

ОЦЕНКА СИЛ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ РОТАЦИОННО-МАЯТНИКОВОГО УДАРНОГО МЕХАНИЗМА

Еремыаыц В.Э.

Институт машиноведения и автоматики национальной академии наук

Кыргызской Республики,

Кыргызско-Российский Славянский университет, Бишкек

Ключевые слова: ротационно-маятниковый ударный механизм, силы инерции, силы трения, сопротивление движению ротора, затухание колебаний маятника.

Аннотация. Представлена схема инерционно-маятникового ударного механизма, состоящего из вращающегося ротора, на котором установлен маятник с ударной массой на его конце. с действующими на звенья инерционными силами. Путем аналитического решения уравнения движения механизма найдены зависимости инерционных сил, действующих на ударную массу, от времени и угла поворота ротора. Построены зависимости момента от этих сил, действующего на ротор. Получены зависимости момента трения в кинематической паре ротора и маятника от угла поворота ротора и проведена оценка его влияния на потери энергии и затухание колебаний маятника в процессе движения механизма.

EVALUATION FORCES OF RESISTANCE TO MOVEMENT ROTATIONAL-PENDULUM IMPACT MECHANISM

Eremyants V.E.

Institute of Mechanical Engineering and Automation

of the National Academy of Sciences of the Kyrgyz Republic,

Kyrgyz-Russian Slavic University, Bishkek

Keywords: rotary pendulum impact mechanism, inertia forces, friction forces, resistance to rotor movement, attenuation of pendulum oscillations.

Abstract. A diagram of an inertial-pendulum impact mechanism is presented, consisting of a rotating rotor, on which a pendulum with a shock mass at its end is installed. with inertial forces acting on the links. By analytically solving the equation of motion of the mechanism, the dependences of the inertial forces acting on the shock mass on time and the angle of rotation of the rotor are found. Dependences of the torque on these forces acting on the rotor are constructed. The dependences of the moment of friction in the kinematic pair of the rotor and the pendulum on the angle of rotation of the rotor are obtained and an assessment of its effect on the energy loss and damping of the pendulum oscillations during the movement of the mechanism is carried out.

Ротационно-маятниковые ударные механизмы эффективно использовались в экспериментальных стендах, начиная с 70-х годов прошлого века. Их можно разделить на две большие группы: механизмы для исследования ударно-абразивного износа деталей горных машин под действием ударно-циклических нагрузок [1-3] и исследования воздействия на приборы и различные изделия единичного высокоскоростного удара [3-5].

Однако, при попытке воспроизвести ротационно-маятниковый ударный механизм для продолжения исследований по ударно-абразивному износу деталей горных и строительно-дорожных машин авторы работы столкнулись с проблемой выбора его рациональных параметров. Трудность заключалась в том, что в литературе не удалось найти теории таких механизмов, которая позволяла бы научно-обоснованно подходить к выбору параметров его деталей. Решению этой задачи и были посвящены работы, проводимые в Институте машиноведения и автоматики Национальной академии наук Кыргызской Республики.

Исследуемый ротационно-маятниковый ударный механизм состоит из вращающегося ротора 1 (рис. 1). На роторе с помощью шарниров установлены маятники, состоящие из стержня 2, на конце которого расположена ударная масса 3, выполняющая роль бойка.

