

ВЛИЯНИЕ РАСПОЛОЖЕНИЯ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ПАРЫ «ШАТУН-КОРОМЫСЛО» НА ВИБРАЦИЮ КРИВОШИПНО-КОРОМЫСЛОВЫХ УДАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Еремьянц В.Э., Арстанбек А.

*Институт машиноведения НАН КР,
Кыргызско-Российский Славянский университет,
г. Бишкек*

Ключевые слова: кривошипно-коромысловый ударный механизм, ручные машины, инерционные силы, реакции, положение кинематической пары «шатун-коромысло», снижение вибраций.

Аннотация. Приведен обзор предшествующих работ по снижению вибраций ручных ударных машин. Решена задача определения реакций, действующих на корпус кривошипно-коромыслового ударного механизма от инерционных сил коромысла. Установлены зависимости реакций от положения кинематической пары «шатун-коромысло». Выявлены положения этой пары на коромысле, обеспечивающие снижение реакций и уменьшение вибраций корпуса механизма.

THE INFLUENCE OF THE “CONNECTING ROD-ROCKER” KINEMATIC PAIR LOCATION ON VIBRATION OF THE CRANK-ROCKER IMPACT MECHANISMS

Eremyants V.E., Arstanbek A.

*Institute of Engineering Science of the NAS Kyrgyz Republic,
Kyrgyz-Russian Slavic University,
Bishkek*

Keywords: crank-rocker impact mechanism, hand machines, inertial forces, reactions, "connecting rod-rocker" kinematic pair position, vibration decrease.

Abstract. A review of previous works to reduce the vibrations of hand impact machines is given. The problem of determining reactions acting on the crank-rocker impact mechanism body from the inertial forces of the rocker is solved. The dependences of the reactions on the position of the kinematic pair "connecting rod-rocker" are established. The positions of this pair on the rocker are found out, which ensure a decrease in reactions and a decrease in the vibrations of the mechanism body.

Машины ударного действия широко используются в машиностроении, строительстве и горном деле. Они имеют различное назначение и типоразмеры, от ручных отбойных молотков и перфораторов с энергией удара десятки джоулей, до мощных молотов с энергией удара до десятков килоджоулей, навешиваемых на гидравлические экскаваторы и подъемные краны.

Работа этих машин характеризуется большим уровнем шума и вибрации. При работе с ручными машинами эти вибрации передаются на оператора, вызывая при длительном воздействии виброболезни.

В мощных ударных машинах, например, молотах, навешиваемых на манипуляторе экскаватора, вибрации приводят к возникновению динамических сил в элементах манипулятора: рукояти, стрелы и их шарниров, снижая долговечность этих элементов. Кроме этого вибрации передаются через базовое шасси и на оператора машины, что негативно сказывается на его состоянии. Поэтому при проектировании ударных машин большое внимание уделяется снижению их вибраций и изоляции оператора от воздействия этих вибраций.

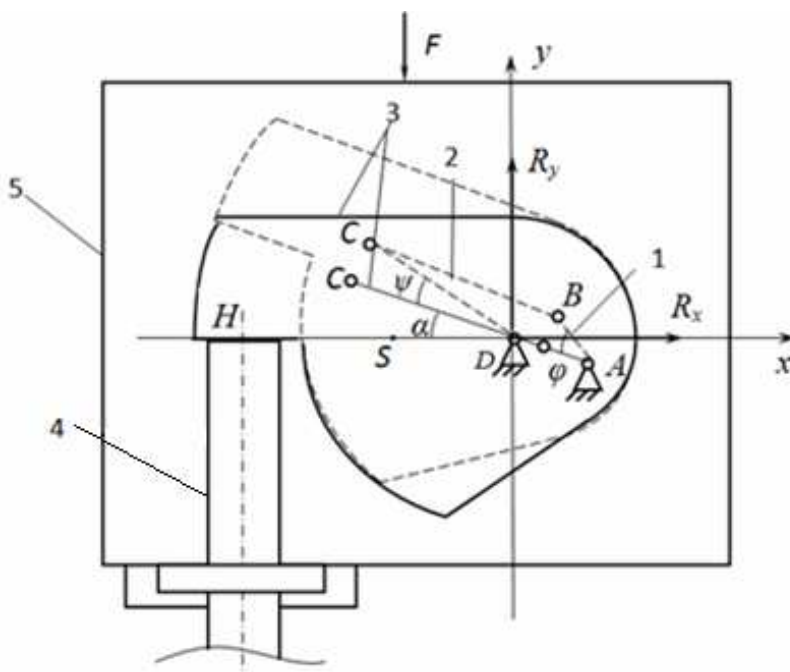
Одними из первых работ, направленных на изучение вибраций ручных ударных машин, были работы Б.В. Суднишникова, его учеников и коллег: Н.Н. Есина, А.Н. Петрова, А.К. Тупицына [1-3] (1953-1969г.). В последующие годы наибольшие успехи в решении проблемы снижения вибраций пневматических ручных машин были достигнуты в Институте горного дела Сибирского отделения Академии наук СССР [4-7].

