

УДК 629.1.032

В. В. ДУЩЕНКО, д-р. техн. наук, проф. НТУ «ХП»;
О. М. АГАПОВ, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХП»

ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ ТОРСІОННОЇ ПІДВІСКИ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Розглянуто особливості розрахунку параметрів торсіонної підвіски транспортних засобів, що до забезпечення максимального динамічного ходу, при заданій довжині торсіона, відповідно до необхідної приведені жорсткості підвіски. Методика дозволяє підвищити точність розрахунків параметрів торсіонної підвіски, що позитивно позначиться на плавності ходу транспортного засобу.

Ключові слова: транспортний засіб, власні частоти коливань, торсіонна підвіска, приведена жорсткість підвіски, довжина торсіона, діаметр торсіона.

Вступ. Торсіонна підвіска транспортних засобів дозволяє забезпечити високу енергоємність та підвищений динамічний хід підвіски, при цьому вона добре компонується у ходовій частині. Саме тому удосконаленню торсіонних підвісок та методик їх розрахунку приділяється велика увага.

Аналіз останніх досліджень. На цей час, при розрахунках торсіонних підвісок транспортних засобів використовуються або доволі спрощені методики [1,2], що не забезпечують вибір параметрів, з урахуванням особливостей підвіски, або складні математичні моделі, призначені для розрахунку оптимальної жорсткості підвіски, без визначення конкретної довжини та діаметра торсіона. [3,4].

Постановка проблеми. Розробити методику, що дозволить інженерам-конструкторам, без застосування складного математичного апарату, точно розраховувати параметрів торсіонної підвіски та забезпечувати максимальний динамічний хід, при заданій довжині торсіона, відповідно до необхідної приведені жорсткості, що забезпечить підвищення плавності ходу транспортного засобу.

Результати досліджень. Розглянемо приклад розрахунку торсіонної підвіски гусеничної машини (ГМ) з наступними вихідними даними: підресорена вага машини $G_n = 42000$ кг, момент інерції підресореного корпусу машини відносно поперечної вісі, що проходить через ц.в. $I_y = 16000$ кг·м·с², число опорних котків одного борта $N_K = 6$, довжина опорної поверхні гусениці $L = 4$ м, кліренс машини $h_{кл} = 0,5$ м, радіус опорного котка $R_k = 0,33$ м, висота вісі торсіона над днищем машини $h_T = 0,05$ м.

Відповідно з сучасними вимогами до ГМ, при величині кліренсу $h_{кл} = 0,45...0,5$ м, динамічний хід підвіски h_δ повинен складати $h_\delta = 0,7...0,8 h_{кл}$, тобто $0,3...0,35$ м.

Підвіску будемо вважати симетричною, виставку всіх котків однакової. Отже, у цьому випадку, приведені жорсткості підвісок C_{ni} також будуть однаковими і рівними C_n .

Неодхідно визначити:

- виставку підвіски, тобто кут β між балансиrom і горизонталлю в статичному положенні, R – радіус балансира та статичний хід підвіски h_{cm} ;

- довжину l_T та діаметр d_T торсіонів (відповідно і їх жорсткість), з урахуванням компоновки, які б забезпечували власні частоти коливань підресореного корпусу ГМ у необхідних, з ергономічних вимог, межах 0,8...2 Гц.

1. Використовуючи вираз (1), визначимо можливі межі зміни приведеної жорсткості підвіски C_n в статичному положенні та виберемо її попереднє значення, виходячи з припустимих меж зміни власних частот n_z і n_ϕ вертикальних і повздожньо-кутових коливань корпусу ГМ. Попередньо визначимо припустимий діапазон кругових частот:

$$n_z, n_\phi = 0,8...2 \text{ Гц}; \Rightarrow \omega_z, \omega_\phi = 2\pi(0,8...2) = 5...12,6 \text{ с}^{-1}.$$

Оскільки, підвіска симетрична, відстань між котками буде дорівнювати $L/(NK-1) = 4/(6-1) = 0,8$ м, а масив відстаней від ц.в. до вісей котків по горизонталі (значення береться з "+" до носа машини і з "-" до корми) буде мати такі значення: l_k (2,0, 1,2, 0,4, -0,4, -1,2, -2,0).

