

15. Патент України 29653А ВОС17/110, ВО2С17/10, ВО2С15/16. Помольно-сушильний агрегат, опубл.15.11.2000, бюл. №6 // Іванов А.М., Сапелін С.О., Ковтун О.П., Білан В.Д.

Іванов А.Н., Дорофеев Д.О. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ УСТАНОВКИ ДЛЯ ПРИГОТОВЛЕНИЯ ПЫЛЕУГОЛЬНОГО ТОПЛИВА. Показана целесообразность применения на металлургических заводах Украины технологии подготовки (ПВП) вдувания пылеугольного топлива. Дан сравнительный анализ технологии и оборудования для производства ПВП за рубежом и Украины. Предлагаемые решения по повышению эффективности работы установки для помола и сушки угля, имеет ряд существенных преимуществ перед зарубежной.

Ключевые слова: помол, сушка, угля, барабанно-валковая мельница, топливо.

Ivanov A.N., Dorofeev D.O. IMPROVEMENT OF THE INSTALLATION FOR COOKING DUST-FUEL FUEL. It is shown the feasibility of using the technology of preparation (PVP) for the injecting of coal-pulverized fuel at metallurgical plants of Ukraine. A comparative analysis of technology and equipment for the production of PVP abroad and in Ukraine.

The proposed solutions for improving the operation of the machine for grinding and drying coal, which has a number of significant advantages over the foreign ones.

Key words: grind, drying, coal, drum-roller mill, fuel.

DOI: 10.29295/2311-7257-2018-92-2-235-240
УДК 621.86

Фідровська Н.М., Ломакін А.О., Близень В.В.

Українська інженерно-педагогічна академія

(вул. Університетська, 16, Харків, 61003, Україна; e-mail: mot@uipa.edu.ua, delgadokh@gmail.com, vblizen@ukr.net)

РОЗРАХУНОК ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ В МЕХАНІЗМІ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ КРАНА МОСТОВОГО ТИПУ

У статті розглянуто динамічні навантаження які виникають в механізмі підйому вантажу крана мостового типу. Для цього проведено аналіз більш ніж десяти літературних джерел з питання динамічних навантажень у механізмах підйому вантажу кранів різних типів.

Наведено результати теоретичного дослідження динамічних навантажень які виникають в механізмі підйому, та наведено графіки динамічних коливань побудовані за допомогою програми розрахунків MathCad. При цьому були враховані декілька варіантів умов підйому, геометричних та фізичних параметрів механізмів підйому вантажу.

При зменшенні діаметру підйомного канату з 15 мм до 13 мм просліджується суттєве зменшення частоти коливань динамічних зусиль, швидкості коливань маси крана та частоти прискорень металоконострукції крана.

Ключові слова: динамічна оптимізація, навантаження, канат, барабан, елементи, умови підйому, рух, жорсткість канату, підйом «з ваги».

Аналіз проблеми. Оцінка рівня динамічних зусиль у елементах вантажопідйомних машин є актуальною науково-прикладною задачею. Результати динамічного аналізу роботи механізмів підйому вантажу дозволяють визначити найбільш навантажені елементи у механізмах підйому вантажу та встановити їх зв'язок з параметрами динамічної системи та зовнішніми силовими впливами.

Отримана при динамічному аналізі інформація використовується для уточнення методик розрахунку механізмів вантажопідйомних машин. У свою чергу, досконалість методик розрахунку елементів механізмів вантажопідйомних машин впливає на їх довговічність та надійність [1].

Крім того, встановлення кореляційного зв'язку між динамічними навантаженнями та зовнішніми впливами дає основу для раціоналізації та оптимізації режимів руху механізмів.

Різні аспекти динаміки підйому і опускання вантажу були досліджені у багатьох роботах.

Значний вклад у розвиток динамічних розрахунків механізму підйому вантажу внесли С.О. Казак [2], М.М. Гохберг [3], М.О. Лобов [4], В.Ф. Гайдамака [5], Л.Я. Будіков [6], В.С. Ловейкін [7, 8, 9], А.П. Нестеров [9], Ю.О. Ромасевич [10], В.Ф. Семенюк [11], О.С. Подоляк [12], В.Б. Фрейдлін [13], та інші. Ці дослідження дали основу для розуміння складних динамічних процесів, які виникають у механізмі підйому вантажу при різних режимах його експлуатації.

