УДК 62.752, 621:534.833;888.6 DOI: 10.18324/2077-5415-2018-3-13-18

Механизмы в структуре механической колебательной системы: возможности формирования динамических состояний

К.Ч. Выонг[1a], И.В. Ковригина[2b], С.В. Елисеев[1c]

[1]Иркутский государственный университет путей сообщения, ул. Чернышевского 15, Иркутск, Россия
[2]Забайкальский институт железнодорожного транспорта Иркутского государственного университета путей сообщения, ул. Магистральная 11, Чита, Россия
[a]trucvq1990@gmail.com, [b]innabella@mail.ru, [c]eliseev_s@inbox.ru
[a]https://orcid.org/0000-0003-3026-5301, [b]https://orcid.org/0000-0002-4960-5209,
[c]https://orcid.org/0000-0001-6876-8786
Статья поступила 7.07.2018, принята 12.08.2018

Обеспечение условий управления динамическим состоянием рабочих органов технических объектов технологического и транспортного назначения может достигаться введением в структуры механических колебательных систем различных механизмов, устройств, реализующих дополнительные связи. Цель исследования заключается в разработке метода управления динамическими состояниями технических объектов, рассматриваемых в виде механических колебательных систем с несколькими степенями свободы, путем введения в их структуру различных механизмов, влияющих на динамические взаимодействия элементов системы. Используются технология и аналитический аппарат структурного математического моделирования. Определяются передаточные функции системы, определяющие особенности ее динамических свойств. Решение задач построено на введении в рассмотрение передаточных функций межпарциальных связей. Аналитические соотношения, определяющие необходимые динамические состояния, получены при условии обеспечения постоянных значений отношения амплитуд колебаний точек рабочего органа технологической вибрационной машины. Получены необходимые аналитические соотношения, позволяющие вести оценку динамических состояний, выбор необходимых параметров и возможностей варьирования формами проявления динамических состояний. Методологическая основа исследований может быть распространена на построение вибрационных полей с другими формами проявления динамических взаимодействий элементов системы.

Ключевые слова: механическая колебательная система; рабочий орган; вибрационное поле; передаточные функции; дополнительные связи.

Mechanisms in the structure of a mechanical oscillatory system: possibilities of forming dynamic states

Q.T. Vuong[1a], I.V. Kovrigina[2b], S.V. Eliseev[1c]

[1]Irkutsk State Transport University; 15, Chernyshevskiy St., Irkutsk, Russia
[2]Transbaikal Institute of Railway Transport of Irkutsk State Transport University; 11, Magistralnaya St., Chita, Russia
[a]trucvq1990@gmail.com, [b]innabella@mail.ru, [c]eliseev_s@inbox.ru
[a]https://orcid.org/0000-0003-3026-5301, [b]https://orcid.org/0000-0002-4960-5209,
[c]https://orcid.org/0000-0001-6876-8786
Received 7.07.2018, accepted 12.08.2018

Providing the conditions for managing the dynamic state of the working bodies of technical objects of technological and transport purposes can be achieved by introducing into the structures of mechanical oscillation systems various mechanisms and devices that realize additional connections. The purpose of the work is to develop a method for controlling the dynamic states of technical objects, considered in the form of mechanical oscillatory systems with several degrees of freedom, by introducing into their structure various mechanisms that affect the dynamic interactions of the system elements. The technology and analytical apparatus of structural mathematical modeling are used. The transfer functions of the system defining the features of its dynamic properties are determined. The solution of the problems is based on the introduction of the transfer functions of inter-partial relations into consideration. The analytical relations determining the necessary dynamic states are obtained under the condition of providing constant values of the ratio of the oscillation amplitude of the points of the working body of the technological vibrating machine. The necessary analytical relations, allowing to estimate the dynamic states, the selection of the necessary parameters and the possibilities of varying the forms of manifestation of the dynamic states, are obtained. The methodological basis of research can be extended to the construction of vibrational fields with other forms of manifestation of the dynamic interactions of the system elements.