Тоді:

$$C_n = \frac{\omega_\phi^2 \cdot I_y}{2 \sum_{i=1}^{NK} l_{ki}^2} = \begin{cases} \text{при } \omega_\phi = 5 \text{ с}^{-1} \\ \frac{5^2 \cdot 16000 \cdot 9,81}{2(2 \cdot 2^2 + 2 \cdot 1,2^2 + 2 \cdot 0,4^2)} = 175,2 \frac{\text{кН}}{\text{м}}; \\ \text{при } \omega_\phi = 12,6 \text{ с}^{-1} \\ \frac{12,6^2 \cdot 16000 \cdot 9,81}{2(2 \cdot 2^2 + 2 \cdot 1,2^2 + 2 \cdot 0,4^2)} = 1112,4 \frac{\text{кН}}{\text{м}}; \end{cases} \quad (1)$$

з іншого боку:

$$C_n = \frac{\omega_z^2 \cdot m_n}{2 \cdot 6} = \begin{cases} \frac{5^2 \cdot 42000}{12} = 87,5 \frac{\text{кН}}{\text{м}}; \\ \frac{12,6^2 \cdot 42000}{12} = 555,7 \frac{\text{кН}}{\text{м}}. \end{cases}$$

Таким чином, приведена жорсткість підвіски в статичному положенні повинна перебувати в наступних межах:

$$175,2 \frac{\text{кН}}{\text{м}} < C_n < 555,7 \frac{\text{кН}}{\text{м}}. \quad (2)$$

У силу того, що необхідний динамічний хід достатньо великий, підвіску можна зробити порівняно "м'якої". Попередньо виберемо $C_n = 250 \frac{\text{кН}}{\text{м}}$. Надалі, дана приведена жорсткість буде відкоректована відповідно до обраних діаметра та довжини торсіона.

2. Визначимо статичний хід підвіски h_{CT} , зневажаючи впливом її кінематики на зміну приведеної жорсткості при переміщенні котка з вивішеного стану в статичне положення.

$$N_{ZCT} = \frac{G_n}{2 \cdot NK} = 34,34 \text{ кН}; \quad h_{CT} = \frac{N_{ZCT}}{C_n} = 0,137 \text{ м.} \quad (3)$$

Вважається, що у випадку ГМ, реалізувати статичний хід більший за 0,13 м, у силу утримуючого зв'язку гусениці, практично неможливо. Оскільки надалі, отримана на даному етапі величина h_{CT} буде відкоректована, залишимо її без зміни. В іншому разі необхідно збільшити прийняту приведену жорсткість.

3. Визначимо кут β нахилу балансира до горизонталі і його радіус R (товщиною гусениці будемо зневажати, враховуючи її занурення в ґрунт).

З рис. 1 випливає, що:

$$\beta = \arcsin\left(\frac{h_{кл} + h_T - R_{кx}}{R}\right) = 35,35^\circ \quad (4)$$

Виходячи із заданих радіусів опорних котків і відстаней між ними, оберемо радіус балансира $R = 0,38$ м.

