

УДК 62-52

DOI: 10.30987/1999-8775-2019-2019-12-21-32

О.В. Фомина, Л.А. Савин, В.И. Чернышев

ДИНАМИКА ВИБРОЗАЩИТНЫХ СИСТЕМ С УПРАВЛЯЕМЫМ МЕХАНИЗМОМ НАЛОЖЕНИЯ СВЯЗЕЙ

Изложены элементы прикладной теории новых базовых моделей виброзащитных систем с дополнительными управляемыми устройствами прерывистого действия - механизмом наложения связей и импульсной ловушкой. Показано, что данные системы устраняют резонансные явления и обеспе-

чивают затухание переходных процессов в пределах одного периода вынужденных колебаний.

Ключевые слова: динамика, управление, демпфирование, виброзащитная система, механизм наложения связей, импульсная ловушка.

O.V. Fominova, L.A. Savin, V.I. Chernyshov

DYNAMICS OF VIBRATION-PROOF SYSTEMS WITH CONTROLLED MECHANISM OF CONNECTION IMPOSITION

In the paper there are presented the applied theory elements of new basic models of vibration-proof systems with additional controlled devices of intermittent functioning – a mechanism of connection imposition and a pulse trap.

The ultimate options of control resulting in jumping changes of a system structure when control occasionally increases sharply and becomes a zero result. The sequential alternation of control data defines so-called an indirect pulse control of the parameters of damping and stiffness of an additional (controlled) elastic-damping link of intermittent action. At that, irrespective of the type of the controlled links used, such as a damper of viscous resistance, a friction damper or elastic damper the achieved effect of vibration protection under all other equal conditions will be equal.

These controlled links imitate the operation of connection imposition mechanism, that is, they block occasionally a vibration protection system that allows improving considerably its dynamic properties at the expense of a new parameter defining the length of such blocks. In particular, it is possible to consider also the imitation of the operation of a pulse trap realizing instant (pulse) blocks of the system as a result of which the rate of the object protected is occasionally zero.

Basic investigation results of dynamic properties of these systems:

- Resonance phenomena are eliminated (in steady-state oscillation modes of the object oscillation decrease monotonously with the frequency increase of kinematic harmonic disturbance);

- Transients caused by initial conditions or random fluctuations of external disturbances damp within the limits of one period of impact, that is, the process is carried out which is characterized as “one shock – one oscillation”;

- System invariance with respect to power disturbances as a result of periodic blockings increases considerably and, as a consequence it is possible to decrease the stiffness of a bearing elastic component without fear for stability loss;

- Energy costs for realization of indirect pulse control are connected only with the “switch on-switch off” process which may be programmed through components of the system state in a relative motion by means of the actualization of system design properties.

Key words: dynamics, control, damping, vibration-proof system, mechanism of connection imposition, pulse trap.

Введение

Модернизация существующих и создание новых машин и механизмов высокой производительности, долговечности и надёжности во многом зависит от решения научных проблем, связанных с обеспечением вибрационной безопасности технических объектов, эксплуатация которых происходит в условиях интенсивных динамических воздействий [1-4].

Обеспечение нормативных показателей вибрационного состояния в различных зонах машин достигается посредством использования для этих целей как пассивных, так и управляемых виброзащитных систем [5-7]. При этом необходимо учитывать, что динамические свойства данных систем проявляются только во взаимодействии с защищаемым объектом как частью

машины, отражающей специфику её функционирования [8; 9].

Известно, что пассивные виброзащитные системы обеспечивают снижение интенсивности колебаний защищаемого объекта только при узкополосном спектре кинематического возмущения и отсутствии силового возмущения. Чтобы избежать резонансных явлений, производят отстройку частот. Однако при этом неизбежно ухудшаются инвариантные свойства системы по восприятию силового воздействия. Кроме того, «срезание» резонансных пиков посредством увеличения демпфирования негативно сказывается на динамических свойствах системы в области высоких частот. Очевидно, что в классе пассивных виброзащитных систем преодолеть указанные противоречия невозможно [6; 10]. В связи с этим активные виброзащитные системы, управление в которых непосредственно отождествляется с компенсационным воздействием и характеризуется как прямое управление, а также виброзащитные системы с непрямым управлением, формирующие компенсационные воздействия опосредованно - за счёт существенно нелинейных эффектов в упругодемпфирующих и инерционных звеньях, являются более перспективными [11-14].

Особый интерес представляют предельные варианты управления, приводящие к скачкообразному изменению структуры системы, когда управление периодически резко возрастает ($u \rightarrow \infty$) и обнуляется ($u \rightarrow 0$). Последовательное чередование

Математические модели

Рассмотрим модель виброзащитной системы с дополнительным управляемым демпфером вязкого сопротивления, кото-

$$m\ddot{x} + b_1(t)(\dot{x} - \dot{y}) + b(\dot{x} - \dot{y}) + c(x - y) = 0. \quad (1)$$

В этой модели вязкое сопротивление $b_1(t)$ дополнительного демпфирующего звена отождествляется с управлением $b_1(t) = U(t)$, что позволяет перейти к ба-

данных управлений определяет так называемое не прямое импульсное управление параметрами демпфирования и жёсткости дополнительного (управляемого) упруго-демпфирующего звена прерывистого действия [15-17]. При этом независимо от типа используемых управляемых звеньев, таких как демпфер вязкого сопротивления, фрикционный демпфер или упругий элемент, достигаемый эффект виброзащиты, при всех прочих равных условиях, будет одинаков. В данном случае управляемые звенья имитируют работу механизма наложения связей, то есть периодически блокируют виброзащитную систему, что позволяет существенно улучшить её динамические свойства за счёт нового параметра, определяющего длительность таких блокировок. В частности, можно рассматривать также имитацию работы импульсной ловушки, реализующей локальные мгновенные (импульсные) блокировки системы, в результате которых скорость защищаемого объекта периодически становится равной нулю.

