

ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ СОПРОТИВЛЕНИЙ ПЕРЕМЕЩЕНИЮ
ГРУЗОВОЙ ТЕЛЕЖКИ МОСТОВОГО КРАНАPARAMETRIC MODELS OF RESISTANCE TO MOVEMENT OF A CARGO TRUCK
OF AN OVERHEAD CRANEЗаярный С.Л.
Zayarny S.L.Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Калужский филиал (Калуга, Россия)
Moscow State Technical University named after N.E. Bauman, Kaluga branch (Kaluga, Russian Federation)

Аннотация. Рассмотрены факторы сопротивления перемещению тележки мостового как системы, состоящей из множества элементов, находящихся в структурных и функциональных связях друг с другом и мало меняющиеся при функционировании системы и составлены их параметрические модели. При этом, взаимозависимое влиянием конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов в системе рассмотрено с учетом их проявления в различных физических эффектах. Составлена многоуровневая иерархическая структурно-функционально-параметрическая модель системы, сформированная на принципе последовательной двухуровневой иерархии, а также параметрические модели различного уровня применительно к периодам наиболее интенсивного изменения состояний и трансформации системы в процессе функционирования: сопротивления от трения качений; сопротивления от трения в буксах; сопротивление от токоподвода; сопротивления от уклона; сопротивления от инерции. Рассмотрен конструктивный способ снижения сопротивления перемещению тележки посредством введения в конструкцию элементов упругого подвешивания моста крана, что обеспечивает формирование отрицательного уклона, характеризуемого как «кинематический уклон», величина которого изменяется пропорционально изменению положения грузовой тележки. Определено понятие параметрической надежности, применительно к системе сопротивления передвижению тележки мостового крана, как функции времени, характеризующей вероятность выполнения условия нахождения его числовых значений в пределах, установленных техническими условиями.

Ключевые слова: параметрическая модель, мостовой кран, грузовая тележка, сопротивление передвижению

Abstract. The factors of resistance to the movement of the bridge trolley as a system consisting of many elements that are in structural and functional relationships with each other and change little during the operation of the system are considered and their parametric models are compiled. At the same time, the interdependent influence of structural, technological and operational factors in the system is considered taking into account their manifestation in various physical effects. A multi-level hierarchical structural-functional-parametric model of the system has been compiled, formed on the principle of a sequential two-level hierarchy, as well as parametric models of various levels applied to the periods of the most intense change in the states and transformation of the system in the process of functioning: resistance from rolling friction; resistance from friction in the axle boxes; resistance from the current supply; resistance from slope; resistance from inertia. A constructive method of reducing the resistance to the movement of the crane is considered by introducing elements of elastic suspension of the crane bridge into the design, which ensures the formation of a negative slope, characterized as a "kinematic slope", the value of which varies in proportion to the change in the position of the cargo trolley. The concept of parametric reliability is defined, applied to the drag system of the bridge crane trolley, as a time function characterizing the probability of fulfilling the condition of finding its numerical values in the limits set by the technical conditions.

Keywords: parametric model, overhead crane, cargo trolley, resistance to movement.

Дата получения статьи: 05.11.2023
Дата принятия к публикации: 08.02.2024
Дата публикации: 25.03.2024

Date of manuscript reception: 05.11.2023
Date of acceptance for publication: 08.02.2024
Date of publication: 25.03.2024

Сведения об авторе:

Заярный Сергей Леонидович – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Подъемно-транспортные системы» Калужского филиала ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана»,
e-mail: texnakon@yandex.ru.

**Author' information:**

Sergey L. Zayarny – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of Department «Lifting and transport systems», Kaluga Branch of Bauman Moscow State Technical University, e-mail: texnakon@yandex.ru

1. Введение

Работа мостового крана может проходить по различным технологическим схемам представленных характерными технологическими циклами, каждый из которых описывает возможные траектории движения груза. Перемещение грузовой тележки является одной из составляющей технологического цикла, а сопротивление ее передвижению, является одним из факторов, определяющих эффективность привода передвижения грузовой тележки и крана в целом. Величина сопротивления передвижению грузовой тележки, определяется взаимозависимым влиянием конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов, проявляемых в различных физических эффектах. Процесс взаимодействия этих факторов и физических эффектов формирует техническую систему сопротивления передвижению грузовой тележки как некоторое множество элементов, находящихся в структурных и функциональных связях друг с другом и мало меняющееся при функционировании системы. Для рассмотрения характеристик системы в математической, физической, символической или графической формах используются структурно-функционально-параметрические и параметрические модели. В рамках системной инженерии эти модели разграничиваются своим базовым содержанием, определяемым как «логическое» и «математическое» моделирование [1].

2. Грузовая тележка как элемент конструкции мостового крана

Разнообразие конструкций грузовых тележек мостового крана определяется областью его применения, способом функционирования и особенностями конструкции моста.

Несмотря на всё конструктивное разнообразие, грузовые тележки имеют характерные конструктивные элементы и условия функционирования, которые в конечном счете и определяют величину сопротивления ее передвижению.

Так, опорные грузовые тележки мостовых кранов перемещаются на ходовых колесах по рельсам, уложенным по верхнему поясу главной балки. Приводные колеса взаимодействуют с рельсом, а неприводные колеса оказывают дополнительное влияние на передвижение тележки.

В механизмах передвижения тележек находят применение как ребордные, так и безребордные колеса с направляющими роликами, применение которых снижает сопротивление передвижению примерно в два раза.

Колеса могут выполняться с цилиндрическим или коническим кругом катания. Применение конических колес при их достаточной ширине обеспечивает выравнивание положения тележки без участия реборды, что уменьшает сопротивление передвижению и износ ходовых колес по сравнению с применением цилиндрических ребордных колес. Для уменьшения трения при движении тележки с перекосом на реборды колес и головки рельсов наносят смазку. Ходовые колеса закрепляются на валах, монтируемых на сферических подшипниках в угловых либо разъемных буксах. Положение букс определяется положением опорных платиков, приваренных к металлической конструкции. Известны конструкции буксовых узлов, обеспечивающие выверку их положения в процессе монтажа и эксплуатации [2].