В Институте горного дела им. А.А. Скочинского решением проблемы снижения вибраций пневматических ударных машин занимались известные ученые: Е.В. Александров, Ю.В. Флавицкий, В.Б. Соколинский [8, 9] (1967-1982г.).

С появлением гидравлических виброударных механизмов исследования их вибраций проводились в Институте машиноведения НАН КР [10-12] (2004-2012г.). В работах [11, 12] решается задача снижения вибраций гидравлических ручных ударных механизмов путем введения в конструкцию их рукоятки дополнительных масс и упругих элементов, как это делалось ранее в пневматических механизмах. Приводится методика расчета параметров таких виброгасящих устройств с учетом особенности рабочих процессов гидравлических ударных машин.

Во всех предыдущих работах рассматривались ударные механизмы с поступательным движением поршня-ударника. Но в середине 90-х годов прошлого века в Инженерной академии и Институте машиноведения Национальной Академии наук Кыргызской Республики начали разрабатывать принципиально новые кривошипно-коромысловые ударные механизмы. Схема такого механизма показана на рис. 1. Он состоит из кривошипа 1, шатуна 2 и коромысла 3. При этом оси кривошипа и коромысла *A* и *D* расположены в корпусе механизма.

Особенностью этого механизма является то, что при определенном соотношении звеньев в нем возникает особое положение, когда все кинематические пары располагаются на одной линии. В этом положении коромысло имеет возможность изменить направление движения после удара по инструменту при неизменном направлении движения кривошипа.



1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – коромысло; 4 – инструмент; 5 – корпус
 Рис. 1. Схема кривошипно-коромыслового ударного механизма

Второй особенностью механизма является то, что при подходе к особому положению коромысло обладает наибольшей кинетической энергией, которая может быть передана в инструмент.

Коромысло проектируется таким образом, чтобы его центр тяжести (точка S на рис. 1) был на оси x , которая проходит через опору D и точку контакта коромысла с инструментом H . Это определяет форму коромысла, показанную на рис. 1. Кинематическая пара «шатун-коромысло» располагается на теле коромысла (точка C).

На основе таких механизмов в Институте машиноведения НАН КР и Инженерной академии КР созданы ручные отбойные молотки и перфораторы, машины для трамбовки грунта и очистки внутренних поверхностей золошлакопроводов, угольных бункеров и других емкостей, мощные молоты для разрушения твердых покрытий, горных пород и бетонных сооружений, навешиваемые на манипулятор экскаватора.

При эксплуатации этих машин вновь встала проблема снижения их вибрации. Из-за особенностей конструкции ударных механизмов предыдущие методы снижения вибраций оказались неприемлемы. Это определило необходимость поиска новых подходов к снижению вибраций.

К настоящему времени единственной работой в этом направлении была диссертация А.А Кошбаева [13] (2003г.). Автор этой работы делит все источники вибраций в кривошипно-коромысловых механизмах на три составляющие: первая – неравномерность хода кривошипа, вызванная колебаниями трансмиссии привода; вторая – реактивные ударные импульсы,

возникающие при соударении коромысла с инструментом и передающиеся на опору коромысла; третья – инерционные силы, возникающие при неравномерном вращении коромысла между ударами с большими ускорениями.

На основе проведенного анализа автор работы [13] делает вывод, что основной вклад в колебания корпуса механизма вносит третья составляющая. Для её уменьшения используется статическое уравнивание звеньев кривошипно-коромыслового механизма, путем установки на звенья 1 и 3 дополнительных масс. Однако этот путь увеличивает массу и габариты ручного молотка, что нежелательно.

