

УДК 621.01:621.926.001

АНАЛИЗ РАБОТЫ ШАРНИРА КРИВОШИП – КОРЕННАЯ ОПОРА КРИВОШИПНО-КОРОМЫСЛОВОГО МЕХАНИЗМА ЩЕКОВОЙ ДРОБИЛКИ

Никитин А.Г.¹, д.т.н., доцент, заведующий кафедрой «Машины и агрегаты технологического оборудования» (nikitin1601@yandex.ru)

Абрамов А.В.¹, аспирант кафедры «Машины и агрегаты технологического оборудования» (alex.abram@mail.ru)

Гредина А.А.¹, магистрант кафедры «Машины и агрегаты технологического оборудования» (amiliya07@mail.ru)

Гаряшин В.В.², к.т.н., начальник конструкторского отдела (vlgrsh@rambler.ru)

¹ Сибирский государственный индустриальный университет
(654007, Россия, Кемеровская обл., Новокузнецк, ул. Кирова, 42)

² ООО «СпецСвязьОборудование»
(654005, Россия, Кемеровская обл., Новокузнецк, ул. Орджоникидзе, 28А)

Аннотация. Анализ работы рычажных механизмов, имеющих внутренние степени свободы, которые обусловлены наличием зазоров в шарнирах, показал, что зазоры в шарнирах являются причиной возникновения дополнительных динамических сил. С целью устранения влияния зазоров в шарнирах на возникновение дополнительных динамических сил необходимо выявить закономерности появления импульсных нагрузок. Приведен анализ работы шарнира кривошип – коренная опора с зазором кривошипно-коромыслового механизма щековой дробилки. На основании полученных результатов определено, при каких положениях звеньев механизма происходит пересопряжение контактных поверхностей шарнира кривошип – коренная опора, что позволяет рационально использовать механизмы для выборки зазоров с упругими элементами, которые в течение всего цикла работы кривошипно-коромыслового механизма выбирают зазор в сочленении кривошип – коренная опора и тем самым предотвращают появление дополнительных динамических нагрузок.

Ключевые слова: щековая дробилка, кривошипно-коромысловый механизм, шарнир, зазор, пересопряжение поверхностей, дополнительные динамические силы.

DOI: 10.17073/0368-0797-2016-12-875-878

Кривошипно-коромысловые механизмы широко используются в качестве привода исполнительных механизмов многих машин, например, в щековых дробилках с одной подвижной щекой [1], подвижность которой обеспечивается шарнирами.

Рычажные механизмы, в том числе и кривошипно-коромысловые, всегда имеют внутренние степени свободы, что связано с наличием зазоров в шарнирах, а также с имеющимися погрешностями изготовления (погрешностями формы сопрягаемых элементов деталей и погрешностями сборки). Эти обстоятельства являются существенными, так как обуславливают соударение деталей во время их относительного движения в зазоре шарнира при работе механизма, когда происходит так называемый перебега зазора, и, как следствие, возникают дополнительные динамические нагрузки [2 – 5].

Точное аналитическое решение задачи определения величины нагрузок, возникающих при соударении звеньев шарнира во время перебега зазора, требует решения систем сложных нелинейных дифференциальных уравнений [6 – 9]. Однако при выявлении закономерности появления импульсных нагрузок и вызывающих

их причин возможно применение линейных уравнений и разработка конструктивных решений, предупреждающих их возникновение [10].

В работе [11] определено, что нарушение контакта в результате пересопряжения рабочих поверхностей в шарнире кривошип – коренная опора кривошипно-коромыслового механизма (перебега зазора) происходит либо при переходе механизма через мертвое положение, либо в случае, когда угол между кривошипом и шатуном составляет 90° . Однако для принятия рациональных конструктивных мероприятий по устранению перебега зазора необходимо определить углы положения кривошипа, при которых угол между кривошипом и шатуном составляет 90° . Рассматривается работа кривошипно-коромыслового механизма щековой дробилки без действия сил технологического сопротивления.

