

СТАТИЧНИЙ СИЛОВОЙ АНАЛІЗ ЩОКОВОЇ ДРОБАРКИ ЗІ СКЛАДНИМ РУХОМ ЩОКИ

¹Полушина М.В., ¹Москальова Т.В., ¹Ганкевич В.Ф.

¹ Національний технічний університет «Дніпровська політехніка»

СТАТИЧЕСКИЙ СИЛОВОЙ АНАЛИЗ ЩЕКОВОЙ ДРОБИЛКИ СО СЛОЖНЫМ ДВИЖЕНИЕМ ЩЕКИ

¹Полушина М.В., ¹Москалева Т.В., ¹Ганкевич В.Ф.

¹ Национальный технический университет «Днепро́вская политехника»

STATIC FORCE ANALYSIS OF A SINGLE TOGGLE JAW CRUSHER

¹Polushyna M.V., ¹Moskalova T.V., ¹Hankevich V.F.

¹ National Technical University Dnipro Polytechnic

Анотація. В вітчизняній та зарубіжній літературі зустрічаються різні рекомендації щодо закону розподілу навантаження від дроблення матеріала по плиті щоккових дробарок: рівномірний, лінійний або нелінійний. Спосіб розподілу зовнішнього навантаження по рухомій щоці впливає на рівнодіючу силу дроблення, місце її прикладення, і в свою чергу, на зусилля, що діють в ланках щоккової дробарки. Особливістю щоккової дробарки зі складним рухом щоки є те, що на ексцентриковий вал діє велике навантаження, тому що зусилля дроблення прямо передаються вал. Для розрахунку на міцність деталей дробарки важливо визначити найгірший розрахунковий випадок. В статті проведено дослідження впливу місця прикладення сили дроблення на зусилля, що діють на ексцентриковий вал і розпірну плиту щоккової дробарки зі складним рухом щоки в умовах статички. Складено кінематичну схему механізму щоккової дробарки зі складним рухом щоки у вигляді чотирьохланкового кривошипно-шатунного механізму. Отримано залежності кутів повороту ланок механізму від кута повороту ексцентрикового валу дробарки та побудовані траєкторії руху різних точок рухомої щоки. Визначені ділянки рухомої плити, які дроблять завантажений у камеру дробарки матеріал за цикл повороту ексцентрикового валу. Проведено силовий аналіз механізму щоккової дробарки зі складним рухом щоки в статичці, нехтуючи масами і силами тертя, який дозволив зрозуміти механізм передачі крутного моменту ланкам дробарки, визначити зусилля в розпірній плиті та в підшипниках на ексцентриковому валу, а також визначити переміщення точки прикладення рівнодіючої сили від навантаження дроблення уздовж рухомої щоки в процесі дроблення. Побудовані залежності сил, що діють на ексцентриковий вал і розпірну плиту від точки прикладення сили дроблення дозволили встановити найгірший розрахунковий випадок для визначення навантажень на ланки механізму. Встановлено, що максимальні зусилля на ексцентриковому валу і в розпірній плиті виникають при прикладанні сили дроблення в нижній зоні рухомої щоки, що відповідає нелінійному характеру розподілу навантаження від дроблення по рухомій щоці.

Ключові слова: щоккова дробарка зі складним рухом щоки, кінематична схема, ексцентриковий вал, розпірна плита

Постановка проблеми. В процесі експлуатації деталі щоккової дробарки знаходяться під дією великих навантажень, які виникають в результаті передачі зусилля дроблення від плит дробарки. Рекомендації щодо розподілу навантаження по плиті відрізняються у вітчизняній літературі та за кордоном. В Україні застосовується методика радянських вчених Б.В. Клушанцева, В.О. Баумана, Ю.О. Муйземнек [1, 2, 3] та ін., в якій рівномірний розподіл навантаження від дроблення вздовж щоки пропонується замінювати рівнодіючою силою, яка прикладається перпендикулярно плиті в центрі (рис. 1, а). В зарубіжній літературі [4, 5] рекомендуються лінійний (рис. 1, б) або нелінійний (рис. 1, в) закони розподілу навантаження від дроблення та, відповідно, рівнодіюча від розподіленого навантаження від дроблення прикладається ближче до низу плити.

