

АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В КАНАТАХ ПОДЪЕМНЫХ КРАНОВ МЕТОДОМ ВРЕМЕННЫХ СПЛАЙНОВ

Вячеслав Ловеikin, Юрий Човнюк, Пётр Лымарь

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины

Украина, г. Киев, ул. Героев Обороны, 15

Vyacheslav Loveykin, Yuri Chovnyuk, Petr Lyamar

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine

Str. Heroiv Oborony, 15, Kiev, Ukraine

Аннотация. Проведено исследование влияния на динамические нагрузки упругих элементов (канатов) крановых механизмов, в которых применяются электрические приводы частотного управления (или гидравлические приводы), закона изменения ускорений в режимах пуска-торможения. Закон изменения ускорения во времени выбран из соображений высокой гладкости траектории движения механизма, что обеспечивает минимальные возможности для проявления нежелательных колебаний. Получены аналитические зависимости, которые определяют коэффициенты динамичности с учётом, как свойств самого механизма, так и параметров переходного процесса. В работе исследован метод временных сплайнов, позволяющий прогнозировать максимальные значения коэффициента динамичности и в дальнейшем формировать эквивалентные циклы нагрузок в механизмах.

Ключевые слова: метод, временные сплайны, анализ, динамические нагрузки, упругие элементы, канаты.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Существующий большой объём теоретических и экспериментальных исследований, выполненных в сфере динамики механических систем в т.ч. металлоконструкций и механизмов грузоподъемных кранов, позволяет создавать точные методики и компьютерные программы расчёта динамических нагрузок при проектировании машин. Вместе с тем, разнообразие условий и режимов дальнейшей эксплуатации в большинстве случаев с течением времени вызывает существенные отклонения реальных показателей их качества, в частности, показателей надежности, от расчетных значений. Значе-

ния части показателей надежности, например, средней наработки на отказ или коэффициента готовности, при определённых условиях удастся сохранить и даже повысить в процессе эксплуатации машин. Значительно труднее поддерживать в требуемых пределах показатели долговечности основных несущих элементов металлоконструкции и узлов рабочих механизмов, в первую очередь определяющих безопасность использования машины. Поэтому, в частности, для ряда грузоподъемных кранов нормативными документами установлены сроки эксплуатации, после окончания которых осуществляется экспертное исследование технического состояния и проведения расчетов остаточного ресурса крана с целью обоснования возможности его дальнейшей эксплуатации и срока (даты) дальнейшего экспертного обследования. Эти расчеты, помимо многих других данных, требуют прогнозирования параметров эквивалентного нагрузочного цикла крана с учетом его конструкции, привода механизмов, системы управления, видов грузов, технологии работ и других факторов.

Одним из важнейших параметров эквивалентного нагрузочного цикла крана, необходимого для расчета его остаточного ресурса, является динамическая нагрузка в режимах пуска механизма подъема в процессе отрыва массива. В связи с этим возникла необходимость разработки систем управления, которые обеспечивают плавный пуск механизма подъема кранов. В практике расчетов эту нагрузку принято выражать через его отношение к статической нагрузке, например, в силу веса груза, что обычно называют коэффициентом динамичности $k_d(t)$. Прогнозирование значений этого коэффициента для заданных режимов технологи-

ческой эксплуатации кранов – основная задача данного исследования.

практически отсутствуют нежелательные колебания груза.

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Квазиоптимальное управление аналитической системой с нестабильными параметрами рассмотрено в работе [1] на основе результатов исследований авторов [2, 3]. Прогнозирование коэффициентов динамичности в элементах крановых механизмов осуществлено в [4].

Результаты цитируемых работ будут частично использованы в данном исследовании.

ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Обоснование метода временных сплайнов для анализа динамических нагрузок в упругих элементах (канатах) кранового механизма подъема. Такой подход обеспечивает необходимую степень гладкости траектории движения механизма, подъема груза в процессе его пуска и выхода на стационарный режим функционирования (с постоянными (устоявшимися) значениями скорости движения грузовой тележки), для которого

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Современные системы электропривода с частотным регулированием и гидроприводы крановых механизмов позволяют обеспечить достаточно благоприятные законы управления по отношению к динамическим нагрузкам в их упругих связях. Из анализа тахограмм рабочих циклов кранов с указанными выше системами привода следует, что при наличии предпусковой ступени для выбора зазоров в трансмиссиях и ослаблений грузовых канатов, скорость механизмов при пусках возрастает до максимального значения вдоль S –образной кривой с плавными сопряжениями (рис. 1).

