

О влиянии динамического гасителя колебаний на распределение амплитуд движения точек рабочего органа вибрационной машины

Нгуен Дык Хуинь

Иркутский государственный университет путей сообщения, ул. Чернышевского 15, Иркутск, Россия
huynhd1987@gmail.com

Статья поступила 23.04.2017, принята 20.05.2017

В статье получено развитие теоретической базы обоснования методики определения особенностей распределения амплитуд колебаний рабочего органа вибростенда. Цель исследования заключается в разработке метода построения математической модели вибрационной технологической машины, имеющей расчетную схему в виде твердого тела на упругих опорах. Для решения задач используются структурные математические модели в виде структурных схем эквивалентных в динамическом отношении систем автоматического управления. Применяется аналитический аппарат теории автоматического управления, исследуются особенности взаимодействия рабочего органа стенда и динамического гасителя колебаний. Показаны особенности формирования вибрационного поля при изменении места закрепления динамического гасителя колебаний. Вводится понятие о передаточной функции межпарциальной связи для оценки взаимодействия элементов системы в различных частотных диапазонах. Показано, что изменение места закрепления динамического гасителя колебаний может существенно трансформировать форму и структуру вибрационного поля. Получены аналитические соотношения реализации режима работы, при котором рабочий орган вибростенда может совершать одномерные вертикальные колебания при «обнулении» угловых движений. Результаты исследований представляют интерес для настройки технологических вибрационных машин, а также в целях повышения их динамического качества.

Ключевые слова: динамический гаситель колебаний; передаточная функция; межпарциальная связь; частота динамического гашения; частотная диаграмма.

On the influence of a dynamic vibration damper on the distribution of the amplitude of motion of the points of the vibration machine working member

Nguyen Duc Huynh

Irkutsk State Transport University; 15, Chernyshevskiy St., Irkutsk, Russia
huynhd1987@gmail.com

Received 23.04.2017, accepted 20.05.2017

A theoretical basis has been developed to justify the method for determining the distribution of the amplitudes of vibrations of the working member of the vibration machine. The purpose of the study is to develop a method for constructing a mathematical model of a vibrating technological machine that has a design scheme in the form of a rigid body on elastic supports. To solve the problems, structural mathematical models are used in the form of structural schemes of dynamically equivalent automatic control systems. The analytical apparatus of the theory of automatic control is used. The features of interaction between the working organ of the stand and the dynamic vibration damper are investigated. The features of the formation of a vibrational field are shown when the dynamic damper is changed. To evaluate the interaction of system elements in different frequency ranges, the notion of a transfer function of inter-partial communication is introduced. It is shown that changes in the location of the dynamic vibration damper can significantly change the shape and structure of the vibrational field. The analytical relations of operational mode implementation, in which the working body of the vibration table can make one-dimensional vertical oscillations with "zeroing" of angular motion, are obtained. The results of the research are of interest for technological vibration machines tuning and increasing their dynamic quality.

Keywords: dynamic vibration damper; transfer function; inter-partial communication; frequency of dynamic absorbing; frequency diagram.

Введение

Технологические машины для реализации процессов вибрационного упрочнения деталей, обработки полостей гранулированными рабочими средами, транспортировки и сепарации сыпучих смесей снабжаются рабочими органами в виде твердых тел, совер-

шающих определенные периодические движения. В этом плане показательна работа вибростендов различных конструктивно-технических типов и способов возбуждения вибрации [1–4]. Эффективность технологических процессов и производительность вибростендов и вибрационных технологических машин существен-

ным образом зависят от структуры вибрационного поля, то есть от особенностей распределения амплитуд колебаний точек рабочего органа по его длине. Некоторые технологические процессы, например, перемещение сыпучей смеси вверх по наклонной плоскости или сепарация смесей, требуют, чтобы вибрационные поля имели вполне определенную структуру [5; 6].

Способы настройки и корректировки вибрационных полей реализуются, по существу, в двух направлениях, ориентируясь на изменение условий работы вибровозбудителей или использование специальных средств, применяемых в вибростендах как дополнительные связи. Упомянутые подходы требуют использования достаточно сложных корректирующих механизмов и источников питания для их работы.