Токоподвод к тележке осуществляется различными способами. Наибольшее распространение имеет токоподвод с помощью гибкого кабеля, который на специальной подвеске перемещается по натянутому кана-

ту. В некоторых случаях используются кабеленесущие каретки, каждая из которых имеет раму, два концевых барабана, через которые проходит питающий кабель, и опорные катки, на которых каретка перемещается по путям уложенным на мосту крана. При этом неподвижная, подводящая точка кабеля располагается в средней части моста, а питающая точка кабеля перемещается вместе с тележкой [3].

3. Структурно-функционально-параметрическая модель

Рассмотрим характеристики системы сопротивления передвижению грузовой тележки мостового крана в рамках структурно-функционально-параметрической модели с реализацией методов и средств системной инженерии. Для формирования структуры системы используем принцип двухуровневой иерархии, при котором элемент верхнего уровня представляет собой систему, представленную элементами нижнего уровня, которые, в свою очередь, разделены на несколько конструктивных элементов. Объединение структур с двухуровневой иерархией, позволяет получить многоуровневую иерархическую структуру [4, 5]. Формализованная графическая форма структурно-функционально-параметрической модели сопротивления передвижению грузовой тележки, представлена на рис.1.

Структурная модель системы в графической форме представляет собой элементы E_{ij} различного уровня (табл. 1) с указанием межэлементных структурных связей (тонкие линии).

Функциональная модель системы в графической форме отражает особенностей функционирования системы во взаимосвязи с внутренними и внешними факторами, устанавливает межэлементные функциональные связи (пунктирные линии), которые определяют условия физического взаимодействия между элементами системы и техногенной средой.

Наряду с графической формой структурно-функциональная модель может быть

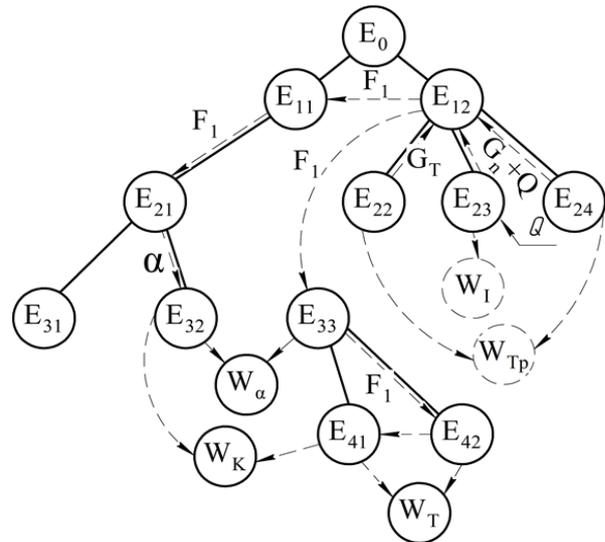


Рис 1. Схема структурно-функционально-параметрической модели

представлена в аналитической форме в виде множества

$$S = \{\Sigma, V\},$$

где $\Sigma = \{\Sigma_i\}$ - множество состава и свойств элементов; $V = \{V_i\}$ - множество назначений [4].

Таблица 1

Элементы E_{ij} модели

		Перечень элементов
уровень	1	E_{11} - опорная система; E_{12} - грузовая система
	2	E_{21} - система главной балки; E_{22} - система грузовой тележки; E_{23} - система грузовой подвески. E_{24} - система токоподводящей подвески
	3	E_{31} - система металлоконструкции главной балки; E_{32} - опорный элемент главной балки (рельс); E_{33} - система опорно-ходовая грузовой тележки
	4	E_{41} - ходовое колесо; E_{42} - буксовый узел

В рамках системной инженерии параметрическая модель системы определяется как элемент «логического» моделирования [1], которая рассматривает индивидуальные признаки параметров (атрибуты) элементов системы. При этом параметры системы количественно характеризуют любое ее свойство, вызывающие изменение показателей качества

ва системы, определяются как функциональные. К ним относятся механические, энергетические, кинематические [4].

Описание атрибутов структурно-функционально-параметрической модели системы сопротивления движению грузовой тележки крана представлены в табл. 2.

Таблица 2
Атрибуты элементов E_{ij} модели

Атрибуты элементов		
уровень	1	E_{11} : L - величина пролета; B - баз. E_{12} : G_Q - вес; Q - грузоподъемность
	2	E_{21} : q - погонная масса; I - момент инерции. E_{22} : n - количество опорных элементов. E_{23} : q_l - масса. E_{24} : l - длина; m_Q - погонная масса; k - количество опорных элементов; μ - коэффициент трения в опорных элементах
	3	E_{31} : m_L - погонная масса; I - момент инерции. E_{32} - НВ; тип рельса. E_{33} : b - база
	4	E_{41} : НВ; D - диаметр. E_{42} : D - диаметр; № рельса; f - коэффициент трения

4. Параметрические модели

Наряду с определением элемента системы как элемента «логического» моделирования, в рамках системной инженерии он может быть рассмотрен как элемент «математического» моделирования [1]. При этом рассматривается математическая модель, выходные параметры которой, представленные в виде функции $X = F(q)$, позволяют установить количественную связь между ее функциональными и атрибутивными параметрами [6]. Реализация выходных параметров $F(q)$ связана с состоянием системы, которое определяется совокупностью параметров, влияющих на него. Возможная трансформация параметров в процессе эксплуатации являются критериями при выборе конкретных конструктивных решений, а установление предельно допустимых значений

выходных параметров системы является одним из основных этапов ее проектирования.

Выходные параметров системы могут быть рассмотрены как в период наиболее интенсивных изменения ее состояний, так и в период возможной ее трансформация в процессе функционирования.

