

УДК 620.1.052

Л.Є. Пелевін, к.т.н. проф.;
Г.М. Мачишин, асист.(КНУБА, Київ)

ГІПОТЕЗА СПЕКТРАЛЬНОГО ПІДСУМОВУВАННЯ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ЕКВІВАЛЕНТНИХ НАВАНТАЖЕНЬ НА ТРАНСПОРТНИЙ ЗАСІБ

АННОТАЦІЯ. Розглянуто моделювання режимів навантажень на транспортний засіб за допомогою стенда та подані розрахунки на витривалість при різноманітних параметрах навантаження при моделюванні умов роботи машини

Ключові слова: моделювання, навантаження, стенд, параметри, умови

АННОТАЦИЯ. Рассмотрено моделирование режимов нагружений на машину с помощью стенда и представлены расчеты на выносливость при разнообразных нагружениях, моделируя условия работы машины

Ключевые слова: моделирование, нагружения, стенд, параметры, условия

SUMMARY. In this floor the design of the modes of loadings on a car by stenda and leadthrough of calculations is considered on endurance at the various parameters of loading, designing the various terms of work of machine

Key words: modeling, loads, stand, parameters, condition

Вступ

Для дослідження на втому та зношувальну довговічність елементів машин застосовують характерні полігонні та стендові випробовування.

Для повноцінного випробування машини на полігоні він повинен мати комплекс спеціальних доріг, а саме:

- динамометричну дорогу;
- площадку для випробування стійкості та маневреності;
 - шашкову дорогу;
 - дорогу з косими хвилями та виступами;
 - дорогу з прямими хвилями;
 - дорогу з крупним камінням.

До стендових випробувань ставляться такі основні вимоги:

- швидкість;
- контроль процесу;
- запис даних датчиків;
- еквівалентність режимів навантаження;
- моделювання нерівностей дорожнього полотна;
- моделювання режимів навантажень;
- наближення умов випробування до реальних експлуатаційних.

Мета і постановка задачі

Моделювання режимів навантаження на машину (що випробується), максимально

наближених до реальних експлуатаційних, за рахунок моделювання нерівностей дорожнього полотна для виявлення конструктивних недоліків машини незалежно від діаметра її коліс.

Виклад основного матеріалу

Основною проблемою при виборі режиму випробування складних багатокомпонентних машин є необхідність забезпечення достатньо тривалої роботи кожного вузла чи агрегату, що досліджується за умов, необхідних для виявлення його ресурсу та рівня відмови. Але кожному елементу машини властивий свій оптимальний режим роботи, при якому надійність елемента виявляється найбільш чітко і за найкоротші терміни.

Тому при виборі режиму випробування машини можливі різні варіанти, а саме:

1. Послідовне застосування ряду режимів, кожен з яких є оптимальним для одного вузла (агрегату) чи для групи вузлів (агрегатів);

2. Застосування одного компромісного режиму, який не є оптимальним для окремих вузлів (агрегатів), але який забезпечує прийнятне скорочення часу випробувань;

3. Поєднання варіантів 1 і 2.

Переважним видом механічних відмов є руйнування елементів від утомленості. Су-

часні засоби розрахунку довговічності від утомленості для випадкових навантажень викликають серйозні зауваження, так як в цьому випадку далеко не однозначним є поняття циклу змінного навантаження. В залежності від засобу циклоутворення (підрахунок розподілу екстремумів реалізації; розподіл перевищення заданого рівня; розподіл амплітуд; побудова спільного розподілу амплітуд та середніх значень «циклу» та ін.) розрахункові значення довговічності для деяких типів навантажень можуть різнитися у десятки разів.

Рівнозначне рішення задачі по визначенню еквівалентних навантажень дасть використання гіпотези спектрального підсумовування. Згідно цієї гіпотези, пошкодження від втоми, викликане кожною з гармонійних складових загального навантаження, не залежить від наявності інших складових, а при спільній дії декількох гармонік пошкодження від втоми дорівнює їх сумі викликаних кожною з гармонік окремо.

