

УДК 621.874:539.375.6

DOI 10.18698/0536-1044-2016-6-33-41

# Исследование боковых сил, действующих на многоколесные мостовые краны при наличии неровностей подкрановых путей

Д.Н. Спицына<sup>1</sup>, А.Н. Юрин<sup>2</sup><sup>1</sup> МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1<sup>2</sup> ОАО «НИКИЭТ», 107140, Москва, Российская Федерация, Малая Красносельская ул., д. 2/8

## The Study of Lateral Forces Acting on Multi-Wheel Bridge Cranes with Crane Way Inequalities

D.N. Spitsyna<sup>1</sup>, A.N. Yurin<sup>2</sup><sup>1</sup> BMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1<sup>2</sup> ОАО NIKIET, 107140, Moscow, Russian Federation, Malaya Krasnoselskaya St., Bldg. 2/8

e-mail: tonik0791@mail.ru

**i** Предложена методика определения боковых сил, действующих на движущиеся многоколесные мостовые краны, позволяющая оценивать влияние любых неровностей подкрановых путей. Используемая динамическая модель крана учитывает линейные и угловые податливости моста крана и балансиров при действии боковых сил, а также монтажные углы перекоса осей ходовых колес. Подкрановые пути приняты податливыми и имеющими случайные отклонения от прямолинейного закона. Приведены результаты расчета восьмиколесного мостового крана. Показано, что боковые силы возрастают как вследствие ударов при наезде реборд ходовых колес на рельсы, так и при изменении колеи подкрановых путей. Изменение начальных зазоров между ребордами и рельсами, обусловленное перекосами концевых балок моста или износом реборд, влияет только на значения боковых сил, возникающих в момент наезда реборд на рельсы. Наибольшие боковые силы возникают при резком сужении колеи подкрановых путей. При одном и том же изменении колеи значения боковых сил существенно различаются в зависимости от отклонения каждого рельса от прямолинейности.

**Ключевые слова:** многоколесный мостовой кран, боковые силы, ходовые колеса, реборда, рельс, рельсовый путь.

**i** The proposed method determines the lateral forces that affect running multi-wheel bridge cranes. It can be used to estimate the influence of any inequality of crane ways. The dynamic crane model used in the calculations takes into account linear and angular suppleness of the crane bridge and balancers under the effect of lateral forces, as well as the mounting angles of misalignment of the running wheels' axis. The crane ways are assumed to be malleable and having random deviations from the linear law. The calculation results for an eight-wheel bridge crane are given. It is shown that the lateral forces increase due to the impact that occurs when the running wheel flanges run over the rails, and when the crane way gauge changes. The change in the initial gaps between the flanges and the rails due to the misalignment of the end beams of the bridge or wear of the flanges affects only the lateral forces occurring at the moment when the flanges run over the rails. The largest lateral forces occur when the crane way gauge narrows suddenly. When the gauge change is the same, the values of the lateral forces vary significantly depending on the deviation from the straightness for each rail.

**Keywords:** multi-wheel bridge crane, lateral forces, running wheels, flange, rail, rail track.

Малая долговечность ходовых колес мостовых кранов является проблемой, с которой специалисты в области краностроения сталкиваются уже многие годы. Известно, что основной причиной выхода ходовых колес из строя является износ их реборд. На интенсивность износа влияет уровень и продолжительность действующих нагрузок. В связи с этим важно исследовать факторы, вызывающие увеличение сил, действующих на реборды ходовых колес и факторы, влияющие на продолжительность контакта реборд с головками рельсов.

Исследованию боковых сил, действующих на ходовые колеса мостовых кранов, посвящено значительное количество работ. Однако во всех из них, кроме работы [1], рассматривают четырехколесные краны грузоподъемностью менее 50 т. В кранах большой грузоподъемности ходовые колеса монтируют в балансирных тележках, которые с помощью осей закрепляют в концевых балках моста. При этом в процессе монтажа возможно появление перекосов осей как ходовых колес, так и балансиров. Влияние этих факторов на значения боковых сил рассмотрено в работе [1], однако при этом подкра-

новые пути принимались прямолинейными, расстояние между рельсами — неизменным, случайные неровности не учитывались.

В ряде работ [2–4], посвященных исследованию боковых сил, действующих на ходовые колеса мостовых кранов, предположено, что единственной причиной их возникновения являются монтажные перекосы осей ходовых колес. Влияние случайных неровностей подкрановых путей впервые было установлено в работах [5, 6], где задача решалась в статистической постановке. В статье [7] наряду с учетом монтажных углов перекоса осей ходовых колес рассматривали различные формы неровностей подкрановых путей, а в работах [8, 9] — влияние случайных неровностей, заданных в функции времени движения крана с постоянной скоростью. В статьях [7, 8], как и в работах [1–4] при рассмотрении движения крана применяли одномассовую динамическую модель. Оценка погрешности, полученной при использовании такой модели, проведена в работе [9], где рассмотрены те же задачи, что и в статьях [7, 8], но кран представлен в виде трехмассовой модели. О целесообразности учета неровностей под-

