

В. П. Легеца

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ НАСТРОЙКИ
РОЛИКОВОГО ГАСИТЕЛЯ С ОГРАНИЧЕНИЯМИ**

*Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
ул. Героев Оборона, 15, 03041, Киев, Украина
e-mail: Viktor.Legeza@gmail.com*

Abstract. An influence of imposing the restriction on a motion of working body of the roller absorber on parameters of its tuning is studied. A simple technique of determination of the tuning parameters of roller absorber under introduced restrictions is proposed. On the basis of numerical experiment the nomograms are obtained for the corresponding dependences of tuning parameters on the given restrictions. It is shown that the tuning parameters of roller absorber in the case under consideration differ essentially from the analogical parameters in the case of absence of the introduced restrictions.

Key words: vibroprotective system, isochronous roller absorber, brachystochrone for a roller, forced oscillations, amplitude-frequency characteristic, tuning parameters of absorber.

Введение.

Устройства, рассматриваемые в данной статье, традиционно называют гасителями или демпферами, хотя эти термины могут ввести в заблуждение. Принцип действия этих устройств основан на идее изменения структуры динамической системы «несущий объект – гаситель» введением дополнительной так называемой присоединенной массы гасителя. Параметры присоединенной (или рабочей) массы гасителя выбирают таким образом, чтобы она совершала противофазные колебания относительно несущего объекта, совершающего периодические движения. Такое движение рабочей массы приводит к подавлению вынужденных колебаний несущего объекта, вызванных внешним динамическим возмущением. Поэтому уменьшение максимального уровня амплитуды вынужденных колебаний несущих объектов в таком случае можно интерпретировать в терминах эффективного демпфирования вынужденных колебаний.

Ден Гартог [4] впервые предложил формулы для оптимальной настройки TMD-гасителей в линейной постановке задачи. Указанные гасители впоследствии были применены в практике виброзащиты радиомачт, металлических вытяжных труб и других гибких сооружений [5, 7, 8, 13, 21]. Конструктивно TMD-гасители могут быть установлены на высотных сооружениях без особых технических затруднений и препятствий по сравнению с другими пассивными устройствами виброподавления вынужденных колебаний. Технические детали различных конструкций TMD-гасителей (в том числе и маятникового типа) сильно различаются по способам обеспечения демпфирования, которые в них реализованы [5, 7, 8, 12, 13, 15, 18, 19, 21]. Методы определения оптимальных параметров настройки TMD-гасителей (т.е. массы рабочего тела гасителя, жесткости элементов его присоединения к несущему телу и уровня демпфирования рабочего тела гасителя относительно несущего тела) в разных поста-

новках практически для всех видов внешних воздействий хорошо отработаны [2 – 4, 6 – 8, 13, 15, 16, 21].

С 1971 года многие TMD-гасители были установлены и по сегодняшний день успешно эксплуатируются на высотных несущих объектах во многих странах мира (например, Citicorp Center в Нью-Йорке, the John Hancock Building в Бостоне, the Sidney Tower в Сиднее, the Crystal Tower Building в Осаке и другие высотные обзорные башни в Японии).

Экспериментально доказано, что TMD-гасители способны значительно снизить уровень амплитуд вынужденных колебаний, возникающих под действием внешних воздействий различного происхождения (в том числе и сейсмического) [2, 6 – 8, 13, 17, 21]. Популярность TMD-гасителей отчасти основывается на простоте формул, которые используются для конструирования этих устройств. Тем не менее для надежного функционирования TMD-гасителей время от времени необходимо проводить определенное техническое обслуживание. Вот почему владельцы сооружений иногда предпочитают использовать более простые устройства виброподавления вынужденных колебаний, занимающие к тому же небольшие пространства для их установки и обслуживания. К классу таких конструктивно простых гасителей можно отнести ударные и цепные демпферы, подвешенные вертикально [15, 19]. Однако такие устройства нельзя отнести к классу безопасных.