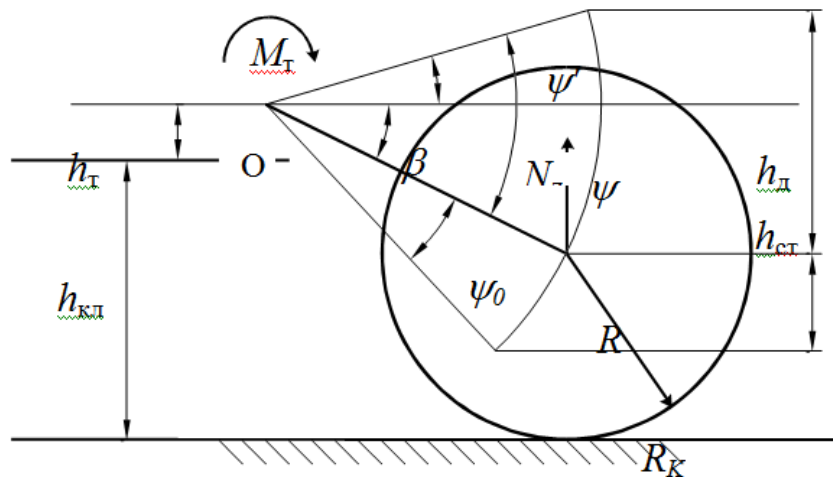


Рисунок 1 – Кінематика торсійної підвіски

4. Визначимо максимальний кут закрутки торсіона $\psi_{max} = \psi_0 + \psi$, де кути ψ_0 і ψ відповідають статичному і динамічному ходам підвіски.

З рис. 1 випливає, що:

$$\psi_0 = \arcsin\left(\frac{h_{CT}}{R} + \sin \beta\right) - \beta = 34,65^\circ. \quad (5)$$

Якщо вираз у дужках перевищив одиницю, тобто балансір перейшов через вертикаль, необхідно відкоригувати його радіус R у бік збільшення, перевірити компоновку та перерахувати кут β .

$$\psi = \beta + \psi'; \quad \psi' = \arcsin\left(\frac{h_0}{R} - \sin \beta\right) = 20^\circ; \Rightarrow \psi = 55,35^\circ \Rightarrow \psi_{max} = 90^\circ.$$

5. Визначимо жорсткість торсіона C_T , використовуючи рівняння рівноваги балансира в статиці (рівняння рівності моментів відносно т. О):

$$C_T \cdot \psi_0 = N_{ZCT} \cdot R \cdot \cos \beta \Rightarrow C_T = \frac{N_{ZCT} \cdot R \cdot \cos \beta}{\psi_0} = 17,65 \frac{\text{кН} \cdot \text{м}}{\text{рад}}. \quad (6)$$

6. Визначимо момент торсіона M_{Tmax} при максимальному куті його закрутки:

$$M_{Tmax} = C_T \cdot \psi_{max} = 17,65 \cdot 1,566 = 27,64 \text{ кН} \cdot \text{м}. \quad (7)$$

7. Визначимо припустимі дотичні напруження $[\tau_m]$ в торсіоні. Нехай для його виготовлення застосовується сталь 45ХНМФА, яка має границю текучості $\tau_s = 850$ МПа. Для незаневоленних торсіонів $[\tau_m] \leq \tau_s$, а для заневоленних $[\tau_m] \leq \tau_s + \tau_o = 1350$ МПа, де τ_o – залишкова напруга заневолювання торсіона.

При заневолюванні торсіон закручують у ту ж сторону, що й при прямому ході підвіски, але на більший кут, який визначають по виразу $\gamma = \frac{\tau_s \cdot l_T}{G \cdot r_1}$; де: l_T – довжина

торсіона; G – модуль пружності 2-го роду, для сталі 45ХНМФА $G = 8,2 \cdot 10^4$ МПа; r_1 – радіус центральної частини перетину торсіона, яка працює в межах пружної деформації. Таке закручування торсіона викликає залишкову деформацію зрушення його зовнішніх шарів. У результаті, після звільнення торсіон являє собою попередньо напружену деталь: центральна частина перетину має напругу зрушення прямого знаку, а зовнішнє кільце – зворотного, що при роботі в підвісці забезпечить йому менші фактичні напруги.

8. Визначимо необхідні діаметр d_T і довжину l_T торсіона. Максимальні дотичні напруження для перетину вала будуть рівні:

$$\tau_{max} = \frac{M_{Tmax}}{W_p} = \frac{16 \cdot M_{Tmax}}{\pi \cdot d_T^3}, \quad (8)$$

тут W_p – полярний момент опору круглого перетину вала торсіона.

