

# Расчет и конструирование

УДК 622.6

DOI: 10.14529/engin190401

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ МОДЕРНИЗИРОВАННОГО УДАРНО-ВИБРАЦИОННОГО МЕХАНИЗМА

**М.А. Асфандияров<sup>1</sup>, Е.И. Кромский<sup>1</sup>, К.В. Ившина<sup>1</sup>, Р.Р. Ахметшина<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, Россия

<sup>2</sup>Уральский федеральный университет, г. Екатеринбург, Россия

В данной статье рассмотрена математическая модель модернизированного ударно-вибрационного механизма для уплотнения сыпучих материалов (в том числе трудно деформируемых), основанного на четырехзвенном механизме, в состав которого входит рычаг Архимеда. В статье указаны плюсы данного механизма относительно предшествующего. Отображены формулы для расчета коэффициентов увеличения движущей силы привода. Описана математическая модель механизма, состоящая из геометрического, кинематического и силового расчетов. Исходя из математической модели, подобраны необходимые условия для успешной работы этого механизма. На кафедре «Колесных и гусеничных машин» ЮУрГУ спроектирована 3D-модель рабочего органа на основе четырехзвенного механизма и всей опытной установки. Специально спроектированная опорная поверхность рамы (стола) позволяет регулировать высоту уплотнения от 10 до 250 мм. Что позволит после изготовления установки, провести не только испытания четырехзвенного механизма, но и понять на какую глубину и с каким эффектом он способен уплотнить. По проведенным ранее испытаниям на ударно-вибрационном стенде с шарнирно-рычажным механизмом при высоте уплотнения 65 мм, были подтверждены технологические возможности и преимущества этого механизма в сравнении с вибрационной технологией уплотнения, принятой на современных колесных или гусеничных бетоноукладчиках, а именно контрольные образцы бетона показали увеличение прочности в 1,2–1,4 раза в сравнении с прочностью образцов, полученных по традиционной технологии уплотнения. Но также были обнаружены относительные недостатки такой конструкции, которые устранены в модернизированном ударно-вибрационном механизме на основе четырехзвенного механизма.

*Ключевые слова:* математическая модель; дорожно-строительные машины; ударно-вибрационный механизм; рычаг Архимеда; четырехзвенный механизм.

Машины для строительства дорог с твердым покрытием используют вибрационные механизмы (погружные и поверхностные вибраторы) для уплотнения дорожно-строительных материалов. Эта механизация уплотнения, в связи с ростом технических требований к качеству дорожного покрытия, не всегда соответствует необходимому уровню качества [1]. При этом необходимо соблюдать жесткий регламент по рецептуре смеси и технологическому процессу, что не всегда возможно. Бетонная смесь после прохождения в них погружных вибраторов может оставлять после себя каналы и пустоты, а поверхностные вибраторы не всегда могут в достаточной мере уплотнить материал. Поэтому бетонная смесь имеет высокое водоцементное отношение  $V/C = 0,45 \dots 0,5$ , а для гидратации цемента теоретически  $V/C = 0,25$  [2, 3]. То есть в бетонной смеси образуется избыточное количество химически не связанной воды в отношении к доле цемента  $0,2 \dots 0,25$ . По рис. 1 можно увидеть, что предел прочности бетона при  $V/C = 0,25$  максимален и равен 60 МПа, а при  $V/C = 0,45 \dots 0,5$  он равен 40 МПа.

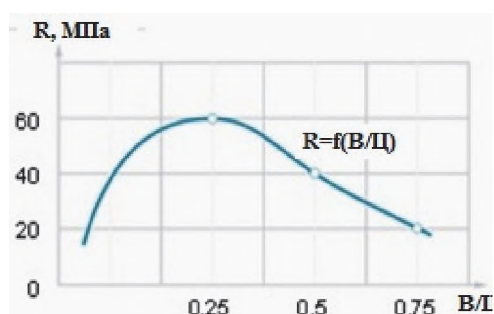


Рис. 1. График прочности бетона в зависимости от V/C-отношения

## Расчет и конструирование

То есть уже на начальном этапе изготовления смеси бетон теряет свою возможную марочную прочность в 1,5 раза. А так же большое количество свободной воды в бетонной смеси приводит к снижению не только физико-механических свойств, но и эксплуатационных, таких как морозостойкость, долговечность, стираемость [4].

