

DOI: 10.12737/article\_5968b45239a2e4.40971667

Бешевли О.Б., аспирант,  
Бушуев Д.А., канд. техн. наук,  
Дуюн Т.А., д-р техн. наук, доц.,  
Рубанов В.Г., д-р техн. наук, проф.

Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова

## ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МОДУЛЯ ДЛЯ ОБРАБОТКИ КРУПНОГАБАРИТНЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

tanduun@mail.ru

Предложена технология ремонтной обработки антифрикционной опорной поверхности крупногабаритных подшипников скольжения с использованием разработанного специального приставного модуля, которая позволяет существенно сократить время обработки, повысить качество обрабатываемой поверхности и увеличить срок межремонтного цикла работы крупногабаритных вращающихся агрегатов. Представлен кинематический анализ работы кривошипно-кулисного механизма предложенной конструкции модуля, позволяющий конструктивно предусмотреть необходимые технологические параметры механической обработки. Построена математическая модель и виртуальный прототип приставного модуля. Проведены исследования динамики виртуального прототипа приставного станка, позволяющие оценить сил моментные и скоростные режимы фрезерования, а также скорости перемещения на этапе рабочего хода, когда постоянство скорости обеспечивает стабильность процесса резания, соответствующего величине требуемой подачи режущего инструмента, и повышенной скорости перемещения на этапе холостого хода, способствующее сокращению общего времени обработки изделия.

**Ключевые слова:** крупногабаритные подшипники скольжения, ремонтная обработка, фрезерование, математическая модель, кинематический анализ, виртуальный прототип, технологические параметры, режимы резания.

**Введение.** Крупногабаритные подшипники скольжения нашли широкое применение в качестве опорных узлов мельниц самоизмельчения, сушильных барабанов и другого крупногабаритного вращающегося оборудования, используемого в строительной и горнорудной промышленности.

Для повышения эффективности ремонтной обработки антифрикционного слоя крупногабаритных подшипников скольжения предлагается использовать фрезерование, а для его реализации специальный переносной станок (рис. 1), конструкция которого защищена патентами [1, 2]. Замена традиционно используемого ручного шабрения на фрезерование обеспечивает существенное повышение производительности обработки при возможности получения стабильных параметров точности выдерживаемого размера и качества обрабатываемой поверхности [3–5].

**Основная часть.** Станочный модуль содержит корпус, выполненный в виде двух рам 1 и 2, опирающихся в нижней части опорными элементами, выполненными в виде специальных проточек 3, на соответствующие им проточки сектора подшипника скольжения 4. В верхней части рамы 1 и 2 соединены приводным валом 5, который опирается на их подшипниковые узлы 6.

Приводной вал 5 жестко соединен с конечным звеном кривошипно-коленного механизма 7 привода маятниковой круговой подачи. В привод входят редуктор 8 и электродвигатель 9, которые жестко закреплены болтовым соединением на полке 10, установленной на раме 1. На приводном валу 5 жестко закреплена рама 11, в нижней части которой расположен рабочий узел 12, имеющий направляющие 13 с установленным на них линейным модулем 14. Последний через направляющие 13 связан с шаговым двигателем привода продольного перемещения 15. На линейном модуле 14 закреплена фрезерная бабка 16 с закрепленной фрезой 17. На фрезерной бабке 16 расположен привод главного движения 18, который передает вращение фрезе 17. На концах специальных проточек рам 1 и 2 установлены лазерные датчики 19. На полке 10 закреплен управляющий блок 20 на базе микроконтроллеров с устройством ввода-вывода, входы которого соединены с лазерными датчиками 19, а выходы связаны с шаговым двигателем привода продольного перемещения 15 и линейным модулем 14 через панель управления 21.

В процессе проведения ремонтной обработки важной технологической задачей является обеспечение качества опорной поверхности

скольжения, к которой предъявляют весьма жесткие требования. Качество поверхности скольжения обуславливает коэффициент и условия трения-скольжения, удержание смази, износостойкость и, как следствие, прямолинейность

оси эксплуатируемого агрегата посредством минимального изменения величины зазора в подшипнике в процессе работы, а, следовательно, надежность работы подшипника скольжения и эксплуатируемого агрегата в целом.