Следует отметить, что предпусковая ступень для выбора ослабления грузовых канатов (зазоров в сопряжениях) так же, как и применение электрического торможения предусмотрена на всех современных кранах, а также при модернизации более ранних моделей. Форма кривой уменьшения скорости при торможении подобна форме кривой ее роста при пуске.

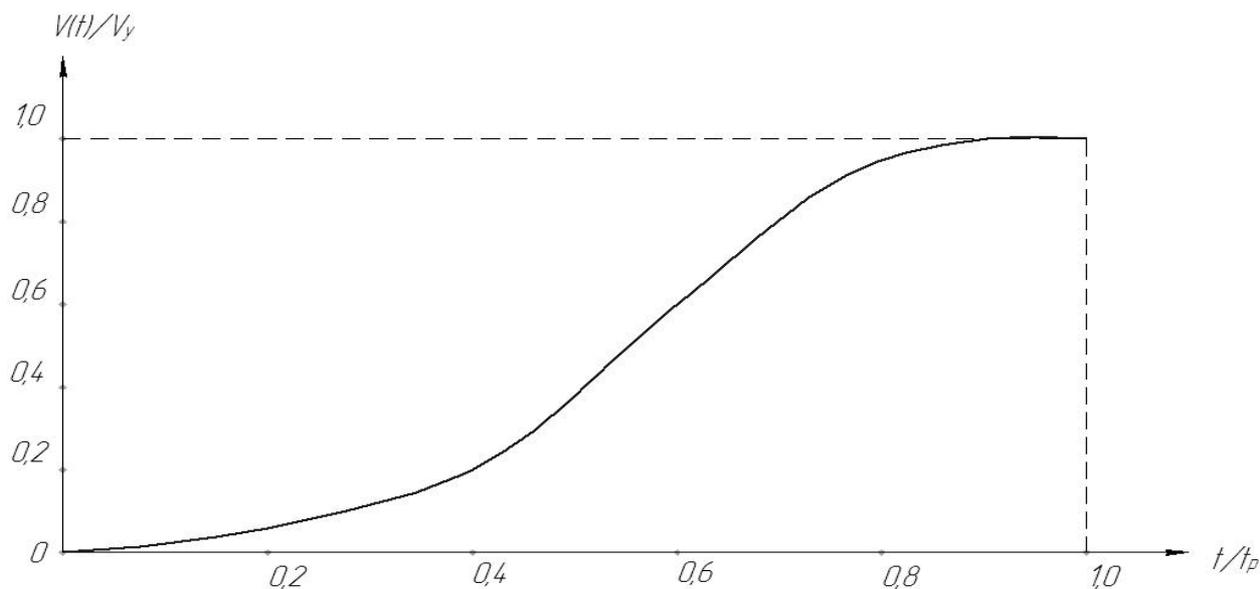


Рис. 1. График скорости, принятый для анализа динамических нагрузок:

t – время, t_p – продолжительность процесса пуска, V_y – величина установившейся скорости движения механизма после окончания процесса пуска

Fig. 1. The velocity adopted for the analysis of dynamic loads:

t – time, t_p – startup time, V_y – value steady speed after the startup

АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В КАНАТАХ ПОДЪЕМНЫХ КРАНОВ
МЕТОДОМ ВРЕМЕННЫХ СПЛАЙНОВ

Представленному на рис. 1 характеру нарастания скорости $V(t)$ отражает закон изменения ускорения $a(t)$ и, соответственно, избыточного усилия:

$$P_{изб.}(t) = m_{np} \cdot a(t), \quad (1)$$

где: m_{np} – суммарная приведенная масса подвижных элементов механизма, которые оказывают различное влияние на величину динамических нагрузок при работе кранов.

Ниже приведен анализ нагрузок в упругих элементах механизма для возможного закона управления $a(t)$, который соответствует рассматриваемому характеру роста скорости в период переходных процессов, определенной степени гладкости закона $V(t)$ (который не вызывает в конечных точках движения: $t = 0$, $t = t_p$, – колебаний системы), а также сформирован на основе временных сплайнов.