Отдельно следует отметить работы [5, 12 – 14, 16 – 18, 22, 23] чешских и китайских ученых в области исследований динамического поведения виброзащитных систем с шаровым гасителем колебаний (BVA – Ball Vibration Absorber). Эффект подавления вынужденных колебаний несущего объекта состоит в перекачивании тяжелого шара в опорной сферической выемке с постоянным радиусом R , выложенной специальным материалом с высоким коэффициентом трения. Шар имеет меньший радиус r , чем радиус R опорной сферической выемки, и представляет собой рабочее тело гасителя с достаточно большой массой. Известно [1, 5, 12, 14, 16, 22], что собственная частота такого гасителя зависит от разности указанных радиусов и при малых колеба-

ниях его рабочего тела определяется по формуле $\omega_T = \sqrt{\frac{g}{1,4(R-r)}}$. Однако конструк-

ция таких гасителей имеет ряд технических и динамических недостатков, среди которых можно выделить их неизохронность, и как следствие, невозможность их использования при больших амплитудах несущих тел из-за неустойчивости собственной частоты. Кроме того, конструктивно настройка таких гасителей производится изменением массы шара, а это совершенно нетехнологично в условиях, когда эта масса составляет несколько тонн.

Данная работа является продолжением работ [1, 9 – 11], выполненных в рамках научных исследований динамического поведения виброзащитной системы с изохронным роликовым гасителем. Данный гаситель также можно отнести к классу TMD-гасителей, упомянутых выше в [2 – 4, 6 – 8, 13], только вместо алгебраических рабочих поверхностей второго порядка с постоянным радиусом кривизны для их профилирования используется трансцендентная кривая – брахистохрона [1, 9, 11], которая обеспечивает реализацию изохронных колебаний рабочего тела гасителя независимо от их амплитуды.

Однако в некоторых реальных практических случаях виброзащиты высотных сооружений оптимальные параметры настройки роликового гасителя приводят к достаточно большим перемещениям его рабочего тела (до 2 – 3 метров) относительно несущего объекта, которые не могут быть конструктивно допустимы или гарантированы в предполагаемых местах установки гасителя [8, 13, 15, 17, 21]. Поэтому разработчики гасителей вынуждены конструктивно ограничивать указанные перемещения некоторой допустимой максимальной величиной Δ_0 . Это, в свою очередь, приводит к существенному увеличению амплитуды $A(\omega)$ вынужденных колебаний несущего объ-

екта, так как параметры настройки гасителя уже не будут оптимальными в смысле минимума амплитуды колебаний несущего объекта.

Ниже рассмотрен пассивный метод подавления вынужденных колебаний протяженных гибких сооружений (таких, как телевышки, радиомачты, промышленные стальные вытяжные трубы, провода мощных линий электропередач, стойки и лопасти ветроэлектростанций), вызванных действием ветровых потоков, на основе применения гасителей с присоединенными массами [2 – 4, 6 – 8, 13, 21 – 23]. В иностранной литературе они имеют аббревиатуру TMD – tuned mass damper либо PTMD – passive tuned mass damper.

Цель настоящей работы – разработать методику определения величины Δ_0 ограничения хода рабочего тела роликового гасителя с учетом заданного ограничения на амплитуду несущего объекта: $A(\omega) < A_0$. Для этого используем результаты работ [1, 9, 11], в которых были получены уравнения амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) виброзащитной системы для линейной динамической задачи.

1. Методика определения параметров настройки роликового гасителя при ограничениях хода его рабочего тела.

Предполагаем, что задача определения параметров настройки роликового гасителя рассматривается в линейной постановке и при следующих двух ограничениях. Первое (нормативное) ограничение накладывается на амплитуду $A(\omega)$ вынужденных колебаний несущего объекта, которое следует из нормативных документов соответствующей отрасли, например, из строительных стандартов для высотных объектов – $A(\omega) < A_0$. Второе (конструктивное) ограничение налагается на относительный ход рабочего тела гасителя – $\Delta(\omega) < \Delta_0$. Здесь относительный ход рабочего тела гасителя определяется формулой $\Delta(\omega) = 4R \cdot B(\omega)$, где R – параметр брахистохронной выемки гасителя, а $B(\omega)$ – угол отклонения нормали в точке касания ролика и трансцендентной поверхности выемки от вертикали).

Заметим, что методика определения параметров настройки изохронного роликового гасителя с учетом указанных выше ограничений направлена на широкое инженерно-практическое применение таких гасителей в области виброзащиты реальных гибких несущих объектов.