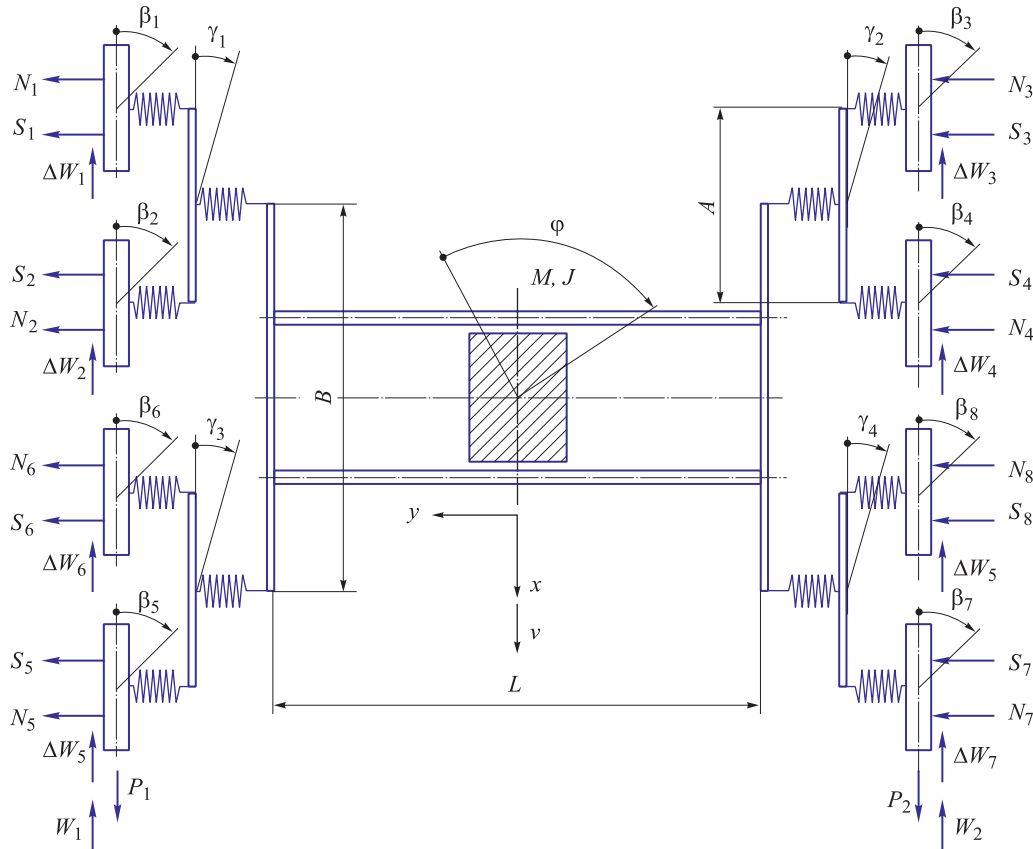


Рис. 1. Динамическая модель крана

крановых путей также указано в статье [10]. В зарубежной литературе данный вопрос рассмотрен в работе [11].

**Методика определения боковых сил, действующих на ходовые колеса многоколесных мостовых кранов.** Для исследования боковых сил, как и в работе [1], используется одномассовая динамическая модель (рис. 1). При этом учитываются не только монтажные углы перекоса осей ходовых колес и балансиров, но и случайные отклонения подкрановых путей. На рис. 1 введены следующие обозначения:  $M$  — масса крана, расположенная посередине пролета;  $J$  — момент инерции крана относительно центра масс;  $L$  — пролет моста;  $A$  и  $B$  — расстояния между осями ходовых колес и балансиров;  $P_1$  и  $P_2$  — движущие силы, создаваемые электродвигателями;  $W_1$  и  $W_2$  — силы сопротивления передвигению крана;  $\Delta W_j$  ( $j = 1, \dots, 8$ ) — силы трения между ребордами ходовых колес и рельсами;  $v$  — скорость передвигения центра масс в направлении оси  $x$  (вдоль подкрановых путей);  $y$  — перемещение центра масс в направлении, перпендикулярном подкрановым путям;  $\varphi$  — угол поворота крана (как жесткого целого) относительно центра масс;  $\beta_j$  ( $j = 1, \dots, 8$ ) — монтажные углы перекоса осей ходовых колес;  $\gamma_k$  ( $k = 1, \dots, 4$ ) — углы перекоса осей балансиров. Показанные на рис. 1 направления углов  $\varphi$ ,  $\beta_j$  и  $\gamma_k$  приняты за положительные.

Боковые силы  $S_j$  и  $N_j$ , возникающие при движении крана, принимаем положительными, если они действуют в положительном направлении оси  $y$ . Подкрановые рельсовые пути (левый и правый) имеют отклонения от прямолинейного закона в направлении оси  $y$ . Предполагаем, что кран движется с постоянной скоростью, поэтому указанные отклонения  $\Delta_j(t)$  приводят к изменениям во времени зазоров между ребордами и рельсами всех ходовых колес. Если принять, что в момент начала движения зазоры справа и слева у  $j$ -го колеса равны  $d_{jn}(0)$  и  $d_{jn}(0)$ , то за время движения крана  $t$  они примут вид (рис. 2)

$$d_{jn}(t) = d_{jn}(0) + \Delta_j(t); \quad d_{jn}(t) = d_{jn}(0) - \Delta_j(t),$$

где  $\Delta_j(t)$  — отклонение рельса в месте расположения  $j$ -го колеса.

