

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПЕРФОРАТОРА С УДАРНО-ПОВОРОТНЫМ МЕХАНИЗМОМ

©**Абидов А. О.**, ORCID: 0000-0002-7232-8406, SPIN-код: 8627-7349, д-р. техн. наук,
Ошский технологический университет им. акад. М.М. Адышева,
г. Ош, Кыргызстан, abidov_65@mail.ru

©**Исманов О. М.**, ORCID: 0000-0003-1018-351X, SPIN-код: 7244-9947,
Ошский технологический университет им. акад. М.М. Адышева,
г. Ош, Кыргызстан, omurbek22@mail.ru

MATHEMATICAL MODEL OF ELECTROMECHANICAL PUNCH WITH SHOCK-TURNING MECHANISM

©**Abidov A.**, ORCID: 0000-0002-7232-8406, SPIN-code: 8627-7349, Dr. habil., Osh Technological University named by M.M. Adyshev, Osh, Kyrgyzstan, abidov_65@mail.ru
©**Ismanov O.**, ORCID: 0000-0003-1018-351X, SPIN-code: 7244-9947, Osh Technological University named by M.M. Adyshev, Osh, Kyrgyzstan, omurbek22@mail.ru

Аннотация. Предметом исследования является электромеханический перфоратор ударно–поворотного действия. Цель работы — разработка математической модели электромеханического перфоратора ударно–поворотного действия. Разработана расчетная схема и на ее основе получены уравнения движения элементов механической передачи и рабочего инструмента электромеханического перфоратора ударно–поворотного действия. Решение полученных уравнений и их анализ позволяет выбрать рациональные конструктивные параметры электромеханического перфоратора ударно–поворотного действия.

Abstract. The subject of study is an electromechanical perforator of a rotary percussion action. The purpose of the work is the development of a mathematical model of an electromechanical perforator of a rotary percussion action. A design scheme has been developed and, on its basis, the equations of motion for the elements of mechanical transmission and the working tool of an electromechanical perforator of a percussion-rotary action have been obtained. The solution of the obtained equations and their analysis allows choosing the rational constructive parameters of the electromechanical perforator of the shock-rotary action.

Ключевые слова: математическая модель, электромеханический перфоратор, механизм переменной структуры, расчетная схема.

Keywords: mathematical model, electromechanical perforator, variable structure mechanism, design scheme.

Как известно, электромеханические перфораторы ударно-поворотного действия предназначены для бурения и сверления отверстий, пробивки борозд в бетоне, кирпичной кладке и других материалах. Данные типы перфораторов широко применяются, как для строительно-монтажных, так и для других слесарно–ремонтных работ. Рассматриваемый в

данной работе электромеханический перфоратор ударно-поворотного действия отличается от существующих тем, что в качестве ударного механизма в конструкции перфоратора используется механизм переменной структуры. Механизм переменной структуры представляет собой обычный шарнирный четырехзвенник с определенными соотношениями длин звеньев. Ударные машины с механизмами переменной структуры разрабатываются и создаются в Кыргызстане представителями научной школы С. Абдраимова.

В электромеханических перфораторах ударно–поворотного действия, кинематическая схема которого показана на Рисунке 1, для передачи движения от вала якоря двигателя 1 к исполнительному органу используются цилиндрические косозубые 2 и 3, цилиндрические прямозубые 4, 5 и конические прямозубые колеса 6 и 7.

Как видно из Рисунка 1, крутящий момент колеса 2 (вместе с валом электродвигателя) передается через цилиндрическое зубчатое колесо 3 к валу шестерни 4. Через вал шестерни 4 вращательное движение распределяется на две части: на ударный механизм и на систему, обеспечивающей поворот инструмента. Для поворота инструмента на определенный угол, крутящий момент двигателя передается к инструменту посредством передаточных механизмов шарнирного четырехзвенника и храпового механизма. Удар, произведенный бойком коромысла по хвостовику волновода передается на инструмент, который взаимодействует с обрабатываемой средой. Крутящий момент двигателя передается по одной линии к инструменту для поворота на определенный угол, а по другой линии такие же к инструменту в виде ударной волны и таким образом обеспечивается ударно-поворотный режим работы перфоратора.