Параметрическая модель, рассматривающая сопротивление передвижению грузовой тележки мостового крана в период наиболее интенсивных изменения его состояния, определяется в виде [7]:

$$W = W_{ст} + W_{д}, \quad (1)$$

где $W_{ст}$ – статическое сопротивление; $W_{д}$ – динамическое сопротивление.

Полное статическое сопротивление передвижению тележки:

$$W_{ст} = W_T + W_y, \quad (2)$$

где W_T , W_y – сопротивления движению тележки от сил трения и уклона рельсовых путей.

Сопротивления движению от сил трения

$$W_T = k_{тр} (Q + G_T), \quad (3)$$

где $k_{тр} = \frac{(2\mu + fd)k_p}{D_{х.к}}$ – обобщенный коэффициент сопротивления движению тележки

от сил трения; μ – коэффициент трения колеса по рельсу (в зависимости от диаметра колеса и формы головки рельса изменяется в пределах $\mu = 0,3 \dots 1,2$ мм); f - приведенный к диаметру ступицы коэффициент трения качения подшипника буксы (имеет рекомендованное значение для роликовых и шариковых подшипников $f = 0,015$ [7]).

Сопротивление трения реборд ходовых колес о рельс теоретически оценить трудно, так как на его значение влияет большое количество различных факторов (конструкция опор, вид поверхности катания, скорость движения, положение точки контакта реборды с рельсом). Поэтому сопротивление реборд в общепринятой практике расчетов учитывается коэффициентом трения реборд k_p , эмпирически полученным по результатам исследований ВНИИПТМАШ и фактически учитываемым сопротивление от теоретически не учитываемых факторов, в част-

ности, от поперечного скольжения и движения токоподводящей системы. Для крановых тележек при гибких (кабельных) и жестких (троллейных) токоподводящих системах $k_p = 2 \dots 2,5$.

Сопротивления движению тележки от уклона рельсовых путей

$$W_y = k_\alpha (Q + G_T), \quad (4)$$

где $k_\alpha = 0,002$ - коэффициент сопротивления движению тележки от уклона пути.

Полное динамическое сопротивление передвижению тележки определяется как суммарное сопротивление, создаваемое силами инерции грузовой тележки и сопротивлением от раскачивания груза на гибком подвесе:

$$W_\delta = k_\delta (Q + G_m), \quad (5)$$

где $k_\delta = a/g = 0,005 \dots 0,02$ - обобщенный коэффициент инерционной нагрузки; a - ускорение при разгоне ($0,05 \dots 0,2 \text{ м} \cdot \text{с}^2$)

С учетом соотношений (3) - (5) сопротивление передвижению грузовой тележки мостового крана представляется в виде:

$$W = k_W (Q + G_m), \quad (6)$$

где $k_W = k_{ct} + k_\delta$ - обобщенный коэффициент передвижению тележки; $k_{ct} = k_{tp} + k_\alpha$ - обобщенный статический коэффициент передвижению тележки.

Для кранов с безребордными ходовыми колесами сила сопротивления, приведенная к оси ходового колеса, составляет [7]:

$$W = \frac{Q + G_T}{D_{x.k}} (2\mu + fd) + \frac{2S_{II}}{D_p} (2\mu_p + f_p d_p), \quad (7)$$

где S_{II} - максимальная боковая нагрузка, или $S_{II} = f_p (Q + G_T)$ - сила поперечного скольжения колеса по рельсу; $f_p = 0,1$ - коэффициент трения скольжения колеса по рельсу; D_p, d_p, μ_p, f_p - диаметры и коэффициенты трения роликов.

Параметрическая модель, рассматривающая сопротивление передвижению грузовой тележки мостового крана в период ее трансформации в процессе функционирования, может быть дифференцирована параметрическими моделями нижнего уровня:

- сопротивления от трения качений;

- сопротивления от трения в буксах;
- сопротивления от токоподводящей системы;
- сопротивления от уклона;
- сопротивления от сил инерции.

Характерные размеры и эпюра давления в пятне контакта, формируемом при статическом контакте упругих тел, ограниченных цилиндрической поверхностью и плоскостью, определяется по схемам, показанным на рис. 2 и 3 [8, 10], где $a = k_a \sqrt{FR / E_{np}}$ - характерный размер пятна контакта; $\sigma_{max} = k_p \sqrt{FE_{np} / R}$, σ_{med} - максимальное и среднее давление в пятне контакта; R - радиус колеса; F - усилие контактного взаимодействия; E_{np} - приведенный модуль упругости сопрягаемых поверхностей; k_a, k_p - постоянные.

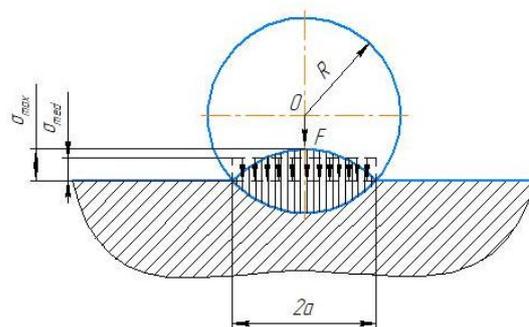


Рис. 2. Схема формирования статического контакта

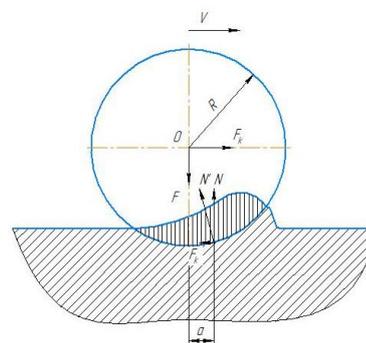


Рис. 3. Схема формирования кинематического контакта

Из приведенных соотношений для a, σ_{max} видно, что характерный размер пятна контакта уменьшается с уменьшением радиуса

колеса, ограничиваемым условием $\sigma_{max} = [\sigma_{cm}]$. Перемножив приведенные соотношения a, σ_{max} при фиксированной нагрузке $F = F_0$, получаем:

$$a = k_a k_p F_0 / [\sigma_{cm}]. \quad (8)$$

Из этого соотношения видно, что характерный размер пятна контакта уменьшается с увеличением прочности материала. Это позволяет применять колеса с меньшими радиусами, что в свою очередь уменьшает размеры пятна контакта, являющиеся определяющими для величины коэффициента трения качения.