Введем следующие обозначения:

$$V = \frac{v(t)}{v_y}, \quad \tau = \frac{t}{t_p}. \quad (2)$$

Находим закон $V(\tau)$, в виде временного сплайна 9-го порядка:

$$V(\tau) = a_0 + a_1\tau^1 + a_2\tau^2 + a_3\tau^3 + a_4\tau^4 + a_5\tau^5 + a_6\tau^6 + a_7\tau^7 + a_8\tau^8 + a_9\tau^9 = \sum_{i=0}^9 a_i\tau^i, \quad (3)$$

где: константы a_0, a_1, \dots, a_9 необходимо определить из следующих начальных и конечных условий:

$$V|_{t=0} = \frac{dV}{d\tau}|_{t=0} = \frac{d^2V}{d\tau^2}|_{t=0} = \frac{d^3V}{d\tau^3}|_{t=0} = 0, \quad (4)$$

$$= \frac{d^4V}{d\tau^4}|_{t=0} = 0,$$

$$V|_{t=1} = 1; \quad \frac{dV}{d\tau}|_{t=1} = \frac{d^2V}{d\tau^2}|_{t=1} = \frac{d^3V}{d\tau^3}|_{t=1} = 0, \quad (5)$$

$$= \frac{d^4V}{d\tau^4}|_{t=1} = 0.$$

Учитывая условия (4) имеем:

$$a_0 = a_1 = a_2 = a_3 = a_4 = 0. \quad (6)$$

Для коэффициентов a_5, a_6, a_7, a_8, a_9 с (5) имеем следующую систему линейных алгебраических уравнений:

$$\begin{cases} a_5 + a_6 + a_7 + a_8 + a_9 = 1, \\ 5a_5 + 6a_6 + 7a_7 + 8a_8 + 9a_9 = 0, \\ 10a_5 + 15a_6 + 21a_7 + 28a_8 + 36a_9 = 0, \\ 10a_5 + 20a_6 + 35a_7 + 56a_8 + 84a_9 = 0, \\ 5a_5 + 15a_6 + 35a_7 + 70a_8 + 126a_9 = 0, \\ a_5 + 6a_6 + 21a_7 + 56a_8 + 126a_9 = 0. \end{cases} \quad (7)$$

Систему (7) можно легко решить с помощью правила Крамера. Численное решение системы (7) на ЭВМ дает следующие результаты $a_5 = 126$, $a_6 = -420$, $a_7 = 540$, $a_8 = -315$, $a_9 = 70$. А закон $V(\tau)$ приобретает вид:

$$V(\tau) = a_5\tau^5 + a_6\tau^6 + a_7\tau^7 + a_8\tau^8 + a_9\tau^9 = \sum_{i=5}^9 a_i\tau^i. \quad (8)$$

Ряд исследований, в частности, приведенных в работах [2, 3], позволяют установить, что с достаточной точностью расчет максимальных динамических нагрузок в механизмах грузоподъемных кранов и многих других машин можно выполнять на основе двухмассовых расчетных схем с постоянными массами, коэффициентами жесткости упругих цепей и силами статического сопротивления. В этом случае, например, нагрузки в канатах грузовой лебедки крана $F(t)$ определяется зависимостью [1]:

$$F(t) = G(1 - \cos(kt)) + F_0(t) \cos(kt) + \frac{dF_0(t)}{dt} \sin(kt) + \frac{c}{m_1 k} \times \int_0^{\tau} P_{э.д.}(u) \sin(k(\tau - u)) du, \quad (9)$$

где: G – сила тяжести груза (вес груза); t – текущее время; u – промежуточная переменная интегрирования; m_1 – масса подвижных элементов механизма, приведенная к концам канатов, сбегаящих с грузового барабана; m_2 – масса груза; $P_{э.д.}(t)$ – избыточное усилие двигателя в период пуска механизма; $F_0(t)$ – начальная нагрузка в канатах в момент изменения закона управления в процессе пуска механизма; c и k – соответственно, коэффициент жесткости канатного отвеса груза и основная частота собственных колебаний.