Полученные в [1, 9] формулы для амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) исследуемой виброзащитной системы таковы, что с их использованием можно достаточно просто получить параметры настройки роликового гасителя (как по частоте, так и по амплитуде), которые будут удовлетворять указанным выше ограничениям.

Запишем уравнение АЧХ для линейной модели виброзащитной системы [1, 9]:

$$A(\omega) = \frac{\bar{F}_0 \sqrt{F_6(\omega)}}{\sqrt{F_6(\omega)F_7(\omega) + F_9(\omega) + F_{10}(\omega)}}, \quad (1)$$

где

$$F_1(\omega) = \omega_0^2 - (1 + \nu)\omega^2; \quad F_2(\omega) = 2n_x\omega; \quad F_3(\omega) = g - 4R\omega^2; \quad F_4(\omega) = 8n_\eta R\omega;$$

$$F_5(\omega) = 4\nu R\omega^4; \quad F_6(\omega) = (F_3(\omega))^2 + (F_4(\omega))^2; \quad F_7(\omega) = (F_1(\omega))^2 + (F_2(\omega))^2;$$

$$F_8(\omega) = F_2(\omega)F_4(\omega) - F_1(\omega)F_3(\omega); \quad F_9(\omega) = 2F_5(\omega)F_8(\omega); \quad F_{10}(\omega) = (F_5(\omega))^2.$$

Сначала определим выражение для оптимального параметра R , который определяет геометрию брахистохроны и рабочей поверхности гасителя. Этот параметр является прототипом жесткости элементов присоединенной массы относительно несущего

объекта в TMD-гасителях. Следуя [4, 20], для определения оптимального параметра R используем известное соотношение для настройки гасителя по частоте

$$\frac{\omega_\Gamma}{\omega_0} = \frac{1}{1+\nu}, \quad (2)$$

где ω_0 – собственная частота несущего тела.

Так как собственная частота роликового гасителя ω_Γ определяется формулой $\omega_\Gamma = \sqrt{\frac{g}{4R}}$ [1, 9, 11], то параметр R брахистохроны с учетом (2) следует находить из такого соотношения:

$$R = \frac{(1+\nu)^2 g}{4\omega_0^2}. \quad (3)$$

Далее определим частоту ω_M , на которой амплитуда несущего тела достигает своего максимума. Известно [4, 20], что при больших значениях коэффициента демпфирования n_η рабочего тела гасителя АЧХ виброзащитной системы имеет один максимум. Поэтому указанную частоту ω_M приближенно получим как полусумму частот ω_1 та ω_2 , на которых достигаются два максимума амплитуды несущего тела при фиксированных других параметрах гасителя для случая отсутствия ограничений относительных перемещений его рабочего тела

$$\omega_M(\nu) = \frac{\omega_0}{2\sqrt{1+\nu}} \left(\sqrt{1+\sqrt{\frac{\nu}{2+\nu}}} + \sqrt{1-\sqrt{\frac{\nu}{2+\nu}}} \right) = \frac{\omega_0}{\sqrt{2(1+\nu)}} \sqrt{1+\sqrt{\frac{2}{2+\nu}}}. \quad (4)$$

Легко проверить, что формула (4) при малых соотношениях масс ν совпадает с формулой для определения частоты ω_M при бесконечно большом коэффициенте демпфирования $n_\eta \rightarrow \infty$ [4, 20]:

$$\omega_M = \frac{\omega_0}{\sqrt{1+\nu}}. \quad (5)$$

Подставим выражение (4) для ω_M в формулу (1) с учетом того, что при $\omega \rightarrow \omega_M$ и при значительных коэффициентах демпфирования n_η выражения $\omega_0^2 - (1+\nu)\omega^2$ и $g - 4R\omega^2$ имеют более высокий порядок малости, чем члены с множителем n_η . Поэтому указанными выражениями в формуле (1) можно пренебречь. В результате из (1) получим такую формулу для максимального значения амплитуды несущего тела:

$$A_M(\nu) = \frac{2\bar{F}_0 n_\eta}{4n_X n_\eta \omega_M(\nu) + \nu \omega_M^3(\nu)}. \quad (6)$$