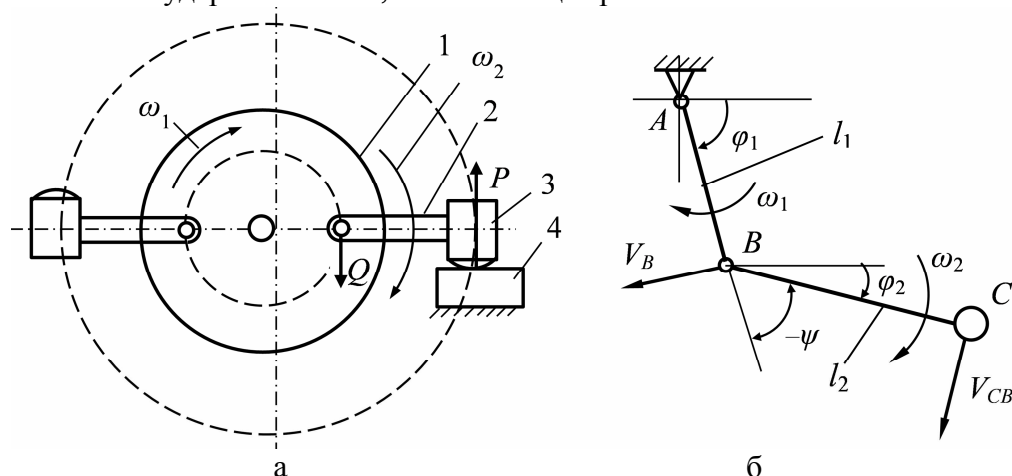


Рис. 1. Конструктивная (а) и расчетная (б) схемы ротационно-маятникового ударного механизма: 1 – ротор, 2 – стержень, 3 – ударная масса-бойёк, 4 – наковальня

В предшествующей работе [6] с использованием уравнений Лагранжа второго рода получено следующее уравнение движения рассматриваемого механизма:

$$\ddot{\psi} + \dot{\psi}^2 q \sin \psi + b \sin \psi = 0. \quad (1)$$

где ψ – угол поворота маятника относительно ротора, рад; $\psi = \varphi_2 - \varphi_1$; φ_1, φ_2 – углы поворота соответственно ротора и маятника относительно горизонтальной координатной оси, рад.

$$q = \left(\frac{k(k^2 + 1 + 2k \cos \psi)}{1 + \xi(k^2 + 1 + 2k \cos \psi)} \right); \quad b = \frac{\xi \omega_1^2 k(k^2 + 1 + 2k \cos \psi)}{1 + \xi(k^2 + 1 + 2k \cos \psi)}, \quad (2)$$

$$k = l_1 / l_2; \quad \xi = b/q = 2m_2 l_2^2 / J_{2C}, \quad (3)$$

где J_{2C} – момент инерции ударной массы (бойка) относительно её центра масс, кгм².

При выводе уравнения (1) принимались допущения о пренебрежимо малых силах сопротивления его движению и постоянстве скорости вращения ротора. Но это возможно только при компенсации реактивных сил, действующих на ротор при ударе и сил инерции, возникающих при колебании маятника относительно ротора. Инерционные силы порождают переменный во времени момент сопротивления движению ротора и моменты от сил трения в шарнирах механизма.

Устранение реактивных сил от удара достигается выбором параметров механизма таким образом, чтобы точка контакта бойка с исследуемым телом находилась в известном из курса теоретической механики центре удара. В этом случае реакция от удара не передается на ось крепления маятника к ротору. Примеры и алгоритм расчета параметров маятника, удовлетворяющего этому условию, приведены в работах [7, 8].

Кроме этого необходимо подобрать параметры механизма так, чтобы за один оборот ротора боек возвращался к наковальне при условии, что точки A , B , C (рисунок 1) располагались на одной линии. В этом случае скорость удара бойка по наковальне будет максимальной и начальные условия для описания следующего цикла не изменятся. В частном случае это условие выполняется, например, при $\xi = 4$, $k = 2,5$, $\omega_1 = 40 \text{ с}^{-1}$ [9]. В дальнейших примерах будем считать, что условия именно такие.

При вращении ротора и затухающих колебаниях маятника на его боек, действуют нормальные и тангенциальные ускорения, порождающие нормальную P_u^n и тангенциальную P_u^τ инерционные силы (рис. 2), которые оказывают влияние на момент сопротивления движению ротора M_u и на момент сил трения M_T в шарнире B , связывающем ротор с маятником.

В задачи данной работы входила оценка величины этих сил с целью обоснования правомерности допущений принятых при разработке математической модели (1).

Для определения момента от инерционных сил, действующих на ротор, рассмотрим схему, представленную на рисунке 2. При движении маятника на ударную массу действует нормальное ускорение, порождающее нормальную силу инерции P_u^n , направленную вдоль звена BC в сторону, противоположную ротору и тангенциальную силу инерции P_u^τ , направленную перпендикулярно звену BC .

Эти силы определяются как

$$P_u^\tau = -\ddot{\psi} m_2 l_2; \quad P_u^n = -\dot{\psi}^2 m_2 l_2, \quad (4)$$

где m_2 – масса бойка, кг; l_2 – длина маятника, м.

Составляя уравнение проекций этих сил на направление, перпендикулярное радиусу AB , определим инерционный момент сопротивления M_u , который равен:

$$M_u = \pm (P_u^n \sin \psi + P_u^\tau \cos \psi) l_1, \quad (5)$$

где l_1 – расстояние от оси ротора A до оси маятника B , м.