Кафедра «Колесных и гусеничных машин» ЮУрГУ (г. Челябинск) модернизировала устройство для уплотнения труднодеформируемых (жестких) бетонных смесей, заменив шарнирно-рычажный на четырехзвенный механизм, впоследствии он будет называться новым механизмом (рис. 2) [5].

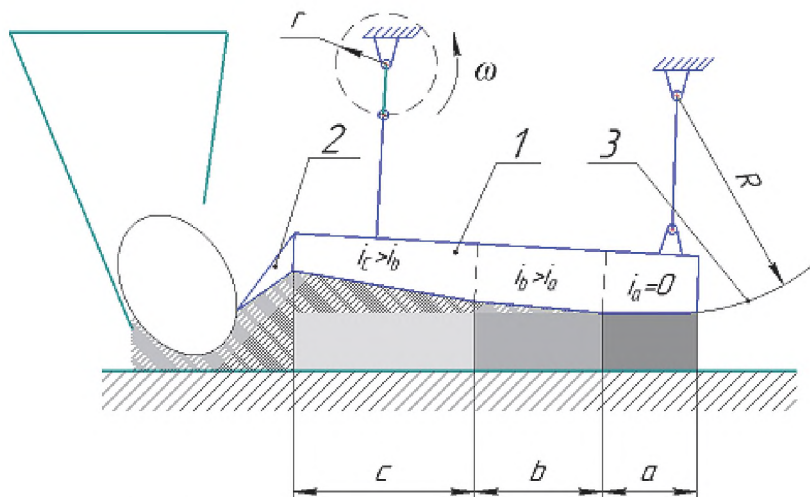


Рис. 2. Принципиальная схема нового механизма

Новый механизм содержит плиту нагнетателя 1, кронштейн 2, заглаживающий участок плиты нагнетателя 3, кривошип радиусом  $r$  и маятниковый стержень.

Плита нагнетателя 1 содержит с одного конца кронштейн 2, а с другого конца – заглаживающий участок 3.

Плита нагнетателя связана с кривошипом радиусом  $r$ , вращающимся с угловой скоростью  $\omega$ , и с маятниковой подвеской радиусом  $R$ . Рабочая поверхность плиты нагнетателя 1 выполнена в виде ломанной линии, состоящей из нескольких участков (a, b, c). Участок (a) имеет нулевой уклон ( $i = 0$ ), участок b имеет уклон  $i_b > 0$ ; участок (c) имеет еще больший уклон  $i_c > i_b$ . Уклон кронштейна 2 – отрицательный по отношению к рабочей поверхности плиты нагнетателя 1 (участки a, b, c) – выполнен для черпания материала из бункера в зону прессования [6, 7].

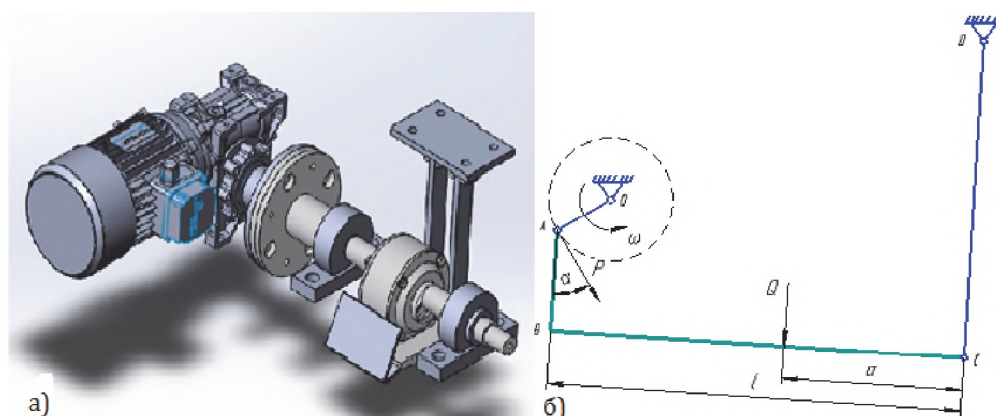


Рис. 3. 3D-модель четырехзвенного механизма (а) и расчетная схема коэффициентов усиления (б)

Главным достоинством нового механизма является двукратное увеличение приводной силы (рис. 3а), то есть усилие прессования  $Q$ , оказывающее действие на уплотняемую частицу, находится по формуле:

$$Q = P \cdot k_1 \cdot k_2, \quad (1)$$

где  $P$  – это сила, которую развивает движитель;  $k_1$  и  $k_2$  – коэффициенты увеличения силы [7–9].

