

ДИНАМИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КАНТОВАТЕЛЕЙ БУНТОВ КАТАНКИ И АРМАТУРЫ СОРТОПРОКАТНОГО ЦЕХА

Ю. А. Шеметов

*Учреждение образования «Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого», Республика Беларусь*

Научный руководитель С. Ф. Андреев

Одним из путей повышения производительности машин является увеличение допустимых полезных нагрузок исполнительных механизмов.

Однако неконтролируемое увеличение этих нагрузок приводит к возникновению динамических ошибок и, как следствие – к нарушению запрограммированного закона движения рабочего звена циклового механизма и изменению длительности фаз цикла работы механизма.

Динамической ошибкой позиционирования будем называть разность между фактической координатой положения рабочего органа и программной координатой, полученной кинематическими расчетами без учета случайных силовых факторов.

При оценке степени близости фактического движения рабочего звена к запрограммированному движению приходится принимать во внимание, что технологический процесс происходит на ограниченном отрезке времени, после чего машина либо выключается, либо переходит в другой скоростной режим.

В этой ситуации возможно лишь установить степень точности позиционирования рабочего звена.

К машинам, динамические ошибки которых приводят к нарушению технологичности производственного процесса, относятся кантователи (опрокидыватели) бунтов катанки (арматуры), применяемые в прокатном производстве на СПЦ-2 ОАО «БМЗ – управляющая компания холдинга «БМК» (рис. 1).

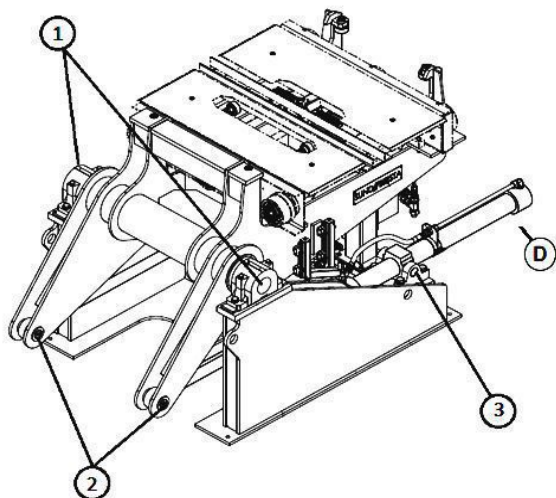


Рис. 1. Кантователь. Общий вид

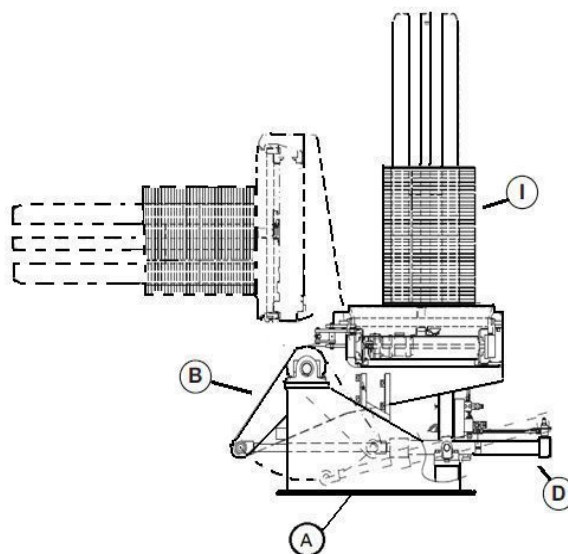


Рис. 2. Опрокидывание паллеты с бунтом катанки

Кантователь предназначен для перемещения бунтов катанки или арматуры из вертикального положения в горизонтальное для дальнейшего навешивания бунтов на крюки, чтобы произвести их дальнейшую транспортировку.

На рис. 2 представлен кантователь с бунтом катанки (арматуры). Стойка (А) кантователя закреплена на фундаменте анкерными болтами. Кантующий рычаг (В) приводит в движение стол кантователя, поворачивая его вместе с паллетой на валу (I).

Принцип работы кантователя состоит в следующем.

Бунты катанки (арматуры) в вертикальном положении на паллетах (I) по конвейеру поступают на кантователь.

Паллета – конструкция, предназначенная для размещения на ней бунтов катанки (арматуры) во время их транспортировки по линии вертикального колесного конвейера.

Опрокидывание паллеты с бунтом происходит с помощью двух гидроцилиндров (D). Скорость движения штоков гидроцилиндров регулируется пропорциональным клапаном. При поступлении паллеты с бунтом на секцию конвейера паллета фиксируется на столе кантователя в нужном положении.

При перекладке бунтов динамические ошибки позиционирования паллеты, находящейся в горизонтальном положении, приводят к тому, что передаточная тележка с вилкой, совершая движение в сторону кантователя, ударяется вилкой в паллету. Это приводит к повышенному износу и возможному разрушению подшипников кантователя, а также к повреждению поверхности катанки, появлению дефектов в виде вмятин или грубых потертостей.

Динамические ошибки позиционирования паллеты с бунтом возникают в результате появления люфтов и зазоров во вращательных кинематических парах (1)–(3) (рис. 1).

