

ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ ПІДВІСКИ НА НЕЛІНІЙНІ КОЛИВАННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

© Кузьо І.В., Сокіл Б.І, Палюх В.М., 2007

Досліджено вплив параметрів підвіски на комфортабельність перевезення пасажирів і вантажів. На основі запропонованої нелінійної моделі зв'язку між деформацією підвіски і відновлювальною силою отримано диференціальні рівняння вертикальних коливань транспортних засобів як багатомасової системи. За допомогою аналізу розв'язків останніх вибрано оптимальні значення параметрів підвіски.

Influence of parameters of pendant is explored on the comfort of carrying passengers and loads. On the basis of the offered nonlinear model of connection between deformation of pendant and recuperative force, differential equalizations of vertical vibrations of vehicles of transports are got, as much mass system. By the analysis of decisions last, the optimum values of parameters of pendant are chosen.

Постановка проблеми. Досвід експлуатації автомобільного транспорту (АТ) показує, що нерівності доріг спричиняють коливні процеси вузлів і агрегатів транспортного засобу, тим самим призводять до погіршення його експлуатаційно-технічних властивостей та комфортабельності перевезення пасажирів і вантажів. Для зменшення впливу нерівностей дороги на комфортабельність перевезення вантажів і пасажирів використовують різного виду підвіски (підресорювання). Аналіз різноманітних систем підресорювання АТ, а також процес їхньої роботи показує [1–3], що здебільшого виникає необхідність встановлення таких пружних елементів, які мають порівняно невелику відновлювальну силу біля положення статичної рівноваги і забезпечують значне її зростання при значних деформаціях підвіски. Такі характеристики можуть мати підвіски із нелінійною залежністю пружної сили від її деформації. Вказані залежності можна описати, наприклад, співвідношенням вигляду $F = c\Delta^{\nu}$, в якому F – відновлювальна (пружна) сила, Δ – деформація підвіски, ν – показник нелінійності, c – коефіцієнт пропорційності. Крім вказаної особливості підвіски транспортних засобів (ТЗ) не менш важливою проблемою є забезпечення допустимого рівня частоти вібрацій, які діють на водія чи пасажирів. Ці комплексні проблеми виникають під час проектування нових транспортних засобів і є предметом досліджень цієї статті. Найбільша комфортабельність перевезення пасажирів відбувається під час зміни частоти коливань кузова в діапазонах 0,5–5 Гц. Сучасний стан автомобільних доріг та експлуатаційні вимоги щодо ТЗ, зокрема міських автобусів, накладають обмеження на вертикальні коливання кузова: амплітуда вертикальних коливань кузова не повинна перевищувати 0,10 м [1–3]. Тому необхідно вибрати параметри нелінійної підвіски так, щоб амплітудно-частотна характеристика коливань кузова автобуса не виходила за вказані вище межі. Розрахункова схема ТЗ показана на рис. 1, і вона враховує найхарактерніші його особливості.

Під час складання розрахункової схеми ТЗ прийнято такі припущення: 1) підресорена частина ТЗ (автобуса) є твердим тілом, що має поздовжню вісь симетрії; 2) центр мас підресореної частини автобуса знаходиться у площині симетрії і рухається в горизонтальному напрямку з сталою швидкістю; 3) впливом поздовжніх і поперечних реакцій дороги на вертикальні коливання автобуса нехтуємо; 4) коливання мас автобуса малі; 5) елементи підресорення (амортизатори) мають нелінійну характеристику вигляду $F = c\Delta^{\nu}$; 6) пружні характеристики коліс задовольняють

лінійне співвідношення; 7) силами опору, які порівняно із пружними силами малі, під час складання рівнянь руху нехтуємо.

