

На правах рукописи

Министерство высшего и среднего специального
образования СССР

ЧЕЛЯБИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
им. ЛЕНИНСКОГО КОМСОМОЛА

Ермаков Геннадий Павлович

КИНЕМАТИКА И СИЛОВОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ МОСТОВЫХ
КРАНОВ С ПОДКРАНОВЫМИ ПУТЯМИ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

Специальность 05.02.02

"Машиноведение и детали машин"

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

ЧЕЛЯБИНСКИЙ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
БИБЛИОТЕКА

Челябинск

1973

Работа выполнена на кафедре "Детали машин и подъемно-транспортные машины" Челябинского политехнического института им. Ленинского Комсомола.

Научный руководитель - кандидат технических наук, доцент В.М. Соболев.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор П.З. Петухов,
кандидат технических наук, доцент И.Д. Маричев.

Ведущее предприятие - Челябинский трубопрокатный завод.

Автореферат разослан " _____ " _____

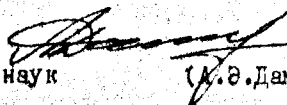
Защита состоится " _____ " _____ в _____ часов в

Совете по присуждению ученых степеней машиностроительных факультетов Челябинского политехнического института им. Ленинского Комсомола.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Отзывы, в двух экземплярах, заверенных печатью, просим направлять по адресу: 454044, г. Челябинск, проспект им. В.И. Ленина, 76, секретарю Совета.

Ученый секретарь Совета
доцент, кандидат технических наук



(А. Д. Даммер)

Директивами XXIV съезда КПСС в девятой пятилетке намечено получить 87+90% прироста промышленной продукции за счет роста производительности труда. Столь значительное увеличение выпуска промышленной продукции на существующих площадях и оборудовании требует более четкой и надежной работы вспомогательного оборудования. Технический прогресс таких ведущих отраслей народного хозяйства, как металлургия, тяжелое, транспортное и энергетическое машиностроение и ряд других непосредственно связан с совершенствованием под"емно-транспортных средств, в частности мостовых кранов.

В промышленности СССР используются десятки тысяч мостовых кранов, от надежной работы которых во многом зависит успешная производственная деятельность предприятий. В свою очередь, бесперебойная работа кранов может быть обеспечена лишь при условии высокой надежности и долговечности крановых узлов и деталей.

Невысокая долговечность узлов и деталей опорно-ходовой части мостовых кранов приводит к большим затратам труда и материальных средств на их изготовление и замену и, главное, является причиной нарушения технологического процесса производства из-за вынужденных простоев.

Износ деталей опорно-ходовой части кранов и разрушения в крановых и подкрановых конструкциях в значительной степени определяются величинами боковых (поперечных) сил, возникающих при движении крана между ребордами ходовых колес (направляющими роликами) и подкрановыми путями. Исследования величины поперечных сил посвящено значительное количество работ, однако действующие расчетные нормы давно не пересматривались, хотя необходимость в этом явно назрела, так как нормы не отражают действительной величины поперечных сил и природы их возникновения.

В связи с вышеизложенным цель настоящей работы заключается в следующем:

1. Дать сравнительный анализ долговечности ходовых колес мостовых кранов общего назначения.

2. Исследовать боковые (поперечные) силы при торможении мостового крана.

3. Исследовать влияние неидентичности тормозных средств кранов с раздельным приводом механизма передвижения на величину боковых сил при торможении.

4. Исследовать влияние абсолютной величины тормозного момента на величину боковых сил.

5. Разработка и обоснование методики выбора тормозного момента для механизмов передвижения мостовых кранов.

6. Разработка нормативов регулировки тормозных средств кранов с раздельным приводом механизма передвижения.

Работа состоит из введения и четырех глав.

В первой главе диссертации на основании литературного материала анализируются результаты исследований изнашиваемости ходовых колес и разрушения в металлоконструкциях, а также величин поперечных сил, возникающих между краном и подкрановыми путями. Рассматриваются теоретические и экспериментальные исследования В.П. Балашова, Р.К. Алексева, П.Мертенса, А.И.Кикина и других авторов. Установлено, что наибольшие по величине поперечные силы имеют место в случае неустановившегося движения, в частности при торможении, однако количество исследований поперечных сил при торможении весьма ограничено, а экспериментальные исследования практически отсутствуют.

На основании исследований Ф.Картера, С.М.Андреевского, Ф.Мейнеке, М.Шеффлера формулируются основные зависимости упругого скольжения (крипа, псевдоскольжения) колес при качении, используемые в дальнейшем для анализа кинематики движения крана.

Приводится выполненный автором анализ состояния тормозных средств кранов с раздельным приводом механизма передвижения, где отмечается, что в среднем различие в величине тормозных моментов тормозов на сторонах крана составляет около 30%, достигая в ряде случаев 100%.

Во второй главе рассматриваются теоретичес-

кие вопросы кинематики движения и силового взаимодействия крана с подкрановыми путями при торможении. В анализе характера движения крана приняты следующие допущения:

1. Ходовые колеса крана установлены без перекоса.
2. Подкрановые пути прямолинейны, пролет их совпадает с пролетом крана.
3. Работа тормозов начинается одновременно.
4. Подкрановые конструкции абсолютно жестки в горизонтальной плоскости в направлении, перпендикулярном оси подкрановых путей.

Правомерность последнего допущения подтверждена расчетом и экспериментальными исследованиями.

Расчетная схема крана при торможении показана на рис. 1.