Использование динамических гасителей колебаний для коррекции динамических свойств систем рассмотрено в работах [11–13], где затронуты некоторые важные аспекты этой проблемы. Вместе с тем, эффекты влияния динамических связей достаточно разнообразны, что требует учета многих приводящих факторов, в частности оценки влияния на связность движения между координатами объектов с двумя степенями свободы, что характерно для вибрационных технологических стендов.

В статье предложен метод построения математической модели вибрационной технологической машины с динамическим корректором в виде гасителя колебаний для обеспечения определенных форм вибрационного поля.

Некоторые общие положения. Расчетная схема технологической вибрационной машины представляет собой механическую колебательную систему с тремя степенями свободы, как это показано на рис. 1.

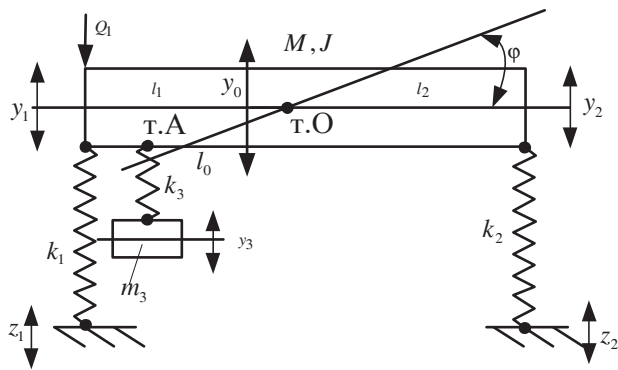


Рис. 1. Расчетная схема технологической вибрационной машины с динамическим гасителем колебаний

Система состоит из твердого тела массой M , имеющего момент инерции J относительно центра тяжести. Динамический гаситель колебаний присоединяется в т. A на расстоянии l_0 от центра тяжести (т. O) твердого тела. Гаситель имеет массу m_3 и подвешен на пружине с жесткостью k_3 . Твердое тело опирается на упругие элементы с жесткостями k_1, k_2 . Предполагается, что система обладает линейными свойствами и совершает малые колебания относительно положения статического равновесия. Движение системы описывается координатами y_1, y_2, y_3 и y_0, φ, y_3 в неподвижном базисе.

Внешняя сила Q_1 приложена в точке закрепления упругого элемента k_1 .

Уравнения движения исходной системы (рис. 1) могут быть построены на основе использования уравнения Лагранжа 2-го рода [14; 15]. Составим выражения для кинетической и потенциальной энергий:

$$T = \frac{1}{2} M \dot{y}_0^2 + \frac{1}{2} J \dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2} m_3 \dot{y}_3^2, \quad (1)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} k_1 y_1^2 + \frac{1}{2} k_2 y_2^2 + \frac{1}{2} k_3 (y_3 - y_A)^2. \quad (2)$$

Между координатами y_1, y_2, y_3 и y_0, φ, y_A существует ряд соотношений:

$$\left. \begin{aligned} y_0 = ay_1 + by_2, \varphi = c \cdot (y_2 - y_1), y_1 = y_0 - l_1 \varphi, \\ y_2 = y_0 + l_2 \varphi, y_A = y_0 - l_0 \varphi, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где $a = \frac{l_2}{l_1 + l_2}, b = \frac{l_1}{l_1 + l_2}, c = \frac{1}{l_1 + l_2}$.

В свою очередь:

$$y_A = ay_1 + by_2 - l_0 c \cdot (y_2 - y_1) = a_1 y_1 + b_1 y_2. \quad (4)$$

При этом выполняются геометрические условия:

$$a_1 = a + l_0 c, \quad b_1 = b - l_0 c. \quad (5)$$

1. Выражения (1), (2) с учетом (3) – (5) можно записать в виде:

$$T = \frac{1}{2} M (a\dot{y}_1 + b\dot{y}_2)^2 + \frac{1}{2} J c^2 (\dot{y}_2 - \dot{y}_1)^2 + \frac{1}{2} m_3 \dot{y}_3^2, \quad (6)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} k_1 y_1^2 + \frac{1}{2} k_2 y_2^2 + \frac{1}{2} k_3 (y_3 - a_1 y_1 - b_1 y_2)^2. \quad (7)$$

Коэффициенты уравнений движения (6), (7) после преобразований Лапласа принимают вид, как приведено в табл. 1.