В связи с этим в данной работе решается задача снижения реакций от инерционных сил, действующих на опору коромысла, путем рационального размещения на коромысле кинематической пары шатун-коромысло.

Для определения реакций в кинематических парах ударного механизма использован аналитический метод, приведенный в работе [14]. Расчетная схема механизма показана на рис. 2.

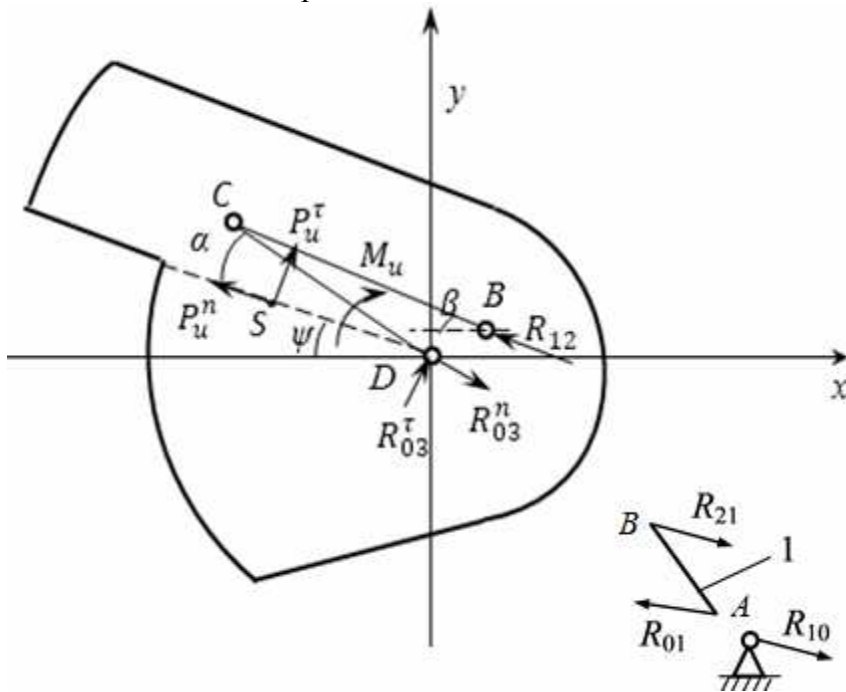


Рис. 2. К определению реакций, действующих на звенья механизма

Выделяя из механизма группу Ассура BCD , и записывая для неё три уравнения кинестатики, получили систему уравнений:

$$R_{03}^{\tau} l_3 - M_u - P_u^n l_3 \sin \alpha = 0;$$

$$R_{03}^n \cos(\alpha + \psi) + R_{03}^{\tau} \sin(\alpha + \psi) - P_u^n \cos \psi + P_u^{\tau} \sin \psi - R_{12} \cos(\alpha + \beta) = 0;$$

$$-R_{03}^n \sin(\alpha + \psi) + R_{03}^{\tau} \cos(\alpha + \psi) + P_u^n \sin \psi + P_u^{\tau} \cos \psi + R_{12} \sin(\alpha + \beta) = 0,$$

решением которой находились неизвестные реакции:

$$R_{03}^{\tau} = \frac{M_u}{l_3} + P_u^n \sin \alpha,$$

$$R_{03}^n = \frac{P_u^n \sin[(\psi - \beta) - \alpha] + P_u^{\tau} \cos[(\psi - \beta) - \alpha]}{\sin(\psi - \beta)},$$

$$R_{12} = \frac{P_u^n \sin \alpha + P_u^{\tau} \cos \alpha}{\sin(\psi - \beta)}.$$

Инерционные силы при постоянной скорости вращения кривошипа определяются по формулам [14]:

$$P_u^n = m_3 \omega_1^2 u'_{31} l_{DS}; \quad P_u^{\tau} = m_3 \omega_1^2 u'_{31} l_{DS}; \quad M_u = J_k \omega_1^2 u'_{31},$$

где m_3 – масса коромысла, кг; ω_1 – угловая скорость вращения кривошипа, c^{-1} ; u_{31} , u'_{31} – соответственно аналоги скоростей и ускорений коромысла; l_{DS} – расстояние от оси коромысла до его центра тяжести, м; J_k – момент инерции коромысла относительно оси вращения, $кгм^2$.

