

УДК 621.874.04

Поликарпов Ю. В.

### АНАЛИЗ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ О ДВИЖЕНИИ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ КРАНОВ НА ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕСАХ С РАЗДЕЛЬНЫМ ПРИВОДОМ С ПОЗИЦИЙ КИНЕМАТИКИ

В последнее время нами получен ряд новых теоретических результатов, касающихся кинематики движения реальных кранов по рельсовому пути [1, 2]. Они позволяют под другим углом зрения взглянуть на вопросы взаимодействия колесных реборд с рельсами. Адекватность теории, не подкрепленной практическими результатами, зачастую вызывает сомнения. Теорию принято подтверждать экспериментом, однако постановка дорогостоящего натурного эксперимента не всегда возможна, а результаты, полученные на лабораторных моделях не всегда убедительны.

При невозможности проведения собственных экспериментов остается прибегнуть к анализу опубликованных экспериментальных данных других исследователей. Количественному их анализу должен предшествовать качественный анализ, устанавливающий соответствие между особенностями поведения теоретической модели и событиями, происходящими в исследуемом процессе.

Цель данной работы состоит в том, чтобы на основе анализа экспериментальных данных проверить достаточность кинематической постановки задачи об общем законе движения крана с раздельным приводом и допустимость пренебрежения динамическими эффектами.

Для анализа были выбраны экспериментальные данные работ [3, 4], касающиеся четырехколесного крана грузоподъемностью 15 тонн. Приведем необходимые для анализа значения его параметров [4]: номинальный пролет – 28 м; фактический пролет рельсового пути –  $28000 \div 28010$  мм; пролет крана по передним колесам – 27987 мм, по задним – 27997; база – 5 м; привод – раздельный; диаметр колеса – 710 мм; скорость передвижения – 2,07 м/с. Углы перекоса колес, измеренные от линии, проходящей через их центры:  $\beta_1 = -0,003$  рад;  $\beta_2 = -0,0038$  рад;  $\beta_3 = -0,003$  рад;  $\beta_4 = 0,0052$  рад. Декларируемая погрешность измерения углов –  $\pm 0,0005$  рад. Поперечное смещение моста до касания ребордами рельс от 7 до 27 мм.

Из приведенных данных видно, что передние и задние колеса исследуемого крана имели пролеты, различающиеся на 10 мм. При базе крана в 5 м и симметричном расположении колес, в процессе измерения углов перекоса колес это привело к отклонению в  $-0,001$  рад от величин, соответствующих принятому в кинематической модели измерению этих углов от направления рельсового пути. Вычтя эту величину из приведенных выше значений углов, получим:  $\beta_1 = -0,002$  рад;  $\beta_2 = -0,0028$  рад;  $\beta_3 = -0,002$  рад;  $\beta_4 = 0,0062$  рад.

Определим угол перекоса крана относительно базового направления  $\beta_n$  и угол эффективного перекоса колес  $\beta_9$  [1]:

$$\beta_n = (\beta_1 + \beta_2 + \beta_3 + \beta_4) / 4 = -0,00015 \text{ рад};$$

$$\beta_9 = (\beta_1 + \beta_2) - (\beta_3 + \beta_4) = -0,009 \text{ рад}.$$

Определим радиус кривизны траектории крана  $R_{tp}$ :

$$R_{tp} = \frac{2B}{\beta_9} = \frac{2 \times 5}{-0,009} \approx -1111 \text{ м},$$

где  $B$  – база крана.

Схема движения крана приведена на рис. 1. При построении схемы считаем, что исходное положение крана I соответствует его положению при измерении углов перекоса колес. Начало координатной системы помещаем на оси задних колес.

На схеме точками обозначено положение осей левых по ходу движения передних и задних колес в поле зазора для всех трех положений крана. В связи с разными значениями пролетов рельсового пути, пролетов передних и задних колес, положение осей колес при отсутствии перекоса крана не соответствует средней линии поля зазора. Это схематически показано на рис. 2. Оценочные расчеты показывают, что оси передних колес смещены на – 6,5 мм, а задних – на – 1,5 мм.

