



(06)-0115-1

ПАРАМЕТРИ ОПТИМАЛЬНОГО РЕГУЛЮВАННЯ ПРОТИВОПЕРЕКОСНИХ СТАБІЛІЗАТОРІВ ДЛЯ МОСТОВИХ КРАНІВ

Є.М. Єрмак, П.М. Калінін

*Українська державна академія залізничного транспорту, пр. Гагаріна, 56, 61140, м. Харків, Україна.
E-mail: tiko1975@mail.ru*

Отримана 12 травня 2006; прийнята 24 травня 2006

Анотація. Модернізація ходової частини мостових кранів упругими протиперекосними приладами (стабілізаторами) має рацію змінити силову взаємодію ходових колес з підкрановими путями та спрямована на підвищення надійності колес, зменшення горизонтальних зусиль, які діють на каркас промислової будівлі. В статті розглянути питання синтеза параметрів регулювання цих стабілізаторів.

Ключові слова: мостові крани промислових будівельб перекоси мосту, бокові сили, стабілізатори, оптимальне регулювання, програма «Stub»..

ПАРАМЕТРЫ ОПТИМАЛЬНОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ПРОТИВОПЕРЕКОСНЫХ СТАБИЛИЗАТОРОВ ДЛЯ МОСТОВЫХ КРАНОВ

Е.М. Ермак, П.Н. Калинин

*Украинская государственная академия железнодорожного транспорта, пр. Гагарина, 56, 61140,
г. Харьков, Украина,
E-mail: tiko1975@mail.ru*

Получена 12 мая 2006; принята 24 мая 2006

Аннотация. Модернизация ходовой части действующих мостовых кранов упругими противоперекосными устройствами (стабилизаторами) призвана изменить силовое взаимодействие ходовых колес с подкрановыми путями и направлена на повышение долговечности колес, уменьшение горизонтальных усилий, действующих на каркас промышленного здания. В статье рассмотрены вопросы синтеза параметров настройки этих стабилизаторов.

Ключевые слова: мостовые краны промышленных зданий, перекосы моста, боковые силы, стабилизаторы, оптимальная настройка, программа «Stub».

PARAMETERS OF OPTIMAL ADJUSTING OF WARPING RESILIENT DEVICES FOR BRIDGE CRANES

Ye.M. Yermak, P.N. Kalinin

Ukrainian state akademy of railway transport, pr. Gagarina, 56, 61140, Kharkov, Ukraine.

E-mail: tiko1975@mail.ru

Received May 12, 2006; accepted May 24, 2006

Abstract. The modernizing of a running part acting of bridge cranes by warping resilient devices (stabilizers) is invoked to change power interaction of running sprockets with crane ways and is directed on raise of macrobiosis of sprockets, decrease of horizontal efforts acting on a skeleton of an industrial building. In a paper the questions of synthesis of parameters of tuning up of these stabilizers are construed.

Keywords: brige cranes of industrial buildings, brige warps, lateral forces, stabilizers, optimal tooling, programme «Stub».

Для мостовых кранов, «склонных к перекосам» [1,5], предложен способ стабилизации (выравнивания) положения крана во время движения за счет установки между крановыми и подкрановыми конструкциями упругих противоположных устройств [2].

Основным элементом такого устройства (рис. 1), названного стабилизатором [3], является пружинный или гидравлический демпфер (поз. 2 на рис. 1). Контакт стабилизатора с рельсом подкранового пути осуществляется через роликовые балансиры или одиночные ролики (поз.1 на рис. 1).

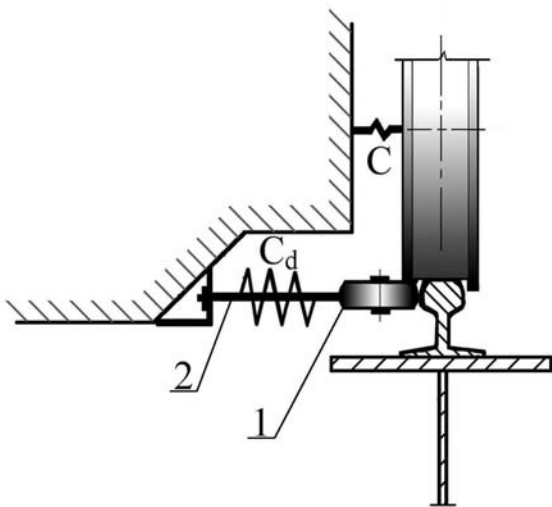


Рис. 1.