В предлагаемой статье приводятся результаты исследований уникальных антирезонансных и противоударных свойств базовых моделей виброзащитных систем с управляемым механизмом наложения связей. Показано, что данный класс управляемых систем виброзащиты устраняет резонансные явления и обеспечивает затухание переходных процессов в пределах одного периода внешних возмущений - в режиме «один толчок - одно колебание».

рая предназначена для защиты объектов от кинематических воздействий:

зовой модели с управляемым механизмом наложения связей, представленной ниже в безразмерном виде:

$$\dot{x}_0 = x_1, \quad \dot{x}_1 = -\frac{u}{\eta}(x_1 - \dot{\vartheta}) - \frac{\varepsilon}{\eta}(x_1 - \dot{\vartheta}) - \frac{1}{\eta^2}(x_0 - \vartheta),$$

$$u = \begin{cases} \infty, & |\dot{\vartheta}(\tau)| \leq \Delta, \\ 0, & \text{иначе.} \end{cases} \quad (2)$$

Здесь $\vartheta = y/y_0$, $\dot{\vartheta} = \dot{y}/y_0\omega$ - безразмерные аналоги кинематического возмущения с характерной амплитудой y_0 и частотой ω ; $x_0 = x/y_0$, $x_1 = \dot{x}/y_0\omega$ - перемещение и скорость объекта (массы m); $\tau = \omega t$ - безразмерное время; $u = U(\tau)/\sqrt{mc}$ - управление, отождествля-

емое с вязким сопротивлением; $\varepsilon = b/\sqrt{mc}$ - относительное демпфирование; $\eta = \omega/\sqrt{c/m}$ - относительная (безразмерная) частота; Δ - параметр, определяющий длительность блокировки системы.

В частном случае, когда виброзащитная система (2) имитирует работу импульсной ловушки, имеем:

$$\dot{x}_0 = x_1, \quad \dot{x}_1 = -\frac{u}{\eta}(x_1 - \dot{\vartheta}) - \frac{\varepsilon}{\eta}(x_1 - \dot{\vartheta}) - \frac{1}{\eta^2}(x_0 - \vartheta),$$

$$u = \begin{cases} \infty, & |\dot{\vartheta}(\tau)| \leq \Delta \approx 0, \\ 0, & \text{иначе.} \end{cases} \quad (3)$$

Рассмотрим также модель виброзащитной системы (виброизоляции), которая предназначена для защиты несущих эле-

ментов от воздействия виброактивных объектов:

$$m\ddot{x} + b_1(t)\dot{x} + b\dot{x} + cx = P(t). \quad (4)$$

Наличие в этой модели управляемого демпфера вязкого сопротивления позволяет реализовать предельные варианты прерывистого демпфирования и перейти к ба-

зовой модели с управляемым механизмом наложения связей, представленной ниже в безразмерном виде:

$$\dot{x}_0 = x_1, \quad \dot{x}_1 = -\frac{u}{\eta}x_1 - \frac{\varepsilon}{\eta}x_1 - \frac{1}{\eta^2}x_0 + h(\tau),$$

$$u = \begin{cases} \infty, & h(\tau) \leq \Delta, \\ 0, & \text{иначе.} \end{cases} \quad (5)$$

Здесь преобразование силового воздействия $P(t)$ к безразмерному виду $h(\tau)$ производится с использованием вспомогательного параметра r , имеющего размерность «метр». Так, если $P(t) = P_0 \sin \omega t$, то $h(\tau) = \eta^{-2} \sin \tau$ (амплитуда $P_0 = mrk^2$ или $P_0 = rc$). Если же силовое воздействие зависит от инерционной составляющей, например $P(t) = P_0(\omega) \sin \omega t$, то, полагая,

что амплитуда $P_0(\omega) = mr\omega^2$, получим $h(\tau) = \sin \tau$. При этом $x_0 = x/r$, $x_1 = \dot{x}/r\omega$ - перемещение и скорость виброактивного объекта (массы m), а остальные переменные и параметры в (5) такие же, как и для базовой модели (2).

В частном случае, когда базовая модель (5) имитирует работу импульсной ловушки, имеем:

$$\dot{x}_0 = x_1, \quad \dot{x}_1 = -\frac{u}{\eta}x_1 - \frac{\varepsilon}{\eta}x_1 - \frac{1}{\eta^2}x_0 + h(\tau),$$

$$u = \begin{cases} \infty, & h(\tau) \leq \Delta \approx 0, \\ 0, & \text{иначе.} \end{cases} \quad (6)$$

В работе [6] авторами данной статьи было высказано предположение относительно того, что «базовые модели (1) - (6), в которых механизм наложения связей периодически резко увеличивает вязкое сопротивление и тем самым воспроизводит процесс ударного или ударно-блокирующего демпфирования колебаний, позволяют реализовать оптимальные последовательности программируемых «мгновенных» переводов системы из одного состояния в другое, при которых достигается минимизация принятого показателя качества на траекториях движения

Результаты расчётов и моделирования

Случай кинематического воздействия. В данном разделе приведены исследования авторов, которые уже были опубликованы ими в статье [6].

В пределе, когда $\Delta \rightarrow 0$, базовая модель (3) имитирует периодические процес-

$$\dot{x}_0 = x_1, \quad \dot{x}_1 = -\frac{\varepsilon}{\eta}(x_1 - \dot{\vartheta}) - \frac{1}{\eta^2}(x_0 - \vartheta) \text{ при } \dot{\vartheta}(\tau_i) \neq 0, \tag{7}$$

$$x_1^+(\tau_i) \rightarrow \dot{x}_1^+ = 0, \quad x_0^+(\tau_i) \rightarrow x_1^+ = x_0^-(\tau_i) \rightarrow x_1^- \text{ при } \dot{\vartheta}(\tau_i) = 0. \tag{8}$$

Здесь в моменты времени τ_i положение объекта фиксируется относительно подвижного основания и скорость объекта становится равной нулю. Длительность фиксации $\Delta \rightarrow 0$.