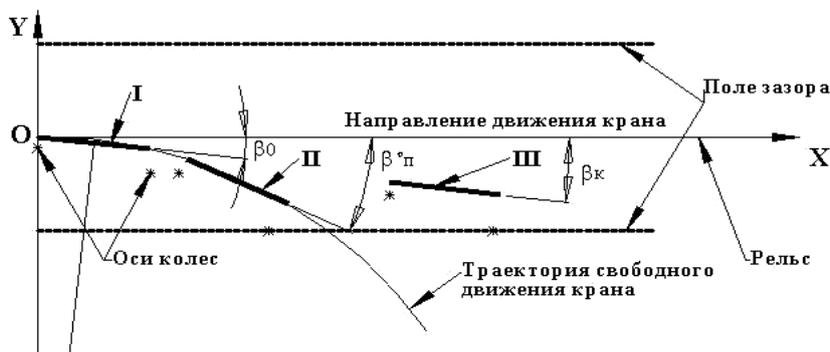


Рис. 1. Схема движения крана:

I – исходное положение крана; II – положение крана в момент окончания свободного движения; III – положение крана в конечной точке пути;  $\beta_0$ ,  $\beta_k$  – начальный и конечный углы перекоса крана;  $\beta_n^0$  – перекося крана в точке начала контакта реборды с рельсом

Рассмотрим движение крана с позиций кинематики. Так как кран был выставлен с зазорами между ребордой каждого колеса и рельсом, то первый участок пути – свободное движение по окружности, заканчивающееся контактом реборд с рельсами. Для определения момента касания ребордами рельсов задавались путем крана и определяли положение колес в поле зазора. Результаты расчетов приведены в табл. 1.

Таблица 1

Смещения колес от начального положения при свободном движении крана

Путь крана, м	0	1	2	3	4	5
Смещение переднего колеса (2), мм	0	-2,85	-6,55	-11,25	-16,75	-23,25
Смещение заднего колеса (4), мм	0	1,65	2,4	2,25	1,2	-0,75

Данные табл. 1 однозначно показывают, что коснется рельса левая реборда одного из передних колес, и не важно, произойдет ли это через 3, 4 или 5 м пути.

Предположим, допустимое смещение одного из передних колес составляло 17 мм, тогда его реборда коснулась рельса через 4 м пути крана. При этом перекося крана составил  $\beta_n^0 = -0,00375$  рад. Этому моменту на схеме, рис. 1 соответствует положение II.

На этом свободное движение крана заканчивается. Дальнейшее его движение проходит в условиях контакта реборд с рельсами. Кинематика такого движения рассмотрена в работе [2]. Установлено, что при контакте с рельсами реборд передних колес угол перекося крана будет стремиться к некоторому установившемуся значению, которое из-за изменения точки приложения силы трения между ребордой и рельсом в данном случае будет больше по модулю при контакте с рельсом правого колеса и меньше, при контакте левого колеса.

Ответ на вопрос о том, реборда какого именно из колес будет контактировать с рельсом, дает рассмотрение схемы рис. 2. Она однозначно показывает, что при пролете передних колес меньшем, чем пролет крана, и смещении колес в процессе движения вниз, в контакт с рельсом войдет реборда колеса 2. Не имея данных о величине коэффициента трения между ребордой и рельсом, силу трения не учитываем. Это приведет к замедлению процесса смещения задних колес и увеличению абсолютного значения конечного угла перекося.

