

ИССЛЕДОВАНИЕ КИНЕМАТИКИ ДВУХКАМЕРНОЙ ЩЕКОВОЙ ДРОБИЛКИ ГРАФОАНАЛИТИЧЕСКИМ МЕТОДОМ

Никитин А.Г., Лубин В.А., Адамович Н.О.

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк

Ключевые слова: двухкамерная щековая дробилка, кинематический анализ, графоаналитический метод, скорость, ускорение, план механизма, производительность.

Аннотация. Рост объемов промышленного производства обуславливает повышение потребности в эффективной переработке минерального сырья. Одним из ключевых этапов его подготовки является дробление до заданного фракционного состава, при этом наиболее широкое применение находят щековые дробилки. Существенным недостатком однокамерных конструкций является наличие холостого хода, ограничивающего производительность оборудования. В статье представлен графоаналитический анализ кинематики новой двухкамерной щековой дробилки, разработанной в Сибирском государственном индустриальном университете в целях повышения эффективности дробления хрупких материалов. Применение метода позволило получить точные данные о кинематических характеристиках механизмов. Установлено, что предлагаемая конструктивная схема обеспечивает непрерывный рабочий цикл без холостого хода, что способствует увеличению производительности. Результаты анализа служат основой для оценки прочности, износостойкости и потенциала конструкции к дальнейшему усовершенствованию.

RESEARCH OF THE KINEMATICS OF A DUAL-CHAMBER JAW CRUSHER USING THE GRAPHICAL-ANALYTICAL METHOD

Nikitin A.G., Lubin V.A., Adamovich N.O.

Siberian State Industrial University, Novokuznetsk

Keywords: dual-chamber jaw crusher, kinematic analysis, graphical-analytical method, velocity, acceleration, mechanism diagram, productivity.

Abstract. The growing volume of industrial production necessitates more efficient processing of mineral raw materials. One of the key stages in their preparation is crushing to a specified particle size, with jaw crushers being the most widely used equipment for this purpose. A significant drawback of single-chamber jaw crushers is the presence of an idle stroke, which limits equipment productivity. This paper presents a graphical-analytical analysis of the kinematics of a newly developed dual-chamber jaw crusher, designed at the Siberian State Industrial University to improve the efficiency of brittle material crushing. The application of the method made it possible to obtain accurate data on the kinematic characteristics of the mechanisms. It has been established that the proposed design provides a continuous working cycle without idle strokes, thereby increasing overall productivity. The analysis results serve as a basis for evaluating the strength, wear resistance, and potential for further improvement of the design.

Введение

Высокие темпы роста производства практически всех отраслях промышленности обуславливает увеличение использования минерального сырья, необходимого для ведения технологических процессов [1, 2]. Главным резервом улучшения работы агрегатов, перерабатывающих исходный материал, является повышение их производительности. Для осуществления процесса разрушения кусков хрупкого материала используют дробильные машины различного типа: валковые [3], конусные [4], но наибольшее применение получили щековые [5]. Общим недостатком различных конструкций щековых дробилок является наличие при работе холостого хода, что лимитирует их производительность.

Объект исследования

Сотрудниками Сибирского государственного индустриального университета разработана конструкция двухкамерной щековой дробилки, обеспечивающая непрерывный процесс переработки подлежащего дроблению материала [6, 7].

Состояние вопроса

При проектировании новой оригинальной конструкции машины, в данном случае двухкамерной щековой дробилки, необходимо разработать соответствующие методы расчета параметров.

Исследование кинематики механизмов играет ключевую роль в проектировании и оптимизации машин различного назначения, эффективность работы которых напрямую зависит от характеристик её механизма. Изучение кинематики может проводиться как графическими, так и аналитическими способами, рассмотренными в трудах [8-10].

