

На правах рукописи

ЮРИН АНТОН НИКОЛАЕВИЧ

**РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ РАСЧЕТА БОКОВЫХ СИЛ,
ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ХОДОВЫЕ КОЛЕСА МОСТОВЫХ КРАНОВ**

Специальность

01.02.06 – динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук



Москва – 2019

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)» (МГТУ им. Н.Э. Баумана).

Научный консультант: кандидат технических наук, доцент
Спицына Дагмара Николаевна

Официальные оппоненты: **Кудрявцев Евгений Михайлович**, доктор технических наук, профессор кафедры «Механизация строительства» НИУ МГСУ

Леонова Ольга Владимировна, кандидат технических наук, профессор, заведующая кафедрой «Портовые подъемно-транспортные машины и робототехника» МГАВТ

Ведущая организация: ООО Научно-производственное предприятие «Подъемтранссервис»

Защита состоится 26 июня 2019 г. в 14:30 на заседании диссертационного совета Д 212.141.03 при Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, г. Москва, ул. 2-я Бауманская, д. 5, стр. 1.

Ваш отзыв в двух экземплярах, заверенных печатью, просим выслать по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана и на сайте www.bmstu.ru.

Автореферат разослан « » 2019 г.

Ученый секретарь диссертационного совета,
кандидат технических наук



Мурашов М.В.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность исследования. При движении мостовых кранов по подкрановым путям всегда возникают силы взаимодействия между ходовыми колесами и рельсами, перпендикулярные основному направлению движения крана, которые называются боковыми (поперечными). Эти силы с одной стороны передаются на элементы ходовой части крана, нагружая его металлоконструкцию, с другой стороны – на каркасы зданий, внутри которых работают краны. В полярных кранах (мостовых кранах, движущихся по круговым рельсам) роль боковых сил выполняют радиальные нагрузки.

Действие боковых (радиальных) сил проявляется в том, что они: преждевременно выводят из строя крановые ходовые колеса, являются одной из причин образования усталостных трещин в местах соединения концевых и главных балок, передаются на крановый путь, определяя нагруженность несущих конструкций промышленного здания, в котором установлен кран.

Среди перечисленных явлений, обусловленных воздействием боковых нагрузок, наиболее остро стоит проблема, связанная с малой долговечностью ходовых колес. Основной причиной выхода колес из строя является износ их реборд, возникающий в результате трения колеса о головку рельса. Для увеличения срока службы колес использовались различные способы: подбирались износостойкие материалы, предлагались различные варианты термообработки, оптимальный профиль реборд, рассматривалась целесообразность использования конических колес. Одновременно исследовались и причины возникновения боковых сил.

Известно, что боковые силы возникают как при разгоне (торможении) крана, так и в период его установившегося движения с постоянной скоростью. При этом износ колес зависит как от величин боковых сил, так и от продолжительности их действия. Т.к. время действия нагрузок при разгоне крана обычно существенно меньше времени движения с постоянной скоростью, то износ происходит, главным образом во втором случае.

В ранее проводившихся исследованиях не всегда учитывалось влияние тех или иных факторов, влияющих на значения боковых сил (таких, как жесткость подкрановых путей в направлении действия боковых сил, упругие деформации металлоконструкции крана, реальные отклонения рельсов от проектного положения и т. д.). При этом исследования радиальных нагрузок, передающихся через боковые ролики полярных кранов, пока никто не проводил. Таким образом, разработка новых моделей и методов исследования боковых нагрузок, действующих на ходовые колеса при движении мостовых кранов (и радиальных нагрузок при движении полярных кранов) с постоянной скоростью, по-прежнему является актуальной научно-технической задачей.

Целью настоящей работы является исследование боковых сил (и радиальных), возникающих в кранах мостового типа в периоды их установившегося движения с постоянной скоростью, и разработка рекомендаций по снижению уровня и продолжительности их действия.

Для достижения поставленной цели в работе решались следующие **задачи**:

1. Разработка новых методов расчета боковых сил в мостовых кранах на основе построения уточненных моделей.

2. Разработка методов определения радиальных нагрузок, возникающих при круговом движении полярных кранов.

3. Исследование влияния различных факторов на уровень и продолжительность действия боковых и радиальных сил, действующих на краны мостового типа.

4. Разработка рекомендаций для проведения рациональных ремонтных работ, направленных на снижение уровня максимальных нагрузок, воспринимаемых каркасом здания и мостом крана, а также на уменьшение степени износа ходовых колес.

Методы исследования. В ходе выполнения работы для построения различных динамических моделей мостовых и полярных кранов были использованы классические положения теории механических колебаний, строительной механики стержневых систем и сопротивления материалов, а также современные методы вычислительной техники.

Научная новизна:

1. Разработаны уточненные методы и алгоритмы для расчета боковых сил, действующих на четырехколесные и многоколесные мостовые краны.

2. Впервые разработаны методы определения радиальных нагрузок в полярных кранах, возникающих при их вращении с установившейся угловой скоростью.

3. Проведена оценка различных факторов, влияющих на уровень боковых (радиальных) сил и оценен уровень вызываемых ими напряжений в элементах ходовой части кранов.

Практическая значимость результатов. Разработанные методы и алгоритмы позволяют:

1. Выявлять участки подкранового пути, на которых возникают наибольшие боковые нагрузки, и разрабатывать обоснованные программы ремонтных работ, направленных на снижение уровня их воздействия.

2. Проводить проектирование несущих конструкций каркасов зданий, в которых размещены краны мостового типа, с учетом уточненных значений поперечных нагрузок, передающихся на подкрановые балки.

3. Проводить проектирование элементов ходовой части крана с учетом действия уточненных значений боковых (радиальных) нагрузок.

Положения, выносимые на защиту:

1. Уточненные методы расчета боковых сил в мостовых кранах.

2. Расчетный метод определения радиальных нагрузок в полярных кранах.

3. Анализ влияния различных факторов на уровень и продолжительность действия боковых и радиальных сил.

Внедрение результатов. По итогам диссертационной работы были разработаны методические рекомендации «Определение боковых сил, действующих на ходовые колеса мостовых кранов», внедренные в производство машиностроительного предприятия АО «ТЯЖМАШ», для которого также был выполнен расчет проектируемого многоопорного крана грузоподъемностью $Q = 350$ т и пролетом $L = 56,5$ м, предназначенного для строящегося эллинга судостроительного завода «Северная верфь».

Достоверность результатов. Достоверность научных положений, выводов и рекомендаций работы обоснована применением классических подходов и методов механики деформируемого твердого тела и теории колебаний, а также проверкой разработанных алгоритмов и программ на тестовых задачах.

Апробация результатов. Основные результаты работы докладывались и обсуждались на научно-технических конференциях и семинарах всероссийского и международного статуса: XIX Московская международная межвузовская научно-техническая конференции студентов, аспирантов и молодых ученых: подъемно-транспортные, строительные, дорожные, путевые машины и робототехнические комплексы. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2015; XX Московская международная межвузовская научно-техническая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых: подъемно-транспортные, строительные, дорожные, путевые машины и робототехнические комплексы. Москва, МГАВТ, 2016; IV Международная Школа-конференция молодых ученых «Нелинейная динамика машин» (School-NDM 2017). Москва, ИМАШ РАН, 2017; 2-я всероссийская научно-техническая конференция: механика и математическое моделирование в технике. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017.

Публикации. По материалам диссертационного исследования было опубликовано 11 научных трудов, 7 из которых в журналах, входящих в перечень ВАК РФ, общим объемом 2,84 п.л.