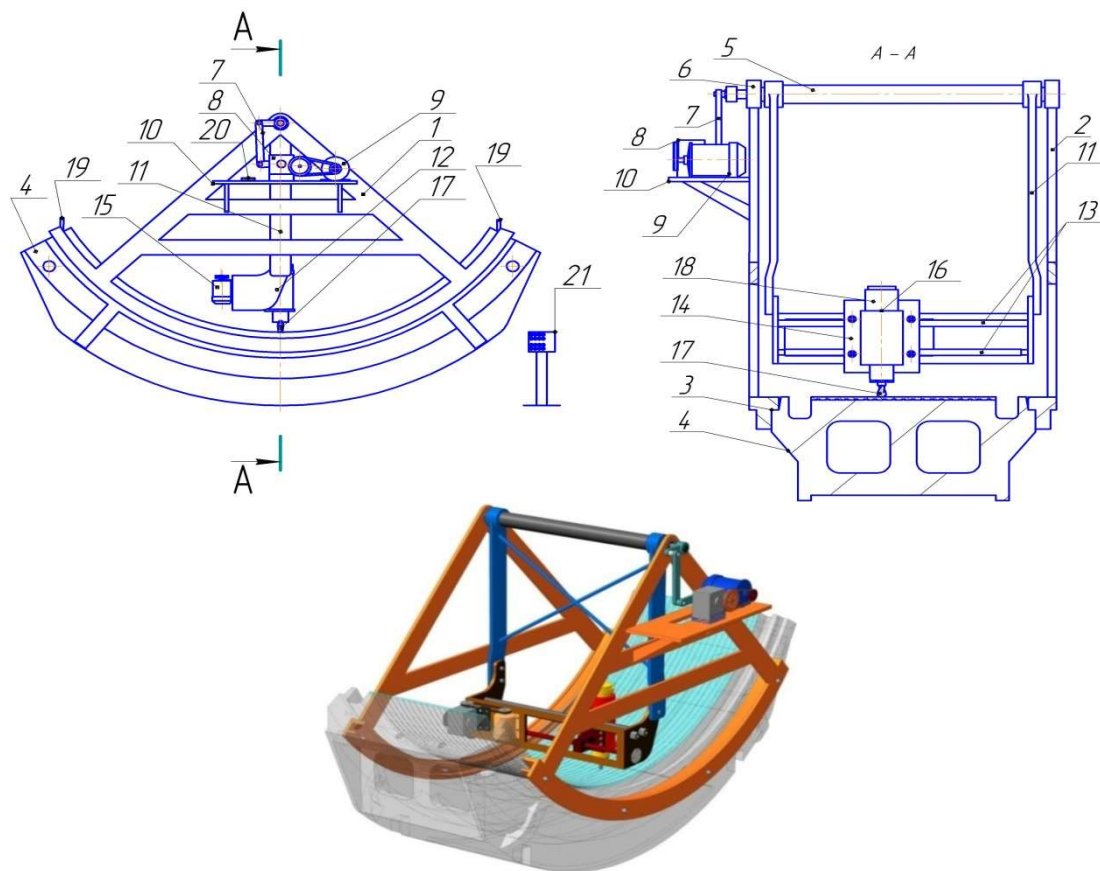


Рис. 1. Конструктивная схема и общий вид станка

Добиться требуемого качества обрабатываемой поверхности скольжения возможно, осуществляя процесс механической обработки баббита в определенном заданном интервале технологических параметров (табл. 1). Скорость и глубина резания, величина подачи режущего инструмента при фрезеровании баббита формируют микрорельеф поверхности, определяют температурно-силовые характеристики процесса резания, обуславливают износ режущего инструмента.

В отличие от традиционного фрезерования, где продольная подача – это прямолинейное поступательное перемещение инструмента, особенностью предлагаемого специального оборудования является перемещение инструмента по радиальной поверхности сегмента крупногабаритного подшипника скольжения. Кинематически движение продольной подачи реализовано с использованием четырехзвенного кривошипно-кулисного механизма, расчетная схема которого представлена на рис. 2.

