

УДК 62-531.4

Аксенов В. П., Шеремет А. И.

## БЕЗДАТЧИКОВОЕ УПРАВЛЕНИЕ ТРАНСПОРТНОЙ ТЕЛЕЖКОЙ ДЛЯ УМЕНЬШЕНИЯ ПЕРЕКОСОВ РАМЫ

Безаварийная работа подъемно-транспортного оборудования листопрокатного цеха является основным фактором для увеличения производительности прокатного стана. Перемятие данного вида транспортных устройств происходит по рельсовому пути, из-за этого одним из слабых мест данного вида оборудования является изнашивание колес из-за перекоса рамы, трения реборд колес о рельсовый путь, неравномерности распределения нагрузки и прочих факторов [1]. Данная проблема рассматривается во многих работах и предполагает использование датчиков для регулирования положения и угла поворота транспортных устройств [2–3]. Особый интерес представляет возможность построения системы управления без использования дополнительных датчиков, а регулирование перекоса рамы производить на базе современных частотных преобразователей, которые приводят транспортное устройство в движение.

Целью работы является построение математической модели транспортной тележки для передачи раскатов грузоподъемностью 30 тонн в среде математического моделирования MATLAB Multibody, а также получение расчетных величин угла поворота и бокового смещения тележки при различных типах нагрузки с целью дальнейшего построения регулятора перекоса рамы.

Исследуемым объектом является транспортная тележка для передачи раскатов грузоподъемностью 30 тонн, разработанная Новокраматорским машиностроительным заводом. Привод тележки – индивидуальный для каждой стороны. Расстояние между рельсами 6440 мм. Размер площадки под лист – 3000 × 13000 мм. Система управления транспортной тележки построена на базе частотного преобразователя SINAMICS S120 фирмы SIEMENS. Мотор-редуктор, установленный на каждой стороне, SK6382A BGN-100LA4 фирмы NORD. Управление мотор-редукторами – бездатчиковое векторное.

При наладке транспортной тележки и сдаче ее в промышленную эксплуатацию были замечены частые зацепы и затирания реборд колес о рельсы, особенно при неравномерной загрузке тележки.

На рис. 1 представлена математическая модель транспортной тележки в среде моделирования MATLAB Multibody.

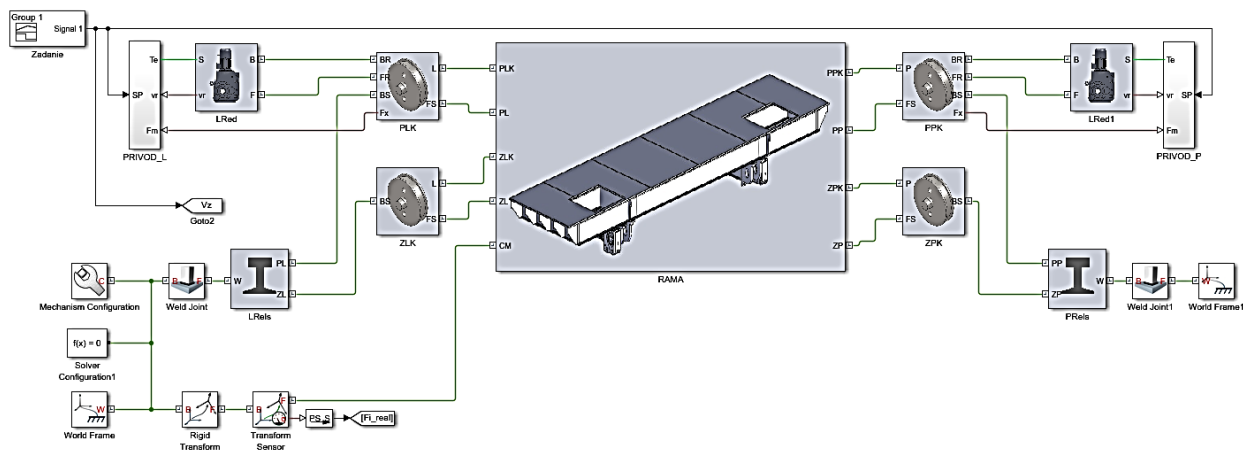


Рис. 1. Математическая модель транспортной тележки в MATLAB Multibody

Для создания конструктива транспортной тележки в среде MATLAB Simscape Multibody была использована Solidworks модель механизма, что дает возможность смоделировать реальное распределение нагрузок на колеса. На рис. 2 изображена система сил, действующих в узле колесо-рельс.