Структура работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения и приложения общим объемом 147 страниц, включая 57 рисунков, 20 таблиц и список литературы из 138 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

Во введении обоснована актуальность работы, сформулированы цель и решаемые задачи. Необходимость исследования боковых нагрузок определяется малой долговечностью ходовых колес мостовых кранов, основной причиной выхода из строя которых является износ их реборд, зависящий от уровня и продолжительности действия боковых сил. Анализ боковых нагрузок также необходим для учета напряжений, вызывающих образование усталостных трещин в местах соединения концевых и главных балок, а также для оценки нагруженности каркасов зданий, в которых установлены краны.

В первой главе дан обзор литературы по увеличению срока службы ходовых колес кранов мостового типа. Показано, что исследования проводились по следующим направлениям:

1. Изменение существующего профиля колес: влияние высоты реборды (Линних А.С., Гапоненко С.А.), использование конических ходовых колес (Ковальский Б.С., Соболев В.М., Балашов В.П., Лобов Н.А.), уширение дорожки качения (Липатов А.С.).

2. Применение смазочных материалов рассматривалось в работах Аникеевой Ф.Л., Линниха А.С., Гапоненко С.А., Махаева Г.С., Глазунова Д.В.

3. Подбор оптимального соотношения твердости контактной пары колесо-рельс, сорбитизация ходовых колес (Аникеева Ф.Л., Спицына И.О.).

4. Моделирование динамики передвижения кранов, направленное на численное определение боковых сил и разработку рекомендаций по снижению уровня их воздействия. Исследованию боковых сил были посвящены теоретические и экспериментальные работы Балашова В.П., Степанова А.И., Патрикеева А.Б. и Щукина Я.А., Алексеева Р.К., Конопли А.С., Аникеевой Ф.Л. Соболева В.М., Липатова А.С., Лобова Н.А. и ряда других. За рубежом исследованием этих вопросов занимались Neugebauer R., Martens P., Hennis K., Scheffler M. и Marquardt H., Hannover H., Roos H. и др.

В части указанных исследований рассматривались поперечные нагрузки, возникающие при разгоне (торможении) и при аварийных ситуациях на этапе свободного движения, т.е. при отсутствии контакта реборд ходовых колес с рельсами. Данные нагрузки могут достигать больших значений, но, если определяется долговечность ходовых колес, зависящая от износа их реборд, то задача исследования нагрузок, возникающих при движении крана с постоянной скоростью, становится более актуальной.

В работах ряда авторов было показано, что значения боковых сил возрастают как при увеличении монтажных углов перекоса осей ходовых колес, так и в зависимости от их взаимных направлений. Другой причиной роста боковых сил оказались отклонения рельсовых путей от прямолинейного положения, сужение и расширение колеи. Проведенные исследования не учитывали многие факторы, определяющие уровень боковых сил. В полярных кранах численные исследования радиальных нагрузок пока никто не проводил.

Вторая глава посвящена исследованию боковых сил, возникающих при движении четырехколесных мостовых кранов. Для исследования использовались три динамические модели. На Рис. 1 показана одностепенная модель крана с грузовой тележкой, установленной посередине пролета.

Здесь приняты следующие обозначения: M – масса крана с грузом; J – момент инерции крана относительно центра масс; P_j ($j=1,2$) – тяговые силы электродвигателей; W_j – силы сопротивления передвижению крана; ΔW_i ($i = 1,2,4$) – дополнительные силы трения, возникающие при контакте реборд ходовых колес с рельсами; N_i – боковые силы, действующие на реборды; S_i – боковые силы, возникающие между рельсом и дорожкой катания ходового колеса; β_i – монтажные углы перекоса осей ходовых колес.

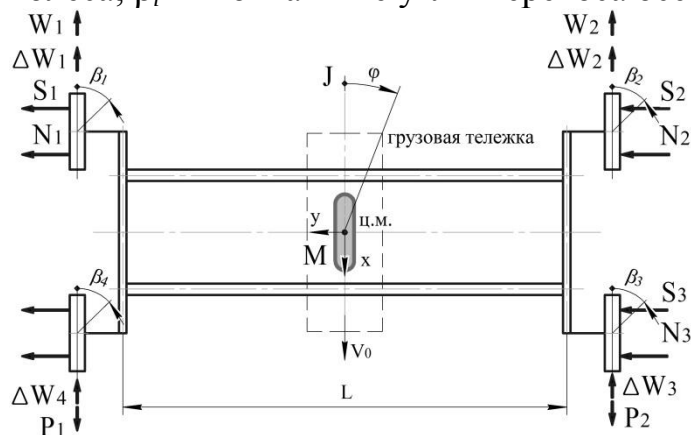


Рис. 1. Одностепенная динамическая модель четырехколесного крана

Центр масс крана движется в направлении оси «х» со скоростью v_0 , кран поворачивается на угол φ и перемещается на величину «у». Между ребордами ходовых колес и головками рельсов имеются зазоры d_{in} и d_{il} (Рис. 2). При наличии углов перекоса β_i на поверхностях дорожек катания колес возникают силы S_i , которые согласно ранее проводившимся исследованиям можно представить в виде

$$S_i = -k_i \cdot v_{\text{пр}i} / v_0 \text{ при } v_{\text{пр}i} / v_0 \leq 0,004, \quad S_i = -\mu \cdot R_i \text{ при } v_{\text{пр}i} / v_0 > 0,004, \quad (1)$$

где k_i – коэффициент пропорциональности; μ – коэффициент сцепления колеса с рельсом; R_i – вертикальное давление на i -ое колесо; $v_{при}$ – скорость поперечного проскальзывания i -ого колеса

$$v_{при} = \dot{y} \pm \dot{\phi} \cdot B/2 + \dot{y}_i - v_0(\phi + \beta_1 \pm \phi_{yi}), \quad (2)$$

где $\dot{y}_i$ ($i = 1, 2, 4$) – скорость осевых перемещений колес за счет деформации металлоконструкции; B – база крана (см. Рис. 1); $\phi_{yi} = (S_i + N_i)\delta_y$ – угол поворота осей ходовых колес за счет упругих деформаций; δ_y – угловая податливость металлоконструкции при закрепленном центре масс.

Силы N_i возникают при контакте реборд ходовых колес с рельсами. Полные перемещения колес в направлении оси «у» при этом имеют вид

$$z_i = y \pm \phi \cdot B/2 + y_i, \quad (4)$$

где $y_i = (S_i + N_i)\delta$ – упругие линейные перемещения ходовых колес в направлении оси «у»; δ – линейная податливость металлоконструкции крана в направлении действия боковых сил при закрепленном центре масс.

При прямолинейных подкрановых путях зазоры между рельсами и ребордами d_{in} и d_{il} принимаются одинаковыми и равными d (Рис. 2).

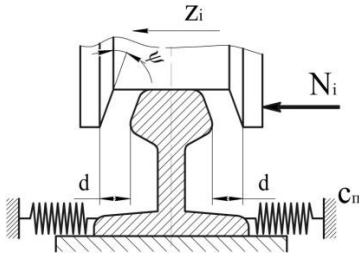


Рис. 2. Схема контакта колеса с рельсом

Тогда

$$\begin{cases} N_i = -c_n(z_i - d) \text{ при } z_i > d, \\ N_i = c_n(-z_i - d) \text{ при } z_i < -d, \\ N_i = 0 \text{ при } -d \leq z_i \leq d, \end{cases} \quad (5)$$

где c_n – жесткость подкрановых путей. При наличии сил $N_i \neq 0$ возникают дополнительные силы трения между

ребордами и рельсами, которые определяются по формуле

$$\Delta W_i = [(f |\beta_i + \phi|) / \operatorname{tg} \psi] \cdot |N_i|, \quad (6)$$

где ψ – угол наклона реборды (см. Рис. 2); f – коэффициент трения.

