

for vehicle dynamics analysis: Proc. Of 1-st international colloquium on tire models. Delft, oc. 21–22, 1991. P. 116–126. 4. Кручинин П.А., Магомедов М.Х., Новожилов И.В. Математическая модель автомобильного колеса на антиблокировочных режимах движения // Изв. РАН. Механика твердого тела. – 2001. – № 6. – С. 63–69. 5. Жечев М.М. Особенности описания математических моделей механических систем, включающих элементы с нулевыми массами // Техническая механика. – 1997. – № 6. – С. 112–125. 6. Пановко Я.Г., Губанова И.И. Устойчивость и колебания упругих систем. – М.: Наука, 1967. – 420 с. 7. Gim G., Nikravesh P.E. An analytic model of pneumatic tyres for vehicle dynamic simulations. Part 1: Pure slips // Int. J. of Vehicle Design/ – 1990. – No 6, vol. 11. – P. 589–618. 8. M.T.P. van Slagmaat. Tire models in aircraft landing gear simulation // Tire models for vehicle dynamics analysis: Proc. of 1-st international colloquium on tire models. Delft, oc. 21–22, 1991. – P. 108–115. 9. Clark S., Dodge R., Nybakken G. Dynamic properties of aircraft tires // J. aircraft. – 1974. – № 3, vol. 11. – P. 166–172. 10. Лобас Л.Г. Неголономные модели колесных экипажей. – К.: Наук. думка, 1986. – 232 с. 11. Лобас Л.Г., Вербицкий В.Г. Качественные и аналитические методы в динамике колесных машин. – К.: Наук. думка, 1990. – 232 с.

УДК 620.311.82

І.Д. ПУЗЬКО

Сумський державний університет

ОДИН КЛАС СПОСОБІВ ВИПРОБУВАННЯ ОБ'ЄКТІВ НА ВІБРОМІЦНІСТЬ

© Пузько І.Д., 2006

Отримано аналітичні співвідношення для визначення швидкості розгортки частоти сигналу збуджувальної вібростенд дії. Враховано нелінійність зміщення за частотою максимуму динамічного резонансного піка відносно максимуму статичного від швидкості розгортки частоти сигналу збуджувальної дії.

In the article analytic relationships for evaluation of scanning rate of actuating signal frequency of vibration exciter at vibration test operation is obtained. Nonlinearity of shift in frequency of maximum of dynamic resonance peak relative to maximum of static one from frequency scanning rate is considered.

Вступ. Під час вібровипробувань на віброміцність, для розроблення нових технологічних режимів застосовують режим сканування частоти сигналу збуджуваної вібростенд дії [1, 2, 3].

Метод розгортки частоти сигналу збудження для реалізації режиму сканування частоти дає можливість виділити клас способів випробування об'єктів на віброміцність, чим зменшити часовий інтервал формування заданого програмою числа циклів навантаження під час вібровипробувань. Це зменшує часовий інтервал виробітку ресурсу випробовуваного об'єкта за рахунок реалізації режимів неусталених коливань у разі розгортки частоти сигналу збудження в зонах резонансних піків амплітудно-частотних характеристик (АЧХ) випробовуваних об'єктів.

Аналіз останніх досліджень. Відомий спосіб випробування об'єктів на віброміцність, заснований на методі розгортки сигналу збуджувальної дії, який забезпечує оцінку часового інтервалу формування заданого за програмою числа циклів навантаження випробовуваного об'єкта та заданої постійної швидкості розгортки частоти сигналу збудження за лінійним законом [4]. За цим

способом коефіцієнт прискорення вібровипробувань визначають діленням ширини смуг пропускання динамічного і статичного резонансних піків на рівнях половинної потужності.

За таким способом не наведено умови вибору величини швидкості сканування частоти сигналу збуджувальної вібростенди дії.