Будем искать периодические решения дифференциального уравнения (7) при

$$\xi(\tau) = \exp(-\gamma\tau)(C_1 \cos \beta\tau + C_2 \sin \beta\tau) + Kd \cos(\tau + \phi) \tag{9}$$

определим постоянные интегрирования C_1 и C_2 , используя соотношения (8) на i -м

системы, состоящих из кусков границ допустимой области и кусков сопряжённых экстремалей. Упорядоченные и расширенные последовательности срабатываний механизма наложения связей и их длительности являются новыми переменными, существенно повышающими управляемость системы по сравнению, например, с вариантом пассивных ограничителей. Причём для непрямого импульсного управления характерен определённый минимум энергозатрат, не зависящий от достигаемого эффекта виброзащиты».

сы ударного демпфирования и имеет качественно новое описание - дифференциальные уравнения движения объекта между соударениями дополняются конечными соотношениями, определяющими начальные условия:

детерминированном кинематическом возмущении: $y(t) = y_0 \cos \omega t \rightarrow \vartheta(\tau) = \cos(\tau)$.

Вначале из общего решения дифференциального уравнения (7)

интервале движения объекта: $\xi(0) = \xi_0, \quad \dot{\xi}(0) = 0$.

После несложных преобразований получим:

$$C_1 = \xi_0 - Kd \cos \phi; \quad C_2 = \beta^{-1}(\gamma\xi_0 - \gamma Kd \cos \phi + Kd \sin \phi). \tag{10}$$

В (9) и (10) приняты следующие обозначения безразмерных переменных и параметров:

$$\tau = \omega t; \quad \xi(\tau) = x_0(\tau); \quad \gamma = \frac{\varepsilon}{2\eta}; \quad \beta = \eta^{-1} \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon}{2}\right)^2};$$

$$Kd = \frac{\sqrt{1 + \varepsilon^2 \eta^2}}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + \varepsilon^2 \eta^2}}; \quad \phi = \arctg(\varepsilon\eta) - \arctg \frac{\varepsilon\eta}{1 - \eta^2}.$$

Исходя из того, что для периодического процесса $\xi(\pi) = -\xi_0$, выразим ξ_0

через безразмерные параметры базовой модели:

$$\xi_0 = Kd \frac{\exp(-\gamma\pi) f(\beta, \gamma, \phi) - \cos(\pi + \phi)}{1 + \exp(-\gamma\pi)(\cos \beta\pi + \beta^{-1}\gamma \sin \beta\pi)}, \quad (11)$$

где

$$f(\beta, \gamma, \phi) = \cos \phi \cos \beta\pi + \beta^{-1}\gamma \cos \phi \sin \beta\pi - \beta^{-1} \sin \phi \sin \beta\pi.$$

С учётом постоянных интегрирования (10) и начального смещения (11) общее решение (9) описывает движение объекта в пределах полупериода ($0 \leq \tau \leq \pi$) установившихся (периодических) колебаний.

Результаты расчётов коэффициентов динамичности по перемещению $Kd_0 = \max |\xi(\tau)|$, произведённых с использованием общего решения (9) и уравнений (10), (11), сведены в табл. 1. Там же приведены предельные (минимально достижимые на заданной частоте η) значения

коэффициентов динамичности Kd_1 и Kd_2 базовой модели (2) с конечным временем срабатывания механизма наложения удерживающих связей Δ_1 и Δ_2 соответственно. Эти данные получены в результате моделирования работы базовой модели (2) при кинематическом гармоническом возмущении.

Для сравнения в двух нижних строках табл. 1 приведены соответствующие значения коэффициентов динамичности Kd неуправляемой (пассивной) виброзащитной системы. В нашем случае это базовая модель (2) при $u \equiv 0$.

Таблица 1

Результаты расчётов базовых моделей систем виброзащиты с непрямым импульсным управлением

η	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	ε
Kd_0	1,542	2,244	1,231	0,692	0,521	0,374	0,277	0,212	0,1
	1,517	1,952	1,213	0,527	0,387	0,291	0,225	0,180	0,2
Δ_1	0,68	0,48	0,32	0,26	0,22	0,18	0,15	0,12	0,1
Kd_1	0,788	0,538	0,237	0,156	0,118	0,095	0,089	0,072	
Δ_2	0,71	0,53	0,29	0,19	0,17	0,14	0,12	0,10	0,2
Kd_2	0,889	0,736	0,504	0,271	0,199	0,158	0,134	0,117	
Kd	1,547	2,571	5,099	2,052	1,038	0,659	0,468	0,336	0,1
	1,505	2,180	2,693	1,703	1,031	0,704	0,524	0,412	0,2

Дополнительные результаты проведённых расчётов в виде характерных графиков компонент состояния базовой модели с импульсной ловушкой, имитирующей процесс ударного демпфирования, когда параметр $\Delta \approx 0$, и процесс наложения удерживающей связи, когда параметр $\Delta > 0$, приведены на рис. 1 и 2.

В отличие от неуправляемых виброзащитных систем базовая модель с импульсной ловушкой позволяет существенно снизить уровни колебаний объекта как в области низких (дорезонансных), так и в области высоких (зарезонансных) частот.

Реализация ударного демпфирования позволяет сместить пиковые значения ко-

эффициентов динамичности в дорезонансную область частот. Положительный эффект виброзащиты достигается, если относительная частота $\eta > 1,1$. При этом наблюдается монотонное уменьшение амплитуд колебаний объекта. Показательно, что на характерной частоте кинематического воздействия, когда $\eta \approx 1,41$, амплитуды колебаний объекта уменьшаются более чем в два раза. В момент срабатывания импульсной ловушки происходит скачкообразное обнуление скорости защищаемого объекта. После этого объект совершает свободное движение, которое происходит до тех пор, пока скорость подвижного основания опять не станет равной нулю.