При смещении колес крана в пределах зазоров  $d_{jn}(t)$  и  $d_{jn}(t)$  возникают только силы упругого проскальзывания  $S_j$ , которые, как в и работе [1], имеют вид

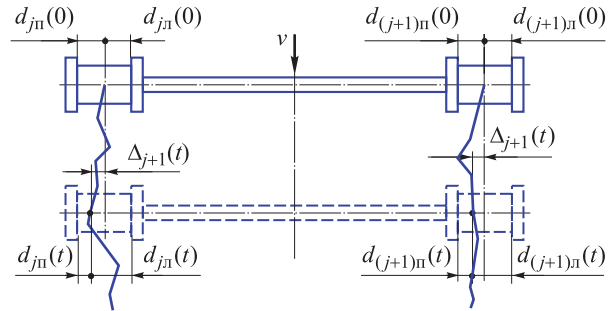


Рис. 2. Изменение зазоров между ребордами и рельсами вследствие неровностей подкрановых путей

$$S_j = k_j \frac{v_{npj}}{v} \quad \text{при} \quad \frac{v_{npj}}{v} \leq 0,004;$$

$$S_j = k_j \cdot 0,004 \quad \text{при} \quad \frac{v_{npj}}{v} > 0,004,$$

где  $k_j$  — коэффициент пропорциональности;  $v_{npj}$  — скорость поперечного проскальзывания  $j$ -го колеса. При  $v_{npj}/v \geq 0,004$  происходит пробуксовка, и сила упругого проскальзывания достигает значения  $S_j = \mu R_j$ , где  $\mu$  — коэффициент сцепления колеса с рельсом;  $R_j$  — вертикальное давление на  $j$ -е колесо, откуда  $k_j = \mu R_j / 0,004$ .

Согласно работе [1], скорости поперечного проскальзывания ходовых колес

$$v_{npj} = \dot{y} \pm \dot{\varphi} \left( \frac{B}{2} \pm \frac{A}{2} \right) + \dot{y}_j - v(\varphi + \beta_j + \gamma_k + \varphi_{yj}), \quad (1)$$

где  $\dot{y}$  — скорость центра масс в направлении, перпендикулярном подкрановым путям;  $\dot{\varphi}$  — угловая скорость поворота крана относительно центра масс;  $\dot{y}_j$  — скорость перемещений ходовых колес вследствие деформаций балок моста крана и балансиров в направлении оси  $y$ ;  $j = 1, \dots, 8$ ;  $\varphi_{yj}$  — упругие углы поворота ходовых колес вследствие деформаций балок моста и балансиров;  $\varphi$ ,  $\beta_j$  и  $\gamma_k$  — углы, показанные на рис. 1.

Перемещения ходовых колес  $z_j$  в направлении оси  $y$  имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} z_1 &= y - a\varphi - \gamma_1 \frac{A}{2} + y_1; & z_5 &= y + a\varphi + \gamma_3 \frac{A}{2} + y_5; \\ z_2 &= y - b\varphi + \gamma_1 \frac{A}{2} + y_2; & z_6 &= y + b\varphi - \gamma_3 \frac{A}{2} + y_6; \\ z_3 &= y - a\varphi - \gamma_2 \frac{A}{2} + y_3; & z_7 &= y + a\varphi + \gamma_4 \frac{A}{2} + y_7; \\ z_4 &= y - b\varphi + \gamma_2 \frac{A}{2} + y_4; & z_8 &= y + b\varphi - \gamma_4 \frac{A}{2} + y_8, \end{aligned} \quad (2)$$

где  $y$  — перемещение центра масс в направле-

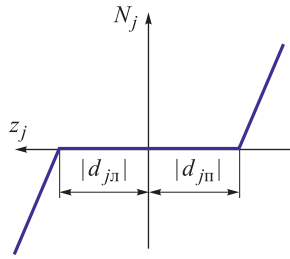


Рис. 3. Зависимость сил  $N_j$  от перемещений ходовых колес  $z_j$

нии, перпендикулярном подкрановым путям;  $a = A/2 + B/2$ ,  $b = A/2 - B/2$  — расстояния от центра масс до осей ходовых колес (см. рис. 1);  $y_j$  — упругие перемещения ходовых колес в направлении оси  $y$ ,  $j = 1, \dots, 8$ .

Согласно рис. 3, действующие на реборды силы  $N_j$  определим, как и в работах [7, 8], из условий:

- если  $z_j > d_{jn}$ , то

$$N_j = -c_n(z_j - d_{jn}); \quad (3)$$

- если  $z_j < -d_{jn}$ , то

$$N_j = c_n(-z_j - d_{jn}), \quad (4)$$

где  $c_n$  — жесткость подкрановых путей.

При  $-|d_{jn}| \leq z_j \leq |d_{jn}|$  реборды не взаимодействуют с рельсами, поэтому

$$N_j = 0. \quad (5)$$

Упругие перемещения ходовых колес  $y_j$  в выражениях (2) зависят от суммарной податливости конструкции в направлении оси  $y$   $\delta^{\Sigma}$  при закрепленном центре масс:

$$y_j = (S_j + N_j)\delta^{\Sigma}, \quad (6)$$

где  $\delta^{\Sigma} = \delta_m + \delta_6$ ,  $\delta_m$  — податливость моста крана;  $\delta_6$  — податливость балансира.

