



DOI 10.5862/JEST/19

УДК 631.362.322

И.П. Попов, В.Г. Чумаков, А.Д. Терентьев

РЕДУКЦИЯ МОЩНОСТИ ПРИВОДА РЕШЕТНЫХ СОРТИРОВАЛЬНЫХ МАШИН

I.P. Popov, V.G. Chumakov, A.D. Terentyev

REDUCTION IN DRIVE POWER OF SCREEN GRADERS

Установлено, что в рабочем режиме часть сыпучего материала условно может считаться неподвижной относительно решетного стана и вносить вклад в инерционную нагрузку, а оставшаяся часть — подвижной и обеспечивать основную часть диссипативной нагрузки. С учетом инертности и подвижности сыпучего материала произведен расчет инерционной и диссипативной мощностей, развиваемых приводом; получено, что инерционная мощность более чем в восемь раз превышает диссипативную. Показано, что применение кинематической схемы решетной машины со сдвигом фаз колебаний двух решетных станов относительно друг друга на четверть периода позволяет исключить потребление из сети электрической мощности, равной инерционной, и примерно в пять раз уменьшить неравномерность диссипативной мощности.

РЕШЕТНЫЙ СТАН; КОЛЕБАНИЯ; ИНЕРЦИОННАЯ НАГРУЗКА; ДИССИПАТИВНАЯ МОЩНОСТЬ; ПРИВОД.

The authors have established that in the operating mode some amount of the bulk material can be considered conditionally stationary against the sieve mill, and it can contribute to the inertial load. The rest of the bulk material remains movable and provides the main part of the dissipative load. Allowing for inertia and mobility of the bulk material, the authors calculated the inertial and dissipative power of the actuator, with the inertial power exceeding more than eight times the dissipative one. This paper shows that the use of the kinematic scheme for the screen grader with the shift of oscillation phases of two sieve mills against each other by a quarter of the oscillation period prevents the consumption of the electric power equal to the inertial one, and leads to five time reduction in irregularities of dissipative power.

SIEVE MILL; OSCILLATIONS; INERTIAL LOAD; DISSIPATIVE POWER; DRIVE.

Введение

Решетные сортировальные машины применяются во многих отраслях производства — в сельском хозяйстве, строительстве, горном деле, заготовительном производстве в машиностроении и т. д. При всех отличиях между ними, обусловленных особенностями сортируемого материала, они имеют основные общие конструктивные признаки — решетные станы, приводимые в движение шатунным приводом. Поэтому динамические и энергетические соотношения для решетных машин будут одинаковыми независимо от их назначения.

В работе исследуется динамика решетных машин безотносительно их принадлежности к какой-либо отрасли производства.

Характерной особенностью решетных сортировальных машин является потребность в значительной инерционной мощности, необходимой для сообщения массивным решетным станам колебаний с высокой для их массы частотой. Однако до сих пор основные производители решетных сортировальных машин рассматривали потребление инерционной мощности в качестве необходимых издержек и не считали это проблемой, имеющей возможные решения [1–6].

Буквально в последнее время в связи с разработкой колебательных систем, состоящих из однородных элементов [7–14], появилась возможность постановки вышеназванной проблемы и ее решения, вплоть до полной нейтрализации инерционной мощности.

Актуальность этой задачи обусловлена тем, что величина инерционной мощности почти на порядок превосходит диссипативную мощность, расходуемую собственно на сортировку сыпучего материала, и, таким образом, нейтрализация инерционной мощности приводит к существенному повышению энергоэффективности машины.

На рис. 1 показан фрагмент кинематической схемы решетной машины, реализующий колебательную систему, состоящую только из инертных элементов (решетные станы). В этой колебательной системе фазы колебаний решетных станов сдвинуты на $\pi/2$.

Энергообмен происходит следующим образом. В некоторый момент времени решетный стан 1 находится в крайнем правом положении, его кинетическая энергия равна нулю. В этот момент решетный стан 2 находится в среднем положении и движется влево с максимальной кинетической энергией. За счет инерции он принуждает решетный стан 1 ускоряться влево, отдавая ему часть своей энергии. К моменту, когда решетный стан 2 достигнет крайнего левого положения, он передаст всю свою энергию решетному стану 1, который в среднем положении с максимальной скоростью будет двигаться влево. Теперь решетные станы меняются ролями. За счет инерции решетный стан 1 принуждает решетный стан 2 ускоряться вправо, отдавая ему часть своей энергии. Когда решетный стан 1 достигнет крайнего левого положения, он передаст всю свою энергию решетному стану 2, который в среднем положении с максимальной скоростью будет двигаться вправо. Аналогичным образом будут происходить дальнейшие колебания.