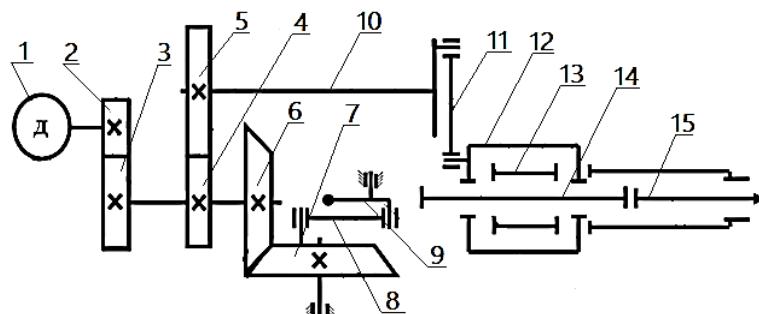


Рисунок 1. Кинематическая схема электромеханического перфоратора ударно-поворотного действия: 1 — универсальный коллекторный двигатель, 2–7 — зубчатые колеса, 8 — шатун ударного механизма, 9 — коромысла ударного механизма, 10 — вал-кривошип поворотного механизма, 11 — шатун поворотного механизма, 12 — коромысло поворотного механизма, 13 — храповой механизм, 14 — волновод, 15 — инструмент.

Практика показывает, что в процессе передачи движения элементами механической передачи и рабочего инструмента данного перфоратора под действием нагрузок возникает их упругая деформация. При передаче нагрузок валы и опоры элементов перфоратора подвергаются деформациям, которые в свою очередь приводят к дополнительным перемещениям зацепляющихся колес и других кинематических пар. Одним из методов оценки влияния таких нагрузок на кинематические параметры является анализ движения механизмов на основе решения математической модели.

Для оценки влияния нагрузок на кинематические показатели элементов перфоратора необходимо: разработка расчетной схемы, получение уравнений движения механической передачи и рабочего инструмента перфоратора, т. е. составление математической модели элементов механической передачи, ударной системы и инструмента перфоратора. При анализе работы элементов перфоратора возникает необходимость учета реальных динамических характеристик элементов системы, в частности, возникающие существенные

колебания элементов, обусловленные в основном упругими связями между участвующими при движении элементов силовой трансмиссии и инструмента перфоратора.

В процессе движения элементов системы под действием нагрузок возникает их упругая деформация. При передаче нагрузок с помощью зубчатых зацеплений валы и опоры перфоратора подвергаются деформациям, которые в свою очередь приводят к дополнительным перемещениям зацепляющихся колес. При составлении математической модели используются такие параметры элементов передач как: жесткость зубчатых зацеплений, жесткость валов на кручение, крутильное жесткость соединений, массо–инерционные параметры элементов.

Для того, чтобы учесть возникающие перемещения зубчатых колес при составлении расчетной модели, вводим, основываясь на методику указанную в работе [1], эквивалентные упругие связи между колесами, находящимися в зацеплении. Согласно этой методике, жесткость зубчатого зацепления, приведенная к крутильной, между колесами 2 и 3, 4 и 5, 6 и 7 (Рисунок 1) определяется изгибными и контактными деформациями зубьев. Крутильная жесткость зубчатого зацепления, указанных выше кинематических пар, определяется относительно валов тех колес, которые указаны в парах вторыми, следующей зависимостью [1–3]:

$$C_{\text{пз}} = \frac{b \cdot R_i^2 \cdot \cos \rho}{K_3}, \text{ Нм} \quad (1)$$

где b — рабочая ширина колеса, мм; ρ — угол зацепления зубчатой передачи, град; R_i — радиус начальной окружности зубчатого колеса, располагаемого на валу, к которому приводится податливость передачи (для конической передачи R — среднее значение радиуса начальной окружности), мм; K_3 — упругая деформация пары зубьев при действии единичного нормального давления, приложенного на единицу ширины зуба (для стальных прямозубых колес $K_3 = 6 \cdot 10^{-11} \text{ м}^2 \cdot \text{рад/Н}$; для стальных косозубых колес $K_3 = 3,6 \cdot 10^{-11} \text{ м}^2 \cdot \text{рад/Н}$)

Жесткость валов на кручение может быть определена по следующей зависимости [2–4]:

$$C_B = \frac{G \cdot D^4 \cdot \pi}{32 \cdot l_B \cdot K}, \text{ Нм} \quad (2)$$

где $G = 0,4 * E$ — модуль сдвига, Нм^2 ; $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ мПа}$ — модуль упругости для стали [2–4]; D — диаметр вала, мм; l_B — длина вала, мм, K — конструктивный коэффициент (для сплошного круглого вала $K = 1$).