Значения составляющих опорных реакций (рис. 2) по осям x и y определялись как

$$R_{1x} = -R_{01} \cos(\varphi + \alpha), \quad R_{1y} = R_{01} \sin(\varphi + \alpha),$$

$$R_{3x} = R_{03}^{\tau} \sin(\psi + \alpha) + R_{03}^n \cos(\psi + \alpha),$$

$$R_{3y} = R_{03}^{\tau} \cos(\psi + \alpha) - R_{03}^n \sin(\psi + \alpha).$$

В этих формулах учтено, что реакция R_{30} , действующая на корпус механизма со стороны коромысла, равна по величине и противоположна по направлению реакции R_{03} , действующей на коромысло, а реакция R_{10} , действующая на корпус со стороны кривошипа, равна по величине и противоположна по направлению реакции R_{12} (рис. 2).

Суммарные силы, действующие на корпус ударного механизма, определяются как

$$R_x = R_{10x} + R_{30x}, \quad R_y = R_{10y} + R_{30y}.$$

На рис. 3 в качестве примера приведены графики зависимости суммарных реакций R_x и R_y от угла поворота кривошипа при значениях угла α , соответственно равных -20° , 0° и $+20^\circ$. На рис. 4 показаны зависимости абсолютных значений амплитуд реакций R_x и R_y от угла α .

Из этих рисунков следует, что при различных значениях угла α закономерность изменения реакций с течением времени примерно одинаковая (рис. 3), но их максимальные значения существенно разнятся между собой (рис. 4).

С увеличением угла α реакции R_y уменьшаются. При этом неважно отрицательный угол α или положительный.

Особенностью кривошипно-коромысловых ударных механизмов является наличие горизонтальных реакций R_x , вследствие которых в ударном механизме возникают не только вертикальные, но и горизонтальные вибрации. График, приведенный на рис. 4, показывает, что для их снижения

кинематическая пара шатун-коромысло должна располагаться под отрицательным углом α к линии DH . При этом, чем больше угол α , тем лучше. Например, при изменении α от $+50^\circ$ до -60° горизонтальная реакция уменьшается почти в два раза и составляет около 3 кН, что примерно в 6 раз меньше вертикальной реакции.

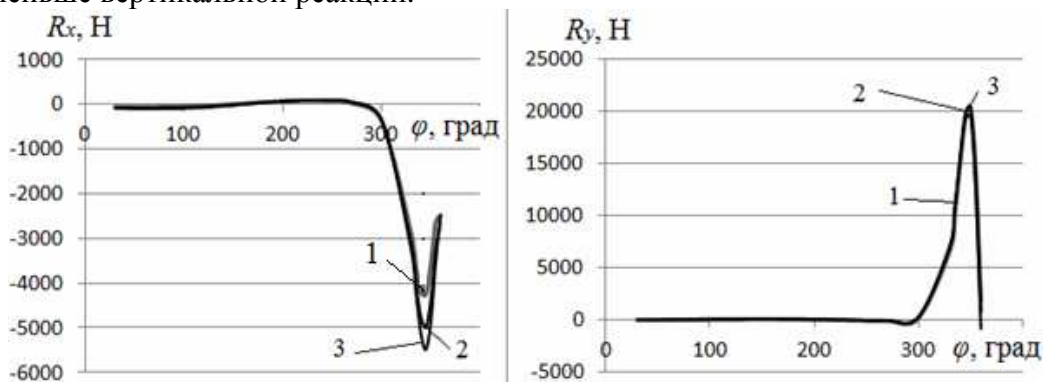


Рис. 3. Графики зависимости реакций от угла поворота кривошипа ϕ при $\alpha = -20^\circ$ (кривая 1), $\alpha = 0^\circ$ (кривая 2) и $\alpha = +20^\circ$ (кривая 3)