Метод исследования

Для анализа движения звеньев дробильного механизма применяется графоаналитический метод, обеспечивающий наглядное и достаточно точное определение положений, скоростей и ускорений характерных точек. Кинематические параметры механизма являются важным аспектом при выполнении проектных расчётов машин. Основой для построения графоаналитических зависимостей служит план механизма, отображающий компоновку звеньев и их кинематические связи (рис. 1).

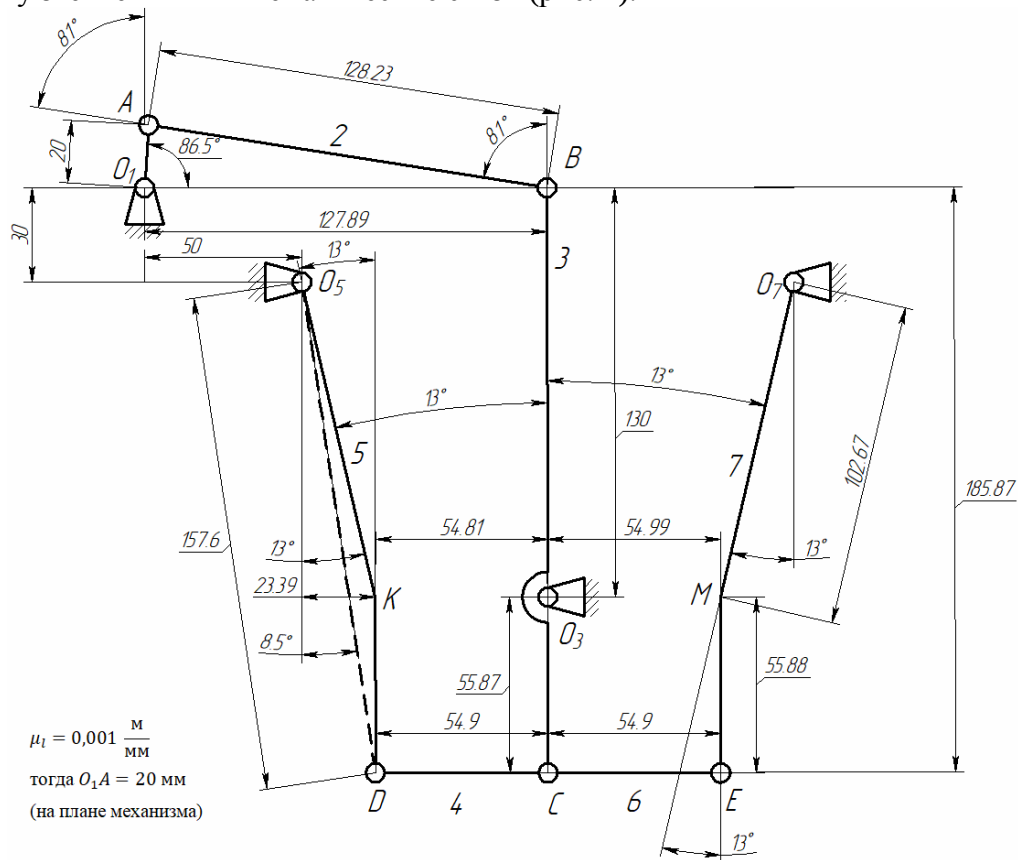


Рис. 1. План механизма

Основная часть

Анализ проводился на модельном образце, у которого длина средней щеки 185 мм. В качестве привода двухкамерной щековой дробилки используется мотор-редуктор, обеспечивающий стабильную частоту вращения выходного вала, равную $n_1 = 70$ об/мин.

Построим план скоростей для центрального положения механизма (рис. 2).