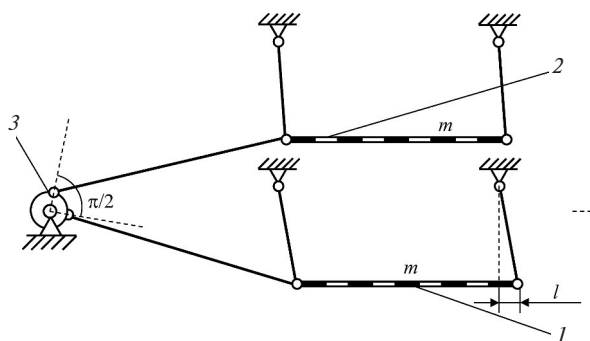


Рис. 1. Кинематическая схема сортировальной машины:

1, 2 — решетные станы; 3 — эксцентрики

При отсутствии потерь на трение колебания решетных станов будут незатухающими.

В [7–14] теоретически установлено, что условием возникновения свободных гармонических или почти гармонических колебаний в системах, состоящих только из инертных элементов, является сдвиг между фазами колебаний элементов на $\pi/2$. При этом элементы (решетные станы) обмениваются кинетической энергией между собой, а не с приводом машины, что позволяет полностью исключить потребление мощности, равной инерционной, от внешнего источника (питающая сеть). Очевидно, что при любом другом угле сдвига возможна лишь частичная нейтрализация инерционной мощности. В частности, при углах 0 и π нейтрализация не происходит.

Цель исследования заключается в расчетном обосновании применения кинематических схем решетных сортировальных машин со смещением эксцентриков относительно друг друга на угол $\pi/2$.

Задачи исследования состоят в определении инертности и подвижности сыпучего материала и его влиянии на инерционную и диссипативную нагрузку, расчете инерционной и диссипативной мощностей и сравнительном анализе кинематических схем с эксцентриками, сдвинутыми на π и $\pi/2$.

Учет инертности сыпучего материала

Для сыпучего материала можно условно определить два предельных состояния.

Первому предельному состоянию соответствует максимальная частота колебаний ω_a , при которой материал остается неподвижным относительно решетного стана за счет статической силы трения. При этом он совершает колебания относительно корпуса машины с теми же частотой и амплитудой, что и решетный стан. Вся масса материала (m_z , кг), наряду с массой решетного стана, определяет развиваемую приводом инерционную мощность.

Второму предельному состоянию сыпучего материала соответствует минимальная частота ω_z , при которой материал остается неподвижным относительно корпуса машины благодаря инерции. При этом он совершает колебания относительно решетного стана с теми же частотой и амплитудой. Вся масса материала влияет на развиваемую приводом диссипативную мощность. Очевидно, что $\omega_a < \omega_z$.



При частоте $\omega_a < \omega < \omega_z$ часть k_v ($k_v < 1$) материала *условно* может считаться неподвижной относительно решетчатого стана, а оставшаяся часть $(1 - k_v)$ — подвижной. Значение k_v можно определить опытным путем.

Суммарная масса системы, совершающей колебания, равна

$$m_v = m + k_v m_z. \quad (1)$$

Инерционная мощность для одного решетчатого стана

В связи с тем, что амплитуда колебаний решетчатого стана несоизмеримо меньше длины шатуна, можно считать, что колебания происходят по гармоническому закону

$$x = l \sin \omega t,$$

где x — координата решетчатого стана, м.; l — амплитуда колебаний, м.; ω — циклическая частота колебаний, рад/с.