Відомий спосіб випробування об'єктів на віброміцність [5], згідно з яким величину швидкості розгортки частоти сигналу збудження визначають співвідношенням

$$V_{\text{зад}} = V_{\text{max}} \sqrt{\frac{Y_{\text{Гр}} - Y_{\text{зад}}}{Y_{\text{Гр}} - Y_{\text{max}}}}, \quad (1)$$

де V_{max} – величина швидкості розгортки частоти, що відповідає максимально можливій для застосованого типу вібростенди; $Y_{\text{Гр}}$ – рівень вібропереміщення (віброприскорення), що відповідає максимально можливому за технічними характеристиками рівню для застосованого типу вібростенди; $Y_{\text{зад}}$ – рівень вібропереміщення (віброприскорення), що відповідає заданому за програмою вібровипробувань; Y_{max} – рівень вібропереміщення (віброприскорення), що відповідає значенню максимуму обвідної напіврозмахів коливань за швидкості V_{max} розгортки частот.

Недолік наведеного способу випробування об'єктів на віброміцність – відсутність можливості урахування верхньої частоти діапазону частот АЧХ під час визначення величини швидкості розгортки частоти, що призводить до обмеження технологічних можливостей вібростенди і зменшує ККД.

Відомий спосіб випробування об'єктів на віброміцність і пристрій для його здійснення [6], згідно з яким величину швидкості розгортки частоти сигналу збудження визначають співвідношенням

$$V_{\text{зад}} = V_{\text{max}} \frac{(\omega_{\text{зад}} - \omega_{\text{Гр}})}{(\omega_{\text{в}} - \omega_{\text{Гр}})}, \quad (2)$$

де $\omega_{\text{Гр}}$ – значення частоти максимуму обвідної напіврозмахів коливань динамічного резонансного піка, що відповідає значенню, максимально допустимому за технічними характеристиками для застосованого типу вібростенди; $\omega_{\text{в}}$ – верхня частота діапазону частот АЧХ вібростенди; $\omega_{\text{зад}}$ – значення частоти максимуму обвідної напіврозмахів коливань динамічного резонансного піка, що відповідає заданому за програмою вібровипробувань.

Недолік такого способу випробування об'єктів на віброміцність – відсутність можливості урахування максимально допустимого за технічними характеристиками рівня вібропереміщення (віброприскорення) застосованого типу вібростенди, що призводить до обмеження технологічних можливостей вібростенди і до зменшення ККД.

Відомий також спосіб випробування виробів на віброміцність і пристрій для його здійснення, згідно з яким швидкість розгортки частоти сигналу збудження визначають співвідношенням [7]

$$V_{\text{зад}} = V_{\text{max}} \left[\sqrt{\left(\frac{\omega_{\text{зад}} + \omega_{\text{max}}}{2} \right)^2 - \left(\frac{Y_{\text{зад}}}{Y_{\text{Гр}}} \omega_{\text{max}} + \frac{Y_{\text{max}}}{Y_{\text{Гр}}} \omega_{\text{зад}} - \frac{Y_{\text{зад}} Y_{\text{max}}}{Y_{\text{Гр}}^2} \omega_0 \right) \omega_0 - \frac{(\omega_{\text{max}} - \omega_{\text{зад}})}{2}} \right] \times \left(\omega_{\text{max}} - \frac{Y_{\text{max}}}{Y_{\text{Гр}}} \omega_0 \right)^{-1}. \quad (3)$$

Наведений спосіб випробування об'єктів на віброміцність і пристрій для його здійснення під час визначення величини швидкості розгортки частоти сигналу збуджувальної дії враховує як

максимально допустимий за технічними характеристиками рівень вібропереміщення (віброприскорення) застосованого типу вібростенда, так і верхню частоту діапазону частот АЧХ вібростенда.

Недолік відомих способів випробування об'єктів на віброміцність і пристроїв для їх здійснення – неврахування нелінійності зміщення частот максимумів динамічних резонансних піків відносно частот максимумів статичних залежно від величини швидкості розгортки частоти сигналу збуджувальної вібростенд дії.

Формулювання мети роботи. Мета роботи – розроблення такого способу випробування об'єктів на віброміцність, алгоритму для його реалізації і структурної схеми для його здійснення, згідно з яким для визначення значення величини швидкості розгортки частоти сигналу збуджувальної дії враховують нелінійність зміщення за частотою максимуму обвідної напіврозмахів коливань динамічного резонансного піка відносно частоти максимуму статичного залежно від величини швидкості розгортки частоти сигналу збуджувальної вібростенд дії.