Силы упругого проскальзывания с учетом (1), (2), (3) равны

$$S_1 = -\bar{k}_i / v_0 \cdot [\dot{y} \pm \dot{\phi} \cdot B/2 + \dot{y}_i - v_0(\phi + \beta_i \pm \delta_y N_i)] \text{ при } \bar{k}_i = k_i / (1 \pm k_i \delta_y). \quad (7)$$

Уравнения движения имеют вид

$$\left. \begin{aligned} M\ddot{y} &= \sum_{i=1}^4 (S_i + N_i) \\ J\ddot{\phi} &= (P_2 - P_1 + W_1 - W_2 + \Delta W_1 + \Delta W_4 - \Delta W_2 - \Delta W_3)L/2 + (S_3 + S_4 - S_1 - S_2 + N_3 + N_4 - N_1 - N_2)B/2 \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

$$P_j = P_{0j} - (v_0 \pm \dot{\phi} \cdot L/2)B_j \quad (j = 1, 2), \quad (9)$$

где P_{0j} – движущие силы, создаваемые электродвигателями при неподвижном роторе; B_j – коэффициенты жесткости механических характеристик двигателей.

Условие равновесия сил в направлении оси «х» не влияет на значения S_i и N_i , что позволило исключить его из дальнейшего анализа. Итак, боковые силы S_i и N_i зависят от скоростей и перемещений, определяющихся путем интегрирования системы из 8 нелинейных дифференциальных уравнений

$$\dot{\bar{Q}}_1 = [A]_1 \bar{Q}_1 + [B]_1, \quad (10)$$

где $[A]_1$ и $[B]_1$ – матрицы коэффициентов, зависящих от сил S_i и N_i ; $\overline{Q}_1$ – вектор состояния, $\overline{Q}_1^T = [q_1; q_2 \dots q_8] = [\dot{y}; \dot{\phi}; y; \phi; y_1; y_2; y_3; y_4]$.

Расчет боковых нагрузок S_i , N_i при прямолинейных путях проводится в следующей последовательности:

1. Задается вектор начальных параметров $\overline{Q}_1(0)$ в момент времени $t = 0$.
2. Рассчитываются начальные значения боковых сил S_i и N_i .
3. Интегрируется система уравнений (10) на интервале времени $t_{\text{инт}}$.
4. По формулам (4) вычисляются перемещения z_i и сравниваются с величинами зазоров d на интервале времени $t_{\text{инт}}$.
5. Если $d \leq z_i \leq -d$ находятся силы, действующие на реборды N_i и ΔW_i .
6. Определяются скорости поперечного скольжения из зависимостей (2).
7. В зависимости от отношений $v_{\text{пр}i} / v_0$ согласно (1) вычисляются силы S_i .
8. Значения боковых сил S_i , N_i и дополнительных сил трения ΔW_i заносятся в систему (11), задается новый вектор начальных параметров $\overline{Q}_1(t_{\text{инт}})$ и система (11) интегрируется повторно на участке времени от $t_{\text{инт}}$ до $2t_{\text{инт}}$.

9. Все действия п.(1÷8) повторяются в цикле с выводом на печать сил S_i , N_i .

На основе изложенного метода было исследовано влияние различных факторов на величины боковых нагрузок. Расчеты проводились на примере мостового крана грузоподъемностью $Q=10$ т и пролетом $L=22,5$ м, движущегося со скоростью $v_0=1,319$ м/с. Для оценки влияния взаимных направлений монтажных углов β_i на величины максимальных боковых сил было рассмотрено шесть различных вариантов. При этом установлено, что наибольшие боковые силы возникают в случае, когда $\beta_1=\beta_2=0,001$, а $\beta_3=\beta_4=-0,001$. Контакт реборд с рельсами начинается через 5 с от момента начала движения. Если все ходовые колеса перекошены в одном направлении, то уровень боковых сил снижается примерно в 3 раза и контакт реборд с рельсами начинается через 11,5 с. В случае симметричного перекоса осей ходовых колес даже при $\beta_2=\beta_3=0,002$, а $\beta_1=\beta_4=-0,002$ контакт реборд с рельсами не возникает, и все $N_i=0$.

Для оценки влияния сужения или расширения колеи подкранового пути на значения максимальных боковых нагрузок $S_{i\text{max}}$ и $N_{i\text{max}}$ были проведены расчеты при различных вариантах изменения расстояния между подкрановыми путями: 1 – сужение колеи по линейному закону; 2 – расширение колеи по синусоидальному закону. В первом варианте принималось, что за время движения крана вдоль цеха колея подкрановых путей симметрично сужалась на величину $2\varepsilon d$ по линейному закону, где $0 < \varepsilon \leq 1$, d – начальные значения зазоров между ребордами и рельсами. В случае вышеупомянутого неблагоприятного сочетания углов $\beta_1=\beta_2=0,001$ и $\beta_3=\beta_4=-0,001$ максимальное значение силы $N_{3\text{max}}$ здесь возрастает почти в 2 раза, а сила $S_{3\text{max}}$ увеличивается незначительно. При расширении колеи по синусоидальному закону расстояние между подкрановыми рельсами увеличивалось на величину $2\varepsilon d \sin(\pi z / L_{\text{д.ц.}})$, где $L_{\text{д.ц.}}$ – длина цеха, z – длина отрезка пути. Расчеты, проведенные при этом варианте перекоса осей, показали, что усилие $N_{4\text{max}}$ опять возрастает в 2,25 раза по сравнению с тем, что было при неизменном расстоянии между рельсами.

Итак, проведенные расчеты показали, что уровень наибольших боковых сил мало изменяется от закона изменения колеи, но зависит от ее наибольших отклонений. Реальные подкрановые пути всегда имеют случайные отклонения от проектного прямолинейного положения. На Рис. 3 показаны замеренные отклонения двух ветвей рельсового пути, полученные на Карачаровском заводе. Для учета их в расчете отклонения путей от прямых представлялись в виде совокупности кусочно-гладких функций. Зазоры между ребрами и рельсами изменялись по законам

$$d_{in} = d - \Delta_i, \quad d_{in} = d + \Delta_i, \quad (11)$$

где Δ_i ($i=1,2..4$) – отклонения рельсовых путей от проектного положения.

Силы N_i при этом рассчитывались по соотношениям (5) с подстановкой значений d_{in} и d_{in} , вычисленных по (11). На Рис. 4 представлены графики изменения сил S_3 и N_3 при $\beta_1=\beta_2=0,001$ и $\beta_3=\beta_4=-0,001$, полученные при учете реальных отклонений подкрановых путей (Рис. 3). Для сравнения здесь же приведены графики S_3 и N_3 при идеально ровных путях.