Ошибка позиционирования паллеты может возникнуть также в результате превышения номинального значения массы транспортируемого груза. Так, если на паллете «словлено» с бунтоприемника два бунта катанки (арматуры), то общий вес на столе кантователя увеличивается на вес еще одного бунта (2,6 т). Это, в свою очередь, вызывает увеличенный износ подшипников кантователя и приводит к излому болтовых соединений букс подшипников.

В случаях опрокидывания паллеты с двумя бунтами для удержания груза гидроцилиндрами давление в гидросистеме увеличивается с номинального (120 бар) до 145 бар.

Кантование с двумя бунтами выполняется оператором в ручном режиме, в котором точное позиционирование паллеты, без применения датчиков положения, невозможно.

Цель данной работы – разработка алгоритма динамического анализа модели кантователя для повышения точности управления приводами рабочих органов технологического оборудования с учетом динамических ошибок, вызванных износом в кинематических парах.

Учитывая, что люфты и зазоры вносят дополнительную подвижность механизму, сообщая ему избыточные степени свободы, исследуем плоскую динамическую модель с двумя степенями свободы (рис. 3), имеющую нелинейную функцию положения поршня гидроцилиндра [1].

Математическая модель – это система двух дифференциальных уравнений Лагранжа 2-го ряда:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\omega}} - \frac{\partial T}{\partial \omega} = Q_{\varphi}(\varphi, \omega, \xi, \nu) \quad \text{и} \quad \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\nu}} - \frac{\partial T}{\partial \xi} = Q_{\xi}(\varphi, \omega, \xi, \nu).$$

В качестве обобщенных координат выбираем:

- φ – угол поворота кантующего рычага OA ;
- ξ – малые вертикальные смещения в шарнире O с зазором.

Рабочий ход кантователя соответствует интервалу $\pi/4 \leq \varphi \leq 3\pi/4$.

Так как движущий момент на рычаге OA в автоматическом режиме регулируется штоком гидроцилиндра изменением подачи масла пропорциональным клапаном, то обобщенные силы, определяющие усилие на штоке, определяем в соответствии с кинематическим законом движения поршня гидроцилиндра:

$$s(\varphi, \xi) = AO_1(\varphi, \xi) - AO_1(\pi/4, \xi).$$

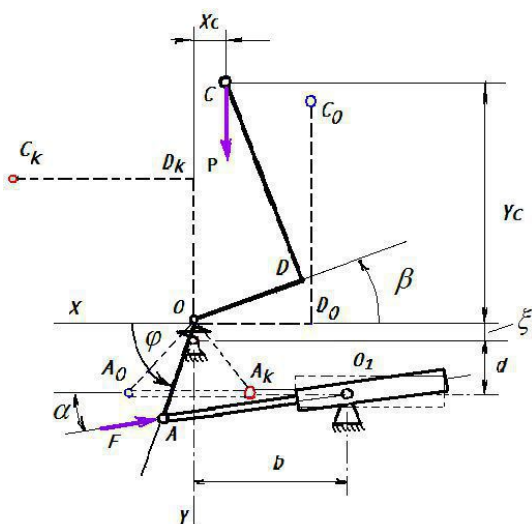


Рис. 3. Плоская динамическая модель кантователя

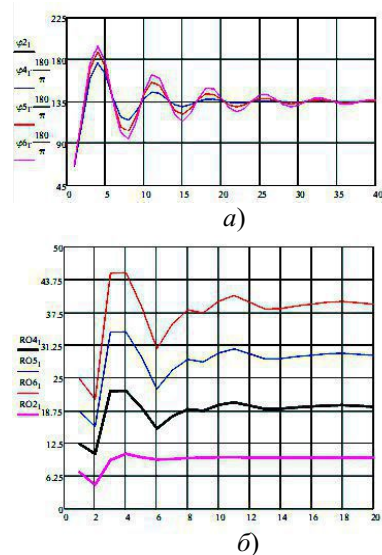


Рис. 4. Графическое решение:
а – угол поворота рычага OA ;
б – значение модуля динамической реакции в шарнире O

Графическое решение полученной системы дифференциальных уравнений решаем в пакете MathCAD с помощью функции Rkadapt. Исследовались функции при вариации массы бунта и параметров гидропривода.

На рис. 4, *а* представлены графики изменения угла поворота кантующего рычага.

На рис. 4, *б* представлены графики изменения динамической реакции шарнира *O* рычага.

Создана динамическая модель кантователя в виде механической системы с двумя степенями свободы. Математическим моделированием установлено влияние различных параметров механизма на точность позиционирования паллеты с бунтом в горизонтальном положении. При этом предложен ряд кардинальных мероприятий по модернизации гидравлического привода.

Л и т е р а т у р а

1. Вульфсон, И. И. Нелинейные задачи динамики машин / И. И. Вульфсон, М. С. Козловский. – М. : Машиностроение, 1968. – 284 с.
2. Головкин, А. М. Mathcad для студента / А. М. Головкин, И. В. Ганичев. – СПб. : БХВ-Петербург, 2006. – 336 с.