Согласно рассматриваемому представлению о контактном взаимодействии, на рельсе перед ходовым колесом образуется упругий «наплыв» металла, вследствие чего сумма нормальных давлений в точках, выходящих из-под контакта, меньше, чем в точках входящих в контакт, что нарушает симметричное статическое распределение напряжений в зоне контактной площадки и приводит к смещению точки приложения равнодействующей реакции рельса. Сила сопротивления составит

$$W_k = \frac{a}{R_k} F. \quad (9)$$

Наряду с рассмотренными, в качестве условий формирования сопротивления качению могут быть рассмотрены различные физические модели. Так, кроме условий статического взаимодействия проявляются различные физические особенности их контактного взаимодействия, в частности:

- гистерезис при деформировании материала, вследствие чего восстановление первоначального объема происходит с некоторым запаздыванием по отношению к снятию нагрузки;

- микро-проскальзывание и адгезия в контактной зоне.

Гистерезис при деформировании материала в случае контактного взаимодействия в системе колесо-рельс проявляется вследствие местного упругопластического деформирования материала. Возможность местного упругопластического деформирования материала при контакте железнодорожного

колеса с рельсом подтверждается расчетом, выполненным МКЭ [9]. Показано, что действия контактных напряжений сжатия имеют форму эллипсоида, а уровень нормальных напряжений для различных колесных нагрузок Q в зависимости от бокового смещение плоскости круга катания колеса и оси симметрии сечения рельса η можно определять по эмпирической зависимости:

$$\sigma = 25\eta + 4,58Q + 257. \quad (10)$$

Микро-проскальзывания в зоне контакта колеса и рельса можно рассматривать в качестве определяющего фактора, формирующего сопротивление качению колеса [11]. Площадь контакта разделяется на зоны сцепления и микро-проскальзывания, что вызывает изменение тангенциальных сил на площадке контакта (рис. 4).

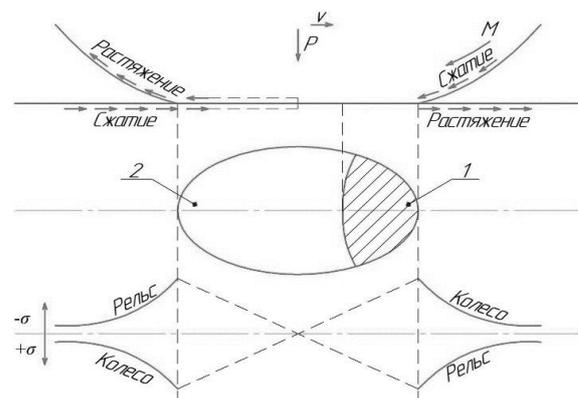


Рис. 4. Формирование зоны скольжения (1), зоны сцепления (2) и напряжений в зоне контакта колеса с рельсом при приложении к колесу ускоряющих (замедляющих) усилий

Проскальзывания сопрягаемых поверхностей (качение с проскальзыванием) обуславливается тем, что из-за деформацией контактирующих тел за один оборот цилиндр проходит меньшее расстояние, чем длина его окружности (проскальзывание по Рейнольдсу). В случае приводного колеса под действием касательных сил, направленных против направления движения, формируется растяжение металла рельса, а под действием касательных сил, направленных по направлению движения, формируется сжатие металла рельса, что является условием образования упругопластического наплыва металла.

Вследствие этих процессов сумма нормальных давлений в точках, выходящих из-под контакта, меньше, чем в точках входящих в контакт, что нарушается симметричное статическое распределение напряжений в зоне контактной площадки и приводит к смещению точки приложения равнодействующей реакции рельса.

Совокупность этих факторов определяет возможность изменения коэффициента трения качения в значительных пределах 0,03...0,12 [3]. Таким образом, сопротивление от трения качения колес по рельсам зависит от величины смещения, прочности металла бандажей и рельсов, диаметра колес.

Теоретическое исследование сопротивления качению при несовершенной упругости было выполнено А. Ю. Ишлинским [12]:

$$F_k = \frac{4\alpha_g F_n b}{3\pi l R}, \quad (11)$$

$$F_k = c \frac{F_n v}{R}, \quad (12)$$

где F_k – сила трения качения жесткого цилиндра по вязкоупругому основанию для малых скоростей; b – полуширина площадки контакта; α_g – коэффициент гистерезисных потерь (зависит от нагрузки и вида деформации); l – длина цилиндра; R – радиус цилиндра; F_n – нормальная нагрузка; c – константа, включающая параметры модели; v – скорость качения.

Из соотношений (11) и (12) видно, что в интервале малых скоростей, увеличение скорости качения и коэффициента гистерезисных потерь приводит к росту сопротивления качению.

Коэффициент трения в буксовом узле зависит от значительного числа факторов, главными из которых являются:

- размеры подшипника;
- окружная скорость;
- рабочая температура;
- свойства и количество смазочного материала;
- точность изготовления и монтажа подшипника;
- текущее состояние и степень износа.

При неблагоприятных условиях коэффициент трения может значительно превышать заявленные справочные значения [7].

Исследования, проведенные фирмой SKF, показали [13], что момент трения качения следует определять по формуле:

$$M_{rr} = G_{rr} (vn)^{0,6}, \quad (13)$$

где n – частота вращения, об/мин; v – кинематическая вязкость смазочного материала, мм²/с; $G_{rr} = R_1 d_m^{1,96} F_r^{0,54}$ – переменная трения качения по осевой нагрузке $F_a = 0$; R_1 – геометрическая константа (зависит от типа подшипника и для самоустанавливающихся подшипников составляет $R_1 = 2,44..3,25^{-7}$).