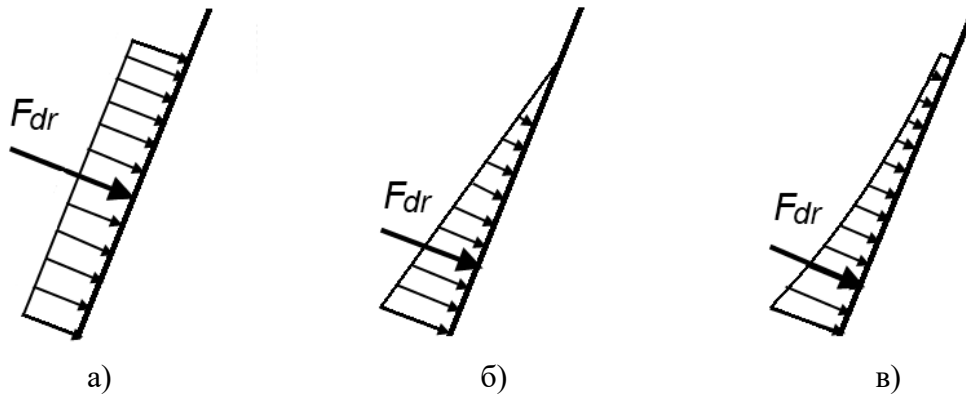


Рисунок 1 – Розподіл навантаження дроблення на рухому щоку:
а) рівномірне; б) лінійне; в) нелінійне

Метод розподілу зовнішнього навантаження на рухомій щоці впливає на рівнодіючу силу від дроблення, місце її прикладання, та, в свою чергу, на зусилля, що діють в ланках щокової дробарки.

Особливістю щокової дробарки із складним рухом щоки є те, що на ексцентриковий вал діє велике навантаження, тому що зусилля дроблення прямо передаються вал. Для розрахунку на міцність деталей дробарки важливо визначити найгірший розрахунковий випадок.

Ціль роботи. У даній роботі розглядається питання про місце прикладання на рухому плиту рівнодіючої сили від навантаження в процесі дроблення та його вплив на зусилля, що діють на ексцентриковий вал, розпірну плиту та інші деталі конструкції рухомої щоки щокової дробарки із складним рухом щоки (ЩДС) з метою визначення найгіршого розрахункового випадку.

Механізм щокової дробарки із складним рухом щоки можна представити у вигляді шарнірного чотирьох-ланкового механізму (рис. 2), в якому кривошип 2 замінює ексцентриковий вал, шатун 3 – рухому щоку, коромисло 4 – розпірну плиту, 5 – нерухома щока. l_1, l_2, l_3, l_4 – довжини ланок, $\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4$ – кути повороту ланок.

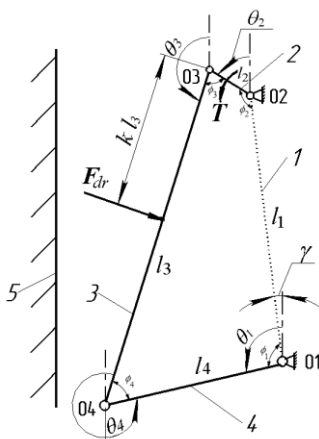


Рисунок 2 – Розрахункова схема механізму ЩДС

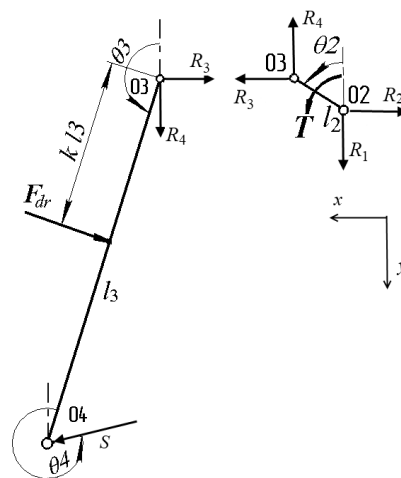


Рисунок 3 – Сили, що діють на ланки рухомої щоки ЩДС

Поєднавши діагоналю вершини O3, O1 чотирикутника O1O2O3O4, отримаємо два трикутника, що мають спільну сторону O3O1. Використовуючи теорему косинусів, отримаємо:

$$l_3^2 + l_4^2 - 2 \cdot l_3 \cdot l_4 \cdot \cos(\phi_4) = l_1^2 + l_2^2 - 2 \cdot l_1 \cdot l_2 \cdot \cos(\phi_2). \quad (1)$$