Keywords: mechanical oscillatory system; working body; vibrational field; transfer functions; additional ties.

Введение

Обеспечение безопасности эксплуатации технологического оборудования многих производств в строительной индустрии, в области добычи и переработки полезных ископаемых, при транспортировке и классификации сыпучих и гранулированных рабочих сред требуют поиска и разработки способов и средств оценки, контроля и управления динамическими состояниями рабочих органов технологических машин [1–4]. Одним из направлений в исследовании возможностей контроля и регулирования динамических состояний технологических и транспортных машин и их агрегатов является введение и использование дополнительных связей в структурах механических колебательных систем с несколькими степенями свободы, рассматриваемых в качестве расчетных схем технических объектов, работающих в условиях интенсивного динамического нагружения [5–9].

При всем разнообразии технических объектов различного назначения выбор расчетных схем для предварительных, предпроектных, исследований и оценок чаще всего связан с использованием механических колебательных систем с двумя или тремя степенями свободы, что вполне объяснимо намерением получить аналитические выражения в описании динамических состояний. В этом плане интерес представляют задачи динамики вибрационных технологических машин, реализующих технологические процессы виброударных взаимодействий среды с обрабатываемыми деталями, поверхностные свойства которых подвергаются модификации. В таких задачах динамики взаимодействия деталей, узлов и агрегатов машин большое значение приобретает разработка детализированных представлений о структурах вибрационных полей рабочих органов, распределениях амплитуд колебаний точек рабочих поверхностей, вибростендов, возможностей регулирования параметров различных состояний и условий динамических взаимодействий [10–14].

В статье предлагается метод управления динамическими состояниями вибрационных технологических машин, основанный на введении в структуру исходной системы дополнительных связей в виде рычажных механизмов и устройств для преобразования движения; представлена технология построения математических моделей процессов настройки режимов вибрационных полей определенной структуры для рабочих органов вибрационных технологических машин.

Некоторые общие положения. Постановка задачи исследования. На рис. 1 представлена расчетная схема технологической вибрационной машины, имеющей рабочий орган в виде твердого тела массой M и моментом инерции J, опирающегося на упругие элементы с жесткостями k_1 и k_2. В тт. A, A_1 и A_2, A_3 упругие элементы связаны с рабочим органом (или объектом, динамическое состояние которого оценивается) и опорной поверхностью. Движение системы описывается координатами y_1 и y_2 в системе координат, связанной с неподвижным базисом. В структуре системы используется рычажный механизм с дополнительным пригрузом массой m_1; вторая дополнительная связь реализуется при помощи устройства для преобразования движения на основе несамотормозящегося винтового механизма с приведенной массой L [4]. Полагается, что механическая колебательная система (рис. 1) обладает линейными свойствами и совершает малые колебания относительно положения статического равновесия. Возбуждение колебаний системы обеспечивается двумя вибровозбудителями, создающими синфазные силовые гармонические воздействия.

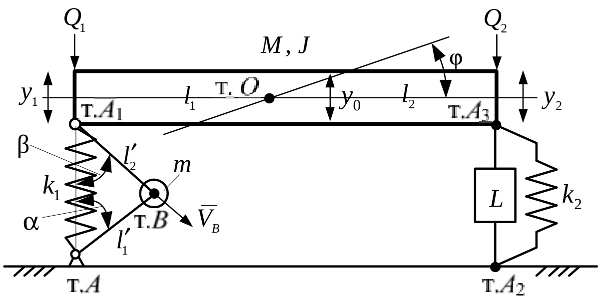

Рис. 1. Принципиальная схема вибрационной технологической машины с дополнительными связями, которые реализуются механизмами

Для построения математической модели системы в целом необходимо записать выражения для кинетической и потенциальной энергий, что требует ряда предварительных определений.