Скорость решетчатого стана равна

$$v = \dot{x} = l\omega \cos \omega t.$$

Выражение для инерционной силы, обусловленной массой m_v , кг, системы, совершающей колебания, имеет вид

$$f = m_v \ddot{x} = -lm_v \omega^2 \sin \omega t.$$

Инерционная мощность, обусловленная массой одного решетчатого стана с сыпучим материалом, определяется выражением

$$q = f\dot{v} = -\frac{l^2 m_v \omega^3}{2} \sin 2\omega t. \quad (2)$$

Часть этой мощности, а именно

$$q_z = -\frac{l^2 k_v m_z \omega^3}{2} \sin 2\omega t,$$

расходуется на колебания сыпучего материала.

На рис. 2 представлены временные графики перемещения, скорости, инерционной силы и инерционной мощности.

Диссипативная мощность для одного решетчатого стана

Масса сыпучего материала, неподвижного относительно корпуса машины, равна

$$(1 - k_v) m_z.$$

Сила воздействия этой части материала на решетку описывается формулой

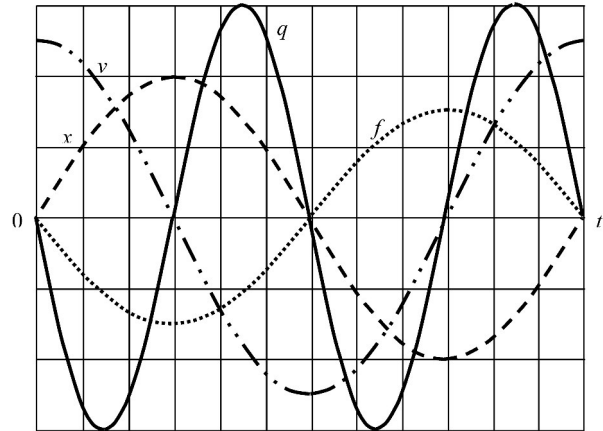


Рис. 2. Инерционная нагрузка:

x — координата решетчатого стана; v — скорость решетчатого стана; f — сила, действующая на решетчатый стан; q — сообщаемая решетчатому стану мощность; t — время

$$N = (1 - k_v) m_z g,$$

где g — ускорение свободного падения, м/с².

Сила трения

$$F = kN \left(-\frac{v}{v} \right) = k(1 - k_v) m_z g \left(-\frac{v}{v} \right),$$

где k — динамический коэффициент трения, определяемый опытным путем, направлена противоположно скорости.

Диссипативная мощность, рассеиваемая в сыпучем материале, определяется выражением

$$p_z = -F \cdot v = k(1 - k_v) m_z g l \omega |\cos \omega t|. \quad (3)$$

На рис. 3 представлены графики скорости, силы трения и диссипативной мощности, рассеиваемой в сыпучем материале.

Площадь, ограниченная графиком мощности и осью абсцисс, (затененная область) равна диссипативной энергии — теплу, выделяемому в сыпучем материале.

Диссипативная мощность решетчатой машины с эксцентриками, сдвинутыми относительно друг друга на π

Сдвиг на π используется для нейтрализации динамических нагрузок на корпус машины. При этом диссипативная мощность равна

$$p_{z\pi} = 2p_z = 2k(1 - k_v) m_z g l \omega |\cos \omega t|.$$

Пиковые значения мощности составляют

$$P_{z\pi \max} = 2k(1 - k_v) m_z g l \omega. \quad (4)$$

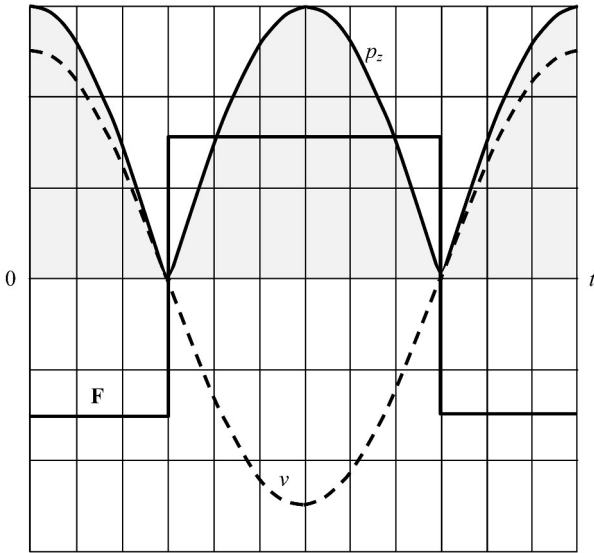


Рис. 3. Диссипативная нагрузка: v — скорость решетчатого стана; F — сила трения; p_z — диссипативная мощность; t — время

На рис. 4 представлены графики мощности, соответствующие этому случаю.