Аналогічно для діагоналі O2O4, отримаємо два трикутника із загальною стороною O2O4 та рівняння:

$$l_2^2 + l_3^2 - 2 \cdot l_2 \cdot l_3 \cdot \cos(\phi_3) = l_1^2 + l_4^2 - 2 \cdot l_1 \cdot l_4 \cdot \cos(\phi_1). \quad (2)$$

При переході від внутрішніх кутів ϕ_i до кутів повороту ланок θ_i отримаємо рівняння, що зв'язують довжини ланок з кутами повороту цих ланок:

$$l_3^2 + l_4^2 - l_1^2 + l_2^2 = 2 \cdot l_3 \cdot l_4 \cdot \cos(\theta_3 - \theta_1) + 2 \cdot l_1 \cdot l_2 \cdot \cos(\theta_2 - \gamma);$$

$$l_2^2 + l_3^2 - l_4^2 + l_1^2 = -2 \cdot l_2 \cdot l_3 \cdot \cos(\theta_3 - \theta_2) - 2 \cdot l_4 \cdot l_1 \cdot \cos(\theta_1 - \gamma).$$

Вище неведені рівняння були вирішені чисельними методами в програмі Mathcad, було отримано залежності кутів повороту ланок механізму ЩДС $\theta_3, \theta_1, \theta_4$ від кута повороту кривошипа θ_2 .

В якості об'єкта для дослідження взята дробарка ЩДС600x900 з наступними геометричними параметрами: $l_1 = 1288$ мм, $l_2 = 14$ мм, $l_3 = 1571$ мм, $l_4 = 520$ мм, $\gamma = 1,17^\circ$.

Маючи залежності між кутами повороту ланок кривошипно-шатуного механізму нескладно побудувати траєкторії руху різних точок рухомої щоки (рис. 4).

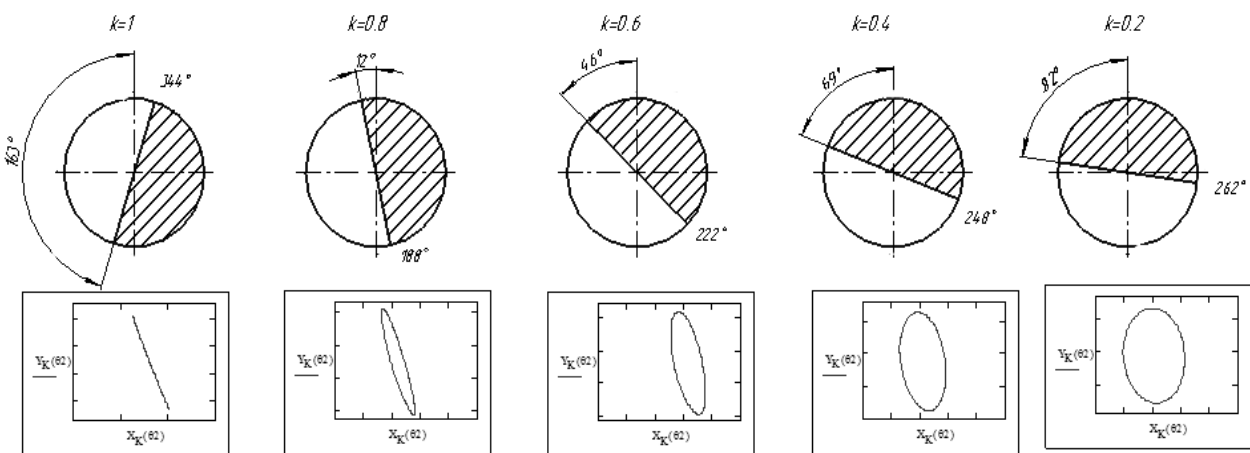


Рисунок 4 – Кути повороту ексцентрикового валу відповідно фазам дроблення (заштриховані ділянки), та траєкторія руху точок рухомої щоки від нижньої точки ($k = 1$) – до верхньої точки ($k = 0,2$)

Для зручності подальших міркувань будемо визначати положення точки на рухомій щоці O3O4 коефіцієнтом k , де відстань $k \cdot l_3$ відраховується від шарніра O3. Таким чином, значення $k = 1$ відповідає нижній точці O4, $k = 0$ –