Следует отметить, что при вращении ротора на угол $0 \leq \varphi_1 \leq \pi$ момент от инерционных сил препятствует движению ротора, а при $\pi \leq \varphi_1 \leq 2\pi$ выступает в качестве движущего момента.

На рисунке 2 представлена схема механизма с двумя маятниками 1 и 2, расположенными симметрично. В этом случае диаграммы их движения находятся в противофазе, как показано на рисунке 3.

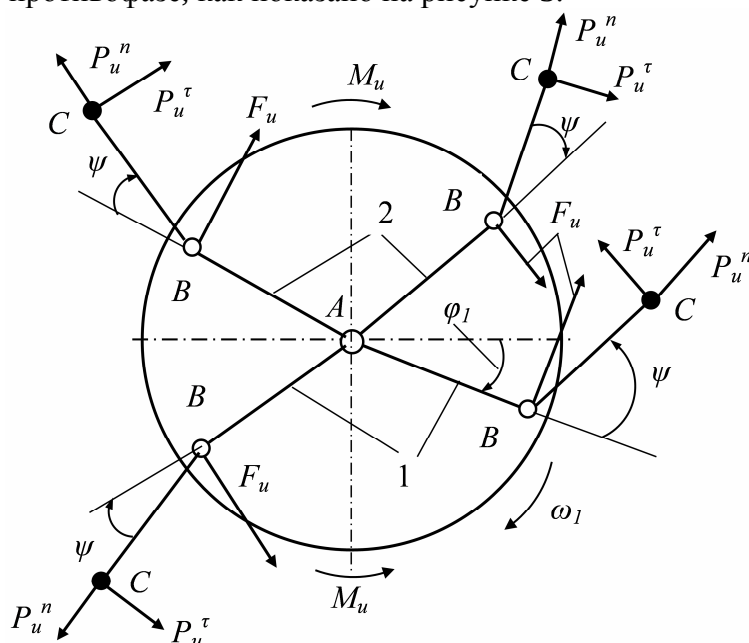


Рис. 2. Схема действия инерционных сил на ротор ротационно-маятникового ударного механизма: 1 – правый маятник, 2 – левый маятник

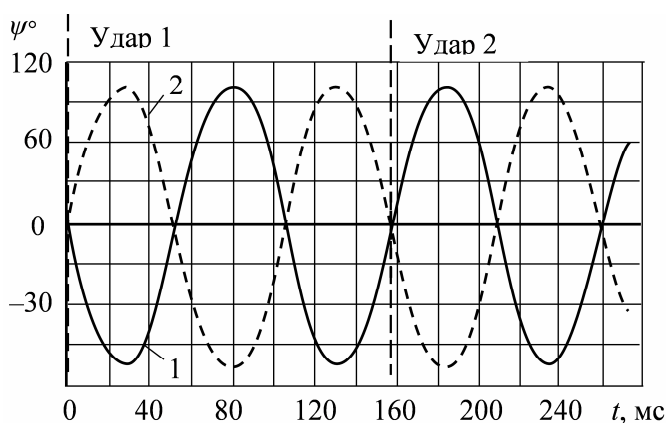


Рис. 3. Диаграммы колебаний маятников в зависимости от времени: сплошная линия – правый маятник 1 (рис. 1, 2), пунктирная – левый маятник 2

В дальнейшем будем рассматривать движение одного маятника, так как второй движется аналогично, но в противофазе.

Для определения угловых скоростей и ускорений маятника относительно ротора запишем уравнение движения (1) в виде

$$\ddot{\psi} = -(\dot{\psi}^2 + \xi\omega_1^2)q \sin \psi, \quad (6)$$

вводя замену переменной

$$y(\psi) = \dot{\psi}^2,$$

и учитывая, что

$$y' = \frac{dy}{d\psi} = \frac{d(\dot{\psi}^2)}{d\psi} = \frac{d(\dot{\psi}^2)}{dt} \cdot \frac{dt}{d\psi} = \frac{2\dot{\psi} \cdot \ddot{\psi}}{\dot{\psi}} = 2\ddot{\psi}; \quad \ddot{\psi} = \frac{dy}{2},$$

уравнение (6) можно привести к уравнению с разделяющимися переменными:

$$\frac{dy}{(y + \xi\omega_1^2)} = -2q \sin \psi d\psi. \quad (7)$$

Параметр q в общем случае также зависит от угла ψ (2), но как показывают результаты работы [10], в интервале изменения ψ от нуля до 120 градусов параметр q изменяется незначительно. Например, в нашем примере при $k = 2,5$, $\xi = 4$ в интервале изменения ψ от 0 до 100° с погрешностью, не превышающей 1%, можно принять среднее значение q , равное 0,6032.