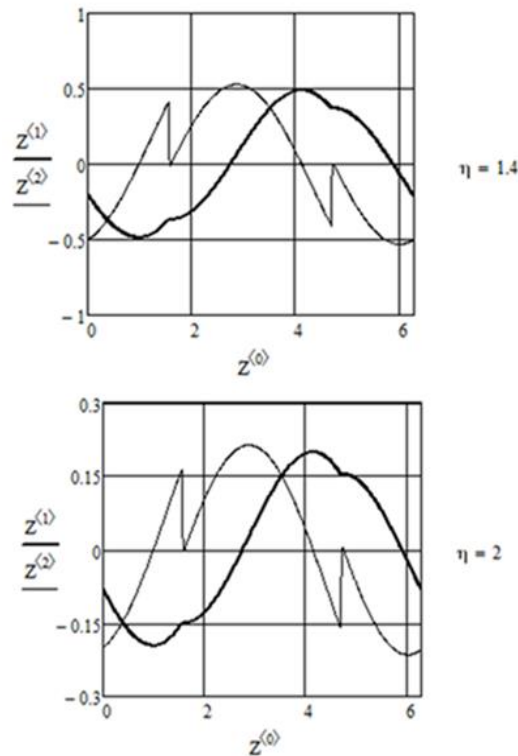


Рис. 1. Графики расчётных зависимостей:
имитация ударного демпфирования
($\varepsilon = 0,1$; $\Delta = 0,02$; $Z^{(0)} = \tau$; $Z^{(1)} = x_0$; $Z^{(2)} = x_1$)

Далее циклический процесс повторяется. Заметим, что в области высоких (зарезонансных) частот перепад скорости объекта в момент срабатывания импульсной ловушки уменьшается с увеличением относительной частоты.

В процессе наложения удерживающих связей параметр Δ , как элемент непрямого управления, позволяет исключить проявление резонансных явлений и достичь предельных показателей виброзащиты в рабочем диапазоне частот кинематического воздействия. При этом регламентированное увеличение продолжительности наложения удерживающей связи в области низких частот и, соответственно, уменьшение этой продолжительности в области высоких частот обеспечивает монотонно убывающую зависимость для коэффициентов динамичности на всём диапазоне частот. Заметим, что приведённые в табл. 1 и на рис. 2 значения параметра Δ

являются оптимальными, то есть их изменение приведёт к увеличению амплитуд колебаний объекта.

В результате моделирования установлено, что переходные процессы, вызываемые начальными условиями или случайными флуктуациями внешних возмущений, затухают в пределах одного периода кинематического воздействия.

Случай силового воздействия. В базовых моделях управляемых систем виброизоляции (5) и (6), которые предназначены для защиты несущих элементов от силового воздействия, использован новый ограничительный параметр Δ , косвенно определяющий длительность интервала блокировки системы. Определение данного параметра связывается с достижением минимума пиковых нагрузок и выполнения неравенства:

$$\max |R| < 1 \text{ and } \sqrt{1 + (\varepsilon\eta)^2 / (1 - \eta^2)^2 + (\varepsilon\eta)^2}. \quad (12)$$

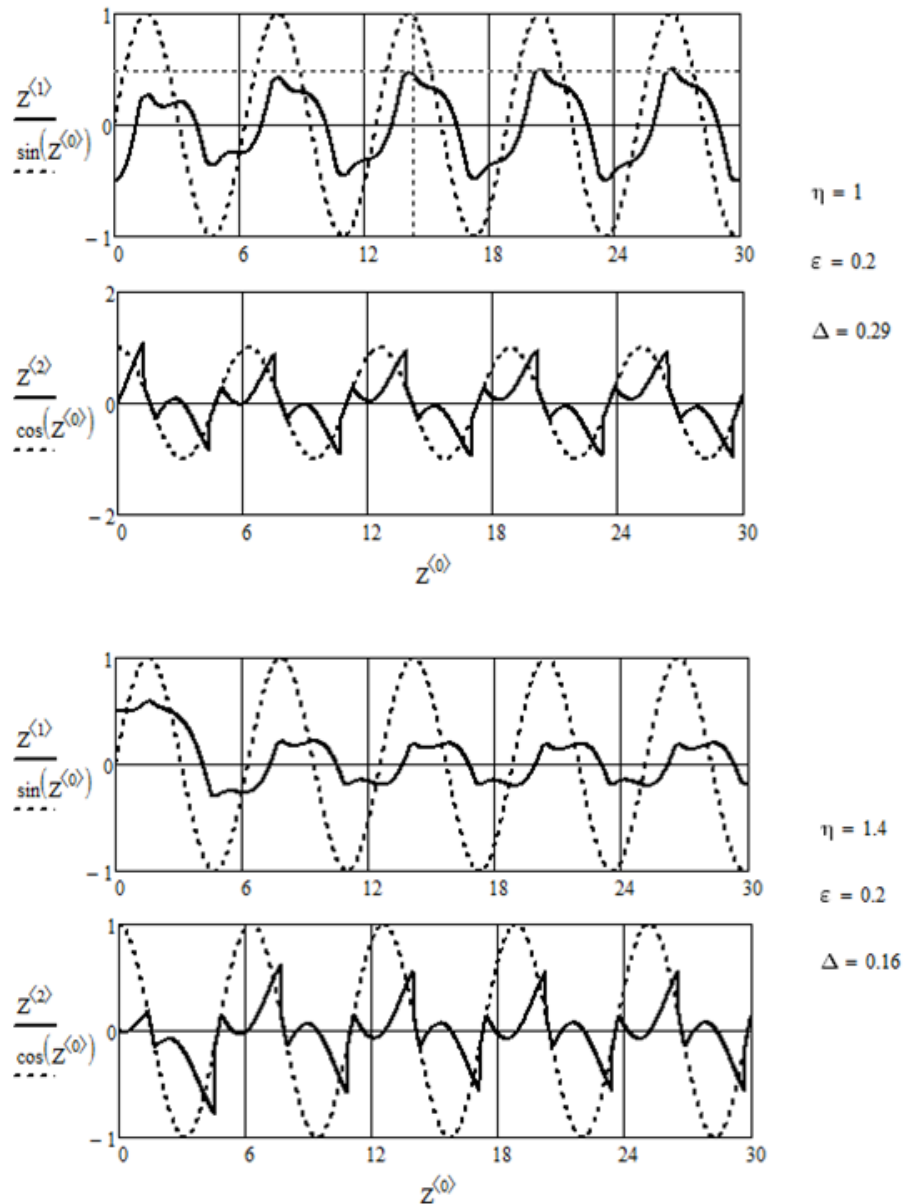


Рис. 2. Графики расчётных зависимостей: имитация наложения удерживающих связей ($Z^{(0)} = \tau$; $Z^{(1)} = x_0$; $Z^{(2)} = x_1$)