Дифференциальное уравнение перекоса при свободном движении (без касания ребрами головок рельзов)

$$J\ddot{\varphi} = P_{\text{ин}} \cdot \delta - rK(S_1 + S_2) - (1-r)K(S_3 + S_4), \quad (1)$$

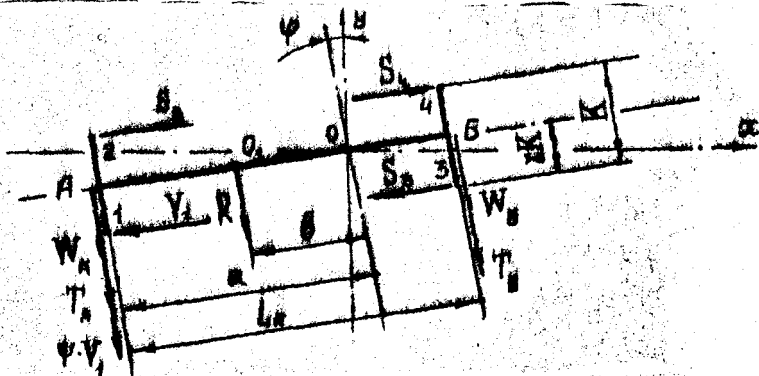


Рис. 1. Схема сил, действующих на кран при торможении

где

J - момент инерции крана;
 $P_{\text{ин}}$ - инерционная сила, численно равная равнодействующей реактивных сил $R = \Sigma W + \Sigma T$;

T_A, T_B - тормозные силы на колесах;
 W_A, W_B - сопротивления передвижению сторон крана;
 b - расстояние между центром масс O и центром приложения равнодействующей реактивных сил O_1 , определяемое обычными методами;

K - база крана;

γ - коэффициент смещения центра масс от продольной оси крана;

S_i - поперечные силы на дорожках катания колес.

Величина поперечных сил S_i в случае упругого скольжения определена как

$$S_i = \lambda_i \cdot k_i \cdot (2)$$

где $\lambda_i = \frac{v_{col}}{v}$ - отношение скорости осевого (поперечного) скольжения колеса к скорости его качения;

k_i - коэффициент упругого скольжения,

$$k_i \cong 18 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{P_{ki} \cdot D}, (3)$$

P_{ki} - нагрузка на колесо;

D - диаметр колеса.

Скорость осевого скольжения колес

$$v_{col,3} = \gamma K \dot{\varphi}, \quad v_{col,4} = (1-\gamma) K \dot{\varphi}, (4)$$

где $\dot{\varphi}$ - угловая скорость перекоса.

Полагая движение при торможении равнозамедленным, получим скорость качения колес

$$v = v_0 - a_T \cdot t, (5)$$

где v_0 - скорость крана в момент начала торможения;

a_T - замедление при торможении.

После подстановки выражений (2-5) в уравнение (1)

получим

$$\ddot{\varphi} + A \cdot \frac{\dot{\varphi}}{v_0 - a_T t} = B. (6)$$

Уравнение (6) справедливо, пока поперечные силы не достигнут своего максимального значения

$$S_{i, \text{макс}} = \mu_c \cdot P_{\kappa i} \cdot \cos \alpha_i, \quad (7)$$

где μ_c — коэффициент трения скольжения.

Следовательно, область существования уравнения (6) определится

$$\mu_c \cdot P_{\kappa 2,3} \cdot \cos \alpha_{2,3} \geq 18 \cdot 10^3 \cdot K \cdot \sqrt{P_{\kappa 1,3}} \cdot \Pi \cdot \frac{\dot{\varphi}}{v_0 - \sigma_r \cdot t}, \quad (8)$$

$$\mu_c \cdot P_{\kappa 2,4} \cdot \cos \alpha_{2,4} \geq 18 \cdot 10^3 \cdot (1-\delta) \cdot K \cdot \sqrt{P_{\kappa 1,4}} \cdot \Pi \cdot \frac{\dot{\varphi}}{v_0 - \sigma_r \cdot t}. \quad (9)$$

Из неравенств (8) и (9) можно определить предельную скорость перекося $\dot{\varphi}$, при которой еще имеет место упругое скольжение колес. Следует отметить, что упругое скольжение колес крана заканчивается неодновременно; это необходимо учитывать при решении уравнения (6).

После окончания упругого скольжения всех колес величины поперечных сил на дорожках катания колес постоянны ($S_{ci} = \text{const}$) и уравнение перекося принимает вид

$$\ddot{\varphi} = \beta'. \quad (10)$$

В случае, если величина инерционного перекашивающего момента $M_{\text{ин}} = P_{\text{ин}} \cdot \beta$ не превышает величины момента максимальных значений боковых сил на дорожках катания, весь процесс торможения проходит в условиях упругого скольжения. Скорость перекося (рис. 2, кривые 1 и 2) практически мгновенно (за 0,05 + 0,10 сек) достигает максимальной величины и затем равномерно снижается до нуля к моменту прекращения поступательного движения; угол перекося φ (рис. 2, кривые 3 и 4) в этот момент максимальный.

В случае, если разность моментов инерционного и максимальных значений боковых сил положительна, нарастание скорости перекося $\dot{\varphi}$ происходит до начала контакта реборд колес с головками подкрановых рельсов (рис. 2 кривые 5 и 6).

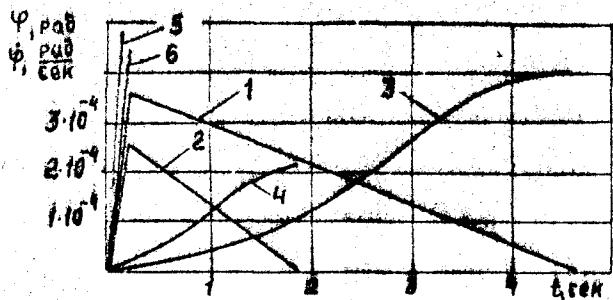


Рис.2. Угол и скорость перекоса при упругом скольжении колес

Поступательное движение крана (контакт реборд с головками рельсов отсутствует) описывается обычными уравнениями равнозамедленного движения.