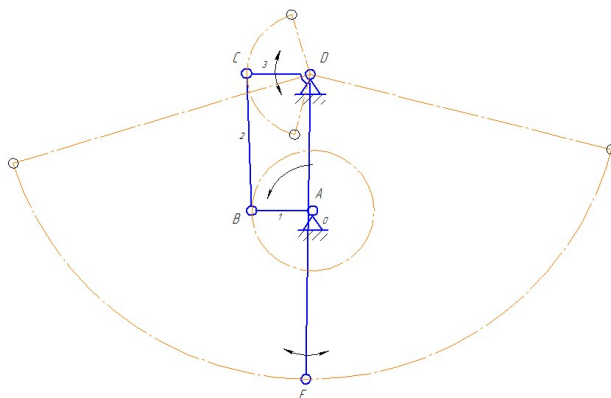


Рис. 2. Четырехзвенный шарнирный кривошипно-кулисный механизм

Вращательное движение кривошипу передается от электродвигателя через редуктор. Кулиса и коромысло преобразуют вращательное движение кривошипа в качательное движение стойки коромысла  $DE$ , на которой в точке  $E$  расположен режущий инструмент. Таким образом, формируется движение продольной подачи режущего инструмента. За один полный оборот кривошипа режущий инструмент совершает один рабочий и один холостой ход, вернувшись в исходное поло-

жение. Движение поперечной подачи осуществляется в конце каждого полного цикла работы механизма – рабочего и холостого хода. Для отвода инструмента и выполнения поперечной подачи использованы шаговые электродвигатели, которые включаются при пересечении фрезы с лучом лазерных датчиков. Главное движение – вращение фрезы вокруг собственной оси реализовано с использованием в качестве привода асинхронного электродвигателя с частотно-импульсным управлением.

Таблица 1

## Технологические параметры фрезерования баббита

Диаметр фрезы, мм	Кол-во зубьев фрезы	Подача на зуб фрезы, мм/зуб	Глубина резания, мм	Шероховатость поверхности $Ra$ , мкм	Стойкость фрезы, мин	Мощность резания, кВт	Скорость резания, м/мин
черновая обработка							
40	6	0,12	3,7 (4)	10	94	0,95	126
45	6	0,12	3,6 (4)	10	83	0,99(1,06)	141
50	6	0,12	3,5	10(7,6)	73	1,1	157
получистовая обработка							
40	6	0,12	3,1 (3,3)	6,3	94	0,76	126
45	6	0,12	3,0 (3,3)	6,3	83	0,84(0,91)	141(150)
50	6	0,12	2,8 (2,3)	6,3(3,4)	73	0,9(0,76)	157
чистовая обработка							
40	6	0,12	2,2 (2,5)	3,2	94	0,56(0,62)	126
45	6	0,12	2,0 (2,4)	3,2	83	0,59(0,69)	141(166)
50	6	0,12	1,6 (2,2)	3,2	73	0,56(0,73)	157(183)

Примечание: значения даны для баббита Б16, в скобках - для баббита Б83

Для достижения требуемых условий процесса фрезерования кинематические параметры используемого специального станочного модуля должны обеспечивать заданные технологические режимы. С этой целью разработан алгоритм кинематического расчета модуля, позволяющий определить выходные рабочие кинематические характеристики исполнительных элементов в зависимости от соотношений конструктивных элементов.

Входными параметрами для расчета являются:  $\omega$  – угловая скорость вращения кривошипа  $O_1A$ ;  $l_1, l_2, l_3, l_4$  – длины кривошипа  $O_1A$ , связующего звена  $AB$ , плеч коромысла  $O_2B$  и  $O_2C$ , соответственно;  $\alpha$  – угол при вершине коромысла;  $l$  и  $h$  – смещение оси коромысла  $O_2$  относительно опоры  $O_1$  по горизонтали и вертикали, соответственно.