Стабилизаторы обычно устанавливают на кран в углах прямоугольного в плане моста вблизи ходовых колес; положение роликов – горизонтальное, в уровне головок рельсов.

При движении мостового крана, оснащенного стабилизаторами, последние, контактируя с рельсами через ролики, изменяют силовое взаимодействие крана с рельсом, ограничивают перекосы крана и обеспечивают плавность его хода.

Стабильным будем считать движение крана в пределах «свободных» перекосов (в пределах установочных зазоров между ребрами ходовых колес и головками рельсов). «Упругие» перекосы, которые сопровождаются боковыми силами взаимодействия ребер колес крана с рельсами, считаем недопустимыми.

В статье рассмотрены вопросы синтеза параметров стабилизатора, обеспечивающего стабильное движение мостовых кранов и минимизацию величины соответствующих боковых горизонтальных усилий, действующих на каркас промышленных зданий.

Математическая модель движения крана

При составлении расчетной модели (рис. 2) использована известная [4] схематизация системы «кран – путь» для определения боковых сил при перекосном движении крана. Такая модель основана на ряде идеализирующих предположений, основной из которых является

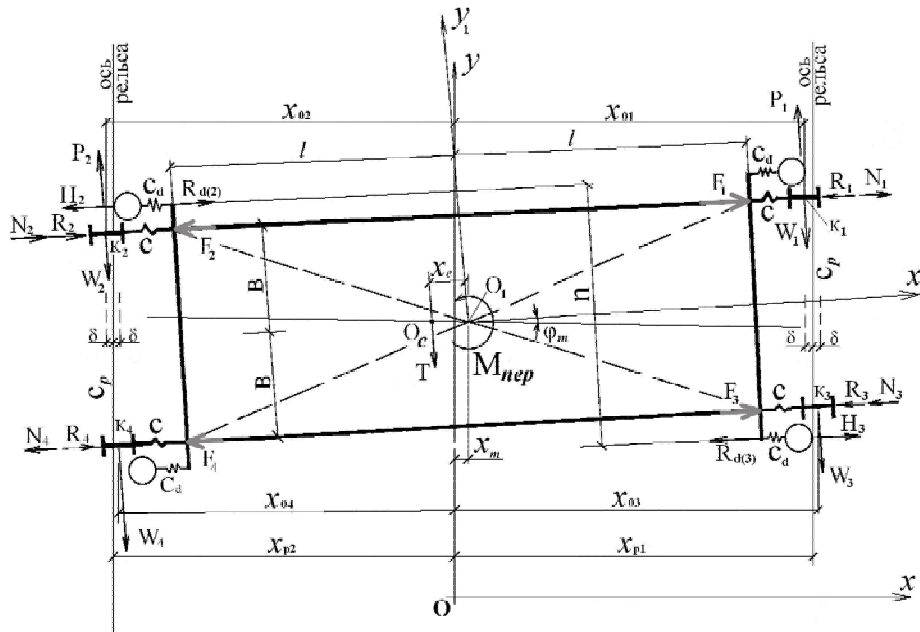


Рис. 2.

представление моста крана в виде горизонтально расположенного жесткого диска, упруго соединенного с ходовыми колесами и совершающего плоскопараллельное движение.

Принятая глобальная система координат XOY ориентирована таким образом, что ось Y располагается вдоль рельсового пути, ось X - перпендикулярна рельсовому пути. Начало координат системы (т. O) выбрано посредине пролета между рельсовыми нитками. Локальная система координат $X_1O_1Y_1$ связана с краном и его геометрическим центром масс - т. O_1 .