Отже, фактичне випадкове навантаження при розрахунках може бути замінене еквівалентним до них гармонійним або полігармонійним навантаженням. При цьому можуть зустрічатися наступні випадки:

1. *Навантаження* [1] $q(t)$ являє собою випадковий вузькосмуговий процес. Спектральна щільність $G_q(\omega)$ такого навантаження поблизу однієї з частот ω_1 має різкий сплеск, якому відповідає переважна частина площі між графіком функції $G_q(\omega)$ і віссю абсцис (рис. 1).

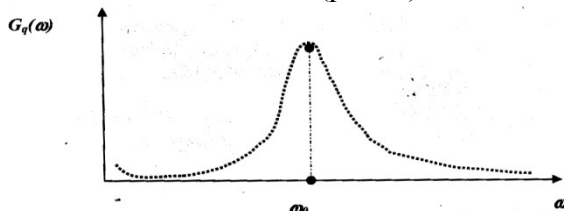


Рис. 1. Приклад спектральної щільності вузькосмугового випадкового процесу

Вищезазначене випадкове навантаження $q(t)$ можна замінити гармонійним навантаженням q_a за того ж середнього значення \bar{q} , частотою ω_1 і амплітудою

$$q_a = \sigma_q \sqrt{2^m} \sqrt{\Gamma\left(\frac{m}{2} + 1\right)}, \quad (1)$$

де σ_q - середньоквадратичне відхилення навантаження; Γ - гамма-функція Ейлера; m - показник ступеня кривої втоми.

2. *Навантаження* $q(t)$ є сумою n випадкових вузькосмугових процесів з частотами $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$. В цьому випадку його спектральна щільність $G_q(\omega)$ має n різних сплесків на частотах $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$, причому зони цих сплесків охоплюють в сумі переважну частину площі між графіком функції $G_q(\omega)$ і віссю абсцис.

За аналогією з попереднім випадком, вхідне випадкове навантаження у розрахунках можна представити у вигляді полігармонійного навантаження, постійна складова якого дорівнює \bar{q} , а окремі гармонійні складові мають частоти $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$ і амплітуди

$$q_{ai} = \sigma_{qi} \sqrt{2} \times \sqrt[m]{\Gamma\left(\frac{m}{2} + 1\right)}, \quad (2)$$

де $\sigma_{qi} = \sqrt{D_{qi}}$; D_{qi} - частина дисперсії навантаження $q(t)$, яка приходить на частоту ω_1 .

Однак, навантаження, що розглядається може бути зведене і до однієї єдиної частоти ω_0 , якщо використати гіпотезу спектрального підсумовування.

У відповідності до цієї гіпотези, в даному випадку еквівалентне гармонійне навантаження $q_{екв}$ при середньому значенні \bar{q} і частоті ω_0 буде мати амплітуду

$$q_{екв} = \sqrt{\sum_{i=1}^n q^2 \left(\frac{\omega_1}{\omega_0}\right)^{\frac{2}{m}}}, \quad (3)$$

або

$$q_{екв} = \sqrt[m]{\Gamma\left(\frac{m}{2} + 1\right)} \sqrt{2 \sum_{i=1}^n \sigma_{qi}^2 \left(\frac{\omega_i}{\omega_0}\right)^{\frac{2}{m}}}. \quad (4)$$

Частота ω_0 може бути вибрана довільно. Зокрема, вона може співпадати з однією з частот $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$.

Відтворення частот $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$ можливе на стенді [2], що містить поверхню, на якій містяться мікронерівності з заданим інтервалом.

В неробочому стані (рис. 2, 3) стенда, пружний елемент 15, що розташований в реверсорі 14, за допомогою тяг 12 і 13

зближує між собою на мінімальну відстань барабани 2 і 3 та відсовує ролик 4, стрічка 5 щільно прилягає до барабанів 2 і 3 та навантажувального ролика 4. Випробувальну машину 7 встановлюють колесами 6 на стрічку 5 між біговими барабанами 2 і 3.