В более общем случае требуется обеспечить минимум среднеквадратических значений и выполнение неравенства

$$\sigma_R < \frac{\sqrt{2}}{2} \approx 0,705 \text{ and } \sigma_{R_0}, \tag{13}$$

где σ_R , σ_{R_0} - среднеквадратические значения динамической нагрузки соответственно для управляемой и пассивной систем.

Будем искать периодические решения при детерминированном силовом возмущении:

$$P(t) = P_0 \sin \omega t \rightarrow h(\tau) = \eta^{-2} \sin \tau.$$

Рассмотрим три временных интервала движения системы: $0 \dots \tau_1$, $\tau_1 \dots \tau_2$, $\tau_2 \dots \pi$. На первом и третьем интервалах движения система виброизоляции заблокирована и динамическая нагрузка $R = |\sin \tau| \leq \Delta$, на втором – разблокирована, динамическая нагрузка

$$R = \epsilon \eta x_1 + x_0 \leftrightarrow R = (b\dot{x} + cx)/P_0. \tag{14}$$

Кроме того, следует полагать, что если система заблокирована, то на первом интервале движения

$$x_0 = x_{01} = const, \quad x_1 = 0, \quad \text{а на третьем} - \\ x_0 = -x_{01} = const, \quad x_1 = 0.$$

Моменты переключений механизма наложения связей:

$$\tau_1 = \arcsin \Delta, \quad \tau_2 = \pi - \tau_1. \quad (15)$$

Движение виброактивного объекта на интервале $\tau_1 \dots \tau_2$ описывается следующими уравнениями:

$$x_0(\tau) = \exp(-\gamma\tau)(C_1 \cos \beta\tau + C_2 \sin \beta\tau) + Kd \sin(\tau - \varphi), \quad (16)$$

$$x_1(\tau) = -\gamma \exp(-\gamma\tau)(C_1 \cos \beta\tau + C_2 \sin \beta\tau) + \\ + \exp(-\gamma\tau)(-C_1\beta \sin \beta\tau + C_2\beta \cos \beta\tau) + Kd \cos(\tau - \varphi). \quad (17)$$

В этих уравнениях C_1 и C_2 - постоянные интегрирования. Также использу-

ются следующие дополнительные безразмерные параметры:

$$\gamma = \frac{\varepsilon}{2\eta}; \quad \beta = \eta^{-1} \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon}{2}\right)^2}; \quad \varphi = \arctg \frac{\varepsilon\eta}{1 - \eta^2}; \quad Kd = \frac{1}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + \varepsilon^2\eta^2}}.$$

Составим замкнутую систему уравнений для определения постоянных интегрирования C_1 , C_2 и смещения (значения

фазовой координаты) x_{01} , при которых имеет место периодическое (установившееся) движение базовой модели (5):

$$x_{01} = \exp(-\gamma\tau_1)(C_1 \cos \beta\tau_1 + C_2 \sin \beta\tau_1) + Kd \sin(\tau_1 - \varphi), \\ 0 = -\gamma \exp(-\gamma\tau_1)(C_1 \cos \beta\tau_1 + C_2 \sin \beta\tau_1) + \\ + \exp(-\gamma\tau_1)\beta(-C_1 \sin \beta\tau_1 + C_2 \cos \beta\tau_1) + Kd \cos(\tau_1 - \varphi), \\ -x_{01} = \exp(-\gamma\tau_2)(C_1 \cos \beta\tau_2 + C_2 \sin \beta\tau_2) + Kd \sin(\tau_2 - \varphi). \quad (18)$$

Программа для решения данной системы трансцендентных уравнений представлена на рис. 3. Там же приведены характерные графики перемещения $x_0(\tau)$ и скорости $x_1(\tau)$ виброактивного объекта, а также графики динамической нагрузки $R(\tau)$ и силового воздействия (синусоида).

Отмечается, что графики динамических нагрузок имеют разрывы первого рода в точках, которые соответствуют моментам срабатывания механизма наложения удерживающих связей (моментам блокировки и разблокировки системы). Однако если обеспечивается минимум значений пиковых нагрузок (12), то разрывы первого рода наблюдаются только в момент разблокировки системы.

Установлено, что максимальные значения оптимальной динамической нагруз-

ки приходится на моменты, когда происходит срабатывание механизма наложения удерживающих связей, и эти значения равны по абсолютной величине, то есть $|R(\tau_1)| = |R(\tau_2)| = \max |R(\tau)|$.

В отличие от неуправляемых систем виброизоляции базовая модель с механизмом наложения связей позволяет существенно снизить уровни динамических нагрузок, воспринимаемых несущим основанием, как в области низких (дорезонансных), так и в области рабочих частот $1,0 < \eta < 1,6$. Условия неравенств (12) и (13) выполнены. Динамические нагрузки монотонно уменьшаются с увеличением частоты силового возмущения, и, как следствие, проявление резонансных явлений исключается. Данные выводы сделаны на основе результатов расчёта пиковых нагрузок и среднеквадратических значений

динамических нагрузок, которые сведены в табл. 2.