Из рис. 3б видно, что изначально усилие, развиваемое приводом, увеличивается благодаря углу  $\alpha$ , то есть  $k_1 = \frac{1}{\cos(\alpha)}$ ; при движении кривошипа в рабочем ходе, угол  $\alpha$  увеличивается от 0 до 90, то есть коэффициент стремится к бесконечности,  $k_1 \geq 1$ . Далее это усилие увеличивается благодаря рычагу Архимеда, то есть чем ближе частица к точке С, тем сжимающее усилие на прессуемый материал больше, и  $k_2 = \frac{l}{a}$ , при  $a$ , стремящемся к нулю, коэффициент стремится к бесконечности,  $k_2 \geq 1$ .

Математическая модель четырехзвенного механизма состоит из трех разделов (рис. 4): геометрического, кинематического и силового расчетов. Исходными данными для геометрического расчета приняты [10, 11]:  $l$ ;  $h$  – расстояние от точки крепления кривошипа до точки крепления маятника по осям  $X$  и  $Y$  соответственно;  $r$  – радиус кривошипа;  $R$  – радиус маятника;  $\varphi$  – угол поворота кривошипа.

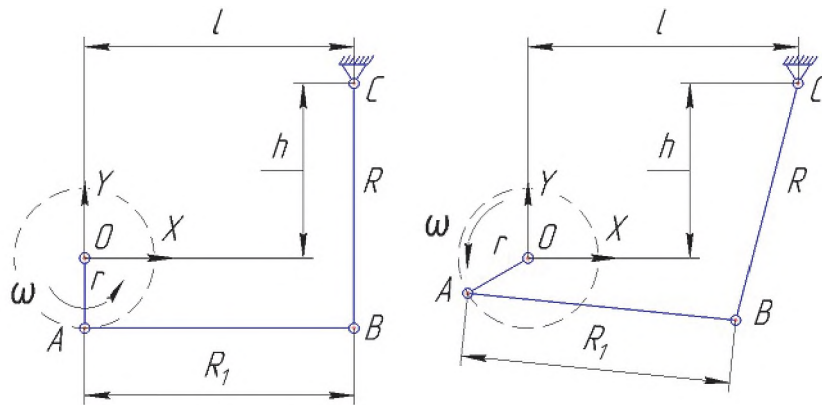


Рис. 4. Эскиз начального положения (слева) и рабочего положения (справа) четырехзвенного механизма

Движение кривошипа радиусом  $r$  происходит по окружности с центром в точке  $O$ , принимая ее за начало отсчета, получаем уравнение:

$$x_A^2 + y_A^2 = r^2. \quad (2)$$

Координаты точки  $A$ , зная угол поворота кривошипа, в любой момент времени находим через уравнения:

$$\begin{cases} x_A = r \cdot \cos \varphi; \\ y_A = r \cdot \sin \varphi. \end{cases} \quad (3)$$

Координаты точки  $B$  находим как решение системы уравнений:

$$\begin{cases} (x_B - x_A)^2 + (y_B - y_A)^2 = R_1^2; \\ (x_B - x_C)^2 + (y_B - y_C)^2 = R^2. \end{cases} \quad (4)$$

В уравнении (4) известны координаты точки  $A$  из (3), исходя из эскиза – координаты точки  $C$ :

$$\begin{cases} x_C = l; \\ y_C = h. \end{cases} \quad (5)$$

А длина звена  $AB$  равна:

$$R_1 = l. \quad (6)$$

Из формул (3)–(6) получаем:

$$\begin{cases} (x_B - r \cdot \cos \varphi)^2 + (y_B - r \cdot \sin \varphi)^2 = l^2; \\ (x_B - l)^2 + (y_B - h)^2 = R^2. \end{cases} \quad (7)$$

Решая систему уравнений (7), находим неизвестные координаты [12]. Зная координаты звеньев механизма в любом положении кривошипа, находим углы:  $\alpha$  – между кривошипом и плитой;  $\beta$  – между плитой и маятником и  $\gamma$  – между плитой и горизонтом:

$$\alpha = \arctan \left[ \left( \frac{y_A - y_O}{x_A - x_O} \cdot \frac{y_B - y_A}{x_B - x_A} \right) \right]; \quad (8)$$

$$\beta = \arctan \left[ \left( \frac{y_B - y_A}{x_B - x_A} \cdot \frac{y_C - y_B}{x_C - x_B} \right) \right]; \quad (9)$$