Угол поворота кривошипа α от крайнего положения $OABC$, когда продольная ось шатуна $A'B'$ совпадает с продольной осью кривошипа OA' , до положения $OA'B'C$, при котором угол между кривошипом и шатуном $\theta = \pi/2$, определяется следующим образом (рис. 1):

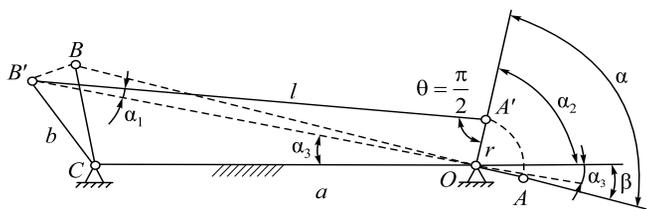


Рис. 1. Схема определения угла между кривошипом и шатуном

Fig. 1. Scheme of determining the angle between the crank and the connecting rod

$$\alpha = \beta + \alpha_2 = \beta + \alpha_2 + \alpha_3 - \alpha_3, \quad (1)$$

где β – угол между осью стойки OC и осью шатуна AB в крайнем положении; α_2 – угол между осью стойки и кривошипом в положении, при котором $\theta = \pi/2$; α_3 – угол между осью стойки и линией, соединяющей шарниры кривошип – коренная опора и шатун – коромысло в положении, при котором $\theta = \pi/2$.

Так как $\alpha_2 + \alpha_3 = \alpha_1 + \theta$ (где α_1 – угол между осью шатуна и линией, соединяющей шарниры кривошип – коренная опора и шатун – коромысло в положении, при котором $\theta = \pi/2$), то выражение (1) примет вид:

$$\alpha = \beta + \alpha_1 - \alpha_3 + \pi/2. \quad (2)$$

Из рис. 1 видно, что

$$\cos \beta = \frac{a^2 + (l-r)^2 - b^2}{2a(l-r)}$$

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{r}{l}$$

$$\cos \alpha_3 = \frac{a^2 + (l+r)^2 - b^2}{2a\sqrt{l^2 + r^2}},$$

где a – длина стойки; l – длина шатуна (подвижной щеки); b – длина распорной плиты; r – эксцентриситет кривошипного вала.

Тогда, подставляя полученные значения в выражение (2), получим

$$\alpha = \arccos\left(\frac{a^2 + (l-r)^2 - b^2}{2a(l-r)}\right) + \operatorname{arctg}\left(\frac{r}{l}\right) - \arccos\left(\frac{a^2 + (l+r)^2 - b^2}{2a\sqrt{l^2 + r^2}}\right) + \frac{\pi}{2}. \quad (3)$$

Если учесть, что эксцентриситет кривошипного вала r значительно меньше длины подвижной щеки l , то выражение (3) можно привести к следующему виду:

$$\alpha = \operatorname{arctg} \lambda + \frac{\pi}{2},$$

где $\lambda = r/l$ – коэффициент шатуна, равный отношению эксцентриситета кривошипного вала к длине шатуна.

На рис. 2 изображены различные положения пальца кривошипа в обойме подшипника коренной опоры кривошипно-коромыслового механизма, работающего с постоянной угловой скоростью вращения кривошипа, в пределах одного цикла (позиции 1 – 10). Зазор показан в увеличенном масштабе, чтобы можно было видеть относительное положение пальца кривошипа в обойме подшипника коренной опоры.