Положение моста и ходовых колес в плоскости движения крана характеризуется семью независимыми координатами: x_m, y_m - смещениями геометрического центра моста крана относительно выбранной системы координат XOY ; φ_m - углом поворота моста крана (этот угол считается малым, поэтому принято $tg\varphi_m \approx \sin\varphi_m \approx \varphi_m$; $\cos\varphi_m \approx 1$); $x_{01}, x_{02}, x_{03}, x_{04}$ - поперечными смещениями ходовых колес т.е. смещениями точек контакта K_1, K_2, K_3, K_4 ходовых колес с рельсами (точка контакта условно принята посредине линии контакта цилиндрической поверхности колеса с рельсом).

Положение центра масс грузеного крана определяется координатой x_c .

Рельсовый путь в принятой системе координат XOY , в общем случае, может быть описан уравнениями:

$$x_{P1} = f_1(y_{P1}), \quad x_{P2} = f_2(y_{P2}) \quad (1)$$

В частном случае рельсовый путь принимается идеально ровным и тогда зависимости (1) имеют вид

$$x_{P1} = a = const, \quad x_{P2} = -a = const \quad (2)$$

Положение i -го ходового колеса (точки контакта колеса K_i с рельсом) удобно описывать координатами x_i , характеризующими смещение точек K_i относительно середины рельса:

$$x_i = x_{0i} - x_{Pj} \begin{cases} i = 1, 3; & j = 1 \\ i = 2, 4; & j = 2 \end{cases} \quad (3)$$

и координатами y_i , определяющими смещение этих точек в продольном направлении относительно начала координат O .

Упругие параметры расчетной модели (рис. 2) характеризуются величинами: C - «поперечная» жесткость крана, т.е. жесткость моста при нагружении его поперечными силами в точках установки колес; C_d - жесткость упругого элемента стабилизатора; C_p - «поперечная» жесткость подкранового пути.

Плоскопараллельное движение крана происходит под воздействием нагрузок, которые можно разделить на следующие группы:

а) Направленные вдоль крана

P_j — тяговые усилия на соответствующих сторонах крана ($j=1,2$); W_j — силы сопротивления передвижению крана ($j=1,2$).

Силы P_j и W_j действуют в плоскости ходовых колес и направлены в противоположные стороны (рис. 2).

Тяговые усилия определяются из характеристики приводного электродвигателя с учетом приводного редуктора и размеров приводных колес. Крутильной жесткостью валопровода привода пренебрегаем.

Силы сопротивления передвижению крана включают: статические силы сопротивления (ветровая нагрузка, уклон пути и т.д.), силы сопротивления движению ходовых колес от трения качения по рельсу и от трения в подшипниках букс; силы сопротивления передвижению от трения скольжения реборд колеса с рельсом (если такой режим движения имеет место) и силы сопротивления передвижению ролика стабилизатора от трения качения по рельсу и от трения в подшипниках. Для их определения используются известные в краностроении методики [4, 6].

Если рассматривается передвижение грузевого крана, то на мост дополнительно действует горизонтальная составляющая усилий подъемных канатов — T .

б) Направленные поперек пути крана и действующие на ходовые колеса

«Свободные» перекосы движущегося крана всегда сопровождаются поперечными смещениями колес, которые при этом воспринимают усилия со стороны рельса R_i и со стороны моста F_i .

Сила взаимодействия F_i между мостом и ходовым колесом является упругой и определяется по формуле:

$$F_i = -c \cdot (x_m + y_i^0 \cdot \varphi - x_i) \quad (4)$$

Внешние силы R_i имеют характер сил трения, зависящих не только от вертикальной нагрузки на ходовые колеса $Q_{\text{ХК}i}$ и коэффициента трения f , но и от специфичности связи между колесами крана и рельсовым путем [4].

Согласно теории упругого скольжения, касательная сила в точке контакта колеса с рельсом определяется зависимостью

$$\begin{aligned} R_i &= -K_i \cdot (\dot{x}_i / V + \varphi_m + \beta_i) \leq R_{\max i} = \\ &= f \cdot Q_{\text{ХК}i} \end{aligned} \quad (5)$$

где

K_i — приведенные коэффициенты упругого скольжения колес;

β_i — установочный перекося i -го ходового колеса, отсчитываемый от направления продольной оси крана против часовой стрелки;

V — скорость качения колеса.