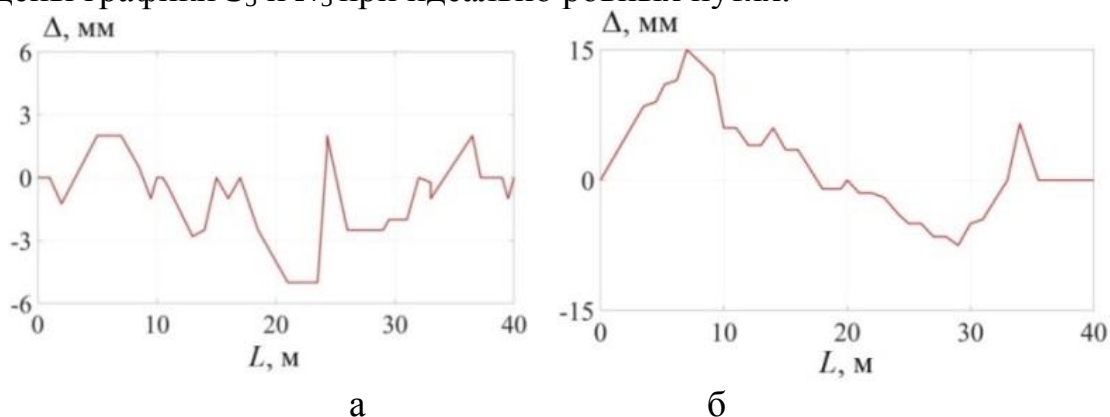


Рис. 3. Замеренные отклонения рельсового пути

а – Левая ветвь рельсового пути; б – Правая ветвь рельсового пути

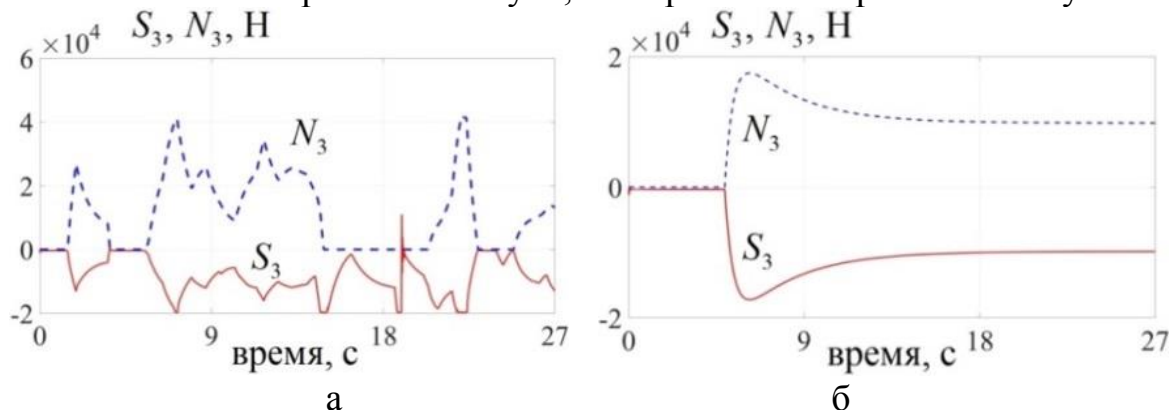


Рис. 4. Зависимость S_3 и N_3 от времени при $\beta_1=\beta_2=0,001$ и $\beta_3=\beta_4=-0,001$

а – Реальное изменение расстояния между путями; б – Расстояние между рельсами постоянное, пути прямолинейны

В Таблице 1 приведены максимальные значения боковых сил и времени контакта реборд с рельсами, позволяющие оценить как влияние величин и направлений монтажных углов β_i , так и влияние отклонений подкрановых путей от прямолинейного закона.

Таблица 1.

Боковые силы $S_{\max}$, $N_{\max}$ при различных сочетаниях монтажных углов β_i и неровностей подкрановых путей

Формы неровностей подкрановых путей	Варианты перекоса осей ходовых колес								
	$\beta_1=\beta_2= 0,001,$ $\beta_3=\beta_4= -0,001$			$\beta_1=\beta_2=\beta_3=\beta_4=0,001$			$\beta_2=\beta_3= 0,002,$ $\beta_1=\beta_4= -0,002$		
	$N_{\max},$ кН	$S_{\max},$ кН	t_k, c	$N_{\max},$ кН	$S_{\max},$ кН	t_k, c	$N_{\max},$ кН	$S_{\max},$ кН	t_k, c
$d_i=\text{const}$	17,4	-17,1	22	-4,9	4,9	15	0	-13,2	0
$d_i = d_0(1 \pm v_0 t/L)$	29,0	-19,1	24	-10,1	6,8	22	0	-13,2	0
$d_i=d_0 \cdot [1 \pm \sin(v_0 t/L)]$	39,2	-17,5	13	-36,7	19,6	9	3,5	13,7	2
$d_i=d_0 \pm \Delta_i$	42,9	-19,6	20	-16,4	13,1	8	0	13,2	0

Описанный способ определения нагрузок на реборды ходовых колес может иметь практическое значение, направленное на устранение причин выхода колес из строя. Для этого необходимо:

1. Замерить монтажные углы β_i относительно их проектного положения.
2. Провести замеры отклонений Δ_i левой и правой ветвей рельсового пути.
3. Определить угловые и линейные податливости моста крана.
4. Определить силы, действующие на реборды ходовых колес, при существующих углах β_i , предполагая рельсовые пути прямолинейными.
5. Просчитать, как изменятся значения этих сил при других вариантах углов β_i , и выбрать приемлемый для проведения ремонта.
6. Определить боковые силы с учетом имеющихся углов перекоса β_i и при наличии замеренных отклонений рельсовых путей.
7. В тех местах, где при вычислениях появляются большие силы, целесообразно провести рихтовку рельсового пути. Сопоставив возможности уменьшения боковых сил за счет изменения углов β_i и рихтовки рельсовых путей, принять решение о необходимости того или иного ремонта.

Все представленные выше результаты были получены на основе одномассовой динамической модели. Далее для сравнения рассматривалось определение боковых сил с помощью трехмассовой динамической модели, приведенной на Рис. 5. Эта модель позволяет дополнительно учесть упругие колебания концевых балок относительно центра масс крана в направлении его движения X_1 и X_2 , а также уточнить значения упругих линейных и угловых перемещений ходовых колес. Силы, вызывающие упругие перемещения y_i , φ_{yi} , X_1 и X_2 , можно отнести к шести направлениям. Так, по направлениям i ($i=1,2..4$) действуют группы сил (S_i+N_i) . В направлении оси «х» левая часть рамы перемещается за счет совокупности сил $X_1^\Sigma = P_1 - W_1 - \Delta W_1 - \Delta W_4 - m_1 \ddot{X}_1$, а правая за счет $X_2^\Sigma = P_2 - W_2 - \Delta W_2 - \Delta W_3 - m_2 \ddot{X}_2$. Упругие линейные и угловые перемещения находятся далее в виде произведений указанных групп сил, умноженных на соответствующие податливости.

Силы S_i и N_i , W_j ($j=1,2$) и ΔW_i выражаются аналогично тому, как это было сделано выше при использовании одномассовой модели. Изменяются лишь

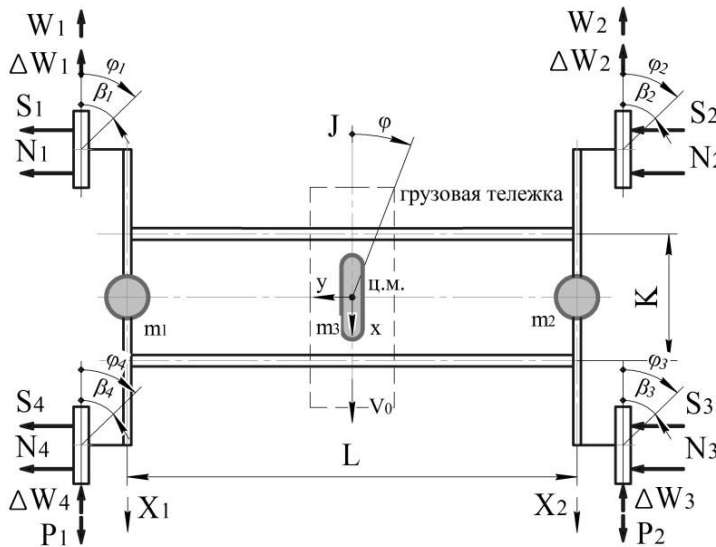


Рис. 5. Трехмассовая динамическая модель мостового крана

зависимости для сил P_j ($j=1,2$) т.к. теперь учитывается изменение скорости за счет упругих колебаний по направлениям X_1 и X_2 .

$$P_j = P_{0j} - B_j (v_0 - \dot{\phi} \cdot L/2 + \dot{X}_j). \quad (12)$$

Уравнения движения центра масс крана

$$\left. \begin{aligned} M\ddot{y} &= \sum_{i=1}^4 (S_i + N_i) \\ J\ddot{\phi} &= (X_2^z - X_1^z) \cdot L/2 + (S_3 + S_4 - S_1 - S_2 + N_3 + N_4 - N_1 - N_2) \cdot B/2 \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

где $M = m_1 + m_2 + m_3$ – общая масса крана с грузовой тележкой и грузом.

