

58. Олдырев П.П., Тамуж В.П. Исследование рассеяния энергии в стеклопластиках методом динамической петли гистерезиса // Рассеяние энергии при колебаниях механических систем. – Киев. – 1968. – С. 317-321.
59. Олдырев П.П., Тамуж В.П. Рассеяние энергии в стеклопластике при циклическом растяжении – сжатии // Механика полимеров. – 1969. – № 4. – С. 655-661.
60. Олдырев П.П., Тамуж В.П. О разрушении стеклопластика при циклическом растяжении – сжатии // Там же. – 1971. – № 4. – С. 654-662.
61. Трощенко В.Т. Прочность металлов при переменных нагрузках. – Киев: Наук. думка, 1978. – 176 с.

УДК 539.4

Кобец А.С., Дырда В.И.

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ДИНАМИКИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН С НЕЛИНЕЙНЫМИ УПРУГИМИ ЗВЕНЬЯМИ

Виконано дослідження динамічних характеристик машин з нелінійними в'язкопружними елементами. Встановлено значний вплив амплітудної залежності характеристик гуми на роботу машини.

SOME QUESTIONS OF DYNAMIC OF AGRICULTURAL MACHINES WITH NONLINEAR ELASTIC LINKS

Research of dynamic responses of machines with nonlinear viscoelastic elements is executed. Significant influence of amplitude dependence of performances of rubber on operation of the machine is established.

В сельскохозяйственном машиностроении к таким машинам относятся машины (свеклоуборочные комбайны, питатели, окомкователи и т.д.), в которых рабочие органы установлены на резиновые виброизоляторы с четко выраженными нелинейными свойствами. В таких машинах резиновые элементы испытывают, обычно, комбинированное нагружение (сдвиг со сжатием) и амплитуда их колебаний зависит от динамических параметров машины: колеблющихся масс, жёсткости упругих связей, внешних и внутренних сопротивлений, возмущающей силы привода и т.д. Для их определения требуется решение нелинейной задачи теории колебаний, а анализ динамических характеристик машин позволит правильно выбрать параметры резинового элемента (марку резины, форму конструкции, режим эксплуатации и т.д.).

С этой целью применительно к расчёту и анализу динамических характеристик машин используется математическая модель интегрального типа и прикладные методы расчёта механических параметров резиновых деталей (РД) [1, 2].

Постановка задачи и метод исследования. Рассматривается задача о колебаниях одномассовой системы с двумя степенями свободы. При воздействии круговой вынуждающей силы рабочие органы машины, установленные на резиновые элементы, совершают эллиптические колебания, а сами резиновые детали испытывают комбинированное нагружение сжатия (вдоль оси x) и сдвига (вдоль оси y).

Согласно [1, 2], задача о колебаниях одномассовой системы с двумя степенями свободы формулируется следующим образом

$$M\ddot{U}_{(x)} + \omega^{-1}C''_{(x)}\dot{U}_{(x)} + C'_{(x)} \cdot U_{(x)} = f_{(x)}(t); \quad (1)$$

$$f_{(x)}(t) = f'_{(x)}(t)\cos\omega t - f''_{(x)}(t)\sin\omega t;$$

$$U_{(x)}(0) = U_{(x0)}; \quad \dot{U}_{(x)}(0) = V_{(x0)}, \quad (2)$$

где M – масса колеблющихся частей;

ω – частота;

$f_{(x)}(t)$ – компоненты вектора возмущающей силы;

$U_{(x)}$ – амплитуды колебаний;

$V_{(x)}$ – скорость затухания колебаний;

$\begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix}$ – отвечают двум идентичным выражениям для каждого из индексов;

$\tilde{C}_{(x)}$ – коэффициенты жесткости соответственно осям x и y ,

$$\tilde{C}_x = \tilde{C}_x(\varepsilon_{(0x)}, \varepsilon_{(0y)}); \quad \tilde{C}_y = \tilde{C}_y(\varepsilon_{(0x)}, \varepsilon_{(0y)}); \quad (3)$$

$(\tilde{\cdot}) = (\cdot)' + i(\cdot)''$ – комплексное представление параметров:

$$\tilde{U}_{(x)} = U'_{(x)} + iU''_{(x)};$$

$$\tilde{C}_{(x)} = C'_{(x)} + iC''_{(x)} \text{ и т.д.}$$

Связанность уравнений движения (1) реализуется только за счёт зависимости (3) скалярных характеристик \tilde{C}_x и \tilde{C}_y от амплитуд деформации

$$\varepsilon_{\begin{pmatrix} ox \\ oy \end{pmatrix}} = \left(U'^2_{\begin{pmatrix} ox \\ oy \end{pmatrix}} + U''^2_{\begin{pmatrix} ox \\ oy \end{pmatrix}} \right)^{1/2} / H, \quad (4)$$

где H – высота РД.

