

УДК (УДК) 621.875

УЧЕТ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ
МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ ПОРТАЛЬНЫХ КРАНОВCONSIDERATION OF DYNAMIC LOADS IN THE DESIGN OF
METAL STRUCTURES OF GANTRY CRANESБортяков Д.Е.¹, Грачев А.А.¹, Никитин С.В.¹, Лесковец И.В.², Васильев И.А.¹
Bortiakov D.E.¹, Grachev A.A.¹, Nikitin S.V.¹, Leskovets I.V.², Vasilyev I.A.¹¹ – Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого (Санкт-Петербург, Россия)² – Белорусско-Российский университет (Могилев, Республика Беларусь)¹ – Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University (St.Petyerburg, Russian Federation)² – Belarusian-Russian University (Mogilev, The Republic of Belarus)

Аннотация. Проектировочный расчет крановых металлоконструкций обычно выполняют по комбинациям нагрузок, для которых коэффициенты динамичности строго определены в нормативной документации. В действительности эти коэффициенты зависят от вылета и длины подвеса груза, различны при подъеме грузов различной массы. Обзор литературных источников выявил явный пробел в исследованиях динамики порталных кранов, для которых характерно изменение характеристик их конструкции даже в течение одного цикла их работы. В данной работе для изучения влияния параметров системы порталного крана на величину коэффициентов динамичности применена динамическая модель, состоящая из массы металлоконструкции крана, приведенной к точке подвеса груза и массы груза. Масса каната, упругость механизма подъема, затухание колебаний не учитываются, а характеристика двигателя считается абсолютно жесткой. Представлена методика определения параметров динамической модели таких, как жесткость конструкции, ее приведенные массы, приведены результаты расчета коэффициентов динамичности для металлоконструкции крана и канатного подвеса при различных параметрах и режимах работы. Расчеты, для порталного крана грузоподъемностью 10 тонн показали, что при малых вылетах коэффициент динамичности нагрузки в канате всегда меньше, чем для металлоконструкции, при этом значение его максимально. При больших вылетах значения коэффициентов динамичности близки к принимаемым для расчетов по нормативным документам. Указанные обстоятельства должны быть учтены как в статическом расчете порталных кранов, так и в расчете их элементов на долговечность, что повысит их достоверность определения нагруженности металлоконструкции.

Ключевые слова: порталный кран, динамическая модель, коэффициент динамичности, жесткость.

Abstract. The design calculation of crane metal structures is usually performed according to load combinations, for which the dynamic coefficients are strictly defined in the regulatory documentation. In fact, these coefficients depend on the departure and the length of the suspension of the load, they are different when lifting loads of different weights. A review of the literature has revealed a clear gap in the studies of the dynamics of gantry cranes, which are characterized by a change in the characteristics of their design even during one cycle of their operation. In this paper, to study the influence of the parameters of the gantry crane system on the magnitude of the dynamism coefficients, a dynamic model consisting of the mass of the crane's metal structure brought to the point of suspension of the load and the weight of the load is applied. The weight of the rope, the elasticity of the lifting mechanism, and the damping of vibrations are not taken into account, and the characteristic of the drive is considered absolutely rigid. A method for determining the parameters of a dynamic model such as structural rigidity, its reduced masses is presented, and the results of calculating the dynamism coefficients for the metal structure of a crane and a rope suspension under various parameters and operating modes are presented. Calculations for a gantry crane with a lifting capacity of 10 tons have shown that with small departures, the dynamic load coefficient in the rope is always less than for a metal structure, while its value is maximum. For large departures, the values of the dynamics coefficients are close to those accepted for calculations according to regulatory documents. These circumstances should be taken into account both in the static calculation of portal cranes and in the calculation of their elements for durability, which will increase their reliability in determining the loading of metal structures.

Keywords: gantry crane, dynamic model, coefficient of dynamism, stiffness.

Дата получения статьи: 25.04.2024
Дата принятия к публикации: 31.05.2024
Дата публикации: 25.06.2024

Date of manuscript reception: 25.04.2024
Date of acceptance for publication: 31.05.2024
Date of publication: 25.06.2024



Сведения об авторах:

Бортыков Данил Евгеньевич – кандидат технических наук, доцент, доцент Высшей школы транспорта Института машиностроения, материалов и транспорта, ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»,
e-mail: bortyakov@ratte.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1406-418X>

Грачев Алексей Андреевич – кандидат технических наук, директор Высшей школы транспорта Института машиностроения, материалов и транспорта, ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»,
e-mail: springbird@mail.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4550-7636>

Никитин Сергей Васильевич – кандидат технических наук, доцент Высшей школы транспорта Института машиностроения, материалов и транспорта, ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»,
e-mail: sergey_nikj@mail.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8026-9648>

Лесковец Игорь Вадимович – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Транспортные и технологические машины», Белорусско-Российский университет, Могилев, Республика Беларусь, *e-mail: le@bru.by.*

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4874-8723>

Васильев Иван Андреевич – кандидат технических наук, доцент Высшей школы транспорта Института машиностроения, материалов и транспорта, ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»,
e-mail: vania_v99@mail.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5415-9656>

Authors' information:

Danil E. Bortiyakov – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Higher School of Transport at Institute of Mechanical Engineering, Materials and Transportation, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University,
e-mail: bortyakov@ratte.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1406-418X>

Aleksey A. Grachev – Candidate of Technical Sciences, Head of the Higher School of Transport at Institute of Mechanical Engineering, Materials and Transportation, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, *e-mail: springbird@mail.ru.*

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4550-7636>

Sergey V. Nikitin – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Higher School of Transport at Institute of Mechanical Engineering, Materials and Transportation, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, *e-mail: sergey_nikj@mail.ru.*

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8026-9648>

Ihar V. Leskovets – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head of Department of transport and technological machines, Belarusian-Russian University, *e-mail: le@bru.by.*

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4874-8723>

Ivan A. Vasilyev – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Higher School of Transport at Institute of Mechanical Engineering, Materials and Transportation, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, *e-mail: vania_v99@mail.ru.*

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5415-9656>

1. Введение

Проектировочный расчет крановых металлоконструкций обычно выполняют по сочетаниям (комбинациям) нагрузок, разработанных для определенных типов кранов с учетом опыта эксплуатации. Сочетания нагрузок имеют в определенной степени субъективный характер, в связи с чем метод расчета по сочетаниям нагрузок подвергается критике [1]. Однако для проектировочного расчета крановых металлоконструкций, насколько известно, не предложено разумной альтернативы.