Формування алгоритму для реалізації такого способу випробування об'єктів на вібростійкість і розроблення пристрою для його здійснення дають змогу розширити технологічні можливості вібростенда за рахунок підвищення вірогідності інформаційного масиву даних під час вібровипробувань і підвищення ККД.

Основні результати аналізу. Розглядається повністю керований і асимптотично стійкий об'єкт, математичну модель якого формують у вигляді лінійного неоднорідного диференціального рівняння другого порядку з постійними коефіцієнтами

$$\frac{d^2y}{dt^2} + 2\delta \frac{dy}{dt} + \omega_0^2 y = f(t), \quad (4)$$

де

$$f(t) = F_a m^{-1} \sin(\omega_n + 0,5Vt)t, \quad \omega_0^2 = cm^{-1}, \quad (5)$$

де y – координата, що визначає положення випробовуваного об'єкта; t – поточний час; δ – коефіцієнт демпфування; ω_0 – власна частота лінійної коливальної системи (ЛКС); F_a – амплітудне значення зовнішнього сигналу збудження; ω_n – початкове значення кутової частоти; V – постійна швидкість розгортки частоти сигналу збудження; m – маса випробовуваного об'єкта; c – коефіцієнт жорсткості, що характеризує особливість з'єднання випробовуваного об'єкта з платформою вібростенда.

У роботі аналізують співвідношення для визначення частоти максимуму обвідної напіврозмахів коливань динамічного резонансного піка залежно від постійної швидкості розгортки частоти сигналу $f(t)$ збудження вібростенда [8].

Для k -го динамічного резонансного піка справедливе таке співвідношення [8]

$$\omega_k^\pm = \sqrt{\omega_0^2 - 2\delta^2} \pm \sqrt{1,5\pi V_k} / (1 + 0,28\delta / \sqrt{V_k})^2, \quad (6)$$

де ω_k^\pm – частота максимуму обвідної напіврозмахів коливань k -го динамічного резонансного піка, що відповідає постійній швидкості V_k розгортки частот сигналу збудження вібростенда; ω_k^+ , ω_k^- – частоти максимумів обвідних напіврозмахів коливань k -го динамічного резонансного піка за умов $\text{sign}V_k = +1, \text{sign}V_k = -1$ відповідно.

У разі виконання умови

$$\omega_0 \gg \delta, \quad \delta / \sqrt{V_k} \ll 1, \quad (7)$$

що справедливо для реальних об'єктів, які мають незначне демпфування, співвідношення (6) набуває вигляду

$$\omega_k^{\pm} \cong \omega_0 \pm \sqrt{1,5\pi V_k} (1 + 0,56\delta / \sqrt{V_k})^{-1}. \quad (8)$$

Для частинного значення $k=1, 2$ із (8) отримаємо систему співвідношень

$$\left. \begin{aligned} (\omega_1^+ - \omega_0)\sqrt{V_1} - \sqrt{1,5\pi}V_1 &= -0,56\delta(\omega_1^+ - \omega_0), \\ (\omega_2^+ - \omega_0)\sqrt{V_2} - \sqrt{1,5\pi}V_2 &= -0,56\delta(\omega_2^+ - \omega_0) \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

за виконання умови $\text{sign}V_1 = \text{sign}V_2 = +1$;

$$\left. \begin{aligned} (\omega_0 - \omega_1^-)\sqrt{V_1} - \sqrt{1,5\pi}V_1 &= -0,56\delta(\omega_0 - \omega_1^-), \\ (\omega_0 - \omega_2^-)\sqrt{V_2} - \sqrt{1,5\pi}V_2 &= -0,56\delta(\omega_0 - \omega_2^-) \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

за виконання умови $\text{sign}V_1 = \text{sign}V_2 = -1$;

$$\left. \begin{aligned} (\omega_1^+ - \omega_0)\sqrt{V_1} - \sqrt{1,5\pi}V_1 &= -0,56\delta(\omega_1^+ - \omega_0), \\ (\omega_0 - \omega_2^-)\sqrt{V_2} - \sqrt{1,5\pi}V_2 &= -0,56\delta(\omega_0 - \omega_2^-) \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

за виконання умови $\text{sign}V_1 = 1, \text{sign}V_2 = -1$;

$$\left. \begin{aligned} (\omega_0 - \omega_1^-)\sqrt{V_1} - \sqrt{1,5\pi}V_1 &= -0,56\delta(\omega_0 - \omega_1^-), \\ (\omega_2^+ - \omega_0)\sqrt{V_2} - \sqrt{1,5\pi}V_2 &= -0,56\delta(\omega_2^+ - \omega_0) \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

за виконання умови $\text{sign}V_1 = -1, \text{sign}V_2 = +1$.