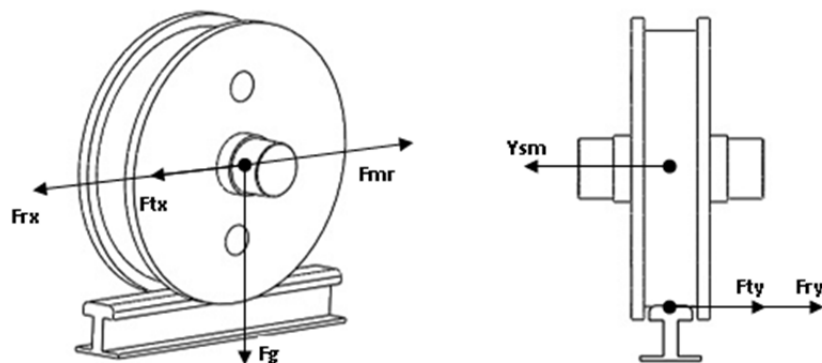


Рис. 2. Система сил, действующая в узле колесо-рельс

Основные действующие силы:

1. Нагрузка на ось колеса ( $F_g$ ) зависит от распределения груза на тележке и его центра масс;
2. Тяговая сила асинхронного двигателя с системой векторного управления, приведенная к ободу колеса имеет вид:

$$F_{mr} = \frac{3}{2} p_d \cdot K_r |\psi_r| \cdot i_{sui} \cdot \left( \frac{i_r}{r_k} \right), \quad (1)$$

- где  $p_d$  – число пар полюсов двигателя;  
 $K_r$  – коэффициент магнитной связи ротора;  
 $|\psi_r|$  – модуль потокосцепления ротора;  
 $i_{sui}$  – составляющие тока статора двигателей;  
 $i_r$  – передаточное число мотор-редуктора;  
 $r_k$  – радиус приводного колеса.

3. Сила взаимодействия между ребрами колес и головкой рельса по оси  $Y$ :

$$F_{ry} = c_r(y) y_{sm}, \quad (2)$$

- где  $c_r(y)$  – коэффициент, учитывающий жесткость взаимодействия реборд и рельс;  
 $y_{sm}$  – смещение колеса по оси  $Y$ .

4. Сила трения качения по оси  $X$  имеет вид:

$$F_{tx} = \frac{k_{tk} \cdot F_g}{r_k}, \quad (3)$$

- где  $k_{tk}$  – коэффициент трения качения для пары материалов металл-металл.

5. Сила трения скольжения по оси  $Y$  имеет вид:

$$F_{ty} = k_{ts} \cdot F_g \cdot \text{sign}(v_y), \quad (4)$$

где  $k_{ts}$  – коэффициент трения скольжения для пары материалов металл-металл;  
 $v_y$  – скорость смещения колеса по оси  $Y$ .

6. Сила трения скольжения по оси  $X$  при взаимодействии реборды колеса и рельса:

$$F_{rx} = k_{tr} \cdot F_{ry} \cdot \text{sign}(v_x), \quad (5)$$

где  $k_{tr}$  – коэффициент трения скольжения для пары материалов металл-металл;  
 $v_x$  – скорость перемещения колеса по оси  $X$ .

Блок, реализующий описанные выше математические зависимости, показан на рис. 3.  
 Визуализация модели представлена на рис. 4.