Необходимость в проектировочном расчете по сочетаниям нагрузок возникает как при начальном определении параметров сечений конструкций, осевой контур которых известен, так и в отдельных случаях определения осевого контура конструкции (напри-

мер, при синтезе оптимальных схем стреловых устройств порталных кранов [2]). Следует подчеркнуть, что проектировочный расчет по сочетаниям нагрузок является основой для решения всех известных нам задач оптимального проектирования крановых металлоконструкций и их сечений [3-8].

Так, в работе [8] рассматриваются аналитические методы расчета конструкций кранов, при этом вопросы динамики и достоверного определения параметров нагруженности конструкций никак не раскрываются.

В [6] рассматривается возможность создания конечно-элементной модели порталного крана для его статического расчета. Анализируется напряженное состояние металлоконструкции. Однако, не уделено внимание достоверному определению действующих нагрузок.

В [5] рассматривается отклик модели шарнирно сочлененной стрелы порталного крана на внешнее воздействие в среде ANSYS. При этом, вопрос о реальных причинах возникновения колебаний конструкции, например, при действии механизма подъема или механизма изменения вылета стрелы, никак не затрагивается. Поэтому приведенные результаты нужно считать только примером возможности расчета металлоконструкции стрел порталных кранов методом конечных элементов.

В [4] рассматривается обобщенная динамическая модель подъемного механизма крана и производится численный расчет, однако не рассматривается влияние параметров металлоконструкции на возникающие нагрузки. Зависимость значений коэффициентов динамичности от параметров рассчитываемой системы не исследуется.

Алгоритм оптимального проектирования стрелы порталного крана, рассмотренный в [3], для полноценного использования требует достоверного знания нагруженности машины, которое невозможно определить по данным нормативной документации.

В [7] проводится обзор методов прогнозирования срока службы порталного крана по критерию усталостных разрушений. Для достоверного использования этих методов расчета на прямую связана с точным заданием параметров нагружения.

Отсутствие же экспериментальных данных в этой области ведет к необходимости создания численных или аналитических методик определения реальной нагруженности машины.

Применяемые при проектировочном расчете металлоконструкций порталных кранов комбинации нагрузок 2-го расчетного случая [8] предполагают принятие фиксированных значений параметров нагружения независимо от условий их определения. В частности, значения коэффициента динамичности ψ_{II} при неустановившемся движении механизма подъема дифференцированы лишь в зависимости от режима работы ($\psi_{II} = 1,3; 1,5; 1,6$ для среднего, тяжелого и весьма тяжелого режимов соответственно) [8]. В действительности эти коэффициенты зависят

от вылета и длины подвеса груза (поскольку при этом изменяются жесткостные параметры системы), а также различны при подъемах грузов различной массы [9, 10].

2. Методика расчетного определения коэффициента динамичности

Выше приведенный обзор показал, что сегодня, для оптимизации и повышения надежности конструкций порталных кранов необходимо создание методики достоверного расчета динамических нагрузок в их элементах, что и является целью данной работы.

Таким образом ставятся следующие задачи: сформировать расчетную динамическую модель усилий в элементах порталного крана, разработать методику определения параметров этой модели. Так же необходимо исследовать получившуюся модель, чтобы выявить степень влияния значений параметров механической системы крана на возникающие при его эксплуатации динамические нагрузки.

Для изучения изменчивости коэффициента динамичности при неустановившемся движении механизма подъема принимаем методику расчета [11], где система представлена совокупностью двух масс:

- массы m_M металлоконструкции, приведенной к точке приложения к конструкции силы тяжести груза;
- массы m_L груза.

Приведенная жесткость конструкции равна c_M , канатов – c_R . Рассматривается нагружение при подъеме груза с жесткого основания с подхватом, когда до появления нагрузки в канатах механизм успевает разогнаться до номинальной скорости.

Основные допущения сводятся к следующему [11]. Пренебрегаем массой каната и изменением его длины за время развития максимальных динамических перемещений. Пренебрегаем также упругостью механизма и считаем характеристику двигателя абсолютно жесткой. Поскольку нас интересуют наибольшие значения динамических

нагрузок, затухание колебаний не учитываем.

Рассматриваем шарнирно-сочлененное стреловое устройство (рис. 1, а) с полным числом параметров схемы, т.е. с направлением канатов от барабана к блокам O_3 на колонне, ось которых не совпадает с осями O_2 и O_1 качания оттяжки O_{2V} и стрелы O_{1U} , далее к блокам W на хоботе, ось которых не совпадает с концами U стрелы и V оттяжки, и далее через блоки T на хоботе в грузовой полиспасть кратностью m . Колебания поворотной платформы и портала не учитываем.

Для двухмассовой расчетной схемы (рис. 1, б) уравнения движения масс m_M и m_L для послеотрывной стадии подъема с подхватом [5]:

$$m_M \ddot{y}_1 + c_M y_1 = S; \quad (1)$$

$$p_{1,2} = \frac{G}{c_R} \sqrt{0,5 \left[\left(\frac{c_R + c_M}{m_M} + \frac{c_R}{m_L} \right) \mp \sqrt{\left(\frac{c_R + c_M}{m_M} + \frac{c_R}{m_L} \right)^2 - \frac{4c_R c_M}{m_M m_L}} \right]};$$

где знак «минус» относится к p_1 , знак «плюс» – к p_2 .

