

Расчет и конструирование машин

УДК 621.874:539.375.6

К вопросу определения боковых сил, действующих на ходовые колеса мостовых кранов

Д.Н. Спицына¹, А.Н. Юрин²

¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

² ОАО «НИКИЭТ», 107140, Москва, Российская Федерация, Малая Красносельская ул., д. 2/8.

Determining the lateral forces acting on the running wheels of bridge cranes

D.N. Spitsyna¹, A.N. Yurin²

¹ Bauman Moscow State Technical University, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation.

² JSC «NIKIET», Malaya Krasnosel'skaya str., 2/8, 107140, Moscow, Russian Federation.

@ e-mail: tonik0791@mail.ru

i Срок службы ходовых колес мостовых кранов зависит от значения действующих на них боковых сил, который определяется большим числом различных факторов. До настоящего времени при исследовании боковых сил краны представлялись в виде упрощенных динамических моделей без учета либо тех, либо других упругих деформаций моста. В данном исследовании для определения боковых сил рассматривается трехмассовая динамическая модель, позволяющая более точно учесть все упругие деформации моста крана. Максимальные значения боковых сил, определенные с помощью этой динамической модели, сравниваются с соответствующими значениями, полученными при использовании двух одномассовых моделей. При этом установлено, что в случае прямолинейных подкрановых путей использование всех трех динамических моделей приводит к практически одинаковым максимальным значениям боковых сил. При учете реальных отклонений подкрановых путей от прямолинейного закона значения боковых сил возрастают в 2–3 раза. В связи с этим динамические модели, не учитывающие неровности подкрановых путей, не могут быть использованы для определения боковых сил. Максимальные значения боковых сил, вычисленные с помощью одномассовой и трехмассовой моделей, аналогично учитывающих любые случайные неровности подкрановых путей, различаются незначительно. Это позволяет считать, что исследования, проводившиеся ранее с помощью одномассовой динамической модели, учитывающей неровности подкрановых путей, давали правильные результаты. При этом использование более простой динамической модели является целесообразным.

Ключевые слова: боковые силы, ходовые колеса, динамическая модель, подкрановый путь.

i The lifetime of the running wheels of bridge cranes depends on lateral forces that are determined by numerous factors. Up to the present day, reduced dynamic models of cranes have been used to study lateral forces without taking into account elastic deformations of the bridge. In this study, a three-mass dynamic model taking into account all elastic deformations of the bridge crane is considered. The maximum values of lateral forces determined

by this dynamic model are compared with the corresponding values obtained by using two single-mass dynamic models. It has been found that in the case of ideal crane ways all dynamic models provide similar maximum values of lateral forces. If the crane ways are not straightforward, the lateral forces increase two or three times. In this regard, the dynamic models considering ideal crane ways cannot be used to determine the lateral forces. The maximum values of lateral forces calculated by the single-mass and three-mass models taking into account any random inequalities of crane ways differ slightly. Therefore, the studies performed earlier by the single-mass dynamic model taking into account crane way inequalities provided correct results. The use of simple dynamic models is advisable.

Keywords: lateral forces, running wheels, dynamic model, crane way.

Малая долговечность колес мостовых кранов определяется износом их реборд. Интенсивность износа колес зависит от уровня действующих на них боковых сил и времени контакта их с рельсами [1]. Для продления срока службы колес используют различные способы: применяют износостойкие материалы; осуществляют смазку трущихся поверхностей [2, 3]; используют различные способы термообработки [4]; подбирают оптимальный профиль реборд и рельсовых направляющих [5] и др. Наряду с этим исследуются и причины возникновения боковых сил, передающихся на ходовые колеса мостовых кранов при движении их с постоянной скоростью центра масс.

Исследованию боковых сил, возникающих при движении мостовых кранов, посвящено достаточно много работ. Поскольку точное решение этой задачи представляет значительные трудности, для оценки величин боковых сил в проводившихся ранее исследованиях краны представлялись в виде различных упрощенных динамических моделей. Так, в работе [6] вся масса крана принималась сосредоточенной в центре масс. При движении крана вдоль путей одновременно учитывались его смещения в боковом направлении, поворот относительно центра масс, а также линейные и угловые упругие перемещения ходовых колес, вызываемые действием боковых сил. Упругие колебания концевых балок моста в направлении движения крана вдоль подкрановых путей не учитывались. Эта динамическая модель позволяла учесть монтажные углы перекоса осей ходовых колес, но не рассматривала отклонения подкрановых путей от прямолинейного закона. При этом подкрановые пути считались абсолютно жесткими.

В другой динамической модели, использованной в работах [7, 8], масса крана приводилась к двум концевым балкам, которые полагались абсолютно жесткими. Здесь учитывались различные перемещения двух концевых балок при движении их вдоль путей и их углы поворота, возникающие за счет податливости глав-

ных балок моста. Силы, действующие на реборды, определялись с учетом жесткости подкрановых путей, которые имели случайные неровности. В этих работах на базе статистических характеристик неровностей подкрановых путей находились средние и среднеквадратические значения боковых сил и на их основе разрабатывалась приближенная методика оценки долговечности реборд крановых колес.

В статьях [9–11] для определения боковых сил использовалась динамическая модель, аналогичная той, что была принята в работе [6], но при этом (как в работах [7, 8]) учитывалась жесткость подкрановых путей, а также монтажные углы перекоса осей ходовых колес. В статье [10] отклонения подкрановых путей от прямолинейного закона представлялись в виде линейных или синусоидальных зависимостей, а в работе [11] предложена методика определения боковых сил при случайном законе изменения этих отклонений. О целесообразности учета подкрановых путей также указывается в статьях [12, 13]. В зарубежной литературе эти вопросы проанализированы в работах [14, 15]. Таким образом, во всех рассмотренных динамических моделях принимались те или иные допущения.

Цель работы — оценка погрешностей определения значений боковых сил, возникающих за счет упрощения динамических моделей.