При этом:

$$P_{uzm}(t) = (m_1 + m_2)a(t), a(t) = \frac{dv(t)}{dt}, \quad (10)$$

$$k = \sqrt{\frac{(m_1 + m_2)c}{m_1 m_2}}, T = \frac{2\pi}{k}, c = \frac{E_k S_k}{l},$$

где: S_k – площадь поперечного сечения каната, E_k – модуль упругости стального каната, l – длина каната.

Учитывая то обстоятельство, что выше была введена скорость (безразмерная) $V(\tau)$, величину $a(t)$, следует представить в виде:

$$a(t) = \frac{v_y dV(\tau)}{t_p d\tau} = \frac{v_y}{t_p} \sum_{i=5}^9 ia_i \tau^{i-1}. \quad (11)$$

Избыточное усилие двигателя $P_{uz\delta}(t)$ должно обеспечивать разгон механизма до установившейся скорости v_y за заданное время t_p , т.е. на основе первой зависимости (10) должно удовлетворять условию:

$$\int_0^{t_p} P_{uz\delta}(t) dt = (m_1 + m_2) \int_0^{t_p} a(t) dt = (m_1 + m_2) v_y. \quad (12)$$

При анализе рабочих циклограмм кранов в процессе их эксплуатации или экспертных обследований достаточно легко определяются длительности отдельных операций, скорости их реализации и продолжительности пусков и торможений. Поэтому коэффициент динамичности в упругой цепи, в данном случае в грузовых канатах, определяется из соотношения:

$$k_d(t) = \frac{F(t)}{G}. \quad (13)$$

Из уравнений (9) и (12) после несложных преобразований $k_d(t)$ целесообразно выражать формулой:

$$k_d(t) = 1 - \cos(kt) + k_d(0) \cos(kt) + \frac{dF(t)}{Gdt} \Big|_{t=0} \sin(kt) + \frac{c}{m_1 k G} \times \int_0^{\tau} P_{\dot{c}a}(u) \sin[k(\tau - u)] du. \quad (14)$$

В формуле (14) введено обозначение:

$$k_d(0) = \frac{F(t)}{G} \Big|_{t=0}. \quad (15)$$

Обозначим также:

$$\frac{dF(t)}{Gdt} \Big|_{t=0} = \frac{dk_d(t)}{dt} \Big|_{t=0} = \dot{k}_d, \quad (16)$$

Тогда (14) можно представить следующим образом:

$$k_d(t) = 1 - \cos(kt) + k_d(0) \cos(kt) + \dot{k}_d(0) \sin(kt) + \frac{c}{m_1 k G} \times \int_0^{\tau} P_{uz\delta}(u) \sin[k(\tau - u)] du. \quad (17)$$

Учитывая (10), (11), имеем из (17):

$$k_d(t) = 1 - \cos(kt) + k_d(0) \cos(kt) + \dot{k}_d(0) \sin(kt) + \frac{c(m_1 + m_2) v_y}{m_1 k G t_p} \times \int_0^{\tau} \left(\sum_{i=5}^9 ia_i u^{i-1} \right) \sin[k(\tau - u)] du. \quad (18)$$

При предварительном натяжении канатов в начальный момент времени, т.е. при $t=0$, $k_d(0)=1$. Будем считать, что и $\dot{k}_d(0)=0$. Тогда (18) принимает вид:

$$k_d(t) = 1 + \frac{c(m_1 + m_2) v_y}{m_1 k G t_p} \times \int_0^{\tau} \left(\sum_{i=5}^9 ia_i u^{i-1} \right) \sin[k(\tau - u)] du. \quad (19)$$

Выполнив некоторые упрощения, определим коэффициент динамичности:

$$k_d(t) = 1 + \sqrt{\frac{c(m_1 + m_2) v_y}{m_1 m_2 g}} \times \int_0^{\tau} \left(\sum_{i=5}^9 ia_i u^{i-1} \right) \sin[kt_p(\tau - u)] du, \quad (20)$$

$$0 < \tau < 1.$$

На рис. 2 приведены зависимости $k_d(t)$. Расчеты проведены по нестандартным значениям параметров: $v_y=0,5$ м/с; $t_p=1$ с; $k=136,8$ с⁻¹; $T=0,046$ с; $G=2352$ Н; $c=2041000$; $m_1=200$ кг; $m_2=240$ кг.