При использовании трехмассовой динамической модели для расчета сил S_i и N_i необходимо найти следующие скорости и перемещения, входящие в вектор в вектор $\bar{Q}_2$: $\bar{Q}_2^T = \{\dot{y}; \dot{\phi}; y; \phi; y_1 \dots y_4; \dot{X}_1; \dot{X}_2; X_1; X_2\} = \{q_1; q_2; \dots q_{12}\}$. Используя полученные выше зависимости, можно получить систему из 12 нелинейных уравнений

$$\dot{\bar{Q}}_2 = [A]_2 \bar{Q}_2 + [B]_2, \quad (14)$$

где $[A]_2$ и $[B]_2$ – матрицы, состоящие из постоянных элементов и сил S_i и N_i .

Для интегрирования системы (14) использовался алгоритм, описанный выше для одномассовой динамической модели.

Ниже, в Таблице 2, приводится сравнение результатов определения боковых сил при использовании трех динамических моделей: модель № 1 – одномассовая модель Н.А. Лобова, в которой подкрановые пути принимались прямолинейными и абсолютно жесткими; модель № 2 – одномассовая модель, описанная выше, учитывающая жесткость подкрановых путей и их отклонения от прямолинейного закона; модель № 3 – трехмассовая модель, в которой учитываются колебания концевых балок относительно центра масс. Все расчеты, использованные для сравнения, проводились при одинаковых углах монтажных перекосов колес: $\beta_1 = \beta_2 = \beta_3 = \beta_4 = 0,001$.

Из сопоставления данных Таблицы 2 следует:

1. Все динамические модели для идеально ровных подкрановых путей дают близкие значения максимальных боковых нагрузок.
2. При учете реальных 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 реальных отклонениях подкрановых путей дают сопоставимые значения боковых сил.

Учитывая данные, приведенные в Таблице 2, для анализа боковых сил можно рекомендовать использование более простой динамической модели № 2.

Таблица 2.

Результаты расчета максимальных боковых сил, полученные при использовании различных динамических моделей

Динамическая модель	Пути прямолинейны		Пути с реальными отклонениями	
	$S_{4 \max}, \text{Н}$	$N_{4 \max}, \text{Н}$	$S_{4 \max}, \text{Н}$	$N_{4 \max}, \text{Н}$
Модель № 1	5154	–5070	–	–
Модель № 2	4920	–4920	16165	–15982
Модель № 3	4986	–5016	13641	–17035

Для оценки влияния различных положений грузовой тележки на уровень и продолжительность действия боковых нагрузок использовалась двухмассовая модель, в которой массы крана приводились к концевым балкам. При этом рассматривались три варианта расположения грузовой тележки (посередине пролета и у каждой концевой балки). Соответственно, масса грузовой тележки с грузом приводилась либо к m_1 , либо к m_2 . Положение центра масс крана определялось из условия равенства статических моментов: $m_1 \cdot L_{\text{л}} = m_2 \cdot L_{\text{пр}}$, где $L_{\text{л}}$ и $L_{\text{пр}}$ – расстояния от центра масс до левой и правой концевой балки.

Предполагалось, что на кран действовали те же нагрузки S_i и N_i , P_j , W_j и ΔW_i . Ходовые колеса крана перемещались вместе с центром масс на величину y , поворачивались относительно центра масс на угол φ и имели линейные и угловые упругие перемещения (y_i и φ_{yi}). Концевые балки за счет деформаций моста перемещались относительно центра масс на X_1 и X_2 . При этом силы X_1^{Σ} и X_2^{Σ} , действующие на массы m_1 и m_2 , определялись также, как при рассмотрении трехмассовой модели. Все упругие перемещения ходовых колес и приведенных масс (m_1 и m_2) определялись в зависимости от податливостей левой и правой части моста аналогично тому, как это было сделано при использовании трехмассовой модели. Перемещения центра масс крана определялись из уравнений, имеющих вид (13).

Проведенные расчеты показали, что при прямолинейных путях значения боковых сил S_i и N_i , мало зависят от положения грузовой тележки, но существенно изменяются в зависимости от значений и направлений углов β_i . Изменение максимальных значений боковых сил в зависимости от положения грузовой тележки можно оценить по расчетным данным, приведенным в Таблице 3. При изменении положения грузовой тележки значения линейных и угловых упругих перемещений (y_i и φ_{yi}) изменяются, но остаются существенно меньше перемещений центра масс (y и φ). Полные перемещения ходовых колес z_i , определяющие значения сил N_i и суммы скоростей $(y + \dot{y}_i)$, входящие в зависимости S_i , практически не изменяются. В результате этого положение грузовой тележки мало сказывается на изменении боковых сил.

Для оценки корректности принятых динамических моделей было проведено сравнение максимальных значений боковых сил, полученных с помощью трехмассовой и двухмассовой моделей. Сравнение проводилось при

$\beta_1=\beta_2=\beta_3=\beta_4=0,001$, для прямолинейных путей и центрального расположения грузовой тележки. При этом были получены следующие значения:

- для трехмассовой модели $S_{\max}=4986$ Н, и $N_{\max}=-5016$ Н;
- для двухмассовой модели $S_{\max}=4938$ Н, и $N_{\max}=-5192$ Н.

Таблица 3.

Максимальные боковые силы при $\beta_1=\beta_2=0,001$ и $\beta_3=\beta_4=-0,001$

№	Положение тележки	Пути прямолинейны		Пути с реальными отклонениями	
		$S_{\max}$, Н	$N_{\max}$, Н	$S_{\max}$, Н	$N_{\max}$, Н
1	Левое	-17349	17728	-19665	40319
2	Среднее	-17323	17602	-19665	39995
3	Правое	-17263	17508	-19665	39696

Выводы:

1. Значения боковых сил, действующих на ходовые колеса мостовых кранов, практически не зависят от положения грузовой тележки.

2. Наибольшее влияние на уровень боковых сил и время контакта реборд с рельсами оказывают значения и направления монтажных углов β_i , сужение колеи и случайные отклонения подкрановых путей от прямолинейного закона.

В третьей главе рассматриваются особенности определения боковых сил в многоколесных мостовых кранах большой грузоподъемности. В таких кранах

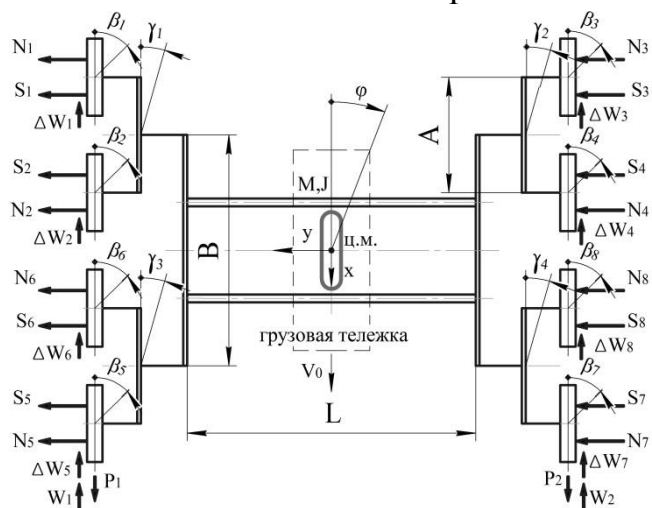


Рис. 6. Динамическая модель восьмиколесного крана

ходовые колеса монтируются в балансирные тележки, которые шарнирно закрепляются по краям концевых балок моста. На Рис. 6 приведена динамическая модель восьмиколесного крана. Помимо обозначений, принятых для динамических моделей четырехколесных кранов, здесь: B и A – расстояния между осями главных балансиров и ходовых колес; γ_k ($k=1,2..4$) – монтажные углы перекаса осей главных балансиров; β_j ($j=1,2..8$) – монтажные углы перекаса осей ходовых колес.