Таблица 1

Коэффициенты уравнений движения в координатах \bar{y}_1, \bar{y}_2 и \bar{y}_3 при силовом возмущении

a_{11}	a_{12}	a_{13}
$(Ma^2 + Jc^2)p^2 + k_1 + a_1^2 k_3$	$(Mab - Jc^2)p^2 + a_1 b_1 k_3$	$-a_1 k_3$
a_{21}	a_{22}	a_{23}
$(Mab - Jc^2)p^2 + a_1 b_1 k_3$	$(Mb^2 + Jc^2)p^2 + k_2 + b_1^2 k_3$	$-b_1 k_3$
a_{31}	a_{32}	a_{33}
$-a_1 k_3$	$-b_1 k_3$	$m_3 p^2 + k_3$
Обобщенные силы		
\bar{Q}_1	\bar{Q}_2	\bar{Q}_3
\bar{Q}	0	0

Примечание. $\bar{Q}_1, \bar{Q}_2, \bar{Q}_3$ — обобщенные силы при учете возмущений силового вида; $p = j\omega$ — комплексная переменная ($j = \sqrt{-1}$); значок \leftrightarrow соответствует изображению переменной по Лапласу

Отметим, что процедура получения коэффициентов уравнений в операторной форме в табл. 1 предполагает использование преобразований Лапласа при нулевых начальных условиях [14; 15]. На основе табл. 1 можно

построить структурную математическую модель исходной системы в виде структурной схемы эквивалентной в динамическом отношении системы автоматического управления, что приведено на рис. 2.

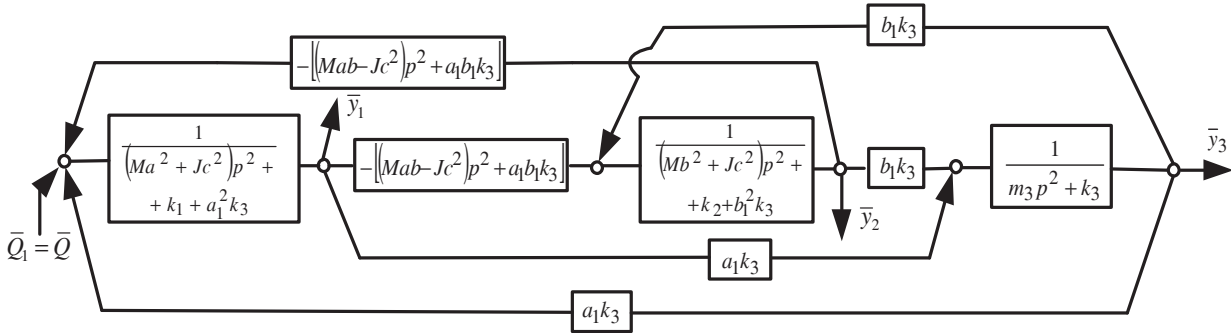


Рис. 2. Структурная математическая модель

Система (рис. 2) состоит из трех парциальных блоков; между парциальными системами y_1, y_2 связь инерционно-упругая (возможно «обнуление»); остальные межпарциальные связи — упругие.

Запишем выражения для передаточных функций системы при силовом возмущении $\bar{Q}_1 \neq 0$ ($\bar{Q}_2 = 0, \bar{Q}_3 = 0$):

$$W_1(p) = \frac{\bar{y}_1}{\bar{Q}_1} = \frac{(m_3 p^2 + k_3) \cdot \left[\frac{(Mb^2 + Jc^2)p^2 + k_2 + k_3 b_1^2}{A(p)} \right] - b_1^2 k_3^2}{A(p)}, \quad (8)$$

$$W_2(p) = \frac{\bar{y}_2}{\bar{Q}_1} = \frac{a_1 b_1 k_3^2 - (m_3 p^2 + k_3) \cdot \left[\frac{(Mab - Jc^2)p^2 + k_3 a_1 b_1}{A(p)} \right]}{A(p)}, \quad (9)$$

$$W_3(p) = \frac{\bar{y}_3}{\bar{Q}_1} = \frac{-b_1 k_3 \cdot \left[\frac{(Mab - Jc^2)p^2 + k_3 a_1 b_1}{A(p)} \right] + a_1 k_3 \cdot \left[\frac{(Mb^2 + Jc^2)p^2 + k_2 + k_3 b_1^2}{A(p)} \right]}{A(p)}, \quad (10)$$

где:

$$A(p) = a_{11} a_{22} a_{33} - a_{11} a_{23}^2 - a_{22} a_{13}^2 - a_{33} a_{12}^2 + 2a_{12} a_{23} a_{13}, \quad (11)$$

— характеристическое частотное уравнение.