## Расчет и конструирование

$$\gamma = \arctan \left| \left( \frac{y_B - y_A}{x_B - x_A} \right) \right|. \quad (10)$$

По полученной геометрической модели механизма решаем задачу скоростей, ускорений и сил; исходными данными являются:

1 звено – кривошип;

2 звено – плита;

3 звено – маятник;

$\omega_1 = \text{const}$  – угловая скорость кривошипа;

$G_1; G_2; G_3$  – масса звеньев 1, 2 и 3;

$I_1; I_2; I_3$  – моменты инерции звеньев 1, 2 и 3;

$Q$  – сила необходимая для уплотнения.

Формулы для решения задачи скоростей [13, 14]:

$$\left\{ \begin{array}{l} A \in 1; \vec{V}_A \perp OA; V_A = w_1 \cdot r; \\ B \in 3; \vec{V}_B \perp BC; V_B = w_3 \cdot R; \\ B \in 2; \vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}, \\ \text{где } \vec{V}_{BA} \perp BA; V_{BA} = w_2 \cdot R_1; \\ w_2 = \frac{V_{BA}}{R_1}; w_3 = \frac{V_B}{R}. \end{array} \right. \quad (11)$$

Формулы для решения задачи ускорений:

$$\left\{ \begin{array}{l} A \in 1; \vec{a}_A = \vec{a}_A^n + \vec{a}_A^\tau, \\ \text{где } \vec{a}_A^n \parallel OA; a_A^n = w_1^2 \cdot r; a_A^\tau = 0; \\ B \in 3; \vec{a}_B = \vec{a}_B^n + \vec{a}_B^\tau, \\ \text{где } \vec{a}_B^n \parallel BC; a_B^n = w_3^2 \cdot R; \vec{a}_B^\tau \perp BC; a_B^\tau = \varepsilon_3 \cdot R; \\ B \in 2; \vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^\tau, \\ \text{где } \vec{a}_{BA}^n \parallel BA; a_{BA}^n = w_2^2 \cdot R_1; \vec{a}_{BA}^\tau \perp BA; a_{BA}^\tau = \varepsilon_2 \cdot R_1; \\ \varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^\tau}{R_1}; \varepsilon_3 = \frac{a_B^\tau}{R}. \end{array} \right. \quad (12)$$

Задача сил состоит из трех частей:

1. Определяем инерционные силовые факторы механизма для каждого из звеньев. К инерционным факторам относятся силы инерции звеньев и моменты сил инерции [15]:

$$\vec{P}_{инi} = -m_i \cdot \vec{a}_i; P_{инi} = \frac{G_i \cdot a_i}{g}; \quad (13)$$

$$\vec{M}_{инi} = -I_i \cdot \varepsilon_i; M_{инi} = I_i \cdot \varepsilon_i, \quad (14)$$

где  $a_i$  – ускорение в центре тяжести  $i$  звена;  $\varepsilon_i$  – угловое ускорение  $i$  звена;  $g$  – ускорение свободного падения.

2. Силовой расчет группы Ассур II<sub>1</sub> (2, 3).

Реакцию в шарнирах С и А представляем как векторную сумму нормальной силы реакции и касательной. Тогда получаем:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum \vec{M}_{BC} = \vec{R}_C^\tau \cdot R + \vec{M}_{ин3} + \vec{G}_3 \cdot h_{G_3} + \vec{P}_{ин3} \cdot h_{P_{ин3}} = 0; \\ \sum \vec{M}_{BC} = \vec{R}_A^\tau \cdot R_1 + \vec{M}_{ин2} + \vec{G}_2 \cdot h_{G_2} + \vec{P}_{ин2} \cdot h_{P_{ин2}} + \vec{Q} \cdot h_Q = 0; \\ \sum \vec{P} = \vec{R}_C^n + \vec{R}_C^\tau + \vec{G}_3 + \vec{P}_{ин3} + \vec{Q} + \vec{P}_{ин2} + \vec{G}_2 + \vec{R}_A^\tau + \vec{R}_A^n = 0; \\ \sum \vec{P}_3 = \vec{R}_B + \vec{G}_3 + \vec{P}_{ин3} + \vec{R}_C^n + \vec{R}_C^\tau = 0. \end{array} \right. \quad (15)$$

Решая эту систему уравнений мы находим реакцию в шарнирах А, В и С (16).

