефективніше реалізується за допомогою автоматизованих систем керування дорожнім рухом (АСКДР). Однак, не завжди у міських умовах можна ефективно реалізувати ці підходи. Перший – через функціональні характеристики вуличної мережі, значні капіталовкладення та затрати часу, другий – не завжди дає потрібні результати, оскільки не змінює проблему кардинально, а лише її оптимізує. Альтернативою цим традиційним рішенням є третій підхід, який полягає в ефективній організації громадського пасажирського транспорту, що в кінцевому дає змогу скоротити обсяги користування індивідуальними автомобілями, які складають домінуючу частку в існуючих транспортних потоках і цим самим знизити завантаження вуличних мереж.

Значна увага, яка сьогодні приділяється розвитку наземній системі громадсько-пасажирського транспорту у містах, пояснюється тим, що остання дозволяє забезпечити значно економніше використання ВДМ та утворює менше викидів на пасажиро-кілометр порівняно з користувачами індивідуальних транспортних засобів.