

*Scientific Research Centre
"MachineStructure"*

CreateSpace, An Amazon Company



ISSN 2474-5901

Journal of Advanced Research in Technical Science

Issue 11

North Charleston, USA, 2018

Journal of Advanced Research in Technical Science. –
North Charleston, USA: SRC MS, CreateSpace. –
2018. – Issue 11. – 113 p.

ISSN 2474-5901

Themes of journal: 1) Mechanical engineering and engineering science; 2) Mathematics and mechanics; 3) Mechatronics and robotics; 4) Transport, mining and construction machinery; 5) Power, metallurgical and chemical engineering; 6) Instrument making, metrology and information-measuring devices and systems; 7) Electrical and Electronics; 8) Informatics, computer engineering and management; 9) Engineering geometry and computer graphics; 10) Materials science; 11) Technology of food products; 12) Technology of materials and products textile and light industry; 13) Technology, machinery and equipment of Agroengineering systems; 14) Transport; 15) Construction and architecture; 16) Problems of personnel training in mechanical engineering; 17) Economy and production management.

Editor in Chief:

Ivan A. Zhukov – Siberian state industrial university. Department of mechanics and mechanical engineering. Doctor of sciences

Editorial Board:

Vladimir I. Sarbaev – Moscow polytechnic university. Department of Land Vehicles. Doctor of sciences
Lev A. Saruev – Tomsk polytechnic university. Doctor of sciences
Nikolay B. Filimonov – Moscow state technical university. Department of automatic control systems. Doctor of sciences
Ildar S. Barmanov – Samara national research university. Department of machine design. Candidate of sciences
Elena S. Gebel – Omsk state technical university. Department of automation and robotics. Candidate of sciences
Azamat K. Djamankulov – Kyrgyz-Russian Slavic university. Department of mechanics. Candidate of sciences
Pavel A. Koporushkin – Ural federal university. Department of information technologies and design automation. Candidate of sciences
Oleg S. Krol – Volodymyr Dahl East-Ukrainian National University. Department of engineering, machines and tools. Candidate of sciences
Vyacheslav E. Yukhnov – Tomsk State University of Architecture and Building. Department of heat and gas supply. Candidate of sciences

Copyright © 2018 Authors, SRC MS

All rights reserved.

ISBN: 1727685946 ; ISBN-13: 978-1727685947

CONTENTS

Mechanical engineering and engineering science

Gumarova A.A., Kukushkin E.V. Automated control system for hydraulic test loading unit	5
Shabashov A.A. The production of steel billets for the titanium brackets	10
Roshchin M.N. Effect of load on coefficient of friction of carbon-carbon materials at high temperatures.....	13
Sherov K., Cheresheka A., Donenbaev B.S., Tusupova S.O. Study of the effect of installation angle of the tool on quality indicators in the RDF holes	17
Eremyants V.E., Kolesnikov N.A. To the choice of parameters of rocker impact systems	29
Alisin V.V. Tribological properties of nanostructured doped crystals of zirconium dioxide.....	35
Moiseev G.D., Kolesnikov P.G., Petrunin N.E. Optimization of the mass of the core structural elements of box-section with lining	41

Mathematics and mechanics

Eliseev S.V., Mironov A.S., Eliseev A.V. The formation of the linkage relationships between elements in a mechanical vibrating systems.....	44
Eliseev S.V., Nikolaev A.V., Eliseev A.V. Features of implementation of the lever-type linkages: the potential use of devices for converting movements and mechanisms.....	57

Mechatronics and robotics

Zhukov Yu.A., Korotkov E.B., Larionova K.A., Slobodzian N.S. Control of space application hexapod with interferometric three-axis reference sensor.....	69
--	----

Transport, mining and construction machinery

Storozhenko S.V., Sarbaev D.S., Mindrin V.Yu. Analysis of elastic properties of passenger car tires	76
--	----

Electrical and Electronics

Egorova E.A., Lisitsyn A.S., Andrianov D.I. Method of puncture biopsy soft tissues under the control of ultrasound.....	79
--	----

Informatics, computer engineering and management

Filimonov A.B., Filimonov N.B. Some aspects of modal synthesis of automatic regulation systems	82
Alekperli F.H., Mustafaev I.A., Pashaev J.V., Askerova S.F. Structure of the control system of frequency rotation of the shaft of the extended turbine.....	89