Полученные результаты позволяют оценить параметры движения крана (скорости перекоса φ и поступательного движения $\dot{\psi}$) в момент начала контакта реборд колес и головок подкрановых рельсов.

Кинематика движения крана и силовое взаимодействие реборд с головками рельсов подробно рассмотрены для случаев: движение крана направляется ребордой одного колеса и ребордами двух диагонально расположенных колес. Теоретические положения остаются неизменными и для других вариантов направления движения крана, поэтому основные зависимости для них даны без вывода.

Теоретический анализ выполнен для двух вариантов:

- а) контакт начинается одновременно с началом торможения;
- б) контакт начинается через некоторый промежуток времени после начала торможения.

Расчетная схема движения в случае контакта реборды колеса I показана на рис.3.

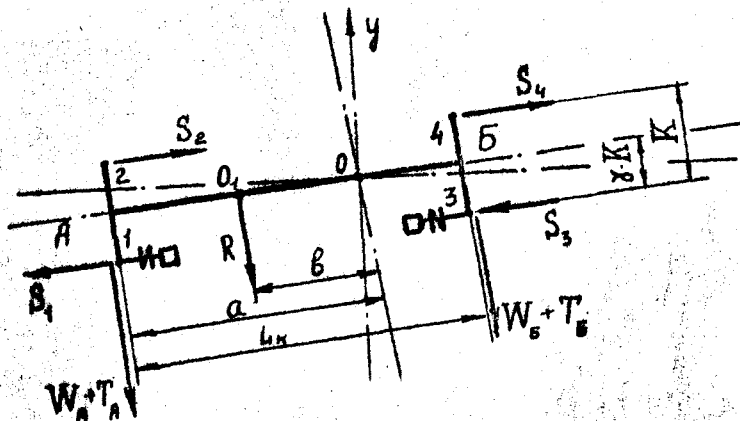


Рис.3. Расчетная схема при направлении движения ребордой колеса I

Дифференциальное уравнение движения при перекосе

$$J\ddot{\varphi} - P_{ин} b + \psi a V_1 - \gamma K V_1 - \gamma K S_3 - (1 - \gamma) K (S_2 + S_4), \quad (II)$$

где V_1 — поперечная сила на реборде колеса I;
 ψ — коэффициент, учитывающий дополнительное сопротивление передвижению от поперечной силы.

Поперечное усилие на ребордах колес в случае абсолютно жестких подкрановых конструкций

$$V_i = c \cdot X_i,$$

где c — жесткость крановых металлоконструкций;
 X — деформация металлоконструкций.

Упругие деформации металлоконструкций крана после начала контакта реборд и головок рельсов пропорциональны углу перекоса φ . Следовательно, для колес I и 3 $X_{1,3} = \delta K \varphi$,

$$V_{1,3} = c \cdot \delta K \varphi; \text{ для колес 2 и 4 } X_{2,4} = (1 - \delta) K \varphi,$$

$$V_{2,4} = c(1 - \delta) K \varphi.$$

Величины поперечных сил на дорожках катания колес 2, 3, 4 в случае упругого скольжения определяются уравнениями 2, 5, подстановка которых в уравнение II приводит к уравнению типа

$$\ddot{\varphi} + A_1 \frac{\dot{\varphi}}{v_0 - a_r \cdot t} + A_2 \varphi = B. \quad (12)$$

Анализ уравнения 12 выполнен на ЭЦМ "Минск-22" применительно к экспериментальному мостовому крану (характеристика дана ниже). В случаях, когда инерционный перекашивающий момент не превышает величины момента максимальных значений боковых сил S_i , торможение проходит в условиях упругого скольжения колес 2,3,4. Скорость перекоса $\dot{\varphi}$ весьма быстро (за 0,05+0,10 сек) достигает максимума и затем равномерно снижается до нуля к моменту прекращения поступательного движения; угол перекоса $\dot{\varphi}$ в этот момент максимальный. Наибольшая нагрузка на реборду колеса I достигает величины порядка 1,35 тс; наибольшее реализуемое усилие на дорожках катания колес 2,3,4 составляет $S_{\text{чмакс}} \approx 0,74$ тс.

В случаях, когда инерционный перекашивающий момент превышает момент максимальных значений (уравнение (7) боковых сил S_i , торможение проходит в условиях скольжения колес 2,3,4 и описывается уравнением типа

$$\ddot{\varphi} + A^2 \varphi = B \quad (13)$$

Результаты расчетов показали, что скорость перекоса достигает максимума за время 0,25+0,40 сек, уменьшаясь затем до нуля за 0,65+0,85 сек. Поперечное усилие на реборде колеса I может достичь максимальной величины порядка 9 тс.

Максимальные нагрузки на реборды возникают в I четверти колебания в случаях, когда контакт реборд с головками рельсов наступает после периода свободного движения: нагрузка может достичь величины порядка 15 тс при наиболее неблагоприятном положении экспериментального крана относительно подкрановых путей.

После достижения поперечными силами V_i максимальной величины начинается перекосное движение в противоположном направлении. Силы S_i на колесах, реборды которых не имеют контакта с головками рельсов, меняют знак на обратный, и уравнение движения при перекосе можно в общем случае представить в виде (контактирует реборда колеса I)

$$J\ddot{\varphi} = P_{\text{ин}} \cdot b + \psi a V_1 - r K V_1 - \text{sign} \dot{\varphi} \cdot [\gamma K S_3 + (1-\delta) K (S_2 + S_4)], \quad (14)$$

$$\text{где } \text{sign} \dot{\varphi} = \begin{cases} +1 & \text{если } \dot{\varphi} > 0 \\ -1 & \text{если } \dot{\varphi} < 0. \end{cases}$$

Величины боковых сил S_i определяются в зависимости от рода скольжения колес уравнениями 2 или 7.