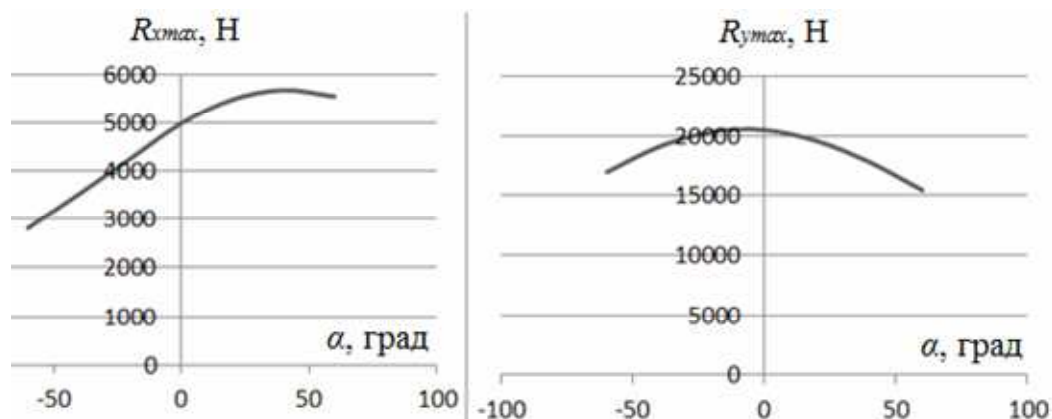


Рис. 4. Графики зависимости максимальных значений реакций от угла α

При изменении угла α от -60° до 20° зависимость $R_x(\alpha)$ близка к линейной и с погрешностью, не превышающей 2%, может быть описана функцией:

$$R_x(\alpha) = -(4900 + 34\alpha).$$

Таким образом, проведенный анализ позволил выявить зоны рационального расположения кинематической пары шатун-коромысло на теле коромысла, позволяющие снизить силы, вызывающие горизонтальные вибрации ударного механизма до двух раз, а силы, вызывающие вертикальные вибрации до 20% по сравнению с наихудшим расположением этой кинематической пары. На основе полученных результатов для рассмотренного случая рекомендуется принимать угол α в пределах от -50 до -70 градусов.

Список литературы

1. Суднишников Б.В. К теории отдачи ручных машин ударного действия // Машины ударного действия. – Новосибирск: ГГИ ЗСФАН, 1953. – С. 85-97.
2. Суднишников Б.В. Элементы динамики машин ударного действия / Б.В. Суднишников, Н.Н. Есин // Под ред. чл.-корр. АН СССР Н.А. Чинакала. – Новосибирск, 1965. – 84 с.
3. Суднишников Б.В. Об улучшении вибрационно-силовых характеристик ручных машин ударного действия / Б.В. Суднишников, Б.В. Петров, А.К. Тупицын // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. – 1969. – №4. – С. 63-66.
4. Абраменков Э.А. О влиянии ударной мощности пневматического механизма ручной машины ударного действия на её вибрационные характеристики // Ручные пневматические машины ударного действия. Сб. научн. трудов. – Новосибирск: ИГД СО АН СССР, 1979. – С. 37-43.
5. Лысенко Л.Л. О критерии совершенства ручных машин ударного действия по вибрационному фактору // Ручные пневматические машины ударного действия. Сб. научн. трудов. – Новосибирск: ИГД СО АН СССР, 1979. – С. 49-52.
6. Петреев А.М. О некоторых особенностях уравновешенных силовых импульсных устройств // Ручные пневматические машины ударного действия. Сб. научн. трудов, Новосибирск: ИГД СО АН СССР, 1982. – С. 43-50.
7. Вибрационно-акустическое воздействие на оператора и совершенствование импульсных машин // Сб. научн. трудов. Отв. ред. д-р. техн. наук. А.Д. Костылев. – Новосибирск, 1990. – 76 с.
8. Александров Е.В. О борьбе с вибрацией ручных бурильных машин / Е.В. Александров, Ю.В. Флавицкий // Научные сообщения, ИГД им. А.А. Скочинского. Вып. 34. – М.: Недра, 1967.
9. Соколинский В.Б. Машины ударного разрушения. – М.: Машиностроение, 1982. – 185 с.
10. Еремьянц В.Э. О виброперемещении корпуса отбойного молотка / В.Э. Еремьянц, Ю.А. Фокин // Известия вузов. Горный журнал. – 2004. – №4. – С. 136-142.
11. Орозов К.К. Исследование колебательных процессов гидравлических ударных механизмов: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. – Бишкек: Имаш НАН КР. 2011. – 22 с.
12. Жусупбеков Б.Т. Разработка ручного гидравлического молотка с низким уровнем вибрации: Автореф. дисс. ... канд. тех. Наук. – Бишкек: Имаш НАН КР. – 18 с.
13. Кошбаев А.А. Методы определения и снижения вибрации ручных ударных машин с механизмами переменной структуры: Автореф. дисс. канд. техн. наук. – Бишкек: Имаш НАН КР, 2003. – 19 с.
14. Теория механизмов и машин: Учеб. для втузов / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др.; Под ред. К.В. Фролова. – М.: Высш. шк. 1987. – 490 с.