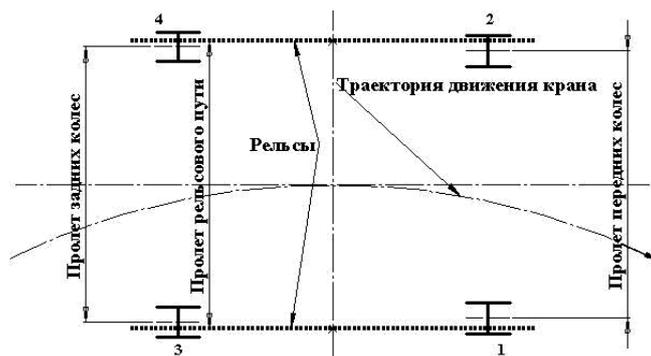


Рис. 2. Схема, иллюстрирующая связь между величинами пролетов и зазорами

Если не учитывать силу трения, то угол перекоса определится из выражения [2]:

$$\beta_{\Pi}(S) = -\frac{\beta_3^0 + \beta_4^0}{2} + e^{(S/B)} * \left( \beta_n^0 + \frac{\beta_3^0 + \beta_4^0}{2} \right), \tag{1}$$

где  $\beta_{\Pi}(S)$  – угол перекоса крана в функции его пути от точки контакта колеса с рельсом;  $\beta_3^0, \beta_4^0$  – значения углов перекоса колес относительно направления рельсового пути по результатам выверки;  $\beta_n^0$  – угол перекоса крана в точке начала контакта колеса с рельсом;  $S$  – путь крана от точки начала контакта колеса с рельсом, м;  $B$  – база крана, м, при контакте с рельсом передних колес  $B$  отрицательна.

Вычисленные по формуле (1) изменения угла перекоса крана представлены в табл. 2. Таблица построена в предположении, что переднее колесо, прижимаясь к рельсу, движется по прямой, т. е. рельсы абсолютно прямые и параллельны базовому направлению. Данные табл. 2 показывают, что на этом участке абсолютная величина угла перекоса крана уменьшается, и замедляющееся смещение задних колес происходит в том же направлении, что и смещение передних колес. В конце пути кран останавливается, имея перекос в  $-0,0021$  рад.

Таблица 2

Изменение перекоса крана и смещения задних колес при движении в условиях контакта переднего колеса с рельсом

Путь от точки контакта, м	0	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
Угол перекоса *10 <sup>2</sup> , рад	-0,375	-0,3	-0,28	-0,26	-0,24	-0,23	-0,22	-0,22	-0,217	-0,215	-0,213
Смещение задних колес, мм	1,2	-1,5	-3,3	-4,6	-5,4	-5,9	-6,3	-6,5	-6,7	-6,8	-6,9

Наличие поперечных усилий на участке свободного движения крана в рамках кинематической модели объясняется поперечным скольжением колес, вызванным отличием угла перекоса каждого колеса от усредненного значения, равного  $\beta_3 / 4$ . Эти силы в каждой паре колес одной оси равны по величине и противоположны по направлению, что обеспечивает статическую уравновешенность крана в плане. В рассматриваемом случае определенное относительно направления нулевого перекоса крана поперечное скольжение колес передней оси составляет  $\pm 0,0004$  рад и направлено из пролета. Поперечное скольжение колес задней оси составляет  $\pm 0,0041$  рад и направлено во внутрь пролета. Направления действия поперечных сил противоположно направлениям поперечного скольжения колес. Так как поперечные силы растут вместе с поперечным скольжением, то, следовательно, при свободном движении поперечные силы на задних колесах заметно больше, чем на передних. На их соотношение

влияют упругие деформации концевых балок. В данном случае упругие деформации концевых балок приводят к увеличению углов перекоса передних колес, и уменьшению углов перекоса задних колес, уменьшая тем самым разницу поперечных сил.

На участке контакта реборд с рельсами действующие на передние колеса поперечные силы будут пропорциональны углу перекоса относительно направления рельсового пути того колеса, реборда которого не вступила в контакт с рельсом. В процессе работы крана реборды вступающих в контакт с рельсами колес изнашиваются и их пролеты изменяются. Если пролет пары колес одной оси изначально меньше пролета рельсового пути, то в контакт с рельсами вступают наружные реборды колес, рис. 2, и в результате их износа пролет возрастает, и наоборот. При равенстве пролетов крана и рельсового пути реборды колес одной оси могут контактировать с рельсами одновременно, или с учетом неровностей пути – попеременно. При этом величина поперечной силы будет изменяться в процессе движения.