3. Силовой расчет механизма I класса (1).

Реакцию в шарнире О представляем как векторную сумму нормальной силы реакции и касательной. Тогда получаем:

$$\left\{ \begin{array}{l} \vec{R}_A = \vec{R}_A^\tau + \vec{R}_A^n; R_A = \sqrt{(R_A^\tau)^2 + (R_A^n)^2}; \\ \sum \vec{M}_O = \vec{R}_A \cdot h_{R_A} + \vec{M}_{yp} = 0; \\ \sum \vec{P} = \vec{R}_A + \vec{G}_1 + \vec{R}_O = 0. \end{array} \right. \quad (16)$$

Требуемую мощность двигателя рассчитываем по формуле (16):

$$N = M_{yp} \cdot w_1. \quad (17)$$

Особенностью четырехзвенного механизма является изменение скоростей, ускорений, сил и моментов по положению механизма. Это вызывает колебания, падения и возрастания потребной мощности, поэтому в этом механизме необходимо предусмотреть маховик. Заменяем реальный механизм на эквивалентную динамическую модель, состоящую из одного звена с приведенными моментом инерции и моментом сил сопротивления, которые находятся:

$$I_{\text{пр}} = I_1 + \frac{G_2}{g} \cdot \left(\frac{V_2}{w_1}\right)^2 + I_2 \cdot \left(\frac{w_2}{w_1}\right)^2 + \frac{G_3}{g} \cdot \left(\frac{V_3}{w_1}\right)^2 + I_3 \cdot \left(\frac{w_3}{w_1}\right)^2; \quad (18)$$

$$M_{\text{пр}} = G_2 \cdot \frac{V_2 \cdot \cos(\vec{G}_2; \vec{V}_2)}{w_1} + Q \cdot \frac{V_2 \cdot \cos(\vec{Q}; \vec{V}_2)}{w_1} + G_3 \cdot \frac{V_3 \cdot \cos(\vec{G}_3; \vec{V}_3)}{w_1}, \quad (19)$$

где  $V_2$  и  $V_3$  – скорости в центре тяжести 2 и 3 звена соответственно.

По формулам (18) и (19) рассчитываем моменты инерции и моменты сил сопротивления для 12 положений кривошипа за цикл. По полученным значениям строим диаграммы моментов инерции, моментов сил, работ и энергий. Совмещая диаграмму моментов инерции и энергий, получаем график энергомасс, по которому впоследствии подбираем маховик [17].

В настоящее время на кафедре «Колесные и гусеничные машины» ЮУрГУ, исходя из математической модели, создана программа для быстрого расчета и подбора оптимальных параметров механизма, следуя из этого, построена 3D-модель (рис. 5) и рабочие чертежи формовочной установки, с регулированием опорной поверхности рамы (стола) по высоте [18–20]. После изготовления установки, проведения испытаний по прессованию образцов различной высоты возможно оценить реальную эффективность нового механизма.

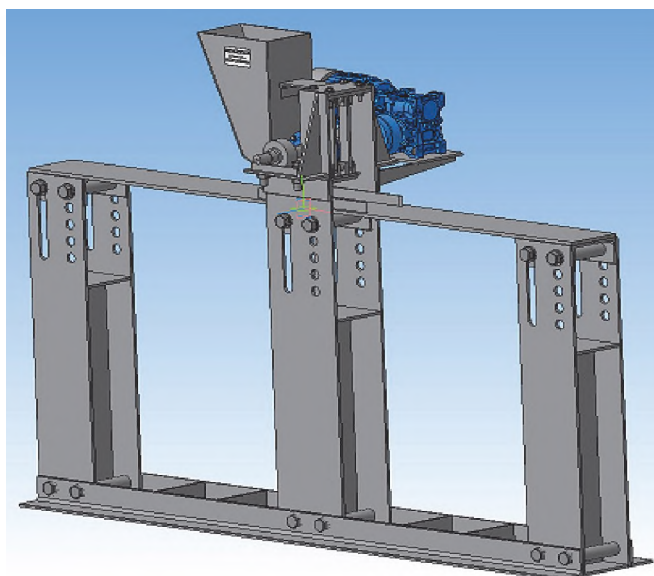


Рис. 5. 3D-модель формовочной установки

#### Выводы

1. Установлено, что устройство на основе четырехзвенного механизма обеспечивает:

- получение направленных сдвиговых деформаций в прессуемом материале;
- двукратное увеличение усилия, развиваемого приводом, при неизменной мощности;
- черпание материала из бункера и его транспортировка в зону прессования;
- затирку поверхности рабочей поверхности прессуемого образца;
- возможность прессования образцов на высоту слоя от 10 до 250 мм.