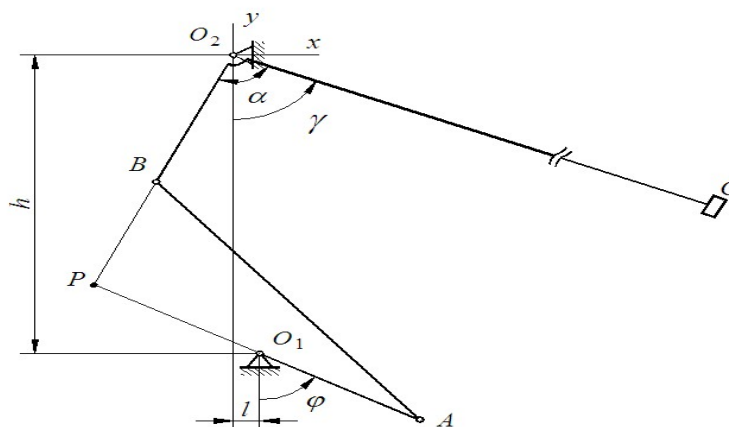


Рис. 3. Расчетная схема четырехзвенного шарнирного кривошипно-кулисного механизма

Начало системы координат расположено в точке  $O_2$ , направления осей показаны на рис.3. Тогда координаты опоры  $O_1$  будут следующими:

$$\begin{cases} x_{O1} = l \\ y_{O1} = -h, \end{cases} \quad (1)$$

а шарнира  $A$  –

$$\begin{cases} x_A = x_{O1} + l_1 \sin \varphi \\ y_A = y_{O1} - l_1 \cos \varphi, \end{cases} \quad (2)$$

где

$$\varphi = \omega t. \quad (3)$$

Координаты шарнира  $B$  могут быть определены из условий, что он находится на расстоянии  $l_2$  от шарнира  $A$  и на расстоянии  $l_3$  от оси коромысла  $O_2$ :

$$\begin{cases} x_B^2 + y_B^2 = l_3^2 \\ (x_B - x_A)^2 + (y_B - y_A)^2 = l_2^2. \end{cases} \quad (4)$$

Полученная система уравнений имеет следующее решение:

$$\begin{cases} x_B = \frac{C_1 x_A - \sqrt{C_1^2 x_A^2 - (x_A^2 + y_A^2)(C_1^2 - y_A^2 l_3^2)}}{x_A^2 + y_A^2} \\ y_B = \frac{C_1 - x_A x_B}{y_A}, \end{cases} \quad (5)$$

где

$$C_1 = \frac{1}{2} (l_3^2 - l_2^2 + x_A^2 + y_A^2). \quad (6)$$

Определяем координаты  $x_P$  и  $y_P$  мгновенного центра скоростей звена (МЦС)  $AB$  – точки  $P$  (рис.3). Для этого запишем уравнение прямой, проходящей через точки  $A$  и  $O_1$ :

$$y = \frac{y_A + h}{x_A - l} (x - x_A) - h, \quad (7)$$

и уравнение прямой, проходящей через точки  $O_2$  и  $B$ :

$$y = \frac{y_B}{x_B} x. \quad (8)$$

Решая совместно уравнения (7) и (8), находим точку их пересечения, являющуюся МЦС звена  $AB$

$$\begin{cases} x_P = \frac{l y_A + h x_A}{y_A + h + \frac{y_B}{x_B} (l - x_A)}, \\ y_P = \frac{y_B}{x_B} x_P. \end{cases} \quad (9)$$

Определяем расстояния от шарниров  $A$  и  $B$  до МЦС звена  $AB$  – точки  $P$ :

$$\begin{aligned} AP &= \sqrt{(x_A - x_P)^2 + (y_A - y_P)^2}, \\ BP &= \sqrt{(x_B - x_P)^2 + (y_B - y_P)^2}. \end{aligned} \quad (10)$$

Располагая найденными расстояниями шарниров  $A$  и  $B$  от мгновенного центра скоростей, получим:

угловую скорость звена  $AB$ :

$$\omega_{AB} = \frac{v_A}{AP}, \quad (11)$$

где  $v_A = \omega l_1$ ;

скорость шарнира  $B$

$$v_B = \omega_{AB} BP, \quad (12)$$

угловую скорость коромысла

$$\omega_{O2} = \frac{v_B}{l_3}, \quad (13)$$

и, наконец, скорость относительного перемещения режущего инструмента по обрабатываемой поверхности

$$v_C = \omega_{O2} l_4. \quad (14)$$

Угловая скорость  $\omega_{O2}$  меняет знак при тех значениях угла поворота кривошипа  $\varphi$ , при которых величина  $y_B$  принимает экстремальные (минимальное, максимальное) значения.

Результаты кинематического расчета исполнительного механизма использованы для построения имитационной модели и виртуального прототипа в программном комплексе MSC Adams с целью кинематического и динамического анализа [6–10]. Модель механизма в среде MSC Adams представлена на рис. 4. Она состоит из четырех твердых тел в соответствии с расчетной схемой (рис.3).

Звенья  $O_1A$ ,  $AB$ ,  $BO_2$ ,  $O_2C$  заданы стандартными телами системы MSC Adams типа link, массы и моменты инерции которых определены по детализированной модели, созданной в системе автоматизированного проектирования КОМПАС-3D. Звено  $BO_2$  связано с Ground при помощи RevoluteJoint, а со звеном  $O_2C$  шарниром типа FixedJoint. Остальные звенья связаны между

собой посредством RevoluteJoint. К звену  $O_1A$  посредством RotationalJointMotion приложена постоянная скорость вращения  $n=0,092 \text{ мин}^{-1}$  в соответствии с табл. 1. В качестве внешних сил

были заданы силы сопротивления в поворотных шарнирах, а в точке  $C$  приложена сила резания  $F$ , направленная по нормали к звену  $O_2C$ .

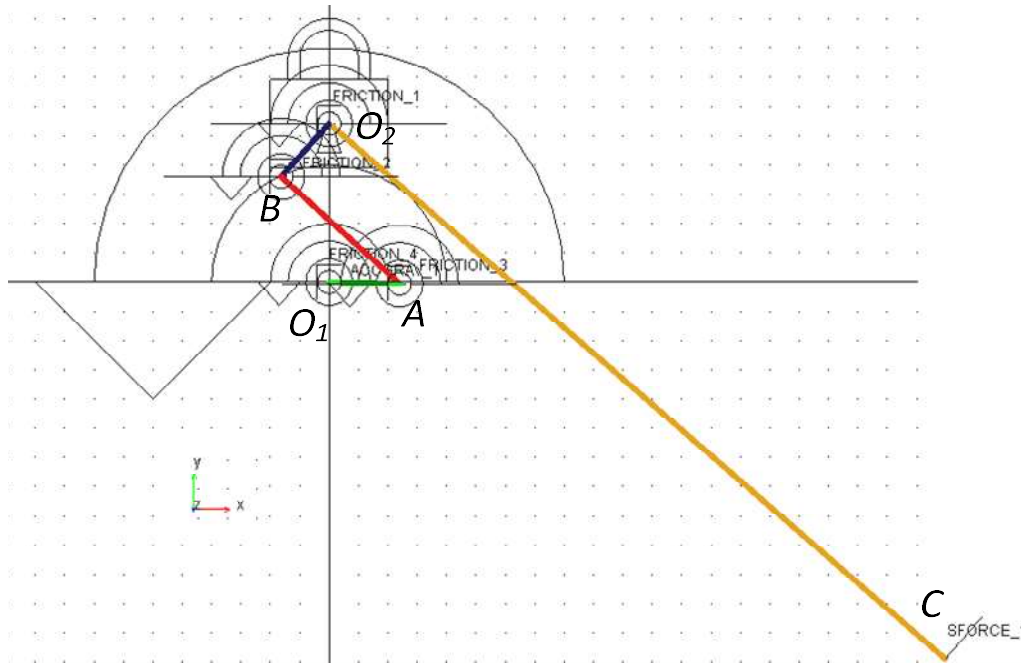


Рис. 4. Компьютерная модель механизма станка в среде MSC Adams с наложенными связями и движением