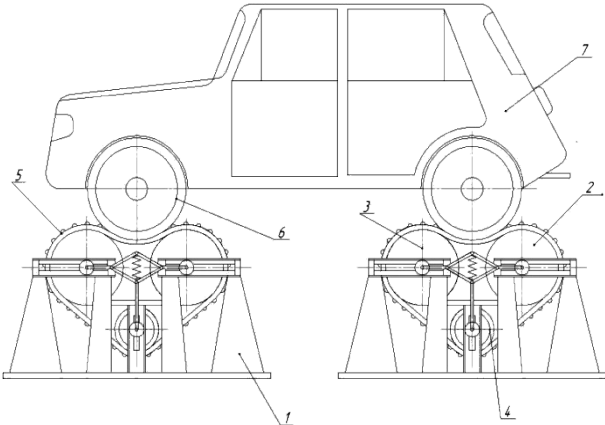


Рис. 2. Загальний вид стенда для випробування транспортних засобів:

1 – основа; 2, 3 – бігові барабани; 4 – натяжний ролик; 5 – нескінченна стрічка з мікронерівностями; 6 – колесо випробувальної машини; 7 – випробувальна машина

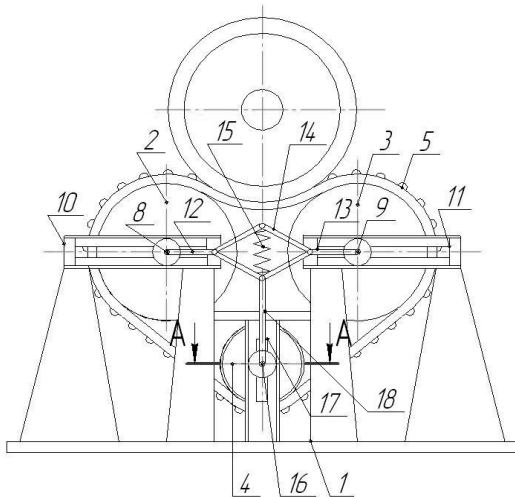


Рис. 3. Опора з встановленим колесом машини, що випробується:

1 – основа; 2, 3 – бігові барабани; 4 – натяжний ролик; 5 – нескінченна стрічка з мікронерівностями; 8, 9 – опорні вали; 10, 11 – направляючі опори; 12, 13 – тяги; 14 – реверсор (важільний ромб); 15 – пружний елемент; 16 – вал; 17 – напрямна опора; 18 – важіль

Під дією ваги машини 7 бігові барабани 2 і 3 розсуваються. Відстань, на яку можуть розсуватися бігові барабани 2 і 3, залежить від ваги машини 7 і жорсткості пружного

елемента 15, що дозволяє випробувати машини різної вантажопідйомності. Встановлення реверсора 14 дозволяє завжди мати натягнутою стрічку 5, що запобігає відносному проковзуванню між стрічкою 5 та натяжним роликом 4. При запуску двигуна машини 7, колесо 6, (яке знаходиться у зачепленні з стрічкою 5) починає обертати барабани 2 і 3 та натяжний ролик 4 з навантажувачем (рис. 4).