Для определения боковых сил ниже предлагается динамическая модель, изображенная на рис. 1. Предполагается, что грузовая тележка находится посередине пролета, ее положение совпадает с центром масс. Металлоконструкция моста крана (см. рис. 1) имеет две главные и две концевые балки. Приведенные массы m_1 и m_3 , расположенные на концевых балках, определяются в виде сумм:

$$m_1 = m_3 = m_{к.б} + m_{м.п} + \frac{1}{4}m_{т.б},$$

где $m_{к.б}$ — масса концевой балки; $m_{м.п}$ — масса механизма передвижения и масса ходовых ко-

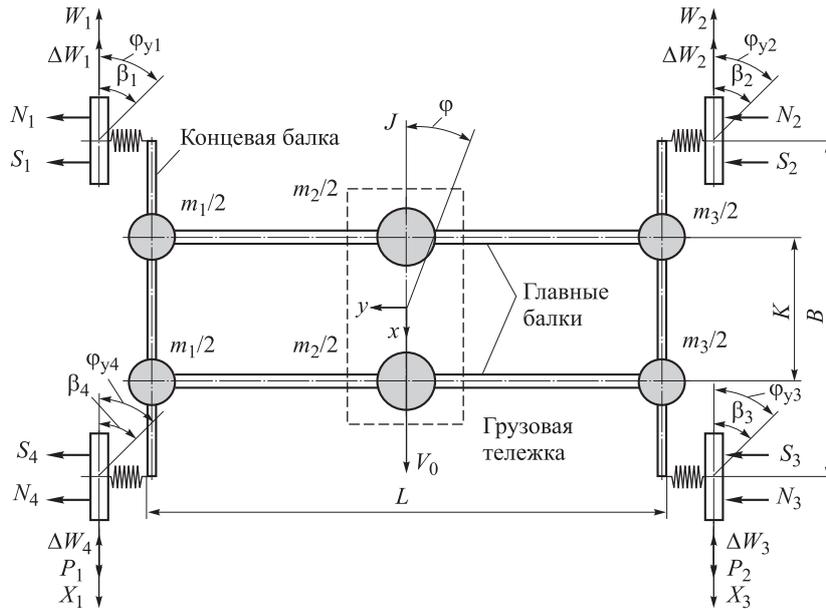


Рис. 1. Динамическая модель мостового крана

лес, установленных на одной концевой балке; $m_{г.б}$ — масса двух главных балок. Приведенная масса m_2 , расположенная в середине пролета,

$$m_2 = \frac{1}{2} m_{г.б} + m_{г.т}.$$

Здесь $m_{г.т}$ — масса грузовой тележки (с грузом или без него).

На кран действуют следующие нагрузки:

P_1, P_2 — движущие силы, создаваемые электродвигателями;

W_1, W_2 — силы сопротивления передвижению крана (при отсутствии касания реборд с рельсами);

$\Delta W_1 - \Delta W_4$ — дополнительные силы трения, возникающие при касании реборд с рельсами, которые согласно [6] рассчитываются по формуле

$$\Delta W_i = \frac{f |\beta_i + \phi|}{\text{tg}\psi} |N_i|; \quad (1)$$

$S_1 - S_4$ — силы упругого проскальзывания;

$N_1 - N_4$ — силы, действующие на реборды.

При движении крана вдоль путей со скоростью v , центр масс смещается в направлении y , а весь кран поворачивается относительно центра масс на угол ϕ . Оси ходовых колес крана имеют монтажные углы перекоса $\beta_1 - \beta_4$. За счет упругих деформаций балок моста возникают перемещения ходовых колес, определяемые относительно закрепленного центра масс;

X_1 и X_3 — упругие перемещения концевых балок в направлении оси x ; $y_1 - y_4$ — перемещения ходовых колес в направлении оси y ; $\phi_{y1} - \phi_{y4}$ — упругие угловые перемещения ходовых колес.

Показанные на рис. 1 направления сил N_i и S_i ($i = 1, \dots, 4$) приняты за положительные. Соответственно перемещения y_i ($i = 1, \dots, 4$), совпадающие с положительным направлением оси y , считаются положительными. Все угловые перемещения ϕ и ϕ_{yi} ($i = 1, \dots, 4$) так же, как и углы перекоса β_i , считаются положительными, если они происходят по часовой стрелке.

Для определения указанных упругих перемещений необходимо вычислить податливости половины рамы моста относительно закрепленного центра масс. Единичные силы и единичные моменты, приложенные в направлении искомых податливостей к половине рамы моста, показаны на рис. 2.

Рассматриваемая рама трижды статически

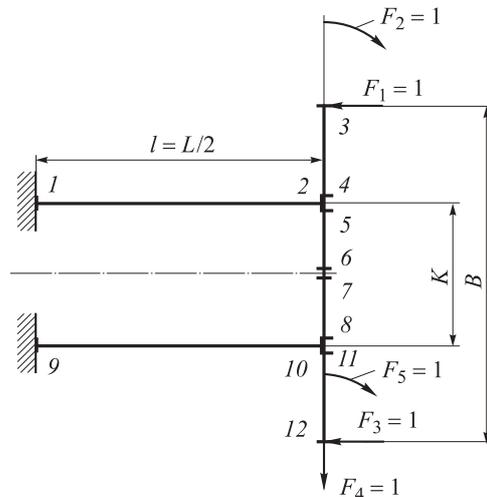


Рис. 2. Направление искомых податливостей половины рамы моста: 1-12 — расчетные сечения рамы