В результате выполнения кинематического анализа механизма определена траектория движения и скорость перемещения режущего инструмента относительно обрабатываемой поверхности. Рабочие длины кривошипа, кулисы и коромысла подобраны таким образом, чтобы максимальный угол качания фрезы был больше угла сегмента на определенную величину, необходимую для врезания и перебега инструмента, а также для осуществления продольной подачи (рис. 6). На графике рис. 5 отчетливо видны этапы рабочего хода и холостого перемещения

инструмента в зависимости от угла поворота кривошипа: на участке угла поворота  $0^\circ-180^\circ$  выполняется быстрое перемещение при холостом ходе, на участке угла поворота  $180^\circ-360^\circ$  – движение с рабочей подачей. Постоянное значение скорости перемещения на этапе рабочего хода обеспечивает стабильность процесса резания и соответствует необходимому значению продольной подачи режущего инструмента на зуб фрезы  $S_z=0,12 \text{ мм/зуб}$  (табл. 1). Увеличение скорости перемещения на этапе холостого хода обеспечит сокращение общего времени обработки.

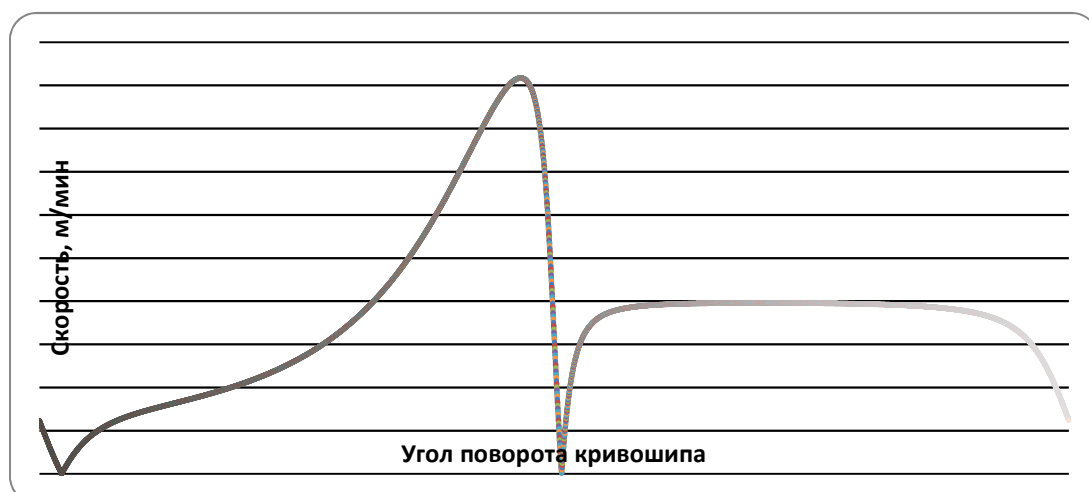


Рис. 5. Результаты кинематического анализа в среде MSC Adams

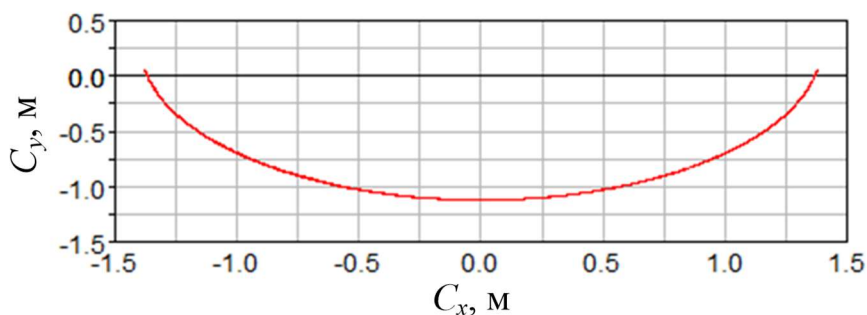


Рис. 6. График движения режущего инструмента

В результате динамического анализа механизма были найдены сил моментные характеристики: момент сопротивления  $M$ , который необходимо преодолеть для того, чтобы поддерживать постоянную скорость вращения  $n$  на валу кривошипа (рис. 7), и динамические реакции в шарнирах опор (рис. 8). Как видно, пиковые значения реакций наблюдаются при угле поворота кривошипа  $180^\circ$  и  $360^\circ$ , а их уровень свидетельствует, скорее всего, об ударном характере воз-