1. Особенность механической системы (рис. 1) состоит в том, что тт. A, A_1 находятся на одной вертикали. Используя методологические подходы, изложенные в [15; 16], отметим, что приведенная масса механизма (точечные пригрузы) по координате y_1 определится выражением:

$$m_{\text{пр}} = ma_0^2\,, \tag{1}$$

где a_0 является коэффициентом передачи скорости от т. A_1 к т. B, как показано на рис. 1, при этом:

$$a_0 = \frac{i\cos\beta}{\sin\alpha(\cos\alpha + i\cos\beta)}\,, \tag{2}$$

где $i = \dfrac{l_2'}{l_1'}$ —передаточное отношение рычажных связей механизма; α и β —углы, определяющие конфигурацию механической системы относительно положения статического равновесия.

2. Выражения для кинетической и потенциальной энергий системы имеют вид:

$$\text{T} = \frac{1}{2}M\dot{y}_0^2 + \frac{1}{2}J\dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2}L\dot{y}_2^2 + \frac{1}{2}ma_0^2\dot{y}_1^2\,, \tag{3}$$

$$\Pi = \frac{1}{2}k_1y_1^2 + \frac{1}{2}k_2y_2^2\,. \tag{4}$$

В (3), (4) используются следующие соотношения между координатами y_1, y_2 и y_0, φ:

$$y_0 = ay_1 + by_2,\ \varphi = c(y_2 - y_1),\ y_1 = y_0 - l_1\varphi,$$
$$y_2 = y_0 + l_2\varphi,\ a = \frac{l_2}{l_1 + l_2},\ b = \frac{l_1}{l_1 + l_2},\ c = \frac{1}{l_1 + l_2}. \tag{5}$$

Используя известные приемы составления дифференциальных уравнений движения системы [17], после преобразований Лапласа при нулевых начальных условиях уравнения движения в операторной форме принимают вид:

$$\bar{y}_1[(Ma^2+Jc^2+ma_0^2)p^2+k_1]-\bar{y}_2(Jc^2-Mab)p^2=\bar{Q}_1, \quad (6)$$

$$\bar{y}_2[(Mb^2+Jc^2+L)p^2+k_2]-\bar{y}_1(Jc^2-Mab)p^2=\bar{Q}_2, \quad (7)$$

где $p=j\omega$—комплексная переменная ($j=\sqrt{-1}$); значок $\langle - \rangle$ над переменной означает ее изображение по Лапласу [17].

Структурная математическая модель системы в виде структурной схемы эквивалентной в динамическом отношении системы автоматического управления приведена на рис. 2.

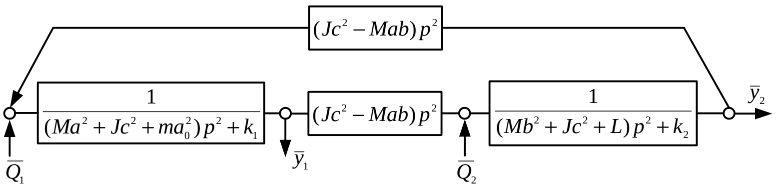

Рис. 2. Структурная математическая модель (структурная схема) механической системы по рис. 1

Система состоит из двух парциальных блоков, соединенных между собой инерционной связью, реализуемой дифференцирующим звеном 2-го порядка с передаточной функцией:

$$W_{\text{пар}}(p)=(Jc^2-Mab)p^2. \quad (8)$$

Задача исследования заключается в разработке метода построения математических моделей распределения амплитуд колебаний по координатам y_1 и y_2 точек поверхности рабочего органа для оценки возможностей формирования вибрационных полей рабочего органа технологической модели.

Динамические свойства системы: передаточные функции, динамические режимы и эффекты. Передаточные функции системы определяются с использованием структурной схемы на рис. 2:

$$W_1(p)\Big|_{\bar{Q}_1\neq 0,\, \bar{Q}_2=0}=\frac{\bar{y}_1}{\bar{Q}_1}=\frac{(Mb^2+Jc^2+L)p^2+k_2}{A(p)}, \quad (9)$$

$$W_2(p)\Big|_{\bar{Q}_1\neq 0,\, \bar{Q}_2=0}=\frac{\bar{y}_2}{\bar{Q}_1}=\frac{(Jc^2-Mab)p^2}{A(p)}, \quad (10)$$

где:

$$A(p)=[(Ma^2+Jc^2+ma_0^2)p^2+k_1]\times \\ \times[(Mb^2+Jc^2+L)p^2+k_2]-[(Jc^2-Mab)p^2]^2 \quad (11)$$

является частотным характеристическим уравнением системы.