Коэффициент динамичности нагрузки в канате для одномассовой системы [1, 7]

$$\psi_R = 1 + \frac{v}{\sqrt{g(\lambda_{ST} + y_{ST})}}, \quad (4)$$

где g – ускорение свободного падения; $\lambda_{SR} = G/c_R$ – перемещение груза вследствие

$$y_{ST} = l_{1TR} \cos \alpha_x \frac{(f_S + f_K)}{l_{2TR} \sin(\psi_x + \alpha_x + \alpha_1)} + f_{TR} \cos \alpha_x + f_U \left[\cos \varphi_x + \frac{l_{1TR} \cos \alpha_x \sin(\varphi_x - \psi_x)}{l_{2TR} \sin(\varphi_x + \alpha_x + \alpha_1)} \right], \quad (5)$$

где f_S – удлинение оттяжки O_{2V} ; f_K – перемещение точки V колонны в направлении оттяжки; f_{TR} и f_U – перемещения сечений T хобота и U стрелы перпендикулярно осям этих элементов вследствие их упругой деформации.

$$m_L \ddot{y}_2 = G - S, \quad (2)$$

где $S = G + c_R y_2 - c_R (y_1 - y_T)$ – усилие в канате; y_T – прогиб конструкции в момент отрыва груза от основания.

Из решения [11] уравнений (1) и (2) в предположении о малости амплитуды колебаний 2-й частоты системы в [2] получена зависимость для коэффициента динамичности нагрузки на металлоконструкцию:

$$\psi_M = 1 + \frac{v c_M}{p_1 (p_2^2 - p_1^2) m_M \lambda_{ST}}, \quad (3)$$

где v – номинальная скорость подъема груза; p_1 и p_2 – частоты собственных колебаний конструкции с грузом:

статического удлинения канатов; $y_{SR} = G/c_M$ – статический прогиб конструкции.

Рассмотрим определение некоторых величин, входящих в формулы (3) и (4), для стрелового устройства по рис. 1, а.

Статический прогиб y_{ST} представляет собой вертикальную составляющую статического перемещения точки T при действии веса G груза. Он определяется по зависимости [7]:

Перемещение груза G в результате статического удлинения грузовых канатов записывается в виде

$$\lambda_{ST} = G \frac{H + (l_{1TR} + C + l_{KX})/m}{zm E_R F_R}, \quad (6)$$

где z – число полиспастов; E_R – модуль упругости; F_R – площадь сечения каната.

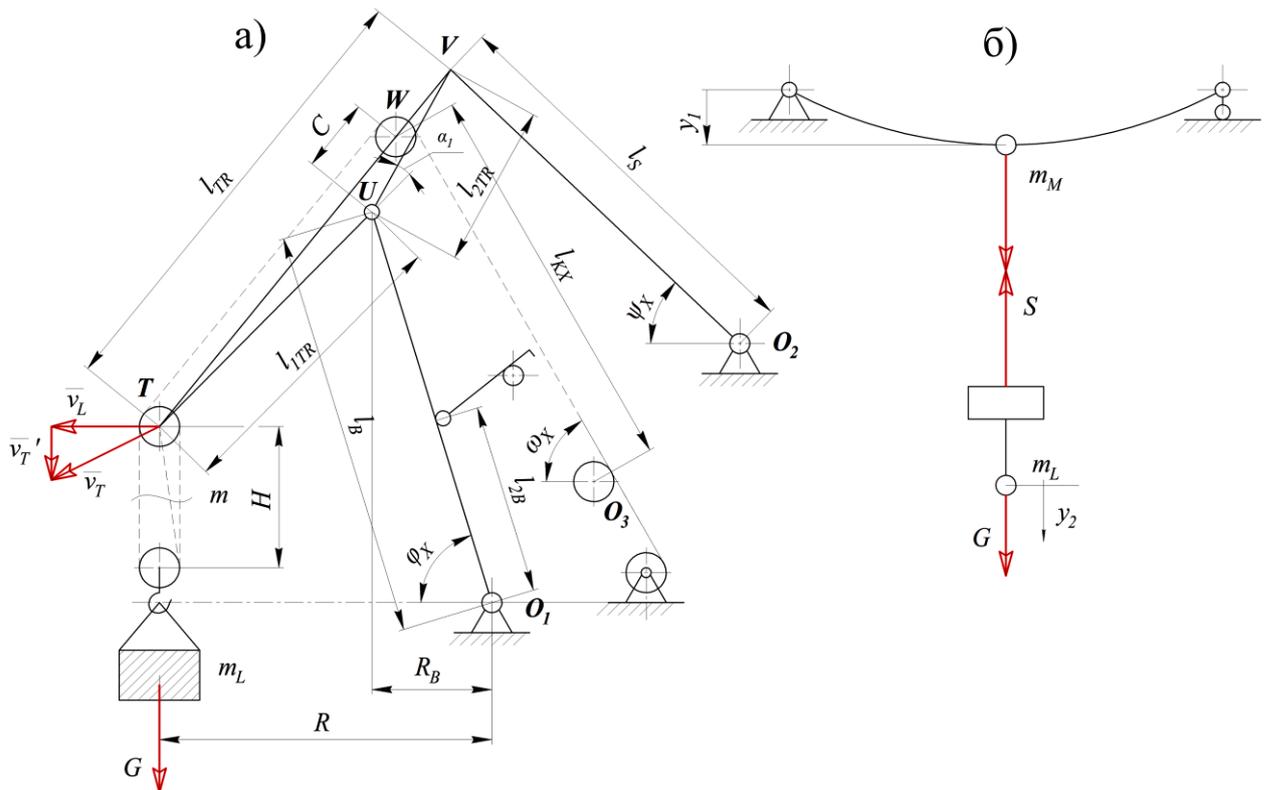


Рис. 1. Схемы к расчету коэффициентов динамичности: а - расчетная схема стрелового устройства портального крана; б - приведенная динамическая модель портального крана

В выражениях для y_{ST} и λ_{ST} не учтено влияние нагрузок на блоки O_3 от грузового каната, так как равнодействующая усилий в ветвях канатов, огибающих блоки O_3 , мала по сравнению с усилием в оттяжке и имеет малую составляющую, перпендикулярную оси колонны.