Упругие углы поворота осей ходовых колес  $\varphi_{yj}$  в выражениях (1) приняты положительными, если они направлены, как и угол  $\varphi$ , по часовой стрелке:

$$\varphi_{yj} = (S_j + N_j)\delta_{yj}^{\Sigma} \quad (j = 1, \dots, 8), \quad (7)$$

где  $\delta_{yj}^{\Sigma}$  — суммарная угловая податливость конструкции, определяемая при закрепленном центре масс.

Линейную и угловую податливости моста определяют методами строительной механики [12], например, как описано в работе [9].

С учетом значений податливостей  $\delta_{yj}^{\Sigma}$  при  $v_{прj}/v \leq 0,004$  для сил упругого проскальзывания получают следующие зависимости:

$$S_j = -\frac{k_j}{v} \left\{ \dot{y} \pm \dot{\varphi} \left( \frac{B}{2} \pm \frac{A}{2} \right) + \dot{y}_j - v \left[ \varphi + \beta_j + \gamma_k + \delta_{yj}^{\Sigma} (N_j + S_j) \right] \right\}. \quad (8)$$

Уравнения движения крана как жесткого целого, соответствующие динамической модели, приведенной на рис. 1, имеют следующий вид:

$$M\ddot{y} = \sum_{j=1}^8 (S_j + N_j);$$

$$J\ddot{\varphi} = (P_2 - P_1 + W_1 - W_2 + \Delta W_1 + \Delta W_2 + \Delta W_5 + \Delta W_6 - \Delta W_3 - \Delta W_4 - \Delta W_7 - \Delta W_8) \frac{L}{2} + (S_5 + S_7 + N_5 + N_7 - S_1 - S_3 - N_1 - N_3)a + (S_6 + S_8 + N_6 + N_8 - S_2 - S_4 - N_2 - N_4)b. \quad (9)$$

Здесь

$$P_1 = P_{01} - B_1 \left( v - \dot{\varphi} \frac{L}{2} \right), \quad P_2 = P_{02} - B_2 \left( v + \dot{\varphi} \frac{L}{2} \right),$$

где  $P_{01}$  и  $P_{02}$  — движущие силы, создаваемые электродвигателями при неподвижном роторе;  $B_1$ ,  $B_2$  — коэффициенты жесткости, определяемые из механических характеристик электродвигателей,  $B_1 = B_2$ .

Боковые силы  $S_j$  и  $N_j$  зависят от скоростей и перемещений центра масс крана и его ходовых колес, которые, как и в работе [1], определяют при интегрировании системы нелинейных дифференциальных уравнений

$$\dot{\mathbf{X}} = \mathbf{A}\mathbf{X} + \mathbf{B}, \quad (10)$$

где  $\mathbf{A}$ ,  $\mathbf{B}$  — матрицы постоянных коэффициентов;  $\mathbf{X}$  — вектор состояния, причем

$$\mathbf{X}^T = \{x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7, x_8, x_9, x_{10}, x_{11}, x_{12}\} = \{\dot{y}, \dot{\varphi}, y, \varphi, y_1, y_2, y_3, y_4, y_5, y_6, y_7, y_8\}.$$

Алгоритм определения боковых сил с учетом неровностей подкрановых путей остается таким же, как и в работе [1], изменяются лишь условия определения сил  $N_j$  и  $\Delta W_j$ . При  $z_j > d_{jn}$  силы  $N_j$  определяют по формуле (3), при  $z_j < -d_{jn}$  — по формуле (4), а при  $-|d_{jn}| \leq z_j \leq |d_{jn}|$ , согласно выражению (5),  $N_j = 0$ . Соответственно изменяются силы  $\Delta W_j$ , которые, согласно работе [1], находят по формуле

$$\Delta W_j = \frac{f |\beta_j + \gamma_k + \varphi|}{\operatorname{tg} \psi} |N_j|,$$

где  $f$  — коэффициент трения;  $\psi$  — угол наклона реборды.