В формуле коэффициента перегрузки [4] существует слагаемое в виде интеграла, под знаком которого стоят две функции. Первый множитель, это нелинейная функция своего аргумента, которая отражает силовые перегрузки в подъемном механизме в процессе его пуска и выхода на устойчивый режим движения механизма подъема. Кроме того существует второй сомножитель, который воспроизводит собственные колебания системы с частотой k .

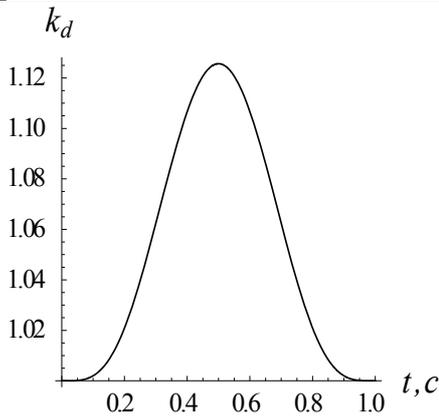


Рис. 2. Зависимость коэффициента динамичности $k_d(t)$ в элементах механизма при законе управления $a(t)$, (11)

Fig. 2. Characteristic curve of the dynamicity coefficient $k_d(t)$ in mechanism at the control law $a(t)$, (11)

Условия плавного вхождения в режим установившегося движения механизма требуют существования указанной выше нелинейной функции в качестве полинома определенной степени, а частота k в основном определяется физико-механическими характеристиками системы (длина каната, вес груза, коэффициент жесткости каната.) Когда частота собственных колебаний системы близка к $\frac{1}{t_p}$, тогда возникает взаимодей-

ствие собственных колебаний системы с частотой k и частотой перехода системы в устойчивый режим движения. На рис. 3 приведены зависимости коэффициента динамичности при различных значениях частоты собственных колебаний за время разгона 1 с.