Кроме того, коэффициент трения для цилиндрического роликового подшипника может определяться соотношениями

$$v = 2 \frac{M}{Fd} \quad \text{или} \quad v_m = 2 \frac{M}{Fd_m}, \quad (14)$$

где d_m – диаметр окружности до центров тел качения подшипника; d – диаметр отверстия подшипника.

Для определения сопротивления перемещению грузовой тележки важным является установление соотношений между моментами сопротивления подшипников при движении M_k и страгивании $M_{стр}$. Это соотношение может быть определено по приближенной формуле

$$M_{стр} = f_{п} M_k, \quad (15)$$

где $f_{п} = 4$ для конических роликоподшипников с большим углом контакта; $f_{п} = 2$ в остальных случаях [14].

Сопротивлений передвижению тележки от токоподводящей системы определяется особенностями ее конструкции.

В случае токоподвода к тележке с помощью гибкого кабеля, который на специальной подвеске перемещается по натянутой проволоке, общее сопротивление при его перемещении определяется суммой сопротивлений W_k от его натяжения H при провисании кабеля; трения в элементах подвешивания $W_{к,тр}$:

$$W_k = H + W_{к,тр}. \quad (16)$$

Усилие натяжения кабеля изменяется в зависимости от состояния кабельной системы:

$$H_c < H < H_p, \quad (17)$$

где $H_c = ql_1 / 2$ – усилие натяжения при собранном кабеле; $H_p = \frac{ql_1^2}{8\Delta}$ – усилие натяжения при растянутом кабеле (получено из рассмотрения балочной модели при стреле провеса кабеля $\Delta = (0,02 \dots 0,03)l_1$ из условия равенства моментов в среднем сечении от изгиба распределенной нагрузкой и усилия натяжения каната [15]); q – погонная масса кабеля; l_1 – длина участка подвески кабеля.

Соппротивление от трения в подвеске каната определяется как

$$W_{к,тр} \approx qL\vartheta, \quad (18)$$

где L – длина кабеля; q – погонная масса кабеля; ϑ – коэффициент трения в элементе подвески.

Рассматриваемая кабельная система может быть выполнена в двух конструктивных вариантах:

- с односторонним токоподводом;
- двухсторонним (симметричным) токоподводом.

При одностороннем токоподводе общее сопротивление перемещению кабеля с погонной массой q_1 составит

$$H_{1,p} + W_{к,тр1} < W_{к1} < H_{1,p} + W_{к,тр1}. \quad (19)$$

При двухстороннем токоподводе общее сопротивление перемещению кабеля с погонной массой q_2 составит

$$0 < W_{к1} < H_{2,p} - H_{2,c} + 2W_{к,тр2}. \quad (20)$$

Двухсторонний (симметричный) токоподвод предполагает использование двух двухжильных, симметрично расположенных относительно тележки кабелей вместо одного четырехжильного в случае одностороннего токоподвода $q_2 \approx q_1 / 2$.

Из сравнения соотношений (19) и (20) видна предпочтительность двухсторонней (симметричной) схемы токоподвода.

Соппротивление от уклона складывается из сопротивлений от статического уклона и строительного подъема.

$$W_y = W_{y,ст} + W_{y,стр}. \quad (21)$$

Статический уклон $W_{y,ст}$ возникает вследствие деформаций металлоконструкции главной балки и рельса на опорах:

$$W_{y,ст} = W_{y,б} + W_{y,р}. \quad (22)$$

Приближенное дифференциальное уравнение изогнутой оси балки определяется соотношением

$$\frac{1}{\rho(z)} = \frac{d^2 y}{dz^2} = \frac{M(z)}{EI_x}, \quad (23)$$

где $\rho(z)$, $M(z)$, $y(z)$ – кривизна нейтральной оси балки, изгибающий момент и величина прогиба в текущем сечении z ; EI_x – жесткости поперечного сечения.

Решением дифференциального уравнения

$$\dot{y}_{1(2)} = D\dot{y}_{10(20)} \quad (24)$$

методом начальных параметров являются уравнения линии изгиба $y_{1(2)}(z)$ для сопряженных участков балки. В (24) приняты следующие обозначения:

$$D = \frac{F}{EI}; \quad \dot{y}_{10} = \frac{l-a}{l} [3z^2 - a(2l-a)];$$

$$\dot{y}_{20} = \frac{a}{l} [-3z^2 + 6zl - (2l^2 + a^2)]; \quad l, \quad - \text{длина балки; } a \text{ - точки приложения нагрузки.}$$

Наибольшее значения имеет величина уклона, текущее значение которого по длине балки отражается на работе механизма передвижения тележки и в зависимости от координаты точки приложения нагрузки определяется соотношениями [16].

Для двухопорной балки угол наклона упругой линии $\theta_F(\chi)$ под силой F , действующей на расстоянии $z = a$ от опоры и от собственного веса пролетной балки с оборудованием G_b составят [17]:

$$\theta_F(\chi) = -\frac{(G_T + G_Q)L^2\chi(1-\chi)(2\chi-1)}{3EI_y}, \quad (25)$$

$$\theta_b(\chi) = -\frac{G_b L^2 (1 - 6\chi^2 + 4\chi^3)}{24EI_y}. \quad (26)$$

С учетом соотношений (25) и (26) максимальный общий уклон под тележкой составит

$$\theta_{max}(\chi = 0.21) = -1,55(1 + \beta) \frac{\Delta_{F0,5L}}{L}, \quad (27)$$

где $\chi = \frac{a}{L}$; $\beta = \frac{G_b}{G_T + G_Q}$; $\Delta_{F0,5L}$ – прогиб

балки в центре пролета от веса тележки и груза; L – д лина пролета.