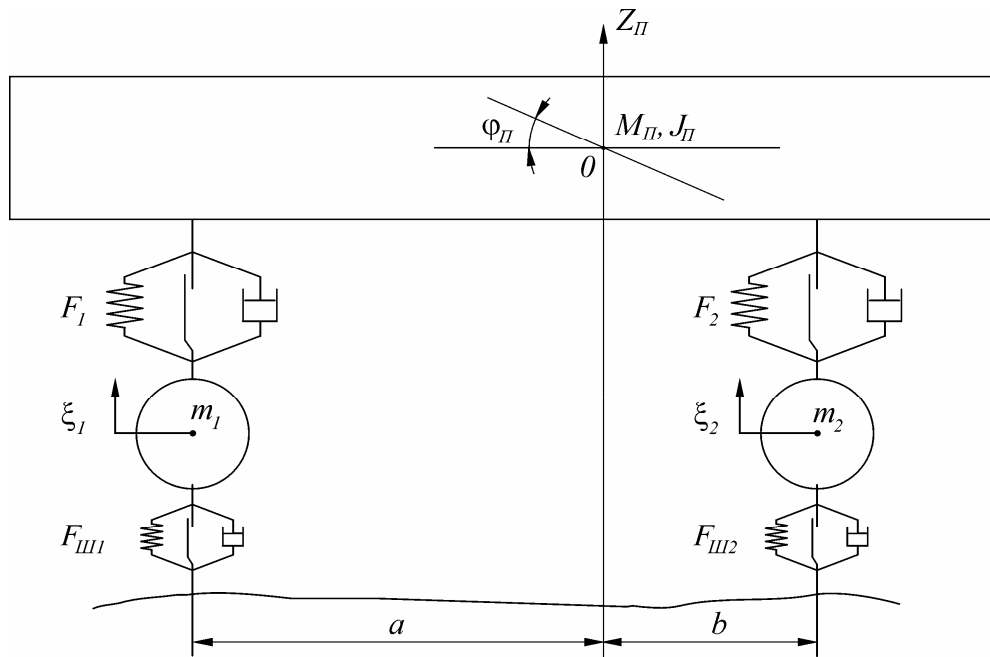


Рис. 1. Розрахункова схема ТЗ

Основні співвідношення динаміки запропонованої моделі автобуса щодо системи координат, вказаної на рис. 1, набувають вигляду

$$\begin{aligned}
 M_{\Pi} \ddot{z}_{\Pi} &= -F_1 - F_2 - M_{\Pi} g, \\
 I_{\Pi} \ddot{\varphi}_{\Pi} &= -F_1 a + F_2 b, \\
 m_1 \ddot{\xi}_1 &= -F_{ш1} + F_1 - m_1 g, \\
 m_2 \ddot{\xi}_2 &= -F_{ш2} + F_2 - m_2 g,
 \end{aligned} \tag{1}$$

в яких M_{Π} – підресорена маса автобуса, I_{Π} – її момент інерції щодо горизонтальної осі, яка проходить через центр маси і перпендикулярна до площини руху, m_1, m_2 – відповідно маси переднього і заднього моста (непідресорні маси), F_1, F_2 – нелінійні сили, які діють з боку передньої і задньої підвіски на підресорну масу, $F_{ш1}, F_{ш2}$ – пружні характеристики сил передніх і задніх коліс, які, вважається, задовольняють лінійний закон $F_{шi} = c_{шi} \Delta_{шi}$.

Під час дослідження динамічних процесів вказаного транспортного засобу силами тертя і силами опору, які за величиною значно менші від згаданих вище пружних сил, нехтуємо. З врахуванням вказаного вище, система рівнянь (1) набуває вигляду

$$\begin{aligned}
 M_{\Pi} \ddot{z}_{\Pi} + c_1 (z_{\Pi} - z_{\Pi}^* - \xi_1 + a \varphi_{\Pi})^{\nu} + c_2 (z_{\Pi} - z_{\Pi}^* - \xi_2 - b \varphi_{\Pi})^{\nu} &= M_{\Pi} g, \\
 I_{\Pi} \ddot{\varphi}_{\Pi} + c_1 a (z_{\Pi} - z_{\Pi}^* - \xi_1 + a \varphi_{\Pi})^{\nu} - c_2 b (z_{\Pi} - z_{\Pi}^* - \xi_2 - b \varphi_{\Pi})^{\nu} &= 0, \\
 m_1 \ddot{\xi}_1 + c_{ш1} \xi_1 - c_1 (z_{\Pi} - z_{\Pi}^* - \xi_1 + a \varphi_{\Pi})^{\nu} &= 0, \\
 m_2 \ddot{\xi}_2 + c_{ш2} \xi_2 - c_2 (z_{\Pi} - z_{\Pi}^* - \xi_2 - b \varphi_{\Pi})^{\nu} &= 0,
 \end{aligned} \tag{2}$$

де z_{Π}^* – статична деформація нелінійно-пружної підвіски автобуса.