Массу m_M стрелового устройства, приведенную к точке T , рекомендуется [12] определять по формуле:

$$m_M = (m_{TR} + km_B) \left(\frac{R_B}{R} \right), \quad (7)$$

где m_{TR} – масса хобота, принимаемая сосредоточенной в точке U ; m_B – масса стрелы; k – коэффициент приведения массы стрелы к ее вершине U ; R и R_B – размеры, показанные на рис. 1, а.

Анализ показывает, что обычно множитель $(R_B/R)^2$ почти не изменяется по вылету и имеет значения 0,5...0,6.

Более строгим представляется следующее выражение для массы m_M , включенное по нашему предложению в справочник [13]:

$$m_M = (m_{TR} + km_B) \left(\frac{f_U}{y_{ST}} \right). \quad (8)$$

При этом, поскольку металлоконструкция рассматривается как одномассовая система, перемещения f_U точки U и y_{ST} точки T достигаются за одно и то же время, т. е. отношение f_U/y_{ST} равно отношению скорости u_U точки U к вертикальной проекции u'_T скорости u_T точки T . Тем самым масса m_M энергетически эквивалентна системе масс (m_{TR}, km_B) при рассматриваемых колебаниях.

Для коэффициента k приведения массы стрелы к ее вершине при поперечных колебаниях стрелы в литературе предложены следующие зависимости:

$$k = 0,3 \quad [6, 7];$$

$$k = 0,25 - \eta / 5,35 \quad [16];$$

$$k = \frac{(0,25 - 0,67\eta + 0,5\eta^2)^2}{(1 - \eta)^2} \quad [4],$$

где $\eta = l_{2B}/l_B$ (рис. 1, а).

Два последних выражения для k получены [14, 15] в предположении о равномерном

распределении массы m_B по длине стрелы, что в действительности не имеет места.

По методу Релея [16], дающему несколько заниженное значение коэффициента k , этот коэффициент из условия равенства кинетических энергий основной и приведенной систем определяют по зависимости (без учета сосредоточенной массы хобота на конце стрелы):

$$k = \sum_{i=1}^2 \frac{\int_0^l [m_i(x)y^2] dx}{m_B y_U^2}, \quad (9)$$

где y_U – прогиб стрелы в точке U от единичной изгибающей нагрузки в той же точке; $m_i(x)$ ($i = 1; 2$) – функции, характеризующие распределение массы вдоль оси x стрелы (рис. 2, а); y – ордината упругой линии стрелы по принятой приближенной форме колебаний (рис. 2, б), в качестве которой принимаем уравнение упругой линии стрелы при изгибе единичной силой, приложенной в точке U перпендикулярно оси стрелы.

Для консольной части U_{OP} стрелы ($0 \leq x \leq l_{1B}$) по методу Мора (рис. 2, б, в):

$$y = l_{1B} x \int_0^{l_{2B}} \frac{(l_{2B} - x_1)^2}{l_{2B}^2 EJ_1(x_1)} dx_1 + \int_0^x \frac{(x - x_1)(l_{1B} - x_1)}{EJ_1(x_1)} dx_1; \quad (10)$$

для пролетной части $O_P O_1$ стрелы ($0 \leq x \leq l_{2B}$, рис. 2, б, в):

$$y = \int_0^x \frac{x_1(l_{2B} - x)(l_{1B} - x_1)l_{1B}}{l_{2B}^2 EJ_2(x_1)} dx_1 + \int_x^{l_{2B}} \frac{x(l_{2B} - x_1)^2 l_{1B}}{l_{2B}^2 EJ_2(x_1)} dx_1, \quad (11)$$

где $J_1(x_1)$ и $J_2(x_1)$ – функции, характеризующие изменение момента инерции по длине консольной и пролетной частей стрелы.

По методу Донкерлея [16], дающему оценку коэффициента k с некоторым завышением, этот коэффициент определяют по следующей формуле:

$$k = \frac{c_B}{m_B p^2}, \quad (12)$$

где $c_B = 1/y_U$ – жесткость стрелы, приведенная к точке U ; p – частота свободных колебаний невесомой балки с массой km_B на ее конце, причем

$$\frac{1}{p^2} = \sum_{i=1}^2 \int_0^l m_i(x) \delta_{xx} dx, \quad (13)$$

где δ_{xx} (рис. 2, в) – прогиб балки под сосредоточенной единичной силой, которая при интегрировании рассматривается последовательно перемещающейся по всей длине балки.

В нашем случае для консольной части:

$$\delta_{xx} = \int_0^{l_{2B}} \frac{x_1(1-x_1)^2 x^2}{l_{2B}^2 EJ_1(x_1)} dx_1 + \int_0^x \frac{x(x-x_1)^2 l_{1B}}{EJ_1(x_1)} dx_1; \quad (14)$$

для пролетной части (рис. 2, г):

$$\delta_{xx} = \int_0^{x x_1^2 (l_{2B} - x)^2} \frac{dx_1}{l_{2B}^2 EJ_2(x_1)} + \int_0^{l_{2B}} \frac{x^2 (l_{2B} - x_1)^2 x^2}{l_{2B}^2 EJ_2(x_1)} dx_1 + \dots \quad (15)$$

На основании анализа многочисленных результатов проектирования оптимальных коробчатых балочных стрел по алгоритму, представленному в [11], примем для консольной части U_{OP} (рис. 2, а):

$$m_1(x) = m_1 - m_2 \frac{x}{l_{1B}};$$

$$J_1(x_1) = b_0 - b_1 x_1 + b_2 x_1^2; \quad (16)$$

для пролетной части $O_P O_1$:

$$m_2(x) = m_1; \quad J_2(x_1) = b_3 - b_4 x_1 + b_5 x_1^2, \quad (17)$$

где m_1, m_2 – значения функции $m(x)$ соответственно в точках O_P и U (рис. 2, а); $b_0 \dots b_5$ – коэффициенты аппроксимирующих полиномов, определяемые по методу наименьших квадратов.