где

$$\delta_1 = \delta_5 = \begin{pmatrix} \frac{l}{3EI_\Gamma} & \frac{l}{6EI_\Gamma} \\ \frac{l}{6EI_\Gamma} & \frac{l}{3EI_\Gamma} \end{pmatrix};$$

$$\delta_2 = \delta_6 = \begin{pmatrix} \frac{B-K}{6EI_K} & \frac{B-K}{12EI_K} \\ \frac{B-K}{12EI_K} & \frac{B-K}{6EI_K} \end{pmatrix};$$

$$\delta_3 = \delta_4 = \begin{pmatrix} \frac{K}{6EI_K} & \frac{K}{12EI_K} \\ \frac{K}{12EI_K} & \frac{K}{6EI_K} \end{pmatrix};$$

$$Z_0 = \begin{pmatrix} \delta_{11} & \delta_{12} & \delta_{13} & \delta_{14} & \delta_{15} \\ \delta_{21} & \delta_{22} & \delta_{23} & \delta_{24} & \delta_{25} \\ \delta_{31} & \delta_{32} & \delta_{33} & \delta_{34} & \delta_{35} \\ \delta_{41} & \delta_{42} & \delta_{43} & \delta_{44} & \delta_{45} \\ \delta_{51} & \delta_{52} & \delta_{53} & \delta_{54} & \delta_{55} \end{pmatrix}.$$

I_Γ и I_K — моменты инерции поперечных сечений главной и концевой балки соответственно относительно главных вертикальных осей; B , K , l — размер рамы, показанный на рис. 2; E — модуль упругости материала.

Для раскрытия статической неопределенности и вычисления податливостей в направлении действия внешних силовых факторов над матрицами проводятся следующие операции:

- вычисляются элементы матрицы D_{11} , являющиеся коэффициентами при неизвестных в канонических уравнениях метода сил,

$$D_{11} = b_1^T \delta b_1.$$

Здесь b_1^T — транспонированная матрица b_1 ;

- находятся элементы матрицы D_{10} , которые в случае действия единичных внешних сил $F_j = 1$ ($j = 1, \dots, 5$) соответствуют перемещениям от них по направлениям X_1 , X_2 и X_3 :

$$D_{10} = b_1^T \delta b_0;$$

- определяются значения неизвестных X_1 , X_2 и X_3 :

$$X = -D_{11}^{-1} D_{10} F,$$

где D_{11}^{-1} — обратная матрица D_{11} ;

- вычисляются изгибающие моменты в расчетных сечениях рамы, равные сумме $M = b_0 + b_1 X$;
- для определения податливостей (перемещений по направлениям приложенных единичных сил (рис. 2)) рассчитывается произведение матриц

$$Z_0 = b_0^T \delta M;$$

- формируется матрица

Здесь δ_{ij} — перемещения в направлении i -го фактора (см. рис. 2) от единичного внешнего фактора, действующего по направлению j , причем $\delta_{ij} = \delta_{ji}$.

Аналогично находятся перемещения от единичных сил и моментов, приложенных к левой половине рамы моста.

Найденные значения податливостей рассматриваемой рамы позволяют найти выражения для упругих перемещений ходовых колес:

$$\begin{aligned} y_1 &= (S_1 + N_1) \delta_{11} + (S_4 + N_4) \delta_{13} + \\ &\quad + (P_1 - W_1 - \Delta W_1 - \Delta W_4 - m_1 \ddot{X}_1) (-\delta_{14}); \\ y_2 &= (S_2 + N_2) \delta_{11} + (S_3 + N_3) \delta_{13} + \\ &\quad + (P_2 - W_2 - \Delta W_2 - \Delta W_3 - m_3 \ddot{X}_3) \delta_{14}; \\ y_3 &= (S_3 + N_3) \delta_{33} + (S_2 + N_2) \delta_{31} + \\ &\quad + (P_2 - W_2 - \Delta W_2 - \Delta W_3 - m_3 \ddot{X}_3) \delta_{34}; \\ y_4 &= (S_4 + N_4) \delta_{33} + (S_1 + N_1) \delta_{31} + \\ &\quad + (P_1 - W_1 - \Delta W_1 - \Delta W_4 - m_1 \ddot{X}_1) (-\delta_{34}), \end{aligned} \tag{2}$$

где $m_1 \ddot{X}_1$, $m_3 \ddot{X}_3$ — силы инерции, возникающие при колебаниях концевых балок относительно центра масс.

Упругие углы поворота колес:

$$\begin{aligned} \varphi_{y1} &= (S_1 + N_1) \delta_{21} + (S_4 + N_4) \delta_{23} + \\ &\quad + (P_1 - W_1 - \Delta W_1 - \Delta W_4 - m_1 \ddot{X}_1) (-\delta_{24}); \\ \varphi_{y2} &= (S_2 + N_2) \delta_{21} + (S_3 + N_3) \delta_{23} + \\ &\quad + (P_2 - W_2 - \Delta W_2 - \Delta W_3 - m_3 \ddot{X}_3) \delta_{24}; \\ \varphi_{y3} &= (S_3 + N_3) \delta_{53} + (S_2 + N_2) \delta_{51} + \\ &\quad + (P_2 - W_2 - \Delta W_2 - \Delta W_3 - m_3 \ddot{X}_3) \delta_{54}; \\ \varphi_{y4} &= (S_4 + N_4) \delta_{53} + (S_1 + N_1) \delta_{51} + \\ &\quad + (P_1 - W_1 - \Delta W_1 - \Delta W_4 - m_1 \ddot{X}_1) (-\delta_{54}). \end{aligned} \tag{3}$$

Силы упругого проскальзывания находятся как и в работе [10]

$$S_i = k_i \frac{v_{\text{нр}i}}{v_0} \quad (i = 1, \dots, 4) \quad \text{при} \quad \frac{v_{\text{нр}i}}{v_0} < 0,004. \tag{4}$$

Здесь v_0 — скорость движения центра масс крана в направлении оси x ; k_i — коэффициент

упругого проскальзывания; $v_{при}$ — скорости проскальзывания ходовых колес крана в направлении оси y ,

$$\begin{aligned} v_{при1} &= \dot{y} - \dot{\phi} \frac{B}{2} + \dot{y}_1 - v_0 (\varphi + \beta_1 + \varphi_{y1}); \\ v_{при2} &= \dot{y} - \dot{\phi} \frac{B}{2} + \dot{y}_2 - v_0 (\varphi + \beta_2 + \varphi_{y2}); \\ v_{при3} &= \dot{y} + \dot{\phi} \frac{B}{2} + \dot{y}_3 - v_0 (\varphi + \beta_3 + \varphi_{y3}); \\ v_{при4} &= \dot{y} + \dot{\phi} \frac{B}{2} + \dot{y}_4 - v_0 (\varphi + \beta_4 + \varphi_{y4}), \end{aligned} \quad (5)$$

где $\dot{y}_1 - \dot{y}_4$ — скорости упругих перемещений ходовых колес в направлении оси y .