Для расчёта соответствующих перемещений используется подход, общее обоснование которого дано в [3]. Сущность данного подхода состоит в замене континуальных (плоских, трёхмерных) элементов с интегральными характеристиками \tilde{E}_ε и \tilde{G}_ε , нелинейными вязко-упругими пружинами с эквивалентными (на колебательных историях) коэффициентами жесткости \tilde{C}_y и \tilde{C}_x

$$\tilde{C}_y = \frac{\tilde{E}_\varepsilon S}{H} = \frac{E_0 \tilde{\beta}_n S}{H}; \quad (5)$$

$$\tilde{C}_x = \frac{\tilde{G}_\varepsilon S}{H} = \frac{G_0 \tilde{\beta}_\tau S}{H}, \quad (6)$$

где S – площадь торца РД;

$$\beta_n^{**} = \frac{2(1+\nu)\beta_{0n}G_L^{**}(\omega, \theta_0, t) \cdot F^{**}(\bar{\epsilon})}{G_0};$$

$$\beta_\tau^{**} = \frac{\beta_{0\tau}G_L^{**}(\omega, \theta_0, t) \cdot F^{**}(\bar{\epsilon})}{G_0};$$

$\beta_{0n}, \beta_{0\tau}$ – линейно-упругие характеристики РД, отвечающие модулям E_0 и G_0 ;

$G_L^{**}(\omega, \theta_0, t)$ – сдвиговые модули линейной теории;

$F'(\bar{\epsilon}), F''(\bar{\epsilon})$ – экспериментальные зависимости G' и G'' от амплитуды деформации, $F'(0) = 0; F''(0) = 1$;

$$G^{**} = G_L^{**}(\omega, \theta) \cdot F^{**}(\bar{\epsilon});$$

$\bar{\epsilon}$ – среднеобъемная интенсивность деформации, при сдвиге, сжатии и комбинированном нагружении имеет вид соответственно:

$$\bar{\epsilon} = \varepsilon_{0y} [(1+\nu)\beta_{0n}]^{1/2}; \quad \bar{\epsilon} = \varepsilon_{0x} \left[\frac{\beta_{0\tau}}{2} \right]^{1/2}; \quad \bar{\epsilon} = \varepsilon_{0x} [\varepsilon_{0x}^2 \beta_{0\tau} + 2(1+\nu)\varepsilon_{0y}^2 \beta_{0n}]^{1/2};$$

$\varepsilon_{0y}, \varepsilon_{0x}$ – заданные амплитуды деформаций на торцах.

В случае зависимости свойств РД от температуры система уравнений движения для каждого резинового элемента дополняется соответствующей задачей теплопроводности.

Решение (2), (4) ищется в виде гармонических функций с медленно изменяющимися амплитудами

$$\tilde{U}_{(y)}^{(x)}(t) = U'_{(y)} \cos \omega t - U''_{(y)} \sin \omega t. \quad (7)$$

После интегрирования получают:

выражения для амплитуд перемещений в виде [2]

$$\tilde{U}_{(y)}^{(x)}(t) = \tilde{V}_{(oy)}^{(ox)} e^{\tilde{\lambda}_{(y)}^{(x)} t} + \frac{\tilde{f}_{(y)}^{(x)}}{M\omega^2 - \tilde{C}_{(y)}^{(x)}} (e^{\tilde{\lambda}_{(y)}^{(x)} t} - 1), \quad \tilde{\lambda}_{(y)}^{(x)} = \left(\omega^2 - \frac{\tilde{C}_{(y)}^{(x)}}{M} \right) 2i\omega; \quad (8)$$

соотношения для характерного времени затухания колебаний $\tau_{M(y)}^{(x)}$

$$\tau_{M(y)}^{(x)} = 2\omega M / C_{(y)}^{(x)}; \quad (9)$$

значения амплитуд стационарных колебаний $\tilde{U}_{(y)}^{st(x)}$

$$\tilde{U}_{(y)}^{st(x)} = -\tilde{f}_{(y)}^{(x)} \left| M\omega^2 - \tilde{C}_{(y)}^{(x)} \right|; \quad (10)$$

частотное уравнение

$$\left| M\omega^2 - \tilde{C}_{(x)} \left(\omega, |\tilde{U}_x^{st}|, |\tilde{U}_y^{st}| \right) \right| = 0. \quad (11)$$

Как следует из (8-11), колебания в направлениях OX и OY являются взаимосвязанными. При этом параметры, характеризующие колебания в каком-либо одном направлении (время переходного процесса, амплитудно- и фазочастотные характеристики и т.п.), зависят от амплитуд колебаний в другом направлении.