Поступательное движение крана при контакте реборд колес с головками подкрановых рельсов описывается уравнением типа

$$m \cdot \ddot{y} = -\sum W - \sum T - \psi \cdot \sum V_i, \quad (15)$$

где $V_{1,3} = c \cdot \gamma K \cdot \varphi$, $V_{2,4} = c \cdot (1-\delta) K \cdot \varphi$,

φ - угол упругого перекоса, определяемый по уравнениям 12 или 14.

В третьей главе приводятся результаты экспериментальных исследований. Задача экспериментальных исследований заключалась в проверке опытным путем теоретических положений, касающихся кинематики движения крана на подкрановых путях и силового взаимодействия реборд колес с головками подкрановых рельсов при торможении. В этом отношении предполагалось установить следующее:

- а) кинематику движения крана при торможении;
- б) величину и характер боковых (поперечных) сил, действующих между ребордами и рельсами;
- в) влияние на кинематику движения и силовое взаимодействие положения на мосту крана грузовой тележки с грузом и без груза, а также неидентичности тормозных средств на сторонах крана;
- г) влияние на кинематику движения и силовое взаимодействие направления движения крана.

Решение поставленных задач проводилось на мостовом электрическом кране общего назначения, находящемся в условиях обычной эксплуатации на Челябинском трубопрокатном заводе. Кран изготовлен в 1963 году на Увловском машиностро-

тельном заводе и имеет следующие основные технические данные: грузоподъемность 15 тс, пролет 28,5 м., база 5 м, скорость передвижения крана 75,3 м/мин, диаметр ходовых колес 0,7 м, масса крана 37,3 т, подкрановый рельс КР-70. Мост крана балочного типа, главные и концевые балки коробчатого сечения, сварные. Механизм передвижения моста имеет раздельный привод. Каждый привод состоит из электродвигателя МТВ-3И-8, редуктора Р400-У-4, колодочного тормоза ТКП-200, муфты и узла ходового колеса.

Экспериментальные заезды проводились на участке подкрановых путей длиной около 30 м. Специальной подготовки путей и крана к экспериментам не производилось.

Положение каждого из колес (следовательно, крана в целом) относительно подкрановых рельсов фиксировалось с помощью специальной самозаписывающей аппаратуры; средняя погрешность измерения составила $\sim 4,8\%$.

Измерение поперечных усилий на ребрах всех четырех колес крана производилась безинерционной измерительной аппаратурой, включающей систему тензометрических датчиков, усилитель УТ-4-1, осциллограф Н700 с блоком питания ПОО1. Колебания напряжения в электрической сети компенсировались стабилизатором напряжения УСН-35. Точность измерения поперечных усилий в зависимости от их абсолютной величины колебалась в пределах $4,3 + 21,4\%$. Тарирование силоизмерительной аппаратуры производилось непосредственно на кране перед каждой серией экспериментальных заездов.

Экспериментальные заезды подразделялись на десять серий, отличающихся положением грузовой тележки с грузом или без груза на мосту крана, а также регулировкой тормозных средств на сторонах крана. Каждая серия состояла из $3+10$ заездов ведущими колесами впереди и сзади по ходу крана. Типовые экспериментальные кривые траекторий движения колес показаны на рис. 4, поперечных усилий на ребрах - на рис. 5.

На рис. 4 и 5 прямые I-I определяют начало включения регистрирующей аппаратуры; прямые II-II начало торможения у одной из фиксированных точек на подкрановых путях. Положение нулевых линий 1-1, 2-2, 3-3, 4-4 на диаграммной бумаге при записи

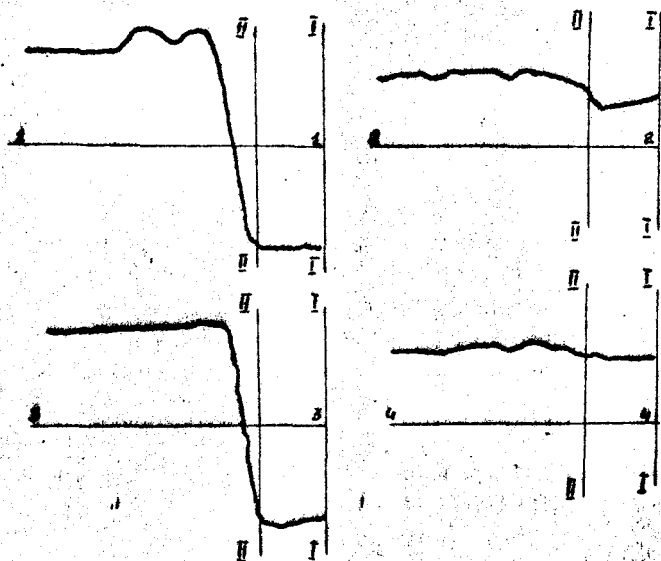


Рис.4. Типовые записи положения ходовых колес относительно подкрановых рельсов

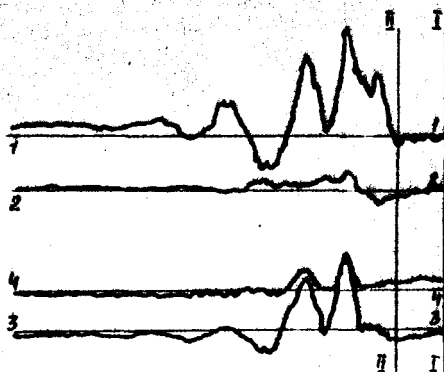


Рис.5. Типовые записи поперечных усилий на ребрах

траекторий колес определялось замером зазоров между ребордами колес и головками подкрановых рельсов. Аналогичные нулевые линии при записи поперечных усилий определялись в процессе тарировки тензоаппаратуры. Конец торможения фиксировался кратковременным включением отметчика времени осциллографа и выключением аппаратуры для записи положения колес.