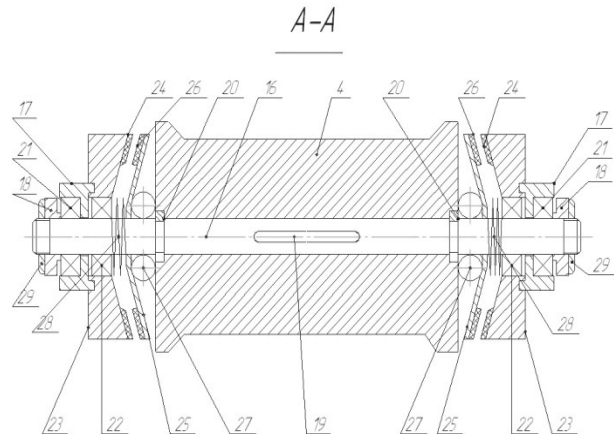


Рис. 4 Натяжний ролик з навантажувачем

4 – ролик; 17 – напрямні опори; 18 – важелі; 19 – шпонка; 20 – стопорні кільця; 21, 22 – підшипники; 23 – гальмівні диски; 24 – гальмівні накладки; 25 – похилі шайби; 26 – гальмівні накладки; 27 – кульки; 28 – пружні елементи; 29 – гайки

Під час обертання ролика 4 з валом 16 виникає відцентрова сила, що діє на кульки 27. Кульки 27 під дією відцентрової сили переміщують похилі шайби 25 з гальмівними накладками 26 в бік опор 17 на яких розміщено диски 23 з гальмівними накладками 24. При взаємодії накладок 24 і 26 відбувається гальмування. Відстань, на яку переміщуються похилі шайби 25, залежить від жорсткості пружного елемента 28, швидкості обертання ролика 4. При цьому зусилля притиснення гальмівної накладки 26 шайби 25 до гальмівної накладки 24 диска 23 і гальмівний момент буде тим більший, чим більша швидкість обертання коліс 6 машини 7. При випробуванні машини 7 стрічка 5 рухається під колесами 6 і за рахунок того, що під ними проходять мікронерівності, на машині 7, що випробується, створюються додаткові динамічні навантаження. Це наближає умови випробування до експлуатаційних.

Згідно досліджень [3] частота коливань автомобіля варіюється від 0,6 до 0,7 Гц, вона також залежить від жорсткості шин і відстаней від центра мас випробувальної машини до передньої та задньої осей автомобіля, а також відстаней від опорних поверхонь до центра мас. Проаналізувавши зв'язок цих характеристик з частотою коливань, були зроблені такі висновки:

1 – при збільшенні жорсткості шин частота коливань спадає, тобто прямує від 0,7 до 0,6 Гц;

2 – при приближенні центра мас до передньої осі частота коливань спадає, тобто прямує від 0,7 до 0,6 Гц;

3 – при зменшенні відстані від центра мас до опорної поверхні частота коливань зростає від 0,6 до 0,7 Гц.

При випробуваннях автомобіля на стенді вищезазначеної конструкції була поставлена ціль отримати частоту коливань автомобіля від 0,6 до 0,7 Гц. Під час проведення дослідів було встановлено, що на стрічці довжиною 6м потрібно розмістити одну мікронерівність для отримання частоти 0,65Гц, отже період

$$T = \frac{1}{\nu} = \frac{1}{0,65} = 1,54 \text{ (с)},$$

а швидкість руху стрічки

$$V = \frac{S}{T} = \frac{6}{1,54} = 3,9 \text{ (м/с)}.$$

Згідно розрахунків, для прискорення випробувань у 5 разів на стрічці даної довжини потрібно розмістити мікронерівності на відстані 1,2м одна від одної.

Отже, за допомогою стенда даної конструкції можливе моделювання вузькосмугового процесу із заданою частотою при однакових величинах мікронерівностей, але в натурних умовах найчастіше дорожнє покриття має різного типу нерівності і тому навантаження на транспортний засіб від нерівностей дорожнього полотна має вигляд широкосмугового процесу.

3. *Навантаження $q(t)$* , має широкий спектр частот і не містить частот, яким відповідала б значна частина загальної дисперсії процесу (рис. 5).

У цьому випадку випадкове навантаження $q(t)$, згідно гіпотезі спектрального

підсумовування, може бути замінене гармонійним навантаженням, що має середнє значення $\bar{\omega}$, довільно вибрану частоту ω і амплітуду

$$q_{екв} = \sigma_a \sqrt{2} \times m \sqrt{\frac{\omega_{екв}}{\omega}} \Gamma\left(\frac{m}{2} + 1\right), \quad (5)$$

$$\text{де } \omega_{екв} = \left[\int_0^\infty g(\omega) \omega^{\frac{2}{m}} d\omega \right]^2, \quad (6)$$

де $g_q = \frac{G_q(\omega)}{D_q}$ – нормована спектральна щільність навантаження.