2. При работе четырехзвенного механизма необходимо соблюдать следующие условия работы механизма:

- максимальный угол подъема рабочего органа к поверхности прессуемого материала  $\gamma$  должен быть меньше  $20^\circ$ , для лучшего прессования материала;
- для повышения силы прессования в конце рабочего хода кривошип должен занимать определенное положение;
- для предотвращения резких колебаний и возникновения пиковых нагрузок на валу кривошипа необходима установка маховика.

3. Создана программа для быстрого расчета и подбора оптимальных параметров механизма, построена 3D модель и конструкторская документация формовочной установки, с регулированием опорной поверхности рамы (стола) по высоте.

#### Литература

- Довгяло, В.А. Дорожно-строительные машины / В.А. Довгяло, Д.И. Бочкарев. – 2-изд., перераб. и доп. – Гомель: БелГУ, 2014. – 256 с.



## Расчет и конструирование

2. Тимофеев, Ю.Л. *Технология вибрационного уплотнения бетона при устройстве монолитных конструкций: учеб. пособие для техн. вузов* / Ю.Л. Тимофеев. – Ростов н/Д., 2002. – 47 с.
3. *Создание строительных композиционных материалов на основе некондиционного бетона по различным технологиям* / Б.В. Гусев, Д.А. Губанов, О.Ю. Губанова и др. // *Научные труды 3-й Всероссийской конференции*, 2014. – С. 265–274.
4. Павлова, Л.В. *Реконструкция автомобильных дорог: учеб. пособие* / Л.В. Павлова. – Самара: СГАСУ, 2013. – 208 с.
5. Кондаков, С.В. *Обоснование параметров ударно-вибрационного механизма уплотнения бетонной смеси для бетоноукладчика на гусеничном ходу* / С.В. Кондаков, Е.И. Кромский, М.А. Асфандияров // *Всероссийская научно-практическая конференция*. – Челябинск: ОУ ВО «Южно-Уральский институт управления и экономики», 2018. – С. 148–156.
6. Патент ПМ РФ RU № 93320 Российская федерация. *Устройство для получения изделий из композиционных материалов* / Е.И. Кромский, В.Н. Бондарь, А.В. Свирид; заявитель и патентообладатель ЮУрГУ, 2010. Бюл. № 12.
7. Патент ПМ РФ RU № 176735 Российская федерация. *Бетоноукладчик* / Е.И. Кромский, А.А. Базанов, А.А. Немыкин; заявитель и патентообладатель ЮУрГУ, 2018. Бюл. № 01.
8. *Role of MMS and IFToMM in multibody dynamics* / J. Cuadrado, J. Escalona, W. Schiehle, R. Seifried // *Springer International Publishing*. – 2011. – С. 161–172.
9. Gashaw, Y.A. *Dozer Production. In Fundamentals of Earthmoving Equipment* / Y.A. Gashaw. – Addis Ababa, Ethiopia, 2009. – 128 p.
10. Анурьев, В.И. *Справочник конструктора – машиностроителя* / В.И. Анурьев. – М.: Машиностроение, 1999. – 912 с.
11. Пожбелко, В.И. *Теория механизмов и машин* / В.И. Пожбелко, П.Ж. Виницкий, Н.И. Ахметшин. – Челябинск, 2003. – Ч. 1. – 108 с.
12. Пожбелко, В.И. *Теория механизмов и машин* / В.И. Пожбелко, П.Ж. Виницкий, Н.И. Ахметшин. – Челябинск, 2003. – Ч. 2. – 52 с.
13. *The synthesis of four-bar mechanism* / A. Zhauyt, K. Alipov, A. Zhankeldi et al. // *Vibro-engineering Procedia*. – 2016. – Vol. 10. – P. 486–491.
14. Koshel, S. *Structural analysis of the mechanism with a third-class structure group of the fourth order* / S. Koshel, G. Koshel. – New Delhi: Tata McGraw-Hill Publishing company, 2019. – P. 29–33.
15. Platovskikh, M.J. *Self-oscillations of machines and mechanisms* / M.J. Platovskikh, M.M. Vetyukov. – St. Petersburg: University of Mines, 2017. – P. 87–103.
16. Abu-Zarifa, A. *Theory of Machines* / A. Abu-Zarifa. – Islamic University of Gaza. Department of Mechanical Engineering, 2012. – 41 p.
17. Tarabarin, V.B. *Virtual laboratory works on theory of mechanism and machine* / V.B. Tarabarin, Z.I. Tarabarina, A.G. Feygina. – Moscow: Bauman MSTU, 2014. – P. 171–180.
18. Sylyvonyuk, A.V. *Solidworks motion applycation at the study of course theory of machines mechanisms* / A.V. Sylyvonyuk. – Lutsk: LNTY, 2015. – P. 243–247.
19. *Object-oriented design techniques* / E. Gamma, R. Helm, R. Johnson, D. Vlissides. – St. Petersburg: Design Patterns, 2015. – 368 p.
20. Walkenbach, D. *Professional programming on VBA* / D. Walkenbach. – Moscow: Dialectics, 2012. – 944 p.