Отметим, что значения коэффициентов a_{ij} приводятся в табл. 1.

Оценка динамических свойств системы. Для оценки связности движений между координатами \bar{y}_2 и \bar{y}_1 при действии внешней силы \bar{Q}_1 вводится передаточная функция межпарциальных связей.

$$W_{12}(p) = \frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} = \frac{a_1 b_1 k_3^2 - (m_3 p^2 + k_3) \cdot \left[\frac{(Mab - Jc^2)p^2 + k_3 a_1 b_1}{(m_3 p^2 + k_3) \cdot \left[\frac{(Mb^2 + Jc^2)p^2 + k_2 + k_3 b_1^2}{A(p)} \right] - b_1^2 k_3^2} \right]}{(m_3 p^2 + k_3) \cdot \left[\frac{(Mb^2 + Jc^2)p^2 + k_2 + k_3 b_1^2}{A(p)} \right] - b_1^2 k_3^2}. \quad (12)$$

Связи между координатой \bar{y}_A и силой \bar{Q} определяются передаточной функцией:

$$W_A(p) = \frac{\bar{y}_A}{\bar{Q}} = \frac{a_1 \bar{y}_1 + b_1 \bar{y}_2}{\bar{Q}} = \frac{(m_3 p^2 + k_3) \cdot \left[\frac{(Mb^2 + Jc^2)p^2 + k_2 + b_1^2 k_3}{A(p)} \right] - b_1^2 k_3^2}{A(p)} + b_1 \frac{a_1 b_1 k_3^2 - (m_3 p^2 + k_3) \cdot \left[\frac{(Mab - Jc^2)p^2 + a_1 b_1 k_3}{A(p)} \right]}{A(p)}$$

или:

$$W_A(p) = \frac{(m_3 p^2 + k_3) \cdot \left\{ \begin{array}{l} a_1 \cdot \left[\frac{(Mb^2 + Jc^2)p^2 + k_2 + b_1^2 k_3}{A(p)} \right] - \\ - b_1 \cdot \left[\frac{(Mab - Jc^2)p^2 + a_1 b_1 k_3}{A(p)} \right] \end{array} \right\}}{A(p)}. \quad (13)$$

Для оценки динамического состояния из (13) имеются две частоты режимов динамического гашения колебаний.

Первая частота определяется выражением:

$$\omega_{1\text{дин}}^2 = \frac{k_3}{m_3}; \quad (14)$$

вторая частота может быть найдена из уравнения:

$$a_1 \left[\frac{(Mb^2 + Jc^2)p^2 + k_2 + b_1^2 k_3}{A(p)} \right] - b_1 \left[\frac{(Mab - Jc^2)p^2 + a_1 b_1 k_3}{A(p)} \right] = 0, \quad (15)$$

откуда следует:

$$\omega_{2\text{дин}}^2 = \frac{a_1 k_2}{a_1 \cdot (Mb^2 + Jc^2) - b_1 \cdot (Mab - Jc^2)}. \quad (16)$$

Особенности динамических свойств. При рассмотрении частных случаев отметим ряд особенностей:

1. При $l_0 = 0, a_1 = a, b_1 = b$. После подстановки в (15) получим:

$$\omega_{2\text{дин}}^2 = \frac{ak_2}{Jc^2}. \quad (17)$$

2. При $l_0 = l_1$, $a_1 = 1$, $b_1 = 0$. Соответственно имеем:

$$\omega_{2\text{дин}}^2 = \frac{k_2}{Mb^2 + Jc^2}. \quad (18)$$

3. При $l_0 = -l_1$, $a_1 = a - b$, $b_1 = 2b$. Подставляя в (16), получим:

$$\omega_{2\text{дин}}^2 = -\frac{(a-b)k_2}{Mb^2 - Jc^2}. \quad (19)$$

4. При $l_0 = l_2$, $a_1 = 2a$, $b_1 = b - a$. После подстановки в (16) имеем:

$$\omega_{2\text{дин}}^{\text{IV}} = \frac{2ak_2}{Mab + Jc^2}. \quad (20)$$

5. При $l_0 = -l_2$, $a_1 = 0$, $b_1 = 1$. Подставляем в (16), получим:

$$\omega_{2\text{дин}}^{\text{V}} = 0. \quad (21)$$

Режимы динамического гашения колебаний при использовании передаточных функций (8), (9) определяем из условия «обнуления» их числителей. Место закрепления динамического гасителя l_0 имеет существенное значение.

