

времєни контактирования исследуемого образца с поверхностью стенок контейнера.

3. Сили трєния при контакте поверхностей двух образцов в условиях влажного трєния в 1,5 раза больше, чем в условиях сухого трєния.

Литература

1. Мелконов Г.Л. Расширение технологических возможностей вибрационной обработки деталей «в навал» / Г.Л. Мелконов, Е.В. Нечай, А.В. Романченко // Восточно-Європейський журнал передових технологій. – Харьков, 2008. – №4/1(34). – С.15-18.
2. Калмыков М.А. Экономическая целесообразность применения вибрационной обработки для снятия заусенцев / М.А. Калмыков, Г.Л. Мелконов, Е.В. Нечай // Вібрації в техніці та технологіях. – Вінниця, 2008. – №3(52). – С.45-50.
3. Калмыков М.А. Метод выбора математического аппарата, применяемого для описания процесса вибрационной

обработки / М.А. Калмыков, Г.Л. Мелконов // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського. – Кременчук, 2009. – 2/2009 (55) Ч.1 – С. 53-55.

4. Зєнков Р.Л. Механика насыпных грузов / Р.Л. Зєнков. – М.: Машиностроение, 1964. – 248 с.
5. Крагельский И.В. Основы расчетов на трєние и износ / Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов И.Н. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.
6. Бабичев А.П. Физико-технологические основы методов обработки: учебное пособие для вузов / Бабичев А.П. – Ростов н/Д: «Феникс», 2006. – 410с.
7. Застосування вібраційної обробки для підвищення якості виробів / [Носко П.Л., Калмыков М.О., Ніколаєнко А.П., Лубєнська Л.М.]. – Луганськ: Вид-во «Ноулідж», 2009. – 292 с.
8. Денисов П. Д. Анализ конструкций вибрационных машин непрерывного действия // Вібрації в техніці и технологіях. – 1995. – № 1 (2). – С. 3-7.

У статті розглянуті питання розрахунку ударного навантаження, що виникає при наїзді вантажопідйомного крана на тупиковий упор, надається оцінка цьому навантаженню та наводяться вихідні дані, необхідні для розрахунку буферних пристроїв

Ключові слова: вантажопідйомний кран, буферний пристрій, тупиковий упор, ударне навантаження, вихідні дані, розрахунок

В статье рассмотрены вопросы расчета ударной нагрузки, которая возникает при наезде грузоподъемного крана на тупиковый упор, дается оценка этой нагрузке и приводятся исходные данные, необходимые для расчета буферных устройств

Ключевые слова: грузоподъемный кран, буферное устройство, тупиковый упор, ударная нагрузка, исходные данные, расчет

In the article the questions of the calculation of impact load that appears when hoisting crane runs over stop are considered, the evaluation of this load is given and the necessary raw data for calculation of buffers are given

Key words: hoisting crane, buffer, stop, impact load, raw data, calculation

УДК 621.873

ІНЖЕНЕРНА МЕТОДИКА ОБЧИСЛЕННЯ УДАРНОГО НАВАНТАЖЕННЯ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ У РОЗРАХУНКАХ БУФЕРНИХ ПРИСТРОЇВ

І.І. Ісьєміні

Аспірант, асистент

Кафедра металорізального обладнання та транспортних систем

Українська інженерно-педагогічна академія
вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003

Контактний тел.: 733-78-18

1. Вступ

Відповідно до п. 4.1125, 4.11.28 Правил [1] вантажопідйомні крани, які пересуваються рейковим шляхом,

повинні бути обладнані буферними та тупиковими пристроями, які є елементами захисної системи кранів у кінцевих ділянках шляху. При цьому тупикові упори повинні бути «розраховані на найбільше можливе

робоче навантаження» [1]. Таким навантаженням є горизонтальне навантаження, що направлене вздовж кранового шляху та викликане ударом крана о тупиковий упор [2].

2. Аналіз досліджень

Згідно з нормативними документами [2] горизонтальне навантаження визначається за такою формулою:

$$F = \frac{mV^2}{f},$$

де V – швидкість пересування крана в момент удару, яка дорівнює половині номінальної, м/с;

f – можливе найбільше осідання буфера, яке дорівнює 0,1 м для кранів з гнучким підвісом вантажопідйомністю не більше 50 т груп режимів роботи 1К-7К і 0,2 м – в інших випадках;

m – зведена маса крана, що визначається за формулою:

$$m = \frac{m_M}{2} + (m_T + k \cdot Q) \frac{l - l_1}{l}, \quad (1)$$

де m_M – маса моста крана, кг;

m_T – маса візка, кг;

Q – вантажопідйомність крана, кг;

k – коефіцієнт: $k=0$ – для кранів з гнучким підвісом; $k=1$ – для кранів з жорстким підвісом вантажу;

l – прогін крана, м;

l_1 – наближення візка, м.