С увеличением скорости упругого скольжения сила упругого скольжения R_i увеличивается и достигает своего предельного значения $R_{\max i}$, после чего начинается буксование или «юз» колес.

В случае когда реборды i -го ходового колеса коснутся головок рельсов, т.е. когда нарушается условие

$$-\delta \leq x_i \leq \delta$$

свободное движение крана переходит в так называемое несвободное. Наступает состояние «упругого» перекося и появляются дополнительные силы давления на реборды колес N_i и силы дополнительного сопротивления передвижению колес, вследствие трения реборд о рельсы.

в) Направленные поперек пути крана и действующие на ролики стабилизатора

Установленные на кране стабилизаторы при работе воздействуют через ролики на рельсы (усилия H_i на рис. 2) и передают на мост усилия R_{di} :

$$R_{di} = \begin{cases} R_d(\Delta_{di}), & \text{если } \Delta_{di} > 0; \\ 0, & \text{если } \Delta_{di} \leq 0 \end{cases} \quad (6)$$

где Δ_{di} — смещение ролика i -го стабилизатора.

Зависимость $R_d(\Delta_{di})$ в общем случае является нелинейной. В частности при реализации стабилизатора с рычажным блоком в виде (рис. 3)

$$R_d(\Delta_{di}) = R_{np} \cdot d \cdot \sin \alpha / l_c \quad (7)$$

Здесь $R_{np} = R_{np}(\Delta_{np})$ – реакция упругого элемента синхронизатора при его деформации на величину $\Delta_{np}; \Delta_{np} = d \cdot \sin \alpha' / \cos \beta_0 / \cos(\beta_0 - \alpha')$; $\alpha = \arccos(\cos \alpha_{0i} - \Delta_{di} / l_c)$ – текущий угол поворота звена AO_{ci} ; $\alpha' = \alpha_{0i} - \alpha$; $\beta = \pi - \varphi_y - \varphi_c - \alpha$; $tg \varphi_y = BC / BO_{ci}$; $d = O_{ci}D$; $l_c = AO_{ci}$.

Очевидно, что

$$\begin{cases} \Delta_{d(1,3)} = x_{r(1,3)}^H - x_{P1}^0 \\ \Delta_{d(2,4)} = x_{r(2,4)}^H - x_{P2}^0 \end{cases} \quad (8)$$

где x_{ri}^H – координаты роликов стабилизатора в системе XOY

$$x_{ri}^H = x_m + x_{ri}^0 - y_{ri}^0 \cdot \varphi_m; \quad (9)$$

x_{ri}^0, y_{ri}^0 – начальные координаты установки роликов стабилизаторов (свободное, недеформированное состояние) в системе XO_1Y .

Математическая модель плоскопараллельного движения крана с учетом вышесказанного может быть представлена в виде

$$\begin{aligned} m_n \cdot \ddot{x}_m &= \sum_{i=1}^4 F_i - R_{d1} - R_{d2} + R_{d3} + R_{d4}; \\ I_0 \cdot \ddot{\varphi}_m &= (P_1 - P_2 + W_2 - W_1) \cdot l - \\ &- \sum_{i=1}^4 F_i \cdot y_i + \sum_{i=1}^4 R_{di} \cdot y_{ri}; \\ N_i' = R_i - F_i &\geq 0, N_i'' = F_i - R_i \geq 0, \end{aligned} \quad (10)$$

для $i = 1, 2, 3, 4$

где m_n – приведенная масса крана;

$$I_o = I_c + m_n \cdot x_e^2;$$

I_c – момент инерции моста (диска) относительно вертикальной оси, проходящей через центр масс крана;

N_i', N_i'' – давления на левую и правую реборду i -ого ходового колеса.

Первое уравнение системы (10) описывает поперечное движение центра моста, второе – его вращательное движение, а последние уравнения определяют условия равновесия ходовых колес.

Система уравнений (10) составлена с учетом допущений [4]:

- режим движения крана считается установившимся, т.е. приводные двигатели вышли на номинальный режим работы и центр масс крана перемещается с постоянной скоростью ($V = \dot{y}_c = const; \ddot{y}_c = 0$);
- колебания груза на крюке крана прекратились ($T = 0$);
- податливость подкрановых путей в горизонтальной плоскости не учитывается.