Из формулы (6) найдем выражение для максимального относительного хода рабочего тела гасителя:

$$\Delta_M(\nu) = \frac{A_M(\nu) \omega_M(\nu)}{2n_\eta}. \quad (7)$$

Приравняем полученные по формулам (6) и (7) максимальные значения амплитуды несущего тела и относительного хода рабочего тела гасителя соответствующим

граничным (максимальным) величинам: $A_M = A_0$ и $\Delta_M = \Delta_0$. В результате получим два уравнения с двумя неизвестными ν и n_η . Выразив из соотношения (7) параметр n_η , получим

$$n_\eta = \frac{A_0 \omega_M(\nu)}{2\Delta_0}. \quad (8)$$

Подставим правую часть соотношения (8) в выражение (6). После некоторых преобразований получим одно нелинейное алгебраическое уравнение относительно одного неизвестного параметра ν .

$$\nu \Delta_0 \frac{\omega_0^2}{2(1+\nu)} \left(1 + \sqrt{\frac{2}{2+\nu}} \right) + 2A_0 n_x \frac{\omega_0}{\sqrt{2(1+\nu)}} \sqrt{1 + \sqrt{\frac{2}{2+\nu}}} - \bar{F}_0 = 0. \quad (9)$$

В результате численного решения уравнения (9) из выражений (4) и (8) можно определить величину коэффициента демпфирования n_η .

Таким образом, в результате проведения указанных преобразований получены необходимые формулы для определения параметров настройки гасителя при заданных выше ограничениях. Формула (3) дает возможность настроить гаситель по частоте, т.е. определить необходимый параметр R (после получения из уравнения (9) величины ν), формула (9) – определить массу рабочего тела гасителя, формулы (4) и (8) – определить коэффициент демпфирования n_η рабочего тела гасителя.

2. Численная реализация методики определения параметров настройки ролликового гасителя.

Проведем численный эксперимент по определению функциональных зависимостей $\nu = \nu(\Delta_0)$ и $n_\eta = n_\eta(\Delta_0)$ как функций величины ограничения Δ_0 для каждой из четырех различных величин ограничения максимальной амплитуды A_0 несущего тела. Параметры для моделирования динамики виброзащитной системы были выбраны такими [9]: $\omega_0 = 1,2 \text{ рад/с}$; $n_x = 0,03 \text{ с}^{-1}$; $\bar{F}_0 = 0,03g$.

Результаты численного эксперимента удобно представить в виде номограмм. Номограммы определены с помощью формул (4) – (7), причем каждой из четырех величин максимальной амплитуды A_0 несущего тела отвечает отдельная номограмма.

Итак, на рис. 1 и 2 приведены номограммы для указанных зависимостей при ограничениях максимальной амплитуды несущего тела $A(\omega) < A_0$ и относительного хода рабочего тела гасителя $\Delta(\omega) < \Delta_0$. С использованием приведенных номограмм можно подобрать величину соотношения масс ν и коэффициент демпфирования n_η рабочего тела гасителя так, чтобы выполнялись конкретно заданные ограничения: $A(\omega) < A_0$ и $\Delta(\omega) < \Delta_0$.

На рис.1 введены следующие обозначения: 1) кривая ν_1 – график зависимости $\nu = \nu(\Delta_0)$ при $A_0 = 0,75 \text{ м}$; 2) кривая ν_2 – график зависимости $\nu = \nu(\Delta_0)$ при $A_0 = 1,0 \text{ м}$; 3) кривая ν_3 – график зависимости $\nu = \nu(\Delta_0)$ при $A_0 = 1,25 \text{ м}$; 4) кривая ν_4 – график зависимости $\nu = \nu(\Delta_0)$ при $A_0 = 1,5 \text{ м}$.

На рис. 2 введены такие обозначения: 1) кривая $n_{\eta 1}$ – график зависимости $n_\eta = n_\eta(\Delta_0)$ при $A_0 = 0,75 \text{ м}$; 2) кривая $n_{\eta 2}$ – график зависимости $n_\eta = n_\eta(\Delta_0)$ при

$A_0 = 1,0$ м; 3) кривая $n_{\eta 3}$ – график зависимости $n_{\eta} = n_{\eta}(\Delta_0)$ при $A_0 = 1,25$ м; 4) кривая $n_{\eta 4}$ – график зависимости $n_{\eta} = n_{\eta}(\Delta_0)$ при $A_0 = 1,5$ м.