Определим угловую скорость ведущего звена:

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 70}{30} = 7,33 \text{ с}^{-1}. \quad (1)$$

Скорость точки A ведущего звена (кривошипа):

$$V_A = V_{AO_1} = \omega_1 \cdot l_{O_1A} = 7,33 \cdot 0,02 = 0,1466 \text{ м/с}. \quad (2)$$

Выбрав длину отрезка Pa , соответствующего скорости V_A на плане, определим масштабный коэффициент плана скоростей:

$$\mu_v = \frac{V_A}{Pa} = \frac{0,1466}{146,6} = 0,001 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}. \quad (3)$$

Скорость точки B определится с помощью системы векторных уравнений:

$$\begin{cases} \overline{V_B} = \overline{V_A} + \overline{V_{BA}}, \\ \overline{V_B} = \overline{V_{O_3}} + \overline{V_{BO_3}}, \end{cases} \quad (4)$$

при этом $\overline{V_{BA}} \perp AB$ и $\overline{V_{BO_3}} \perp O_3B$.

Из плана скоростей: $ab = 9$ мм, $Pb = 147,7$ мм, тогда скорости:

$$\begin{aligned} V_{BA} &= ab \cdot \mu_v = 9 \cdot 0,001 = 0,009 \text{ м/с}; \\ V_B &= V_{BO_3} = Pb \cdot \mu_v = 147,7 \cdot 0,001 = 0,1477 \text{ м/с}. \end{aligned} \quad (5)$$

Скорость точки C определим по теореме подобия:

$$\begin{aligned} \frac{O_3B}{O_3C} &= \frac{Pb}{Pc} \Rightarrow Pc = Pb \frac{O_3C}{O_3B} = 147,7 \cdot \frac{55,87}{130} = 63,48 \text{ мм}; \\ V_C &= Pc \cdot \mu_v = 63,48 \cdot 0,001 = 0,06348 \text{ м/с}. \end{aligned} \quad (6)$$

Скорость точки D определится с помощью системы векторных уравнений:

$$\begin{cases} \overline{V_D} = \overline{V_C} + \overline{V_{DC}}, \\ \overline{V_D} = \overline{V_{O_5}} + \overline{V_{DO_5}}, \end{cases}$$

при этом $\overline{V_{DC}} \perp CD$ и $\overline{V_{DO_5}} \perp O_5D$.

Из плана скоростей: $cd = 9,5$ мм, $Pd = 64,2$ мм, тогда скорости:

$$\begin{aligned} V_{DC} &= cd \cdot \mu_v = 9,5 \cdot 0,001 = 0,0095 \text{ м/с}; \\ V_D &= V_{DO_5} = Pd \cdot \mu_v = 64,2 \cdot 0,001 = 0,0642 \text{ м/с}. \end{aligned}$$

Скорость точки K определится по теореме подобия: $\Delta O_5KD \approx \Delta Pkd$, т.е. $\angle KO_5D = 4,5^\circ$ ($\angle kpd = 4,5^\circ$);

$$\begin{aligned} \frac{O_5K}{O_5D} &= \frac{Pk}{Pd} \Rightarrow Pk = Pd \frac{O_5K}{O_5D} = 64,2 \cdot \frac{102,67}{157,6} = 41,82 \text{ мм}; \\ V_K &= Pk \cdot \mu_v = 41,82 \cdot 0,001 = 0,04182 \text{ м/с}. \end{aligned}$$

Скорость точки E определится с помощью системы векторных уравнений:

$$\begin{cases} \overline{V_E} = \overline{V_C} + \overline{V_{EC}}, \\ \overline{V_E} = \overline{V_{O_5}} + \overline{V_{EO_7}}, \end{cases}$$

при этом $\overline{V_{EC}} \perp CE$ и $\overline{V_{EO_7}} \perp O_7E$.