Задаваясь конкретными зависимостями $G''(\omega, \bar{e})$ и формой РД, можно провести полный анализ рассматриваемой динамической системы, необходимый для обоснования не только жесткостных и диссипативных параметров РД, но и эксплуатационных показателей (производительность, надёжность и др.) машины в целом.

Анализ динамических характеристик машины. Анализ осуществляется для одномассовой колебательной системы с двумя степенями свободы, закономерности динамики которой в значительной степени распространяются на многомассовые машины с аналогичным способом возбуждения колебаний [3].

При численной реализации полученных выше соотношений получают аналитические выражения для амплитуд колебаний и интенсивности деформаций [1-3]

$$\tilde{\varepsilon}_x = \frac{-\hat{f}_x}{\hat{\omega}^2 - \beta_{0\tau}(F' + i\delta_0 F'')} ; \quad \tilde{\varepsilon}_y = \frac{-\hat{f}_y}{\hat{\omega}^2 - 3\beta_{0n}(F' + i\delta_0 F'')} ; \quad (12)$$

$$\bar{e}^2 = \left| \frac{\hat{f}_x}{\hat{\omega}^2 - \beta_{0\tau}(F' + i\delta_0 F'')} \right|^2 \beta_{0\tau} + 3 \left| \frac{\hat{f}_y}{\hat{\omega}^2 - 3\beta_{0n}(F' + i\delta_0 F'')} \right|^2 \beta_{0n} ,$$

где

$$\hat{\omega} = \frac{\omega}{\omega_0} ; \quad \hat{f} = \frac{\tilde{f}_{(x)}}{G_0 S} ; \quad \tilde{\varepsilon}_{(x)} = \frac{\tilde{U}_{(x)}^{st}}{H} ; \quad \omega_0 = \frac{G_0 S}{MH} ; \quad (13)$$

$$G_0 = G_L(\omega_0, \theta_0) ; \quad \delta_0 = \frac{G_L''(\omega_0, \theta_0)}{G_L'(\omega_0, \theta_0)} - \text{некоторые отсчетные модуль сдвига и}$$

тангенс угла потерь;

$$\tilde{G} = G_0(F' + i\delta_0 F'') , \quad F'' = F''(\bar{e}) , \quad F''(0) = 1. \quad (14)$$

Функции F' и F'' зависят от \bar{e} ,

$$\bar{e} = \left(|\tilde{\varepsilon}_x|^2 \beta_{0\tau} + 3|\tilde{\varepsilon}_y|^2 \beta_{0n} \right)^{1/2} ; \quad |\tilde{\varepsilon}_{(x)}|^2 = \varepsilon_{(x)}'^2 + \varepsilon_{(x)}''^2 .$$

Из (12) следуют уравнения скелетных резонансных кривых для сдвиговых колебаний и колебаний сжатия

$$\hat{\omega}_\tau = \left[\beta_{0\tau} F'(\bar{e}) \right]^{1/2} ; \quad \hat{\omega}_n = \left[3\beta_{0n} F'(\bar{e}) \right]^{1/2} . \quad (15)$$

Полагая в (12) и (15) $\bar{e} = 0$, получают резонансные частоты и амплитуды

$$\hat{\omega}_{\tau 0} = \beta_{0\tau}^{1/2}; \quad \hat{\omega}_{n0} = (3\beta_{0n})^{1/2}; \quad |\hat{\varepsilon}_{x0}| = \frac{|\hat{f}_x|}{\beta_{0\tau}\delta_0}; \quad |\hat{\varepsilon}_{y0}| = \frac{|\hat{f}_y|}{3\beta_{0n}\delta_0}. \quad (16)$$

Характерные времена затухания колебаний сжатия и сдвига даются формулой (9), а безразмерные времена затухания собственных колебаний, т.е. колебаний на собственных частотах (15) с учётом выражений для коэффициентов $\tilde{C}_{(x)}$ и для коэффициентов $\tilde{\beta}_{(n)}$ определяются по формулам

$$\hat{\tau}_{Mx} = \tau_{Mx}\omega_0 = \frac{2\left(\frac{F'(\bar{e})}{\beta_{0\tau}}\right)^{1/2}}{\delta_0 F''(\bar{e})}, \quad \hat{\tau}_{My} = \tau_{My}\omega_0 = \frac{2\left(\frac{F'(\bar{e})}{3\beta_{0n}}\right)^{1/2}}{\delta_0 F''(\bar{e})}. \quad (17)$$

Как и собственные частоты, времена затухания зависят от интенсивности деформаций \bar{e} . соответствующие линейные характеристики имеют вид

$$\tau_{Mx0} = \frac{2}{\delta_0 \beta_{0\tau}^{1/2}}, \quad \tau_{My0} = \frac{2}{\delta_0 (3\beta_{0n})^{1/2}} \quad (18)$$

Таким образом, свободные затухания колебания рассматриваемой системы с нелинейными РД характеризуются соотношениями (15) и (16), а вынужденные колебания – соотношениями (12).