Engineering geometry and computer graphics

Afanasieva I.B., Vidineeva N.Yu., Guseva T.A., Shvetsova V.V. Geometric modeling as a means of spatial intelligence formation in training activity.....	92
--	----

Materials science

Bondareva O.P., Karpova E.Yu., Sedov E.V., Romanyuk A.V., Radkevich E.N. Typification of castings subjected to abrasive machining.....	99
---	----

Transport

Dombrachev A.N., Muzafarov R.S., Muzafarov E.R. Panel of management of vehicle of technological purpose on the electro-type.....	102
Khadeev R.G. Transmission for hybrid transport.....	105
Gavrilov T.A., Khoroshilov K.V., Kolesnikov G.N. Deformation of the upper layer of winter logging roads when you change a negative temperature.....	109

К ВЫБОРУ ПАРАМЕТРОВ КОРОМЫСЛОВЫХ УДАРНЫХ СИСТЕМ

Еремьянц В.Э., Колесников Н.А.

Ключевые слова: опора, коромысло, боек, наковальня, удар, реакции, напряжения, рациональные параметры.

Аннотация. Рассмотрены различные модели коромысловых ударных систем, приведены методы их анализа и основные закономерности динамических процессов, протекающих в системе. На основании выявленных закономерностей предложен алгоритм выбора рациональных параметров опоры, коромысла и бойка ударной системы, обеспечивающих минимум реактивных нагрузок при обеспечении требуемой силы в контакте бойка с наковальней.

TO THE CHOICE OF PARAMETERS OF ROCKER IMPACT SYSTEMS

Eremyants V.E., Kolesnikov N.A.

Keywords: support, rocker, striker, anvil, impact, reaction, stress, rational parameters.

Abstract. Various models of rocker impact systems are considered, methods of their analysis and main regularities of the dynamic processes occurring in the system are given. Based on the revealed regularities, an algorithm is proposed for choosing the rational parameters of the support, rocker and striker of the shock system, ensuring minimum reactive loads while providing the required force in contact between the striker and the anvil.

В предшествующие годы в Институте машиноведения Национальной академии наук и Инженерной академии Кыргызской Республики был разработан кривошипно-коромысловый молот ГУИМ-1 для уплотнения грунтов и сейсмического зондирования горных пород. В книге [1] обоснована его кинематическая схема и разработана конструкция, которая была реализована в экспериментальном образце этого молота.

Однако при проектировании этого молота недостаточно внимания было уделено расчету на прочность его узлов и деталей под действием ударных нагрузок, что не позволяло оптимизировать их параметры. В связи с этим в Кыргызско-Российском Славянском университете был проведен цикл работ по моделированию динамических процессов в коромысловых ударных системах.

Рассматриваемая система состояла из опорного устройства 1 (рис. 1), оснащенного подшипниками качения, коромысла 2, на конце которого расположен массивный боек 3, наносящий удар по наковальне 4. Для выявления влияния тех или иных параметров на динамические реакции и напряжения, возникающие в системе, рассматривались модели с различным представлением отдельных элементов.

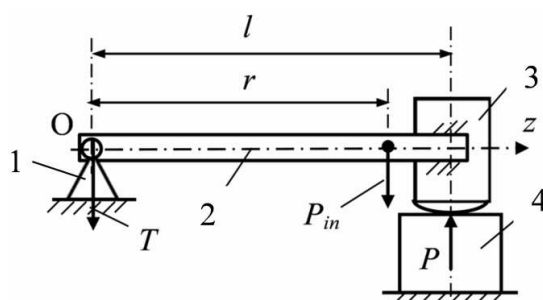


Рис. 1. Коромысловая ударная система

Например, в работах [3–5] принималось, что опора коромысла абсолютно жесткая, коромысло представляет собой упругую балку, а боек жесткую массу с податливой сферической ударной поверхностью. Для описания деформаций коромысла использовалась техническая теория изгиба, в соответствии с которой уравнение движения балки имело вид:

$$EJ \frac{\partial^4 y}{\partial z^4} + m_0 \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0 ,$$

где E – модуль упругости материала балки; J – момент инерции её поперечного сечения; y – прогиб балки; z – координата сечения; m_0 – распределенная масса балки (кг/м); t – время.

Контактная характеристика бояка с наковальней описывалась линеаризованной характеристикой Герца [2]:

$$P(t) = cu(l, t) ,$$

где P – контактное усилие; c – приведённый коэффициент жесткости контакта; u – перемещение центра масс бойка, лежащего на продольной оси коромысла; l – расстояние от оси вращения коромысла до центра масс бойка.