Из плана скоростей: $ce = 9,5$ мм, $Pe = 64,2$ мм, тогда скорости:

$$\begin{aligned} V_{EC} &= ce \cdot \mu_v = 9,5 \cdot 0,001 = 0,0095 \text{ м/с}; \\ V_E &= V_{EO_7} = Pe \cdot \mu_v = 64,2 \cdot 0,001 = 0,0642 \text{ м/с}. \end{aligned}$$

Скорость точки M определим по теореме подобия: $\Delta O_7ME \approx \Delta Pme$, т.е. $\angle mPe = 4,5^\circ$;

$$\begin{aligned} Pm &= Pe \frac{O_7M}{O_7E} = 64,2 \cdot \frac{102,67}{157,6} = 41,82 \text{ мм}; \\ V_e &= 41,82 \cdot 0,001 = 0,04182 \text{ м/с}. \end{aligned}$$

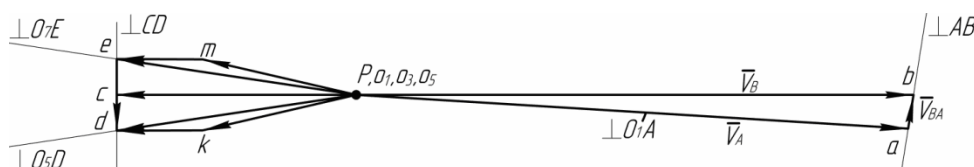


Рис. 2. План скоростей

Определим значения угловых скоростей для звеньев 2-7:

$$\begin{aligned}\omega_2 &= \frac{V_{BA}}{l_{AB}} = \frac{0,009}{0,12823} = 0,07 \text{с}^{-1}; & \omega_3 &= \frac{V_{BO_3}}{l_{O_3B}} = \frac{0,1477}{0,13} = 1,14 \text{с}^{-1}; \\ \omega_4 &= \frac{V_{DC}}{l_{DC}} = \frac{0,0095}{0,0549} = 0,173 \text{с}^{-1}; & \omega_5 &= \frac{V_{DO_5}}{l_{O_5D}} = \frac{0,0642}{0,1576} = 0,407 \text{с}^{-1}; \\ \omega_6 &= \frac{V_{EC}}{l_{CE}} = 0,173 \text{с}^{-1}; & \omega_7 &= \frac{V_{EO_7}}{l_{O_7E}} = 0,407 \text{с}^{-1}.\end{aligned}\quad (7)$$

Значения ускорений точек механизма необходимо для последующего кинестатического исследования. Построим план ускорений для центрального положения механизма (рис. 3).

Ускорение точки A , принадлежащей ведущему звену механизма, определяется векторным уравнением:

$$\overline{a_A} = \overline{a_{O_1}} + \overline{a_{AO_1}^n} + \overline{a_{AO_1}^\tau}, \quad (8)$$

где $\overline{a_{O_1}} = 0$, так как O_1 – центр вращательной пары, соединяющей ведущее звено стойкой; $\overline{a_{AO_1}^n}$ – нормальное (центростремительное) ускорение; $\overline{a_{AO_1}^\tau}$ – касательное (тангенциальное) ускорение.

Предполагаем, что ведущее звено вращается равномерно, т.е. можно принять $\varepsilon_1 = 0$:

$$\overline{a_{AO_1}^\tau} = \varepsilon_1 \cdot l_{O_1A} = 0; \quad (9)$$

$$\overline{a_{AO_1}^n} = \omega_1^2 \cdot l_{O_1A} = 7,33^2 \cdot 0,02 = 1,074 \text{м/с}^2. \quad (10)$$

Определим масштабный коэффициент плана ускорений:

$$\mu_a = \frac{a_A}{\pi a} = \frac{1,074}{107,4} = 0,01 \frac{\text{м}}{\text{с}^2 \text{мм}}. \quad (11)$$

Ускорение точки B определим с помощью системы векторных уравнений:

$$\begin{cases} \overline{a_B} = \overline{a_A} + \overline{a_{BA}^n} + \overline{a_{BA}^\tau}, \\ \overline{a_B} = \overline{a_{O_3}} + \overline{a_{BO_3}^n} + \overline{a_{BO_3}^\tau}, \end{cases} \quad (12)$$

при этом $\overline{a_{BA}^n} \parallel \overline{AB}$, $\overline{a_{BA}^\tau} \perp \overline{AB}$, $\overline{a_{BO_3}^n} \parallel \overline{O_3B}$ и $\overline{a_{BO_3}^\tau} \perp \overline{O_3B}$.