Так как углы перекоса передних колес имеют тот же знак, что и угол перекоса крана, то они будут изменяться в том же направлении и на ту же величину, что и угол перекоса крана. Известно, что в контакт с рельсом вступила реборда колеса 2. Тогда величина поперечной силы в паре передних колес будет определяться углом перекоса колеса 1. Если угол его перекоса в точке начала контакта составлял  $-0,0056$  рад, то в конце передвижения он будет равен  $-0,004$  рад. Соответственно изменятся и поперечные силы.

Что касается задних колес, то величины их поперечных скольжений будут такими же, как и на участке свободного движения, т. е.  $\pm 0,0041$  рад.

В приведенном описании движения крана основные параметры – это изменения угла перекоса крана и смещения колес относительно исходного положения. Силовые факторы определяются исключительно кинематикой, в частности скоростями относительного скольжения колес. Предполагается, что в связи с относительно малыми скоростями скольжения, приложение сил может считаться статическим.

При проведении исследований измерялись смещения колес и поперечные силы, возникающие при взаимодействии колес с рельсами.

По-видимому, основная часть предстоящего анализа – поиск соответствия между характерными особенностями смещения колес в одном и другом случаях, а также выявление наличия, или отсутствия значимых динамических явлений колебательного характера.

Осциллограмма параметров движения крана [4] приведена на рис. 3.

Первоначально рассмотрим характерные особенности кривой изменения поперечных смещений колеса 2 –  $x_2$ .

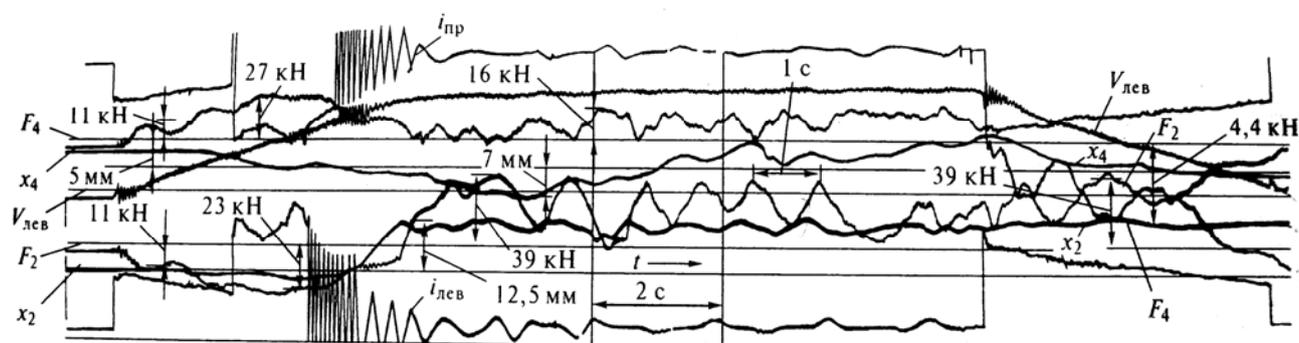


Рис. 3. Осциллограмма движения крана «вперед», тележка без груза в середине пролета:  $x_2$ ,  $x_4$  – поперечные смещения второго и четвертого колес;  $F_2$ ,  $F_4$  – поперечные силы на втором и четвертом колесах, соответственно

На участке разгона крана кривая  $x_2$  незначительно отклоняется от нулевого значения вниз, сначала возвращаясь в нуль, затем, заметно отклоняясь вверх в конце этого участка и, наконец, достигает максимума. В последующем она незначительно отклоняется от этого

значения в обе стороны, сохраняя его до конца движения. В соответствии с данными работы [4] отклонение кривых  $x_2$  и  $x_4$  вверх на осциллограмме рис. 3 соответствует смещению соответствующих колес вправо относительно направления движения крана.