верхній точці ОЗ. З огляду на те, що дроблення в точці ОЗ неможливо, прийємо граничне значення коефіцієнта $k = 0,2$. На рисунку 4 схематично зображено окружності, що являють собою кут повороту кривошипа. Заштриховані області кола відповідають фазам дроблення для різних точок рухомої щоки, розташування яких задано коефіцієнтом k . Фаза дроблення визначалася зі зміни координати X за цикл обертання кривошипа. При зменшенні X відбувається дроблення матеріалу, при збільшенні – розвантаження матеріалу.

Графіки показують як змінюється траєкторія точок вздовж щоки. У нижній точці щоки еліпс перетворюється в криву з відношенням вертикальної до горизонтальної складової ходу рівним 2,25. Для верхньої точки щоки траєкторія наближається до кола з відношенням вертикальної до горизонтальної складової ходу рівним 1,3. В межах повороту ексцентрикового валу від 163° до 82° , що становить близько $\frac{3}{4}$ оберту ексцентрикового валу, відбувається дроблення МА-теріалу, що легко визначити накладенням одної на одну фаз дроблення для різних точок (різні значення k на рис. 4). Однак в процесі дроблення беруть участь різні зони рухомої щоки. Повністю вся щока дробить в межах повороту ексцентрик-ового валу від 262° до 344° , тобто $\frac{1}{4}$ оберту. При повороті від 163° до 188° дробить тільки нижня частина щоки, потім, при збільшенні кута повороту в процес дроблення включається середня частина, а далі і верхня частина щоки. В межах кута повороту від 69° до 82° бере участь в дробленні лише верхня части-на щоки. Холостий хід дробарки відбувається в межах від 82° до 163° , що ста-новить приблизно $\frac{1}{4}$ оберту ексцентрикового валу, а процес дроблення – $\frac{3}{4}$ обе-рту ексцентрикового валу. Таким чином, щокова дробарка зі складним рухом щоки більш продуктивна, ніж дробарка з простим рухом щоки, в якій процес дроблення становить лише $\frac{1}{2}$ оберту ексцентрикового валу.

Виконаємо силовий аналіз механізму щокової дробарки зі складним рухом щоки в статиці, нехтуючи масами і силами тертя, який дозволить зрозуміти механізм передачі крутного моменту ланкам дробарки, а також визначити зусилля в розпірній плиті та в підшипниках на ексцентриковому валу.

Розрахункова схема представлена на рис. 3, де F_{dr} – зусилля дроблення, що спрямовано перпендикулярно плиті, місце прикладання якого відносно ОЗ задається коефіцієнтом k , T – крутний момент, що приводить в обертання екс-центриковий вал. Розглянемо рівновагу окремо кривошипа та шатуна. R_1 та R_2 – складові реакції в шарнірній опорі кривошипа О2, R_3 та R_4 – складові реакції в шарнірі ОЗ, S – зусилля в ланці О4О1 (розпірній плиті). Рівняння рівноваги наведені нижче:

$$\begin{cases} R_2 = R_3, \\ R_1 = R_4, \\ T - R_1 \cdot l_2 \cdot \sin(\theta_2) + R_2 \cdot \cos(\theta_2) = 0, \\ -F_{dr} \cdot \cos(\pi - \theta_3) + S \cdot \cos(\theta_1 - \pi / 2) - R_3 = 0, \\ F_{dr} \cdot \sin(\pi - \theta_3) + S \cdot \sin(\theta_1 - \pi / 2) + R_4 = 0, \\ F_{dr} \cdot k \cdot l_3 - S \cdot \sin(\phi_4) \cdot l_3 = 0. \end{cases}$$

Після вирішення цієї системи рівнянь отримаємо наступні опорні реакції в безрозмірному виді, відносно зусилля дроблення F_{dr} :

$$s(\theta_2) = \frac{S}{F_{dr}} = \frac{1}{2 \sin(\theta_3 - \theta_1)},$$

$$r_1(\theta_2) = \frac{R_1}{F_{dr}} = \left(\sin(\theta_3) - \frac{k}{\sin(\theta_3 - \theta_1)} \cdot \cos(\theta_1) \right),$$

$$r_2(\theta_2) = \frac{R_2}{F_{dr}} = - \left(\frac{k}{\sin(\theta_3 - \theta_1)} \cdot \sin(\theta_1) + \cos(\theta_3) \right),$$