3. Результаты численных экспериментов

Данные расчетов для стрел порталных кранов перспективного ряда «Ленинградского завода подъемно-транспортного оборудования имени С. М. Кирова» (г. Санкт-Петербург, Россия) по четырем группам унификации представлены в таблице 1. Значения k^* , полученные по формуле (12) для стрел постоянного сечения при $m_{1,2}(x) = \text{const}$ и $J_{1,2}(x_1) = \text{const}$, практически совпадают с результатами расчета k по приведенным вы-

ше формулам из работ [14, 15]. Значения k , полученные с учетом неравномерности распределения массы стрелы по ее длине, существенно меньше, чем k^* , и мало изменяются по вариантам. Представляется возможным

для подобных стрел принимать всегда $k = 0,1$, что во всех случаях попадает в интервал между значениями k по формулам Релея (9) и Донкерлея (12).

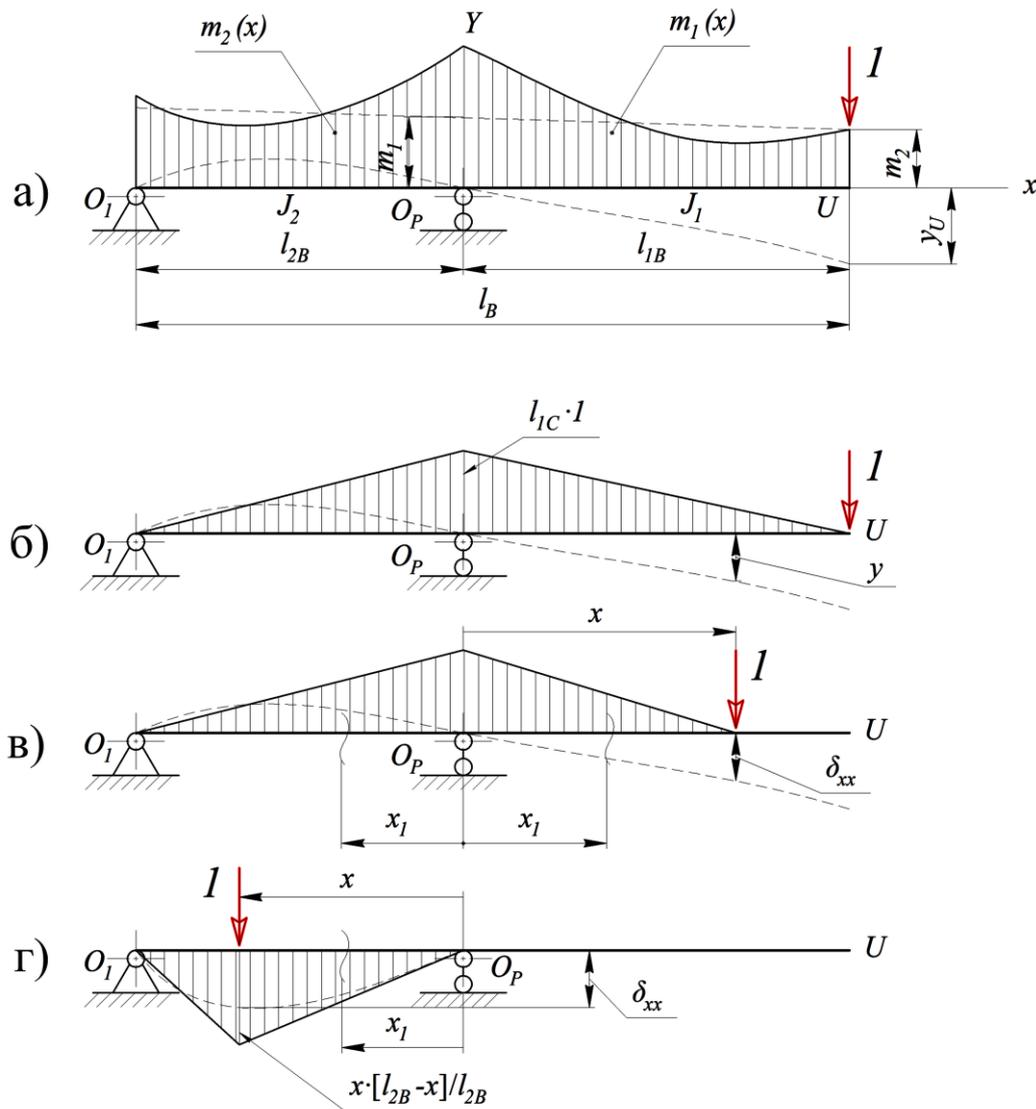


Рис. 2. Расчетные схемы к определению приведенной массы стрелы:

а - расчетные схемы и эпюры изгибающих моментов в стреле под действием ее собственной массы; б - под действием единичной силы на в точке U ; в - под действием единичной силы на участке $O_p - U$; г - под действием единичной силы на участке $O_1 - O_p$

С целью изучения изменения коэффициентов ψ_M (3) и ψ_R (4) в зависимости от вылета, характеризуемого координатой X (рис. 1, а; $X = R - R_1$, где R_1 – минимальный вылет от оси O_1 качания стрелы), и длины L_P подвеса груза, измеряемой от точки T , проведены расчеты для стреловых устройств грейферных кранов Ленинградского завода ПТО

имени С. М. Кирова КПП-10-30, выпускаемого ныне, и КПП-10(12,5)-32 перспективного ряда. Некоторые результаты этих расчетов при массе груза $Q = 10$ т представлены на рис. 3. Анализ этих результатов показывает следующее.