Тоді:

$$d_T \geq \sqrt[3]{\frac{16 M_{Tmax}}{\pi \cdot [\tau_m]}} = \begin{cases} \text{для незаневоленого торсіона} \\ \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 27640}{3,14 \cdot 850 \cdot 10^6}} = 0,054 \text{ м; приймаємо } d_T = 0,055 \text{ м;} \\ \text{для заневоленого торсіона} \\ \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 27640}{3,14 \cdot 1350 \cdot 10^6}} = 0,047 \text{ м; приймаємо } d_T = 0,048 \text{ м.} \end{cases} \quad (9)$$

Для забезпечення кута закрутки ψ_{max} при заданому максимальному моменті M_{Tmax} , торсіон повинен мати довжину l_T , яка знаходиться по наступному виразу:

$$l_T = \frac{\psi_{max} \cdot G \cdot I_p}{M_{Tmax}}, \quad (10)$$

де $I_p = \frac{\pi \cdot d_T^4}{32}$ – полярний момент інерції перетину вала.

Тоді, для незаневоленого торсіона:

$$l_T = \frac{1,566 \cdot 8,2 \cdot 10^{10} \cdot 3,14 \cdot 0,055^4}{27640 \cdot 32} = 4,13 \text{ м};$$

для заневоленого торсіона:

$$l_T = \frac{1,566 \cdot 8,2 \cdot 10^{10} \cdot 3,14 \cdot 0,048^4}{27640 \cdot 32} = 2,39 \text{ м}.$$

Як випливає з розрахунків, довжина незаневоленого торсіона повинна бути набагато більшою, ніж заневоленого.

Якщо $l_T < \frac{B_K}{2}$, де B_K – ширина корпусу машини, то підвіски лівих і правих бортів можна зробити співвісними одновальними; якщо $B_K > l_T > \frac{B_K}{2}$, то підвіски можна зробити одновальними, неспіввісними; якщо $2B_K > l_T > B_K$ підвіски необхідно робити двувальними (до яких відноситься і вал у трубі) неспіввісними; якщо ж $l_T > 2B_K$, той таке технічне рішення реалізовувати не доцільно і необхідно відкоригувати довжину торсіона.

9. Нехай, за умовами компоновання, потрібно відкоригувати довжину торсіона. У цьому випадку, необхідно розрахувати його новий діаметр і уточнити інші параметри (величину динамічного ходу, приведену жорсткість, максимальні дотичні напруження та ін.).

Очевидним, але не завжди прийнятним є наступний підхід. З одного боку, максимальний припустимий момент торсіона дорівнює:

$$[M_{Tmax}] = W_p \cdot [\tau_m] = \frac{\pi \cdot d_T^3 [\tau_m]}{16}. \quad (11)$$

З іншого боку:

$$M_{Tmax} = C_T \cdot \psi_{max} = C_T (\psi_0 + \psi) = M_{CT} + C_T \psi = M_{CT} + \frac{G \cdot \pi \cdot d_T^4}{32 l_T} \cdot \psi, \quad (12)$$

де: $M_{CT} = C_T \cdot \psi_0 = N_{ZCT} \cdot R \cdot \cos \beta$ – момент торсіона в статичному положенні.

Використавши вираз (10), можна записати, що:

$$C_T = \frac{M_{Tmax}}{\psi_{max}} = \frac{G \cdot I_p}{l_T} = \frac{G \cdot \pi \cdot d_T^4}{32 l_T}. \quad (13)$$

Прирівнявши вирази (11) та (12), отримаємо:

$$\frac{\pi \cdot d_T^3 \cdot [\tau_m]}{16} = M_{CT} + \frac{G \cdot \pi \cdot d_T^4}{32l_T} \cdot \psi, \quad (14)$$

та, після перетворення:

$$d_T^4 + K_1 d_T^3 + K_2 = 0, \quad (15)$$

де:

$$K_1 = -\frac{2l_T [\tau_m]}{G \cdot \psi}, \quad K_2 = \frac{32l_T \cdot M_{CT}}{G \cdot \pi \cdot \psi}.$$

З рівняння (15) можна знайти новий діаметр торсіона, у випадку корегування його довжини, при збереженні вихідних значень виставки (кут β) і динамічного ходу підвіски (кут ψ). При цьому необхідно перевірити, чи перебуває нова приведена жорсткість у припустимих межах (2).