Нормальные составляющие относительных ускорений во вращательном движении точки B относительно точек A и O_3 :

$$\overline{a_{BA}^n} = \omega_2^2 \cdot l_{AB} = 0,07^2 \cdot 0,12823 = 0,00063 \text{м/с}^2;$$

$$\overline{a_{BO_3}^n} = \omega_3^2 \cdot l_{O_3B} = 1,14^2 \cdot 0,13 = 0,169 \text{м/с}^2,$$

на плане изображаются отрезками:

$$ab' = \frac{\overline{a_{BA}^n}}{\mu_a} = \frac{0,00063}{0,01} = 0,063 \text{ мм (величина пренебрежимо мала);}$$

$$\pi b'' = \frac{\overline{a_{BO_3}^n}}{\mu_a} = \frac{0,169}{0,01} = 16,9 \text{ мм.}$$

На плане ускорений из точки b' проводим линию перпендикулярно звену AB , а из точки b'' – перпендикулярно O_3B , на их пересечении найдем точку b .

Из плана ускорений: $b'b = 91,4$ мм, $b''b = 7,7$ мм и $\pi b = 18,6$ мм, тогда ускорения:

$$\begin{aligned} a_{BA}^{\tau} &= b'b \cdot \mu_a = 91,4 \cdot 0,01 = 0,914 \text{ м/с}^2; \\ a_{BO_3}^{\tau} &= b''b \cdot \mu_a = 7,7 \cdot 0,01 = 0,077 \text{ м/с}^2; \\ a_B &= \pi b \cdot \mu_a = 18,6 \cdot 0,01 = 0,186 \text{ м/с}^2. \end{aligned} \quad (13)$$

Ускорение точки C определится по теореме подобия:

$$\begin{aligned} \frac{O_3B}{O_3C} &= \frac{\pi b}{\pi c} \Rightarrow \pi c = \pi b \frac{O_3C}{O_3B} = 18,6 \frac{55,87}{130} = 8 \text{ мм}; \\ a_C &= \pi c \cdot \mu_a = 8 \cdot 0,01 = 0,08 \text{ м/с}^2. \end{aligned}$$

Ускорение точки D определится с помощью системы векторных уравнений:

$$\begin{cases} \overline{a_D} = \overline{a_C} + \overline{a_{DC}^n} + \overline{a_{DC}^{\tau}}, \\ \overline{a_B} = \overline{a_{O_5}^n} + \overline{a_{DO_5}^n} + \overline{a_{DO_5}^{\tau}}, \end{cases}$$

при этом $\overline{a_{DC}^n} \parallel CD$, $\overline{a_{DC}^{\tau}} \perp CD$, $\overline{a_{DO_5}^n} \parallel O_5D$ и $\overline{a_{DO_5}^{\tau}} \perp O_5D$.

$$\begin{aligned} a_{DC}^n &= \omega_4^2 \cdot l_{CD} = 0,173^2 \cdot 0,0549 = 0,0016 \text{ м/с}^2; \\ a_{DO_5}^n &= \omega_5^2 \cdot l_{O_5D} = 0,407^2 \cdot 0,1576 = 0,0261 \text{ м/с}^2. \end{aligned}$$

На плане ускорений a_{DC}^n и $a_{DO_5}^n$ изображаются отрезками:

$$\begin{aligned} cd' &= \frac{a_{DC}^n}{\mu_a} = \frac{0,0016}{0,01} = 0,16 \text{ мм (величина пренебрежимо мала);} \\ \pi d'' &= \frac{a_{DO_5}^n}{\mu_a} = \frac{0,0261}{0,01} = 2,61 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Из плана ускорений: $d'd = 5,132$ мм, $d''d = 3$ мм и $\pi d = 4$ мм, тогда ускорения:

$$\begin{aligned} a_{DC}^{\tau} &= d'd \cdot \mu_a = 5,132 \cdot 0,01 = 0,05132 \text{ м/с}^2; \\ a_{DO_5}^{\tau} &= d''d \cdot \mu_a = 3 \cdot 0,01 = 0,03 \text{ м/с}^2; \\ a_D &= \pi d \cdot \mu_a = 4 \cdot 0,01 = 0,04 \text{ м/с}^2. \end{aligned}$$