а також відношення між зусиллям дроблення та зусиллям від крутного моменту

$$f_{dr}(\theta_2) = \frac{F_{dr} \cdot l_2}{T} = \frac{-2 \cdot \sin(\theta_1 - \theta_3)}{\sin(\theta_1 - \theta_2) \cdot (1 - 2k) + \sin(\theta_1 + \theta_2 - 2\theta_3)}.$$

На рисунку 5 представлені залежності $f_{dr}(\theta_2)$ при різних значеннях коефіцієнта k . Пунктирними вертикальними лініями позначені кути повороту кривошипа θ_{21} , θ_{22} , що відповідають двом граничним положенням кривошипно-шатунного механізму, коли шатун і кривошип лежать на одній лінії. Розриви в функції $f_{dr}(\theta_2)$ та її значення, рівні нескінченності, пояснюються тим, що при зміні θ_2 змінюються величина і напрямки опорних реакцій S та $R = \sqrt{R_1^2 + R_2^2}$.

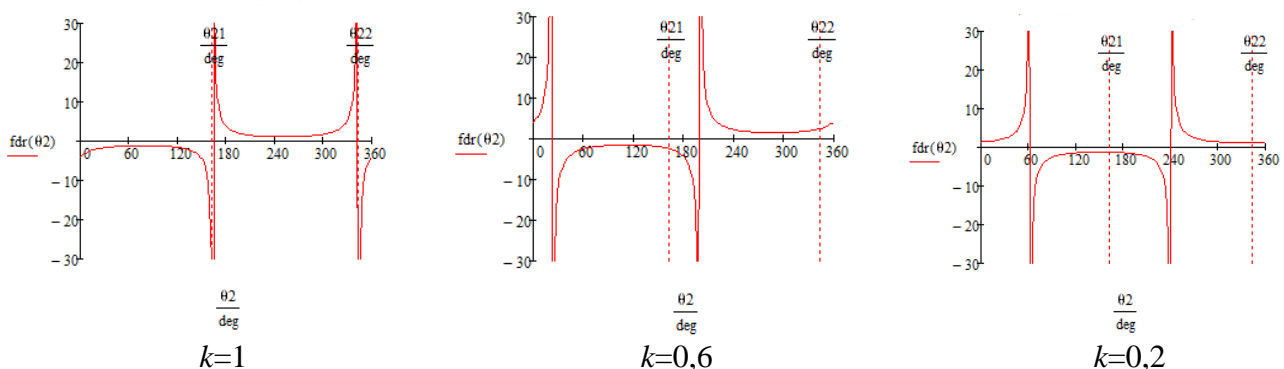


Рисунок 5 – Графіки зміни $f_{dr}(\theta_2)$ при різних значеннях коефіцієнта k

У положенні, коли точка перетину ліній дії сил R та S наближається до лінії дії сили F_{dr} , значення F_{dr} збільшується та стає рівним нескінченності, коли лінії дії всіх сил перетинається в одній точці. Це положення демонструється на рисунку 6 та умовою рівноваги $\sum M_o = F_{dr} \cdot d - T = 0$.

Графіки на рисунку 5 свідчать, що процес дроблення, який відповідає додатнім значенням f_{dr} , відбувається приблизно на половині циклу оберту кривошипа для кожного значення коефіцієнта k . Ці графіки корелюють з графіками на рисунку 4 та ілюструють, що за цикл повороту ексцентрикового валу дроблення відбувається в різних зонах рухомої щоки.