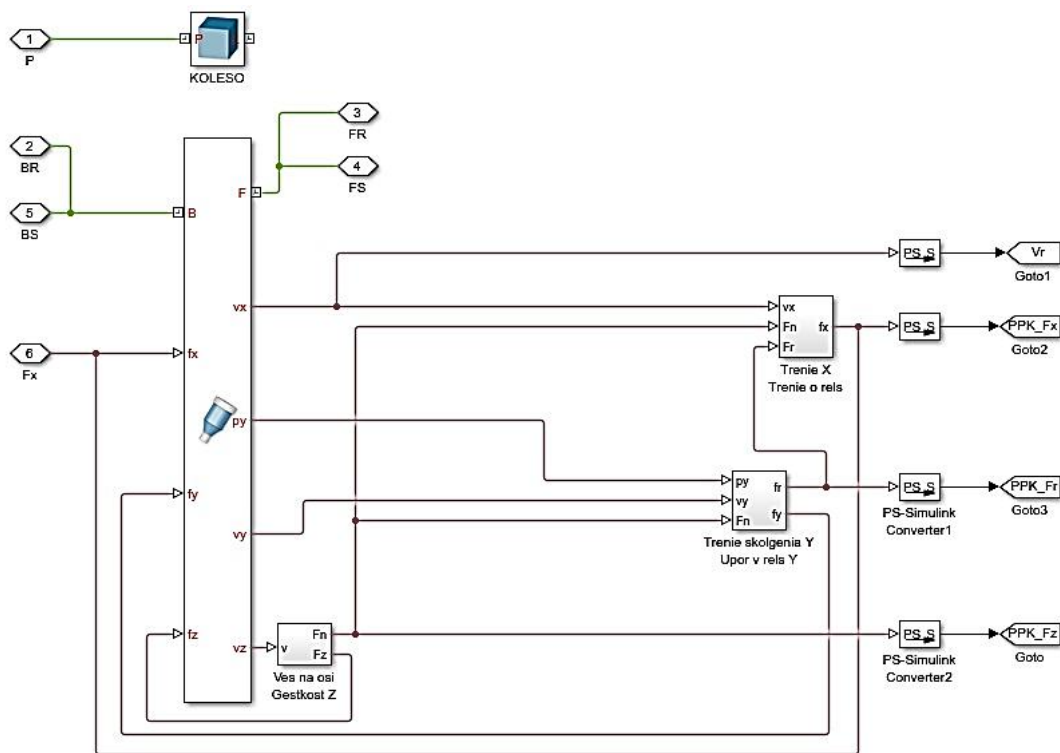


Рис. 3. Блок сил, действующих в узле колесо-рельс

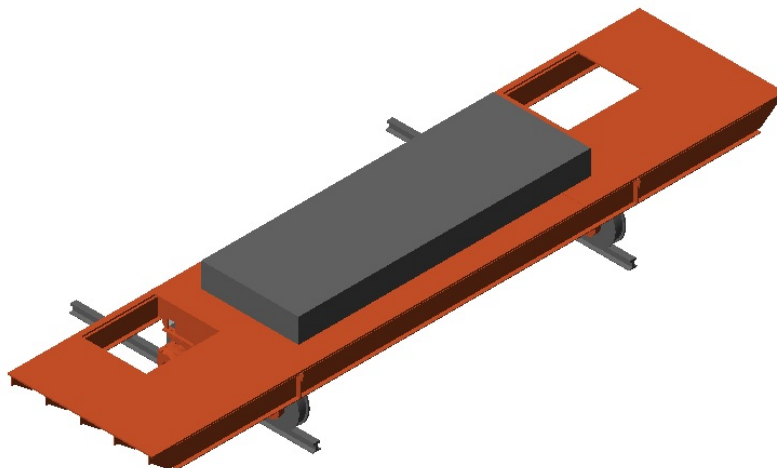


Рис. 4. Визуализация модели транспортной тележки

Для построения системы управления перекосом рамы необходимо знать угол поворота рамы из-за неравномерности нагрузок на стороны тележки. Угол поворота тележки можно определить косвенно, основываясь на разности скоростей вращения роторов двигателей каждого приводного колеса. Математическая зависимость угла поворота от скоростей приводных колес имеет вид:

$$\varphi = \arctg\left(\frac{\int v_L(t)dt - \int v_R(t)dt}{D}\right), \tag{6}$$

где  $\varphi$  – относительный угол поворота рамы тележки;

$\int v_L(t)dt$  – путь, пройденный левым колесом;

$\int v_R(t)dt$  – путь, пройденный правым колесом;

$D$  – межрельсовое расстояние.