1. Из выражения (9) следует, что при возмущении $\bar{Q}_1\neq 0$ ($\bar{Q}_2=0$) по координате $\bar{y}_1$ реализуется режим динамического гашения колебаний на частоте:

$$\omega^2_{1\text{дин}}=\frac{k_2}{Mb^2+Jc^2+L}; \quad (12)$$

что касается движений по координате $\bar{y}_2$, то при условиях, когда $\bar{Q}_1\neq 0$, $\bar{Q}_2=0$, т.е.режим динамического гашения колебаний не реализуется. Передаточная функция межпарциальных связей при $\bar{Q}_1\neq 0$, $\bar{Q}_2=0$ имеет вид:

$$W_{12}(p)\Big|_{\bar{Q}_1\neq 0,\, \bar{Q}_2=0}=\frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1}=\frac{(Jc^2-Mab)p^2}{(Mb^2+Jc^2+L)p^2+k_2}. \quad (13)$$

Аналогичного типа соотношения можно получить при условиях, когда $\bar{Q}_1\neq 0$, $\bar{Q}_2=0$.

2. При наличии связности между силовыми факторами при условии, что:

$$\bar{Q}_2=\alpha_0\bar{Q}_1, \quad (14)$$

где α_0—коэффициент связности внешних воздействий.

Передаточную функцию межпарциальных связей с учетом (14) можно представить в виде:

$$W'_{12}(p)\Big|_{\bar{Q}_1\neq 0,\, \bar{Q}_2\neq 0}=\frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1}=\frac{(Mb^2+Jc^2+L)p^2+k_2+\alpha(Jc^2-Mab)p^2}{\alpha_0[(Ma^2+Jc^2+ma_0^2)p^2+k_1]+(Jc^2-Mab)p^2}. \quad (15)$$

Парциальные частоты системы в соответствии с (10) определяются выражениями:

$$n_1^2=\frac{k_1}{Ma^2+Jc^2+ma_0^2}, \quad (16)$$

$$n_2^2=\frac{k_2}{Mb^2+Jc^2+L}. \quad (17)$$

Если при действии одиночного силового воздействия $\bar{Q}_1$ или $\bar{Q}_2$ реализуются режимы динамического гашения колебаний только по координатам $\bar{y}_1$ или $\bar{y}_2$ соответственно, и частоты динамического гашения колебаний совпадают с соответствующими парциальными частотами, то при $\alpha_0\neq 0$ частоты динамического гашения колебаний уже не совпадают с парциальными частотами системы обычного вида. То есть связность внешних воздействий не изменяет параметров характеристического уравнения системы (оно является инвариантом), но оказывает влияние на другие характеристики.

Выражения для определения частот динамического гашения колебаний при учете α_0имеют вид:

$$\omega^2_{10дин} = \frac{k_2}{Mb^2 + Jc^2 + L + \alpha_0 (Jc^2 - Mab)}\,, \qquad (18)$$

$$\omega^2_{20дин} = \frac{\alpha k_1}{\alpha_0 (Ma^2 + Jc^2 + ma_0^2) + Jc^2 - Mab}\,. \qquad (19)$$

Таким образом, частоты динамического гашения колебаний зависят от коэффициентов связности внешних воздействий α_0.

При $\alpha_0 = 0$ выражение (18) упрощается до:

$$\omega^2_{10дин} = \frac{k_2}{Mb^2 + Jc^2 + L}\,, \qquad (20)$$

тогда как по координате $\bar{y}_2$ имеем:

$$\omega^2_{20дин} = 0\,. \qquad (20')$$

В свою очередь, при $\alpha_0 \to \infty$ режим динамического гашения колебаний не реализуется:

$$\omega^2_{10дин} = 0\,, \qquad (21)$$

вместе с тем, по координате $\bar{y}_2$ имеем:

$$\omega^2_{20дин} = \frac{k_1}{Ma^2 + Jc^2 + ma_0^2}\,. \qquad (21')$$

Полученные результаты совпадают с вышеприведенными оценками ситуации.