Программа «Stub» расчета параметров стабилизатора и анализа движения крана

Синтез параметров стабилизатора, построение его характеристик и анализ движения крана, оборудованного стабилизаторами, безусловно, требует применения вычислительной техники.

Разработанная для персонального компьютера программа «Stub» позволяет синтезировать параметры стабилизатора, строить его упругую характеристику. В качестве упругих элементов предполагается использовать пакеты тарельчатых пружин, состоящих из одной, двух, трех и четырех тарелок. Структура упругого звена стабилизатора, величина его предварительного поджатия и ограничения на деформации тарелок разных пакетов задаются в исходных данных.

Перед анализом движения крана программа предварительно анализирует исходные данные, проверяет условия выхода крана на установившийся режим и условия достаточного сцепления ходовых колес с рельсами, рассчитывает все необходимые расчетные и приведенные параметры модели крана, проверяет правильность установки стабилизатора на кране (возможность его нормальной работы и недопустимость его выключения) и т.д.

В качестве возмущающих факторов, вызывающих перекосное движение крана, в программе предусмотрены: задание установочных перекосов ходовых колес; различия в характеристиках приводных двигателей, включая несинхронность их работы; отклонения в диаметрах ходовых колес; смещения грузовой тележки относительно середины пролета моста; искривления рельсового пути в плане.

Интегрирование системы дифференциальных уравнений (10) осуществляется методом Рунге-Кутты. Программа предусматривает подробный анализ процесса движения крана с выводом промежуточной информации, в которой указаны величины сил упругого скольжения, силы давления рельса на реборду колеса или ролик стабилизатора, величины смещений ходовых колес, координаты (перемещения) ролика стабилизатора, величину деформации упругого звена стабилизатора, величину продольного, поперечного перемещения и угла поворота моста крана; скорости перемещения ходовых колес и т.д. Для уменьшения объема выводимой информации предусмотрено разбиение временного интервала исследования движения на несколько участков и изменение количества выводимой информации на этих участках. Предусмотрен автоматический выход из программы, если установлено, что движение крана стабилизировалось. Предусмотрен сокращенный вариант объема выводимой информации, где указываются факты вхождения реборд колес в контакт с рельсами, максимальные усилия давления на реборды колес и максимальные усилия на ролики стабилизаторов.

В программе предусмотрено также решение вопроса определения оптимальных параметров настройки стабилизатора, не допускающих контакта реборд ходовых колес с рельсом и обеспечивающих наименьшие нагрузки на рельс со стороны стабилизатора.

Пример синтеза параметров стабилизатора

Критерием эффективности работы стабилизаторов будем считать выполнение условия ограничения поворотов и поперечных смещений крана в пределах свободных перекосов при минимальных боковых силах, передаваемых стабилизаторами на подкрановые конструкции.

Объект исследования — мостовой кран, имеющий следующие основные параметры:

грузоподъемность	$Q = 150$ кН
пролет моста	$2l = 22,0$ м
база моста	$2b = 5,0$ м
масса тележки	$m_T = 57,6$ кН
приведенная масса крана	$m_n = 332,6$ кН

«поперечная»

жесткость моста

$$C_K = 0,245 \cdot 10^8 \text{ Н/м}$$

момент инерции

$$J_C = 0,1046 \cdot 10^7 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$$

моста

диаметр ходового

$$D_{\text{хк}} = 750 \text{ мм.}$$

колеса

Известны также статическая характеристика приводного электродвигателя МТФ-311-8, тип приводного редуктора — РЦД-400-20-5. Тип привода — отдельный.

Принято, что работа двигателей двух сторон крана — синхронизирована.

Продолжительность временного интервала исследования процесса движения крана ограничиваем значением $t = 100$ сек, что при скорости движения $V = 80$ м/мин соответствует пути $S = 133,3$ м (это фактически длина цеха — 144,0 м).