Упрощенно [1] относительное смещение при повороте рамы можно рассчитать по формуле, представленной ниже:

$$\Delta Y = \varphi \cdot \frac{H}{2}, \tag{7}$$

где  $\varphi$  – относительный угол поворота рамы тележки;

$H$  – расстояние между колесами одной стороны.

На рис. 5 представлены результаты моделирования при расположении груза весом 15 т по центру тележки.

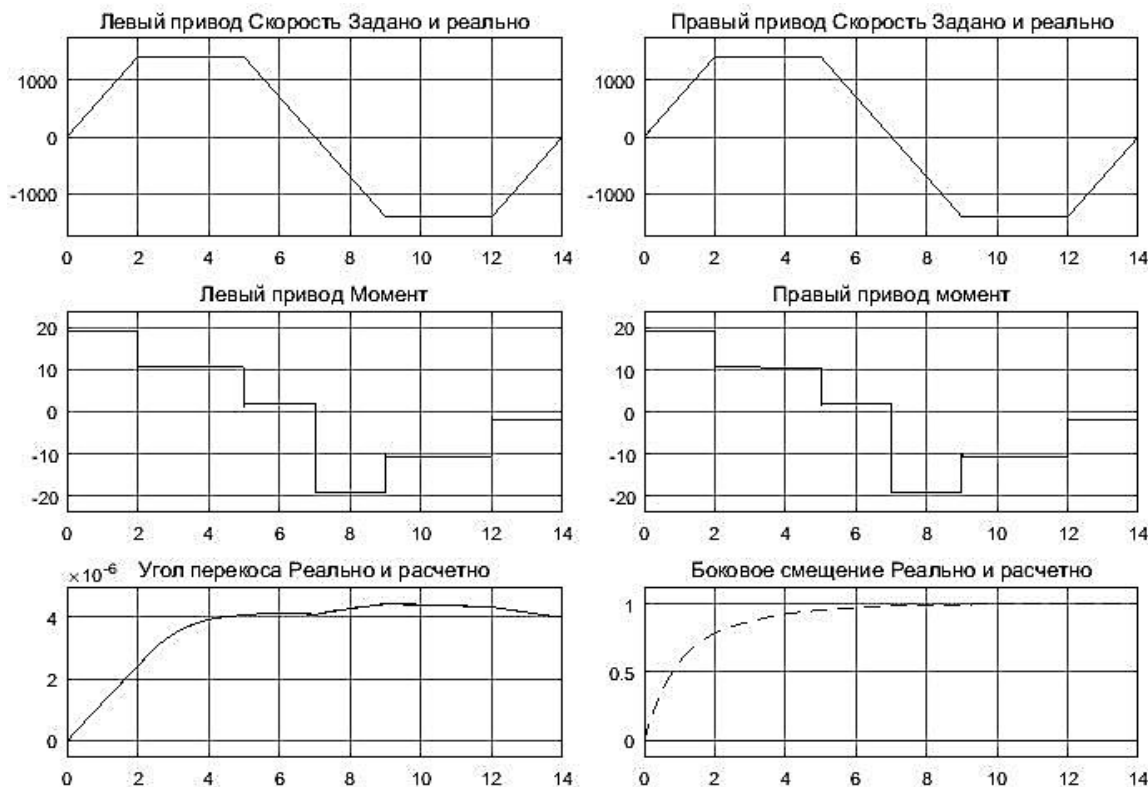


Рис. 5. Результаты моделирования при расположении груза весом 15 т по центру

Так как груз расположен по центру, то нагрузки на приводные оси распределены равномерно и тележка движется без перекосов. Расчетный и фактический угол поворота совпадают и находятся в пределах 0. Боковое смещение фактически отсутствует.

На рис. 6 представлены результаты моделирования при смещении груза весом 15 т вправо от центра тележки.