Із систем співвідношень (9), (10), (11), (12) отримаємо рівняння для визначення швидкості V_1 розгортки частоти відповідно

$$V_1 - \sqrt{V_1} \frac{(\omega_1^+ - \omega_0)}{\sqrt{1,5\pi}} + \sqrt{V_2} \frac{(\omega_1^+ - \omega_0)}{\sqrt{1,5\pi}} - V_2 \frac{(\omega_1^+ - \omega_0)}{(\omega_2^+ - \omega_0)} = 0, \quad (13)$$

$$V_1 - \sqrt{V_1} \frac{(\omega_0 - \omega_1^-)}{\sqrt{1,5\pi}} + \sqrt{V_2} \frac{(\omega_0 - \omega_1^-)}{\sqrt{1,5\pi}} - V_2 \frac{(\omega_0 - \omega_1^-)}{(\omega_0 - \omega_2^-)} = 0, \quad (14)$$

$$V_1 - \sqrt{V_1} \frac{(\omega_1^+ - \omega_0)}{\sqrt{1,5\pi}} + \sqrt{V_2} \frac{(\omega_1^+ - \omega_0)}{\sqrt{1,5\pi}} - V_2 \frac{(\omega_1^+ - \omega_0)}{(\omega_0 - \omega_2^-)} = 0, \quad (15)$$

$$V_1 - \sqrt{V_1} \frac{(\omega_0 - \omega_1^-)}{\sqrt{1,5\pi}} + \sqrt{V_2} \frac{(\omega_0 - \omega_1^-)}{\sqrt{1,5\pi}} - V_2 \frac{(\omega_0 - \omega_1^-)}{(\omega_2^+ - \omega_0)} = 0. \quad (16)$$

Розв'язки квадратних відносно $\sqrt{V_1}$ рівнянь (10), (11), (12), (13) мають вигляд відповідно

$$\sqrt{V_1} = \frac{(\omega_1^+ - \omega_0)}{2\sqrt{1,5\pi}} \left\{ 1 \pm \sqrt{1 - \frac{4\sqrt{1,5\pi}\sqrt{V_2}}{(\omega_1^+ - \omega_0)} + \frac{4 \cdot 1,5\pi V_2}{(\omega_1^+ - \omega_0)(\omega_2^+ - \omega_0)}} \right\}, \quad (17)$$

$$\sqrt{V_1} = \frac{(\omega_0 - \omega_1^-)}{2\sqrt{1,5\pi}} \left\{ 1 \pm \sqrt{1 - \frac{4\sqrt{1,5\pi}\sqrt{V_2}}{(\omega_0 - \omega_1^-)} + \frac{4 \cdot 1,5\pi V_2}{(\omega_0 - \omega_1^-)(\omega_0 - \omega_2^-)}} \right\}, \quad (18)$$

$$\sqrt{V_1} = \frac{(\omega_1^+ - \omega_0)}{2\sqrt{1,5\pi}} \left\{ 1 \pm \sqrt{1 - \frac{4\sqrt{1,5\pi}\sqrt{V_2}}{(\omega_1^+ - \omega_0)} + \frac{4 \cdot 1,5\pi V_2}{(\omega_1^+ - \omega_0)(\omega_0 - \omega_2^-)}} \right\}, \quad (19)$$

$$\sqrt{V_1} = \frac{(\omega_0 - \omega_1^-)}{2\sqrt{1,5\pi}} \left\{ 1 \pm \sqrt{1 - \frac{4\sqrt{1,5\pi}\sqrt{V_2}}{(\omega_0 - \omega_1^-)} + \frac{4 \cdot 1,5\pi V_2}{(\omega_0 - \omega_1^-)(\omega_2^+ - \omega_0)}} \right\}. \quad (20)$$