Численный расчёт колебаний машин производился в зависимости от величины возмущающей силы, формы РД и типа конструкционной резины. Для его реализации необходимы следующие данные: G_0 – отсчётный (линейный) модуль; δ_0 – тангенс угла потерь; F'' – функции, характеризующие амплитудную зависимость комплексного модуля сдвига; S – площадь нагружаемого торца; H – высота виброизолятора; $\beta_{(0n)}$ – коэффициенты линейной жёсткости при сдвиге и сжатии [5]; M – масса колеблющихся частей; ω – частота вынужденных колебаний; \tilde{f}_x – амплитуда сдвиговой нагрузки; \hat{f}_y – амплитуда сжимающей нагрузки.

Расчёт амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) осуществляется следующим образом. Третье соотношение (12) рассматривается при заданном $\hat{\omega}$ как трансцендентное уравнение относительно \bar{e} . Для отыскания всех корней, отвечающих фиксированному $\hat{\omega}$, применяем метод половинного деления. Амплитуды $\tilde{\varepsilon}_x$ и $\tilde{\varepsilon}_y$ определяются после подстановки \bar{e} в правые части первых двух уравнений (12), фазы колебаний находятся по формулам

$$\varphi_x = \arctg \frac{\varepsilon_x''}{\varepsilon_x'}; \quad \arctg \frac{\varepsilon_y''}{\varepsilon_y'}$$

Пример расчета – одномассовая механическая система с нелинейными РД типа резинометаллических блоков. Свойства резины: $F''(e) = F''(\gamma)$, $\gamma = \sqrt{2}e$, $G_0 = 14$ МПа, $\delta_0 = 0,065$; $S = 0,02$ м²; $H = 0,05$ м; $\beta_{0\tau} = 0,931$; $\beta_{0n} = 4,91$.

Энергетический аспект колебаний отражён на рис. 1 кривой частотной зависимости средней интенсивности $\bar{\varepsilon}$. По этим данным в предположении независимости свойств материала от температуры легко оценить уровень максимальной по всему резиновому элементу стационарной температуры

$$\max(\theta - \theta_0) \approx \frac{\omega G''(\bar{\varepsilon}) \bar{\varepsilon}^2 H^2}{2k_\theta}.$$

Проведённый выше количественный анализ динамических характеристик конкретной механической системы в сочетании с качественным анализом выражений для амплитуд деформаций (12) позволяет сделать следующие выводы.

Амплитуды колебаний до-резонансных машин ($\hat{\omega}^2 / (\beta_0 |\tilde{F}|) \leq 1$) согласно (12) даются соотношениями

$$\tilde{\varepsilon}_{(y)}^{(x)} = \frac{-\tilde{f}_{(y)}^{(x)}}{\beta_0 \tilde{F}(\bar{\varepsilon})},$$

которые демонстрируют существенность эффектов физической нелинейности.

Для зарезонансных машин выполняется условие $\hat{\omega}^2 / \beta_0 |\tilde{F}| \gg 1$ и амплитуды стационарных колебаний имеют вид

$$\tilde{\varepsilon}_{(y)}^{(x)} = \hat{f}_{(y)}^{(x)} / \hat{\omega}^2,$$

откуда следует, что влияние нелинейности несущественно. Эффекты физической нелинейности будут проявляться в снижении уровня нестационарных колебаний при переходе через резонанс, в особенности в режиме останова.

В резонансных машинах ($\hat{\omega}^2 / \beta_0 |\tilde{F}| \approx 1$) влияние амплитудной зависимости свойств резин весьма существенно и проявляется в сдвиге резонансной области в сторону меньших частот.

Что касается уровня резонансных амплитуд, то здесь ситуация неоднозначна и зависит от характера функции $F''(\bar{\varepsilon})$. Выбирая для РД конкретной формы материал с определёнными свойствами, можно обеспечить требуемый характер АЧХ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мазнецова А.В. Разработка прикладных методов расчёта силовых резиновых деталей горных вибрационных транспортно-технологических машин: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 30.11.90 / ИГТМ НАН Украины. – Днепропетровск, 1990. – 17 с.