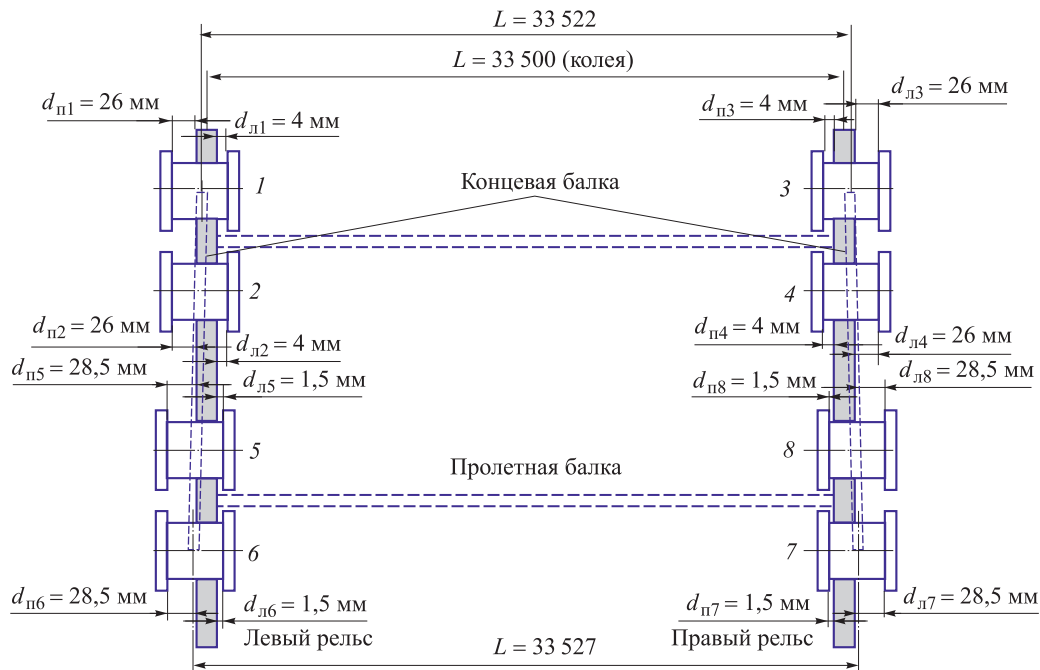


Рис. 4. Начальные зазоры, обусловленные перекосом концевых балок:  
1–8 — номера колес

**Пример расчета по изложенной методике.** Для оценки влияния неровностей подкрановых путей проводили расчет восьмиколесного крана грузоподъемностью  $Q = 100\,000$  кг с пролетом  $L = 33,5$  м, установленного в цехе № 21-81, корпус № 33 АО «ВПК НПО машиностроения» (г. Реутов). Для расчета использовали следующие исходные данные: масса крана  $G = 125\,000$  кг, масса крана с грузом  $M = Q + G = 225\,000$  кг; момент инерции крана относительно центра масс  $J = 1,54 \cdot 10^7$  кг·м<sup>2</sup>; вертикальная сила давления на каждое колесо  $R_j = 9,8(Q + G)/8 = 275$  Н; расстояние между осями колес на одном балансира  $A = 0,84$  м; расстояние между осями балансира  $B = 6,01$  м; установившаяся скорость центра масс  $v = 0,517$  м/с; коэффициент трения поперечного скольжения колеса по рельсу  $\mu = 0,2$ ; коэффициент трения между ребордой колеса и рельсом  $f = 0,2$ ; угол наклона реборды  $\psi = 0,139$ ; силы сопротивления передвижению  $W_1 = W_2 = 7\,875$  Н; жесткость подкрановых путей  $c_{п1} = 10^7$  Н/м; усилия, создаваемые электродвигателями при неподвижном роторе,  $P_{01} = P_{02} = 581\,500$  Н; коэффициенты жесткости механических характеристик электродвигателей  $B_1 = B_2 = 1,058 \cdot 10^6$  Н·с/м. Начальные зазоры между ребордами и рельсами, обусловленные перекосом концевых балок, показаны на рис. 4.

В соответствии с заданными размерами балок моста, балансира и их поперечных

сечений расчетным путем получены податливости

$$\delta_m = 5,503 \cdot 10^{-10} \text{ м/Н}; \quad \delta_{y_m} = 1,196 \cdot 10^{-9} \text{ рад/Н};$$

$$\delta_6 = 15,229 \cdot 10^{-10} \text{ м/Н}; \quad \delta_{y_6} = 2,054 \cdot 10^{-10} \text{ рад/Н}.$$

Согласно нормативным документам, расстояние между подкрановыми рельсами (колея) должно изменяться в пределах  $\pm 15$  мм. На рис. 5 показан полученный в результате обследования график изменения колеи в зависимости от пройденного краном пути. Однако рассмотренная методика позволяет определять боковые силы, если известны отклонения от прямолинейности как левого, так и правого рельса. В связи с этим расчет проводили для следующих четырех вариантов:

- подкрановые пути — прямолинейные; их отклонения в плане отсутствуют;

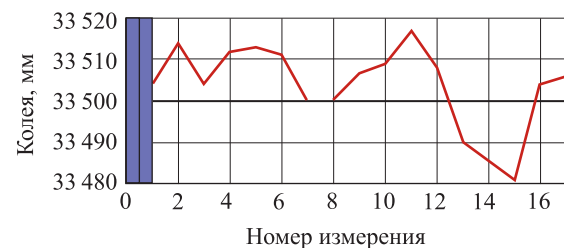


Рис. 5. Изменение (сужение-расширение) колеи подкрановых путей мостового крана рег. № 26773 (измерения проводились через каждые 6 м)

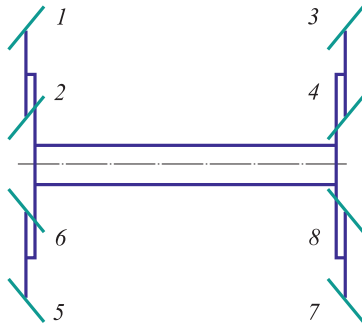


Рис. 6. Неблагоприятные направления углов перекоса осей: 1-8 — номера колес

- левый рельсовый путь — прямолинейный; изменение (сужение-расширение) колеи, показанное на рис. 5, происходит вследствие соответствующих отклонений правого рельса;
- правый рельсовый путь — прямолиней-

ный; левый путь имеет отклонения, равные изменениям колеи;

- правый и левый рельсовые пути имеют отклонения, равные половине изменения колеи.

Изменение колеи  $\Delta(t)$  принимали положительным, если отклонение левого рельса  $\Delta_{\text{л}}(t)$  превышало отклонение правого рельса  $\Delta_{\text{п}}(t)$ .