Сделано допущение, что выполняются условия идеальной геометрии моста, идеально ровного рельсового пути и одинакового для всех колес зазора между ребордами и головкой рельса $\delta = 15$ мм.

Ограничимся рассмотрением частного случая, когда причиной перекосного движения крана является установочный перекоп первого (рис. 2) ведущего колеса $\beta_1 = 0,001$ рад.

Движение крана без стабилизаторов

В результате решения системы уравнений (10) получаем, что через $t_1 = 9,58$ сек после начала исследования движения крана в контакт с рельсом входит правая реборда первого колеса и максимальное давление реборды на головку рельса при этом $N_1^{\text{max}} = 14,645$ кН. Немного спустя ($t_2 = 9,76$ сек) в контакт с рельсом вступает правая реборда второго колеса $N_2^{\text{max}} = 12,682$ кН. При рассмотрении движения этого крана с грузом $Q = 70$ кН оказывается, что характер движения нагруженного крана практически совпадает с движением ненагруженного крана, но максимальные давления на реборды ходовых колес возросли: для первого колеса на 21% ($N_1^{\text{max}} = 17,763$ кН), а для второго колеса - на 10% ($N_2^{\text{max}} = 13,884$ кН).

Движение крана, оснащенного стабилизаторами

Кинематическая схема стабилизатора и положение его относительно колес крана и рельса показаны на рис. 3.

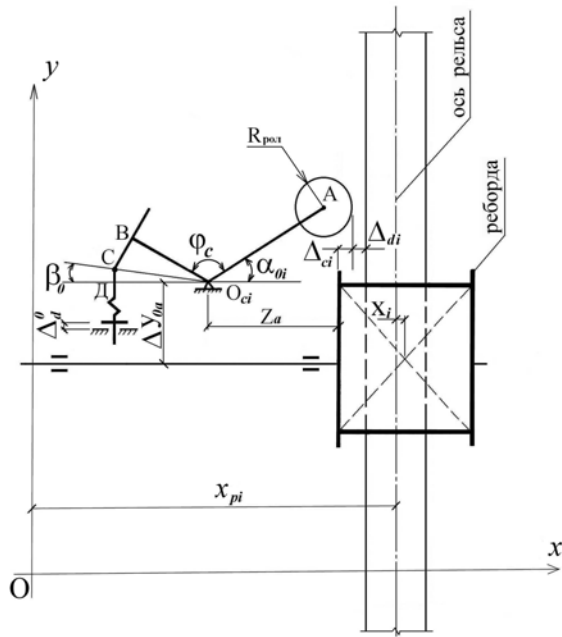


Рис. 3.

Параметры используемого стабилизатора: $AO_{ci} = 140\text{ мм}$; $O_{ci}D = 90\text{ мм}$; $R_{рол} = 70\text{ мм}$; $\varphi_c = 145^\circ$. В 10 пакетах упругого звена стабилизатора использованы 4 тарельчатые пружины, жесткость которых ограничена пределами: $10510\text{ Н/мм} - 592\text{ Н/мм}$.

Очевидно, что эффективность применения стабилизаторов зависит от правильной их «настройки».

На основании проведенного анализа, принимаем в качестве основных параметров настройки стабилизатора: 1) размер Δ_c , опреде-

ляющий начальное положение ролика стабилизатора относительно реборды колеса и боковой поверхности головки рельса; 2) величину предварительной деформации упругого звена стабилизатора Δ_d^0 ; 3) угол установки стабилизатора α_0 , зависящий от длины установочного винта BC (рис. 3).

Последний из этих параметров является характерным только для данного варианта конструкции стабилизатора, поэтому в дальнейших расчетах принимаем его постоянным: $BC = 5\text{ мм}$.

При движении крана со стабилизаторами, параметры установки которых имеют значения $\Delta_c = 2,0\text{ мм}$; $\Delta_d^0 = 0$, происходит существенное снижение нагрузок на реборды первого и второго ходовых колес (в 1,81 и 3,2 раза, соответственно) и полная разгрузка третьего и четвертого колес.

Полная разгрузка всех ходовых колес обеспечивается для параметра настройки стабилизаторов $\Delta_c \geq 5\text{ мм}$ (рис. 4).