В качестве начальных условий принималось, что в начальный момент времени линейная скорость бойка равна V_0 , а угловая скорость коромысла $\omega = V_0 / l$. Решение уравнений движения проводилось с использованием известных методов теории колебаний: метода главных координат, метода динамических податливостей, формул Крылова [2].

Граничные условия зависели от вида связей коромысла с бойком и от жесткости опоры коромысла.

При данных условиях в работе [3] подробно описана модель при шарнирной связи, в работе [4] при жесткой связи и в работе [5] при упругой связи бойка с коромыслом. В дальнейших работах установлено влияние на динамические реакции в коромысловой ударной системе таких параметров как упругость коромысла [6, 7], жесткость опоры коромысла [8], контактная жесткость бойка. Проведена оценка влияния косоуго удар на динамические процессы в рассматриваемой ударной системе [9].

Обобщая результаты перечисленных работ, при построении алгоритма выбора рациональных параметров коромысловой ударной системы можно принять за основу следующие положения.

1. При массе коромысла на порядок меньше массы бойка усилие в контакте бойка с наковальней практически не зависит от упругости коромысла и вида его связи с бойком.

2. Усилие в контакте бойка с наковальней зависит от радиуса контактной поверхности бойка в степени 1/6, т.е. незначительно.

3. Усилия в опоре упругого коромысла и в его связи с бойком определяются в основном первыми двумя-тремя гармониками колебаний коромысла.

4. С уменьшением жесткости и массы коромысла реакции в его опоре и в связи с бойком уменьшаются, а напряжения в коромысле возрастают.

5. Усилия в упругой опоре коромысла определяются отношением собственных частот колебаний бойка относительно наковальни k_1 и коромысла относительно опоры k_2 .

$$\delta = k_1 / k_2,$$

где
$$k_1^2 = \frac{c_0 I}{m(I - mr_c^2)}; \quad k_2^2 = \frac{cl^2}{I},$$

c_0, c – соответственно коэффициенты жесткости опоры и контакта бойка с наковальней; I – момент инерции коромысла с бойком относительно оси вращения коромысла; m – масса коромысла с бойком; r_c – расстояние от оси вращения коромысла до центра масс коромысла с бойком; l – длина коромысла.

При $\delta > 1$ максимальные усилия в опоре определяются формулой:

$$T_m = -T_0 \frac{\delta}{(\delta - 1)} \sin\left(\frac{2\pi n}{\delta + 1}\right),$$

и достигают максимального значения $1,768T_0$ при $\delta = 1,6$ [8]. Здесь T_0 – величина усилия, возникающего в абсолютно жесткой опоре.

$$T_0 = P \left(1 - \frac{mr_c l}{I}\right). \quad (1)$$

С увеличением параметра δ свыше 1,6 усилия в опоре уменьшаются и стремятся в пределе к значению T_0 . Для того чтобы эти усилия не превышали усилия в жесткой опоре на величину меньшую 10% должно выполняться условие $\delta > 5$. Это условие можно записать через параметры элементов ударной системы в виде:

$$\frac{c_0}{c} > 25 \left(1 - \frac{mr_c^2}{I}\right) \frac{ml^2}{I}. \quad (2)$$

На основе этих положений предлагается следующий алгоритм предварительного расчета и выбора параметров ударной системы.

Допустим, машина предназначена для проведения сейсмической разведки горных пород. При этом в качестве исходных данных служит задаваемая амплитуда P_m и длительность τ ударного импульса, генерируемого в контакте бойка с наковальней. Расчет ведется в следующем порядке.

1. Исходя из положения 1, принимается, что удар по наковальне производится свободно падающим бойком массой m_1 с радиусом ударной поверхности R . В этом случае для максимальных усилий в контакте бойка с наковальней и времени действия силы справедливы выражения [10]:

$$P_m = V_0 \sqrt{cm_1}; \quad \tau = \pi \sqrt{m_1 / c}, \quad (3)$$

где V_0 – скорость соударения бойка с наковальней.

Из соотношений (2) при заданных значениях P_m и τ находятся величины m и c :

$$m_1 = \frac{P_m \tau}{\pi V_0}; \quad c = \frac{m_1 \pi^2}{\tau^2}. \quad (4)$$

Известно [10], что при линеаризованной контактной характеристике Герца коэффициент контактной жесткости связан с радиусом контактной поверхности соотношением:

$$c = 1,25 \left(\frac{2E}{3(1-\mu^2)} \right)^{2/3} P_m^{1/3} R^{1/3},$$

где μ – коэффициент Пуассона; R – радиус ударной поверхности бойка.