При $v_{при} / v_0 \geq 0,004$ силы S_i являются силами трения скольжения и определяются выражением

$$S_i = -\mu R_i. \quad (6)$$

Здесь R_i — вертикальное давление на i -е колесо; μ — коэффициент трения. При этом коэффициент упругого проскальзывания определяется из условия $k_i = -\mu R_i / 0,004$.

Силы упругого проскальзывания, как и силы трения, направлены в стороны противоположные тем, что показаны на рис. 1. В связи с этим в зависимостях (6) и (7) они записаны со знаком «-». При $v_{при} / v_0 < 0,004$ силы S_i рассчитываются по формулам

$$\begin{aligned} S_1 &= -\frac{k_1}{v_0} \left(\dot{y} - \dot{\phi} \frac{B}{2} + \dot{y}_1 - v_0 \varphi - v_0 \beta_1 - v_0 \varphi_{y1} \right); \\ S_2 &= -\frac{k_2}{v_0} \left(\dot{y} - \dot{\phi} \frac{B}{2} + \dot{y}_2 - v_0 \varphi - v_0 \beta_2 - v_0 \varphi_{y2} \right); \\ S_3 &= -\frac{k_3}{v_0} \left(\dot{y} + \dot{\phi} \frac{B}{2} + \dot{y}_3 - v_0 \varphi - v_0 \beta_3 - v_0 \varphi_{y3} \right); \\ S_4 &= -\frac{k_4}{v_0} \left(\dot{y} + \dot{\phi} \frac{B}{2} + \dot{y}_4 - v_0 \varphi - v_0 \beta_4 - v_0 \varphi_{y4} \right), \end{aligned} \quad (7)$$

где $\varphi_{y1} - \varphi_{y4}$ определяются зависимостями (3).

Силы N_i , действующие на реборды, как показано в работах [7, 8], зависят от жесткости подкрановых путей и изменяются при наличии отклонений подкрановых путей от прямолинейного закона.

Полные перемещения ходовых колес крана в направлении y можно представить в следующем виде:

$$\begin{aligned} z_1 &= y - \varphi \frac{B}{2} + y_1; & z_2 &= y - \varphi \frac{B}{2} + y_2; \\ z_3 &= y + \varphi \frac{B}{2} + y_3; & z_4 &= y + \varphi \frac{B}{2} + y_4, \end{aligned} \quad (8)$$

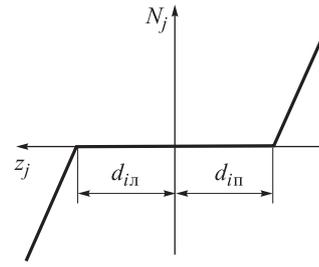


Рис. 5. Зависимость N_i от z_i

тогда, в соответствии с рис. 5, силы N_i определяются из следующих условий:

- если $z_i > d_{ин}$, то

$$N_i = -c_n(z_i - d_{ин}), \quad (9)$$

где $d_{ин}$ — расстояние между левой ребордой колеса и рельсом;

- если $z_i < -d_{ин}$, то

$$N_i = c_n(-z_i - d_{ин}), \quad (10)$$

где $d_{ин}$ — расстояние между правой ребордой колеса и рельсом;

- если $-d_{ин} \leq z_i \leq d_{ин}$, то

$$N_i = 0. \quad (11)$$

Упругие перемещения концевых балок в направлении оси x относительно закрепленного центра масс можно представить следующими выражениями:

$$\begin{aligned} X_1 &= (-m_1 \ddot{X}_1 + P_1 - W_1 - \Delta W_1 - \Delta W_4) \delta_{44} + \\ &\quad + (S_1 + N_1)(-\delta_{41}) + (S_4 + N_4)(-\delta_{43}); \\ X_3 &= (-m_3 \ddot{X}_3 + P_2 - W_2 - \Delta W_2 - \Delta W_3) \delta_{44} + \\ &\quad + (S_2 + N_2) \delta_{41} + (S_3 + N_3) \delta_{43}. \end{aligned} \quad (12)$$

Здесь P_1 и P_2 — движущие силы, создаваемые электродвигателями, которые зависят от скоростей передвижения ходовых колес крана,

$$\begin{aligned} P_1 &= P_{01} - B_1 \left(v_0 - \dot{\phi} \frac{L}{2} + \dot{X}_1 \right); \\ P_2 &= P_{02} - B_2 \left(v_0 + \dot{\phi} \frac{L}{2} + \dot{X}_3 \right), \end{aligned} \quad (13)$$

где $P_{01} = P_{02}$ — силы, соответствующие нулевой скорости передвижения крана; $B_1 = B_2$ — коэффициенты, учитывающие изменение скоростей передвижения.