Отмечается, что увеличение фонового демпфирования приводит к увеличению пиковых значений динамических нагрузок на всем рассматриваемом частотном диа-

пазоне силового возмущения. Тем не менее среднеквадратические значения динамических нагрузок достигают определённого минимума при фоновом демпфировании $\varepsilon \approx 0,2$.

Таблица 2

Результаты расчётов базовой модели системы виброизоляции с механизмом наложения связей

η	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	ε
$\max R $	0,90	0,84	0,75	0,68	0,58	0,50	0,43	0,37	0,0
σ_R	0,571	0,522	0,471	0,409	0,371	0,325	0,282	0,248	
$\max R $	0,91	0,85	0,77	0,71	0,64	0,57	0,52	0,45	0,2
σ_R	0,546	0,512	0,441	0,390	0,336	0,288	0,254	0,223	
$\max R $	0,93	0,91	0,82	0,75	0,69	0,63	0,58	0,53	0,4
σ_R	0,562	0,519	0,458	0,429	0,359	0,315	0,281	0,252	

Исходные данные: $\eta \equiv 1.4$ $\varepsilon \equiv 0.2$ $\Delta \equiv 0.64$

$$Kd := \frac{1}{\sqrt{(1-\eta^2)^2 + \varepsilon^2 \cdot \eta^2}} \quad \varphi := \text{if} \left(\frac{\varepsilon \cdot \eta}{1-\eta^2} > 0, \text{atan} \left(\frac{\varepsilon \cdot \eta}{1-\eta^2} \right), \text{atan} \left(\frac{\varepsilon \cdot \eta}{1-\eta^2} \right) + \pi \right)$$

$$\beta := \eta^{-1} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon}{2} \right)^2} \quad \gamma := \frac{\varepsilon}{2 \cdot \eta} \quad \tau1 := \text{asin}(\Delta) \quad \tau2 := \pi - \tau1$$

$$f(C1, C2) := e^{-\gamma \cdot \tau1} \cdot (\beta \cdot (-C1 \cdot \sin(\beta \cdot \tau1) + C2 \cdot \cos(\beta \cdot \tau1))) \quad C1 := 0 \quad C2 := 0 \quad x0 := 0$$

$$\text{Given} \quad e^{-\gamma \cdot \tau1} \cdot (C1 \cdot \cos(\beta \cdot \tau1) + C2 \cdot \sin(\beta \cdot \tau1)) + Kd \cdot \sin(\tau1 - \varphi) = x0$$

$$-\gamma \cdot e^{-\gamma \cdot \tau1} \cdot (C1 \cdot \cos(\beta \cdot \tau1) + C2 \cdot \sin(\beta \cdot \tau1)) + f(C1, C2) + Kd \cdot \cos(\tau1 - \varphi) = 0$$

$$e^{-\gamma \cdot \tau2} \cdot (C1 \cdot \cos(\beta \cdot \tau2) + C2 \cdot \sin(\beta \cdot \tau2)) + Kd \cdot \sin(\tau2 - \varphi) = -x0$$

$$Z := \text{Find}(C1, C2, x0) = \begin{pmatrix} -0.025 \\ 0.975 \\ -0.411 \end{pmatrix} \quad z1(t) := e^{-\gamma \cdot t} \cdot (Z_0 \cdot \cos(\beta \cdot t) + Z_1 \cdot \sin(\beta \cdot t)) + Kd \cdot \sin(t - \varphi)$$

$$z2(t) := \text{if}(t < \tau1, Z_2, \text{if}(t > \tau2, -Z_2, z1(t))) \quad x(t) := \text{if}(t \geq \pi, -z2(t - \pi), z2(t))$$

$$Rd(t) := \text{if} \left[\Delta \geq |\sin(t)|, \sin(t), \varepsilon \cdot \eta \cdot \left[\frac{d}{dt}(x(t)) \right] + x(t) \right]$$

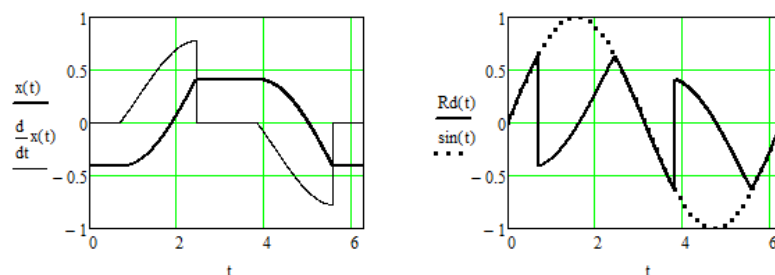


Рис. 3. Листинг программы для моделирования работы базовой модели (6) ($Rd(t) = R(\tau)$)

На рис. 4 представлены характерные графики перемещения $x_0(\tau) = Z^{(1)}$ и скорости $x_1(\tau) = Z^{(2)}$ виброактивного объекта, а также график динамической нагрузки

$R(\tau) = Rg^{(0)}$ и графики, характеризующие силовое возмущение.