Тогда, интегрируя уравнение (7) при начальных условиях [6]:

$$\psi(0) = 0; \quad y(0) = \dot{\psi}_0^2,$$

запишем:

$$\ln \left| (y + \xi\omega_1^2) \right| = \ln \left| (\dot{\psi}_0^2 + \xi\omega_1^2) \right| - 2q(1 - \cos \psi),$$

или, возвращаясь к прежним обозначениям:

$$\dot{\psi}^2 = (\dot{\psi}_0^2 + \xi\omega_1^2) e^{-2q(1 - \cos \psi)} - \xi\omega_1^2. \quad (8)$$

Подставляя это выражение в уравнение (6), окончательно получим:

$$\ddot{\psi} = -q \sin \psi (\dot{\psi}_0^2 + \xi\omega_1^2) e^{-2q(1 - \cos \psi)}. \quad (9)$$

Используя формулы (8), (9) можно найти нормальные и тангенциальные составляющие сил инерции (4), а затем и момент сил инерции, действующий на ротор (5).

В качестве примера на рисунке 4 приведены зависимости тангенциальной (а) и нормальной (б) инерционных сил от времени, а также момента этих сил, построенные по формулам (4), (5) при следующих исходных данных: $\xi = 4$, $k = 2,5$, $q = 0,6032$, $m_2 = 1,6$ кг, $l_1 = 0,1$ м, $l_2 = 0,04$ м, $\omega_1 = 40$ с⁻¹, $\dot{\psi}_0 = -(k+1)\omega_1$.

На рисунке 4 представлены диаграммы зависимости от времени тангенциальных (а), нормальных (б) сил инерции, а также момента от этих сил (в) для одного маятника, рассчитанные по формулам (4), (5).

Как отмечалось выше моменты инерции от двух маятников, расположенных симметрично, уравновешивают друг друга и не влияют на движение ротора.

В процессе работы механизма в шарнире В действует реакция от инерционных сил, которая создает момент сопротивления движению

маятника M_T . При трении скольжения в шарнире этот момент определится как:

$$M_T = fr\sqrt{(P_u^r)^2 + (P_u^n)^2}, \quad (10)$$

где f – коэффициент трения, r – радиус трущихся поверхностей, м.