Диссипативная мощность машины с эксцентриками, сдвинутыми на $\pi/2$

Эта мощность равна

$$p_{z\pi/2} = k(1 - k_v)m_z g l \omega (|\cos \omega t| + |\sin \omega t|).$$

Пиковые значения мощности составляют

$$P_{z(\pi/2)\max} = \sqrt{2}k(1 - k_v)m_z g l \omega. \quad (5)$$

Графики мощности для данного варианта машины представлены на рис. 5.

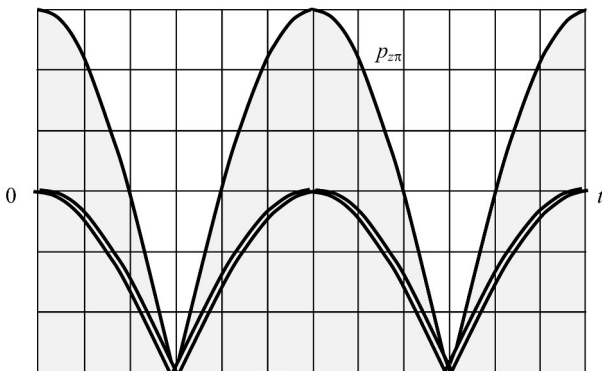


Рис. 4. Диссипативная мощность машины с эксцентриками, сдвинутыми на π

Сравнение коэффициентов неравномерности

Нагружение привода и питающей сети диссипативной нагрузкой у машины с эксцентриками, сдвинутыми на $\pi/2$, существенно равномернее, а ее пиковая мощность в $\sqrt{2}$ раз меньше (почти на 30%), чем у машины с эксцентриками, сдвинутыми на π , что следует из отношения (4) к (5).

Коэффициент неравномерности диссипативной мощности решетчатой машины с эксцентриками, сдвинутыми относительно друг друга на π , по аналогии с [12] равен

$$\begin{aligned} \delta_\pi &= \frac{P_{z\pi\max} - P_{z\pi\min}}{P_{z\pi\text{mid}}} = \\ &= \frac{P_{z\pi\max} - P_{z\pi\min}}{(P_{z\pi\max} + P_{z\pi\min})/2} = 2, \end{aligned}$$

поскольку $P_{z\pi\min} = 0$.

Для машины с эксцентриками, сдвинутыми на $\pi/2$, соответственно будет

$$\delta_{\pi/2} = \frac{P_{z(\pi/2)\max} - P_{z(\pi/2)\min}}{[P_{z(\pi/2)\max} + P_{z(\pi/2)\min}]/2} \approx 0,343.$$

Отношение коэффициентов неравномерности составляет

$$\frac{\delta_\pi}{\delta_{\pi/2}} \approx 5,8.$$

В связи с тем, что для модуля гармонической функции справедливо

$$P_{z\pi\text{mid}} \neq (P_{z\pi\max} + P_{z\pi\min})/2,$$

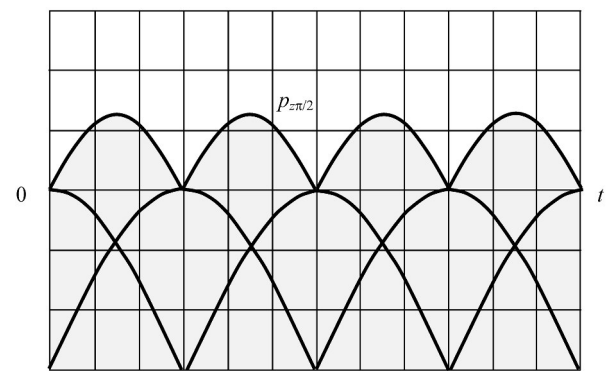


Рис. 5. Диссипативная мощность машины с эксцентриками, сдвинутыми на $\pi/2$

формула коэффициента неравномерности диссипативной мощности может быть скорректирована:

$$P_{z\pi\text{mid}} = P_{z\pi\text{max}} \frac{1}{\pi} \int_0^{\pi} \sin \varphi d\varphi = \frac{2}{\pi} P_{z\pi\text{max}}; \quad (6)$$

$$\delta_{\pi} = \frac{\pi}{2}.$$

$$P_{z(\pi/2)\text{min}} = \frac{P_{z\pi\text{max}}}{2};$$

$$P_{z(\pi/2)\text{mid}} = \frac{P_{z\pi\text{max}}}{2} + \frac{2}{\pi} \left[P_{z(\pi/2)\text{max}} - \frac{P_{z\pi\text{max}}}{2} \right] =$$

$$= P_{z\pi\text{max}} \frac{\sqrt{2\pi + 4} - 2\sqrt{2}}{2\sqrt{2}\pi};$$

$$\delta_{\pi/2} = \frac{P_{z(\pi/2)\text{max}} - P_{z(\pi/2)\text{min}}}{P_{z(\pi/2)\text{mid}}} \approx 0,328;$$

$$\frac{\delta_{\pi}}{\delta_{\pi/2}} = \frac{\pi}{2} \frac{1}{0,328} \approx 4,8.$$

Таким образом, корректировка формулы коэффициента неравномерности диссипативной мощности достаточно существенна. При этом последнее значение является предпочтительным.

Пример. Пусть $l = 7,5 \times 10^{-3}$ м; $m = 80$ кг; $m_z = 40$ кг; $k_v = 0,3$; $n = 8$ с $^{-1}$ ($\omega = 2\pi n$); $k = 0,6$. Для нейтрализации динамических нагрузок на корпус сортировальной машины используются четыре решетных стана ($i = 4$). Эти данные позволяют рассчитать мощность машины.

Суммарная инерционная мощность машины с учетом (2) и (1) равна

$$Q_{\Sigma} = \frac{il^2(m + k_v m_z)\omega^3}{2} =$$

$$= \frac{4(7,5)^2 10^{-6} (80 + 0,3 \cdot 40) 2^3 \pi^3 8^3}{2} \approx 1314 \text{ Вт.}$$

В электротехнике аналогом инерционной мощности является реактивная мощность.

Суммарная диссипативная мощность, рассеиваемая в сыпучем материале, с учетом (3) и (6) равна

$$P_{z\Sigma} = i \frac{2}{\pi} k(1 - k_v) m_z g l \omega =$$

$$= 4 \frac{2}{\pi} 0,6(1 - 0,3) 40 \cdot 9,8 \cdot 7,5 \cdot 10^{-3} \cdot 2\pi 8 \approx 158 \text{ Вт.}$$

В электротехнике аналогом диссипативной мощности является активная мощность. В соответствии с этими аналогиями полная мощность машины равна

$$S = \sqrt{Q_{\Sigma}^2 + P_{\Sigma}^2} = 1323 \text{ Вт.}$$

Снижение полной мощности при нейтрализации инерционной мощности составляет

$$\Delta S = S - P_{\Sigma} = 1165 \text{ Вт.}$$

Из примера следует, что инерционная мощность в 8,3 раза превышает диссипативную мощность, расходуемую собственно на сортировку сыпучего материала, и ее нейтрализация существенно повышает энергоэффективность машины.

Выводы

Применение кинематической схемы решетной машины со смещением эксцентриков относительно друг друга на угол $\pi/2$ позволяет исключить потребление из сети электрической мощности, равной инерционной мощности Q_{Σ} , и в 4,8 раза уменьшить коэффициент неравномерности диссипативной мощности.

В установленном режиме для данных, принятых в примере, мощность привода может быть сокращена на 88 % по сравнению со схемами без нейтрализации инерционной мощности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. PETKUS Gigant K-531, Petkus K-527A, Petkus K-547A, PETKUS Super K-541, PETKUS U 12 2.4/U 15 2.4, PETKUS V 12 3.6/ V 15 3.6, PETKUS A 09/A 12, PETKUS M 12 3.6/M 15 3.6 [электрон. ресурс] URL: http://zol.ru/technika/catalog/index.php/Mashini_dlya_ochistki_zerna/ (дата обращения: 20.05.2015).