Оскільки розглядаються крани з гнучким підвісом вантажу, то вантажопідйомність крана не враховується, а формула (1) набуває вигляд:

$$m = \frac{m_M}{2} + m_T \frac{l - l_1}{l}. \quad (2)$$

При цьому розрахункове значення ударної сили, що розглядається, з урахуванням коефіцієнту надійності по навантаженню приймається не більше 150 кН для електричних мостових кранів загального та спеціального призначення груп режимів роботи 4К-7К, а також для ливарних кранів.

У своїй роботі [3] Дейнега В.І. показав, що при швидкості пересування крана, яка дорівнює половині номінальної, й осіданні буфера 0,1 м тільки для крана масою 26,5 т виконується вимога по граничному навантаженню при ударі крана о тупиковий упор, а для кранів масою 30; 41; 43,5; 44,5 та 47 т ударне навантаження перевищує нормативне від 7 до 59%. Для цих же кранів при швидкості пересування, яка дорівнює номінальній, й осіданні буфера 0,1 м граничне навантаження перевищує нормативну величину на 86 – 218%, або більш ніж у 3 рази. При швидкості пересування крана, яка дорівнює номінальній, й осіданні буфера 0,05 м (оскільки осідання деяких пружинних буферів може досягати 0,05 м) граничне навантаження перевищує нормативну величину на 282 – 580%, або більш ніж у 4 – 6 разів.

Формулою (2) передбачається, що кран наїжджає на тупикові упори двома буферами одночасно, тобто на

кожний буфер припадає половина маси крана. Однак, кран частіше за все наїжджає одним буфером на один тупиковий упор. Причинами цього можуть бути: порушення установки тупикових упорів в одній площині поперечного перерізу цеху, несправність підкранових шляхів, неправильне регулювання гальм механізму пересування з роздільним проводом. Таким чином, один з буферів та відповідний йому тупиковий упор завжди сприймають на себе більше навантаження та тому першими виходять з ладу [3].

Нормативний документ [2] не враховує того, що обмежник пересування крана може не спрацювати (як це трапляється у практиці експлуатації кранів [4 – 6]), двигуни механізму пересування крана не відключаться, та до крана, крім інерційної сили, буде прикладена ще й рушійна сила від двигуна. Так, наприклад, в методичці розрахунку рекомендованої конструкції гідравлічного буфера для кранів-штабелерів [7] сила, з якою кран наїжджає на гідравлічний буфер, визначається таким чином:

$$F = \frac{ma + P - R}{z},$$

де m – номінальна маса крана-штабелера з номінальним вантажем, кг;

a – розрахункове уповільнення крана, що приймається рівним 4 м/с²;

P – зусилля приводу пересування, Н;

R – опір пересуванню крана-штабелера, Н;

z – кількість буферів, які працюють одночасно.

Виходячи з вищевикладеного, можна зробити висновки, що горизонтальне навантаження, яке спрямоване вздовж кранового шляху та викликане ударом крана о тупиковий упор, може значно відхилитись від нормативної величини, в результаті чого пошкоджуються металоконструкції кранів, виробничих будівель, тупикових упорів тощо. Крім того, в різній нормативній літературі та в інших джерелах подані різні вихідні дані для визначення ударного навантаження вантажопідйомного крана.

3. Постановка завдання

У даній статті поставлене завдання уточнити вихідні дані для інженерного розрахунку буферних пристроїв кранів.

4. Основний матеріал

При розрахунку буферних пристроїв зручніше за все прийняти заздалегідь відоме значення максимального уповільнення крана a . Тоді безпосередньо отримуємо [8]:

$$P = Ma, \quad (3)$$

де P – сила, з якою вантажопідйомний кран наїжджає на тупиковий упор, Н;

M – зведена маса крана, кг;

Розглянемо найнесприятливіший випадок зупинки вантажопідйомного крана, коли кран проїхав ви-

микальну лінійку, кінцевий вимикач не спрацював і двигун механізму пересування не відключився. Тоді сила, з якою кран наїжджає на тупиковий упор, буде мати вигляд:

$$F = F_{дв} + P - W, \tag{4}$$

де $F_{дв}$ – рушійна сила, що створюється двигуном механізму пересування, Н;

W – опір пересуванню крана, Н.