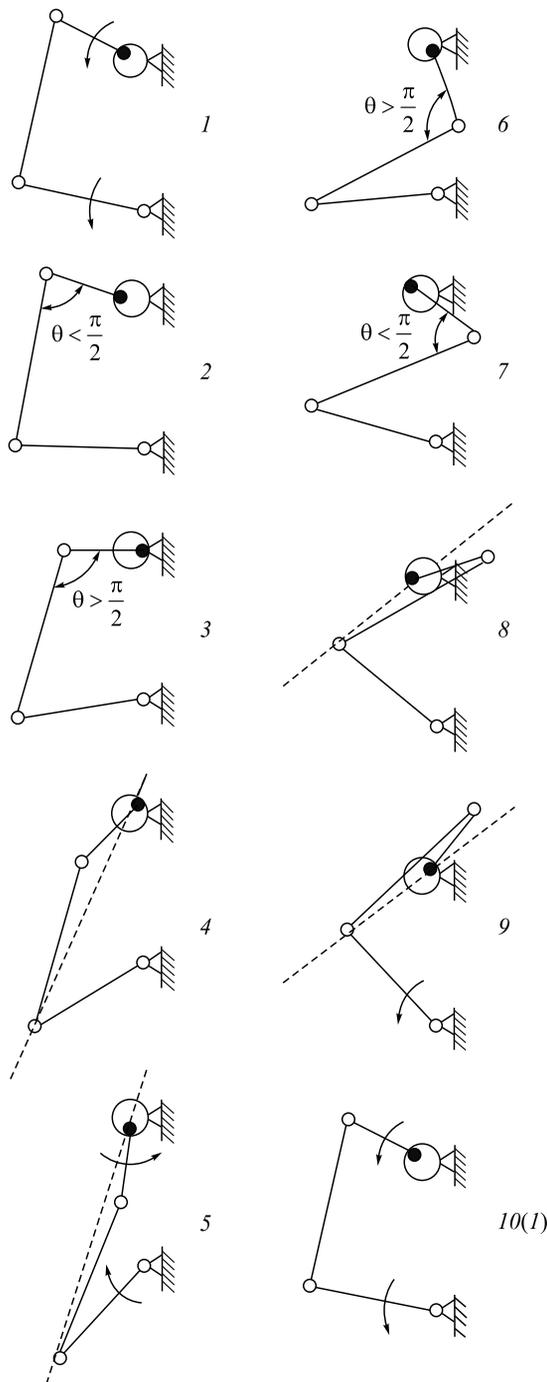


Рис. 2. Различные положения (1 – 10) пальца кривошипа в обойме подшипника коренной опоры кривошипно-коромыслового механизма в пределах одного цикла

Fig. 2. Various positions (1 – 10) of the crank pin in the bearing cage of bearing support of crank-rocker mechanism within one cycle

В положении 1 элементы кинематической пары кривошип–подшипник контактируют между собой, перемещаясь в положение 2. При переходе механизма в положение 3 угол θ между кривошипом и шатуном становится равным $\pi/2$, что соответствует условию нарушения контакта; кривошип с точки контакта, расположенной на левой стороне подшипника, двигается внутри зазора до восстановления контакта, но уже с диаметрально противоположной стороны на правой стороне подшипника, что сопровождается соударением элементов. Дальнейшее движение механизма до положения 4 происходит без нарушения контакта. При переходе механизма из положения 4 в положение 5 контакт снова нарушается из-за смены знака силы реакции, кривошип с точки контакта на верхней полуокружности подшипника перемещается в поле зазора до восстановления контакта на нижней полуокружности с соударением.

При последующем движении механизма вновь наступает случай, когда угол между кривошипом и шатуном составляет $\pi/2$ (переход из положения 6 в положение 7), что опять сопровождается потерей контакта элементов и движением кривошипа внутри зазора до соударения с подшипником при восстановлении контакта. Еще один удар кривошипа о подшипник происходит при переходе механизма из положения 8 в положение 9 из-за смены знака силы реакции. В дальнейшем механизм перемещается до положения 10(1), заканчивая цикл, без нарушения контакта.

За один цикл работы кривошипно-коромыслового механизма (за один оборот кривошипного вала) в кинематической паре кривошип–подшипник коренной опоры с зазором соударение элементов из-за пересопряжения контактных поверхностей происходит четыре раза. При соударении элементов шарниров возможны многократные их отскоки с последующим соударением, вызванные упругими свойствами звеньев, однако в рамках настоящего исследования необходимо выявить положения, при которых происходит первичное пересопряжение поверхностей.

Традиционные способы устранения влияния зазоров в шарнирах на возникновение дополнительных динамических сил с помощью грузового уравнивания [12, 13] положительного эффекта не дают, однако зная, в каких положениях происходит перебег зазора в шарнире кривошип – коренная опора, можно рационально использовать механизмы для выборки зазоров с упругими элементами, например, пружинными [14] или пневматическими [15], которые в течение всего цикла работы кривошипно-коромыслового механизма выбирают зазор в сочленении кривошип – коренная

опора и тем самым предотвращают появление дополнительных динамических нагрузок.