Обратившись к данным рис. 1, табл. 1 и табл. 2, можем констатировать, что на качественном уровне смещение колеса 2 в кинематической модели и по данным экспериментов совпадают. Остановимся подробнее на практически горизонтальном участке. Такой характер изменения кривой может быть обусловлен лишь тем, что реборда одного из передних колес вошла в контакт с рельсом и осталась прижатой к нему до момента остановки крана. По расчету вступление реборды в контакт происходит примерно через 4 м пути крана. На начальном этапе движения это соответствует отрезку времени в 4 с, что близко к временному интервалу в 5 с, указанному в работе [3]. Небольшие отклонения кривой  $x_2$  в обе стороны вызваны неровностями рельсов, которые отслеживает колесо. Форма кривой, да и частота отклонений, составляющая величину порядка 1 Гц, не позволяют говорить о наличии заметных динамических явлений, как в момент возникновения контакта, так и в дальнейшем.

Кривая изменения смещения колеса 4 –  $x_4$ , в начале демонстрирует тенденцию снижения, которая сохраняется некоторое время и после вступления переднего колеса в контакт с рельсом, а затем меняет направление изменений и знак. Устойчивый рост этой кривой, постепенно замедляющийся, продолжается до начала процесса торможения крана.

В кинематической модели смещение задних колес, в общем, изменяется таким же образом, что подтверждается табл. 1 и табл. 2. Имеющиеся отличия, в частности, более продолжительный участок снижения, могут быть обусловлены погрешностями в измерении углов перекося колес. Свой вклад вносят и упругие деформации, не учитываемые в кинематической модели. Так, например, продолжение снижения кривой  $x_4$ , которое по данным табл. 1 должно было закончиться за 1 м пути крана до вступления переднего колеса в контакт с рельсом, объясняется, в том числе, и упругими деформациями концевых балок. Рост поперечной силы (кривая  $F_4$ ) на этом же участке служит тому подтверждением. Отмеченные упругие деформации не оказывают влияния на вид траектории движения крана, так как вызванные ими перекося в парах колес одной оси взаимно компенсируются.

Анализ поведения кривых  $F_2$  и  $F_4$  на участке свободного движения затруднен в связи с тем, что он по времени совпадает с участком разгона крана. В соответствии с кинематической моделью их отклонения должны на этом участке постепенно возрастать до установившихся значений. Однако на участке разгона действует еще целый ряд факторов, таких как: остаточные поперечные усилия в металлоконструкции крана; деформации концевых балок, вызывающие изменения углов перекося колес; деформации главных балок под действием сил инерции, вызывающие поворот концевых балок и перемещения колес; изменения нагрузки фрикционного контакта и величины продольного скольжения. Для аргументированного анализа изменения кривых  $F_2$  и  $F_4$  на этом участке необходимо иметь существенно более обширный экспериментальный материал. Можно сказать лишь, что данные осциллограммы подтверждают выводы о том, что при свободном движении крана поперечные силы, действующие на колеса 2, 4 разнонаправлены, причем сила, действующая на колесо 2, направлена в пролет, а также о том, что поперечная сила на колесе 4 больше, чем на колесе 2.

На участке установившегося движения крана кривая  $F_2$  довольно значительно отклоняется в обе стороны относительно некоторого установившегося значения, несколько снижающегося в конце его. Кинематическая модель не предполагает таких отклонений. Пиковые их значения смещены относительно пиковых значений отклонений кривой  $x_2$ . Как те, так и другие носят нестационарный характер, изменяясь и по амплитуде, и по частоте. Можно предположить, что эти отклонения вызваны кривизной в плане рельса, к которому прижато переднее колесо. Смещение пиковых значений обусловлено тем, что дополнительные поперечные усилия, вызванные кривизной рельсов, пропорциональны не отклонению положения точек рельсов от номинала, а скорости изменения этого отклонения, вызывая дополнительное скольжение колес относительно рельсов. Суммируясь со скоростью поперечного скольжения не прижатых к рельсам колес, она и вызывает изменения соответствующих сил на