Перемещения центра масс крана в направлении оси y и угол поворота его относительно центра масс определяются из следующих дифференциальных уравнений движения (см. рис. 1):

$$\begin{aligned}
 M\ddot{y} &= S_1 + S_2 + S_3 + S_4 + N_1 + N_2 + N_3 + N_4; \\
 J\ddot{\phi} &= (P_2 - P_1 + W_1 - W_2 + \Delta W_1 + \Delta W_4 - \Delta W_2 - \\
 &\quad - \Delta W_3 + m_1\ddot{X}_1 - m_3\ddot{X}_3) \frac{L}{2} + (S_3 + S_4 - S_1 - \\
 &\quad - S_2 + N_3 + N_4 - N_1 - N_2) \frac{B}{2}.
 \end{aligned} \tag{14}$$

Здесь $M = m_1 + m_2 + m_3$ — масса крана; I — момент инерции крана относительно центра масс.

Таким образом, для определения боковых сил S_i и N_i необходимо найти следующие скорости и перемещения, входящие в вектор \mathbf{Q} :

$$\mathbf{Q}^T = \{ \dot{y}, \dot{\phi}, y, \phi, y_1, y_2, y_3, y_4, \dot{X}_1, \dot{X}_3, X_1, X_3 \}.$$

Примем следующие обозначения:

$$\mathbf{Q}^T = \{ q_1, q_2, q_3, q_4, q_5, q_6, q_7, q_8, q_9, q_{10}, q_{11}, q_{12} \},$$

где $q_1 = \dot{y}$; $q_2 = \dot{\phi}$; $q_3 = y$; $q_4 = \phi$; $q_5 = y_1$; $q_6 = y_2$; $q_7 = y_3$; $q_8 = y_4$; $q_9 = \dot{X}_1$; $q_{10} = \dot{X}_3$; $q_{11} = X_1$; $q_{12} = X_3$.

Используя полученные выше зависимости можно составить систему уравнений

$$\dot{\mathbf{Q}} = \mathbf{A}\mathbf{Q} + \mathbf{B}. \tag{15}$$

Здесь \mathbf{A} и \mathbf{B} — матрицы, состоящие из постоянных элементов. Ниже показано, как определяются элементы вектора \mathbf{Q}' .

Из уравнений (13) и (14) находятся \dot{q}_1 и \dot{q}_2 :

$$\begin{aligned}
 \dot{q}_1 &= (S_1 + S_2 + S_3 + S_4 + N_1 + N_2 + N_3 + N_4) \frac{1}{M}; \\
 \dot{q}_2 &= \left[\left(P_{02} - q_2 \frac{L}{2} B_2 - q_{10} B_2 - P_{01} + q_2 \frac{L}{2} B_1 + q_9 B_1 + \right. \right. \\
 &\quad + W_1 - W_2 + \Delta W_1 + \Delta W_4 - \Delta W_2 - \Delta W_3 + \\
 &\quad + m_1\ddot{X}_1 - m_3\ddot{X}_3 \left. \right) \frac{L}{2} + (S_3 + S_4 - S_1 - S_2 + N_3 + \\
 &\quad + N_4 - N_1 - N_2) \frac{B}{2} \left. \right] \frac{1}{J},
 \end{aligned}$$

где \ddot{X}_1 и \ddot{X}_3 рассчитываются по зависимостям (12);

$$\dot{q}_3 = q_1; \quad \dot{q}_4 = q_2.$$

Из зависимостей (7) определяются \dot{y}_i ($i = 1, \dots, 4$). Тогда

$$\dot{q}_5 = \dot{y}_1; \quad \dot{q}_6 = \dot{y}_2; \quad \dot{q}_7 = \dot{y}_3 \quad \text{и} \quad \dot{q}_8 = \dot{y}_4.$$

Далее учитывается, что

$$\dot{q}_9 = \ddot{X}_1; \quad \dot{q}_{10} = \ddot{X}_3; \quad \dot{q}_{11} = \dot{X}_1 = q_9 \quad \text{и} \quad \dot{q}_{12} = \dot{X}_3 = q_{10}.$$

В результате вектор $\dot{\mathbf{Q}}^T$ преобразуется к виду

$$\dot{\mathbf{Q}}^T = \{ \dot{q}_1; \dot{q}_2, \dots, \dot{q}_{12} \}.$$

Для определения S_i при $v_{\text{при}}/v_0 < 0,004$ используются выражения (7). При $v_{\text{при}}/v_0 \geq 0,004$ значения S_i рассчитываются по формуле (6). Силы N_i , действующие на реборды, находятся по выражениям (9)–(11). При прямолинейных подкрановых путях зазоры между ребордами и рельсами в выражениях (9)–(11) принимаются одинаковыми: $d_{\text{in}} = d_{\text{ин}} = d$. Если подкрановые пути имеют отклонения от прямолинейного закона, то значения d_{in} и $d_{\text{ин}}$ зависят от пройденного краном пути. В начале движения крана считается, что колеса 1 и 2 имеют одинаковые зазоры между ребордами и рельсами, равные d . Далее, при любых отклонениях подкрановых путей устанавливаются законы изменения левых и правых зазоров ($d_{\text{ил}}$ и $d_{\text{ин}}$) во времени при движении центра масс со скоростью v_0 . Полученные значения зазоров используются в условиях (9)–(11) для расчета сил N_i .

Для определения боковых сил составлена программа, с помощью которой расчет выполняется в определенной последовательности:

- 1) задается вектор начальных параметров $\mathbf{Q}(0)$ для момента времени $t = 0$;
- 2) вычисляются начальные значения сил S_i согласно зависимостям (7). Силы N_i и ΔW_i принимаются равными нулю;
- 3) интегрируется система уравнений (15) на интервале времени $t_{\text{инт}}$;
- 4) по формулам (8) вычисляются перемещения z_i и сравниваются с величинами зазоров $d_{\text{ин}}$ и $d_{\text{ил}}$ в конце интервала времени $t_{\text{инт}}$;
- 5) если при $N_i = 0$ условие $-d_{\text{ин}} \leq z_i \leq d_{\text{ил}}$ не соблюдается, то из зависимостей (9) или (10) определяются силы N_i ;
- 6) в соответствии с [6] по формуле (1) вычисляются силы ΔW_i ;
- 7) согласно зависимостям (5) определяются скорости поперечного проскальзывания;
- 8) в зависимости от величины $v_{\text{при}}/v_0$ вычисляются силы S_i . Если $v_{\text{при}}/v_0 < 0,004$, то силы S_i рассчитываются по формулам (7). Если $v_{\text{при}}/v_0 \geq 0,004$, то S_i принимаются в виде (6):

$$S_i = -\mu R_i;$$

- 9) полученные значения S_i , N_i и ΔW_i вносятся в систему уравнений (15), задается новый вектор начальных параметров $\mathbf{Q}(t_{\text{инт}})$ и система (15) интегрируется снова на участке от $t_{\text{инт}}$ до $2t_{\text{инт}}$.