Уклоны от деформации рельса определяем, рассматривая рельс как двухопорную балку с опорами, расположенными над диафрагмами главной балки с шагом l_d , при базе грузовой тележки B с учетом (26) где

$\chi = \frac{a_d}{l_d}$ получаем:

- при $B = ml_d$ (m – целое число):

$$\theta_p(\chi) = -\frac{(G_T + G_Q)(l_d)^2 k_n \chi(1-\chi)(2\chi-1)}{3E2I_{py}}, \quad (28)$$

- при $B = \left(m + \frac{1}{2}\right)l_d$

$$\theta_p(\chi) = 0, \quad (29)$$

где $\chi = \frac{a_d}{l_d}$; a_d – расстояние от диафрагмы до нагрузки; k_n – поправочный коэффициент учитывающий рельс как неразрезную балку.

Общий уклон от деформации балки и рельса $\theta_p(\chi)$ от нагрузки в зависимости от B изменяется в пределах (30):

$$-\frac{(G_T + G_Q)L^2 \chi(1-\chi)(2\chi-1)}{3EI_y} \geq \theta_{\sigma+р}(\chi) \geq -L^2 \left(\frac{1}{I_y} + \frac{k_n}{n^2 2I_{py}} \right) \left[(G_T + G_Q) \frac{\chi(1-\chi)(2\chi-1)}{3E} \right] \quad (30)$$

Строительный подъем является конструктивным фактором. От постоянных весовых нагрузок в ездовых балках развиваются упругие и остаточные деформации. Например, остаточный прогиб в мостовых кранах развивается со скоростью $\Delta z / L = 0,5 \dots 0,8 \cdot 10^{-4}$ в год. Для компенсации таких деформаций, препятствующих нормальной эксплуатации крана по условию движения тележки,

ездовые балки изготавливают со строительным подъемом.

Согласно рекомендаций [18, 19] стрела выгиба в пролетах крана $L < 17$ м должна составлять $\Delta z = 1/1000 \dots 1/800 L$. Однако регламентирующим условием при расчете механизма передвижения тележки является не абсолютный прогиб, а уклон, рекомендуемая величина которого составляет $i = \theta_s = -0,002$ [17 - 19].

Строительный подъем, имея фиксированное отрицательное значение, обеспечивает улучшение условий движения тележки под нагрузкой, при этом в случае ее уменьшения является дополнительным препятствием.

Наряду со строительным подъемом, устанавливаемым фиксированное значение отрицательного уклона, формирование отрицательного уклона может быть обеспечено предлагаемым автором кинематическим способом. Конструктивная реализация этого способа обеспечивается установкой моста крана или его главные балки на упругие опоры. В случае перемещении грузовой тележки формируется отрицательный «кинематический» уклон, пропорциональный положению грузовой тележки и весу груза. Расчетная схема представлена определения величины кинематического уклона представлена на рис. 4.

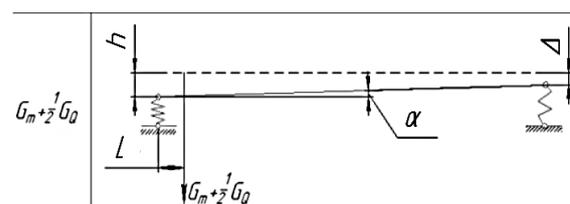


Рис. 4. Схема формирования кинематического уклона

При этом, «кинематический уклон» балки в зависимости от ее положения составит

$$\theta_k = -\Delta / L, \quad (31)$$

где $\Delta = z_1 - z_2 = \eta F(1 - 2\chi)$ – относительное смещение опор; η – податливость опор.

Общая величина уклона под грузовой тележкой составляет

$$\theta_{\Sigma} = \theta_{\sigma+р}(\chi) + \theta_b(\chi) + \theta_s + \theta_k. \quad (31)$$

Как видно из (31) функция

$$\theta_{\Sigma} = \theta((G_T + G_Q), EI_y, \chi, \eta, [\Delta z])$$

является многопараметрической, а условия ее оптимальности $\theta_{\Sigma min}$ могут рассматриваться при различных граничных условиях, в частности:

- при условии фиксированного положения грузовой тележки $\chi = const$;
- при условии вероятного положения грузовой тележки $\chi = \chi(\text{вер})$.

Инерционное сопротивление перемещению грузовой тележки возникает вследствие раскачивания груза, который вместе с канатом и механизмом образует маятник с подвижной точкой подвеса. Функция отклонения груза от вертикальной оси может быть определена при предположении, что ускоряющее усилие при разгоне тележки является постоянным из соотношения [20]:

$$X = \frac{F_y l}{(m_T + m_M + m_T)g} [1 - \cos \omega t], \quad (32)$$

где $F_y = (F_{дв} - W_{сп}) = const$ – ускоряющее усилие в пределах каждого пускового режима; l – длина подвеса груза; $F_{дв}, W_{сп}$ – движущая сила и сила сопротивления; m_T, m_M, m_T – приведенные массы тележки, приводного механизма и груза;

$\omega = \sqrt{\frac{g}{l} \left(1 + \frac{m_T}{m_T + m_M}\right)}$ – собственная частота колебаний груза системы тележка-груз.

Максимальное отклонение возникает при $t_m = \pi / \omega$. В случае $t_m > t_1$ (где t_1 – время разгона) максимальное отклонение согласно рассмотренной модели определяется при условии $t = t_1$.

С учетом кинематики подвеса груза дополнительное сопротивление перемещению груза, вызванное его раскачиванием, может быть определено из рекуррентной функции

$$W_p = Q \frac{(F_{дв} - W_{сп} - W_p)}{(m_T + m_M + m_T)g} [1 - \cos \omega t]. \quad (33)$$

5. Параметрическая надежность системы сопротивления передвижению грузовой тележки мостового крана

Параметрическая надежность системы как функция времени, определяется изменением ее технических характеристик при длительном использовании. Числовым показателем, определяющим ее состояние и возможности при выполнении заданной функции, является вероятность ее безотказного функционирования $P(t)$ как функции времени. Под безотказным функционированием системы сопротивления передвижению грузовой тележки мостового крана понимается выполнение условия его нахождения в пределах, определенных техническими условиями.