В целях достижения наглядности и облегчения анализа экспериментальных данных были построены совмещенные графики, содержащие траектории и усилия всех четырех колес крана для каждого из заездов. Построение совмещенных графиков производилось следующим образом. Проводились две параллельные прямые, соответствующие подкрановым рельсам; эти прямые разбивались на равные участки, в определенном масштабе соответствующие шагу колонн и отмечались точки начала торможения всех четырех колес. На экспериментальных кривых в нескольких точках замерялось смещение колеса относительно рельса (как правило, с интервалом времени 0,5 сек) и значения этих смещений в масштабе 1:1 наносились на совмещенные графики. Аналогично обрабатывались экспериментальные кривые усилий на ребордах; при этом учитывались различные масштабы отклонений луча осциллографа и на графиках усилия даны в одинаковом для всех колес масштабе.

Примеры совмещенных графиков показаны на рис. 6 и 7 для случая: тележка с грузом 12 тс у троллейной стороны (Б), тормоз которой расторможен ($M_{гв} = 0$); тормоз стороны кабины (А) развивал тормозной момент $M_{га} = 16$ кгм.

В заезде ведущими колесами впереди по ходу крана (рис. 6) свободное движение имело место в течение ~ 1 сек и затем практически одновременно начался контакт реборд всех четырех колес с головками подкрановых рельсов. Максимальная нагрузка в первом колебании зафиксирована на реборде колеса 1 - около 7,5 тс; нагрузка на реборды колес 2, 3, 4 составила при этом около 6 тс.

В заезде этой серии с ведущими колесами сзади по ходу крана (рис. 7) были зафиксированы максимальные поперечные нагрузки на реборды колес. В рассматриваемом заезде торможение началось при максимальном отрицательном значении угла перекоса

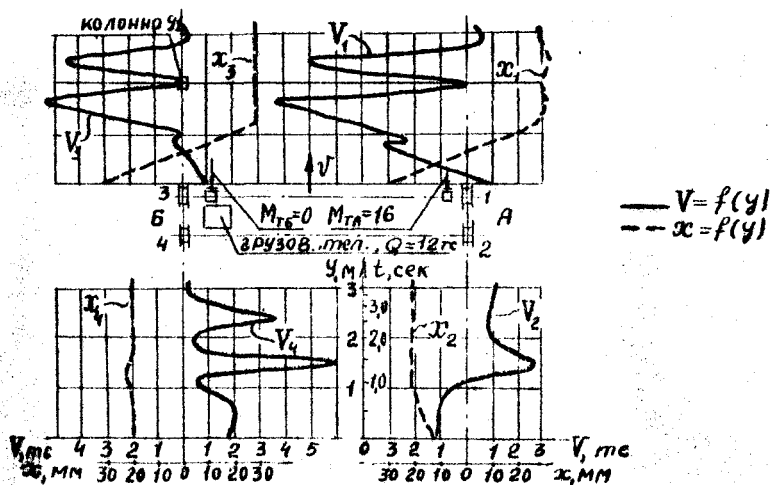


Рис.6. Совмещенный график траекторий движения и поперечных сил /ведущие колеса впереди по ходу крана/

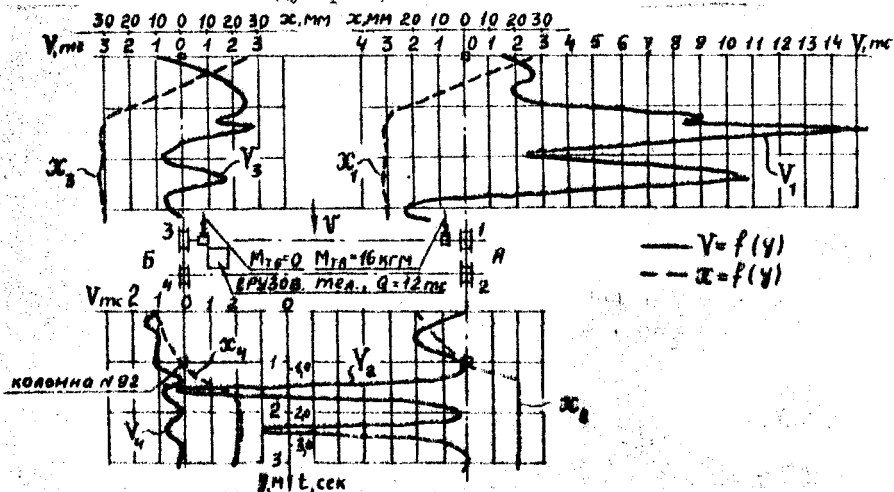


Рис.7. Совмещенный график траекторий движения и поперечных сил /ведомые колеса впереди по ходу крана/

крана относительно подкрановых путей. К моменту входа в контакт реборд колес 1 и 2 кран совершил поворот на угол $0,02$ радиана (в заезде, показанном на рис.6, этот угол около $0,01$ радиана). Длительность периода свободного движения составила $1,2$ сек. Максимальные поперечные усилия на ребордах колес 1 и 2 в первом колебании соответственно $15,4$ и $11,5$ тс. Заметим, что по действующим нормативам максимальная поперечная нагрузка для данного крана составляет $1,9$ тс.

Система за время торможения совершила 2 полных цикла колебаний; максимальные нагрузки на реборды 1 и 2 колес во втором колебании составили соответственно $11,0$ и $8,0$ тс; усилия на ребордах колес 3 и 4 достигали $1,5+2,5$ тс.

Для данного экспериментального заезда были проведены подробные теоретические расчеты по предложенной в главе второй методике. Результаты расчетов и экспериментов показаны на рис.8, где обозначено: 1 - теоретически рассчитанное усилие на ребордах колес 1 и 2; 2 и 3 - экспериментально полученные усилия на ребордах колес соответственно 1 и 2.