На кривой 1 рис. 4 показано изменение максимальной боковой силы на ролик стабилизатора H_{max} при в зависимости от Δ_c при $\Delta_d^0 = 0$: при $\Delta_c = 5\text{ мм}$ - $H_{max} = 22,07\text{ кН}$, а при $\Delta_c = 15\text{ мм}$ - $H_{max} = 17,63\text{ кН}$.

Уменьшение боковых сил, передаваемых роликами стабилизаторов на подкрановые конструкции, может быть реализовано регулировкой предварительного поджатия упругого элемента стабилизатора Δ_d^0 (кривая 2 на рис. 4 соответствует $\Delta_d^0 = 1\text{ мм}$, а кривая 3 на рис. 4 соответствует $\Delta_d^0 = 3\text{ мм}$).

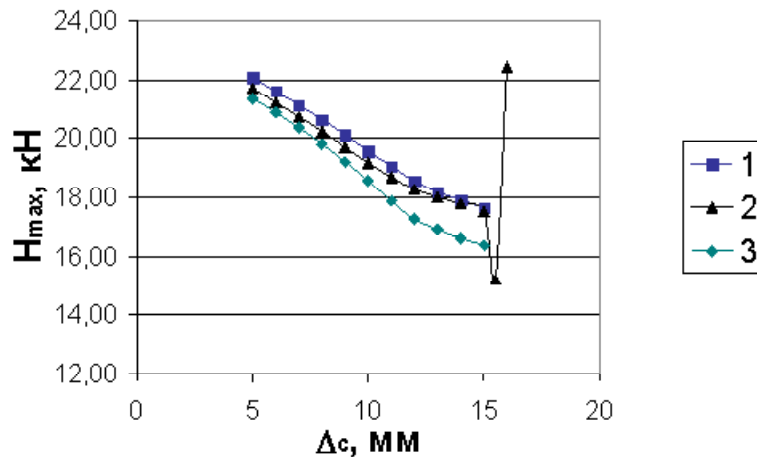


Рис. 4.

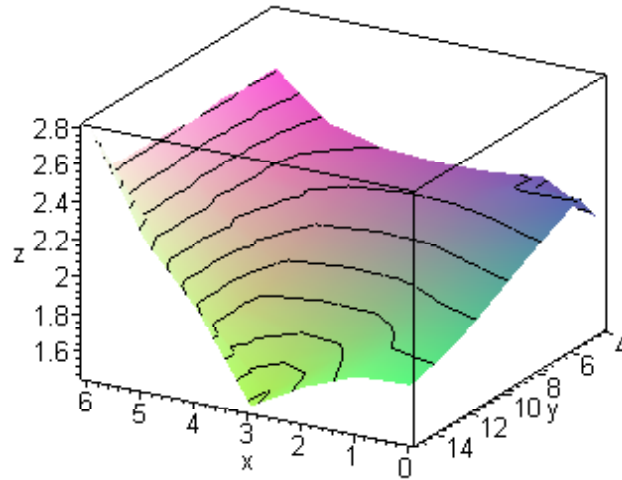


Рис. 5. Зависимость $H_{\max} = H(\Delta_c, \Delta_d^0)$ ($x - \Delta_c$; $y - \Delta_d^0$; $z - 0,1 H_{\max}$).

Отметим, что если изначально ролики стабилизаторов установить контактно, с некоторым прижатием к боковой поверхности головки рельса, то можно также уменьшить величину H_{\max} (например, при $\Delta_c = 15,5$ мм и $\Delta_d^0 = 1$ мм усилие $H_{\max} = 15,22$ кН – рис. 4). Однако следует учитывать, что практическая реализация такой настройки стабилизаторов затруднена.

Из анализа пространства $H_{\max} = H(\Delta_c, \Delta_d^0)$ (рис. 5) следует, что глобальный минимум H_{\max} составляет 14,76 кН и реализуется при $\Delta_c = 15$ мм и $\Delta_d^0 = 3$ мм.