Для обеспечения параметрической надежности системы необходимо оценивать значения которые может принимать каждый из выходных параметров и его возможные изменения в процессе длительного функционирования системы. При этом каждый из параметров X_i проявляется как случайная величина, а комплекс выходных параметров и их численное значение определяют надежность системы в данном состоянии. При этом, формируется область состояний выходных параметров, изменение которой во времени и определяет параметрическую надежность.

Выходными параметрами могут служить различные характеристики, рассматриваемые как траектории, описывающие изменения значений данного показателя в процессе функционирования системы. Установление предельно допустимых значений выходных параметров системы является одним из основных этапов ее проектирования [6].

Параметрическую надежность системы характеризует также вероятность функционирования системы с заданной зоной допуска значения выходного параметра. Выход из допуска, определяемого техническими условиями, может определяться частичным отказом. При этом формируется частичная потеря функций или снижение качества выполнения функций. Использование системы в частично исправном состоянии связано с определенными рисками, оценка которых связана с оценкой их последствий. Возможен подход, при котором за основу взяты неко-

торые характеристики функционального взаимодействия элементов системы, состоящей из частично отказавших и продолжающих исправно функционировать после частичного отказа. Такое взаимодействие можно оценивать в вероятностной шкале. [21].

По теореме умножения вероятностей независимых событий в случае, если вероятность безотказной работы i -го элемента $p_i(t)$, то:

$$P(t) = \prod_{i=1}^n p_i(t). \quad (34)$$

Для разработки моделей параметрических отказов используются закономерности процессов старения. Если рассеивание выходного параметра $X(t)$ подчиняется нормальному закону распределения, а его изменение во времени - линейному закону, то

$$X(t) = a + \gamma_x t,$$

где a - начальное значение параметра; γ_x - скорость изменения параметра.

В некоторых случаях модель должна учитывать флуктуацию параметра вследствие дополнительных возмущений. Случайный процесс $X(t)$, основанный на флуктуационной зависимости, можно представить как

$$X(t) = a + X_T(t) + \varepsilon(t),$$

где $X_T(t)$ - тренд параметра; $\varepsilon(t)$ - флуктуация параметра.

6. Заключение

Рассмотрена система сопротивления передвижению тележки мостового крана, представленная в виде структурно-функционально-параметрической модели, а в период наиболее интенсивного изменения состояний и трансформации системы, - дифференцированными параметрическими моделями (сопротивления от трения качений; сопротивления от трения в буксах; сопротивления от токоподвода; сопротивления от уклона; сопротивления от инерции).

Предложен конструктивный способ снижения сопротивления перемещению тележки, заключающийся в упругом сочленении элементов конструкции моста крана, что обеспечивает формирование отрицательного «кинематического» уклона, пропорционального положению грузовой тележки в пределах пролета мостового крана.

Показано, что понятие параметрической надежности системы сопротивления передвижению тележки мостового крана, трактуемое как требование к его нахождению в пределах, установленных техническими условиями, может быть определено как функция времени $P(t)$, числовое значение которого характеризует вероятность выполнения такого требования.

Список литературы

1. Колыбенко Е.Н. Разграничение понятий «Структурно-функционально-параметрическая модель» и «Параметрическая модель» информационных объектов знаний // Вестник Донского государственного технического университета. 2020, №1. С. 106-111, DOI: 10.23947/1992-5980-2020-20-1-106-111.
2. Шабашов А.П., Лысяков А.Г. Мостовые краны общего назначения. М.: Машиностроение, 1980. - 304 с.
3. Александров Н.П. Грузоподъемные машины. М.: Изд-во МГТУ. 2000. 552с.
4. Никифоров А.Д. Процессы управления объектами машиностроения. М.:

References

1. Kolybenko E.N. Differentiation of the concepts of "Structural-functional-parametric model" and "Parametric model" of information objects of knowledge. *Vestnik Donskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*. 2020, No. 1, pp. 106-111. DOI: 10.23947/1992-5980-2020-20-1-106-111 (In Russian).
2. Shabashov A.P., Lysyakov A.G. *Mostovye kраны obshchego naznacheniya* [General purpose overhead cranes]. Moscow, Mashinostroenie, 1980. 304 p. (In Russian).
3. Aleksandrov M.P. *Gruzopodemnyye mashiny* [Lifting-transport machines]. Moscow, MGTU imeni N.E. Bauman, 2000. 552

Высш. шк., 2001. 454 с.

5. Заярный С.Л., Раевский В.А., Смоловик А.Е. Моделирование механической системы привода передвижения крана // Подъемно-транспортное дело. 2015. № 4-5. С. 8-13.

6. Проников А.С. Параметрическая надежность машин. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 560 с.

7. Справочник по кранам: В 2-х т. Т. 2 / Под ред. М.М. Гохберга. - М.: Машиностроение, 1988. 559 с.

8. Энциклопедия по машиностроению XXL. Разд.1. Валы и оси, их соединения и опоры. [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://mash-xxl.info/>

9. Исследование напряжений в контакте колесо-рельс // Железные дороги мира. 2011. №1. С. 54-58.

10. Силы сопротивления движению подвижного состава. Сопротивление от трения колеса по рельсу. [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://locomo.ru/podvizhnoy-sostav/sily-soprotivleniya-dvizheniyu-podvizhnogo-sostava-3.html>

11. Анциферов Н.В., Ермоленко И.Ю. Исследование колебаний колесной пары при движении с учетом упругого проскальзывания в точке контакта «КОЛЕСО-РЕЛЬС». Иркутский государственный университет путей сообщения. [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://docviewer.yandex.ru/view/1089637512/%3D%3D&lang=ru>.