этих колесах. Как и должно быть в таком случае, участку подъема кривой  $x_2$  соответствует уменьшение поперечного усилия и отклонение кривой  $F_2$  вниз, и наоборот. Если бы эти отклонения были вызваны поперечными колебаниями, то максимумы и минимумы силы и смещения соответствовали бы друг другу. Максимально подвержено этому воздействию противоположащее колесо 1. Что касается прижатого к рельсу колеса 2, то соответствующие дополнительные усилия замыкаются между поверхностью катания и ребордой. Однако, в силу статической уравновешенности крана, на колесе 2 этой оси возникает также и сила реакции, равная по величине и противоположная по знаку силе, действующей на колесо 1 (кривая  $F_2$ ).

Что касается кривой  $F_4$ , то на участке установившегося движения пиковые значения ее отклонений противофазны пиковым значениям отклонений кривой  $F_2$ . Так как силы, действующие на колеса 2 и 4, разнонаправлены, то это говорит о том, что их изменения вызваны однонаправленными смещениями колес и кран совершает поперечные движения, которые можно считать возвратно-поступательными. Эти, обусловленные кривизной рельсов, поперечные возвратно-поступательные движения крана могут вызвать значимые инерционные нагрузки. Оценки показывают, что при кривизне рельсов в 3 мм/м инерционная нагрузка в данном случае может достигать 1 кН, а при кривизне 6 мм/м – 4 кН.

Участок торможения крана имеет те же особенности, что и участок разгона.

К числу явно выраженных динамических явлений колебательного характера на анализируемой осциллограмме можно отнести колебания кривых  $F_2$  и  $F_4$  в начальный момент пуска крана с частотой примерно 2 Гц. По-видимому, эти колебания обусловлены продольными колебаниями моста в период разгона. Их быстро убывающие амплитудные значения не оказывают существенного влияния на максимальные значения отклонений соответствующих кривых. На участке торможения подобное явление не проявило себя. На других осциллограммах этой серии [4] идентифицировать его также не удалось.

Остальные осциллограммы работ [3, 4] оказались непригодны для подобного анализа, в основном из-за отсутствия данных о смещениях колес.

Можно констатировать, что большая часть особенностей характера поведения кривых на участке установившегося движения нашла свое объяснение в рамках кинематической модели движения крана. Следует отметить, что в рамках динамической модели отмеченным явлениям объяснение не было найдено [3, 4].

Необходимость использования динамической модели для описания рассматриваемых процессов не очевидна. Нет также оснований для обсуждения вопроса об «устойчивости свободного прямолинейного движения крана». Вместо этого необходимо искать пути спрямления заведомо криволинейной траектории его свободного движения.

## ВЫВОДЫ

Основные особенности процесса движения крана с отдельным приводом, не объясненные в рамках динамической модели, нашли объяснение в кинематической модели, что подтверждает ее достаточность для описания и анализа этого процесса.

Показано, что колебания величин поперечных сил в условиях контакта одного из передних колес с рельсом обусловлены кривизной рельсов в плане. Их амплитудные значения зависят от скорости изменения кривизны рельсов.

На анализируемой осциллограмме динамические явления колебательного характера имели место в процессе пуска крана. Они не имеют отношения к взаимодействию реборд с рельсами и не оказали существенного влияния на траекторию движения крана.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Поликарпов Ю. В. Кинематика движения четырехколесной ходовой тележки грузоподъемного крана / Ю. В. Поликарпов // *Подъемно-транспортная техника*. – 2004. – № 3. – С. 47–55.
2. Поликарпов Ю. В. Кинематика движения крана на участке взаимодействия реборд с рельсами / Ю. В. Поликарпов // *Вісник ДДМА*. – 2008. – № 1 (11). – С. 145–150.
3. Лобов Н. А. Динамика грузоподъемных кранов / Н. А. Лобов. – М. : Машиностроение, 1987. – 157 с.
4. Лобов Н. А. Динамика передвижения кранов по рельсовому пути / Н. А. Лобов. – М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2003. – 232 с.