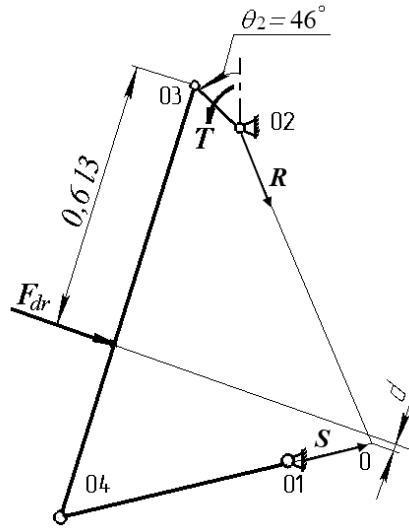


Рисунок 6 – Лінії дії сил на механізм ЩДС

На рисунку 7 наведено графіки зміни опорних реакцій в шарнірній опорі O2 та коромислі O1O4 за оберт кривошипа при $k = 0,8$, що відповідає прикладанню сили дроблення внизу плити. Для цього випадку сила діє в межах кута повороту кривошипа від $\theta_2 = 188^\circ$ до $\theta_2 = 12^\circ$. Максимум реакцій відповідає $\theta_2 = 188^\circ$, коли кривошип розташовано нижче шарніру O2, мінімум – $\theta_2 = 12^\circ$, коли кривошип знаходиться вище шарніру O2. Характер зміни реакцій $r(\theta_2)$ та $s(\theta_2)$ однаковий при різних значеннях коефіцієнта k .

Проаналізуємо вплив місця прикладання зусиль дроблення на величину максимальних реакцій механізму ЩДС. На рис. 8 побудовані залежності максимальних зусиль $r_{max}(k)$, що діють на підшипники на ексцентриковому валу (шарнір O2), та $s_{max}(k)$ в розпірній плиті (коромисло) в залежності від місця прикладання зусиль дроблення.

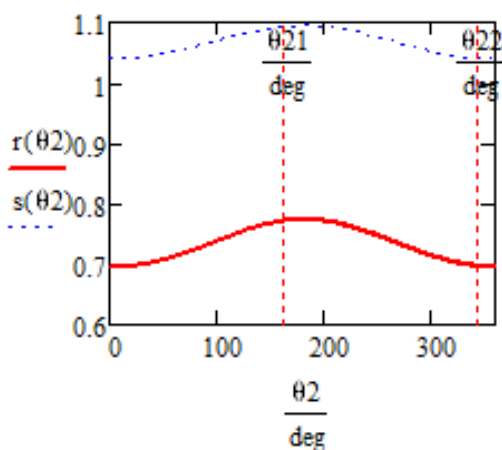


Рисунок 7 – Графіки зміни опорних реакцій на ексцентриковому валу та в розпірній плиті за цикл дроблення при $k = 0.8$

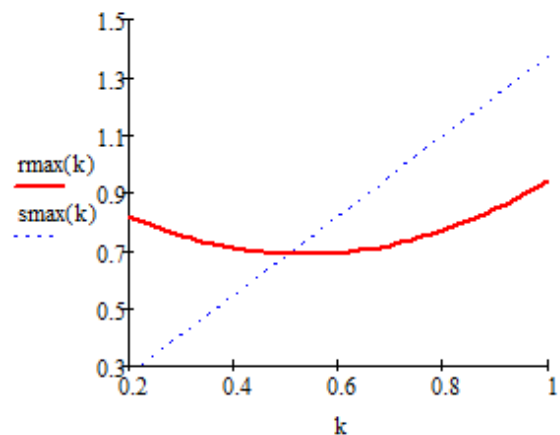


Рисунок 8 – Графіки залежності максимальних опорних реакцій на ексцентриковому валу та в розпірній плиті від місця прикладання зусиль дроблення

Графіки показують, що максимальні опорні реакції виникають при дії зусилля дроблення в нижній точці рухомої щоки, при $k = 1 \dots 0,8$. Функція $\sigma_{\max}(k)$ лінійно зростає при збільшенні k . Функція $\tau_{\max}(k)$ нелінійна і має мінімум при $k = 0,5 \dots 0,6$.

Висновки. Складена математична модель механізму щокової дробарки із складним рухом щоки у вигляді кривошипно-шатунного механізму дозволила побудувати траєкторії руху різних точок вздовж рухомої плити, розташування яких задається коефіцієнтом k та визначити діапазони повороту ексцентрикового валу, відповідні фазам дроблення для різних ділянок рухомої плити.

Показано, що в залежності від кута повороту кривошипа рівнодіюча навантаження дроблення змінює своє положення та в процесі дроблення беруть участь різні ділянки щоки.

Обґрунтовано відомий факт, що щокова дробарка зі складним рухом щоки при інших рівних умовах має на 25...30% більшу продуктивність ніж щокова дробарка з простим рухом щоки.