Крутильная жесткость соединений типа «вал-ступица» определяется жесткостью контактирующих поверхностей, подвергающихся смятию [2–4]:

$$C = \frac{d_c^2 \cdot l_c \cdot h \cdot z}{K_{\text{Ш}}}, \text{ Нм} \quad (3)$$

где d_c — диаметр соединения, мм; l_c — длина соединения, мм; h — активная высота шпонки, мм; z — число шпонок; $K_{\text{Ш}}$ — коэффициент учитывающий конструктивные особенности соединения (для соединения с призматической шпонкой $K_{\text{Ш}} = 13,6 \cdot 10^{-12} \text{ м}^3/\text{Н}$).

Момент инерции элементов передачи силовой трансмиссии и инструмента определяется из зависимости [1, 3]:

$$J = \frac{m \cdot R^2}{2}, \text{кгм}^2 \quad (4)$$

где $m = \nu \cdot \rho$ — масса элемента системы, кг; $\nu = \left(\frac{\pi d^2}{4} \right) \cdot h$ — объем элемента, м³; ρ —

плотность материала (стали), кг/м³; d — диаметр элемента, мм; h — высота элемента, мм.

В процессе работы перфоратора на силовую трансмиссию действуют нагрузки со стороны двигателя (вращающий момент M_b), динамические нагрузки со стороны породы (момент сопротивления M_c) и ударные нагрузки, создаваемые ударной системой (M_y), которые в свою очередь приводят к появлению крутильных колебаний в элементах перфоратора.

Для изучения крутильных колебаний элементов механической передачи, ударно-поворотной системы перфоратора необходимо составить расчетную схему, определяя моменты инерции движущихся элементов системы, жесткости упругих связей между звеньями. Вращающиеся элементы системы в расчетной схеме рассмотрим как элементы системы с сосредоточенной массой, а таких элементов как вал двигателя, промежуточные валы — упругие элементы с жесткостью C .

Силовую трансмиссию в этой расчетной схеме представляем совокупностью связанных между собой дискретных элементов, которые двигаются с различными скоростями, т. е. между элементами существуют определенные передаточные отношения. Инерционные свойства элементов расчетной схемы силовой трансмиссии перфоратора определяются инерционными характеристиками зубчатых колес, участвующих в передаче движения, инструмента и вращающей части двигателя. Крутильные жесткости валов, соединений типа «вал–ступица», зубчатых передач располагаются между соответствующими элементами расчетной схемы. В итоге расчетная схема элементов перфоратора для ударно–поворотного режима работы имеет вид, показанной на Рисунке 2.

В этой схеме продольные отрезки прямых условно изображают упругие звенья, сплошные поперечные линии изображают моменты инерции, пунктирные поперечные линии соответствуют невесомым зубчатым зацеплениям [3].