Расчетные усилия на дорожках катания колес 1 и 2 при свободном движении составляют 1 тс. Начальное усилие в экспериментальном заезде для колеса 1 составило 1 тс, для колеса 2 - $1,7$ тс. Максимальные нагрузки первого колебания по времени точно совпали с расчетными. Различие в величине экспериментально полученных поперечных усилий по сравнению с расчетными составило: для колеса 1^{го} - 4% , для 2^{го} колеса - 28% . Расчетный период колебаний $T_r = 1,10$ сек, экспериментально получено $T_{\text{э}} = 1,04$ сек, т.е. различие составило $5,5\%$. Максимальная экспериментальная нагрузка второго колебания для первого колеса отличается от расчетной на 26% ; для 2^{го} колеса расчетная и экспериментальная величины поперечных нагрузок совпали.

Таким образом, расхождение расчетных и экспериментальных значений поперечных сил следует признать удовлетвори-

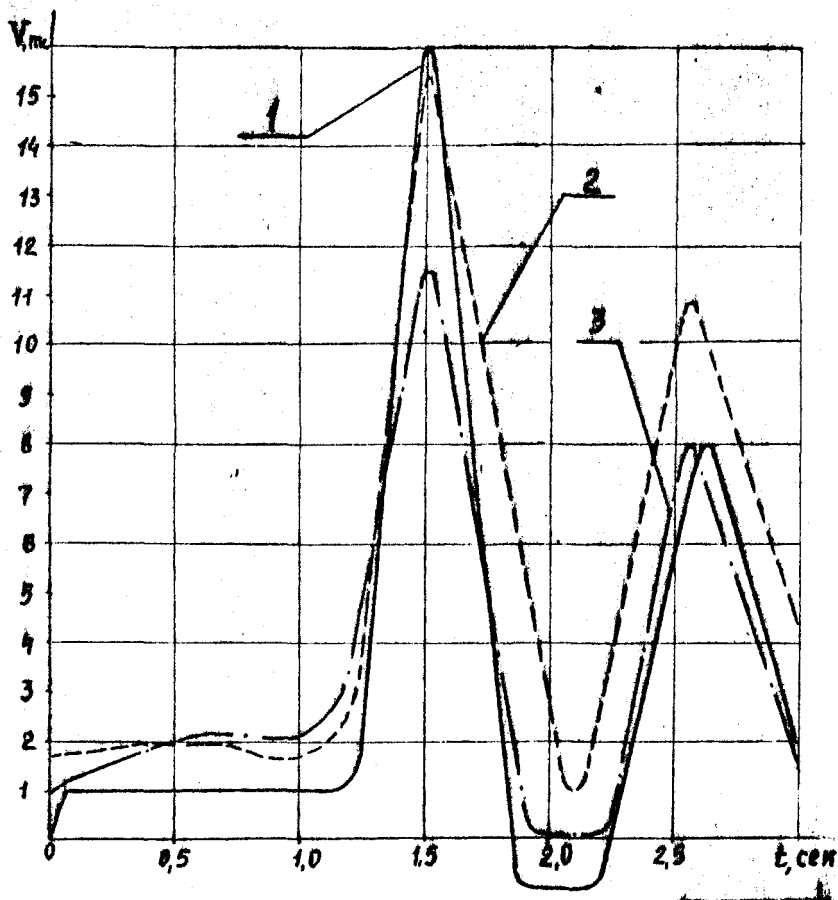


Рис. 8. Сравнение теоретических и экспериментально полученных усилий на реборды

тельным, особенно в смысле максимальных значений поперечных нагрузок и периода их колебаний.

Сводный график поперечных нагрузок на реборды колес, зафиксированных экспериментально показан на рис. 9.

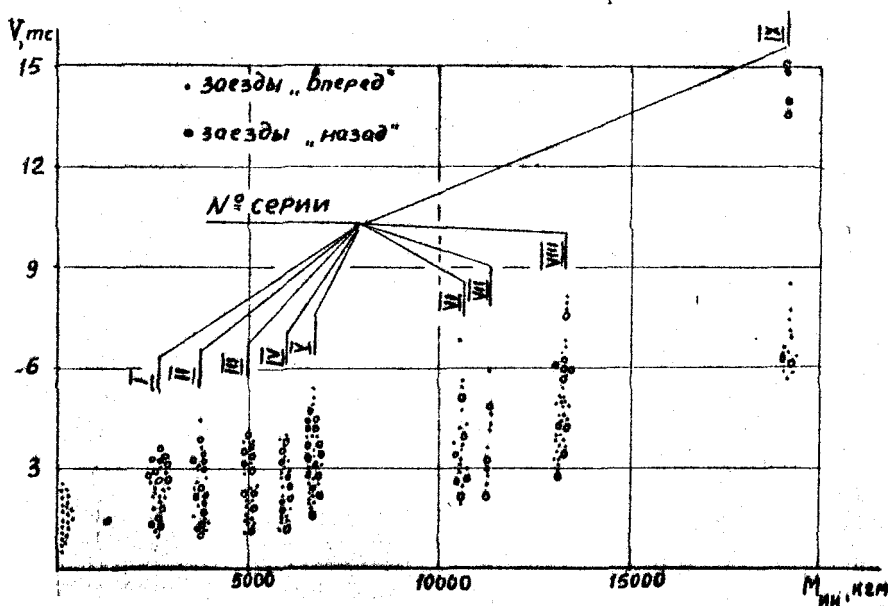


Рис. 9. Зависимость поперечных нагрузок на реборды от величины инерционного перекашивающего момента

В четвертой главе вводится понятие коэффициента динамичности поперечных сил при торможении и анализируются факторы, влияющие на его величину.