Встановлено, що максимальні зусилля на ексцентриковому валу і в розпірній плиті виникають при прикладанні зусилля дроблення в нижній зоні рухомої плити при $k = 1 \dots 0,8$. Таке прикладання відповідає нелінійному характеру розподілу навантаження дроблення.

При прикладанні навантаження дроблення посередині ($k = 0,5 \dots 0,6$) зусилля, що передаються на ексцентриковий вал мінімальні.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРЫ

1. Клушанцев Б.В., Косарев А.И., Муйземнек Ю.А. Дробилки. Конструкция, расчет, особенности эксплуатации – М.: Машиностроение, 1990. 320 с.
2. Борщев В. Я. Оборудование для измельчения материалов: дробилки и мельницы. Тамбов: Издательство Тамбовского Государственного Технического Университета, 2004. 75 с.
3. Бауман В.А., Клушанцев Б.В., Мартынов В.Д. Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций. М.: Машиностроение. 1984. 324 с.
4. Cao Jinxi; Qin Zhiyu; Rong Xingfu; Yang Shichun Experimental Research on Crushing Force and its Distribution Feature in Jaw Crusher. 2007 2nd IEEE Conference on Industrial Electronics and Applications
5. Paweł Ciężkowski, Sebastian Bąk, Jarosław Kuśmierczyk. Load distribution of a fixed jaw for sandstone "mucharz" crushing / *AGH Journal of Mining and Geoengineering*. 2013. Vol. 37. No. 2. Available at: <http://dx.doi.org/10.7494/mining.2013.37.2.15>

REFERENCES

1. Klushantsev B.V., Kosarev A.I. and Muzyemnek Yu.A. (1990), *Drobilki. Konstruktsiya, raschet, osobennosti ekspluatatsii* [Crusher. Design, calculation, features of maintenance], Mashinostroenie, Moscow, SU.
 2. Borshchev V.Ya (2004), *Oborudovanie dlya izmelcheniya materialov: drobilki i melnitsy* [Equipment for grinding materials: crushers and mills], Tambov State Technical University, Tambov, RU.
 3. Bauman V.A., Klushantsev B.V. and Martynov V.D (1984), *Mekhanicheskoe oborudovanie predpriyatij stroitelnykh materialov, izdeliy i konstryktsiy* [Mechanical equipment for enterprises of building materials, products and structures], Mashinostroenie, Moscow, SU.
 4. Cao Jinxi, Qin Zhiyu, Rong Xingfu and Yang Shichun (2007), "Experimental research on crushing force and its distribution feature in jaw crusher", *2nd IEEE Conference on Industrial Electronics and Applications*, Harbin, China, 23-25 May 2007, available at: <https://ieeexplore.ieee.org/document/4318789> (Accessed 15 May 2020).
 5. Paweł Ciężkowski, Sebastian Bąk and Jarosław Kuśmierczyk (2013), "Load distribution of a fixed jaw for sandstone "mucharz" crushing ", *AGH Journal of Mining and Geoengineering*, Vol. 37, No. 2, available at: <http://dx.doi.org/10.7494/mining.2013.37.2.15> (Accessed 15 May 2020).
-

Про авторів

Полушина Марина Віталіївна, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри інжинірингу та дизайну в машинобудуванні Національного технічного університету «Дніпровська політехніка» (НТУ ДП), Дніпро, Україна, polushyna.m.v@nmu.one.

Москальова Тетяна Віталіївна, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри інжинірингу та дизайну в машинобудуванні Національного технічного університету «Дніпровська політехніка» (НТУ ДП), Дніпро, Україна, moskalova.t.v@nmu.one.

Ганкевич Валентин Феодосійович, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри інжинірингу та дизайну в машинобудуванні Національного технічного університету «Дніпровська політехніка» (НТУ ДП), Дніпро, Україна, hankevych.v.f@nmu.one.

About the authors

Polushyna Maryna Vitaliivna, Candidate of Technical Science (Ph.D.), Associate Professor in the Department of Mining Machines and Engineering of National Technical University Dnipro Polytechnic, Dnipro, Ukraine, polushyna.m.v@nmu.one.

Moskalova Tetyana Vitaliivna, Candidate of Technical Science (Ph.D.), Associate Professor in the Department of Mining Machines and Engineering of National Technical University Dnipro Polytechnic, Dnipro, Ukraine, moskalova.t.v@nmu.one.