3. Анализ номограмм.

Поведение графиков кривых, изображенных на рис. 1, и их анализ приводит к следующему выводу: для того, чтобы существенно уменьшить относительный ход рабочего тела гасителя при всех других фиксированных параметрах системы, следует существенно увеличивать его массу в диапазоне: $\nu = 0,1, \dots, 0,6$. Однако это негативно влияет на устойчивость, надежность и прочность несущего объекта, так как значительная масса гасителя существенно увеличивает дополнительную вертикальную нагрузку на несущий объект. Кроме того, величина A_0 ограничения максимальной амплитуды несущего тела несущественно влияет на выбор величины ν и наоборот. Поэтому необоснованное увеличение массы рабочего тела гасителя является совершенно нежелательным.

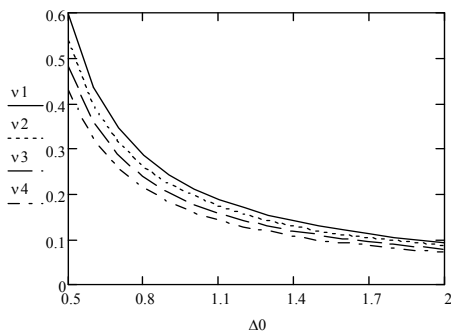


Рис. 1

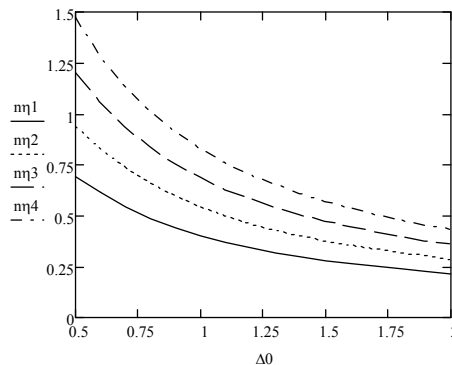


Рис. 2

По результатам анализа приведенных на рис. 2 номограмм можно сделать следующий вывод: коэффициент демпфирования $n_{\eta} = n_{\eta}(\Delta_0)$ рабочего тела гасителя является мощным регулятором как величины ограничения амплитуды A_0 несущего тела, так и величины ограничения относительного хода Δ_0 рабочего тела гасителя. Однако его увеличение действует разнонаправлено на поведение указанных ограничений: с одной стороны, увеличение параметра n_{η} приводит к уменьшению относительного хода Δ_0 рабочего тела гасителя, а с другой стороны, одновременно с этим, оно приводит к существенному возрастанию величины ограничения A_0 амплитуды несущего тела. Поэтому при проектировании гасителей с вышеуказанными ограничениями в каждом отдельно взятом случае следует искать конструктивный компромисс между исходными ограничительными порогами Δ_0 и A_0 .

По результатам применения разработанной методики на рис. 3 показаны графики амплитудно-частотной характеристики $AO(\omega)$ виброзащитной системы и кривой относительного хода $\Delta O(\omega)$ рабочего тела гасителя при заданных ограничениях: 1) по ам-

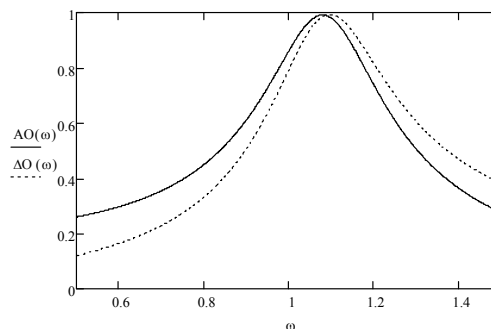


Рис. 3

плитуде несущего тела – $A_0 = 1,0\text{ м}$ и 2) по относительному ходу рабочего тела гасителя – $\Delta_0 = 1,0\text{ м}$. Эти графики были построены при таких параметрах гасителя, которые были определены в соответствии с предложенной выше методикой: $n_\eta = 0,543\text{ с}^{-1}$, $\nu = 0,195$, $R = 2,43\text{ м}$.