Возможности коррекции вибрационного поля рабочего органа. Особенности работы технологических вибрационных машин проявляются в формируемых структурах вибрационных полей, т. е. в распределениях амплитуд колебаний координат точек рабочего органа. В вибрационных технологических процессах при реализациях вибрационного упрочнения поверхностей изделий важным является достижение и поддержание однородной структуры вибрационного поля для реализации режимов непрерывного подбрасывания; при этом необходимым условием является постоянство отношения амплитуд колебаний $\frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1}$ независимо от частоты внешнего возбуждения. С учетом таких требований выражение (15) трансформируется к виду:

$$(Mb^2 + Jc^2 + L)p^2 + k_2 + \alpha_0 (Jc^2 - Mab)p^2 = \\ = \alpha_0 [(Ma^2 + Jc^2 + ma_0^2)p^2 + k_1] + (Jc^2 - Mab)p^2 \qquad (22)$$

или:

$$(Mb + L)p^2 + k_2 - \alpha_0 (Ma + ma_0^2)p^2 - \alpha_0 k_1 = 0\,. \qquad (23)$$

Так как:

$$[Mb + L - \alpha_0 (Ma + ma_0^2)]p^2 + k_2 - \alpha_0 k_1 = 0\,, \qquad (24)$$

то:

$$\alpha_0 = \frac{Mb + L}{Ma + ma_0^2}\,, \quad (25) \quad \alpha_0 = \frac{k_2}{k_1}\,. \qquad (26)$$

Если одновременно выполняется условие:

$$\frac{k_2}{k_1} = \frac{Mb + L}{Ma + ma_0^2}\,, \qquad (27)$$

выражение (27) определяет соотношения между параметрами механической колебательной системы (рис. 1), при которых достигается условие $\frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} = 1$. Это означает, что амплитудно-частотные характеристики системы, при условии связи параметров соотношениями (27), будут идентичны и совпадают друг с другом на всех частотах внешнего воздействия.

Особенность рассматриваемого случая, когда при анализе (23), (24) исключается коэффициент связности внешних факторов α_0, заключается в том, что в передаточной функции межпарциальной связи числитель и знаменатель дробно-рационального выражения становятся равными. В этом случае система с двумя степенями свободы трансформируется в две системы, имеющие по одной степени свободы с одинаковыми собственными частотами.

В такой ситуации условие $\frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} = 1$ выполняется для каждой текущей частоты, но значения $\bar{y}_1$ и $\bar{y}_2$ сами по себе будут разными. Таким образом, рабочий орган на каждой из частот возмущения будет осуществлять движение как система с одной степенью свободы, а отношение координат $\bar{y}_1$ и $\bar{y}_2$ будет иметь вид $\frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} = 1$. Вместе с тем, при переходе к другой частоте отношение амплитуд колебаний не изменяется, но значения $\bar{y}_1$ и $\bar{y}_2$ уже будут другими.

При выборе других настроечных параметров (не α_0) возможны ситуации, когда коэффициенты при p^2 в числителе и знаменателе передаточной функции межпарциальных связей становятся равными нулю, а свободные от p^2 члены полиномов будут равны между собой в числителе и знаменателе передаточной функции, возможно проявление динамического эффекта, когда амплитудно-частотные характеристики системы приобретают вид прямой, параллельной оси абсцисс. При других сочетаниях числителей и знаменателей передаточных функций межпарциальных связей и настроечных параметрах возможны и другие варианты, что требует отдельного рассмотрения вопроса.