**Асфандияров Марат Андреевич**, аспирант кафедры «Колесные и гусеничные машины», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, loko315@mail.ru.

**Кромский Евгений Ильич**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Колесные и гусеничные машины», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, ekromskiy@mail.ru.

**Ившина Кристина Викторовна**, аспирант кафедры «Безопасность жизнедеятельности», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, ivschinakristina@yandex.ru.

**Ахметшина Рамиля Рифкатовна**, магистрант, Уральский федеральный университет, г. Екатеринбург, muhomedayrova.ramilya@gmail.com.

*Поступила в редакцию 11 апреля 2019 г.*

## MATHEMATICAL MODELING OF THE MODERNIZED SHOCK-VIBRATION MECHANISM

M.A. Asfandiyarov<sup>1</sup>, *loko315@mail.ru*,  
E.I. Kromsky<sup>1</sup>, *ekromskiy@mail.ru*,  
K.V. Ivshina<sup>1</sup>, *ivschinakristina@yandex.ru*,  
R.R. Akhmetshina<sup>2</sup>, *muhomedayrova.ramilya@gmail.com*

<sup>1</sup>South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation,

<sup>2</sup>Ural Federal University, Ekaterinburg, Russian Federation

In this article, the mathematical model of the modernized shock-vibration mechanism for compaction of bulk materials is considered (including those that are difficult to deform) based on a four-link mechanism, which includes the Archimedes lever. The article shows the advantages of this mechanism relative to the previous one. Displays formulas for calculating drive increase factors. The mathematical model of the mechanism consisting of geometrical, kinematic and power calculations is described. Based on the mathematical model, the necessary conditions for the successful operation of this mechanism were selected. The department “Wheeled and Tracked Vehicles” of SUSU designed a 3D-model of the working body based on a four-link mechanism and the entire pilot plant. Thanks to a specially designed bearing surface frames (table) that allows you to adjust the height of the seal from 10 to 250 mm. After the installation is completed, it will allow not only testing the four-link mechanism, but also to understand how deep and with what effect it is able to compact. By conducting early tests on a shock-vibration stand with a hinged-lever mechanism with a compaction height of 65 mm, the technological capabilities and advantages of this mechanism were confirmed in comparison with the vibration compaction technology adopted on modern wheeled or tracked concrete pavers, namely, control samples of concrete showed an increase strength 1,2–1,4 times in comparison with the strength of the samples obtained by traditional sealing technology. But the relative disadvantages of such a design were also found, which were eliminated in the modernized shock-vibration mechanism based on the four-link mechanism.

*Keywords: mathematical model; road construction machines; shock vibration mechanism; lever of Archimedes; four-link mechanism.*