действия. Полученные результаты расчета момента сопротивления позволяют осуществить выбор электропривода и редуктора с учетом необходимого запаса по мощности, а динамические реакции в шарнирах – выбор подшипников.

Для уточнения влияния этого явления на износ подшипника и его опоры необходимо выполнить моделирование динамики механизма в пространственном представлении, т.е. с интеграцией CAD модели станка в среду MSC.Adams и использовании модуля Adams.Machinery.



Рис. 7. Результаты моделирования механизма в среде MSC Adams: 1 – сила резания; 2 – скорость подачи инструмента; 3 – момент сопротивления

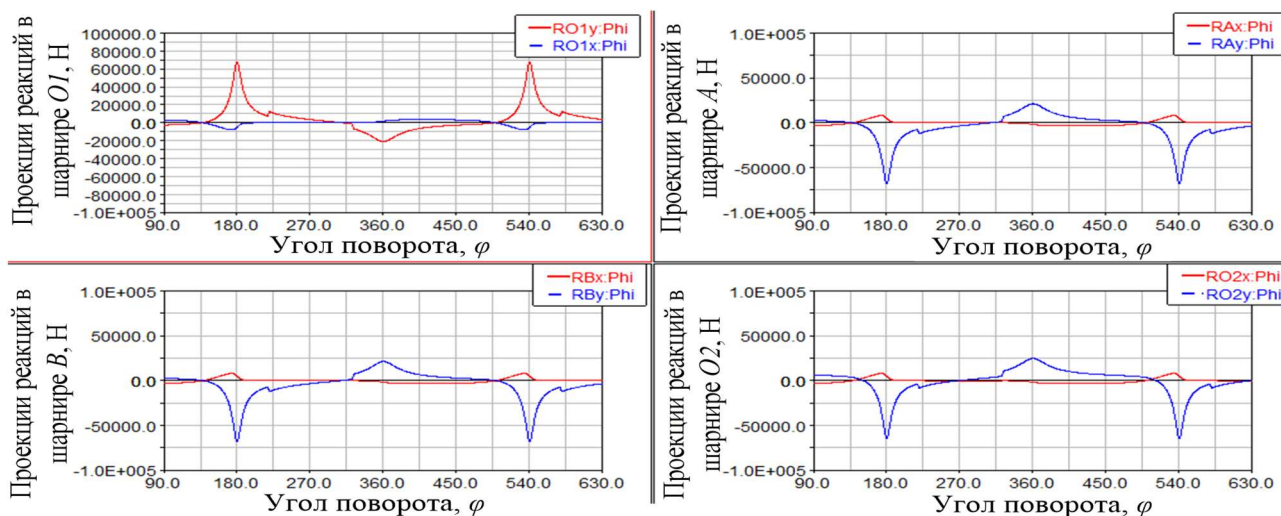


Рис. 8. Графики проекций динамических реакций в соответствующих шарнирах механизма станка