Проведенный численный эксперимент позволяет сделать следующие выводы:

1. Эффект применения стабилизаторов, в соответствии с принятым критерием эффективности, достигается, что позволит значительно продлить сроки безремонтной эксплуатации ходовых колес и рельсов, а также экономить энергию привода движения мостовых кранов.
2. Для обеспечения эффективной работы стабилизаторов и уменьшения боковых сил, передаваемых на подкрановые конструкции, требуется оптимальная настройки стабилизаторов путем целенаправленного подбора параметров Δ_c и Δ_d^0 . Определенные резервы для оптимальной настройки имеются в изменении силовой характеристики стабилизатора путем подбора соответствующего комплекта пружин. Например, изменяя упругий элемент рассматриваемого стабилизатора путем добавления 2-х трехрядных пакетов тарельчатых пружин можно добиться снижения H_{\max} до 13,16 кН.
3. Полученные результаты базировались на допущениях об идеальной геометрии моста крана и идеально ровном рельсовом пути. Очевидно, при решении вопросов, о которых сказано в п. 2 выводов, эти допущения нужно учитывать в менее жесткой формулировке, а именно: отклонение рельсовых путей и размеров моста от проектных параметров не должны превышать нормативных ограничений [7].

Целесообразно также, для практического учета влияния неровностей пути, неравенства тяговых усилий приводных двигателей или несинхронности их работы и других причин перекосов, проявляющихся в конкретных условиях работы кранов, обосновать возможность использования в расчетном анализе обобщенного возмущающего фактора, например - момента перекоса $M_{пер}$, что может потребовать, в частности, проведения предварительных тестовых испытаний.

Литература

1. Балашов В.П. Исследование поперечных сил при движении мостовых кранов. Автореферат диссертации на соискание ученой степени канд. техн. наук. — М., 1959.
2. А.С. 1588693. СССР, Кл.В66С 9/16. Стабилизирующее устройство ходовой тележки мостового крана. Е.М. Ермак, И.М. Роговой. — № 42218876/27-11; Заявл. 01.04.87; Опубл.30.08.90. Бюл. №32.
3. Ермак Е.М. Повышение надежности крановых и подкрановых конструкций ограничением перекосов мостовых кранов. Металеві конструкції. т.3. УАМК, 2002.
4. Лобов Н.А. Динамика грузоподъемных кранов. — М.: Машиностроение., 1987.
5. Кохан А.И., Васильев А.А. и др. Повышение долговечности металлических конструкций промышленных зданий. — М. Стройиздат., 1984.
6. Казак С.А. Динамика мостовых кранов. М., Машиностроение. 1965. 7. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. — М.: Металлургия., 1981.

Ермак Євген Михайлович — професор кафедри «Будівельні матеріали, конструкції та споруди» Української державної академії залізничного транспорту. Дійсний член академії будівництва України. Керівник Харківського регіонального відділення Української асоціації з металевих конструкцій. Наукові інтереси: удосконалювання конструкцій промислових будівель з мостовими кранами для підвищення їх експлуатаційної надійності.

Калінін Павло Миколайович — доцент кафедри «Деталі машин» Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Наукові інтереси: міцність деталей машин при динамічних впливах.

Ермак Евгений Михайлович — профессор кафедры «Строительные материалы, конструкции и сооружения» Украинской государственной академии железнодорожного транспорта. Действительный член академии строительства Украины. Руководитель Харьковского регионального отделения Украинской ассоциации по металлическим конструкциям. Научные интересы: совершенствование конструкций промышленных зданий с мостовыми кранами для повышения их эксплуатационной надежности.

Калинин Павел Николаевич — доцент кафедры «Детали машин» Национального технического университета «Харьковский политехнический институт». Научные интересы: прочность деталей машин при динамических воздействиях.

Yermak Yevgeniy Mikhailovich is a Professor of department «Building materials, structures and construction» of Ukrainian state academy of railway transport. The valid member of Building Academy of Ukraine. The leader of the Kharkov regional branch of Ukrainian Association of Metal Construction. His research interests include the perfection of the structures of industrial buildings with bridge cranes with the aim of increasing their operational reliability.

Kalinin Pavel Nikolaevich is a Docent of department “Machine details” of National Technical University «Kharkov polytechnical institute». His research interests include strength of machine details under dynamic influences.