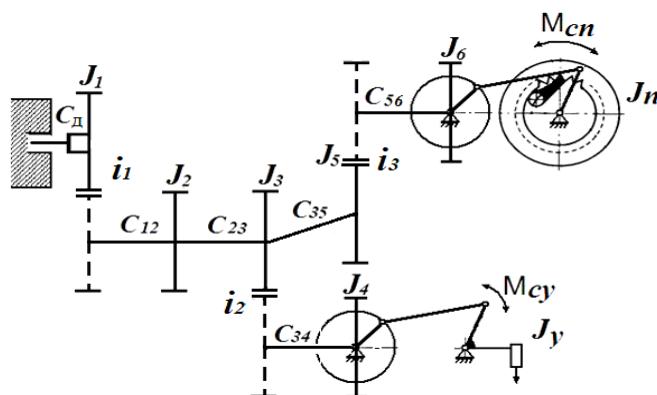


Рисунок 2. Расчетная схема перфоратора ударно-поворотного действия: J_1 — момент инерции вала якоря двигателя; J_2 — момент инерции зубчатого колеса; J_3 — момент инерции зубчатого колеса; J_4 — момент инерции кривошипа ударного механизма; J_5 — момент инерции зубчатого колеса; J_6 — момент инерции кривошипа поворотного механизма; J_y — момент инерции ударного механизма; J_n — момент инерции поворотного механизма; M_{cy} — момент сопротивления ударного механизма; M_{cn} — момент сопротивления поворотного механизма; C_d — жесткость вала двигателя; C_{12} — суммарная жесткость зубчатых зацеплений и шлицевого соединения колеса с промежуточным валом; C_{23} — жесткость промежуточного вала на кручение; C_{34} — суммарная жесткость зубчатых зацеплений; C_{35} — жесткость зубчатых зацеплений колес; C_{56} — жесткость промежуточного вала на кручение и шлицевого соединения колеса с промежуточным валом.

При упрощении расчетной схемы воспользуемся методикой, приведенной в работе [3]. Минимальное количество масс для расчетной схемы данной системы определим из соображений необходимости изучения движения характерных элементов и возможности упрощения расчетной схемы [1].

В конечном итоге получим, окончательную упрощенную расчетную схему перфоратора ударно-поворотного действия (Рисунок 3).

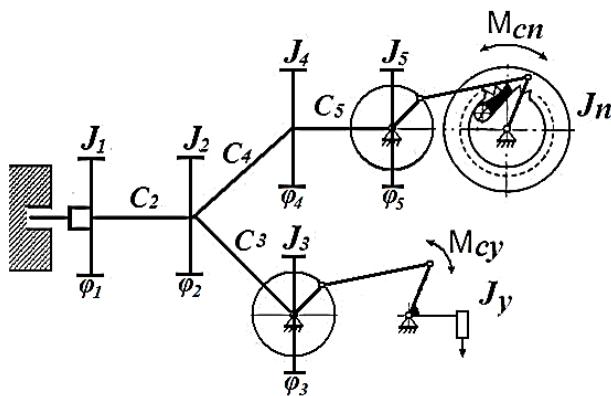


Рисунок 3. Окончательная упрощенная расчетная схема перфоратора ударно–поворотного действия.

Получив окончательную расчетную схему системы, переходим к составлению уравнений движения для каждой массы системы.

Уравнение движения якоря универсального коллекторного электродвигателя, т. е. первой массы расчетной схемы запишется следующим уравнением [1]:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 = \left[k_1 \cdot i^{1-a1} \cdot U \cdot (J_1 \dot{\varphi}_1 + M_C)^{a1} - k_2 \cdot i^{2-a1} \cdot \dot{\varphi}_1 \cdot (J_1 \dot{\varphi}_1 + M_C)^{a2} - k_3 \cdot i^{1-a3} \cdot R \cdot (J_1 \dot{\varphi}_1 + M_C)^{a3} - \frac{dM_C}{dt} \right], \quad (5)$$

где $\dot{\varphi}_1$, $\ddot{\varphi}_1$ — соответственно, угловая скорость и ускорение якоря электродвигателя, $\ddot{\varphi}$ — рывок при запуске электродвигателя, $a1$, $a2$, $a3$ — постоянные коэффициенты электродвигателя, k_1 , k_2 , k_3 — постоянные коэффициенты, J_1 — момент инерции якоря электродвигателя, i — ток в цепи якоря, M_C — момент сопротивления механизма, U — напряжение в цепи якоря, R — сопротивление в цепи якоря.

Считая характерными элементами вал двигателя, элементы редуктора и инструмент, приходим к модели перфоратора в виде пятимассовой системы с эквивалентными упругими связями между массами.

С учетом вышеизложенных, записываем систему дифференциальных уравнений движения элементов перфоратора по выбранной модели:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 = k_1 \cdot U \cdot (J_1 \dot{\varphi}_1 + M_C)^{a1} - k_2 \cdot \dot{\varphi}_1 \cdot (J_1 \dot{\varphi}_1 + M_C)^{a2} - k_3 \cdot R \cdot (J_1 \dot{\varphi}_1 + M_C)^{a3} - M'_C \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 = C_2(\varphi_1 - \varphi_2) - C_3(\varphi_2 - \varphi_3) - C_4(\varphi_2 - \varphi_4) \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 = C_3(\varphi_2 - \varphi_3) - M_{cv} \\ J_4 \ddot{\varphi}_4 = C_4(\varphi_2 - \varphi_4) - C_5(\varphi_4 - \varphi_5) \\ J_5 \ddot{\varphi}_5 = C_5(\varphi_4 - \varphi_5) - M_{cp} \end{cases} \quad (6)$$