Выводы. Выявлена причина возникновения дополнительных динамических сил при работе шарниров с зазорами. Приведен анализ работы шарнира кривошип – коренная опора с зазором кривошипно-коромыслового механизма щековой дробилки. На основании полученных результатов определено, при каких положениях звеньев механизма происходит пересопряжение контактных поверхностей шарнира кривошип – коренная опора.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Машины и агрегаты металлургических заводов. В 3-х т. Т. 1. Машины и агрегаты доменных цехов / А.И. Целиков, П.И. Полухин, В.М. Гребеник и др.; под ред. А.И. Целикова. – М.: Металлургия, 1987. – 440 с.
2. Юдин К.М. Динамическое исследование модели механизмов с зазорами // Машиноведение. 1971. № 2. С. 58 – 60.
3. Вульфсон И.И. Колебания машин с механизмами циклового действия. – Л.: Машиностроение, 1990. – 309 с.
4. Иванов А.П. Динамика систем с механическими соударениями. – М.: Международная программа образования, 1997. – 336 с.
5. Сергеев В.И., Юдин К.М. Об одной модели механизмов с зазорами // Машиноведение. 1970. № 5. С. 28 – 32.
6. Дубовски С., Норрис М., Алони Е., Тамир А. Теоретическое и экспериментальное изучение явлений в плоских механических системах с зазорами // Конструирование и технология машиностроения. 1984. № 4. С. 148 – 156.
7. Начаев Р.Ф. Механические процессы с повторными затухающими соударениями. – М.: Наука, 1977. – 232 с.
8. Родов Г.М., Иванов В.А. О динамических нагрузках в кривошипных прессах // Кузнечно-штамповочное производство. 1972. № 3. С. 28 – 31.
9. Русаков И.Г., Харкевич А.А. Вынужденные колебания системы, ударяющейся об ограничитель // Журнал технической физики. 1942. Т. 12. № 11-12. С. 715 – 721.
10. Мировольский Ю.А., Никитин А.Г. Влияние зазоров в кинематических парах на надежность кривошипных кузнечно-прессовых машин // Кузнечно-штамповочное производство. 1999. № 9. С. 23 – 27.
11. Никитин А.Г., Бойко Д.Ю., Векесер А.Ю. Математическая модель работы шарнира кривошип – коренная опора кривошипно-кулисного механизма щековой дробилки // Изв. вуз. Черная металлургия. 2007. № 10. С. 66, 67.
12. Ланской Е.Н., Церлок М.Д. Выбор рациональных схем динамического уравнивания кузнечно-прессовых автоматов // Кузнечно-прессовое производство. 1987. № 2. С. 22 – 26.
13. Клушанцев Б.В., Парненко Ю.В. К анализу кинематики щековых дробилок со сложным движением щеки. – В кн.: Сб. трудов ВНИИСтройдормаша. Повышение надежности и производительности дробильно-обогачительного оборудования. Т. 99. – М.: изд. ВНИИСтройдормаш, 1984. С. 3 – 7.
14. А.с. 712266 СССР. Кривошипный пресс / Е.И. Семёнов, А.Ф. Нистратов, В.К. Мальцев; заявл. 01.02.1977; опубл. 30.01.1980. Бюл. № 4.
15. Пат. 2318599 РФ. Щековая дробилка / А.Г. Никитин, Д.Ю. Бойко, А.Ю. Векесер; заявл. 09.10.2006; опубл. 11.08.2008. Бюл. № 7.

Поступила 15 ноября 2015 г.

ANALYSIS OF CRANK HINGE – RADICAL BEARING OF CRANK-BEAM MECHANISM OF JAW CRUSHER

A.G. Nikitin¹, A.V. Abramov¹, A.A. Gredina¹, V.V. Garyashin²

¹Siberian State Industrial University, Novokuznetsk, Russia

²LLC “SpetsSvyazOborudovanie”, Novokuznetsk, Russia

Abstract. The analysis of lever mechanisms performance, having internal degrees of freedom conditioned by the presence of clearance in joints, has shown that clearances in the joints were the reason of appearance of additional dynamic forces. In order to eliminate the influence of clearances in joints on the origin of additional dynamic forces it is necessary to find regularities of pulse loading appearance. The analysis of the joint performance of a crank–bearing support with a clearance of crank-and-rocker mechanism of a cheek crusher was made. Based on the obtained results it was defined at which positions of mechanism links the contact surfaces changeover of a joint crank – bearing support appears. This allows to use rationally the mechanisms for the choice of clearances with resilient elements, which choose the clearance in a junction crank – bearing support during the cycle of work of crank-and-rocker, thus, preventing the appearance of the additional dynamic loadings.

Keywords: jaw crusher, crank-and-rocker mechanism, joint, clearance, surfaces changeover, additional dynamic forces.