### References

1. Dovgalyo V. A., Bochkaryov D.I. *Dorozhno-stroitel'nyye mashiny* [Road-Building Machines]. Gomel, 2014. 256 p.
2. Timofeev Y.L. *Tekhnologiya vibratsionnogo uplotneniya betona pri ustroystve monolitnykh konstruktsiy: ucheb. posob. dlya tekhn. vuzov* [Technology of Vibratory Compaction of Concrete in the Construction of Monolithic Structures, Textbook for Technical Universities]. Rostov-na-Donu, 2002. 47p.
3. Gusev B.V., Gubanov D.A., Gubanova O.Yu., et al. [Creation of Construction Composite Materials on the Basis of Substandard Concrete on Various Technologies]. *Scientific Proceedings of the 3rd All-Russian Conference. Moscow*, 2014, pp. 265–274. (in Russ.)
4. Pavlova L.V. *Rekonstruktsiya avtomobil'nykh dorog. ucheb. posob.* [Reconstruction of Highways Textbook]. Samara, 2013. 208 p.
5. Kondakov S.V., Kromsky E.I., Asfandiyarov M.A. [Substantiation of the Parameters of the Shock-Vibration Mechanism for Compacting a Concrete Mix for a Caterpillar-Type Concrete Paver] *All-Russian Scientific-Practical Conference. Chelyabinsk, South Ural Institute of Management and Economics Publ.*, 2018, pp. 148–156.
6. Kromsky E.I., Bondar V.N., Svirid A.V. *Ustroystvo dlya polucheniya izdeliy iz kompozitsionnykh materialov* [A Device for Obtaining Articles from Composite Materials]. Patent RF, no. 93320, 2010.

## Расчет и конструирование

---

7. Kromsky E.I., Bazanov A.A., Nemykin A.A. *Betonoukladchik* [Concrete Paver]. Patent RF, no. 176735, 2018.
8. Cuadrado J., Escalona J., Schiehle W., Seifried R. Role of MMS and IFToMM in Multibody Dynamics. *Springer International Publishing*, 2011, pp. 161–172.
9. Gashaw, Y.A. Dozer Production. In *Fundamentals of Earthmoving Equipment*. Addis Ababa, Ethiopia, 2009. 128 p.
10. Anuriev, V.I. *Spravochnik konstruktora – mashinostroitelya* [Handbook of the Designer – Machinebuilder]. Moscow, Mechanical Engineering Publ., 1999. 912 p.
11. Pozhbelko V.I., Vinitsky P.G., Akhmetshin N.I. *Teoriya mekhanizmov i mashin. Chast' 1* [Theory of Mechanisms and Machines. Part 1]. Chelyabinsk, 2003, 108 p.
12. Pozhbelko V.I., Vinitsky P.G., Akhmetshin N.I. *Teoriya mekhanizmov i mashin. Chast' 2* [Theory of Mechanisms and Machines. Part 2]. Chelyabinsk, 2003, 52 p.
13. Zhauyt A., Alipov K., Zhankeldi A., Abdirova R., Abilkaiyr Z. The Synthesis of Four-Bar Mechanism. *Vibroengineering Procedia*, 2016, vol. 10, p. 486–491.
14. Koshel S., Koshel G. *Structural Analysis of the Mechanism with a Third-Class Structure Group of the Fourth Order*. New Delhi: Tata McGraw-Hill Publishing Company, 2019, pp. 29–33.
15. Platovskikh M.J., Vetyukov M.M. *Self-Oscillations of Machines and Mechanisms*. St. Petersburg, University of Mines Publ., 2017, pp. 87–103.
16. Abu-Zarifa A. *Theory of Machines*. Islamic University of Gaza. Department of Mechanical Engineering, 2012. 41p.
17. Tarabarin V.B., Tarabarina Z.I., Feygina A.G. *Virtual Laboratory Works on Theory of Mechanism and Machine*. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2014, pp. 171–180.
18. Sylyvonyuk, A.V. *Solidworks Motion Applycation at the Study of Course Theory of Machines Mechanisms*. Lutsk, LNTY Publ., 2015, pp. 243–247.
19. Gamma E., Helm R., Johnson R., Vlissides D. *Object-Oriented Design Techniques*. St. Petersburg, Design Patterns Publ., 2015. 368 p.
20. Walkenbach D. *Professional Programming on VBA*. Moscow: Dialectics, 2012. 944 p.

*Received 11 April 2019*

---

### ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Математическое моделирование модернизированного ударно-вибрационного механизма / М.А. Асфандияров, Е.И. Кромский, К.В. Ившина, Р.Р. Ахметшина // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2019. – Т. 19, № 4. – С. 5–12. DOI: 10.14529/engin190401

### FOR CITATION

Asfandiyarov M.A., Kromsky E.I., Ivshina K.V., Akhmetshina R.R. Mathematical Modeling of the Modernized Shock-Vibration Mechanism. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2019, vol. 19, no. 4, pp. 5–12. (in Russ.) DOI: 10.14529/engin190401