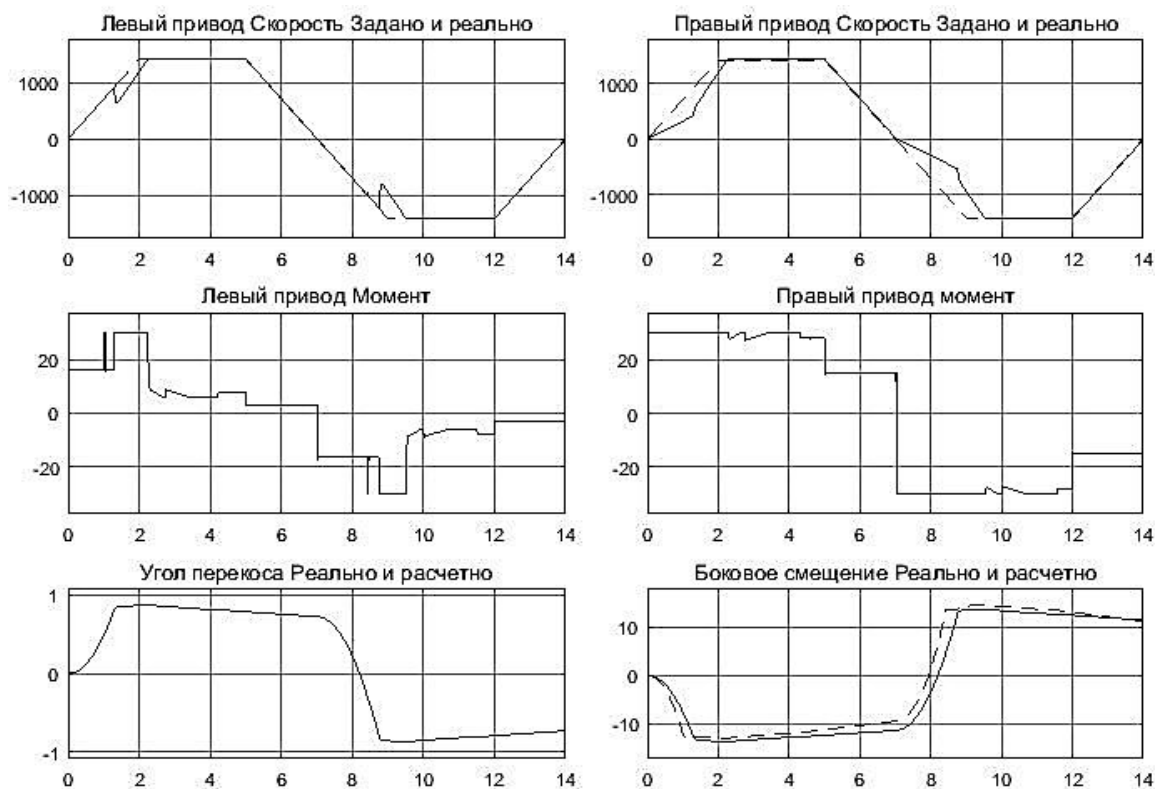


Рис. 6. Результаты моделирования при расположении груза весом 15 т справа от центра

Так как груз расположен со смещением от центра тележки, то нагрузки на приводные оси распределены неравномерно и тележка движется с перекосом. Расчетный и фактический угол поворота совпадают и находятся в пределах  $1^\circ$ . Боковое смещение также рассчитано с достаточной степенью точности.

## ВЫВОДЫ

Полученные результаты моделирования транспортной тележки грузоподъемностью 30 т для передачи раскатов металла являются достаточным минимумом для построения регулятора угла поворота и бокового смещения тележки. Перспективным направлением в регулировании перекоса тележки является создание fuzzy-регулятора, с помощью которого можно будет достичь минимального перекоса тележки, а также требуемого ее бокового смещения от оси головки рельсов.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лобов Н. А. Динамика передвижения кранов по рельсовому пути : учеб. пособ. / Н. А. Лобов. – Москва, 2003. – С. 91–170.
2. Макурин А. В. Динамика продольного перемещения мостового крана с учетом упругости элементов конструкции / А. В. Макурин, Д. И. Морозов // *Електромеханічні та комп'ютерні системи*. – 2001. – № 3(79). – С. 39–40.
3. Спицина Д. Н. К вопросу определения боковых сил, действующих на ходовые колеса мостовых кранов / Д. Н. Спицина, А. Н. Юрин // *Известия вузов. Машиностроение*. – 2015. – № 2 (659).