Опір пересуванню крана знаходиться так:

$$W = W_0 = W_{ст} + W_{инн},$$

де $W_{ст}$ – опір пересуванню крана з номінальним вантажем від сил тертя та ухилу шляху, Н;

$W_{инн}$ – опір пересуванню крана з номінальним вантажем від сил інерції.

Рушійну силу можна представити у вигляді [8]:

$$F_{дв} = \frac{2 \cdot 9550 \cdot \frac{N}{n} \cdot i \cdot \eta}{D_k}, \tag{5}$$

де N – потужність двигуна механізму пересування крана, кВт;

n – частота обертання валу електродвигуна, об/хв.;

i – передаточне число редуктора;

η – ККД механізму пересування крана;

D_k – діаметр ходового колеса крана, м.

Підставляючи формулу (5) у (4), отримуємо:

$$F = \frac{2 \cdot 9550 \cdot \frac{N}{n} \cdot i \cdot \eta}{D_k} + P - W. \tag{6}$$

Розрахунок потужності електродвигуна N виконується за такою формулою:

$$N = \frac{W_0 \cdot V_k}{1000 \cdot \eta \cdot \psi_{сп}},$$

де W_0 – опір пересуванню крана з урахуванням сил інерції, Н;

V_k – номінальна швидкість пересування крана, м/с;

$\psi_{сп}$ – середня кратність пускового моменту, $\psi_{сп} = 1,6$ [9].

Опір пересуванню крана з урахуванням сил інерції знаходиться таким чином:

$$W_0 = W_{ст} + 1,2 \cdot \frac{G_k + Q}{g} \cdot a_n,$$

де $W_{ст}$ – опір пересуванню крана з номінальним вантажем від сил тертя та ухилу шляху, Н;

1,2 – коефіцієнт запасу зчеплення;

G_k – вага крана, Н;

Q – вага вантажу, Н;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81$ м/с²;

a_n – середнє прискорення крана при пуску (використовується для перевірки зчеплення ходових коліс крана з рейкою), для мостових кранів загального призначення приймаємо $a_n = 0,2$ м/с² [9].

Опір пересуванню крана з номінальним вантажем від сил тертя та ухилу шляху визначається за такою формулою:

$$W_{ст} = (Q + G_k) \left(\frac{f_{тр} \cdot d_u + 2\mu}{D_k} \cdot k_p + \alpha \right),$$

де $f_{тр}$ – коефіцієнт тертя у вальницьких коліс; для кулькових або роликкових вальниць кочення приймаємо $f_{тр} = 0,015$ [9];

d_u – діаметр цапфи, $d_u = (0,25 \dots 0,3) D_k$ [9];

μ – коефіцієнт тертя колеса по рейці з випуклою голівкою, для коліс діаметром 0,5 – 0,8 м $\mu = 0,06 - 0,10$ см [9];

k_p – коефіцієнт, який враховує опір від тертя реборд коліс об рейки й від тертя струмозміначів об тролей; для крана з центральним приводом приймаємо $k_p = 1,5$ [9];

α – розрахунковий ухил підкранового шляху; для шляху, укладеного на металевих балках із залізобетонним фундаментом, приймаємо $\alpha = 0,001$.

Прискорення уповільнення крана при його наїзді на тупиковий упор змінюється в залежності від жорсткості буфера. У технічній літературі зазначається, що прискорення уповільнення крана не повинно перевищувати 4 м/с². Однак, у своїй роботі [10] Петухов П.З. відзначає, що при прискоренні уповільнення, що дорівнює 4 м/с², відхилення вантажу від вертикалі становить 44°18', а при прискоренні уповільнення 2 м/с² – 23°01'. Виходячи з цього, ударна сила, з якою кран наїжджає на тупиковий упор, була розрахована для цих двох випадків. У розрахунках використовувались технічні характеристики мостових опорних двобалкових кранів загального призначення вантажопідйомністю 10, 20/5 та 50/12,5 т і групою режиму роботи 5К [11]. При цьому в формулі (6) опір пересуванню мостового крана W не враховуємо, припускаючи, що його величина не перевищує 10% від рушійної сили $F_{дв}$. У формулі (3) до розглядання була взята до уваги звичайна, а не зведена маса крана. Також при розрахунку ударної сили F було зроблено припущення, що кран має центральний привод (треба мати на увазі, що з роздільним приводом сила $F_{дв}$, а отже і сила F будуть більшими). Вихідні дані та результати розрахунків занесені в табл. 1.