Заключение

Предлагаемый метод формирования структуры вибрационного поля рабочего органа вибростенда, когда отношение амплитуд колебаний точек рабочего органа по всей его длине составляет единицу, реализуется путем введения дополнительных связей. Такие связи представляют собой механизмы, обладающие возможностями изменять значения приведенных масс при изменении настроечных параметров. Такими настроечными параметрами могут быть величины дополнительных масс (например, *m* или *L*), значения коэффициента передачи скорости движения (a_0). Настройка оборудования на реализацию определенного режима динамического состояния рабочего органа должна опираться на учет особенностей таких подходов, когда однородность вибрационного поля сохраняется, оцениваемая через отношение амплитуд (в данном случае это единица), которое сохраняется постоянным во всем рабочем диапазоне частот, но при этом на каждой частоте величины амплитуд колебаний будут разными. В связи с этим возможны и другие формы настройки вибрационных полей, при других соотношениях амплитуд координат (в том числе соотношений, имеющих положительные и отрицательные значения).

Метод построения математических моделей основан на использовании передаточных функций межпарциальных связей, что дает возможность выявить новые динамические эффекты, которые связаны с особенностями параметров совместного одновременного действия двух синфазных гармонических силовых воздействий. Это проявляется, в частности, через изменение параметров режимов динамического гашения колебаний.

Литература

1. Пановко Г.Я. Динамика вибрационных технологических процессов: моногр. М., Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», Ин-т компьютерных исследований, 2006. 176 с.

2. Копылов Ю.Р. Динамика процессов виброударного упрочнения. Воронеж: Научная книга, 2011. 568 с.

3. Блехман И.И. Вибрационная механика. М.: Наука, 1994. 394 с.

4. Елисеев А.В., Сельвинский В.В., Елисеев С.В. Динамика вибрационных взаимодействий элементов технологических систем с учетом неудерживающих связей. Новосибирск: Наука, 2015. 332с.

5. Eliseev S.V., Lukyanov A.V., Reznik Yu.N., Khomenko A.P. Dynamics of mechanical systems with additional ties. Irkutsk: Irkutsk State University, 2006. 315 p.

6. Елисеев С.В., Резник Ю.Н., Хоменко А.П., Засядко А.А. Динамический синтез в обобщенных задачах виброзащиты и виброизоляции технических объектов. Иркутск: Изд-во ИГУ, 2008. 523с.

7. Clarence W. Vibration. Fundamentals and Practice. Boca Raton, London, New York, Washington, D.C.: CRC Press, 2000. 957 p.

8. Karnovsky I.A., Lebed E. Theory of vibration protection. Switzerland: Springer, 2016. 708 p.

9. Степанов В.М., До Н.И. Обобщенная математическая модель вибрационных грохотов // Изв. ТулГУ. Технические науки. 2011. Вып. 6., Ч. 1. С. 246-251.

10. Франчук В.П. Инженерные методы расчета и выбора динамических параметров вибрационных грохотов, конвейеров, питателей // Днепропетровск: Збагачення корисних копалин. Науково-технічний збірник. 2001. № 12 (53). С. 126-143.

11. Дятчин В.З., Лшенко В.И., Франчук В.П. Совершенствование грохотов для горнорудной промышленности // Металл Информ. 2017. № 32-33. С. 12-15.

12. Усенко Н.А., Фам Х.Х., Свиридов А.А. Структурный и математический синтез многомассных вибрационных загрузочных устройств с раздельным возбуждением колебаний // Изв. ТулГУ. Технические науки. 2015. Вып. 4. С. 52-60.

13. Bograd A., Nerubenko G., Nerubenko C. Energy Harvesting in vehicle’s drive // Proceeding of the 2-nd International conference of Energy Harvesting, Storage, and Transfers (EHST’18). Niagara-Falls, Canada. June 7-9 2018, P. 112-1 – 112-9.

14. Антипов В.И., Денцов Н.Н., Кошелев А.В. Динамика параметрически возбуждаемой вибрационной машины с изотропной упругой системой // Фундаментальные исследования. 2014. № 8., Ч. 5. С. 1037-1042.