Коэффициенты ψ_M и ψ_R (уменьшаются с увеличением длины L_P подвеса груза, так как

при этом увеличивается значение λ_{ST} . Однако это уменьшение составляет не более 6% их значений, определенных при минимальной длине $L_P = 10$ м.

Коэффициент ψ_R всегда меньше, чем ψ_M , при этом на вылетах, характеризуемых значениями $X < X_0 \approx 8$ м, практически $\psi_M = \psi_R$.

На максимальном вылете, т.е. при X , равном диапазону ΔR изменения вылета (расчетное положение для металлоконструкции хобота), коэффициенты динамичности составляют 1,50...1,66, что близко к значению ψ_{II} согласно [8].

На вылете, отвечающем максимуму грузового неуравновешенного момента, т.е. при $X \approx 0,8 \Delta R$ (одно из возможных расчетных положений для металлоконструкции стрелы), ψ_M и ψ_R возрастают на 10...12% по

сравнению с их значениями для максимального вылета.

При одной и той же скорости подъема $v=60$ м/мин коэффициенты динамичности для кранов перспективного ряда на 5...7% меньше, чем для ныне выпускаемых кранов, главным образом вследствие большей податливости стреловых устройств перспективных кранов, что объясняется их увеличенным вылетом и проектированием металлоконструкций как оптимальных балок. Данные для расчетов приведены в табл. 1.

Увеличение скорости подъема с 60 м/мин до 80 м/мин дает для подъема с подхватом увеличение ψ_M и ψ_R на 10...13%. Полученные зависимости проиллюстрированы на рис. 3.

Таблица 1

Данные типовых кранов используемые для расчетов

Грузоподъемность крана, т	Диапазон изменения вылета, м	Исходные данные и результаты расчета коэффициента приведения массы стрелы к ее вершине для оптимальной коробчатой стрелы (k) и для балки постоянного сечения (k^*)												
		$\frac{l_B}{l_{2B}}$	y_U	m_B	b_0	b_1	b_2	b_3	b_4	b_5	m_1	m_2	k	k^*
			м/кН	т							т/м			
63 / 20	50	0,203	0,048	38,6	0,104	0,0036	0,00003	0,1044	0,01375	0,00057	0,9344	0,702	0,065/ 0,11	0,201/ 0,213
25 / (63)	30	0,209	0,008	26,5	0,106	0,0063	0,0001	0,1060	0,0195	0,0009 ₅	1,00	0,597	0,086/ 0,13	0,2/ 0,212
16 / (40)	24	0,239	0,017	11,9	0,027	0,0017	0,0000	0,0272	0,0056	0,0004	0,48	0,26	0,096/ 0,139	0,194/ 0,206
40 / 12,5	40	0,265	0,057	19,4	0,027	0,0012	0,0000	0,0272	0,0043	0,0002	0,532	0,283	0,088/ 0,136	0,189/ 0,2

Примечания: 1. Портальные краны грузоподъемностью 63/20 и 40/12,5 т – монтажные с переменной грузоподъемностью; 25 (63) и 16 (40) т – перегрузочные, 25 и 16 т – грейферный режим, 63 и 40 т – крюковой.

2. Значения k и k^* : в числителе расчет по формуле (9), в знаменателе – по (12).

В области малых вылетов ($0 \leq X < X_0 \approx 8$ м) перемещение y_{ST} точки T по вертикали не превышает 5...20 мм, что приводит к резкому (на несколько порядков) увеличению приведенной массы m_M (8). При этом значения ψ_M (3) становятся значительно больше, чем ψ_R (4) (рис. 3). Практически это означа-

ет, что стреловую систему у минимального вылета применительно к данной задаче можно считать абсолютно жесткой, т.е. вычислять коэффициент динамичности по выражению (4) при $y_{ST} = 0$. Значения ψ_R на минимальном вылете при $L_P = 10$ м составляют ψ_R

= 2,27 ($v = 80$ м/мин) для кранов КПП-10(12,5)-32.