2. Sortiermaschine [электрон. ресурс] URL: <http://autoline-eu.ru/s/selhoztehnika-sortirovochnaya-mashina-iz-germanii--c12tk2430cntDE.html/> (дата обращения: 20.05.2015).

3. VIBAM, OMEGA [электрон. ресурс] URL: <http://selmashservis.ru/pages/damas/> (дата обращения: 20.05.2015).

4. JUBUS P-JS-8/2, JUBUS P-JS-16/2 [электрон. ресурс] URL: <http://http://apm36.ru/oborudovanie-ochistka-zerna/> (дата обращения: 20.05.2015).

5. MDS 32 [электрон. ресурс] URL: <http://autoline-eu.ru/sf/selhoztehnika-zernoochistitel-MDS-32--15040300461473378900.html/> (дата обращения: 20.05.2015).

6. TAS Schmidt-Seeger [электрон. ресурс] URL: <http://rosagro2010.ru/universalnyu-aspirator-tas/> (дата обращения: 20.05.2015).

7. **Попов И.П.** Free harmonic oscillations in systems with homogeneous elements // *Journal of Applied Mathematics and Mechanics*. 2012. Vol. 76. Iss. 4. P. 393–395.

8. **Попов И.П.** Колебательные системы, состоящие только из инертных или только упругих элементов, и возникновение в них свободных гармонических колебаний // *Вестник Томского государственного университета*. Серия: Математика и механика. 2013. № 1(21). С. 95–103.

9. **Попов И.П.** Колебательные системы с однородными элементами // *Инженерная физика*. 2013. № 3. С. 52–56.

10. **Попов И.П., Шамарин Е.О.** Свободные механические гармонические колебания со смещенными

фазами // *Вестник Тихоокеанского государственного университета*. 2013. № 2(29). С. 39–48.

11. **Попов И.П.** Механические колебательные системы, состоящие только из однородных элементов, и возникновение в них свободных гармонических колебаний // *Омский научный вестник. Приборы, машины и технологии*. 2012. № 3(113). С. 177–179.

12. **Попов И.П., Чумаков В.Г., Чикун А.В.** Самонейтрализация механических инертных реактансов основной гармоники в решетных станах // *Вестник Ульяновской государственной сельскохозяйственной академии*. 2014. № 4(28). С. 170–174.

13. **Попов И.П.** Свободные механические гармонические колебания в системах с кривошипно-кулисным механизмами // *Вестник Курганского государственного университета. Технические науки*. 2012. Вып. 7. №2(24). С. 14–16.

14. **Попов И.П., Чумаков В.Г., Чикун А.В., Попов Д.П., Байтов С.Г.** Одно из направлений модернизации решетных станов зерноочистительных машин // *Зауральский научный вестник*. 2014. № 2(6). С. 30–32.

15. **Костыркин М.И.** Теория механизмов и машин. Курск: Изд-во Курского политехнического института, 1969. 714 с.

REFERENCES

1. PETKUS Gigant K-531, Petkus K-527A, Petkus K-547A, PETKUS Super K-541, PETKUS U 12 2.4/U 15 2.4, PETKUS V 12 3.6/V 15 3.6, PETKUS A 09/A 12, PETKUS M 12 3.6/M 15 3.6, Available: http://zol.ru/tehnika/catalog/index.php/Mashini_dlya_ochistki_zerna/ (Accessed 20.05.2015).

2. Sortiermaschine, Available: <http://autoline-eu.ru/s/selhoztehnika-sortirovochnaya-mashina-iz-germanii--c12tk2430cntDE.html/> (Accessed 20.05.2015).

3. VIBAM, OMEGA, Available: <http://selmashservis.ru/pages/damas/> (Accessed 20.05.2015).

4. JUBUS P-JS-8/2, JUBUS P-JS-16/2, Available: <http://http://apm36.ru/oborudovanie-ochistka-zerna/> (Accessed 20.05.2015).

5. MDS 32, Available: <http://autoline-eu.ru/sf/selhoztehnika-zernoochistitel-MDS-32--15040300461473378900.html/> (Accessed 20.05.2015).

6. TAS Schmidt-Seeger, Available: <http://rosagro2010.ru/universalnyu-aspirator-tas/> (Accessed 20.05.2015).

7. **Попов И.П.** Free harmonic oscillations in systems with homogeneous elements. *Journal of Applied Mathematics and Mechanics*. 2012. Vol. 76. Iss. 4. P. 393–395.