DOI: 10.17073/0368-0797-2016-12-875-878

REFERENCES

1. Tselikov A.I., Polukhin P.I., Grebenik V.M. etc. *Mashiny i agregaty metallurgicheskikh zavodov. V 3-kh t. T. 1. Mashiny i agregaty domennykh tsekhov* [Machines and devices of metallurgical plants. In 3 vols. Vol. 1. Machines and equipment of blast furnaces]. Tselikov A.I. ed. Moscow: Metallurgiya, 1987, 440 p. (In Russ.).
2. Yudin K.M. Dynamic study of the model of mechanisms with clearances. *Mashinovedenie*. 1971, no. 2, pp. 58–60. (In Russ.).
3. Vul'fson I.I. *Kolebaniya mashin s mekhanizmami tsiklovogo deistviya* [Oscillations of machines with mechanisms of cycle action]. Leningrad: Mashinostroenie, 1990, 309 p. (In Russ.).
4. Ivanov A.P. *Dinamika sistem s mekhanicheskimi soudareniyami* [Dynamics of systems with mechanical collisions]. Moscow: Mezhdunarodnaya programma obrazovaniya, 1997, 336 p. (In Russ.).
5. Sergeev V.I., Yudin K.M. On a model of mechanisms with clearances. *Mashinovedenie*. 1970, no. 5, pp. 28–32. (In Russ.).
6. Dubovski S., Norris M., Aloni E., Tamir A. Theoretical and experimental study of phenomena in planar mechanical systems with clearances. *Konstruirovaniye i tekhnologiya mashinostroeniya*. 1984, no. 4, pp. 148–156. (In Russ.).
7. Nachaev R.F. *Mekhanicheskie protsessy s povtornymi zatukhayushchimi soudareniyami* [Mechanical processes with repeated damped collisions]. Moscow: Nauka, 1977, 232 p. (In Russ.).
8. Rodov G.M., Ivanov V.A. On dynamic loads in crank presses. *Kuznechno-shtampovochnoye proizvodstvo*. 1972, no. 3, pp. 28–31. (In Russ.).
9. Rusakov I.G., Kharkevich A.A. Forced vibration of a system beating against the limiter. *Zhurnal tekhnicheskoi fiziki*. 1942, vol. 12, no. 11–12, pp. 715–721. (In Russ.).
10. Miropol'skii Yu.A., Nikitin A.G. Influence of clearances in kinematic pairs on reliability of crank forging presses. *Kuznechno-shtampovochnoye proizvodstvo*. 1999, no. 9, pp. 38–45. (In Russ.).
11. Nikitin A.G., Boiko D.Yu., Vekesser A.Yu. Mathematical operational model of the joint crank – bearing crank-rocker mechanism of a jaw crusher. *Izvestiya VUZov. Chernaya metallurgiya = Izvestiya. Ferrous Metallurgy*. 2007, no. 10, pp. 66–67. (In Russ.).
12. Lanskiy E.N., Tserlyuk M.D. Choice of rational schemes of dynamic balancing of forging machines. *Kuznechno-pressovoye proizvodstvo*. 1987, no. 2, pp. 22–26. (In Russ.).
13. Klushantsev B.V., Parnenko Yu.V. To analysis of kinematics of jaw crushers with a complex movement of the jaws. In: *Sb. trudov VNIISroidormasha. Povysheniye nadezhnosti i proizvoditel'nosti drobil'no-obogatitel'nogo oborudovaniya* [Proc. of VNIISroidormash. Increased reliability and performance of crushing and processing equipment]. Vol. 99. Moscow: VNIISroidormash, 1984, pp. 3–7. (In Russ.).
14. Semenov E.I., Nistratov A.F., Mal'tsev V.K. *Krivoshipnyi press* [Crank press]. Certificate of authorship USSR no. 712266. *Byulleten' izobretenii*. 1980, no. 4. (In Russ.).
15. Nikitin A.G., Boiko D.Yu., Vekesser A.Yu. *Shchekovaya drobilka* [Jaw crusher]. Patent RF no. 2318599. *Byulleten' izobretenii*. 2008, no. 7. (In Russ.).

Information about the authors:

A.G. Nikitin, Dr. Sci. (Eng.), Assist. Professor, Head of the Chair «Machinery and Technological Equipment» (nikitin1601@yandex.ru)
A.V. Abramov, Postgraduate of the Chair «Machinery and Technological Equipment» (email@email)
A.A. Gredina, MA Student of the Chair «Machinery and Technological Equipment» (amiliya07@mail.ru)
V.V. Garyashin, Cand. Sci. (Eng.), Head of Design Department (vlgrsh@rambler.ru)

Received November 15, 2015