На рис. 3 четко видно, что ограничения, принятые для определения параметров виброзащитной системы, исполняются, так как имеют место заданные выше неравенства $\Delta O(\omega) < 1\text{ м}$ и $AO(\omega) < 1\text{ м}$. Однако они достигаются при значительном увеличении соответствующих параметров гасителя: массу рабочего тела гасителя следует увеличить до 20% от приведенной массы рабочего тела, а коэффициент демпфирования – до величины $n_\eta = 0,543\text{ с}^{-1}$. Поэтому ограничения с такими исходными параметрами ($A_0 = 1,0\text{ м}$ и $\Delta_0 = 1,0\text{ м}$) реализовать практически невозможно, так как они существенно занижены по величине для рассматриваемой виброзащитной системы.

Выводы.

Задача определения параметров настройки роликового гасителя рассмотрена в линейной постановке при следующих двух ограничениях: 1) по амплитуде вынужденных колебаний несущего объекта – $A(\omega) < A_0$, 2); по относительному ходу рабочего тела гасителя – $\Delta(\omega) < \Delta_0$.

Предложена простая численная методика определения параметров настройки роликового гасителя при указанных ограничениях.

Результаты численных экспериментов поданы в виде номограмм, анализ которых позволил сделать следующие выводы.

1). Для уменьшения относительного хода рабочего тела гасителя при всех других фиксированных параметрах следует увеличивать его массу, т.е. увеличивать параметр ν в широком диапазоне: $\nu = 0,1 \div 0,6$. Однако при этом следует учесть, что необоснованно увеличенная масса гасителя существенно увеличивает дополнительную вертикальную нагрузку на несущий объект.

2). Коэффициент демпфирования $n_\eta = n_\eta(\Delta_0)$ рабочего тела гасителя является мощным регулятором как величины ограничения амплитуды A_0 рабочего тела, так и величины ограничения относительного хода Δ_0 рабочего тела гасителя. Однако на поведение указанных ограничений его увеличение действует разнонаправлено: с одной стороны, увеличение параметра n_η приводит к уменьшению относительного хода Δ_0 рабочего тела гасителя, а с другой стороны, одновременно с этим, оно приводит к существенному возрастанию величины ограничения A_0 амплитуды рабочего тела. Поэтому при проектировании роликовых гасителей с ограничениями $\Delta(\omega) < \Delta_0$ и $A(\omega) < A_0$ в каждом отдельно рассмотренном случае следует искать конструктивный компромисс между величинами Δ_0 и A_0 .

РЕЗЮМЕ. Досліджено вплив обмежень на хід робочого тіла роликового гасника на параметри його налаштування. Запропоновано просту методику визначення параметрів налаштування роликового гасника при введених обмеженнях. На основі чисельного експерименту отримано номограми відповідних залежностей параметрів налаштування гасника від заданих обмежень. Показано, що параметри налаштування гасника в досліджуваному випадку суттєво відрізняються від тих же параметрів у випадку відсутності обмежень.