В соответствии с условиями (1) силы S_j при $v_{прj}/v_0 \leq 0,004$ равны

$$S_j = -k_j/v_0 \cdot \left\{ \dot{y} \pm \dot{\phi} \cdot g(a,b) + \dot{y}_j - v_0 [\phi + \beta_j + \gamma_k + \phi_{y_j}] \right\}, \quad (15)$$

где $a=(A+B)/2$; $b=(A-B)/2$; $g(a,b)=a$ при $j=1,3,5,7$; $g(a,b)=b$ при $j=2,4,6,8$.

Перемещения z_j ходовых колес в направлении оси «у» находятся в виде

$$z_j = y \pm g(a,b) \cdot \phi - \gamma_k \cdot A/2 + y_j. \quad (16)$$

Силы N_j находятся, как и для четырехколесных кранов, согласно условиям (6). Упругие перемещения ходовых колес y_j в направлении оси «у» зависят от податливости металлоконструкции моста δ_m и балансира δ_6 относительно закрепленного центра масс

$$y_j = (S_j + N_j) \delta^\Sigma \text{ при } \delta^\Sigma = \delta_m + \delta_6. \quad (17)$$

Упругие углы поворота осей ходовых колес определяются по формуле

$$\varphi_{yj} = (S_j + N_j) \delta_{yj}^{\Sigma} \text{ при } \delta_{yj}^{\Sigma} = \pm \delta_{ym} \pm \delta_{yb}, \quad (18)$$

где δ_{ym} и δ_{yb} – угловая податливость моста крана и балансира.

Уравнения движения крана согласно динамической модели (Рис. 7) записываются в направлении оси «у» и в направлении угла поворота крана относительно центра масс φ и имеют вид системы уравнений (8). Дополнительные силы трения ΔW_j , возникающие вместе с силами N_j , определяются с учетом углов γ_k ($k=1,2..4$) в виде

$$\Delta W_j = \left[\left(f |\beta_j + \gamma_k + \varphi| \right) / \operatorname{tg} \psi \right] \cdot |N_j|. \quad (19)$$

Боковые силы S_j и N_j зависят от скоростей и перемещений центра масс крана и его ходовых колес, которые находятся при интегрировании системы из 12 нелинейных уравнений, для ее интегрирования используется алгоритм, описанный во второй главе работы. Изложенный подход был использован для определения боковых сил, возникающих при движении восьмиколесного крана $Q = 100$ т и $L = 33,5$ м. У крана между ребордами и рельсами имелись начальные зазоры, обусловленные перекосом концевых балок и износом реборд ходовых колес, наработанным к моменту обследования.

При проведении обследования было измерено изменение колеи подкрановых путей. С учетом того, что на основе описанного выше метода можно определять боковые силы только в том случае, если известны отклонения от прямой каждого рельса, расчеты проводились для четырех вариантов: 1 – подкрановые пути прямолинейны; 2 – левый рельс прямолинейен, изменение колеи происходит за счет отклонений правого рельса; 3 – правый рельс прямолинейен, изменение колеи происходит за счет отклонений левого рельса; 4 – оба рельса, имеют отклонения, равные половине изменения колеи. Монтажные углы перекоса осей ходовых колес имели неблагоприятные взаимные направления: $\beta_1 = \dots = \beta_4 = 0,001$, а $\beta_5 = \dots = \beta_8 = -0,001$.

Расчеты показали, что при движении крана по прямолинейным путям наибольшие боковые силы здесь возникают от удара при наезде реборд на рельсы. При учете износа реборд значение максимальной силы $N_{7\max}$, действующей на 7-ое колесо, возрастает примерно в 1,5 раза. При рассмотрении изменения колеи подкрановых путей было установлено, что значения боковых сил зависят от величины отклонений от прямой каждого рельса. Наихудшим является вариант, когда правый и левый рельс имеют одинаковые отклонения. Наибольшие усилия $N_{7\max}$ возрастают в этом случае более, чем в 2 раза по отношению к тому случаю, когда один из рельсов прямолинейен. В ходе дальнейшей оценки возможностей уменьшения боковых сил было установлено, что за счет реализации симметричных углов β_j и оптимальной рихтовки можно в 10 и более раз снизить значения боковых сил с уменьшением времени контакта реборд с рельсами.

В четвертой главе исследуются радиальные силы, возникающие при движении полярных кранов. Концевые балки в полярных кранах опираются на балансирные тележки, в которых установлены безребордные ходовые колеса. Для восприятия возникающих при движении крана радиальных нагрузок в

металлоконструкции предусмотрены боковые ролики, которые также монтируются в специальные балансиры.

На Рис. 7 представлена динамическая модель полярного крана, где принято, что центр масс крана совпадает с осью его вращения. Ниже используются следующие обозначения: M – масса крана с грузом; P_k ($k=1,2\dots4$) – тяговые силы электродвигателей; W_k – силы сопротивления передвижению крана; N_j ($j=1,2\dots8$) – радиальные силы, возникающие при контакте боковых роликов с рельсом; T_j – дополнительные силы сопротивления движению, появляющиеся при контакте боковых роликов с рельсом; S_j – радиальные силы, возникающие при проскальзывании ходовых колес по рельсу.

Так как между боковыми роликами и рельсом предусматриваются зазоры, то центр масс крана может перемещаться по направлениям «х» и «у», указанным на Рис. 7, и без наличия контактных сил N_j и T_j .

Под действием радиальных сил N_j и S_j в левой и правой части моста возникают упругие радиальные перемещения точек их приложения относительно центра масс крана, которые определяются в виде

$$r_{jl} = \delta_{jl} F_{jl}, \quad r_{jпр} = \delta_{jпр} F_{jпр}, \quad (20)$$

где δ_{jl} и $\delta_{jпр}$ – податливости левой и правой части моста и балансиров по направлению действия сил N_j и S_j , обозначенных здесь F_{jl} и $F_{jпр}$.

Перемещения центра масс крана «х» и «у» (Рис. 7) находятся из дифференциальных уравнений, имеющих вид

$$\begin{cases} M\ddot{x} = f_x(N_j, S_j, T_k, P_k, W_k), \\ M\ddot{y} = f_y(N_j, S_j, T_k, P_k, W_k), \end{cases} \quad (21)$$

где f_x и f_y – суммы проекций сил в направлении осей «х» и «у».

Силы N_j и S_j передаются на мост крана через системы балансиров. В силу малости длин малых балансиров относительно размеров концевых балок и главных балансиров силы S_j и S_{j+1} принимаются приложенными к осям главного балансира (в точках А и В см. Рис. 8) (аналогично для N_j и N_{j+1}).