Отримати для загального випадку аналітичний розв’язок системи (2) нелінійних рівнянь не вдається. Аналіз руху ТЗ показує, що коливання підресореної маси автобуса навколо поперечної осі малі і низькочастотні, а тому їх вплив на комфортність автобуса незначний. Це дозволяє

останню систему диференціальних рівнянь записати у вигляді

$$\begin{aligned} M_{\Pi} \ddot{z}_{\Pi} + c_1(z_{\Pi} - z_{\Pi}^* - \xi_1)^{\nu} + c_2(z_{\Pi} - z_{\Pi}^* - \xi_2)^{\nu} &= -M_{\Pi} g, \\ m_1 \ddot{\xi}_1 + c_{Ш_1} \xi_1 - c_1(z_{\Pi} - z_{\Pi}^* - \xi_1)^{\nu} &= 0, \\ m_2 \ddot{\xi}_2 + c_{Ш_2} \xi_2 - c_2(z_{\Pi} - z_{\Pi}^* - \xi_2)^{\nu} &= 0. \end{aligned} \quad (3)$$

У серійних і розроблюваних ТЗ коефіцієнти жорсткості пружних шин значно більші від відповідних коефіцієнтів підресорних амортизаторів, тобто $c_{Ш_i} \gg c_i$, $i = 1, 2$. З урахуванням останнього, систему диференціальних рівнянь (3) можна записати у вигляді

$$\begin{aligned} M_{\Pi} \ddot{z}_{\Pi} + (c_1 + c_2) z_{\Pi}^{\nu} &= \nu (c_1 (\xi_1 + z_{\Pi}^*) + c_2 (\xi_2 + z_{\Pi}^*)) z_{\Pi}^{\nu-1} - M_{\Pi} g, \\ m_1 \ddot{\xi}_1 + c_{Ш_1} \xi_1 &= c_1 (z_{\Pi} - z_{\Pi}^* - \xi_1)^{\nu}, \\ m_2 \ddot{\xi}_2 + c_{Ш_2} \xi_2 &= c_2 (z_{\Pi} - z_{\Pi}^* - \xi_2)^{\nu}. \end{aligned} \quad (4)$$

Для аналізу впливу параметрів системи на її динамічний процес розглянемо відповідну їй незбурену, тобто

$$\begin{aligned} M_{\Pi} \ddot{z}_{\Pi} + (c_1 + c_2) z_{\Pi}^{\nu} &= 0, \\ m_1 \ddot{\xi}_1 + c_{Ш_1} \xi_1 &= 0, \\ m_2 \ddot{\xi}_2 + c_{Ш_2} \xi_2 &= 0. \end{aligned} \quad (5)$$

Розв'язки системи рівнянь (5), як випливає з [4], можна записати у вигляді

$$\begin{aligned} z_{\Pi} &= a \cos(\omega(a)t + \vartheta), \\ \xi_i &= a_i \cos(\omega_i + \vartheta_i), \quad i = 1, 2, \end{aligned} \quad (6)$$

де a, a_i – амплітуди вертикальних коливань підресореної частини автобуса та переднього ($i = 1$) і заднього ($i = 2$) його мостів, $\omega(a), \omega_i, \vartheta, \vartheta_i$ – частоти і початкові фази коливань вказаних вище частин автобуса. Частоти коливань вказаних частин досліджуваної моделі автобуса визначаються через параметри системи у вигляді

$$\omega(a) = \pi \Pi^{-1}(1, \pi) \sqrt{\frac{c_1 + c_2}{M_{\Pi}} \frac{\nu + 1}{2} a^{\frac{\nu-1}{2}}}, \quad \omega_i = \sqrt{\frac{c_{Ш_i}}{m_i}}. \quad (7)$$

Визначити однозначно із вказаних вище співвідношень невідомі параметри c_1, c_2, ν так, щоб частота коливань підресореної частини ТЗ задовольняла технічні умови його експлуатації не вдається. Тому для однозначного їх знаходження використаємо умову: комфортабельність транспортного засобу буде забезпечуватись, якщо кінематичні і динамічні характеристики підресореної частини задовольняють умову мінімуму функціоналу

$$N = \frac{2}{T} \int_0^{\frac{T}{2}} \left| (c_1 + c_2) (z_{\Pi} - z_{\Pi}^*)^{\nu} V_{\Pi}(t) \right| dt, \quad (8)$$

в якому $V_{\Pi}(t)$ – швидкість руху підресореної частини автобуса ($V_{\Pi}(t) = \dot{z}_{\Pi}(t)$), T – період його коливань.