Таким образом, вибрационная технологическая система на частотах:

$$\omega_{\text{дин}}^2 = \frac{k_3}{m_3}. \quad (22)$$

имеет режим динамического гашения колебаний в т. А. В этом случае твердое тело можно рассматривать как рычаг второго рода с точкой вращения т. А. Координаты y_1 , y_2 будут направлены в разные стороны. Распределение амплитуд колебаний промежуточных точек будет определяться прямой, проходящей через точку А. При таком режиме вибрационное поле имеет специфический вид и зону малых колебаний в близости к точке А, что формирует неоднородность взаимодействия рабочей среды с деталью при реализации вибрационного технологического процесса.

Условия равномерности вибрационного поля.

Кроме частоты динамического гашения колебаний, определяемой выражением (22), система в силу особенностей динамического взаимодействия элементов в системе с тремя степенями свободы имеет возможности реализации других режимов динамического гашения колебаний, которые могут определяться из «обнуления» числителей передаточных функций (8) и (9). Частотные уравнения соответственно имеют вид:

$$p^4(Mb^2 + Jc^2)m_3 + p^2 \left[\frac{m_3(k_2 + k_3b_1^2)}{+k_3(Mb^2 + Jc^2)} \right] + k_2k_3 = 0, \quad (23)$$

$$p^4(Mab - Jc^2)m_3 + p^2 \left[\frac{m_3k_3a_1b_1}{+k_3(Mab - Jc^2)} \right] = 0. \quad (24)$$

Уравнение (24) дает одну нулевую частоту. Используя (23), (24), можно получить, учитывая особенности детали, например, в процессах виброупрочнения, необ-

ходимую форму вибрационного поля. Наибольший интерес представляет процесс выравнивания структуры вибрационного поля из условия выполнения соотношения $\frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} = 1$.

В таком случае частота, на которой реализуются необходимые условия настройки вибрационного поля, определяется выражением (12). На рис. 3 приведена частотная диаграмма для определения частоты $\omega_{\frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1}=1}$

по условиям модельной задачи, для которой принято, что $M = 100 \text{ кг}$, $J = 50 \text{ кгм}^2$, $k_1 = 500 \text{ кН/м}$, $k_2 = 500 \text{ кН/м}$, $a = 0.6 \text{ м}$, $b = 0.4 \text{ м}$, l_0 — изменяется в пределах $l_0 = -0.5 \div +0.5 \text{ м}$, $k_3 = 50 \text{ кН/м}$, $m_3 = 10 \text{ кг}$.

Частотная диаграмма на рис. 3 построена в координатных осях: «ордината — ω_2 — частота колебаний»; абсцисса l_0 — смещение траверсы относительно т. О (центр тяжести рабочего органа). График $\omega_{(1)}^2(l_0)$ обозначен сплошной линией (—) и отражает изменения условий $\frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} = 1$ в зависимости от значения l_0 .

Если частота режима работы вибростенда должна обуславливать его работу при $\frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} = 1$, что обеспечивает

структуру равномерного вибрационного поля, то для настройки может быть выбран участок между точками (1) и (2) на графике $\omega_{(1)}^2(l_0)$, что соответствует пределам перемещения траверсы по отношению к центру тяжести (т. О). На частотной диаграмме (рис. 3) приведены графики зависимостей $\omega_{1\text{соб}}^2(l_0)$, $\omega_{2\text{соб}}^2(l_0)$ и $\omega_{3\text{соб}}^2(l_0)$ частот собственных колебаний в зависимости от положения траверсы l_0 . Графики $\omega_{1\text{соб}}^2(l_0)$, $\omega_{2\text{соб}}^2(l_0)$ имеют тенденцию к сближению в области низких частот, что при учете расположения нижней ветви $\omega_{1\text{соб}}^2(l_0)$, а также группирования в этой зоне графиков $\omega_{1\text{дин}}^2(l_0)$ и $\omega_{2\text{дин}}^2(l_0)$, обозначенных соответственно штриховой (— — —) и точечной (.....) линиями, свидетельствует о возможности выхода на режимы неустойчивой работы. Границами таких участков являются тт. (3), (4), (5), (6). В физическом плане близость режима динамического гашения колебаний и резонанса неудобна тем, что изменения параметров системы могут приводить к резким изменениям амплитуд колебаний при небольших вариациях частоты.