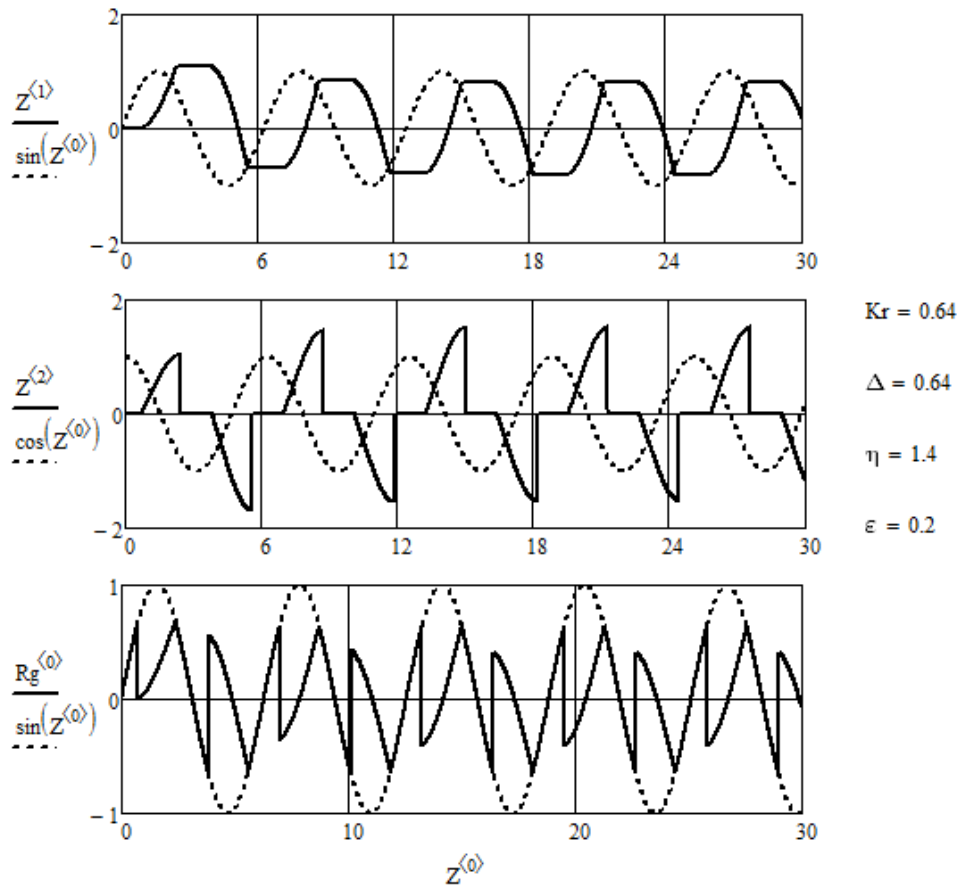


Рис. 4. Графики расчётных зависимостей: имитация наложения удерживающих связей

Следует отметить, что механизм наложения связей оказывает также определённое нивелирующее (ослабляющее) влияние и на процессы, генерируемые виброактивным объектом. Это обстоятельство

необходимо учитывать при разработке соответствующих технологических машин, для поддержания рабочих режимов которых требуется высокий уровень интенсивности колебаний.

Заключение

Разработаны новые базовые модели виброзащитных систем с дополнительными управляемыми устройствами прерывистого действия - механизмом наложения связей и импульсной ловушкой.

По результатам исследования динамических свойств данных систем можно сделать следующие основные выводы:

- резонансные явления устраняются (в установившихся режимах колебаний

амплитуды колебаний объекта монотонно уменьшаются с увеличением частоты кинематического гармонического возмущения);

- переходные процессы, вызываемые начальными условиями или случайными флуктуациями внешних возмущений, затухают в пределах одного периода внешнего воздействия, то есть реализуется процесс,

который характеризуется как «один толчок - одно колебание»;

- инвариантность системы по отношению к силовым возмущениям в результате периодических блокировок существенно повышается, и, как следствие, можно уменьшать жёсткость несущего упругого элемента, не опасаясь потери устойчивости;

- энергетические затраты на реализацию непрямого импульсного управления связаны только с процессом «включить-выключить», который может быть запрограммирован через компоненты состояния системы в относительном движении посредством актуализации конструктивных свойств системы.

Работа выполнена при финансовой поддержке РНФ (проект № 16-19-00186).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Елисеев А.В., Сельвинский В.В., Елисеев С.В. Динамика вибрационных взаимодействий элементов технологических систем с учётом неустойчивых связей. Новосибирск: Наука, 2015. 332 с.
2. Чернышев В.И., Савин Л.А., Фоминова О.В. Роторная динамика: гироскопические эффекты и управление // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2016. № 5. С. 3-8.
3. Аврамов К.В., Михлин Ю.В. Нелинейная динамика упругих систем. М.-Ижевск: Ин-т компьютер. исслед. 2015. Т. 2. 700 с.
4. Chernyshev V.I., Savin L.A., Fominova O.V. Dynamics of the rotor on elastic-damping supports under action of kinematic effects // IOP Conference. Series: Materials Science and Engineering. 2017. Vol. 233, no. 1. P. 012055.
5. Фоминова О.В. Прерывистое демпфирование в системах виброзащиты: основы теории, приложения. М.: Машиностроение-1, 2005. 256 с.
6. Чернышев В.И., Савин Л.А., Фоминова О.В. Непрямое управление колебаниями: элементы теории // Труды СПИИРАН. 2019. Т. 18, № 1. С. 148-175.
7. Черноусько Ф.Л., Ананьевский И.М., Решмин С.А. Методы управления нелинейными механическими системами. М.: Физматлит, 2006. 328 с.
8. Genfeng L., Jing J., Yuhe L., Ming Z. Impact of system anisotropy on vibration reduction of rotating machinery and its evaluation method // Mechanical Systems and Signal Processing. 2017. Vol. 93. P. 299-311.
9. Balthazar J.M., Goncalves P.B., Fenili A. Nonlinear vibrations in elastic structures: Dynamics and control // Shock and Vibration. 2013. Vol. 20, no. 6. P. 1031-1032.
10. Ibrahim R.A. Recent advances in nonlinear passive vibration isolators // Journal of Sound and Vibration. 2008. Vol. 314, no. 3-5. P. 371-452.
11. Balandin D.V., Bolotnik N.N., Pilkey W.D. Predicting control for shock and pact isolation systems // Shock and Vibration. 2005. Vol. 12, no. 1. P. 49-65.
12. Tang B., Brennan M.J. On the shock performance of a nonlinear vibration isolator with high-static-low-dynamic-stiffness // International Journal of Mechanical Sciences. 2014. Vol. 81. P. 207-214.
13. Фоминова О.В., Белозёрова Е.Б., Чернышев В.И. Система виброизоляции с управляемым демпфером // Справочник. Инженерный журнал. 2012. № 6. С. 3-10.
14. Фоминова О.В., Белозёрова Е.Б., Чернышев В.И. Моделирование работы виброизолятора с демпфером прерывистого действия // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2012. № 2. С. 30-37.
15. Бенсуан А., Лиож Ж. Импульсное управление и квазивариационные неравенства. М.: Наука, 1987. 596 с.
16. Дыхта В.А., Самсонюк О.Н. Оптимальное импульсное управление с приложениями. М.: Физматлит, 2003. 256 с.
17. Фоминова О.В., Савин Л.А., Чернышев В.И. Теоретические аспекты формирования оптимальных управляемых процессов виброзащиты // Известия Юго-Западного государственного университета. Техника и технологии. 2013. № 3. С. 44-50.
1. Yeliseev A.V., Selvinsky V.V., Yeliseev S.V. Dynamics of Vibration Interactions of Technological System Elements taking into Account of Non-Retaining Connections. Novosibirsk: Science, 2015. pp. 332.
2. Chernyshev V.I., Savin L.A., Fominova O.V. Rotor dynamics: gyroscopic effects and control // Fundamental and Applied Problems of Engineering and Technology. 2016. No.5. pp. 3-8.
3. Avramov K.V., Mikhlin Yu.V. Non-Linear Dynamics of Elastic Systems. M.:Izhevsk: Institute of Computer Investigations. 2015. Vol.2. pp. 700.
4. Chernyshev V.I., Savin L.A., Fominova O.V. Dynamics of the rotor on elastic-damping supports under action of kinematic effects // IOP Conference. Series: Materials Science and Engineering. 2017. Vol. 233, no. 1. P. 012055.