Із введенням інших позначень, а саме: $V_{max} = V_2, V_{зад} = V_1, \omega_{зад}^{\pm} = \omega_1^{\pm}, \omega_{max}^{\pm} = \omega_2^{\pm}$, співвідношення (17), (18), (19), (20) набувають вигляд відповідно

$$\sqrt{V_{зад}} = \frac{(\omega_{зад}^+ - \omega_0)}{2\sqrt{1,5\pi}} \left\{ 1 \pm \sqrt{1 - \frac{4\sqrt{1,5\pi}\sqrt{V_{max}}}{(\omega_{зад}^+ - \omega_0)} + \frac{4 \cdot 1,5\pi V_{max}}{(\omega_{зад}^+ - \omega_0)(\omega_{max}^+ - \omega_0)}} \right\}, \quad (21)$$

$$\sqrt{V_{зад}} = \frac{(\omega_0 - \omega_{зад}^-)}{2\sqrt{1,5\pi}} \left\{ 1 \pm \sqrt{1 - \frac{4\sqrt{1,5\pi}\sqrt{V_{max}}}{(\omega_0 - \omega_{зад}^-)} + \frac{4 \cdot 1,5\pi V_{max}}{(\omega_0 - \omega_{зад}^-)(\omega_0 - \omega_{max}^-)}} \right\}, \quad (22)$$

$$\sqrt{V_{зад}} = \frac{(\omega_{зад}^+ - \omega_0)}{2\sqrt{1,5\pi}} \left\{ 1 \pm \sqrt{1 - \frac{4\sqrt{1,5\pi}\sqrt{V_{max}}}{(\omega_{зад}^+ - \omega_0)} + \frac{4 \cdot 1,5\pi V_{max}}{(\omega_{зад}^+ - \omega_0)(\omega_0 - \omega_{max}^-)}} \right\}, \quad (23)$$

$$\sqrt{V_{зад}} = \frac{(\omega_0 - \omega_{зад}^-)}{2\sqrt{1,5\pi}} \left\{ 1 \pm \sqrt{1 - \frac{4\sqrt{1,5\pi}\sqrt{V_{max}}}{(\omega_0 - \omega_{зад}^-)} + \frac{4 \cdot 1,5\pi V_{max}}{(\omega_0 - \omega_{зад}^-)(\omega_{max}^+ - \omega_0)}} \right\}. \quad (24)$$

На підставі співвідношень (21), (22), (23), (24) формують алгоритми для визначення швидкості $V_{зад}$ розгортки частот сигналу збуджувальної вібростенд дії.

1. Для використовуваного типу вібростенда під час вібровипробувань відома ширина полоси пропускання АЧХ – відома верхня і нижня частоти робочого діапазону частот АЧХ вібростенда.

2. Відома максимально допустима за технічними характеристиками швидкість V_{max} розгортки частоти сигналу задавального генератора для формування сигналу збуджувальної вібростенд дії.

3. За заданих значень $V_{max}, \omega_{max}^{\pm}, \omega_0$ швидкість $V_{зад}$ розгортки частоти сигналу збуджувальної вібростенд дії визначається тільки значенням $\omega_{зад}^{\pm}$.

Співвідношення (21) для визначення швидкості $V_{зад}$ розгортки частоти сигналу збуджувальної вібростенд дії необхідно застосовувати під час розташування резонансної частоти випробуваного об'єкта в області нижньої частоти діапазону частот АЧХ вібростенда, співвідношення (22) – під час розташування резонансної частоти випробуваного об'єкта в області верхньої частоти діапазону частот АЧХ вібростенда, співвідношення (23) – під час розташування резонансної частоти випробуваного об'єкта в середній частині діапазону частот АЧХ вібростенда, співвідношення (24) не можна застосувати через нераціональний вибір частоти $\omega_{зад}^-$ у разі можливості реалізації V_{max} і фіксації ω_{max}^+ . У цьому випадку необхідно зробити вибір $\omega_{зад}^+ < \omega_{max}^+$, а не $\omega_{зад}^-$.