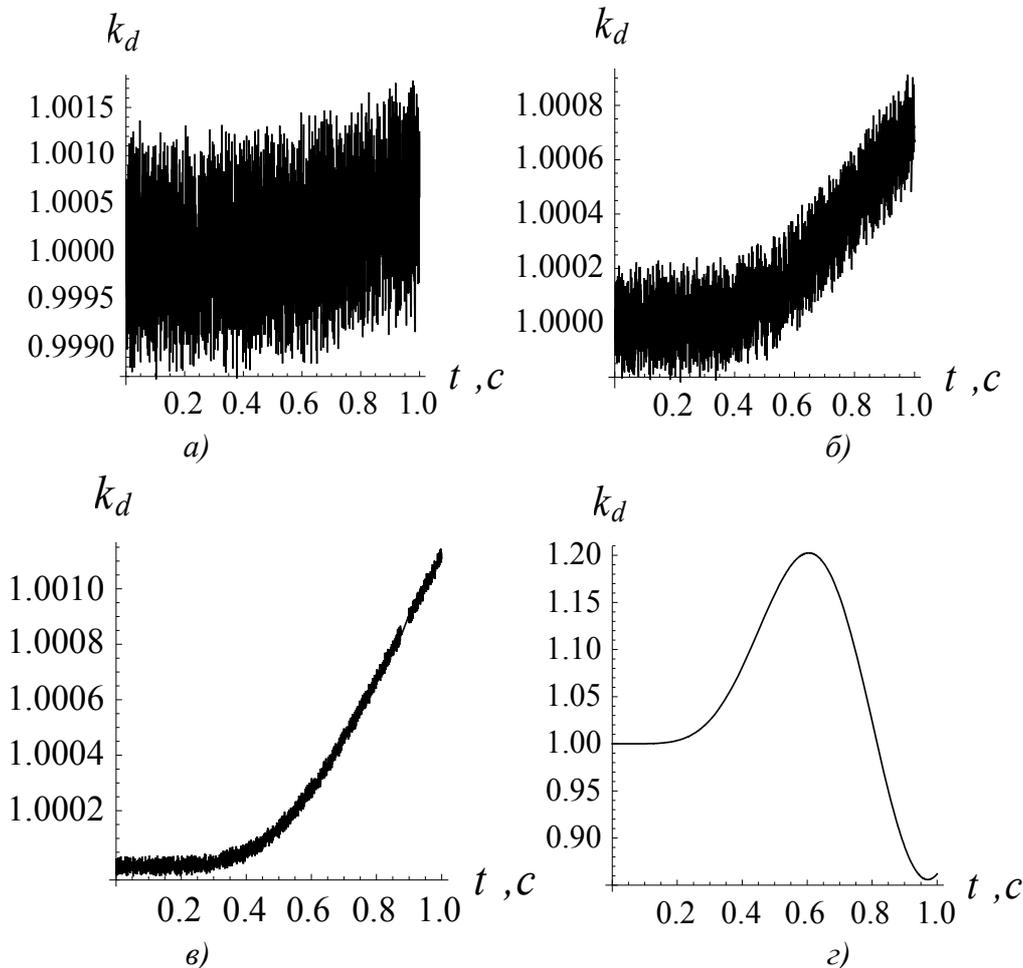


Рис. 3. Зависимость коэффициента динамичности $k_d(t)$ в элементах механизма по закону управления $a(t)$ при разных значениях k ($t_p=1$): а) $k=0,14 \text{ c}^{-1}$; б) $k=0,17 \text{ c}^{-1}$; в) $k=0,21 \text{ c}^{-1}$; г) $k=10 \text{ c}^{-1}$

Fig. 3. Characteristic curve of the dynamicity coefficient $k_d(t)$ in mechanism at the control law $a(t)$ for different values of k ($t_p=1$): а) $k=0,14 \text{ s}^{-1}$; б) $k=0,17 \text{ s}^{-1}$; в) $k=0,21 \text{ s}^{-1}$; г) $k=10 \text{ s}^{-1}$

Из полученных графиков (рис. 3) видно, что при частоте собственных колебаний системы $k \leq 0,21 \text{ с}^{-1}$ наблюдаются не стабильные, хаотические значения коэффициента динамичности в механизме подъема крана. Это свидетельствует о том, что при чрезвычайно малых массах подъемного механизма, груза и значениях коэффициента жесткости каната, управление механизмом подъема по заданному закону управления $a(t)$ осуществить невозможно. Также видно, что при $k = 10 \text{ с}^{-1}$ коэффициент динамичности может принимать значения $k_d \leq 1$, это объясняется тем, что при таких значениях k , частота колебаний груза совпадает с направлением действия каната и направлена в одну сторону. В этот момент натяжение в канате ослабляется, а коэффициент динамичности принимает значения меньше 1.

Результаты расчетов приведены в рамках программы Mathematica 8.0.

ВЫВОДЫ

1. Найден закон управления переходными процессами, соответствующий высокой степени гладкости траектории движения груза и типичной тахограмме крановых механизмов с частотным управлением электропривода и гидропривода, при выполнении перегрузочных работ.

2. Приведены математические зависимости и результаты сравнительного анализа динамических нагрузок в элементах механизмов, полученных другими авторами [1–4], определенного в данной работе законом управления приводом.

3. Закон управления рекомендуется как базовый для формирования эквивалентных нагрузочных циклов в процессе прогнозирования остаточного ресурса кранов применительно к заданным условиям технологической эксплуатации.