Силы сопротивления передвижению крана

$$W_k = G_k K \quad (k=1,2\dots4), \quad (22)$$

где $G_k = G_{кр}/4$ – часть веса крана, приходящаяся на один главный балансир; $G_{кр}$ – вес крана; K –

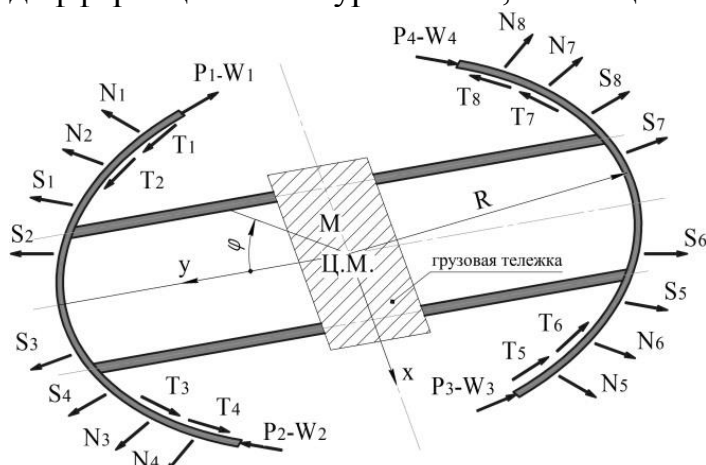


Рис. 7. Динамическая модель полярного крана

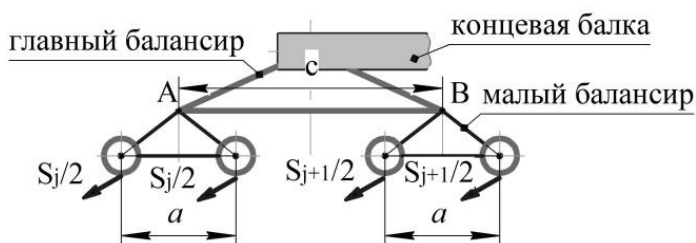


Рис. 8. Схема балансиров, передающих на мост силы S_j и S_{j+1}

коэффициент, учитывающий трение качения ходовых колес, относящихся к одному главному балансиру, и трение в подшипниках механизма передвижения.

Силы N_j , входящие в уравнения (21) и (22), появляются при контакте боковых роликов с рельсами. Перемещения роликов в радиальном направлении ΔR_j ($j=1, 2 \dots 8$) находятся из условий

$$\Delta R_j = \pm y \cos \psi_{N_j} \pm x \sin \psi_{N_j} + r_{Nj} \pm \gamma_k \cdot c/2, \quad (23)$$

где ψ_{Nj} ($j=1, 2 \dots 8$) – углы между силами N_j и осью «у»; γ_k ($k = 1, 2 \dots 4$) – углы перекоса осей главных балансиров; c – расстояние между осями малых балансиров, в которых установлены боковые ролики; r_{Nj} – упругие перемещения от сил N_j , которые находятся из зависимостей (20).

При $x=y=0$ и идеальном рельсовом пути, осью которого является окружность радиуса R , наружные и внутренние зазоры между боковыми роликами и рельсом равны $\delta_{0н}$ и $\delta_{0вн}$. Эти зазоры изменяются при перемещении боковых роликов на ΔR_j и за счет наличия отклонений оси рельса от идеальной окружности, обозначенных далее ξ . Положительные направления ξ совпадают с положительными направлениями ΔR_j , при этом $\delta_{н} = \delta_{0н} - \xi$, $\delta_{вн} = \delta_{0вн} + \xi$.

С учетом поправок на неровности подкрановых путей возможны следующие варианты условий контакта боковых роликов с рельсами:

$$N_j = -c_r(\Delta R_j - \delta_{вн}) \text{ при } \Delta R_j > \delta_{вн}, N_j = -c_r(\Delta R_j - \delta_{н}) \text{ при } |\Delta R_j| > \delta_{н} \text{ и } \Delta R_j < 0, \quad (24)$$

где c_r – жесткость пути в радиальном направлении ($N_j = 0$ при $-\delta_{н} \leq \Delta R_j \leq \delta_{вн}$).

При контакте роликов с рельсом возникают силы сопротивления вращению крана T_j , которые по аналогии с силами ΔW_i определяются в виде

$$T_j = K_2 N_j, \quad (25)$$

где K_2 – коэффициент, зависящий от трения качения роликов по рельсу и трения в подшипниках роликов.

Силы упругого проскальзывания определяются аналогично силам, передающимся на мостовые краны.

$$S_j = -k_j \cdot \dot{r}_{пj} / v_0 \text{ при } \dot{r}_{пj} / v_0 \leq 0,004, S_j = -\mu R_j \text{ при } \dot{r}_{пj} / v_0 > 0,004, \quad (26)$$

где $\dot{r}_{пj}$ – скорость упругого проскальзывания j -ого колеса по рельсу в радиальном направлении; $v_0 = \omega_0 R$ – линейная скорость ходового колеса, направленная по касательной к оси рельса; $k_j = \mu R_j / 0,004$ – коэффициент пропорциональности; R_j – вертикальное давление на ось малого балансира; μ – коэффициент трения колеса по рельсу.

Скорости поперечного проскальзывания колес по рельсу имеют вид

$$\dot{r}_{пj} = \pm \dot{y} \cos \psi_{S_j} \pm \dot{x} \sin \psi_{S_j} + \dot{r}_{js} \pm \omega_0 R (\varphi_{yj} + \beta_j + \gamma_k), \quad (27)$$

где $\dot{r}_{js}$ – скорость упругого линейного перемещения r_{sj} j -го колеса в радиальном направлении от сил S_j . Для расчета r_{sj} используются соотношения (21); ψ_{Sj} – углы между силами S_j и осью «у»; β_j – монтажный угол перекоса оси малого балансира; γ_k – монтажный угол перекоса оси большого балансира; φ_{jy} – упругий угол поворота оси малого балансира под действием силы S_j , равный

$$\varphi_{jy} = S_j \delta_{Sj,y} \quad (j=1, 2 \dots 8), \quad (28)$$

где $\delta_{Sj,y}$ – угловая податливость рамы моста и главного балансира.

В соответствии с зависимостями (26) и (27) при $\dot{r}_{пj} / v_0 \leq 0,004$ силы упругого проскальзывания будут равны

$$S_j = k_j / \omega_0 R \cdot \left[\dot{y} \cos \psi_{S_j} - \dot{x} \sin \psi_{S_j} + \dot{r}_{S_j} - \omega_0 R (\varphi_{y_j} + \beta_j + \gamma_k) \right], \quad (29)$$

Итак, для определения радиальных сил N_j и S_j необходимо знать изменения во времени следующие скорости и перемещения: $\dot{y}$, $\dot{x}$, y , x , r_{S1} , $r_{S2} \dots r_{S8}$. Эти перемещения записываются в виде вектора $\bar{Q}_5$. Полученные выше зависимости позволяют получить систему из 12 нелинейных дифференциальных уравнений, которая имеет вид

$$\dot{\bar{Q}}_5 = [A]_5 \bar{Q}_5 + [B]_5, \quad (30)$$

где $[A]_5$ и $[B]_5$ – матрицы, в которые входят искомые силы N_j и S_j .

Алгоритм интегрирования системы (30) аналогичен тому, что изложен выше для определения боковых сил, возникающих в четырехколесных кранах.

С помощью изложенного выше метода были исследованы радиальные нагрузки полярного крана $Q = 350$ т и $L = 43$ м. При проведении расчетов было оценено влияние направлений и значений монтажных углов β_j ; жесткость подкрановых путей в радиальном направлении; величины начальных монтажных зазоров между боковыми роликами и рельсом; отклонения оси рельса от окружности.

Расчеты показали, что наибольшие силы S_j и N_j возникают в случае, когда все монтажные углы направлены в одну сторону. При этом S_j и N_j имеют противоположные знаки и мало отличаются по модулю. Если углы β_j симметричны относительно какой-либо оси («х» или «у»), то возникают только силы S_j , силы N_j равны нулю.

Для оценки влияния жесткости подкрановых путей в радиальном направлении на значения $S_{j\max}$ и $N_{j\max}$ были проведены расчеты при $\beta_1 = \beta_2 = \dots = \beta_8 = 0,001$ и одинаковых начальных зазорах между роликами и рельсом (5 мм). На Рис. 9 приведены графики изменения максимальных значений $S_{7\max}$ и $N_{7\max}$ в зависимости от c_r .