Коэффициент динамичности поперечных нагрузок на реборды при торможении определен как отношение максимальной динамической нагрузки при перекасе к статической нагрузке от инерционного перекашивающего момента. Величина динамической

нагрузки

$$V_g = \frac{1}{2} c \cdot K \cdot \varphi, \quad (16)$$

где φ — угол упругого перекоса, определяемый уравнением (14).

В уравнении 16 принято $\delta = \frac{1}{2}$, что справедливо для серийно выпускаемых кранов.

Статическая нагрузка на реборды

$$V_{ст} = \frac{1}{K} \left(P_{ин} \cdot b - \frac{1}{2} \mu_c \cdot K \cdot \sum S_i \right) = \frac{M_{ст}}{K} \quad (17)$$

После подстановки уравнений для общего случая скольжения при направлении движения крана ребордами колес одной стороны получим

$$K_g = \frac{c \cdot K^2}{2 \cdot A} \left[\frac{1}{A \cdot J} (1 - \cos A \cdot t) + \frac{\varphi_0}{M_{ст}} \cdot \sin A \cdot t \right] \quad (18)$$

Максимальное значение коэффициента динамичности

$$K_{g \max} = \frac{c \cdot K^2}{2 \cdot A} \left(\frac{1}{A \cdot J} + \frac{\varphi_0}{M_{ст}} \right) \quad (19)$$

В случае, если контакт реборд с головками подкрановых рельсов начинается одновременно с началом торможения

$$K_{g \max} = \frac{c \cdot K^2}{A^2 \cdot J} \quad (20)$$

Аналогичные по структуре формулы определения динамического коэффициента поперечных нагрузок на реборды получены для других вариантов направления движения крана.

Анализ полученных формул показал, что наибольшее влияние на величину динамического коэффициента оказывает угловая скорость перекоса $\dot{\varphi}$, с которой реборды вступают в контакт с головкой подкранового рельса. Угловая скорость перекоса является функцией перекашивающего момента и времени нарастания перекоса, зависящего от величины зазора между головками подкрановых рельсов и ребордами колес. Расчеты показали, что увеличение зазора с 40 мм до 60 мм вызывает рост коэффициента динамичности на 20%. В этом смысле увеличение ширины дорожки катания колес по сравнению со стандартной нецелесообразно.

В этой главе так же показано, что момент боковых сил S_c , препятствующих образованию перекоса при свободном движении крана при торможении, в значительной степени зависит от абсолютной величины тормозного момента. Выбор величины тормозного момента по предельной силе сцепления колес с рельсами сводит момент боковых сил к нулю, резко увеличивая подвижность крана в плане под действием инерционного перекашивающего момента. Это неизбежно ведет к росту угловой скорости перекоса в момент начала контакта реборд с головками подкрановых рельсов и, следовательно, величины поперечных сил.

Влияние абсолютной величины тормозного момента и его неидентичности на сторонах крана на поперечные силы на ребордах показано на рис.10.

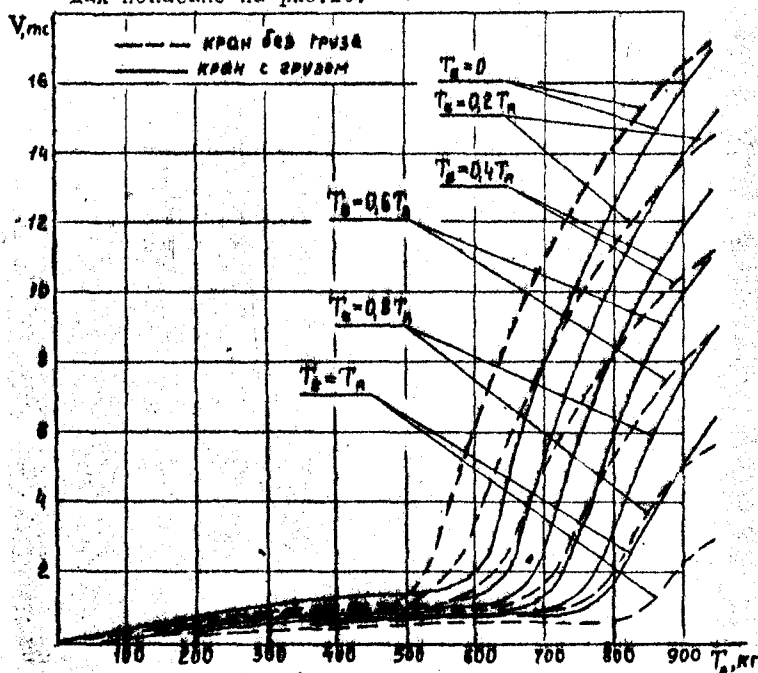


Рис.10. Зависимость поперечных сил от величины тормозных сил и их неидентичности на сторонах крана

На рис. 10 даны кривые, рассчитанные для конкретного экспериментального крана. Однако, как показали расчеты, характер этих кривых справедлив и для всего ряда серийно выпускаемых кранов.

Графики на рис. 10, рассчитаны для случая: тележка с грузом 15 тс и без груза у стороны троллей (F); направление движения осуществляется ребордами ходовых колес стороны кабины (A). Упругое скольжение определяется наиболее нагруженными колесами стороны Б и максимальные нагрузки при этом не превышают 1,5 тс.

Из графиков видно, что увеличение абсолютной величины тормозных сил T_i и их неидентичности на сторонах крана ведет к интенсивному росту поперечных сил на ребордах колес.

Проведенные расчеты дают основание для регламентации основных параметров торможения мостовых кранов с отдельным приводом механизма передвижения - тормозных моментов (тормозных сил или замедлений при торможении) и их неидентичности на сторонах крана. Полагая допустимым различие в тормозных моментах на сторонах крана до 20% получим, что при замедлении $\alpha_r \leq 0,4 \text{ м/сек}^2$ упругое скольжение колес обеспечивается при любом положении грузовой тележки на мосту и, как следствие, существенное снижение поперечных нагрузок на реборды колес.