Все расчеты по определению боковых сил проводили для случая наиболее неблагоприятных монтажных углов перекоса осей ходовых колес [1], когда  $\beta_1 = \beta_2 = \beta_3 = \beta_4 = 0,001$ ;  $\beta_5 = \beta_6 = \beta_7 = \beta_8 = -0,001$  (рис. 6). На рис. 7 показано изменение наибольших боковых сил  $S_7$  и  $N_7$  во времени при движении крана по прямолинейным рельсовым путям. В этом случае наибольшие боковые силы возникают от удара при наезде реборд на рельсы. Без учета износа реборд  $N_{7\text{max}} = 6,6 \cdot 10^4$  Н,  $S_{7\text{max}} = -3 \cdot 10^4$  Н, а при учете износа реборд  $N_{7\text{max}} =$

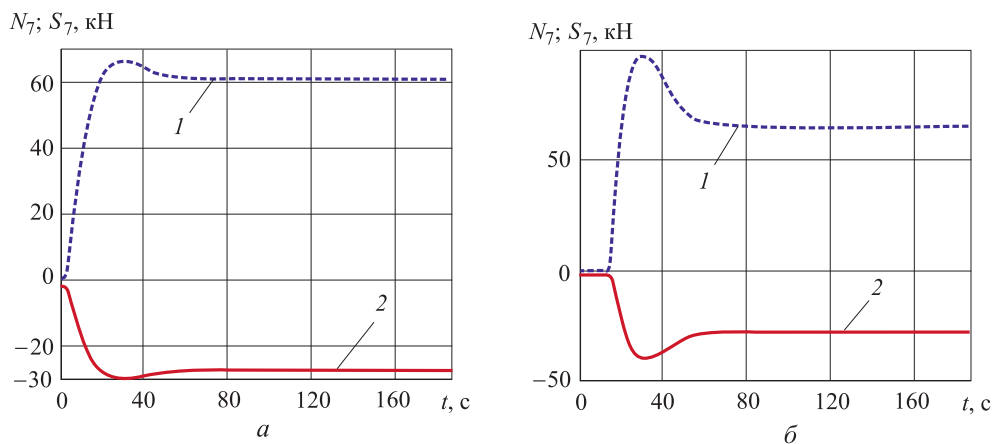


Рис. 7. Зависимости боковых сил  $N_7$  (1) и  $S_7$  (2) от времени  $t$  при движении крана по прямолинейным путям: а — без учета износа реборд; б — с учетом износа реборд

Таблица 1

Максимальные значения боковых сил  $S_j$  и  $N_j$  за время движения  $t = 185$  с

Номер колеса	Отклонения правого рельса равны изменению колеи		Отклонения левого рельса равны изменению колеи		Отклонения правого и левого рельсов равны половине изменения колеи	
	$S_{\text{max}}$ , Н	$N_{\text{max}}$ , Н	$S_{\text{max}}$ , Н	$N_{\text{max}}$ , Н	$S_{\text{max}}$ , Н	$N_{\text{max}}$ , Н
1	10 422	-46 357	16 584	-53 659	-42 431	-52 195
2	11 746	-37 032	16 621	-56 606	-48 305	-50 117
3	9 532	0	15 489	0	-42 431	0
4	10 411	72 871	15 122	51 223	-48 458	57 713
5	-56 250	-65 379	-45 761	-50 236	-56 250	-174 002
6	-56 094	-69 137	-43 438	-52 870	-56 250	-177 018
7	-56 250	120 628	-43 812	106 482	-56 250	213 315
8	-54 444	120 011	-42 242	103 867	-56 250	210 313



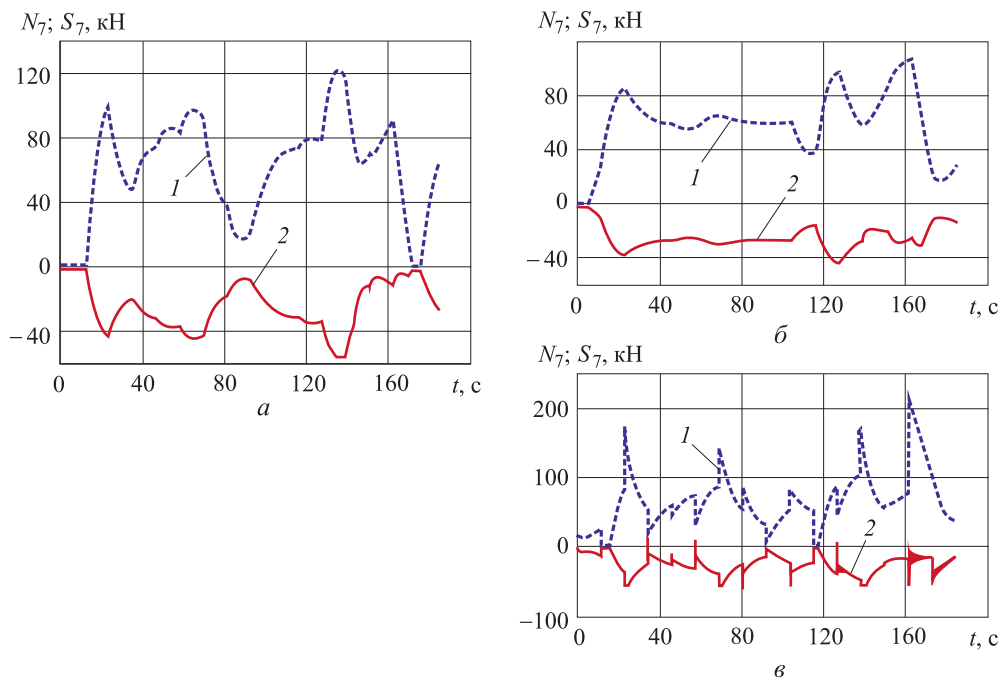


Рис. 8. Зависимости боковых сил  $N_7$  (1) и  $S_7$  (2) от времени  $t$  при изменении колеи вследствие неровностей правой (а) и левой (б) ветвей пути и при одинаковых отклонениях правой и левой ветвей пути (в)