$\varphi_1 - \varphi_5$ — угловое перемещение отдельных масс перфоратора; $\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_5$ — угловая скорость отдельных масс перфоратора; $\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_5$ — угловое ускорение отдельных масс перфоратора; M_{cy} — момент сопротивления, создаваемый со стороны ударного механизма, который определяется по формуле [1]:

$$M_{cy} = J_y \ddot{\varphi}_y u_{43}; \quad (7)$$

где $\ddot{\varphi}_y = \ddot{\varphi}_3 u_{43} + \dot{\varphi}_3^2 \dot{u}_{43}$ — угловое ускорение коромысла ударного механизма, J_y — момент инерции коромысла ударного механизма; u_{43} , \dot{u}_{43} — соответственно аналог угловой скорости и углового ускорения коромысла ударного механизма; M_{cp} — момент сопротивления со стороны поворотного механизма, который определяется по формуле [1]:

$$M_{cp} = J_n \ddot{\varphi}_n u_{65} + M_{tp}; \quad (8)$$

где $\ddot{\varphi}_n = \ddot{\varphi}_5 u_{65} + \dot{\varphi}_5^2 \dot{u}_{65}$ — угловое ускорение коромысла поворотного механизма, J_n — момент инерции коромысла поворотного механизма; u_{65} , \dot{u}_{65} — соответственно аналог угловой скорости и углового ускорения коромысла поворотного механизма M_{tp} — момент трения инструмента об обрабатываемую среду; необходимо отметить, что при условии $0 < \varphi < \pi$, M_{tp} — принимает заданное значение, т.е. рабочий ход храпового механизма, обеспечивающий поворот инструмента на определенный угол, и при условии $\pi < \varphi < 2\pi$, $M_{tp}=0$, т. е. обратный ход храпового механизма, храповой механизм занимает исходное положение; где φ — угловое перемещение кривошипа поворотного механизма.

С учетом значений $\ddot{\varphi}_y$ и $\ddot{\varphi}_n$ имеем:

$$M_{cy} = J_y u_{43} (\ddot{\varphi}_3 u_{43} + \dot{\varphi}_3^2 \dot{u}_{43}) \quad (9)$$

$$M_{cp} = J_n u_{65} (\ddot{\varphi}_5 u_{65} + \dot{\varphi}_5^2 \dot{u}_{65}) + M_{tp} \quad (10)$$

Система дифференциальных уравнений (6) с учетом уравнений (7–10) перепишем:

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_1 = \frac{k_1 \cdot U \cdot (J_1 \ddot{\varphi}_1 + M_c)^{a1} - k_2 \cdot \dot{\varphi}_1 \cdot (J_1 \ddot{\varphi}_1 + M_c)^{a2} - k_3 \cdot R \cdot (J_1 \ddot{\varphi}_1 + M_c)^{a3} - M'_c}{J_1} \\ \ddot{\varphi}_2 = \frac{C_2(\varphi_1 - \varphi_2) - C_3(\varphi_2 - \varphi_3) - C_4(\varphi_2 - \varphi_4)}{J_2} \\ \ddot{\varphi}_3 = \frac{C_3(\varphi_2 - \varphi_3)}{J_3 + J_y u_{43}^2} - \frac{J_y u_{43} \dot{\varphi}_3^2 \dot{u}_{43}}{J_3 + J_y u_{43}^2} \\ \ddot{\varphi}_4 = \frac{C_4(\varphi_2 - \varphi_4) - C_5(\varphi_4 - \varphi_5)}{J_4} \\ \ddot{\varphi}_5 = \frac{C_5(\varphi_4 - \varphi_5)}{J_5 + J_n u_{65}^2} - \frac{J_n u_{65} \dot{\varphi}_5^2 \dot{u}_{65} + M_{tp}}{J_5 + J_n u_{65}^2} \end{cases} \quad (11)$$

Данная система дифференциальных уравнений решается численными методами. Имеются численные методы решения дифференциальных уравнений и высоких порядков, однако понижение порядка позволяет упростить и формализовать программу расчета на персональном компьютере. Для этого, прежде всего, перейдем от полученных систем

дифференциальных уравнений второго и третьего порядка к системам уравнений первого порядка.