Циклічну частоту ω рекомендується вибирати з умови

$$\omega \approx \omega_{оq} = 2\pi \bar{n}_{оq}, \quad (7)$$

де $\bar{n}_{оq}$ - середня частота коливань навантаження.

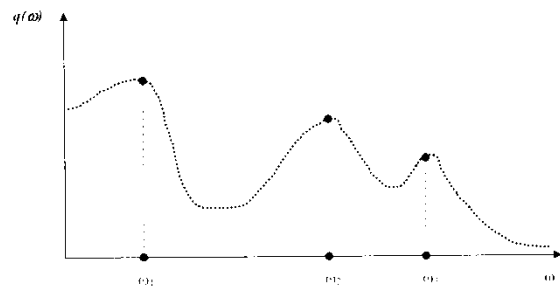


Рис. 5. Приклад широкосмугового випадкового процесу

Враховуючи, що при великій розбіжності частот, параметри кривих втими можуть декілька відрізнятися один від одного, доцільно замінювати випадкове фактичне навантаження не гармонійним, а полігармонійним навантаженням, що складається з 2-х — 4-х гармонік. Як циклічні для цих гармонік можна обирати частоти ω_i , що відповідають окремим максимумам спектральної щільності $G_q(\omega)$, або ті чи інші частоти в області великих ординат функції $G_q(\omega)$. Тоді амплітуди окремих гармонік будуть визначатися рівністю

$$q_{екв} = \sigma_a \sqrt{2} \times m \sqrt{\frac{\omega_{екв}}{\omega}} \Gamma\left(\frac{m}{2} + 1\right), \quad (8)$$

$$\omega_{екв} = \left[\frac{1}{D_{gi}} \int_{\omega_{\min i}}^{\omega_{\max i}} G_q(\omega) \omega^{\frac{2}{m}} d\omega \right]^{\frac{m}{2}}, \quad (9)$$

$$\sigma_{q_i} = \sqrt{D_{q_i}} \quad (10)$$

$$D_{g_i} = \int_{\omega_{\min_i}}^{\omega_{\max_i}} G_q(\omega) d\omega \quad (11)$$

У цих формулах: ω_{\min_i} для $i = 1$ дорівнює 0, для інших значень i $\omega_{\min_i} = 0,5(\omega_{i-1} + \omega_i)$; ω_{\max_i} для всіх значень, окрім останнього, дорівнює $0,5(\omega_{i-1} + \omega_i)$; для останнього значення $i \rightarrow \omega_{\max_i} = \infty$.

Суть даного засобу еквівалентного перетворення вхідного навантаження полягає в попередньому розподілі випадкових навантажень $q(t)$ на декілька випадкових складових $q_i(t)$ спектральна щільність кожного з яких дорівнює певній ділянці загальної спектральної щільності $G_q(\omega)$, і наступній заміні кожного з цих випадкових складових еквівалентною гармонійною складовою, згідно гіпотези спектрального підсумовування.

4. *Поєднання* полігармонійного і стаціонарного випадкових навантажень.

Полігармонійне навантаження складається з n гармонійних складових з амплітудами q_1, q_2, \dots, q_n і частотами $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$ зі значними розбіжностями. Припустимо, що амплітуда q_1 є найбільшою, тоді за базову доцільно вибрати частоту ω_1 .

Стаціонарна складова має дисперсію $D_q = \sigma_q^2$ і нормовану спектральну щільність $g_q(\omega)$.