Однак, рішення даного рівняння представляє певні труднощі, до того ж для заданих $[\tau_m]$ і ψ воно може не мати дійсного кореню, або не вдасться, при збереженні вихідної величини динамічного ходу підвіски, одержати приведену жорсткість у необхідних межах.

Розглянемо інший підхід. Постановка задачі: необхідно відкоригувати довжину торсіона і знайти новий його діаметр за умови забезпечення припустимих дотичних напружень, приведеної жорсткості підвіски в межах (2) і збереження необхідного динамічного ходу підвіски.

а) Нехай за умовами компоновки довжину заневоленого торсіона l_T необхідно зменшити з 2,39 м до 2,0 м.

Використовуючи вираз (14), можна записати:

$$\psi = \frac{2\pi \cdot l_T \cdot [\tau_m] \cdot d_T^3 - 32 \cdot l_T \cdot M_{CT}}{\pi \cdot G \cdot d_T^4} = \frac{a \cdot d_T^3 - b}{c \cdot d_T^4}, \quad (16)$$

де:

$$a = 2\pi \cdot l_T \cdot [\tau_m]; \quad b = 32 \cdot l_T \cdot M_{CT}; \quad c = \pi \cdot G.$$

Візьмемо похідну від виразу (16) по d_T :

$$\frac{d\psi}{dd_T} = \frac{3a \cdot d_T^2 \cdot c \cdot d_T^4 - 4c \cdot d_T^3 (a \cdot d_T^3 - b)}{(c \cdot d_T^4)^2}. \quad (17)$$

Прирівнявши даний вираз нулю, можна отримати:

$$3acd_T^6 - 4acd_T^6 + 4cbd_T^3 = 0; \Rightarrow d_T = \sqrt[3]{\frac{4b}{a}} = \sqrt[3]{\frac{64 \cdot M_{CT}}{\pi \cdot [\tau_m]}}. \quad (18)$$

Зміст виразу (18) полягає у наступному: при заданих моменті торсіона M_{CT} в статичному положенні та припустимих дотичних напруженнях, максимальний динамічний хід підвіски (характеризується кутом ψ) буде мати місце при діаметрі торсіона, обчисленому по виразу (18).

Для розглянутого прикладу він дорівнює:

$$M_{CT} = N_{ZCT} \cdot R \cdot \cos\beta = 10641,6 \text{ н} \cdot \text{м};$$

$$d_T = \sqrt[3]{\frac{64 \cdot 10641,6}{3,14 \cdot 1350 \cdot 10^6}} = 0,0544 \text{ м}.$$

Приймаємо $d = 0,054 \text{ м}$.

За допомогою виразу (16) визначимо кут ψ :

$$\psi = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 2 \cdot 1350 \cdot 10^6 \cdot 0,054^3 - 32 \cdot 2 \cdot 10641,6}{3,14 \cdot 8,2 \cdot 10^{10} \cdot 0,054^4} = 0,9049 (52^\circ).$$

Приймаємо $\psi = 0,9$ (зменшення ψ дає запас по дотичних напруженнях). Уточнимо жорсткість торсіона, використовуючи вираз (13):

$$C_T = \frac{8,2 \cdot 10^{10} \cdot 3,14 \cdot 0,054^4}{32 \cdot 2} = 34,19 \frac{\text{кН} \cdot \text{м}}{\text{рад}}.$$

Визначимо статичний хід підвіски:

$$\psi_0 = \frac{M_{CT}}{C_T} = 0,3112 (17,9^\circ); \quad h_{CT} = R[\sin(\beta + \psi_0) - \sin(\beta)] = 0,084 \text{ м}.$$

Визначимо приведену жорсткість підвіски в статичному стані:

$$C_n = \frac{N_{ZCT}}{h_{CT}} = 408,8 \frac{\text{кН}}{\text{м}}.$$

Отже, приведена жорсткість за межі (2) не виходить.