**Выводы.** Представленная методика кинематического и динамического анализа механизма специального модуля для ремонтной обработки опорной поверхности крупногабаритных подшипников скольжения позволяет конструктивно предусмотреть необходимые технологические параметры механической обработки, обеспечивающие заданное качество обрабатываемой поверхности.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Станок для обработки вкладышей крупногабаритных подшипников скольжения: пат. 132012 Рос. федерация: МПК7 В23D 1/20, В23D 9/00 / Дуганов В.Я., Бешевли О.Б. и др.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО Белгородский государственный технологический ун-т им. В.Г. Шухова. № 2013100863/02; заяв. 09.01.13; опубл. 10.09.2013 Бюл. №25.
2. Станок для фрезерования баббитовых вкладышей крупногабаритных подшипников скольжения: пат. 169070 Рос. Федерация: МПК7 В23С 1/20 / Дуганов В.Я., Бешевли О.Б., Дуюн Т.А.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО Белгородский государственный технологический ун-т им. В.Г. Шухова. № 2016136002; заяв. 06.09.2016; опубл. 02.03.2017 Бюл. №7.
3. Бешевли О.Б., Дуюн Т.А. Оптимизация технологических параметров при фрезеровании баббита в условиях ремонтной обработки опорной поверхности скольжения крупногабаритных подшипников // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2016. №8. С. 142–148.
4. Бешевли О.Б., Дуюн Т.А. Эмпирические модели шероховатости поверхности при фрезеровании баббита // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2016. №7. С. 122–128.
5. Лозовая С.Ю., Бешевли О.Б., Дуюн Т.А., Воробьев Н.Д. Повышение эффективности ремонтной обработки опорных узлов крупногабаритных вращающихся агрегатов // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2015. №7. С. 60–66.
6. Qingni Y., Jian L., Weiji P., Qingyun, Y. Dynamics analysis and simulation of roll grinder components // ManufacturingTechnology. 2014. № 14 (4). Pp. 600–607.
7. Cui Z., Wen G., Jiang C. Real time structural analysis and optimization of high speed grinder spindle system based on ADAMS ZhongguoJixieGongcheng // China Mechanical Engineering. 2009. № 20 (5). Pp. 518–522.
8. Li B., Hu X., Wang H. Analysis and simulation for a parallel drill point grinder - Part 2: Grinding kinematic modeling and simulation // International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2006. №30 (3-4). Pp. 221–226.
9. Сметанников О.Ю., Могильников К.А. Моделирование динамического поведения сложных механизмов в среде ADAMS-EASY5 // Научно-технический вестник Поволжья. 2013. № 5. С. 54–58.
10. Бушуев Д.А., Воробьев Н.Д., Рубанов В.Г. Анализ динамических нагрузок в подшипниках помольно-смесительного агрегата как объекта автоматизации // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2014. № 2. С. 143–148.

**Beshevli O.B., Bushuev D.A., Duyun T.A., Rubanov V.G.**

### IMITATION MODELING OF DYNAMIC CHARACTERISTICS OF THE MODULE FOR PROCESSING OF LARGE-SIZED SLIDE BEARINGS

*The technology of repair processing of the antifriction abutment surface of large-sized sliding bearings with using of the developed special wing-base unit, which allows to significantly reduce the processing time, improve the quality of the in-process surface and increase the period of the overhaul cycle of large rotating aggregates is proposed. The kinematic analysis of the crank-rocking mechanism which used for the proposed unit design, which allows providing constructively the necessary technological parameters of machining, is presented. Mathematical and computer models of the attachable unit in the MSC.Adams software are constructed. The dynamics of the attachable unit computer model is studied. The results allows to make it possible to evaluate the force-torque characteristics, high-speed milling modes and speed of movement on the stage of the working stroke, when the constancy of the speed ensures the stability of the cutting process that corresponds to the required cutting tool feed rate and the increased speed of movement on the stage of idling, which leads to reducing the overall processing time of the product.*

**Key words:** large-sized sliding bearings, repair processing, milling, mathematical model, kinematic analysis, computer model, MSC.Adams, technological parameters, cutting modes.

**Бешевли Олег Борисович**, аспирант кафедры технологии машиностроения.  
Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова.  
Адрес: Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.  
E-mail: oleg-beshevli@yandex.ru

**Бушуев Дмитрий Александрович**, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры технической кибернетики.

Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова.

Адрес: Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

E-mail: untame@list.ru

**Дуюн Татьяна Александровна**, доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой технологии машиностроения.

Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова.

Адрес: Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

E-mail: tanduun@mail.ru

**Рубанов Василий Григорьевич**, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой технической кибернетики.

Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова.

Адрес: Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

E-mail: untame@list.ru