Полігармонійне навантаження замінюємо гармонійною складовою, частота якої рівна ω_1 , а амплітуда

$$q_{екв} = \left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{\omega_i}{\omega_1} \right)^{\frac{2}{m}} q_i^2 \right]^{\frac{1}{2}} = q_1 \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{q_i}{q_1} \right)^2 \left(\frac{\omega_i}{\omega_1} \right)^{\frac{2}{m}}} \quad (12)$$

Випадкове стаціонарне навантаження замінюємо гармонійною складовою з частотою ω_1 і амплітудою

$$q_{екв} = \sigma_a \sqrt{2} \times m \sqrt{\frac{\omega_{екв}}{\omega_1} \Gamma\left(\frac{m}{2} + 1\right)} \quad (13)$$

Тепер змінимо дві отримані гармонійні складові з однаковою частотою ω_1 , однією складовою з тією ж частотою ω_1 і амплітудою, яка дорівнює

$$q_{екв} = \sqrt{q_{екв1}^2 + q_{екв2}^2} = q_1 \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{q_i}{q_1} \right)^2 \left(\frac{\omega_i}{\omega_1} \right)^{\frac{2}{m}} + 2 \left(\frac{\sigma_q}{q_1} \right)^2 \left(\frac{\omega_{екв}}{\omega_1} \right)^{\frac{2}{m}} k_{екв}^2} \quad (14)$$

$$\text{де } k_{екв} = m \sqrt{\Gamma\left(\frac{m}{2} + 1\right)} \quad (15)$$

Замість використання постійної складової навантаження при розрахунках \bar{q} можна змінити амплітуди гармонійних складових $q_{екв_i}$ згідно формули

$$q'_{екв_i} = q_{екв_{iu}} \left(1 + \frac{\Theta \cdot \bar{q}}{\sum_{i=1}^n q_{екв_i}} \right) \quad (16)$$

де Θ - коефіцієнт чутливості металу до асиметрії циклу.

Таким чином, при розрахунках на витривалість, дійсне випадкове навантаження можливо моделювати еквівалентним йому гармонійним або полігармонійним, причому вибір частоти і амплітуди навантаження можна проводити трьома засобами: збільшуючи частоту навантаження, підвищуючи амплітуду навантаження або збільшуючи обидва ці фактори водночас.

Отже для моделювання широкосмугового процесу необхідно розробити конструкцію стенда, яка б дала можливість відтворювати полігармонійні режими навантаження від нерівностей дорожнього полотна.

Це можливо змоделювати, якщо застосовувати на стенді незкінченну стрічку, в якій у процесі випробування транспортного засобу з'являється можливість змінювати крок та величину нерівностей. Можливо це при застосуванні стрічки з камерами, до яких повітря можливо підкачувати у процесі випробувань.

Висновки

При збільшенні амплітуди навантаження необхідно, щоб напруги в конструкції не

перевищували допустимих, при цьому частота навантаження не повинна наближатися до власної частоти випробувального об'єкту (явище резонансу). Дотримання даних умов дозволяє проводити розрахунок на витривалість при різних параметрах навантаження, моделюючи різноманітні умови роботи машини.

Література

1. *Пелевін Л.Є.* Підвищення надійності і довговічності приводів динамічних робочих органів будівельної техніки на основі стендових випробувань. Монографія. – Київ: Санкт-Петербург. – 2008. – С. 87-92.
2. *Пелевін Л.Є., Мачишин Г.М.* Стенд для випробування транспортних засобів. // Деклараційний патент на корисну модель № 35518, Бюл. № 18 від 25.09.2008.
3. *Назаров Л.В., Істомін В.П., Овсянніков С.І., Разарьонов Л.В., Жижнер А.І., Лещенко А.В.* Теоретичні дослідження динаміки малогабаритного пневмоколісного фронтального навантажувача при автоколюваннях // Вісник ХНАДУ / Зб. наук. праць – Харків: ХНАДУ. – 2007. – Вип. 38 – С. 13-17.

Рецензент: О.М. Гаркавенко, к.т.н., доц. (КНУ-БА)

Отримано: 16.02.2009 р.