Все указанные действия повторяются с интервалом времени $t_{\text{инт}}$. Графики изменения боковых сил S_i и N_i во времени выводятся на печать.

С помощью описанной программы были определены боковые силы, возникающие при

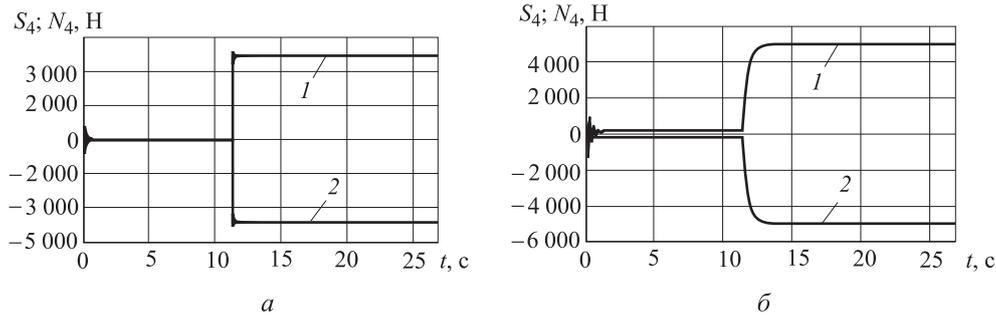


Рис. 6. Зависимость S_4 и N_4 от времени при прямолинейных путях ($\beta_1 = \beta_2 = \beta_3 = \beta_4 = 0,001$):
 а — модель № 1; б — модель № 3; 1 — S_4 ; 2 — N_4

движении крана, $Q = 10$ т, $L = 22,5$ м с постоянной скоростью центра масс. Основные исходные данные, необходимые для проведения расчета были использованы ранее в работах [6, 10, 11]. Для возможности более точного учета податливостей металлоконструкции в данной работе в качестве исходных данных использовались те же размеры поперечных сечений главных и концевых балок. В соответствии с этими размерами по известным формулам сопротивления материалов [16] рассчитывались моменты инерции поперечных сечений главной I_x и концевой I_k балок.

Податливость половины рамы моста определялась, как было описано выше, в матричной форме. В результате проведенных расчетов была получена матрица податливостей Z_0 . Элементы этой матрицы δ_{ij} использовались при расчете упругих перемещений в соответствии с зависимостями (2), (3) и (12).

Для более точного сопоставления полученных значений боковых сил при проведении расчетов с использованием различных динамических моделей значения линейных и угловых податливостей металлоконструкции при действии боковых сил в одномассовых моделях принимались равными $\delta = \delta_{33}$ и $\delta_y = \delta_{35}$.

Ниже приведено сравнение результатов определения боковых сил при использовании трех динамических моделей:

модель № 1 — одномассовая модель Н.А. Лобова [6], в которой подкрановые пути принимались прямолинейными и абсолютно жесткими;

модель № 2 — одномассовая модель [10, 11], учитывающая жесткость подкрановых путей и отклонения их от прямолинейного закона;

модель № 3 — трехмассовая модель, описание которой приведено выше.

Все расчеты, использованные для сравнения, проводились при одинаковых углах монтажных перекосов колес: $\beta_1 = \beta_2 = \beta_3 = \beta_4 = 0,001$.

Изменение во времени боковых сил S_4 и N_4 , полученных для прямолинейных подкрановых путей при использовании первой динамической модели [6], показано на рис. 6, а. Соответствующие кривые, полученные при использовании динамической модели № 3, представлены на рис. 6, б. Такие же кривые изменения боковых сил S_4 и N_4 были опубликованы ранее в статье [10], где использовалась динамическая модель № 2. Из сравнения этих кривых следует, что при учете податливостей подкрановых путей (модели № 2 и 3) с момента касания реборд с головками рельсов происходит плавное нарастание боковых сил. В случае абсолютной жесткости подкрановых путей (см. рис. 6, а) боковые силы возрастают от нуля до конечного значения почти мгновенно, хотя их максимальные значения отличаются несущественно. Как указывалось выше, модель № 1 не учитывала наличия неровностей подкрановых путей.