Ускорение точки K определится по теореме подобия:

$$\begin{aligned} \Delta O_5KD &\approx \Delta \pi kd; \quad \angle k\pi d = 4,5^\circ; \\ \frac{O_5K}{O_5D} &= \frac{\pi k}{\pi d} \Rightarrow \pi k = \pi d \frac{O_5K}{O_5D} = 4 \cdot \frac{102,67}{157,6} = 2,606 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Ускорение $a_K = \pi k \cdot \mu_a = 2,606 \cdot 0,01 = 0,02606 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$.

Ускорение точки E :

$$\begin{cases} \overline{a_E} = \overline{a_C} + \overline{a_{EC}^n} + \overline{a_{EC}^{\tau}}, \\ \overline{a_E} = \overline{a_{O_7}^n} + \overline{a_{EO_7}^n} + \overline{a_{EO_7}^{\tau}}, \end{cases}$$

при этом $\overline{a_{EC}^n} \parallel CE$, $\overline{a_{EC}^{\tau}} \perp CE$, $\overline{a_{EO_7}^n} \parallel O_7D$ и $\overline{a_{EO_7}^{\tau}} \perp O_7D$.

$$\begin{aligned} a_{EC}^n &= \omega_6^2 \cdot l_{CE} = 0,173^2 \cdot 0,0549 = 0,00164 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}; \\ a_{EO_7}^n &= \omega_7^2 \cdot l_{O_7E} = 0,407^2 \cdot 0,1576 = 0,0261 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}; \end{aligned}$$

$$ce' = \frac{a_{EC}^n}{\mu_a} = 0,164 \text{ мм (пренебрежимо мало);}$$

$$\pi e'' = \frac{a_{EO_7}^n}{\mu_a} = 2,61 \text{ мм.}$$

Из плана ускорений: $e'e = 4,14 \text{ мм}$, $e''e = 3,8 \text{ мм}$ и $\pi e = 4,6 \text{ мм}$, тогда ускорения:

$$a_{EC}^{\tau} = e'e \cdot \mu_a = 4,14 \cdot 0,01 = 0,0414 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{EO_7}^{\tau} = e''e \cdot \mu_a = 3,8 \cdot 0,01 = 0,038 \text{ м/с}^2;$$

$$a_E = \pi e \cdot \mu_a = 4,6 \cdot 0,01 = 0,046 \text{ м/с}^2.$$

Ускорение точки M определится по теореме подобия:

$$\Delta O_7ME \approx \Delta \pi te; \quad \angle m\pi e = 4,5^\circ;$$

$$\frac{O_7E}{O_7M} = \frac{\pi e}{\pi t} \Rightarrow \pi t = \pi e \frac{O_7M}{O_7E} = 4,6 \cdot \frac{102,67}{157,6} = 3 \text{ мм.}$$

$$\text{Ускорение } a_k = \pi t \cdot \mu_a = 3 \cdot 0,01 = 0,03 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}.$$

Фрагмент плана ускорений для точек, принадлежащих звеньям 5-7 механизма (в связи с их малыми значениями), выполнен в масштабном

коэффициенте $\mu_a = 0,001 \frac{\text{м}}{\text{с}^2 \text{ мм}}$, позволяющем показать

вектора данных точек в увеличенном виде по отношению к основному плану (рис. 4).