Таблица 2

Максимальные значения боковых сил  $S_j$  и  $N_j$  за время движения крана вдоль цеха, полученные без учета схождения колес  $d_j(0) = 15$  мм

Номер колеса	Отклонения правого рельса равны изменению колеи		Отклонения левого рельса равны изменению колеи		Отклонения правого и левого рельсов равны половине изменения колеи	
	$S_{\max}$ , Н	$N_{\max}$ , Н	$S_{\max}$ , Н	$N_{\max}$ , Н	$S_{\max}$ , Н	$N_{\max}$ , Н
1	-56 250	38 028	31 378	33 547	-56 250	38 028
2	-56 250	34 466	-30 818	38 008	-56 250	34 466
3	-56 250	-128 634	56 250	-132 000	-56 250	-128 635
4	-56 250	6 306	-29 897	14 994	-56 250	6 306
5	-56 250	151 036	-56 250	112 621	-56 250	151 036
6	-56 250	145 108	-56 250	92 626	-56 250	145 108
7	-56 250	204 285	-56 250	86 410	-56 250	204 285
8	-56 250	194 747	-56 250	76 545	-56 250	194 747

$= 10 \cdot 10^4$  Н,  $S_{7\max} = -3,5 \cdot 10^4$  Н. По окончании ударного воздействия значения боковых сил снижаются и независимо от износа реборд остаются постоянными:  $N_7 = 6,1 \cdot 10^4$  Н и  $S_7 = -2,7 \cdot 10^4$  Н.

В табл. 1 приведены максимальные значения боковых сил, полученные при учете трех указанных вариантов отклонений подкрановых путей от прямолинейности. Значения боковых сил получены с учетом начальных зазоров между ребордами и рельсами, обусловленных

схождением колес вследствие перекоса концевых балок (см. рис. 4).

Из анализа данных табл. 1 следует, что наиболее нагруженными являются седьмое и восьмое колеса при одинаковых отклонениях правого и левого рельсов, равных половине изменения колеи. На рис. 8 показано изменение боковых сил  $S_7$  и  $N_7$  во времени при различных вариантах отклонения рельсовых путей.

Для оценки влияния изменения начальных зазоров вследствие перекоса концевых балок

определены значения максимальных боковых сил при одинаковых начальных зазорах между ребордами и рельсами (табл. 2).

Сравнение значений, приведенных в табл. 1 и 2, показало, что при устранении перекосов концевых балок максимальные значения боковых сил в наиболее нагруженном седьмом колесе изменились несущественно.

Следует отметить, что при наличии неровностей подкрановых путей наибольшие боковые силы возникают как при наезде реборд на рельсы ( $t \approx 30$  с), так и при сужении колеи путей ( $t \approx 160$  с). При этом наибольшие боковые силы зависят не только от изменения колеи подкрановых путей, но и от отклонения каждого рельса от прямолинейности.

## Выводы

1. Боковые силы, действующие на ходовые колеса многоколесных мостовых кранов, зави-

сят как от перекосов осей ходовых колес и балансиров, так и от неровностей подкрановых путей.

2. Изменение начальных зазоров между ребордами и рельсами вследствие перекоса концевых балок практически не влияет на максимальные значения боковых сил, обусловленных неровностями подкрановых путей.

3. При существенном износе реборд боковые силы, возникающие при наезде колес на рельсы, возрастают примерно в 1,5 раза.

4. При одном и том же изменении колеи подкрановых путей, но при неодинаковых отклонениях левого и правого рельсов значения боковых сил существенно различаются.

5. Наибольшие значения боковых сил, действующих на реборды, уменьшаются примерно в 2 раза, если изменение колеи подкрановых путей происходит только за счет одного из рельсов, в то время как другой остается прямолинейным.