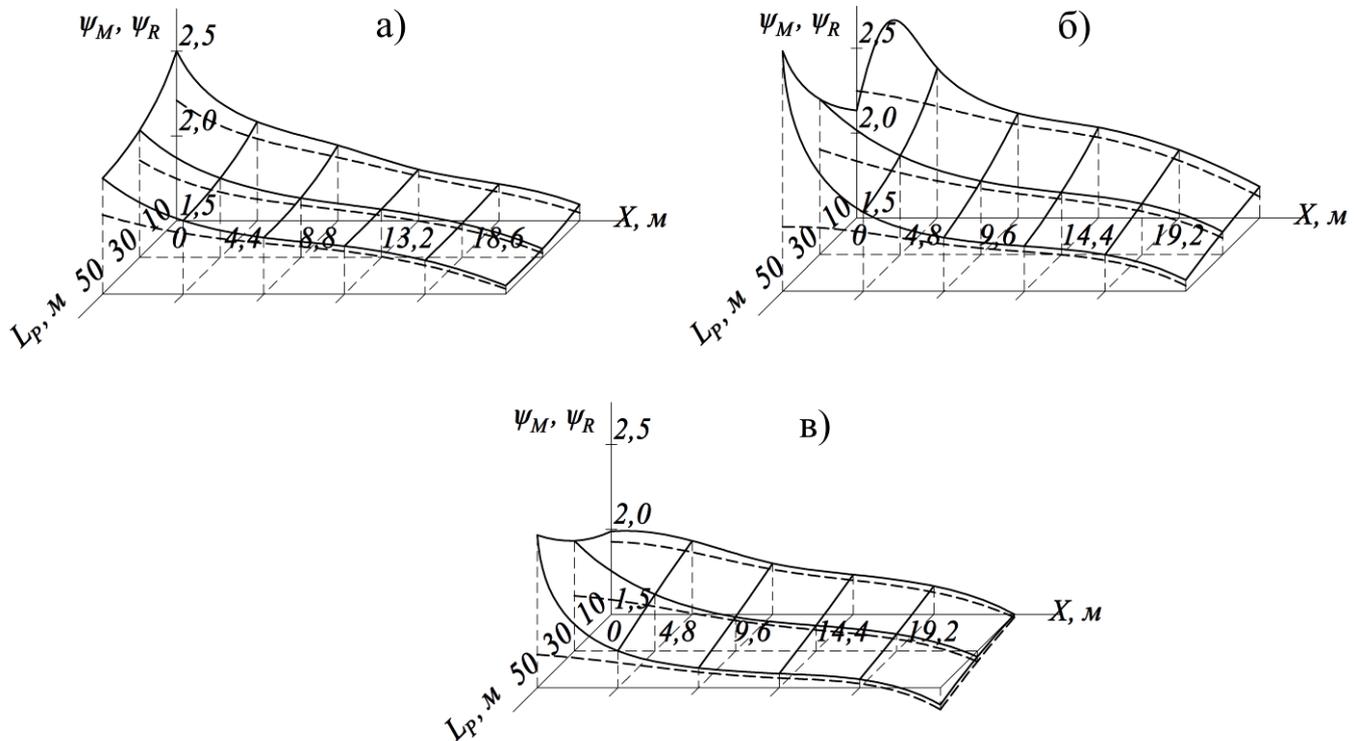


Рис. 3. Коэффициенты динамичности ψ_M (—) и ψ_R (---) для стреловых устройств кранов: КПП-10-30 (а); КПП-10(12,5)-32 при $v=80$ м/мин (б) и $v=60$ м/мин (в)

4. Выводы

Полученные результаты для коэффициентов динамичности (рис. 3) в зависимости от вылета крана, скорости подъема и высоты подвеса груза показывают, что реальные значения могут существенно отличаться от рекомендуемых [1, 13]. В зависимости от вылета, полученные значения могут отличаться на более чем на 25%. Однако не стоит забывать, что современные системы управления позволяют управлять электрическими приводами в широких диапазонах [15], а так как в рассмотренной модели не учитывается влияние параметров электропривода и закона его управления, то реальные коэффициенты динамичности будут отличаться от полученных.

Следует отметить, что, при проекторочных расчетах [3, 9], достаточно использования предложенной динамической модели, как наиболее простого метода определения динамических нагрузок. Однако, создание более полной динамической модели стрелового

устройства портального крана, совместно с учетом механизма подъема, учитывающей параметры использованных приводов и систем их управления [4, 5, 13,], позволят получить более точные значения нагрузок и использовать эти данные при расчете ресурса конструкции [6] и при оптимальном проектировании стреловой системы по критерию металлоемкости [2, 3].

Конечно, современные методы моделирования позволяют проводить расчеты различного уровня сложности, однако они требуют специализированных программных пакетов в области твердотельной динамики [5, 6]. К сожалению, подобных специалистов, не много на современном рынке труда, и тем более, их недостаточно на предприятиях, проводящих изыскания в области проектирования нового грузоподъемного оборудования. Не стоит забывать, что составление полной динамической модели возможно только на той стадии, когда уже известны все основные сечения стреловой системы, а также подобраны привода, скомпонованы

механизмы и выбрано электрооборудование. Такой расчет будет уже не проектировочным, а проверочным, на финальной стадии, а значит любой неудовлетворительный результат повлечет за собой работы по переделке уже почти готовой машины, что приведет к финансовым и временным потерям. Поэтому применение полученных данных из этой работы, на первоначальной стадии проектирования [2], когда речь идет о выборе параметров будущей системы, позволит более точно выбрать оптимальные параметры сечений конструкции. Составление же полной, твердотельной, динамической модели, поможет получить данные для более тонкой настройки системы управления приводами.

Результат данного исследования показал, что даже сложные системы в первом приближении, описанные базовыми уравнениями, могут служить полигоном для первичной оценки влияния параметров конструкции стреловой системы на параметры её работы, силовые факторы в

составных элементах и будущие эксплуатационные характеристики машины. Дальнейшее уточнение коэффициентов динамичности и выработка рекомендаций для проектировочного расчета оптимальных металлоконструкций элементов стреловых устройств порталных кранов должны быть связаны с созданием и исследованием соответствующих динамических моделей, позволяющих определять коэффициенты динамичности для расчета нагрузки на каждый элемент стрелового устройства (стрелу, хобот, оттяжку). При этом необходимо также учесть влияние системы управления приводом механизма подъема. Применение полученных зависимостей может значительно повысить качество проектирования новых шарнирно-сочлененных стреловых систем, а так же применять её для оценки истории нагружения порталных кранов при проведении расчета их остаточного ресурса.

Список литературы

1. Брауде В.И., Звягинцев Н.В., Силиков Ю.В. Нагрузки порталных кранов // Труды ЛИВТ. 1969. Вып. 123. С. 100–116.
2. Серлин Л.Г., Орлов А.Н. Оптимизация крановых конструкций и их автоматизированное проектирование. Л.: ЛПИ, 1987. 85 с.
3. Бортяков Д.Е., Савельев А.И., Серлин Л.Г. Методика и алгоритм автоматизированного проектирования оптимальной коробчатой стрелы порталного крана // Металлические конструкции кранов. Исследование конвейеров. Л., 1985. С. 48 – 59.
4. Haobai W., Yiqin L. Study on Stress Distribution Law and Stress Performance Characteristics of Multiple Data Mining for Harbour Portal Crane Detection // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2021. Vol. 631. DOI: 10.1088/1755-1315/631/1/012039
5. Lian J.X. Simulation Analysis about Dynamic Characteristics of Four-Bar Linkage Portal Crane's Jib Based on the Lifting Loads // 2015 Sixth International Conference on Intelligent Systems Design and Engineering Ap-