После нахождения касательных ускорений вычисляются угловые ускорения соответствующих звеньев по формулам:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^{\tau}}{l_{AB}} = \frac{0,914}{0,128} = 7,14 \text{ с}^{-2};$$

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{BO_3}^{\tau}}{l_{O_3B}} = \frac{0,077}{0,13} = 0,6 \text{ с}^{-2};$$

$$\varepsilon_4 = \frac{a_{DC}^{\tau}}{l_{CD}} = \frac{0,05132}{0,0549} = 0,935 \text{ с}^{-2};$$

$$\varepsilon_5 = \frac{a_{DO_5}^{\tau}}{l_{O_5D}} = \frac{0,03}{0,1576} = 0,19 \text{ с}^{-2};$$

$$\varepsilon_6 = \frac{a_{EC}^{\tau}}{l_{CE}} = \frac{0,0414}{0,0549} = 0,75 \text{ с}^{-2};$$

$$\varepsilon_7 = \frac{a_{EO_7}^{\tau}}{l_{O_7E}} = \frac{0,038}{0,1576} = 0,241 \text{ с}^{-2}.$$

В результате графоаналитического исследования кинематики двухкамерной щековой дробилки построены план механизма, а также планы скоростей и ускорений для звеньев 1-7. Определены численные значения линейных и угловых скоростей, а также ускорений точек механизма.

Выводы. Установлено, что при заданной частоте вращения приводного звена движение звеньев обеспечивает непрерывный рабочий процесс дробления. Полученные данные могут быть использованы для прочностных расчётов, оценки износостойкости элементов и дальнейшего анализа конструкции.

Финансирование. Исследование выполнено за счёт средств ФГБОУ ВО «СибГИУ», договор №117/2025/УНИ от 01.04.2025 г.