Знайдемо величину динамічного ходу:

$$h_0 = R[\sin(\beta) + \sin(\psi')] = 0,33 \text{ м}; \quad \text{де } \psi' = \psi - \beta = 16,65^\circ.$$

Таким чином, при укорочуванні торсіона з 2,39 м до 2,0 м динамічний хід підвіски зменшився з 0,35 м до 0,33 м.

Оцінимо максимальні дотичні напруження:

$$\tau_{max} = \frac{16[M_{CT} + C_T \psi]}{\pi d_T^3} = 1340 \text{ МПа};$$

що не виходить за припустимі межі.

б) Нехай за умовами компоновки, довжину заневоленого торсіона l_T необхідно збільшити з 2,39 м до 2,5 м. При цьому, внаслідок зменшення його жорсткості C_T , а, отже, і максимального моменту M_{Tmax} , є можливість зменшити і його діаметр d_T .

Спробуємо зменшити діаметр d_T із 0,048 м до 0,046 м.

По формулі (11) визначимо припустимий максимальний момент торсіона:

$$[M_{Tmax}] = \frac{3,14 \cdot 1350 \cdot 10^6 \cdot 0,046^3}{16} = 25778,4 \text{ н} \cdot \text{м}.$$

По формулі (12) визначимо діючий максимальний момент при повному куті закрутки торсіона:

$$M_{Tmax} = 10641,6 + \frac{8,2 \cdot 10^{10} \cdot 3,14 \cdot 0,046^4}{32 \cdot 2,5} \cdot 0,9631 = 24280,4 \text{ н} \cdot \text{м}.$$

Таким чином, $M_{Tmax} < [M_{Tmax}]$.

Визначимо приведену жорсткість підвіски C_n . По формулі (13) жорсткість торсіона буде дорівнювати:

$$C_T = \frac{8,2 \cdot 10^{10} \cdot 3,14 \cdot 0,046^4}{32 \cdot 2,5} = 14,16 \frac{\text{кН} \cdot \text{м}}{\text{рад}}.$$

Тоді:

$$\psi_0 = \frac{M_{CT}}{C_T} = \frac{10641,6}{14160} = 43,2^\circ;$$

$$h_{CT} = R[\text{Sin}(\beta + \psi_0) - \text{Sin}(\beta)] = 0,152 \text{ м},$$

звідки випливає:

$$C_n = \frac{N_{ZCT}}{h_{CT}} = \frac{34,34}{0,152} = 225,9 \frac{\text{кН}}{\text{м}}.$$

Отримана величина задовольняє умові (2), однак, статичний хід підвіски вийшов за межі 0,13 м. Отже, необхідно або збільшити жорсткість торсіона, або залишити її без зміни, але в подальших розрахунках параметрів плавності ходу врахувати утримуючий зв'язок гусениці та враховувати на те, що в дійсності статичний хід не перевищить величину 0,13 м.

Оцінимо максимальні дотичні напруження:

$$\tau_{max} = \frac{16(M_{CT} + C_T \cdot \psi)}{\pi \cdot d_T^3} = 1271 \text{ МПа}.$$

Якщо оптимальна приведена жорсткість $C_{n,opt}$ була визначена в процесі оптимізації параметрів підвіски, то за допомогою представлених вище залежностей

необхідно уточнити довжину та діаметр торсіона, а також кінематику підвіски, щоб забезпечити реалізацію зазначеної приведеної жорсткості.

10. Побудуємо пружну характеристику підвіски, яка представляє собою залежність вертикальної реакції ґрунту на котку N_z від вертикального ходу підвіски h_k . З рівняння рівноваги балансира випливає, що:

$$N_z = \frac{C_T \cdot \psi^*}{R \cdot \cos(\beta + \psi_0 - \psi^*)}, \quad (19)$$

де ψ^* – кут закрутки торсіона, що відлічується від вивішеного положення підвіски.

У той же час:

$$h_k = R [\sin(\beta + \psi_0) - \sin(\beta + \psi_0 - \psi^*)]. \quad (20)$$

Таким чином, задаючи з певним кроком значення ψ^* , можна побудувати графік залежності $N_z = \Phi(h_k)$.