8. **Попов И.П.** Kolebatel'nye sistemy, sostojashhie tol'ko iz inertnyh ili tol'ko uprugih jelementov, i vzniknovenie v nih svobodnyh garmonicheskikh kolebanij. [Oscillatory system consisting only of inert or only elastic elements, and the emergence of them free of harmonic oscillations]. *Vestnik*

Tomskogo gosudarstvennogo universiteta. Seria: Matematika i mehanika. 2013. № 1(21). S. 95–103. (rus.)

9. **Попов И.П.** Kolebatel'nye sistemy s odnorodnymi jelementami. [Oscillatory systems with homogeneous elements]. *Inzhenernaja fizika*. 2013. № 3. S. 52–56/ (rus.)

10. **Попов И.П., Шамарин Е.О.** Svobodnye mehanicheskie garmonicheskie kolebanija so smeshhennymi fazami. [Free mechanical harmonic oscillations with staggered phases]. *Vestnik Tihookeanskogo gosudarstvennogo universiteta*. 2013. № 2(29). S. 39–48. (rus.)

11. **Попов И.П.** Mehanicheskie kolebatel'nye sistemy, sostojashhie tol'ko iz odnorodnyh jelementov, i vzniknovenie v nih svobodnyh garmonicheskikh kolebanij. [Mechanical vibration system consisting only of homogeneous elements, and the emergence of them free of harmonic oscillations]. *Omskij nauchnyj vestnik. Pribory, mashiny i tehnologii*. 2012. № 3(113). S. 177–179. (rus.)

12. **Попов И.П., Чумakov В.Г., Чикун А.В.** Samonejtralizacija mehanicheskikh inertnyh reaktansov osnovnoj garmoniki v reshetnyh stanah. [Self-neutralization inert mechanical reactance of the fundamental harmonic in reshetnyh]. *Vestnik Ul'janovskoj gosudarstvennoj sel'skohozjajstvennoj akademii*. 2014. № 4(28). S. 170–174. (rus.)

13. **Попов И.П.** Svobodnye mehanicheskie garmonicheskie kolebanija v sistemah s krivoshipno-kulisnymi mehanizmami. [Free mechanical harmonic oscillations in systems with a crank-rocker mechanism]. *Vestnik Kur-*



ganskogo gosudarstvennogo universiteta. Tehnicheskie nauki. 2012. Vyp. 7. №2(24). S. 14–16. (rus.)

14. **Попов И.Р., Чумаков В.Г., Чикун А.В., Попов Д.Р., Байтов С.Г.** Одно из направлений модернизации решетчатых станков зерноочистительных машин. [One of the areas

of modernization reshetnyh grain cleaners]. *Zaural'skij nauchnyj vestnik.* 2014. № 2(6). S. 30–32. (rus.)

15. **Костыркин М.И.** Теория механизмов и машин. [Theory of mechanisms and machines] Kursk: Izd-vo Kurskogo politehnicheskogo instituta, 1969. 714 p. (rus.)

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ПОПОВ Игорь Павлович — руководитель проекта Центра высоких технологий. 640015, Курган, ул. Парижской Коммуны, 33. E-mail: ip.popow@yandex.ru

ЧУМАКОВ Владимир Геннадьевич — доктор технических наук доцент, научный консультант Центра высоких технологий. 640015, Курган, ул. Парижской Коммуны, 33. E-mail: vg.chumakov@yandex.ru

ТЕРЕНТЬЕВ Александр Дмитриевич — инженер Центра высоких технологий. 640015, Курган, ул. Парижской Коммуны, 33. E-mail: ad.terentev@yandex.ru

AUTHORS

POPOV Igor P. — Center of High Technology. 640015, Kurgan, st. Paris Commune, 33. E-mail: ip.popow@yandex.ru

CHUMAKOV Vladimir G. — Center of High Technology. 640015, Kurgan, st Paris Commune, 33. E-mail: vg.chumakov@yandex.ru

TERENTYEV Aleksandr D. — Center of High Technology. 640015, Kurgan, st Paris Commune. E-mail: ad.terentev@yandex.ru