## Литература

- [1] Спицына Д.Н. Исследование боковых сил, действующих на многоколесные мостовые краны. *Вестник машиностроения*, 2003, № 3, с. 3–9.
- [2] Лобов Н.А. Нагрузки мостового крана вследствие поперечного и вращательного движения моста. *Вестник машиностроения*, 1982, № 6, с. 31–35.
- [3] Лобов Н.А. Нагрузки мостового крана при контакте реборд ходовых колес с рельсами. *Вестник машиностроения*, 1984, № 7, с. 22–26.
- [4] Лобов Н.А. *Динамика передвижения кранов по рельсовому пути*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003, 232 с.
- [5] Липатов А.С. *Исследование случайных нагрузок на реборды колес мостовых кранов*. Автореферат дис. ... канд. техн. наук. Москва, 1982. 133 с.
- [6] Липатов А.С. *Методы повышения безопасности грузоподъемных кранов при ненормируемых условиях эксплуатации*. Дис. ... д-ра техн. наук, Новочеркасск, 2006. 259 с.
- [7] Спицына Д.Н., Юрин А.Н. Влияние неточности укладки подкрановых путей на уровень нагрузок, действующих на мостовые краны. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2013, № 8, с. 20–29.
- [8] Спицына Д.Н., Юрин А.Н. Определение боковых сил, действующих на ходовые колеса мостовых кранов. *Подъемно-транспортное дело*, 2013, № 5–6, с. 5–11.
- [9] Спицына Д.Н., Юрин А.Н. К вопросу определения боковых сил, действующих на ходовые колеса мостовых кранов. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2015, № 2, с. 3–13.
- [10] Кузнецов Е.С. Обоснование необходимости рихтовки рельсовых путей кранов мостового типа. *Все краны*, 2010, № 3, с. 22–25.
- [11] Ricker D.T. Tips for avoiding crane runway problems. *Engineering journal*, 1982, vol. 19, no. 4, pp. 181–205.
- [12] Спицына Д.Н. *Строительная механика стержневых машиностроительных конструкций*. Москва, Высшая школа, 1977. 248 с.

## References

- [1] Spitsyna D.N. Issledovanie bokovykh sil, deistvuiushchikh na mnogokolesnye mostovyye kраны [Investigation of lateral forces acting on multiwheel bridge cranes]. *Vestnik mashinostroeniia* [Russian Engineering Research]. 2003, no. 3, pp. 3–9.



- [2] Lobov N.A. Nagruzki mostovogo kрана vsledstvie poperechnogo i vrashchatel'nogo dvizheniia mosta [Loads due to cross the bridge crane and the rotational movement of the bridge]. *Vestnik mashinostroeniia* [Russian Engineering Research]. 1982, no. 6, pp. 31–35.
- [3] Lobov N.A. Nagruzki mostovogo kрана pri kontakte rebord khodovykh koles s rel'sami. *Vestnik mashinostroeniia* [Russian Engineering Research]. 1984, no. 7, pp. 22–26.
- [4] Lobov N.A. *Dinamika peredvizheniia kранов po rel'sovomu puti* [Dynamics of movement of cranes along the track]. Moscow, Bauman Press, 2003. 232 p.
- [5] Lipatov A.S. *Issledovanie sluchainykh nagruzok na rebordy koles mostovykh kранов*. Diss. kand. tekhn. nauk [The study of random loads on the flanges of the wheels of bridge cranes. Cand. tehn. sci. diss.]. Moscow, 1982. 133 p.
- [6] Lipatov A.S. *Metody povysheniia bezopasnosti gruzopod"emnykh kранов pri nenormiruemykh usloviakh ekspluatatsii*. Diss. dokt. tekhn. nauk [Methods of improving the safety of cranes at normalized conditions. Doct. tech. sci. diss.]. Novocherkassk, 2006. 259 p.
- [7] Spitsyna D.N., Iurin A.N. Vliianie netochnosti ukladki podkранovykh putei na uroven' nagruzok, deistvuiushchikh na mostovye kраны [The influence of inaccuracies of laying tracks on the loads acting on bridge cranes]. *Izvestiia vysshikh uchebnykh zavedenii. Mashinostroenie* [Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building]. 2013, no. 8, pp. 20–29.
- [8] Spitsyna D.N., Iurin A.N. Opredelenie bokovykh sil, deistvuiushchikh na khodovye kolesa mostovykh kранов [Determination of lateral forces acting on the running wheels of bridge cranes]. *Pod'emno-transportnoe delo* [Handling Business]. 2013, no. 5–6, pp. 5–11.
- [9] Spitsyna D.N., Iurin A.N. K voprosu opredeleniia bokovykh sil, deistvuiushchikh na khodovye kolesa mostovykh kранов [Determining the lateral forces acting on the running wheels of bridge cranes]. *Izvestiia vysshikh uchebnykh zavedenii. Mashinostroenie* [Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building]. 2015, no. 2, pp. 3–13.
- [10] Kuznetsov E.S. Obosnovanie neobkhodimosti rikhtovki rel'sovykh putei kранов mostovogo tipa [Rationale for alignment of track crane bridge type]. *Vse kраны* [All Cranes]. 2010, no. 3, pp. 22–25.
- [11] Ricker D.T. Tips for avoiding crane runway problems. *Engineering Journal*, 1982, vol. 19, no. 4, pp. 181–205.
- [12] Spitsyna D.N. *Stroitel'naia mekhanika sterzhnevyykh mashinostroitel'nykh konstruksii* [Structural Mechanics core engineering constructions]. Moscow, Vysshiaia shkola publ., 1977. 248 p.

Статья поступила в редакцию 11.03.2016

## Информация об авторах

**СПИЦЫНА Дагмара Николаевна** (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Прикладная механика». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

**ЮРИН Антон Николаевич** (Москва) — инженер. ОАО «НИКИЭТ» (107140, Москва, Российская Федерация, Малая Красносельская ул., д. 2/8, e-mail: tonik0791@mail.ru).

## Information about the authors

**SPITSYNA Dagmara Nikolaevna** (Moscow) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Applied Mechanics. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1).

**YURIN Anton Nikolaevich** (Moscow) — Engineer. Research and Development Institute of Power Engineering ОАО НИКИЭТ (107140, Moscow, Russian Federation, Malaya Krasnoselskaya St., Bldg. 2/8, e-mail: tonik0791@mail.ru).