Приведенная технология построения математической модели технологического вибрационного процесса, вывода необходимых аналитических зависимостей, определяющих параметры требуемых режимов и условий их устойчивой реализации, по существу, является основой для построения алгоритмов автоматического управления работой вибрационного технологического комплекса, работающего в допустимых пределах обеспечения динамического качества процессов и безопасной эксплуатации оборудования.

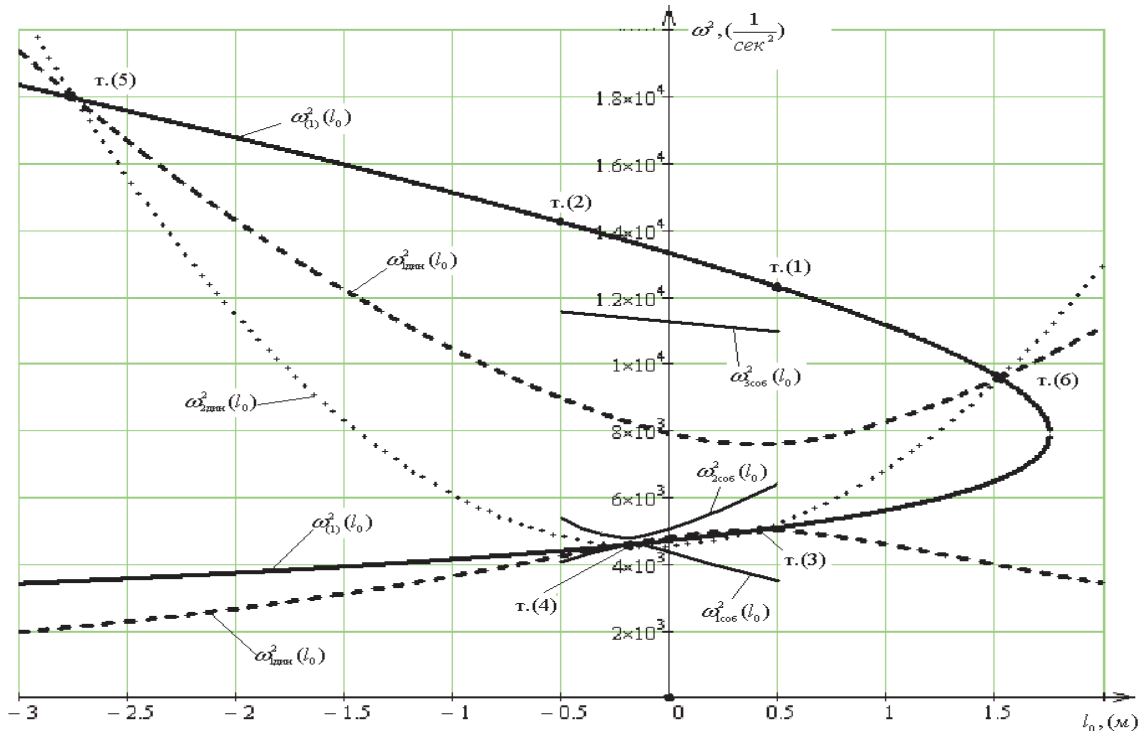


Рис. 3. Частотная диаграмма для определения параметров структуры вибрационного поля: $\omega_{(1)}^2(l_0)$ — частота возбуждения при $\frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} = 1$; $\omega_{днн}^2(l_0)$ — частота динамического гашения по координате \bar{y}_1 ; $\omega_{днн}^2(l_0)$ — частота динамического гашения по координате \bar{y}_2 ; $\omega_{1соеб}^2(l_0)$ — нижняя частота собственных колебаний; $\omega_{2соеб}^2(l_0)$ — средняя частота собственных колебаний; $\omega_{3соеб}^2(l_0)$ — высшая частота собственных колебаний

Заключение

Введение динамического гасителя колебаний в технологические вибрационные машины обычно направлено на создание в структуре вибрационного поля так называемого узла, который представляет собой неподвижную точку на частоте динамического гашения колебаний. В этом случае амплитуды колебаний точек рабочего органа вибростенда располагаются по схеме организации движения рычага 2-го рода с неподвижной точкой опоры.