Hankevich Valentyn Feodosiivych, Candidate of Technical Science (Ph.D.), Associate Professor in the Department of Mining Machines and Engineering of National Technical University Dnipro Polytechnic, Dnipro, Ukraine, hankevych.v.f@nmu.one.

Аннотация. В отечественной и зарубежной литературе встречаются различные рекомендации относительно закона распределения нагрузки от дробления материала по плите щековых дробилок: равномерный, линейный или нелинейный. Способ распределения внешней нагрузки по подвижной щеке влияет на равнодействующую силу дробления, место ее приложения, и в свою очередь, на усилия, действующие в звеньях щековой дробилки. Особенностью щековой дробилки со сложным движением щеки является то, что на эксцентриковый вал действует большая нагрузка, так как усилия дробления прямо передаются валу. Для расчета на прочность деталей дробилки важно определить худший расчетный случай. В статье проведено исследование влияния места приложения дробящей силы на усилия, действующие на эксцентриковый вал и распорную плиту щековой дробилки со сложным движением щеки в условиях статики. Составлена кинематическая схема механизма щековой дробилки со сложным движением щеки в виде четырехзвенного кривошипно-шатунного механизма. Получены зависимости углов поворота звеньев механизма от угла поворота эксцентрикового вала дробилки, построены траектории движения различных точек подвижной щеки и определены дробящие участки подвижной плиты за цикл дробления. Выполнен силовой анализ механизма щековой дробилки со сложным движением щеки в статике, пренебрегая массами и силами трения, который позволил понять механизм передачи крутящего момента звеньям дробилки, определить усилия в распорной плите и в подшипниках на эксцентриковом валу, а также перемещение точки приложения равнодействующей от дробящей нагрузки вдоль подвижной щеки в процессе дробления. Построенные графики зависимости сил, действующие на эксцентриковый вал и распорную плиту, от точки приложения силы дробления позволили установить наихудший расчетный случай для определения нагрузок в узлах механизма. Установлено, что максимальные усилия на эксцентриковом валу и в распорной плите возникают при приложении дробящего усилия в нижней зоне дробящей плиты. Такое приложение соответствует нелинейному характеру распределения дробящей нагрузки на подвижной щеке.

Ключевые слова: щековая дробилка со сложным движением щеки, кинематическая схема, эксцентриковый вал, распорная плита.

Annotation. There are various recommendations in domestic and foreign literature regarding the law of distribution of the crushing load along the swing plate of jaw crushers: even, linear or nonlinear. The method of load distribution along the swing jaw affects the resultant crushing force, its application point and, therefore, the forces subjected to the jaw crusher links. A feature of a single toggle jaw crusher is the strong force exerted on the eccentric shaft since the crushing forces are directly transferred to the shaft. Therefore, it is important to determine the worst design case in order to calculate the strength of crusher parts. This article represents the static study of the influence of the application point of the crushing force on the forces acting on the eccentric shaft and the toggle plate of the single toggle jaw crusher. During the study, a kinematic scheme of the mechanism of the single toggle jaw crusher in the form of a four-link crank mechanism was worked out. The dependences of the angles of the rotation of the link on the angle of the eccentric shaft rotation of the crusher were obtained, which allowed determining the trajectories of different points of the swing jaw and the sections of the moving plate which crushed feeding material during the cycle. Static force analysis of the mechanism of a single toggle jaw crusher was carried out which made it possible to understand the mechanism of torque transmission to the links of crusher, determine the forces acting on the toggle plate and the eccentric shaft bearings, as well as the shifting of application point position of the resultant crushing force along the swing plate during one stroke.

The graphs of dependencies of the forces acting on the eccentric shaft and the toggle plate on the position of application point of the crushing load were built, which made it possible to determine the worst case for calculating the strength of crushers' joints. It is established that maximum forces subjected to the eccentric shaft and the toggle plate occur when the crushing force is applied to the bottom zone of the moving plate. Such an application corresponds to the nonlinear distribution of the crushing load along the swing jaw.

Key words: single toggle jaw crusher, kinematic scheme, eccentric shaft, toggle plate.

Стаття надійшла до редакції 10.09. 2020

Рекомендовано до друку д-ром техн. наук В.П. Надутим