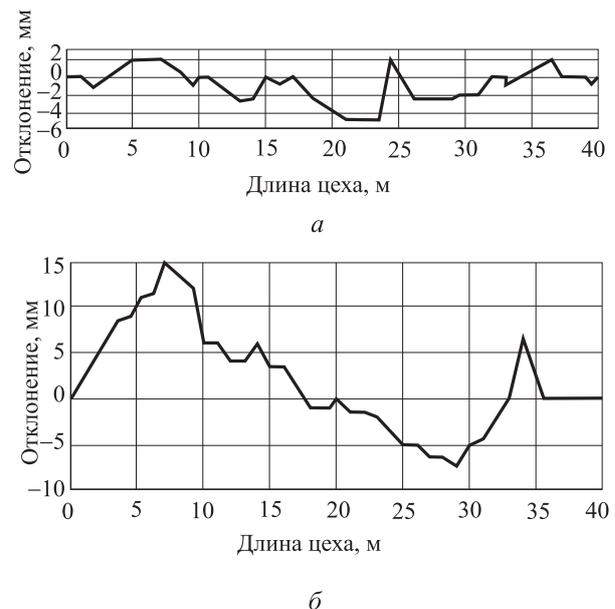


Рис. 7. Замеренные отклонения ветвей рельсового пути:
 а — левой; б — правой

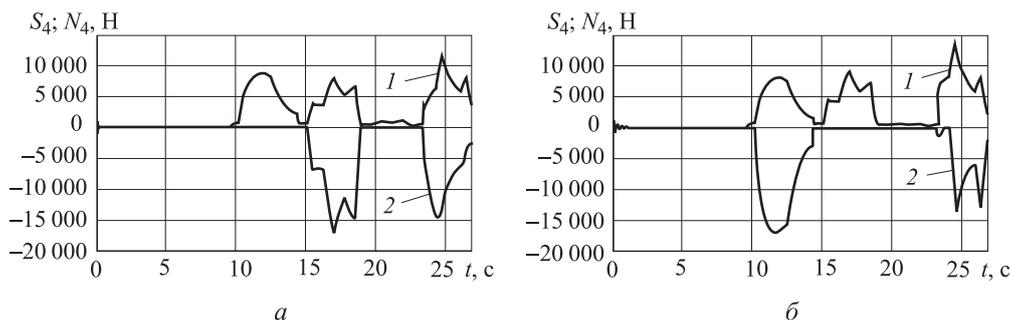


Рис. 8. Изменение боковых сил S_4 и N_4 при движении крана по путям, имеющим отклонения, показанные на рис. 7:
 а — модель 2; б — модель 3; 1 — S_4 ; 2 — N_4

Динамическая модель	Пути прямолинейны		Пути имеют случайные отклонения	
	$S_{4\max}$, Н	$N_{4\max}$, Н	$S_{4\max}$, Н	$N_{4\max}$, Н
№ 1. Одномассовая, не учитывающая податливость подкрановых путей и их отклонения [2–4] от прямолинейного закона	5 154	-5 070	—	—
№ 2. Одномассовая, учитывающая податливость и случайные отклонения подкрановых путей	4 916	-4 916	12 353	-17 916
№ 3. Трехмассовая, учитывающая податливость моста крана как в продольном, так и в поперечном направлении, а также податливость подкрановых путей	4 986	-5 016	13 641	-17 035

В связи с этим определение боковых сил для случая движения этого же крана по путям, имеющим случайные отклонения в плане, проводилось только с помощью динамических моделей № 2 и 3.

Для расчета использовались значения отклонений правой и левой ветвей рельсового пути от прямолинейного закона, приведенные в работе [6]. Изменение этих отклонений при движении крана с постоянной скоростью вдоль цеха показано на рис. 7.

Изменение боковых сил S_4 и N_4 , полученное при использовании динамических моделей № 2 и 3, показано на рис. 8. Из сравнения этих кривых следует, что зависимости $S_4(t)$ при использовании этих моделей оказываются почти одинаковыми, а кривые $N_4(t)$, хотя и отличаются по форме, но имеют почти одинаковые максимальные значения.

В таблице приведены максимальные значения боковых сил S_4 и N_4 , полученные при проведении расчетов с помощью трех указанных выше динамических моделей.

Выводы

1. Расчеты, проведенные с помощью трех динамических моделей, для идеально прямолинейных подкрановых путей дают сопоставимые результаты.

2. При наличии случайных отклонений подкрановых путей от прямолинейного закона максимальные значения боковых сил возрастают более, чем в 3 раза.

3. Расчеты, проведенные с помощью моделей № 2 и 3, при случайных отклонениях подкрановых путей дают сопоставимые значения боковых сил.

4. Использование динамической модели № 1, не учитывающей отклонения рельсовых путей от прямолинейного закона, приводит к резкому занижению расчетных значений боковых сил.

5. Учитывая данные, приведенные в таблице для анализа боковых сил, действующих на ходовые колеса мостовых кранов, можно использовать более простую динамическую модель № 2.

Литература

[1] Когаев В.П., Дроздов Ю.Н. *Прочность и износостойкость деталей машин*. Москва, Высшая школа, 1992. 319 с.

- [2] Глазунов Д.В. Эксплуатационные исследования твердых оболочечных смазочных стержней с использованием бесприводных гребнерельсосмазывателей. *Трение и смазка в машинах и механизмах*, 2012, № 5, с. 23–28.
- [3] Глазунов Д.В. Методика исследования трибологических характеристик смазочного блока, работающего в трибоконтакте «колесо-рельс». *Трение и смазка в машинах и механизмах*, 2013, № 3, с. 31–37.
- [4] Григоров О.В., Губский С.А., Коваленко Д.М., Стрижак В.В. Методы увеличения срока службы ходовой части механизма передвижения крана. *Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета*, 2007, № 38, с. 68–73.
- [5] Миронов С.В., Кулешов И.В. Повышение эффективности и надежности наземных крановых путей оптимизацией их геометрических параметров. *Вестник Оренбургского государственного университета*, 2011, № 4, с. 173–178.
- [6] Лобов Н.А. *Динамика передвижения кранов по рельсовому пути*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. 232 с.
- [7] Липатов А.С. *Методы повышения безопасности грузоподъемных кранов при ненормируемых условиях эксплуатации*. Дисс. ... д-ра техн. наук. Новочеркасск, 2006. 259 с.
- [8] Липатов А.С. О подходе к оценке погрешности установки крановых ходовых колес. *Подъемные сооружения. Специальная техника*, 2002, № 12, с. 5–7.
- [9] Спицына Д.Н. Исследование боковых сил, действующих на многоколесные мостовые краны. *Вестник машиностроения*, 2003, № 3, с. 3–9.
- [10] 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.
- [11] Спицына Д.Н., Юрин А.Н. Определение боковых сил, действующих на ходовые колеса мостовых кранов. *Подъемно-транспортное дело*, 2013, № 5–6, с. 5–11.
- [12] Овсянников В.Е. Некоторые аспекты оценки состояния подкрановых балок. *Вестник Курганского государственного университета. Сер. Технические науки*, 2011, вып. 6, № 1(20), с. 3–5.
- [13] Кузнецов Е.С. Обоснование необходимости рихтовки рельсовых путей кранов мостового типа. *Все краны*, 2010, № 3, с. 22–25.
- [14] Krettek O. Kraftschuss zwischen Kranrad und Schiene. *Förden und Heben*, 1979, no. 5, pp. 459–465.
- [15] Ricker D.T. Tips for avoiding crane runway problems. *Engineering Journal*, 1982, vol. 19, no. 4, pp. 181–205.
- [16] Феодосьев В.И. *Сопrotивление материалов*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 592 с.