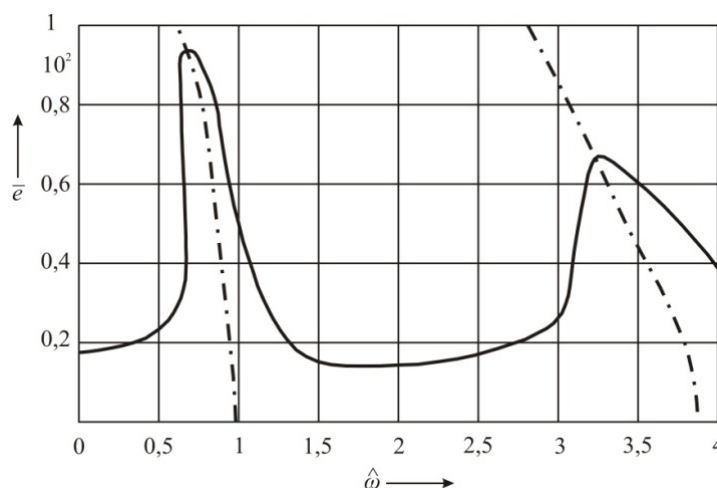


Рис. 1 – Частотная зависимость интенсивности деформаций для резиновых блоков

2. Универсальный конструктивно-деформационный параметр и β -метод в механике деформирования резиновых деталей // Труды II межд. симпоз. по механике эластомеров, Днепропетровск, июнь 1997 г. – Днепропетровск: Полиграфист, 1997. – Т. 1. – С. 204-234.
3. К расчёту термомеханического поведения систем с нелинейными вязкоупругими виброизоляторами при гармоническом нагружении / И.К. Сенченков, В.И. Дырда, В.И. Козлов, А.В. Мазнецова // Прикладная механика. – 1987. – 23, №6. – С. 93-105.
4. Потураев В.Н., Франчук В.П., Червоненко А.Г. Вибрационные транспортирующие машины. – М.: Машиностроение, 1966. – 300 с.
5. Справочные коэффициенты жесткости призматических и цилиндрических виброизоляторов при сжатии и сдвиге / Сенченков И.К., Шевченко А.Ю., Мазнецова А.В. // Вопросы динамики и прочности. – Рига: Зинатне, 1988. – Вып. 48. – С. 23-26.

УДК 631.356.42

Кобець А.С., Кобець О.М.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ УДАРНОЇ В'ЯЗКОСТІ ГИЧКИ БУРЯКІВ ПРИ ВИДАЛЕННІ ЇЇ ЕЛАСТИЧНИМИ РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ

Приведены результаты исследования ударной вязкости ботвы свеклы, которая является базовой при оптимизации параметров эластичных ботвоудаляющих органов с точки зрения минимизации энергозатрат на процесс.

THE INVESTIGATION RESULTS OF PERCUSSION VISCIDITY OF BEET TOPS DUE TO THEIR REMOVAL WITH ELASTIC WORKING BODIES

The investigation results of percussion viscosity of beet tops were given. They are basic at optimization of parameters of elastic beet top removing bodies from the point of view of process power input minimization.

При роботі гичковидаляючих пристроїв ударної дії на коренеплід вони повинні забезпечувати видалення гички з головки коренеплоду без травмування і вибивання з ґрунту. В зв'язку з цим визначення граничних навантажень, особливо динамічного характеру, які могли б забезпечити видалення гички без значного травмування коренеплоду є досить важливим питанням.

Міцнісні характеристики коренеплодів цукрових буряків досить повно визначені і викладені у працях [1, 2]. Властивості кормових коренеплодів при дії на них статичних і динамічних навантажень викладені у працях [3, 4]. Дослідження властивостей гички буряків, особливо при дії на неї динамічних навантажень не проводилося, у зв'язку з чим є необхідність в таких дослідженнях.

З точки зору механізованого процесу видалення гички буряків найбільш важливою є міцність зв'язку окремих черешків гички з головою коренеплоду при різних напрямках прикладання навантаження.

Як вказував Л.В. Погорілий [1], при осьовому прикладанні зусилля міцність зв'язку черешка з головою коренеплоду цукрового буряку перевищує міцність самого черешка і тільки 6-8 % черешків відривається по природній верхній розділу черешка і коренеплоду. В той же час, при дотичному напрямку прикладання зусилля, опір черешків відокремленню зменшується у 2...2,5 р.

При видаленні гички еластичними робочими органами, як доводять результати теоретичних досліджень, переважають саме дотичні зусилля, в зв'язку з