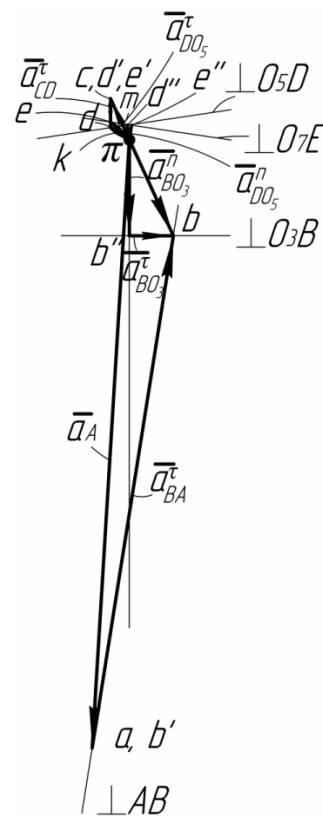


Рис. 3. План ускорений

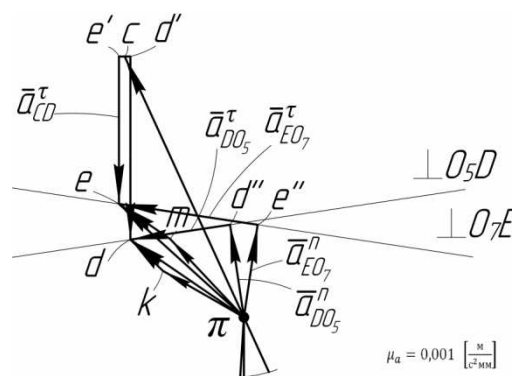


Рис. 4. Фрагмент плана ускорений

Список литературы

1. Jack de la Vergne. Hard Rock Miner's Handbook. – Edmonton. Alberta, Canada: Stantec Consulting, 2008. – 330 p.
2. Андреев С.Е., Петров В.А., Зверевич В.В. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых. – М.: Недра, 1980. – 415 с.
3. Holger Lieberwirth, Philipp Hillmann, Max Hesse. Dynamics in double roll crushers // Minerals Engineering. 2017, vol. 103-104, pp. 60-66. doi.org/10.1016/j.mineng. 2016.08.009.
4. Atta K.T., Euz'ebio T., Ibarra H., Silva Moreira V., Johansson A. Extension, Validation, and Simulation of a Cone Crusher Model // IFAC-PapersOnLine. 2019, vol. 52, no. 14, pp. 1-6. doi.org/10.1016/j. ifacol.2019.09.154.
5. Копосов П.В., Жуков И.А., Голиков Н.С. Щековые дробилки с криволинейным продольным профилем щек: классификация, тенденции развития и перспективы применения // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. – 2024. – № 24. – С. 135-145.
6. Патент №227063 РФ. Двухкамерная щековая дробилка / А.Г. Никитин, В.А. Лубин. – Заявка №2024113035 от 15.05.2024; опубл. 04.07.2024, Бюл. №19.
7. Никитин А.Г., Лубин В.А. Конструкция высокопроизводительной двухкамерной щековой дробилки // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. – 2024. – №26. – С. 68-72. – doi.org/10.26160/2658-3305-2024-26-68-72.
8. Артоболевский И.И., Левитский Н.И., Черкудинов С.А. Синтез плоских механизмов. – М.: Физматгиз, 1959. – 1084 с.
9. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1973. – 592 с.
10. Дждолдасбеков У.А. Графоаналитические методы анализа и синтеза механизмов высоких классов. – Алма-Ата: Наука, 1983. – 256 с.

References

1. Jack de la Vergne. Hard Rock Miner's Handbook. – Edmonton. Alberta, Canada: Stantec Consulting, 2008. – 330 p.
2. Andreev S.E., Petrov V.A., Zverevich V.V. Crushing, grinding and screening of minerals. – M.: Nedra, 1980. – 415 p.
3. Holger Lieberwirth, Philipp Hillmann, Max Hesse. Dynamics in double roll crushers // Minerals Engineering. 2017, vol. 103-104, pp. 60-66. doi.org/10.1016/j.mineng. 2016.08.009.
4. Atta K.T., Euz'ebio T., Ibarra H., Silva Moreira V., Johansson A. Extension, Validation, and Simulation of a Cone Crusher Model // IFAC-PapersOnLine. 2019, vol. 52, no. 14, pp. 1-6. doi.org/10.1016/j. ifacol.2019.09.154.
5. Koposov P.V., Zhukov I.A., Golikov N.S. Jaw crushers with curved longitudinal profile of cheeks: classification, development trends and application prospects // Transport, mining and construction engineering: science and production. 2024, no. 24, pp. 135-145. doi.org/10.26160/2658-3305-2024-24-135-145.
6. Patent No. 227063 RU. Two-chamber jaw crusher / A.G. Nikitin, V.A. Lubin. – Appl. No. 2024113035 from 15.05.2024; publ. 04.07.2024, Bul. No. 19.
7. Nikitin A.G., Lubin V.A. Design of a high-performance two-chamber jaw crusher // Transport, mining and construction engineering: science and production. 2024, no. 26, pp. 68-72. doi.org/10.26160/2658-3305-2024-26-68-72.
8. Artobolevsky I.I., Levitsky N.I., Cherkudinov S.A. Synthesis of flat mechanisms. – M.: Fizmatgiz, 1959. – 1084 p.
9. Kozhevnikov S.N. Theory of mechanisms and machines. – M.: Mechanical Engineering, 1973. – 592 p.
10. Dzholdasbekov U.A. Graph-analytical methods of analysis and synthesis of high-class mechanisms. – Alma-Ata: Science, 1983. – 256 p.

Сведения об авторах:

Information about authors:

Никитин Александр Григорьевич – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры механики и машиностроения	Nikitin Aleksandr Grigorievich – doctor of technical sciences, professor, professor at the department of mechanics and mechanical engineering
Лубин Владислав Александрович – аспирант	Lubin Vladislav Aleksandrovich – postgraduate student
Адамович Наталья Олеговна – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры механики и машиностроения	Adamovich Natalia Olegovna – candidate of technical sciences, associate professor, department of mechanics and mechanical engineering
nikitin1601@yandex.ru	

Получена 07.07.2025