References

- [1] Kogaev V.P., Drozdov Iu.N. *Prochnost' i iznosostoikost' detalei mashin* [Strength and durability of machine parts]. Moscow, Vysshaya shkola publ., 1992. 319 p.
- [2] Glazunov D.V. Ekspluatatsionnye issledovaniia tverdykh obolocheknykh smazochnykh stержней s ispol'zovaniem besprivodnykh grebnerel'sosmazыvatelei [Performance study hard shell lubricants with bars, non lubricators]. *Trenie i smazka v mashinakh i mekhaniz-makh* [Friction and lubrication in machinery]. 2012, no. 5, pp. 23–28.
- [3] Glazunov D.V. Metodika issledovaniia tribologicheskikh kharakteristik smazochnogo bloka, rabotaiushchego v tribokontakte «koleso-rel's» [The methodology of study of tribological characteristics of the components of the lubrication unit, working in tribocontact «wheel-rail»]. *Trenie i smazka v mashinakh i mekhaniz-makh* [Friction and lubrication in machinery]. 2013, no. 3, pp. 31–37.
- [4] Grigorov O.V., Gubskii S.A., Kovalenko D.M., Strizhak V.V. Metody uvelicheniia sroka sluzhby khodovoi chasti mekhanizma peredvizheniia kрана [New methods to prolongate the service life of crane travel mechanism running gears have been offered]. *Vestnik Khar'kovskogo natsional'nogo avtomobil'no-dorozhnogo universiteta* [Bulletin of Kharkov National Automobile and Highway University]. 2007, no. 38, pp. 68–73.

- [5] Mironov S.V., Kuleshov I.V. Povyshenie effektivnosti i nadezhnosti nazemnykh kranovykh putei optimizatsiei ikh geometricheskikh parametrov [Improving the effectiveness and reliability of ground crane ways to optimize their geometrical parameters]. *Vestnik Orenburgskogo gosudarstvennogo universiteta* [Vestnik of the Orenburg State University]. 2011, no. 4, pp. 173–178.
- [6] Lobov N.A. *Dinamika peredvizheniia kranov po rel'sovomu puti* [Dynamics of movement of cranes along the track]. Moscow, Bauman Press, 2003. 232 p.
- [7] Lipatov A.S. *Metody povysheniia bezopasnosti gruzopod'emnykh kranov pri nenormiruemykh usloviakh ekspluatatsii*. Diss. dokt. tekhn. nauk [Methods of improving the safety of cranes at nonnormable conditions. Dr. tech. sci. diss.]. Novocherkassk, 2006. 259 p.
- [8] Lipatov A.S. O podkhode k otsenke pogreshnosti ustanovki kranovykh khodovykh koles [On the approach to the assessment error of crane running wheels]. *Pod'emnye sooruzheniia. Spetsial'naiia tekhnika* [Lifting equipment. special equipment]. 2002, no. 12, pp. 5–7.
- [9] Spitsyna D.N. Issledovanie bokovykh sil, deistvuiushchikh na mnogokolesnye mostovyye krany [Investigation of lateral forces acting on multiwheel bridge cranes]. *Vestnik mashinostroeniia* [Russian Engineering Research]. 2003, no. 3, pp. 3–9.
- [10] Spitsyna D.N., Iurin A.N. Vliianie netochnosti ukladki putei na uroven' nagruzok, deistvuiushchikh na mostovyye krany [The influence of inaccuracies of laying tracks on the loads acting on bridge cranes]. *Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii. Mashinostroenie* [Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building]. 2013, no. 8, pp. 20–29.
- [11] Spitsyna D.N., Iurin A.N. Opredelenie bokovykh sil, deistvuiushchikh na khodovyye koleasa mostovykh kranov [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.
- [12] Ovsiannikov V.E. Nekotorye aspekty otsenki sostoiianiia podkranovykh balok [Some aspects of the crane beam state estimate]. *Vestnik Kurganskogo gosudarstvennogo universiteta. Ser. Tekhnicheskie nauki* [Bulletin of the Kurgan State University. Ser. Technical sciences]. 2011, iss. 6, no. (1)20, pp. 3–5.
- [13] Kuznetsov E.S. Obosnovanie neobkhodimosti rikhtovki rel'sovykh putei kranov mostovogo tipa [Rationale for alignment of track crane bridge type]. *Vse krany* [All Cranes]. 2010, no. 3, pp. 22–25.
- [14] Krettek O. Kraftschuss zwischen Kranrad und Schiene. *Förden und Heben*, 1979, no. 5, pp. 459–465.
- [15] Ricker D.T. Tips for avoiding crane runway problems. *Engineering Journal*, 1982, vol. 19, no. 4, pp. 181–205.
- [16] Feodos'ev V.I. *Soprotivlenie materialov* [Strength of materials]. Moscow, Bauman Press, 2010. 592 p.

Статья поступила в редакцию 08.12.2014

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) — Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor of «Applied Mechanics» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation).

YURIN Anton Nikolaevich (Moscow) — Engineer of JSC «NIKIET» (Malaya Krasnosel'skaya str., 2/8, 107140, Moscow, Russian Federation, e-mail: tonik0791@mail.ru).