4. Полученные в работе результаты могут в дальнейшем служить для уточнения и совершенствования существующих инженерных методов расчета подобных систем как на стадиях их проектирования, конструирования, так и в режимах реальной эксплуатации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Zubko N.F. 1993: Kvazioptimalnoe upravlenie dinamicheskoi sistemoi s nestabilnini parametrami/ N.F. Zubko // St. «Sistemi I sredstva podderjki resheniy v processah upravleniya na transporte». – K.: instityt kibernetiki AN Ukraini im. V.B. Glushkova.
2. Volkov D.P. 1965: Dinamika i prochnost odnokovshovih eksksvatorov / D.P. Volkov. – M.: Mashinostroenie. – 463.
3. Komarov M.S. 1969: Dinamika gruzopodyomnih mashin / M.S. Komarov. – K. – M.: Mashgiz. – 267.
4. Zubko N.F. 2013: Prognozirovanie koefficientov dinamichnosti v elementah kranovih mehanizmov / N.F. Zubko // Visnyk Odeskogo nacionalnogo morskogo univesitetu. №2 (38). – 63–71.
5. Romasevich Yu.O. 2011: Optimizatsiya rezhimu zmini vilyotu vantazhu bashtovogo kрана za odinichnimi kinematichnimi kriteriyami / Yu.O Romasevich, G.V. Shumilov // Motrol. – Tom 13 B. – 167–173.
6. Petrov Yu.P. 1977: Variatsionnie metody teorii optimalnogo upravleniya / Yu.P. Petrov. – L.: Energiya. – 280.
7. Khitrik V.E. 1974: Metody dinamicheskoy optimizatsii mehanizmov mashin-avtomatov / V.E. Khitrik. – L.: Izd-vo Leningr. Un-ta. – 116.
8. Potryagin L.S. 1961: Matematicheskaya teoriya optimalnih processov / L.S. Potryagin, V.G. Boltnyanskiy, R.V. Gamkrelidze, Ye.F. Mishchenko. – M.: Fizmatgiz. – 392.
9. Bellman R. 1960: Dinamicheskoe programirovanie / R. Bellman. pod. red. Vorobyeva N.N. – M.: Izdatelstvo inostrannoi literature. – 400.
10. Romasevich Yu.A. 2012: Realizatsiya optimalnogo upravleniya dvizheniem dinamicheskikh system s ispolzovaniem PD- i PID-regulirovaniya / Yu.A. Romasevich // Motrol. – Vo 14. – №3. – 176–183.
11. Saharov E.O. 1970: Nekotore voprosi dempfirovaniya kolebaniy gruzа na gibkom podvese / E.O. Saharov // Issledovanie dinamiki gruzopod`emnih kranov. – №5 (100). – 30–39.
12. Smehov A.A. 1975: Optimalnoe upravlenie pod`emno-transportnimi mashinami / A.A. Smehov, N.I. Erofeev – M.: Mashinostroenie. – 239.

13. Gerasimyak R.P. 1970: Elektroprivodi kranovih mehanizmov / Gerasimyak R.P., Parail V.A. – M.: Energiya. – 136.
14. Modelyuvannya 2004: Modelyuvannya dinamiki mehanizmov vantazopidymnih mashin / [Loveykin V.S., Chovnyuk Yu.V., Dikteruk M.G., Pastushenko S.I.]. – K. – Mikolaiv: RVV MDAU. – 256.
15. Zubko N.F. 1992: Nadyozhnost i optimizaciya zapasov detaley portovih mashin. M.: Transport. – 144.
16. Grigirov O.V. 1997: Optimalne keruvannya ruhom mehanizmov vantazhopidymnih mashin / O.V. Grigirov, V.S. Loveykin. – K.: Vipol. – 264.
17. Komarov M.S. 1953: Dinamika gruzopodyomnih mashin / M.S. Komarov. – M.: Mashinostroenie. – 187.
18. Dyakonov V.P. 2004: Mathematica 4.1/4.2/5.0 v matematicheskikh i nauchno-tekhnicheskikh raschetah / V.P. Dyakonov. – M.: SOLON – Press. – 696.
19. Lobov N.A. 1987: Dinamika gruzopodyomnih kranov / Lobov N.A. – M.: Mashinostroenie. – 160.
20. Moiseyev N.N. 1971: Chislennie metodi v teorii optimalnih system / N.N. Moiseyev. – M.: Nauka. – 424.
21. Chernousko F.L. 1980: Upravlenie kolebaniyami / F.L. Chernousko, L.D. Akulenko, B.N. Sokolov. – M.: Nauka. – 384.
- the maximal value of the dynamic coefficient and to form an equivalent cycles of the loading in mechanisms.
- Key words:** method, temporal splines, analysis, dynamic loadings, elastic elements, ropes.

DYNAMIC ANALYSIS IN ROPE OF LIFTING CRANES BY TEMPORAL SPLINES

Summary. The investigation of the influence of the special law of changing of the accelerate in the process of start and braking for the crane mechanisms with a electric drive of control by frequency or with a hydraulic drives on dynamic loads in the elastic elements (ropes) is regarded. The law for changing in time of the acceleration is chosen with the help of the high mechanism's motion trajectory differentiation what gives one the possibility to suppress the unwanted oscillations. The mathematical expressions for the definition of the dynamic coefficients with taking into account of the mechanism's properties and parameters of transition process are received. The method of time splines is used what gives one the possibilities to forecasting