За отриманими аналітичними співвідношеннями (21), (22), (23) можна розробити структурні схеми пристроїв для реалізації алгоритмів визначення швидкості розгортки частоти сигналу збуджувальної вібростенд дії.

У подальших дослідженнях варто приділити увагу комп'ютерному моделюванню отриманих аналітичних співвідношень та їхньому практичному застосуванню.

Висновки. У роботі отримано нові аналітичні співвідношення для визначення швидкості розгортки частоти сигналу збуджувальної вібростенд дії із урахуванням діапазону частот амплітудно-частотної характеристики вібростенда, резонансної частоти і добротності резонансного піка випробовуваного об'єкта з урахуванням умови нелінійності зміщення за частотою максимуму обвідної напіврозмахів коливань динамічного резонансного піка відносно максимуму статичного від швидкості розгортки частоти сигналу збуджувальної вібростенд дії.

1. Божко А.Е., Личкатый Е.А., Полищук О.Ф., Пузько И.Д., Савченко В.И. Резонансные виброиспытательные системы. – К.: Наук. думка, 1992. – 248 с. 2. Ленк А., Ренитц Ю. Механические испытания приборов и аппаратов. – М.: Мир, 1976. – 270 с. 3. Кузнецов А.А. Вибрационные испытания элементов и устройств автоматики. – М.: Энергия, 1976. – 120 с. 4. А. с. 1478061 СССР, МПК G017/00. Способ испытания изделий на виброчность / В.Г. Назаренко, В.И. Красовский, В.М. Сурин и Ч.Г. Рутковский. – Оpubл. 07.05.89. – Бюл. № 1. 5. Деклараційний патент 37880 України, МПК G01M7/00. Спосіб випробування виробів на віброміцність і пристрій для його здійснення / І.Д. Пузько, М.А. Павловський, В.А. Хворост. – Оpubл. 16.12.02. – Бюл. № 12. 6. Деклараційний патент №52178 України, МПК G01M7/00. Спосіб випробування виробів на віброміцність і пристрій для його здійснення / І.Д. Пузько, В.А. Осінов. – Оpubл. 16.12.02. – Бюл. № 12. 7. Деклараційний патент №67976 України, МПК G01M7/00. Спосіб випробування виробів на віброміцність і пристрій для його здійснення / І.Д. Пузько, В.А. Осінов. – Оpubл. 15.07.04. – Бюл. № 7. 8. Кац А.М. Вынужденные колебания при прохождении через резонанс // Инж. сборник и-та механики АН СССР. – 1947. – Т. 3, вып. 2. – С. 40–47.

УДК 621.01

С. Ф. САВУЛА, Є. В. ХАРЧЕНКО*

Філія УМГ “Львівтрансгаз”,

*Національний університет “Львівська політехніка”

НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМІВНИЙ СТАН МУФТОВИХ ТРУБНИХ З'ЄДНАНЬ, ЩО ПРАЦЮЮТЬ В УМОВАХ ВІБРАЦІЙ, ЗУМОВЛЕНИЙ РОЗПІРНИМИ НАВАНТАЖЕННЯМИ

© Савула С.Ф., Харченко Є.В., 2006

Пропонуються розрахункові схеми для аналізу напружено-деформівного стану елементів муфтових трубних з'єднань. На основі уточнених математичних моделей розроблено методи декомпозиції та числові схеми синтезу конструкцій. Наведено оцінки напружень у муфтовому з'єднанні колони насосно-компресорних труб.

Settlement circuits for carrying out of the analysis of the stress-strain state of elements clutch trumpet connections are offered. On the basis of the specified mathematical models methods of decomposition and numerical circuits of synthesis of designs are developed. Estimations of pressure in clutch connection column pumping-compressor pipes are resulted.

Обґрунтування задачі дослідження. Проведення діагностики напруженого стану і монолітності колони насосно-компресорних труб тісно пов'язане з визначенням характеру розподілу напружень і деформацій у матеріалі як самих труб, так і з'єднувальних деталей. Надмірне затягування різьового з'єднання може спричинити перевищення статичними та динамічними