Нехай вихідні дані підвіски відповідають пункту **9а**. Тоді:

$$C_T = 34,19 \frac{\text{кН} \cdot \text{м}}{\text{рад}}; \psi_0 = 0,3112; \beta = 0,6151; R = 0,38 \text{ м}; \psi_{\max} = 1,2112.$$

Задамо крок зміни ψ^* , рівним 0,1 рад та, використовуючи вираз (19), (20), побудуємо пружну характеристику підвіски, яка представлена на рис. 2.

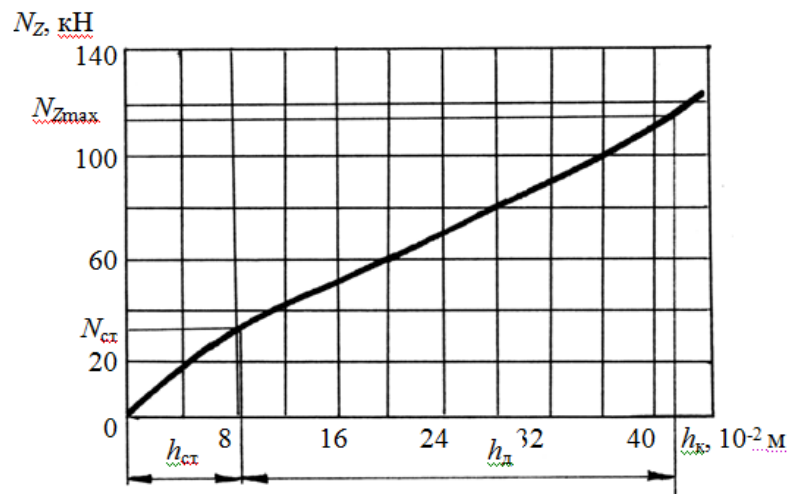


Рисунок 2 – Пружна характеристика торсіонної підвіски

Як випливає з даного малюнка, пружна характеристика розглянутої торсіонної підвіски практично лінійна. Отже, приведену жорсткість підвіски C_n можна вважати постійною, такою, що не залежить від переміщення опорного котка.

Висновки. Розроблено методику розрахунку параметрів торсіонної підвіски транспортних засобів, що забезпечує її максимальний динамічний хід, при заданій довжині торсіона, відповідно до необхідної приведеної жорсткості підвіски. Методика дозволяє підвищити точність розрахунків параметрів торсіонної підвіски, що позитивно позначиться на плавності ходу транспортного засобу. Також, у випадку подальшої параметричної оптимізації параметрів торсіонної підвіски, вона дозволить одержати

компоненти вихідного вектора проектних параметрів і визначити обмеження, що на них накладаються.

Список літератури: 1. Успенский И.Н. Проектирование подвески автомобиля / И.Н. Успенский, А.А. Мельников. – М.: Машиностроение, 1976. – 168 с. 2. Марецкий П.К. Влияние режимов движения танка на выбор характеристик системы поддресоривания / П.К. Марецкий, В.А. Селивановских, В.Я. Хасеневич // Вестник бронетанковой техники. – 1988. – №9. – С. 48–51. 3. Дмитриев А.А. Определение малых колебаний остова гусеничного трактора / А.А. Дмитриев, В.А. Савочкин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2001. – №4. – С. 23–25. 4. Кузнецов В.А. Конструирование и расчет автомобиля. Подвеска автомобиля: учебное пособие / В.А. Кузнецов, И.Ф. Дьяков – Ульяновск: УлГТУ, 2003. – 64 с. 5. Жадан В.А. О совершенствовании системы поддресоривания, направленном на повышении подвижности танка / В.А. Жадан, В.А. Кононенко, В.М. Кудров [и др.] // Механіка та машинобудування. – 2004. – №2. – С. 148–153. 6. Жадан В.А. О модернизации систем поддресоривания военных гусеничных машин / В.А. Жадан, В.П. Подольский, И.Г. Радченко // Механіка та машинобудування. – 2006. – №1. – С. 135–140. 7. Ребров А.Ю. Математическая модель колебаний остова гусеничного трактора с учетом нелинейности характеристики подвески / А.Ю. Ребров, Т.В. Мирошниченко // Вестник НТУ «ХПИ». – 2007. – №33. – С. 155–158. 8. Кувшинов В.В. Методы расчета многоцелевых гусеничных и колесных машин (расчет элементов системы поддресоривания): учебное пособие / В.В. Кувшинов ч.2. МАДИ(ГТУ). – М., 2009. – 25 с. 9. Дущенко В.В. Недостатки, причины их возникновения и противоречия развития известных физических принципов действия упругих элементов систем поддресоривания военных гусеничных и колесных машин / В.В. Дущенко // Вестник НТУ «ХПИ». – 2007. – Вып.33. – С. 46–52. 10. Математическое моделирование процессов возмущенного движения агрегатов и систем бронетанковой техники / Е.Е. Александров, Д.О. Волонцевич, В.В. Дущенко [и др.]; – Харьков: НТУ «ХПИ», 2012. – 354 с.