1. *Легеца В.П.* Теория виброзащиты систем с применением изохронных катковых гасителей (Модели, методы, динамический анализ, технические решения). – E-book. LAMBERT Academic Publishing (Saarbrücken, Deutschland), 2013. – 116 с.
2. *Abe M., Fujino Y.* Dynamic characterization of multiple tuned mass dampers and some design formulas // *Int. J. Earthquake Eng. and Struct. Dyn.* – 1994. – **23**. – P. 813 – 835.
3. *Chang C.C.* Mass dampers and their optimal designs for building vibration control // *Eng. Struct.* – 1999. – **21**. – P. 454 – 463.
4. *Den Hartog J.P.* *Mechanical Vibrations.* – New York: McGraw-Hill, 1956. – 436 p.
5. *Fisher O., Pirner M.* The ball absorber – a new tool for passive energy dissipation of vibrations of high buildings // *Proc. 7th Int. seminar on seismic isolation, passive energy dissipation and active control of vibrations of structures, Assisi, 2–5 Oct. 2001 (A. Martelli, ANIDIS–GLIS–Italian national association for seismic engineering – Working group for seismic isolation, Roma-Bologna.), Bologna, 2002, Vol. II.* – P. 103 – 110.
6. *Fujino Y., Abe M.* Design formulas for tuned mass damper based on a perturbation technique // *Int. J. Earthquake Eng. and Struct. Dyn.* – 1993. – **22**. – P. 833 – 854.
7. *Kárná T.* Damping methods to mitigate wind-induced vibrations // *J. Struct. Mech.* – 2009. – **42**, N 1. – P. 38 – 47.
8. *Kwok K.C.S.* Damping increase in building with tuned mass damper // *ASCE J. Eng. Mech.* – 1984. – **110**, N 11. – P. 1645 – 1649.
9. *Legeza V.P.* Dynamics of Vibration Isolation System with a Quasi-Isochronous Roller Shock Absorber // *Int. Appl. Mech.* – 2011. – **47**, N3. – P. 329 – 337.
10. *Legeza V.P., Legeza D.V.* Vibration of a String with Moving End // *Int. Appl. Mech.* – 2014. – **50**, N1. – P. 87 – 91.
11. *Legeza V.P.* Determining the Amplitude-Frequency Response and Settings of a Nonlinear Vibration Isolation System with a Quasi-Isochronous Damper // *Int. Appl. Mech.* – 2015. – **51**, N2. – P. 233 – 241.
12. *Li J., Zhang Z., Chen J.* Experimental Study on Vibration Control of Offshore Wind Turbines Using a Ball Vibration Absorber // *J. Energy and Power Eng.* – 2012. – N 4. – P. 153 – 157.
13. *Mead D.J.* *Passive vibration control.* – New York: J. Wiley & Sons, 1999. – 540 p.
14. *Naprstek J., Fisher C., Pirner M., Fisher O.* Non-linear dynamic behavior of a ball vibration absorber // 3rd ECCOMAS Thematic Conf. on Computational Methods in Structural Dynamics and Earthquake Engineering (COMPdyn 2011). Corfu, Greece, 26 – 28 May 2011. – P. 1 – 14.
15. *Ogawa K., Sakai F., Hayashi K.* Development of impact mass damper and its application to tower structure // *Kawasaki Technical Review.* – 1991. – N108. – P. 84 – 89.
16. *Pirner M.* Actual Behaviour of a Ball Vibration Absorber // *Wind Eng. and Industr. Aerodyn.* – 2002. – **90**, N8. – P. 987 – 1005.
17. *Pirner M., Fischer O.* One prototype of the ball absorber and its effect on the tower // *IASS. Proc. Working Group IV Masts and Towers. 19th Meeting in Krakow, Poland, September, 1999.* – P. 187–196.
18. *Pirner M., Fischer O.* The development of a ball vibration absorber for the use on towers // *IASS. J. Int. Assoc. Shell and Spatial Struc.* – 2000. – **41**, N2. – P. 91 – 99.
19. *Reed W.R.* Hanging-chain impact dampers, a simple method for damping tall flexible structures // *Proc. of conf. “Wind Effects on Buildings and Structures”.* – Ottawa: Toronto Univ. Press, 1967. – **2**. – P. 283 – 321.
20. *Weaver W., Timoshenko S.P., Young D.H.* *Vibration Problems in Engineering: 5th Edition.* – New-York: John Wiley, 1990. – 624 p.
21. *Xu YL, Kwok KCS.* Semianalytical method for parametric study of tuned mass dampers // *ASCE. J. Struct. Eng.* – 1994. – **120**, N 3. – P. 747 – 764.
22. *Zhang Z.-L., Chen J.-B., Li J.* Theoretical study and experimental verification of vibration control of offshore wind turbines by a ball vibration absorber // *Struct. and Infrastruct. Eng.* – 2014. – **10**, N 8. – P. 1087 – 1100.
23. *Zhang Z.-L., Li J., Nielsen S.R.K., Basu B.* Mitigation of edgewise vibrations in wind turbine blades by means of roller dampers // *J. Sound and Vibr.* – 2014. – **21**. – P. 5283 – 5298.

Поступила 28.02.2013

Утверждена в печать 26.05.2015