Таким образом, рекомендуемые ВНИИПТМАШ величины замедлений (в данном случае $0,3 \text{ м/сек}^2$) могут быть увеличены на 30% при условии, что различие в тормозных моментах тормозов на сторонах крана не превышает 20%; величины поперечных сил при этом укладываются в ныне действующие нормы.

В этой же главе рассмотрены некоторые особенности торможения кранов с гибко подвешенным грузом. Установлено, что раскачивание груза, начавшееся одновременно с началом торможения, не оказывает существенного влияния на максимальные поперечные нагрузки.

ВЫВОДЫ

1. Торможение мостового крана с отдельным приводом механизма передвижения неизбежно сопровождается его перекосом относительно подкрановых путей. Решающее влияние на величину

и интенсивность нарастания перекоса оказывают неравенство суммарных сопротивлений передвижению сторон крана, включающих тормозные усилия, и положение грузовой тележки на мосту, определяющее положение центра масс крана.

2. Интенсивность нарастания перекоса увеличивается с увеличением абсолютной величины тормозного момента; уменьшение его расширяет диапазон возможной неидентичности тормозных моментов на сторонах крана.

3. Величина динамических поперечных нагрузок в наибольшей степени определяется угловой скоростью перекоса, достигаемой при свободном движении крана. Конечная скорость перекоса определяется величиной инерционного перекачивающего момента, положением крана относительно подкрановых путей в момент начала торможения и величиной зазоров между ребордами колес и головками подкрановых рельсов. Увеличение зазоров (ширины дорожки катания) ведет к увеличению скорости перекоса и, следовательно, увеличению поперечных нагрузок.

4. Направление движения крана (ведущие колеса впереди или сзади по ходу крана) практически не влияет на величину поперечных сил при торможении.

5. Поперечные нагрузки на реборды имеют колебательный характер; за время торможения кран совершает два - три цикла колебаний. Максимальные нагрузки при этом значительно превышают нормативные: превышение может достигать 6 - 8 кратного.

6. Уменьшение динамических нагрузок на реборды в случае систематической работы со смещенной от середины моста грузовой тележкой может быть достигнуто увеличением тормозного момента на стороне крана, к которой смещена грузовая тележка; соотношение тормозных моментов на сторонах крана может быть подсчитано по приведенным в работе рекомендациям.

7. Раскачивание гибкой подвешенного груза, начавшееся одновременно с началом торможения, не оказывает влияния на максимальные поперечные нагрузки.

8. Рекомендации ВНИИТМАШ по замедлению при торможении могут быть расширены на 30% при условии, что неидентичность

тормозных средств на сторонах крана не превышает 20%; поперечные нагрузки на реборды при этом не превышают действующих норм.

9. Существующие расчетные нормы на горизонтальные поперечные нагрузки при проектировании металлических конструкций мостовых кранов с раздельным приводом механизма передвижения следует дифференцировать с учетом конструктивных особенностей кранов (пролет L_k , база K , нагрузка на колесо P_k , диаметр колеса D , и другие). В основу пересмотра норм в части нагрузок при торможении с замедлениями более вышеприведенных могут быть приняты положения настоящей работы.

Результаты исследований внедрены на Челябинском трубопрокатном и Златоустовском металлургическом заводах; соответствующие документы прилагаются к диссертации.

Диссертация изложена на 155 страницах машинописного текста, включает 68 рисунка и 7 таблиц. Перечень использованной литературы содержит 90 наименований.

Основные положения диссертации опубликованы в работах:

1. Срок службы ходовых колес мостовых кранов. В сб. научных трудов № 59 ЧПИ "Повышение долговечности деталей трения", г. Челябинск, 1969.

2. Торможение мостовых кранов с раздельным приводом механизма передвижения. В сб. научных трудов № 74 ЧПИ "Вопросы динамики, долговечности и надежности машин", г. Челябинск, 1969. (соавтор Соболев В.М.).

3. Устройство для контроля и выверки положения ходовых колес мостовых кранов. В сб. "Материалы XXIII научно-технической конференции института. Секция механико-технологического и автоматнo-механического факультетов, г. Челябинск, 1970 (соавторы В.М. Соболев, И.А. Пелипенко, В.П. Яшуков)

4. Боковые усилия между ходовыми колесами и подкрановыми путями при торможении мостового крана. В сб. "Материалы XXIII научно-технической конференции института. Секция механико-технологического и автоматнo-механического факультетов", г. Челябинск, 1970 (соавтор В.М. Соболев).

5. Экспериментальное определение жесткости системы мостовой кран - подкрановые конструкции. В сб. научных трудов

№ 99 ЧПИ "Машиноведение и прикладная математика", г. Челябинск, 1971, (соавторы В.М.Соболев, И.Н.Карих, И.А.Пелипенко, В.П.Яшуков).

6. Повышение долговечности узла ходовых колес мостовых разливочных кранов. Информационный листок ВУЦНТИ № 419-71, г. Челябинск, 1971, (соавторы В.М.Соболев, И.А.Пелипенко).

7. Повышение долговечности узла ходовых колес мостовых кранов. Металлург, 1972 г., № 3, (соавторы В.М.Соболев, И.А.Пелипенко).

8. Кинематика движения мостового крана с отдельным приводом механизма передвижения при торможении. "Известия ВУЗов. Машиностроение", 1973, № 1, (соавторы В.М.Соболев, И.А.Пелипенко).

Материалы диссертации докладывались:

1. На XXI, XXII, XXIII, XXIV, XXV научно-технических конференциях Челябинского политехнического института, г. Челябинск, 1968-1972 г.г.

2. На конференции ВУЗов Урала по машиностроению, г. Ижевск, 1970 г.

3. На IV научно-технической конференции Уральского политехнического института, г. Свердловск, 1973 г.