15. Хоменко А.П., Артюнин А.И., Паршута Е.А., Каимов Е.В. Механизмы в упругих колебательных системах: особенности учета динамических свойств, задачи вибрационной защиты машин, приборов и оборудования. Иркутск, 2013. 187 с. Деп. в ВИНИТИ РАН 15.08.2013, № 243 – В 2013.

16. Белокобыльский С.В., Мамаев Л.А., Кашуба В.Б., Ситов И.С. Вибрационная технологическая машина с управляемым динамическим состоянием для поверхностной обработки упруговязкопластичных сред // Современные наукоемкие технологии. 2009. № 1. С. 5.

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

References

1. Panovko G.Ya. Dynamic of vibrational technological processes: monogr. M., Izhevsk: NIC «Regulyarnaya i haoticheskaya dinamika», In-t komp’yuternyh issledovanij, 2006. 176 p.

2. Kopylov Yu.R.Dynamic of the processes of vibro-impact hardening. Voronezh: Nauchnaya kniga, 2011. 568 p.

3. Blekhman I.I. Vibration mechanic. M.: Nauka, 1994. 394 p.

4. Eliseev A.V., Sel’vinskij V.V., Eliseev S.V.Dynamics of vibrational interactions of elements of technological systems with allowance for non-retentive links. Novosibirsk: Nauka, 2015. 332 p.

5. Eliseev S.V., Lukyanov A.V., Reznik Yu.N., Khomenko A.P. Dynamics of mechanical systems with additional ties. Irkutsk: Irkutsk State University, 2006. 315 p.

6. Eliseev S.V., Reznik Yu.N., Homenko A.P., Zasyadko A.A.Dynamical synthesis in generalized problems of vibration protection and vibration isolation of technical objects. Irkutsk: Izd-vo IGU, 2008. 523 p.

7. Clarence W. Vibration. Fundamentals and Practice. Boca Raton, London, New York, Washington, D.C.: CRC Press, 2000. 957 p.

8. Karnovsky I.A., Lebed E. Theory of vibration protection. Switzerland: Springer, 2016. 708 p.

9. Stepanov V.M., Do N.I. Generalized mathematical model of vibrating screen // Izvestiya Tula State University. Technical sciences. 2011. Vyp. 6., Ch. 1. P. 246-251.

10. Franchuk V.P. Engineering methods for calculating and selecting the dynamic parameters of vibrating screens, conveyors, feeders // Dnepropetrovsk: Zbagachennya korisnih kopalin. Naukovo-tekhnichnij zbirnik. 2001. № 12 (53). P. 126-143.

11. Dyatchin V.Z., Lshenko V.I., Franchuk V.P.Improvement of screens for the mining industry // Metall Inform. 2017. № 32-33. P. 12-15.

12. Usenko N.A., Fam H.H., Sviridov A.A. Structural and mathematical systhesis many massenet vibrating charging devices with separate excitation of vibrations // Izvestiya Tula State University. Technical sciences. 2015. Vyp. 4. P. 52-60.

13. Bograd A., Nerubenko G., Nerubenko S. Energy Harvesting in vehicle’s drive // Proceeding of the 2-nd International con-

ference of Energy Harvesting, Storage, and Transfers (EHST'18). Niagara Falls, Canada. June 7-9. 2018, P. 112-1-112-9.

14. Antipov V.I., Dencov N.N., Koshelev A.V.Dynamics of a parametrically excited vibrating machine with an isotropic elastic system // Fundamental research. 2014. № 8.,CH. 5. P. 1037-1042.

15. Homenko A.P., Artyunin A.I., Parshuta E.A., Kaimov E.V. Mechanisms in elastic oscillatory systems: peculiarities of dynamic properties, tasks of vibration protection of machines, devices and equipment. Irkutsk, 2013. 187 p. Dep. v VINITI RAN 15.08.2013, № 243 - V 2013.

16. Belokobyl'skij S.V., Mamaeev L.A., Kashuba V.B., Sitov I.S. Vibrating technological machine with controlled dynamic state for surface treatment of elastoviscoplastic environments // Modern High Technologies. 2009. № 1. P. 5.

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