References

1. Braude V.I., Zvyaginцев N.V., Silikov Y.V. Loads of portal cranes. *Trudy LIVT*, 1969, No. 123, pp. 100–116. (In Russian)
2. Serlin L.G., Orlov A.N. *Optimizaciya kranovihkh konstrukcij i ikh avtomatizirovanoe proektirovanie* [Optimization of crane structures and their automated design]. Leningrad, LPI, 1987, 85 p. (In Russian)
3. Bortyakov D.E., Savel'ev A.I., Serlin L.G. Technique and algorithm for computer-aided design of the optimal box-shaped boom of a portal crane. In: *Metallicheskie konstrukcii kranov. Issledovanie konvejerov* [Metal structures of cranes. Conveyor research], Leningrad, 1985, pp. 48-59. (In Russian)
4. Haobai W., Yiqin L. Study on Stress Distribution Law and Stress Performance Characteristics of Multiple Data Mining for Harbour Portal Crane Detection. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2021, Vol. 631. DOI: 10.1088/1755-1315/631/1/012039
5. Lian J.X. Simulation Analysis about Dy-

plications (ISDEA). 2015.

DOI: 10.1109/ISDEA.2015.240

6. Sagirov Y., Artiukh V., Mazur V., Aleksandrovskiy M. Scientific and methodological bases of rational design of hoisting-and-transport machines metal structures // E3S Web Conf. 2020. Vol. 164. DOI: 10.1051/e3sconf/202016403005

7. Li-xin R., Sagirov Y., Artiukh V., Mazur V., Aleksandrovskiy M. A review of fatigue life prediction method for portal crane // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2020. Vol. 657. DOI: 10.1088/1755-1315/657/1/012094

8. Вершинский А.В., Гохберг М.М., Семенов В.П. Строительная механика и металлические конструкции / Под ред. М.М. Гохберга. Л.: Машиностроение, 1984. 231 с.

9. Hanjun P., Xiaopeng X., Guangchi L., Xiangyong Y. Analysis for Dynamic Characteristics in Load-lifting system of the Crane // Procedia Engineering. 2011. Vol. 16. pp. 586–593. DOI: 10.1016/j.proeng.2011.08.1128

10. Köppe U. Ermitteln von Massenkraftkollektiven im Kranbau // Hebezeuge und Fördermittel. 1975. No.2. S. 35–37.

11. Гохберг М.М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин. Л.: Машиностроение, 1976. 454 с.

12. Гохберг М.М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин. Л.: Машиностроение, 1964. 328 с.

13. Справочник по кранам: В 2-х т. Т.1. / Под ред. М.М. Гохберга. Л.: Машиностроение, 1988. 536 с.

14. Будрин С.Б., Тращенко В.Ю. Влияние параметров стреловой системы грейферного портального крана на период ее свободных колебаний // Известия вузов. Машиностроение. 1977. №7. С. 87–90.

15. Звягинцев Н.В. Свободные колебания стрел портальных кранов // Труды ЛИВТ. 1971. Вып. 128. С. 106 – 116.

16. Бернштейн С.А. Основы динамики сооружений. – М.: Госстройиздат, 1938. 160 с.

† dynamic Characteristics of Four-Bar Linkage Portal Crane's Jib Based on the Lifting Loads. 2015 Sixth International Conference on Intelligent Systems Design and Engineering Applications (ISDEA), 2015.

† DOI: 10.1109/ISDEA.2015.240

† 6. Sagirov Y., Artiukh V., Mazur V., Aleksandrovskiy M. Scientific and methodological bases of rational design of hoisting-and-transport machines metal structures. E3S Web Conf. 2020. Vol. 164.

† DOI: 10.1051/e3sconf/202016403005

† 7. Li-xin R., Sagirov Y., Artiukh V., Mazur V., Aleksandrovskiy M. A review of fatigue life prediction method for portal crane. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2020, Vol. 657. DOI: 10.1088/1755-1315/657/1/012094

† 8. Vershinskij A.V., Gohberg M.M., Semenov V.P. *Stroitel'naya mekhanika i metallicheskie konstrukcii* [Building mechanics and metal structures]. Leningrad, Mashinostroenie, 1984. 231 p. (In Russian)

† 9. Hanjun P., Xiaopeng X., Guangchi L., Xiangyong Y. Analysis for Dynamic Characteristics in Load-lifting system of the Crane. *Procedia Engineering*, 2011, Vol. 16, pp.586–593. DOI: 10.1016/j.proeng.2011.08.1128

† 10. Köppe U. Ermitteln von Massenkraftkollektiven im Kranbau. *Hebezeuge und Fördermittel*, 1975, N.2, S. 35 – 37. (in German)

† 11. Gohberg M.M. *Metallicheskie konstrukcii podjhemno-transportnihkh mashin* [Metal structures of hoisting and transport machines]. Leningrad, Mashinostroenie, 1976, 454 p. (In Russian)

† 12. Gohberg M.M. *Metallicheskie konstrukcii podjhemno-transportnihkh mashin* [Metal structures of hoisting and transport machines]. Leningrad, Mashinostroenie, 1964, 328 p. (In Russian)

† 13. Gohberg M.M. *Spravochnik po kranam v 2 t. T.2* [Crane reference in 2 vols. Vol. 1]. Leningrad, Mashinostroenie, 1988. 536 p. (In Russian)

† 14. Budrin S.B., Trashchenko V.Y. Influence of the parameters of the boom system of a clamshell portal crane on the period of its free oscillations. *Izvestiya vuzov, Mashinostroenie*,

- ‡ 1977, No.7, pp. 87–90. (In Russian)
- ‡ 15. Zvyagincev N.V. Free vibrations of portal crane booms. *Trudy LIVT*, 1971, Vol. 128, pp. 106–116. (In Russian)
- ‡ 16. Bernshtejn S.A. *Osnovy dinamiki sooruzhenij* [Fundamentals of structure dynamics]. Moscow, Gosstrojizdat, 1938, 160 p. (In Russian)