References

1. Sudnishnikov B.V. On the theory of recoil of manual impact machines // Machines of shock action. – Novosibirsk: IGD SB AS USSR, 1953. – P. 85-97.
2. Sudnishnikov B.V. Elements of dynamics of shock machines / B.V. Sudnishnikov, N.N. Yesin // Ed. Corr. USSR Academy of Sciences N.A. Chinakala. – Novosibirsk, 1965. – 84 p.
3. Sudnishnikov B.V. On the improvement of vibrational-power characteristics of manual impact machines / B.V. Sudnishnikov, B.V. Petrov, A.K. Tupitsyn // Physical and technical problems of the development of minerals. – 1969. – No. 4. – P. 63-66.
4. Abramenkov E.A. On the influence of the impact power of the pneumatic mechanism of a manual impact machine on its vibrational characteristics // Manual pneumatic impact machines. Sat scientific labor. – Novosibirsk: IGD SB AS USSR, 1979. – P. 37-43.
5. Lysenko L.L. On the criteria for the perfection of manual impact machines by the vibration factor // Manual pneumatic impact machines. Sat scientific Proceedings. – Novosibirsk: IGD SO AN USSR, 1979. – P. 49-52.
6. Petreev A.M. About some features of balanced power pulse devices // Manual pneumatic impact machines. Sat scientific trudov. – Novosibirsk: IGD SB AS USSR, 1982. – P. 43-50.

7. Vibration-acoustic impact on the operator and the improvement of pulse machines / Sat. scientific labor. Repl. ed. dr. tech. sciences. A.D. Kostylev. – Novosibirsk, 1990. – 76 p.
8. Aleksandrov E.V. On the fight against vibration of manual drilling machines / E.V. Alexandrov, Yu.V. Flavitsky // Scientific reports, IHD them. A.A. Skochinsky. Vol. 34. – M.: Nedra, 1967.
9. Sokolinsky V.B. Machines of Impact Destruction. – M.: Mechanical Engineering, 1982. – 185 p.
10. Eremyants V.E. About vibration displacement of the jackhammer body / V.E. Eremyants, Y.A. Fokin // University proceedings. Mountain Journal. – 2004. – No. 4. – P. 136-142.
11. Orozov K.K. Research of oscillatory processes of hydraulic shock mechanisms: Abstract diss. ... cand. tech. sciences. – Bishkek: Imash of NAS KR. 2011. – 22 p.
12. Zhusupbekov B.T. Development of a manual hydraulic hammer with a low level of vibration: Abstract diss. ... cand. tech. sciences. – Bishkek: Imash of NAS KR. – 18 p.
13. Koshbaev A.A. Methods for determining and reducing the vibration of manual percussion machines with mechanisms of variable structure: Abstract diss. ... cand. tech. sciences. – Bishkek: Imash NAS KR, 2003. – 19 p.
14. Theory of mechanisms and machines: Textbook. for technical colleges / K.V. Frolov, S.A. Popov, A.K. Musatov et al.; Ed. K.V. Frolov. – M.: Higher School, 1987. – 490 p.

Сведения об авторах:

Information about authors:

<p>Еремянц Виктор Эдуардович – доктор технических наук, профессор, Кыргызско-Российский Славянский университет, главный научный сотрудник, Институт машиноведения НАН КР, Кыргызская Республика, г. Бишкек, eremjants@inbox.ru</p>	<p>Eremyants Victor Eduardovich – doctor of technical sciences, professor, Kyrgyz-Russian Slavic University, chief researcher, Institute of Engineering Science of the National Academy of Sciences, Kyrgyz Republic, Bishkek, eremjants@inbox.ru</p>
<p>Арстанбек Алишер – аспирант, Кыргызско-Российский Славянский университет, Кыргызская Республика, г. Бишкек, alisherarstanbek@mail.ru</p>	<p>Arstanbek Alisher – postgraduate student, Kyrgyz-Russian Slavic University, Kyrgyz Republic, Bishkek, alisherarstanbek@mail.ru</p>

Получена 10.11.2019