Враховуючи (5), (6), після інтегрування отримуємо

$$N = \sqrt{\frac{c_1 + c_2}{M_{\Pi}}} \frac{c_1 + c_2}{\sqrt{2(\nu + 1)}} a^{\frac{\nu-1}{2}} \left[(a + z_{\Pi}^*)^{\nu+1} - (a - z_{\Pi}^*)^{\nu+1} \right]. \quad (9)$$

Із необхідної умови мінімуму функціоналу (9) ($\frac{\partial N}{\partial a} = 0$), знаходимо друге співвідношення для знаходження невідомих параметрів c_1, c_2 і ν

$$\frac{1}{2}[(k-1)^{v+1} - (k+1)^{v+1}] \ln kz_{II}^* + (k-1) \ln(k-1)z_{II}^* - (k+1) \ln(k+1)z_{II}^* = \quad (10)$$

$$= 2(v+1)[(k-1)^{v+1} - (k+1)^{v+1}]$$

$$\text{де } k = \frac{a}{z_{II}^*} = a \left(\frac{c_1 + c_2}{M_{II} g} \right)^{\frac{1}{v}}$$

На рис. 2 зображено залежності нелінійної пружної сили від деформації пружного елемента при значеннях параметрів підвіски, які отримано за допомогою теоретичних розрахунків (крива 4) при таких значеннях параметрів: повна маса ТЗ 18000 кг; підресорена маса з повним навантаженням. 16500 кг; момент інерції підресореної маси 136000 кг м²; відстань від центра підресореної маси до: передньої осі 4.5 м; задньої осі 2.4 м; сумарний коефіцієнт жорсткості шин (передніх) – 1570 кН·м⁻¹ і задніх –3140 кН·м⁻¹, а також криві, побудовані на основі експериментальних досліджень: для звичайних серійних пружних елементів – крива 1; серійних пружних елементів з додатковим об'ємом – крива 2; пружних елементів з поршнем зміненої конструкції і додатковим об'ємом – крива 3.

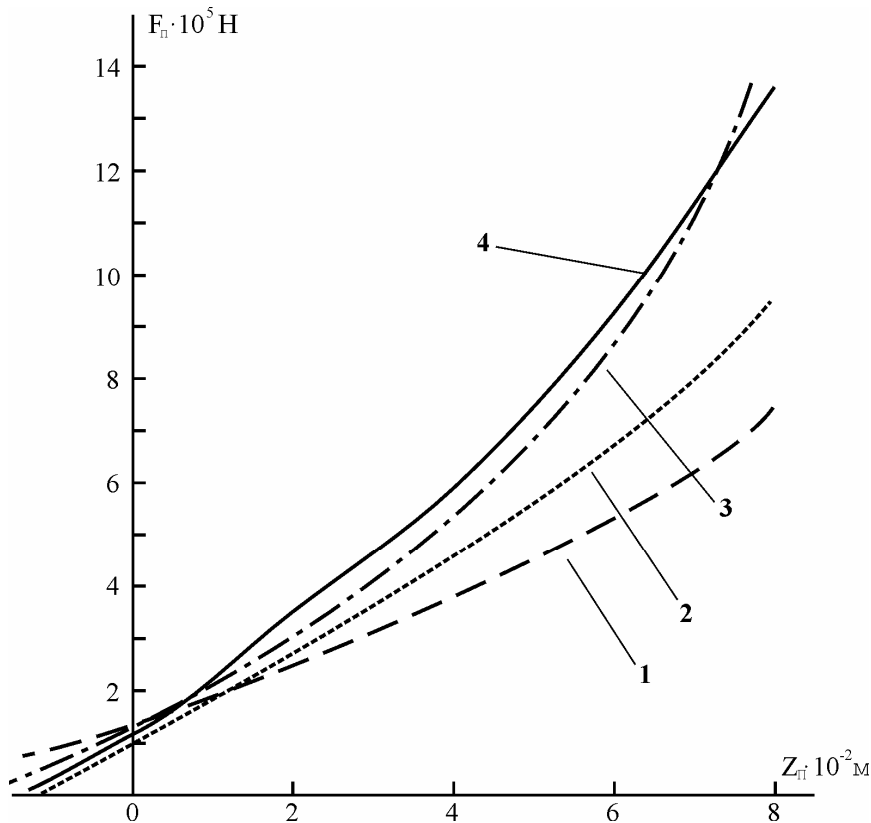


Рис. 2. Залежності пружної сили від деформації для розрахункової моделі підвіски (крива 4) і існуючих пневматичних балонів (криві 1–3)