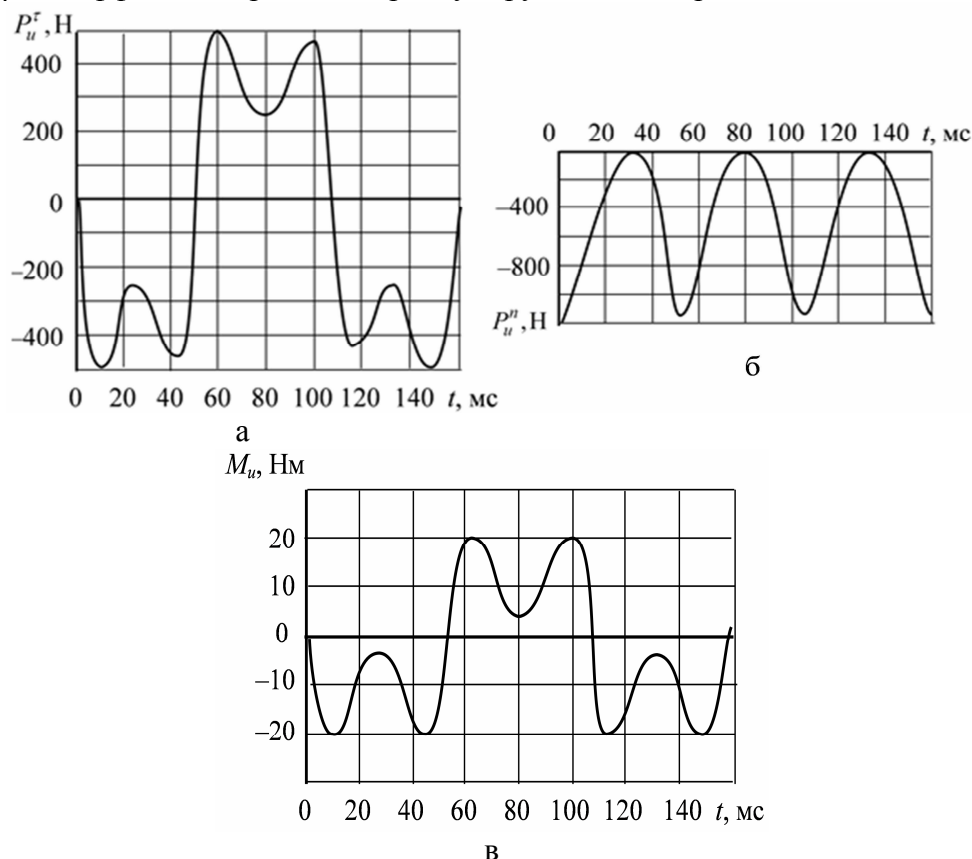


Рис. 4. Зависимости тангенциальных (а), нормальных (б) инерционных сил и суммарного момента (в) от времени для маятника 1

На рисунке 5 представлена зависимость момента сил трения в кинематической паре ротор-маятник от угла ψ , построенная при принятых выше исходных данных, коэффициенте трения скольжения f в кинематической паре ротор-маятник при малой смазке равном 0,1, [11] и радиусе трущихся поверхностей $r = 8$ мм. Эта зависимость с достаточной для инженерной практики точностью описывается функцией:

$$M_T(\psi) = M_0 + B \cos \lambda \psi, \quad (11)$$

Работа этого момента на интервале одного цикла изменения угла качания маятника (от $-1,725$ рад до $+1,725$ рад) определится как:

$$A = \int_{-\psi_m}^{+\psi_m} (M_0 + B \sin \lambda \psi) d\psi = 2M_0\psi_m.$$

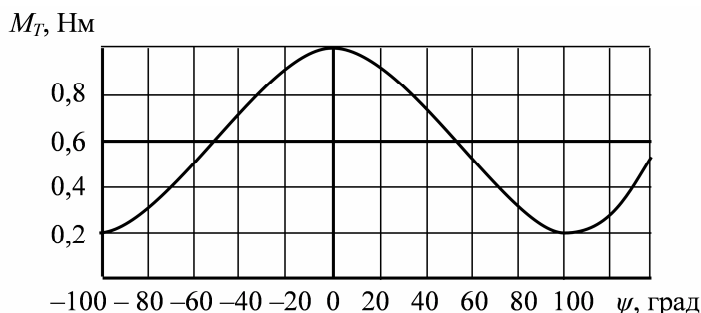


Рис. 5. Зависимость момента трения в шарнире В от угла поворота маятника ψ

В рассматриваемом примере: $M_0 = 0,6$ Нм, $B = 0,4$ Нм, $\lambda = 1,824$.

Подстановка этих данных в формулу (11) дает:

$$A = 2,07 \text{ Дж.}$$

Учитывая, что в рассматриваемом примере кинетическая энергия маятника после удара составляет:

$$E = \psi_0^2 m_2 l_2^2 / 2 = 25 \text{ Дж,}$$

а до следующего удара проходит 1,5 циклов колебаний маятника, можно сделать заключение, что между ударами на трение в предельном случае теряется около 6,2 Дж или 12% начальной энергии маятника.

Отсюда следует, что в рассматриваемом случае, если удара не происходит, то колебания маятника заканчиваются через 8–10 оборотов вращения ротора. После этого маятник и ротор вращаются как единое целое.

Следует отметить, что при использовании в кинематической паре «ротор–маятник» подшипников качения, потери энергии могут быть на порядок меньше и не превышать 2,5% между двумя последовательными ударами.

Полученный результат показывает, что в общем случае для учета влияния силы трения в шарнире маятника с ротором на работу рассматриваемого механизма уравнение (1) должно быть записано в виде:

$$\ddot{\psi} + \dot{\psi}^2 q \sin \psi + b \sin \psi = -M_0 - B \sin \lambda \psi. \quad (12)$$

Но решение этого уравнения является уже следующей задачей.

Выводы. Проведенный анализ показал, что моменты от сил инерции двух маятников, расположенных на роторе симметрично, не оказывают влияние на движение ротора.

Колебания маятников после удара являются затухающими. При этом потери энергии в кинематической паре ротор-маятник могут достигать 12% за один оборот ротора при трении скольжения с малой смазкой и не превышать 1,5% при использовании подшипников качения.