Из этого соотношения следует:

$$R = (0,8c)^3 \left(3(1-\mu^2) / 2E \right)^2 / P_m. \quad (5)$$

По известной массе бойка и радиусу его контактной поверхности подбираются размеры бойка. Например, если боек имеет цилиндрическую форму с диаметром D равным его высоте H , то

$$D = \sqrt{4m_1 / \pi\rho}, \quad (6)$$

где ρ – плотность материала бойка.

Исходя из положений 1–4, выбор параметров коромысла проводится с учетом ограничений на его длину, массу и возникающих в нем напряжений. Масса коромысла выбирается примерно на порядок меньшей массы бойка. Затем по формулам, приведенным в работе [3], рассчитывается напряженное состояние коромысла и проводится корректировка его параметров. Затем определяется оптимальная жесткость опорного устройства коромысла c_0 из условия (2).

В качестве примера использования предлагаемого алгоритма рассмотрим выбор параметров ударной системы для создания ударного импульса с амплитудой 1500 кН и длительностью 1 мс при длине коромысла 1,2 м и скорости соударения бойка с наковальней 2 м/с.

Материал всех элементов системы сталь с плотностью 7800 кг/м³, модулем упругости 20,4·10¹⁰ Па и коэффициентом Пуассона 0,3.

1. По формулам (4) находим: $m_1 = 239$ кг, принимаем: $m_1 = 240$ кг; при этом $c = 2,368 \cdot 10^9$ Н/м.

2. По формуле (5) вычисляем $R = 0,203$ м, принимаем $R = 0,2$ м.

3. При равенстве диаметра и высоты цилиндрического бойка имеем (6): $D = 0,34$ м. Из конструктивных соображений принимаем $D = 0,3$ м, тогда $H = 0,43$ м.

4. Допустим, что коромысло состоит из двух швеллеров №10 длиной 1,2 м. При этом масса коромысла составит 20,6 кг, что примерно в 12 раз меньше массы бойка. Расчет по формулам, приведенным в работах [3, 4, 6] показывает, что при этих параметрах максимальные напряжения в коромысле составляют 158 МПа, что ниже допускаемых условием прочности. Реакция в опоре равна 36 кН, а в связи бойка с коромыслом 50 кН.

5. По принятым размерам бойка и коромысла находим:

$$m = 260,6 \text{ кг}, r_c = 1,153 \text{ м}, I = 360,5 \text{ кгм}^2.$$

6. Подставляя числовые значения в соотношение (2) получаем:

$$c_0 > 2,403 \cdot 10^9 \text{ Н/м.}$$

7. По этому соотношению коэффициента жесткости подбираем подшипники качения. После выбора подшипников качения и уточнения коэффициента c_0 определяем реакцию в опоре T_m . Она должна отличаться от реакции, найденной по формуле (1) не более чем на 10%.

При необходимости можно провести уточненный расчет, подобрав более рациональные параметры коромысла.

Таким образом, в данной работе на основании результатов предыдущих исследований предложен алгоритм выбора рациональных параметров коромысловой ударной системы, удовлетворяющей условиям прочности её элементов при обеспечении заданной рабочей нагрузки.

Список литературы

1. Зиялиев К.Ж. Кинематический и динамический анализ шарнирно-четырёхзвенных механизмов переменной структуры с созданием машин высокой мощности. – Бишкек: Илим, 2005. – 196 с.
2. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний. М.: Высш.шк. 1972. – 416 с.
3. Еремьянц В.Э., Колесников Н.А. Колебания балки коромысловой ударной системы при её шарнирной связи с ударной массой // Теория машин и рабочих процессов. Сб. трудов Международной научно-практической конференции. Бишкек: ИМаш НАН КР, 2013. С 131–135.
4. Еремьянц В.Э., Колесников Н.А. Колебания балки коромысловой ударной системы при её жесткой связи с ударной массой // Теория машин и рабочих процессов. Сб. трудов Международной научно-практической конференции. Бишкек: ИМаш НАН КР, 2013. С 136–140.
5. Колесников Н.А. Колебания коромысловой ударной системы при упругой связи коромысла с ударной массой // Современные проблемы теории машин. – 2015. – № 3 – С. 176–180.
6. Еремьянц В.Э., Колесников Н.А. Влияние упругости коромысла на динамические реакции в коромысловой ударной системе // Автоматизированное проектирование в машиностроении. – 2015 – № 3 – С. 90–94.
7. Колесников Н.А. Влияние упругости коромысла ударной системы на его напряженное состояние // Современные проблемы теории машин. – 2016 – №4(2). – С. 75–78.
8. Еремьянц В.Э., Колесников Н.А. Влияние жесткости опоры коромысла на динамические реакции в коромысловой ударной системе // Современные проблемы теории машин, НОЦ «МС», Норт-Чарлстон: CreateSpase, 2016. – № 4(1). – С. 128–132.
9. Еремьянц В.Э., Колесников Н.А. Косой удар в коромысловой ударной системе // Вестник КРСУ, Том 16, № 5, 2016. – С. 91–94.
10. Еремьянц В.Э. Динамика ударных систем. – Саарбрюккен: Palmarium Academic Publishing. 2011. – 586 с.