Висновки. Із наведених графічних залежностей випливає: найменше відхилення теоретично отриманої кривої, яка виражає зв'язок пружної сили і деформації від аналогічних характеристик реально існуючих пневматичних підвісок, є для випадку залежності 3. Тому, на основі теоретичних розрахунків, рекомендовано використовувати для підресорювання пневматичні балони зміненої конструкції із додатковим об'ємом.

1. Автомобілі. Конструкція, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть / А.И. Гришкевич, Д.М. Ломако и др. – Минск: Вышэйш. шк., 1987. – 200 с. 2. Раймпель И.

Шасси автомобиля: Элементы подвески. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с. 3. Говоруценко И.Я. Основы теории эксплуатации автомобилей. – К.: Вища шк., 1971. – 232 с. 4. Сенник П.М. Про Ateb-функції // Доп. АН УРСР. – 1968. – № 1.- С. 23–26. 5. Сенник П.М. Обернення неповної Beta-функції // Укр. мат. журн. – 1969. – 21, № 3. – С. 325–333.

УДК 666.940.41, 539.3

І.В. Кузьо, Л.В. Дзюбик

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра теоретичної механіки

ВПЛИВ ПОЛОЖЕННЯ ГЕОМЕТРИЧНОЇ ОСІ НА МІЦНІСТЬ ОБЕРТОВИХ АГРЕГАТІВ

© Кузьо І.В., Дзюбик Л.В., 2007

Описано методику дослідження міцності обертових агрегатів неперервної дії із застосуванням стандартних математичних редакторів. Зокрема подано структурно-логічну схему розрахунку силових навантажень та діючих напружень. Визначено величину опорних моментів, реакцій та діючих у корпусі семиопорної печі напружень при вертикальних переміщеннях опор.

The method of research of durability of circulating aggregates of continuous action is presented with application of standard mathematical editors. The structurally-logical chart of calculation of the power loadings and operating tensions is given in particular. Results are got for a seven supporting stove at the vertical moving of supports.

Постановка проблеми та аналіз останніх досягнень і публікацій. У переважній більшості в промисловості будівельних матеріалів, чорної та кольорової металургії, хімічних виробництвах переробляють дрібнодисперсні сипкі матеріали зі специфічними властивостями. Вибираючи обладнання для переробки таких матеріалів після аналізу функціональних, економічних, екологічних та інших критеріїв, перевагу надають обертовим агрегатам неперервної дії, зокрема таким, як обертові печі, сушильні барабани, гранулятори, млини тощо.

На сучасному етапі значну увагу приділено як проблемі підвищення якості, надійності та довговічності створюваних машин і обладнання, так і питанням покращання показників призначення, які характеризують функціональні властивості обладнання (продуктивність, енергомісткість, паливна ощадливість тощо). Підтвердженням цьому є зростання виробництва будівельних матеріалів за останні кілька років. Створюються нові і модернізуються старі технологічні лінії. Це вимагає нових сучасних підходів до проектування, розрахунку та технічної діагностики обладнання. Відповідні теоретичні і експериментальні дослідження обертових агрегатів [1–5] проводили відповідно до вимог системи технічного обслуговування планово-попереджувальних ремонтів [6, 7]. Існуюче програмне забезпечення, що частково реалізує теоретичні напрацювання [8, 9], не відповідає сучасним вимогам і не дає змоги комплексно охопити та вирішити проблеми, які виникають з експлуатацією обладнання в сучасних умовах.

Постановка задачі. Метою статті є розробка сучасної методики розрахунку на міцність корпусів обертових агрегатів з відповідним програмним забезпеченням, а отримані під час обчислень результати подати не лише у текстовому, а й у графічному вигляді. Рекомендаційним є створення відповідного банку даних, що містить інформацію про існуючі в промисловості реальні обертові агрегати.

Основний матеріал. Для розв'язання поставленого завдання застосовано програмне забезпечення, яке побудоване на об'єктно-орієнтовному принципі. Це дає змогу на інтуїтивному рівні