5. Висновки

1. Під час розрахунків ударного навантаження, що викликане наїздом вантажопідйомного крана на тупиковий упор, необхідно враховувати не тільки інерційну силу P крана, але й рушійну силу, яку надає крану двигун механізму пересування. Це обумовлено тим, що величина рушійної сили при максимально припустимому прискоренні уповільнення 4 м/с² може скласти до 9 % від сили інерції крана, а при прискоренні уповільнення 2 м/с² – до 19 % (див. табл. 1).

2. Виявлено, що найбільш значний вплив рушійна сила $F_{дв}$ має на крани середньої маси.

3. Більш точне визначення ударного навантаження F дозволить сформувати базу вихідних даних до розрахунку буферних пристроїв, що використовуються для гасіння кінетичної енергії крана.

Таблиця 1

Результати розрахунків ударного навантаження мостових кранів

Вантажопідіймальність крана, т	Швидкість пересування крана, м/с	Прогін, м	Маса крана, т	Діаметр ходового колеса ДК, м	Діаметр цапфи дц, м	Тип двигуна*	Потужність двигуна, кВт	Рухливість сила F _{дв} , кН	P, кН		Ударна сила F, кН		Ударна сила, порохована по [2], кН
									при a = 2 м/с ²	при a = 4 м/с ²	при a = 2 м/с ²	при a = 4 м/с ²	
10	1,25	16,5	13	0,5	0,1	МТН 211-6	8,2	3,55	26	52	29,55	55,55	132
		22,5	20,5			МТН 311-6	13	5,613	41	82	46,61	87,61	208,2
		28,5	26			МТН 311-6	13	5,613	52	104	57,6	109,6	264,1
		34,5	32			МТН 311-6	13	5,613	64	128	69,6	133,6	325
20/5	1,25	16,5	22	0,5	0,1	МТН 311-6	13	5,613	44	88	49,61	93,61	223,4
		22,5	25,5	0,5	0,1	МТН 312-6	17,5	7,576	51	102	58,6	109,6	259
		28,5	33,2	0,5	0,1	МТН 312-6	17,5	7,576	66,5	133	74	140,6	337,2
		34,5	46,5	0,56	0,12	МТН 411-6	27	10,46	93	186	103,5	196,5	472,3
50/12,5	1,25	16,5	41,5	0,71	0,15	МТН 412-6	36	10,97	83	166	94	177	421,5
		22,5	48,5	0,71	0,15	МТН 412-6	36	10,97	97	194	108	205	492,6
		28,5	59,5	0,8	0,16	МТН 412-6	36	9,738	119	238	128,7	247,7	604,3
		34,5	73,1	0,8	0,16	МТН 512-8	45	12,18	146,2	292,4	158,4	304,6	742,4

* Технічні характеристики двигунів взяті з [9].

Література

1. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів : НПАОП 0.00-1.01-07 07 / Держ. департамент з нагляду за охороною праці України. – Х. : Форт, 2007. – 256 с.
2. СНиП 2.01.07-85*. Нагрузки и воздействия. – Взамен СНиП П-23-81*; Введ. 01.01.85. – ЦНИИСК им.Кучеренко Госстроя СССР, 1985. – 42 с.
3. Дейнега В. И. Защита мостовых кранов от ударов при наездах на тупиковые упоры: дис. ... канд.техн.наук : 05.05.05. – Новочеркасск, 1988. – 137 с.
4. Никитин К. Д., Горбунова Л. Н. Состояние грузоподъемных кранов с истекшими нормативными сроками и меры по повышению уровня их промышленной безопасности // Подъемные сооружения. Специальная техника. – 2003 №11. – С. 4-5.
5. Стоцкая Л. В., Ташков А. Ф., Рожков Н. А. Результаты экспертизы крановых путей // Подъемные сооружения. Специальная техника. – 2004 №2. – С. 20-21.
6. Инденбаум А. И., Котельников В. С., Жуков В. Г. Основные причины аварий башенных кранов и меры для их устранения // Подъемные сооружения. Специальная техника. – 2005 №8. – С. 26-27.
7. ГОСТ 28710-90. Краны штабелеры стеллажные. – Введ. 01.01.92. – Издательство стандартов № 1991. – 24 с.
8. Ковальский Б. С. Грузоподъемные машины / Харьков. высш. командно-инж. уч-ще. – Харьков, 1963. – 216 с.
9. Иванченко Ф. К. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин. К. : «Вища школа», 1975. – 520 с.
10. Петухов П. З. Некоторые вопросы динамики и кинематики движения мостового крана и полезного груза. В сб. : «Вопросы теории ПТМ». Вып. 1. «Машгиз». – 1950. – с. 87-95.
11. Справочник по кранам: В 2 т. Т. 2 / Под общ. ред. М. М. Гохберга. – М.: Машиностроение, 1988. – 559 с.