References

1. Ziyaliev K.Zh. Kinematic and dynamic analysis of hinged-four-link mechanisms of variable structure with the creation of high-power machines. – Bishkek: Ilim, 2005. – 196 p.
2. Biderman V.L. Applied theory of mechanical oscillations. M.: Higher School. 1972. – 416 p.
3. Eremyants V.E, Kolesnikov N.A. Oscillations of the beam rocket system with its rigid connection with the impact mass // The theory of machines and work processes. Collection of Proceedings of the International Scientific and Practical Conference. – Bishkek: IMASH NAS KR, 2013. P. 136–140.
4. Eremyants V.E, Kolesnikov N.A. Determination of dynamic reactions in the rocker impact system under the hinged connection of the rocker with impact mass // Actual problems of mechanics and mechanical engineering. Materials of the IV International Conference. – Almaty: CSTU them. K.I. Satpaev, 2014. Volume 2. P. 289–295.
5. Kolesnikov N.A. Oscillations of the rocker impact system with elastic coupling of the rocker with impact mass // Modern problems of the theory of machines. – 2015. – No. 3 – P. 176–180.
6. Eremyants V.E, Kolesnikov N.A. Influence of the elasticity of the rocker on dynamic reactions in the rocker impact system // Automated design in engineering. – 2015 – No. 3 – P. 90–94.
7. Kolesnikov N.A. Influence of the elasticity of the rocker arm of the impact system on its stressed state // Modern problems of the theory of machines. – 2016. – No.4 (2). – P. 75–78.
8. Eremyants V.E, Kolesnikov N.A. Influence of rigidity of rocker support on dynamic reactions in rocker impact system // Modern problems of machine theory, SEC "MS", North Charleston: CreateSpace, 2016. – No. 4 (1). – P. 128–132.
9. Eremyants V.E, Kolesnikov N.A. The oblique impact in the rocker impact system // Bulletin of the KRSU, Vol. 16, No. 5, 2016. – P. 91–94.
10. Eremyants V.E. Dynamics of impact systems. – Saarbrücken: Palmarium Academic Publishing, 2012. – 586 p.

Еремыянц Виктор Эдуардович – доктор технических наук, профессор, профессор Кыргызско-Российского Славянского университета, главный научный сотрудник Института машиноведения НАН КР, г. Бишкек, Кыргызская Республика	Eremyants Victor Eduardovich – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Kyrgyz-Russian Slavic University, Chief Researcher of the Institute of Engineering Science of the National Academy of Sciences of the Kyrgyz Republic, Bishkek, Kyrgyz Republic
Колесников Никита Андреевич – аспирант Кыргызско-Российского Славянского университета, г. Бишкек, Кыргызская Республика	Kolesnikov Nikita Andreevich – Postgraduate Student, Kyrgyz-Russian Slavic University, Bishkek, Kyrgyz Republic

Received 17.09.2018

Scientific periodical issue

ISSN 2474-5901

Journal of Advanced Research in Technical Science

Issue 11

ISBN: 1727685946 ; ISBN-13: 978-1727685947

Founder: Elena V. Zhukova.

Editorial: Scientific Research Centre «MachineStructure».

Editor in chief: Ivan A. Zhukov.

Printed by CreateSpace, Charleston SC.

Publication Date: 29.09.2018.

Title ID: 9174583.

Trim Size: 7" x 10" (17.78 x 25.4 cm).

Number of copies: 50 min.

North Charleston, USA:

Scientific Research Centre «MachineStructure», CreateSpace
2018