12. Ишлинский А.Ю. Прикладные задачи механики. Кн. 2. Механика упругих и абсолютно твердых тел. М.: Наука. 1986. 416 с.

13. Общий каталог SKF. [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://promshop.info/>

14. Справочные данные по деталям машин. [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.detalmach.ru/spravka817.html>

15. РТМ 24.090.28-77. Краны грузоподъемные. Механизмы передвижения. Методы расчета. 1976. 28 с.

16. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Бау-

† p. (In Russian)

† 4. Nikiforov A.D. *Processy upravleniya obektami mashinostroeniya* [Processes of management of mechanical engineering facilities]. Moscow, Vysshaua shkola, 2001. 454 p. (In Russian)

† 5. Zayarnyj S.L., Raevskij V.A., Smolovik A. E. Simulation of a mechanical crane movement drive system. *Podemno-transportnoe delo*, 2015, No. 4-5, pp. 8-13. (In Russian)

† 6. Pronikov A.S. *Parametricheskaya nadezhnost mashin* [Parametric reliability of machines] Moscow, MGTU im. N.E. Baumana, 2002. 560 p. (In Russian)

† 7. Gokhberg M.M. *Spravochnik po kranam v 2 t. T. 2* [Crane Reference in 2 vols. Vol. 2]. Moscow, Mashinostroenie, 1988. 559 p. (In Russian)

† 8. *Entsiklopediya po mashinostroeniyu XXL. Razd.1. Valy i osi, ih soedineniya i opory* (Encyclopedia of Mechanical Engineering XXL. Section.1. Shafts and axles, their connections and supports) Available at: <https://mash-xxl.info/> (In Russian)

† 9. *Issledovanie napryazhenij v kontakte koleso-rels* [Investigation of stresses in wheel-rail contact]. *Zheleznye dorogi mira*, 2011, No.1, pp. 54-58. (In Russian).

† 10. *Sily soprotivleniya dvizheniyu podvizhnogo sostava. Soprotivlenie ot treniya kolesa po relsu* [The forces of resistance to the movement of rolling stock. The resistance from the friction of the wheel on the rail]. Available at: <https://locomo.ru/podvizhnoy-sostav/sily-soprotivleniya-dvizheniyu-podvizhnogo-sostava-3.html>

† 11. Anciferov N.V., Ermolenko I.Yu. *Issledovanie kolebanij kolesnoy pary pri dvizhenii s uchetom uprugogo proskalyvaniya v tochke kontakta «KOLESO-RELS»* [Investigation of the vibrations of the wheelset during movement taking into account the elastic presence of vibrations of the wheelset during movement taking into account the elastic slippage at the point of contact "WHEEL-RAIL"]. *Irkutskij gosudarstvennyj universitet putej soobshcheniya*. [site] Available: [https://docviewer.yandex.ru /view/](https://docviewer.yandex.ru/view/)

мана, 1999. - 592 с..

17. Соколов С.А. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин. СПб.: Политехника, 2005. 423 с.

18. Справочник по кранам: В 2-х т. Т. 1 / Под ред. М.М. Гохберга. М.: Машиностроение, 1988.

19. Гохберг М.М., Металлические конструкции подъемно-транспортных машин. Машиностроение, 1969. 520с.

20. Долотов А.М., Калашников С.В. Раскачивание груза при пуске и остановке механизма перемещения // Механики - 21 веку. 2008. №7. С. 6-8,

21. Зотов А.И., Гриценко В.В. К вопросу о параметрических моделях частичных отказов в технических устройствах // Инженерный вестник Дона. 2019. №4. С. 1-13.

† 1089637512//%3D%3D&lang=ru. (In Russian).

† 12. Ishlinskim A. Yu. *Prikladnye zadachi mekhaniki. Kn. 2 Mekhanika uprugih i absolutno tverdyh tel* [Applied problems of mechanics Vol 2 Mechanics of elastic and absolutely rigid bodies]. Moscow, Nauka. 1986. 416 p. (In Russian).

† 13. *Obshchij katalog SKF* [SKF General Catalog]. Available: <https://promshop.info/> (In Russian).

† 14. *Spravochnye dannye po detalyam mashin* [Reference data on machine parts]. Available: <http://www.detalmach.ru/spravka817.html> (In Russian).

† 15. RTM 24.090.28-77. Krany gruzopodemnye. Mekhanizmy peredvizheniya. Metody rascheta. 1976. 28 p. (In Russian).

† 16. Feodosev V.I. *Soprotivlenie materialov* [Resistance of materials]. Moscow, MGTU im. N. E. Baumana, 1999. 592 p. (In Russian).

† 17. Sokolov S.A. *Metallicheskie konstrukcii podemno-transportnyh mashin* [Metal structures of lifting and transport machines]. Sankt-Peterburg, Politehnika, 2005. 423 p. (In Russian).

† 18. Gokhberg M.M. *Spravochnik po kranam v 2 t. T. 1* [Crane Reference in 2 vols. Vol. 2] Moscow: Mashinostroenie 1988, 520 p. (In Russian)

† 19. Gokhberg M.M. *Metallicheskie konstrukcii podemno-transportnyh mashin* [Metal structures of lifting and transport vehicles]. Mashinostroenie, 1969. 520 p. (In Russian).

† 20. Dolotov A.M., Kalashnikov S.V. *Raskachivanie gruzu pri puske i ostanovke mekhanizma peremeshcheniya* [Rocking of the load when starting and stopping the movement mechanism]. *Mekhaniki - 21 veku*, 2008, No. 7, pp. 6-8 (In Russian).

† 21. Zotov A.I., Gricenko V.V. *K voprosu o parametricheskikh modelyakh chastichnyh otkazov v tekhnicheskikh ustrojstvakh* [On the issue of parametric models of partial failures in technical devices]. *Inzhenernyj vestnik Dona*, 2019, No. 4, p. 1-13 (In Russian).