При отсутствии отклонений рельсового пути от идеальной окружности величины монтажных зазоров между боковыми роликами и рельсом мало влияют на максимальные значения радиальных сил, но сказываются на времени начала их контакта. С увеличением зазоров время достижения нагрузками своих максимальных значений увеличивается. Для оценки влияния отклонений путей от окружности с диаметром D ось их представлялась в виде эллипса. Расчеты показали, что с увеличением отклонений рельсового пути от идеальной окружности значения сил $S_{7\max}$ и $N_{7\max}$, полученные при $\beta_1 = \dots = \beta_8 = 0,001$, $\delta = 5$ мм и $c_r = 10^8$ Н/м резко возрастают. На Рис. 10 показано изменение радиальных сил

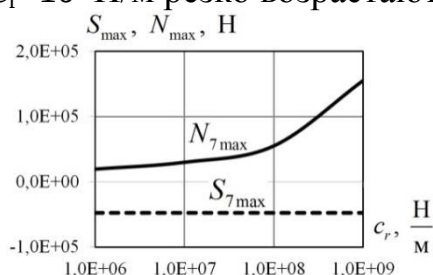


Рис. 9. Изменения сил $S_{7\max}$ и $N_{7\max}$ в зависимости от c_r

S_7 и N_7 в зависимости от угла поворота φ . При отклонении диаметра пути на $\Delta D = 10$ мм значения $N_{7\max}$ возрастают примерно в 2,5 раза, а в случае $\Delta D = 20$ мм – более, чем в 7 раз. Силы $S_{7\max}$ тоже растут, но менее резко. Так при $\Delta D = 10$ мм $S_{7\max}$ возрастают в 1,5 раза, а при $\Delta D = 20$ мм – примерно в 3 раза. На основе полученных значений радиальных сил N_j были оценены напряжения, возникающие в

балансирах, передающих эти нагрузки на мост крана. Установлено, что напряжения в опасных сечениях ходовой части крана при учете отклонений оси подкранового рельса от идеальной окружности ($\Delta D = (10 \div 20)$ мм) могут изменяться в диапазоне $(44 \div 244)$ МПа.

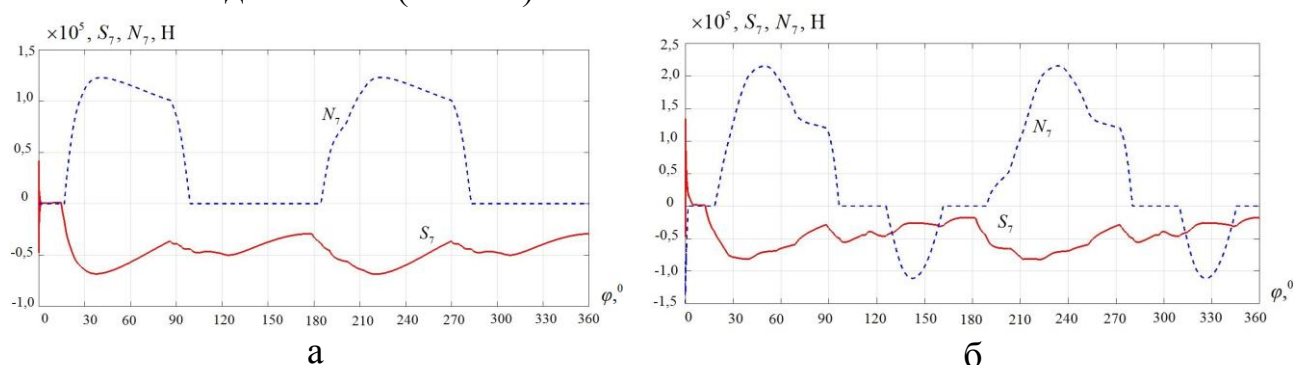


Рис. 10. Радиальные силы S_7 и N_7 в зависимости от угла поворота крана φ
а – $\Delta D = 10$ мм; б – $\Delta D = 20$ мм

Выводы:

1. При наличии монтажных углов β_j центр масс полярного крана перемещается в радиальном направлении. Возникающие при этом радиальные нагрузки зависят от их величин и взаимных направлений.

2. Силы $N_{j\max}$, действующие на боковые ролики, возрастают с увеличением жесткости подкрановых путей.

3. Увеличение монтажных зазоров между боковыми роликами и рельсами практически не изменяет значения максимальных радиальных сил, но сказывается на времени начала контакта боковых роликов с рельсом.

4. Наибольшее значение на величины радиальных сил оказывают отклонения оси подкранового рельса от окружности. Радиальные силы, возникающие при наличии отклонений вызывают существенные напряжения в элементах ходовой части крана.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработаны уточненные методы расчета боковых сил на этапе установившегося движения мостовых кранов, учитывающие такие факторы, как: монтажные углы перекоса осей ходовых колес и их взаимные направления; монтажные углы перекоса осей балансиров (для многоколесных кранов); случайные отклонения каждого рельса подкранового пути от проектного положения; жесткость подкрановых путей в направлении действия боковых нагрузок; упругие линейные и угловые перемещения ходовых колес относительно центра масс; упругие перемещения металлоконструкции в направлении движения крана; различные положения грузовой тележки.

2. Проведены расчеты кранов, движущихся по путям с известными отклонениями от проектного положения. Расчеты показали следующее:

а) Наибольшие боковые силы возникают при ударах реборд ходовых колес о рельс, при сужении подкрановой колеи и за счет случайных отклонений рельсов от прямолинейного положения.

б) Максимальные боковые силы возникают при таких углах взаимного перекоса осей ходовых колес, которые способствуют развороту крана.

с) Боковые силы, передающиеся ребрами ходовых колес на рельсы, возрастают с увеличением жесткости подкрановых путей.

д) Боковые силы уменьшаются при наличии монтажных углов перекоса осей ходовых колес, симметричных относительно центральной оси крана в направлении его движения.

е) Упругие линейные и угловые перемещения ходовых колес существенно меньше перемещений центра масс крана, вследствие чего уровень боковых сил практически не изменяется в зависимости от положения грузовой.

3. Разработан метод расчета радиальных сил, возникающих при движении полярных кранов. Показана зависимость между радиальными силами и отклонением оси рельсового пути от идеальной окружности. Оценена зависимость радиальных нагрузок, передающихся через боковые ролики на подкрановые пути от их жесткости в радиальном направлении.

4. Вышеуказанные методы и алгоритмы в сочетании с результатами мониторинга ходовой части крана и подкрановых путей позволяют:

а) Выявлять те участки пути, где возникают наибольшие нагрузки, и выбирать оптимальный вариант их ремонта.

б) Учитывать реальные поперечные нагрузки при расчетах на прочность и выносливость элементов ходовой части кранов.

с) Проводить проектирование несущих конструкций каркасов зданий, в которых размещены мостовые краны, с учетом реальных поперечных нагрузок.

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. 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. (0,425 п.л. / 0,25 п.л.).

2. Спицына Д.Н., Юрин А.Н. Определение боковых сил, действующих на ходовые колеса мостовых кранов // Подъемно-транспортное дело. 2013. №5-6. С. 10-15. (0,44 п.л. / 0,3 п.л.).

3. 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. (0,5 п.л. / 0,35 п.л.).

4. Спицына Д.Н., Юрин А.Н. Исследование боковых сил, действующих на многоколесные мостовые краны при наличии неровностей подкрановых путей // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2016. №6. С. 33-41. (0,4 п.л. / 0,25 п.л.).

5. Спицына Д.Н., Юрин А.Н. Пути увеличения долговечности ходовых колес мостовых кранов // Подъемно-транспортное дело. 2016. № 1-2. С. 2-7. (0,44 п.л. / 0,26 п.л.).

6. Спицына Д.Н., Юрин А.Н. Исследование боковых сил, действующих на движущиеся мостовые краны // Вестник машиностроения. 2017. №10. С. 39-45. (0,42 п.л. / 0,31 п.л.).

7. Спицына Д.Н., Юрина А.Н. Исследование нагрузок, возникающих при движении полярных кранов // Подъемно-транспортное дело. 2017. №6. С. 6-13. (0,6 п.л. / 0,42 п.л.).