Предложена технология поисковых оценочных действий по отношению к динамическим свойствам вибростенда при перемещении точки закрепления динамического гасителя на рабочем органе.

1. Показано, что смещение динамического гасителя может обеспечить создание вибрационного режима без точки типа «узел», в частности обеспечить равномерную структуру вибрационного поля.

2. Получены аналитические соотношения реализации режима работы, при котором рабочий орган вибростенда может совершать одномерные вертикальные колебания при «обнулении» угловых движений.

3. Предложено физическое истолкование причин возможных неустойчивостей, возникающих при реализации вибрационных процессов, что связано со сближением значений частот динамического гашения колебаний и частот собственных колебаний или их группирования в локализованном секторе частот.

Литература

1. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. М.: Наука, 1991. 255 с.
2. Елисеев А.В., Сельвинский В.В., Елисеев С.В. Динамика вибрационных взаимодействий элементов технологических систем с учетом неударяющих связей. Новосибирск: Наука, 2015. 332 с.
3. Копылов Ю.Р. Динамика процессов виброударного упрочнения: моногр. Воронеж: Науч. книга, 2011. 569 с
4. Елисеев А.В., Кашуба В.Б., Кинаш Н.Ж., Елисеев С.В. Особенности динамических свойств рабочих органов технологических машин при инерционном возбуждении колебания // Вестн. Дон. гос. техн. ун-та. 2016. Т. 16, № 4 (87). С. 63-71.
5. Елисеев А.В., Елисеев С.В., Кашуба В.Б. Методологические подходы к моделированию контактных взаимодействий в вибрационных технологических процессах и машинах с учетом неударяющих связей // SCIENCE, TECHNOLOGY AND LIFE - 2014 Proceedings of the international scientific conference. Editors V.A. Pjulina, V.I. Zhukovskij, N.P. Ketova, A.M. Gazaliev, G.S.Mal'. 2015. С. 146-155.
6. Елисеев А.В., Кинаш Н.Ж., Елисеев С.В. Особенности динамических свойств вибростендов технологического назначения // Приоритеты и научное обеспечение технологического прогресса // Материалы междунар. науч.-практической конф. 2016. С. 66-70.
7. Хоменко А.П., Елисеев С.В., Артюнин А.И., Елисеев А.В., Мухачев Ю.С. Датчик для интегральной оценки динамических состояний: пат. 165705 Рос.Федерация. заявл. 05.05.16; опубл. 27.10.16, Бюл. № 30.

8. Елисеев А.В., Елисеев С.В., Хоменко А.П., Артюнин А.И., Кашуба В.Б. Датчик для контроля динамического состояния вибрационного поля: пат. 166422 Рос. Федерация. заявл. 14.06.16; опубл. 27.11.16, Бюл. № 33.

9. Елисеев С.В., Кузнецов Н.К., Каимов Е.В., Нгуен Д.Х. Рабочий орган вибрационных машин как динамический гаситель колебаний // Вестн. Иркут. гос. техн. ун-та. 2016. № 4 (111). С. 24-39.

10. Елисеев А.В., Елисеев С.В., Борисов Б.Г. Некоторые подходы в формировании структуры вибрационного поля (одномерное вибрационное поле) // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. 2016. Т. 4, № 1 (21). С. 140-144.

11. Елисеев С.В., Хоменко А.П. Динамическое гашение колебаний: концепция обратной связи и структурные методы математического моделирования. Новосибирск: Наука, 2014. 357 с.

12. Хоменко А.П., Елисеев С.В., Елисеев А.В. Неудерживающие связи в задачах динамики взаимодействий // Безопасность и живучесть технических систем: материалы и докл. V Всерос. конф. 2015. Т. 3 С. 224-229.