Исходя из полученных результатов, можно сделать вывод, что принятые допущения о постоянной скорости вращения ротора и малом влиянии сил трения на колебания маятника в течение одного цикла работы механизма вполне приемлемы для решения инженерных задач.

Список литературы

1. Сорокин Г.М., Полянская Т.А. Машина для изучения ударно-усталостного износа // Заводская лаборатория. 1970. №5. С.10-13.
2. Виноградов В.Н., Сорокин Г.М., Албагачиев А.Ю. Изнашивание при ударе. – М.: Машиностроение, 1982. – 192 с.
3. Мигиренко Г.С., Евграфов В.Н., Рыков А.А., Хон В.Ф. Ударные стенды для испытания малогабаритных изделий. – Иркутск: Изд-во Иркутского ун-та, 1987. – 216 с.
4. Манжосов В.К. Движение ротационного маятника в поле центробежных сил // Вестник УлГТУ. 2005. № 2. С. 27-29.
5. Воронкин В.В. Ротационные ударные механизмы. – Бишкек. Изд-во КРСУ, 2016. – 88 с.
6. Еремьянц В.Э., Усубалиев Ж., Кынатбекова Н.Н. Динамическая модель ротационного маятника в поле инерционных сил // Современные проблемы теории машин. 2021. №11. С. 20-25.
7. Еремьянц В.Э. Пример выбора рациональных параметров ударной системы ротационного ударного механизма // Машиноведение. 2020. №1(11). С. 84-90.
8. Еремьянц В.Э., Колесников Н.А. Динамика коромысловых ударных систем. – М.: РУСАЙНС, 2021. – 106 с.
9. Еремьянц В.Э., Кынатбекова Н.Н. Анализ кинематики инерционно-маятникового ударного механизма // Современные проблемы теории машин. 2021. №12. С. 20-25.
10. Кынатбекова Н.Н. Оценка влияния различных параметров на затухание малых колебаний ротационного маятника // Машиноведение. 2021. №1(13). С. 24-32.
11. Детали машин. Расчет и конструирование: справочник / под ред. Н.С. Ачеркана. Т.1. – М.: Машиностроение, 1968. – 440 с.

References

1. Sorokin G.M., Polyanskaya T.A. Machine for studying impact fatigue wear // Factory laboratory. 1970. No. 5. P. 10-13.
2. Vinogradov V.N., Sorokin G.M., Albagachiev A.Yu. Impact wear. – M.: Mechanical Engineering, 1982. – 192 p.
3. Migirenko G.S., Evgrafov V.N., Rykov A.A., Khon V.F. Impact stands for testing small-sized products. – Irkutsk: Publ. house of Irkutsk University, 1987. – 216 p.
4. Manzhosov V.K. Movement of a rotary pendulum in the field of centrifugal forces // Bulletin of UISTU. 2005. No. 2. P. 27-29.
5. Voronkin V.V. Rotary percussion mechanisms. – Bishkek: Publ. house of KRSU, 2016. – 88 p.
6. Eremyants V.E., Usubaliev Zh., Kynatbekova N.N. Dynamic model of a rotary pendulum in the field of inertial forces // Modern problems of the theory of machines. 2021. No. 11. P. 20-25.
7. Eremyants V.E. An example of choosing rational parameters for the impact system of a rotary impact mechanism // Mechanical Engineering. 2020. No. 1(11). P. 84-90.
8. Eremyants V.E., Kolesnikov N.A. Dynamics of rocker shock systems. – M.: RUSCEINCE, 2021. – 106 p.
9. Eremyants V.E., Kynatbekova N.N. Analysis of the kinematics of the inertial-pendulum percussion mechanism // Modern problems of the theory of machines. 2021. No. 12. P. 20-25.
10. Kynatbekova N.N. Evaluation of the influence of various parameters on the damping of small oscillations of a rotary pendulum // Mechanical Engineering. 2021. No. 1(13). P. 24-32.
11. Machine parts. Calculation and design: a reference book / ed. N.S. Acherkan. Vol. 1. – M.: Mechanical Engineering, 1968. – 440 p.

Сведения об авторах:

Еремьянц Виктор Эдуардович – д.т.н., профессор, главный научный сотрудник
eremjants@inbox.ru

Information about authors:

Eremyants Viktor Eduardovich – doctor of technical sciences, professor, chief researcher

Получена 24.02.2022