5. Fominova O.V., *Non-continuous Damping in Systems of Vibration Protection: Theory Fundamentals, Applications*. M.: Mechanical Engineering-1, 2005. pp. 256.
6. Chernyshov V.I., Savin L.A., Fominova O.V. Indirect control of oscillation: theory elements // *Proceedings of SPIIRAS*. 2019. Vol. 18, No.1. pp. 148-175.
7. Chernousko F.L., Ananievsky I.M., Reshmin S.A. *Methods of Non-Linear Engineering System Control*. M.: Physmathlit, 2006. pp. 328.
8. Genfeng L., Jing J., Yuhe L., Ming Z. Impact of system anisotropy on vibration reduction of rotating machinery and its evaluation method // *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2017. Vol. 93. P. 299-311.
9. Balthazar J.M., Goncalves P.B., Fenili A. Nonlinear vibrations in elastic structures: Dynamics and control // *Shock and Vibration*. 2013. Vol. 20, no. 6. P. 1031-1032.
10. Ibrahim R.A. Recent advances in nonlinear passive vibration isolators // *Journal of Sound and Vibration*. 2008. Vol. 314, no. 3-5. P. 371-452.
11. Balandin D.V., Bolotnik N.N., Pilkey W.D. Pre-acting control for shock and pact isolation systems // *Shock and Vibration*. 2005. Vol. 12, no. 1. P. 49-65.
12. Tang B., Brennan M.J. On the shock performance of a nonlinear vibration isolator with high-static-low-dynamic-stiffness // *International Journal of Mechanical Sciences*. 2014. Vol. 81. P. 207-214.
13. Fominova O.V., Belozyorova E.B., Chernyshov V.I. Vibration insulation system with controlled damper // *Reference Book. Engineering Journal*. 2012. No.6. pp. 3-10.
14. Fominova O.V., Belozyorova E.B., Chernyshov V.I. Modeling of vibration isolator work with damper of intermittent functioning // *Fundamental and Applied Problems of Engineering and Technology*. 2012. No.2. pp. 30-37.
15. Bensuan A., Lioge J. *Pulse Control and Quasi-variation Inequalities*. M.: Science, 1987. pp. 596.
16. Dykhta V.A., Samsonyuk O.N. *Optimum Pulse Control with Applications*. M.: Physmathlit, 2003. pp. 256.
17. Fominova O.V., Savin L.A., Chernyshov V.I. Theoretical aspects of optimum controlled vibration protection formation // *Proceedings of South-Western State University. Engineering and Technologies*. 2013. No.3. pp. 44-50.

Ссылка для цитирования:

Фомина О.В., Савин Л.А., Чернышев В.И. Динамика виброзащитных систем с управляемым механизмом наложения связей // *Вестник Брянского государственного технического университета*. 2019. № 12. С. 20–32. DOI: 10.30987/1999-8775-2019-2019-12-21-32.

Статья поступила в редакцию 18.11.19.

Рецензент: д.т.н., профессор Брянского государственного технического университета

Хандошко А.В.,

член редсовета журнала «Вестник БГТУ».

Статья принята к публикации 29. 11. 19.

Сведения об авторах:

Фомина Ольга Владимировна, к.т.н., доцент кафедры мехатроники, механики и робототехники Орловского государственного университета им. И.С. Тургенева, e-mail: echatronics.orel@yandex.ru.

Савин Леонид Алексеевич, д.т.н., профессор кафедры мехатроники, механики и робототехники

Fominova Olga Vladimirovna, Can. Sc. Tech., Assistant Prof. of the Dep. “Mechatronics, Mechanics and Robotics”, Turgenev State University of Orel, e-mail: mechatronics.orel@yandex.ru.

Savin Leonid Alexeevich, Dr. Sc. Tech., Prof. of the Dep. “Mechatronics, Mechanics and Robotics”, Turgenev State University of Orel, e-mail: savin@ostu.ru.

Орловского государственного университета им. И.С. Тургенева, e-mail: savin@ostu.ru.

Чернышев Владимир Иванович, д.т.н., профессор кафедры мехатроники, механики и робототехники Орловского государственного университета им. И.С. Тургенева, e-mail: chernyshev_@mail.ru.

Chernyshov Vladimir Ivanovich, Dr. Sc. Tech., Prof. of the Dep. “Mechatronics, Mechanics and Robotics”, Turgenev State University of Orel, e-mail: chernyshev_@mail.ru.