13. Хоменко А.П., Елисеев С.В. О некоторых свойствах динамического гашения колебаний в механических системах // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2015. Вып. 2(46). С. 8-19.

14. Елисеев С.В., Резник Ю.Н., Хоменко А.П. Мехатронные подходы в динамике механических колебательных систем. Новосибирск: Наука, 2011. 384 с.

15. Елисеев С.В., Артюнин А.И. Прикладная теория колебаний в задачах динамики линейных механических систем. Новосибирск: Наука, 2016. 459 с.

5. Eliseev A.V., Eliseev S.V., Kashuba V.B. Methodological approaches to modeling of contact interactions in vibrational technological processes and machines, taking into account non-retentive relationships // SCIENCE, TECHNOLOGY AND LIFE - 2014 Proceedings of the international scientific conference. Editors V.A. Iljuhina, V.I. Zhukovskij, N.P. Ketova, A.M. Gazaliyev, G.S.Mal'. 2015. P. 146-155.

6. Eliseev A.V., Kinash N.Zh., Eliseev S.V. Features of dynamic properties of technological shocks // Priority i nauchnoe obespechenie tekhnologicheskogo progressa // Materialy mezhdunar. nauch.-prakticheskoi konf. 2016. P. 66-70.

7. Khomenko A.P., Eliseev S.V., Artyunin A.I., Eliseev A.V., Mukhachev Yu.S. Sensor for integral estimation of dynamic states: pat. 165705 Ros.Federatsiya. zayavl. 05.05.16; opubl. 27.10.16, Byul. № 30.

8. Eliseev A.V., Eliseev S.V., Khomenko A.P., Artyunin A.I., Kashuba V.B. Sensor for monitoring the dynamic state of the vibrating field: pat. 166422 Ros. Federatsiya. zayavl. 14.06.16; opubl. 27.11.16, Byul. № 33.

9. Eliseev S.V., Kuznetsov N.K., Kaimov E.V., Nguen D.Kh. The working body of vibrating machines as a dynamic vibration damper // Bulletin of Irkutsk State Technical University. 2016. № 4 (111). P. 24-39.

10. Eliseev A.V., Eliseev S.V., Borisov B.G. Some approaches to the formation of the structure of the vibrational field (one-dimensional vibrational field) // Aktual'nye napravleniya nauchnykh issledovaniy XXI veka: teoriya i praktika. 2016. Т. 4, № 1 (21). P. 140-144.

11. Eliseev S.V., Khomenko A.P. Dynamic damping of vibrations: the concept of feedback and structural methods of mathematical modeling. Novosibirsk: Nauka, 2014. 357 p.

12. Khomenko A.P., Eliseev S.V., Eliseev A.V. Non-retentive links in problems of interaction dynamics // Bezopasnost' i zhivuchest' tekhnicheskikh sistem: materialy i dokl. V Vseros. konf. 2015. Т. 3. P. 224-229.

13. Khomenko A.P., Eliseev S.V. On some properties of dynamic damping of oscillations in mechanical systems // Modern technologies. System analysis. Modeling. 2015. Vyp. 2 (46). P. 8-19.

14. Eliseev S.V., Reznik Yu.N., Khomenko A.P. Mechatronic approaches in the dynamics of mechanical oscillation systems. Novosibirsk: Nauka, 2011. 384 p.

15. Eliseev S.V., Artyunin A.I. Applied theory of oscillations in problems of dynamics of linear mechanical systems. Novosibirsk: Nauka, 2016. 459 p.

References

1. Panovko Ya.G. Introduction to the theory of mechanical oscillations. M.: Nauka, 1991. 255 p.

2. Eliseev A.V., Sel'vinskii V.V., Eliseev S.V. Dynamics of vibrational interactions of elements of technological systems with allowance for non-constraining bonds. Novosibirsk: Nauka, 2015. 332 p.

3. Kopylov Yu.R. Dynamics of the processes of vibro-impact hardening: monogr. Voronezh: Nauch. kniga, 2011. 569 p.

4. Eliseev A.V., Kashuba V.B., Kinash N.Zh., Eliseev S.V. Features of dynamic properties of working bodies of technological machines during inertial excitation of oscillation // Vestnik of Don State Technical University. 2016. Т. 16, № 4 (87). P. 63-71.