Bibliography (transliterated): 1. Uspenskij I.N. Proektirovanie podveski avtomobilja / I.N. Uspenskij, A.A. Mel'nikov. – М.: Mashinostroenie, 1976. – 168 s. 2. Mareckij P.K. Vlijanie rezhimov dvizhenija tanka na vybor harakteristik sistemy podressorivaniija / P.K. Mareckij, V.A. Selivanovskih, V.Ja. Hasenevich // Vestnik bronetankovoj tehniki. – 1988. – №9. – S. 48–51. 3. Dmitriev A.A. Opredelenie malyh kolebanij ostova gusenichnogo traktora / A.A. Dmitriev, V.A. Savochkin // Traktory i sel'skohozjajstvennyye mashiny. – 2001. – №4. – S. 23–25. 4. Kuznecov V.A., Konstruirovanie i raschet avtomobilja. Podveska avtomobilja: uchebnoe posobie / V.A. Kuznecov, I.F. D'jakov – Ul'janovsk: UIGTU, 2003. – 64 s. 5. Zhadan V.A. O sovershenstvovanii sistemy podressorivaniija, napravlennom na povyshenii podvizhnosti tanka / V.A. Zhadan, V.A. Kononenko, V.M. Kudrov [i dr.] // Mehanika ta mashinobuduvannja. – 2004. – №2. – S. 148–153. 6. Zhadan V.A. O modernizacii sistem podressorivaniija voennyh gusenichnih mashin / V.A. Zhadan, V.P. Podol'skij, I.G. Radchenko // Mehanika ta mashinobuduvannja. – 2006.– №1. – S. 135–140. 7. Rebrov A.Ju. Matematicheskaja model' kolebanij ostova gusenichnogo traktora s uchetov nelinejnosti harakteristiki podveski / A.Ju. Rebrov, T.V. Miroshnichenko // Vestnik NTU «HPI». – 2007. – №33. – S. 155–158. 8. Kuvshinov V.V. Metody rascheta mnogocelevyh gusenichnyh i kolesnyh mashin (raschet jelementov sistemy podressorivaniija): uchebnoe posobie / V.V. Kuvshinov ch.2. MADI(GTU). – М., 2009. – 25 s. 9. Dushhenko V.V. Nedostatki, prichiny ih vznikovenija i protivorechija razvitija izvestnyh fizicheskikh principov dejstvija uprugih jelementov sistem podressorivaniija voennyh gusenichnyh i kolesnyh mashin / V.V. Dushhenko // Vestnik NTU „HPI“. – 2007. – Vyp.33. – S. 46–52. 10. Matematicheskoe modelirovanie processov vozmushhennogo dvizhenija agregatov i sistem bronetankovoj tehniki / E.E.Aleksandrov, D.O. Voloncevich, V.V. Dushhenko [i dr.]; – Har'kov: NTU «HPI», 2012. – 354 s.

Надійшла (received) 01.04.2014