В итоге получим систему дифференциальных уравнений движения элементов механической системы и рабочего инструмента перфоратора ударно–поворотного действия.

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{y}_5 = \frac{k_1 \cdot U \cdot (J_1 y_4 + M_C)^{a^1} - k_2 \cdot y_0 \cdot (J_1 y_4 + M_C)^{a^2} - k_3 \cdot R \cdot (J_1 y_4 + M_C)^{a^3} - M'_C}{J_1} \\ \dot{y}_6 = \frac{C_2(y_0 - y_1) - C_3(y_1 - y_2) - C_4(y_1 - y_3)}{J_2} \\ \dot{y}_7 = \frac{C_3(y_1 - y_2)}{J_3 + J_y u_{43}^2} - \frac{J_y u_{43} y_6^2 \dot{u}_{43}}{J_3 + J_y u_{43}^2} \\ \dot{y}_8 = \frac{C_4(y_1 - y_3) - C_5(y_3 - y_4)}{J_2} \\ \dot{y}_9 = \frac{C_5(y_3 - y_4)}{J_5 + J_n u_{65}^2} - \frac{J_n u_{65} y_7^2 \dot{u}_{65} + M_{TP}}{J_5 + J_n u_{65}^2} \end{array} \right. \quad (12)$$

Решение полученных дифференциальных уравнений (12) методом Рунге-Кутта с применением программы Mathcad позволяет выбрать рациональные конструктивные параметры элементов механической системы и рабочего инструмента перфоратора ударно–поворотного действия.

Выводы

Разработана расчетная схема элементов механической системы и рабочего инструмента перфоратора ударно–поворотного действия.

Получены дифференциальные уравнения движения — математическая модель механической системы и рабочего инструмента перфоратора ударно–поворотного действия.

Последовательным соединением математических моделей элементов согласно кинематической схемы, составлена обобщенная математическая модель электромеханического перфоратора ударно-поворотного действия.

Список литературы:

1. Кукчев М. М. Динамика электромеханического перфоратора с механизмом переменной структуры: дисс. ... канд. техн. наук. Бишкек, 2000. 118 с.
2. Еремьянц В. Э. Построение и анализ динамических моделей механизмов. Бишкек, 2000. 48 с.
3. Абидов А. О. Научно-методические основы применения механизма переменной структуры для создания ударных машин: дисс. ... д-ра техн. наук. Бишкек, 2002. 304 с.
4. Манжосов В. К., Абдраимов С., Невенчанная Т. О. Крутильные колебания в трансмиссиях буровых машин. Фрунзе: Илим, 1982. 166 с.

References:

1. Kukchaev, M. M. (2000). Dinamika elektromekhanicheskogo perforatora s mekhanizmom peremennoi struktury: Ph.D. diss. Bishkek, 2000. 118.
2. Eremyants, V. E. (2000). Postroenie i analiz dinamicheskikh modelei mekhanizmov. Bishkek, 48.

3. Abidov, A. O. (2002). Nauchno-metodicheskie osnovy primeneniya mekhanizma peremennoi struktury dlya sozdaniya udarnykh mashin: Dr. diss. Bishkek, 304.
4. Manzhosov, V. K., Abdraimov, S., & Nevenchannaya, T. O. (1982). Krutil'nye kolebaniya v transmissiyakh burovых mashin. Frunze, Ilim, 166.

*Работа поступила
в редакцию 15.04.2019 г.*

*Принята к публикации
19.04.2019 г.*

Ссылка для цитирования:

Абидов А. О., Исманов О. М. Математическая модель электромеханического перфоратора с ударно-поворотным механизмом // Бюллетень науки и практики. 2019. Т. 5. №5. С. 233-240. <https://doi.org/10.33619/2414-2948/42/31>.

Cite as (APA):

Abidov, A., & Ismanov, O. (2019). Mathematical Model of Electromechanical Punch With Shock-Turning Mechanism. *Bulletin of Science and Practice*, 5(5), 233-240. <https://doi.org/10.33619/2414-2948/42/31>. (in Russian).