Більшість дослідників у розрахунках механізму підйому вантажу вантажопідійомних машин використовують динамічні моделі із зосередженими параметрами, що дозволяє у подальшому синтезувати математичні моделі руху механізму у вигляді систем звичайних диференціальних рівнянь. Для досліджень механізму підйому вантажу загальною рисою є те, що вони не в повній мірі враховують властивості основи на яку здійснюється посадка вантажу або з якої піднімається вантаж. Крім того, дослідниками прийняті припущення щодо незмінності швидкості набігання канату на барабан на етапі натягу канату

Результати досліджень. Для проведення динамічного аналізу механізму підйому крана мостового типу [14], розглянемо двомасову систему (рис.1). Розрахунок динамічних зусиль і кінематичних параметрів які виникають при роботі механізму підйому Розтягувальне навантаження пружного зв'язку F , прикладаємо до обох мас, після чого можемо розглядати рівняння руху кожної маси окремо.

При: $\sigma_r=1760$, $d=14$ мм, $F_p=98500$.

Рівняння руху кожної маси окремо:

$$m_1 \ddot{x}_1 = P - F; \quad m_2 \ddot{x}_2 = P - Q; \quad (1)$$

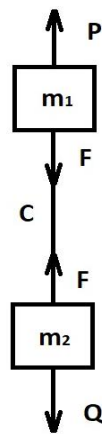


Рис. 1 - Двомасова розрахункова схема для підйому «з ваги»

Щодо шуканого навантаження F отримано неоднорідне лінійне диференціальне рівняння другого порядку з постійними коефіцієнтами. Спільним рішенням цього рівняння є сума гармонійних функцій і часткового рішення [2]:

$$F = A \cos \omega t + B \sin \omega t + D, \quad (2)$$

де квадрат колової частоти власних коливань

$$\omega^2 = C \left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right) \quad (3)$$

де $C = \frac{EF}{l}$.

Період власних коливань і частота коливань:

$$\tau = \frac{2\pi}{\omega} \quad (4)$$

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{\tau} \quad (5)$$

Частота і період визначаються тільки коефіцієнтом жорсткості пружного зв'язку і величинами мас.

Часткове рішення дорівнює

$$D = \left(\frac{Pm_2}{m_1} + \frac{Qm_1}{m_2} \right) H \quad (6)$$

Таким чином, частинний розв'язок являє собою суму статичного навантаження Q і так званої вільної сили інерції.

$$F = Q + \frac{(P-Q)m_2}{m_1+m_2} (1 - \cos \omega t) \quad (7)$$

Прискорення мас m_1

$$\ddot{x}_1 = \frac{P-Q}{m_1+m_2} \left(1 + \frac{m_1}{m_2} \cos \omega t \right)$$

Інтегруючи ці вирази, ми отримуємо формули для швидкостей:

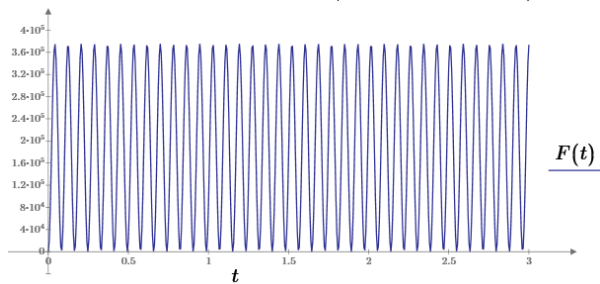
$$\dot{x}_1 = \frac{P-Q}{m_1+m_2} \left(t + \frac{m_1}{m_2 \omega} \sin \omega t \right)$$

Як і слід було очікувати, швидкості руху мас змінюються за законом рівноприскореного руху з гармонійними збуреннями.

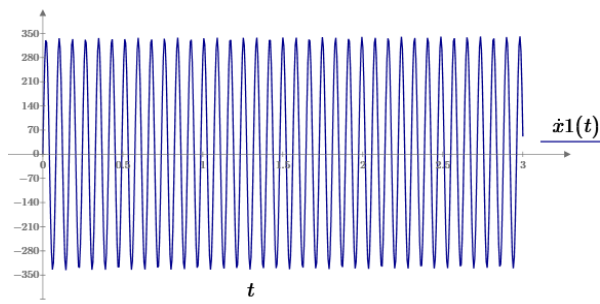
Проведемо аналіз впливу діаметру канату і висоти підйому вантажу на динамічні зусилля в механізмі підйому для крана мостового типу з параметрами:

Використовуючи програму розрахунків Mathcad [15 **Ошибка! Источник ссылки не найден.**], побудуємо графіки.

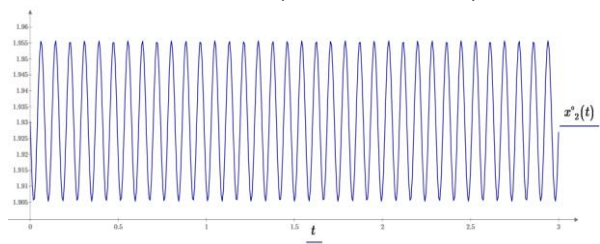
$$F(t) := 187767 \cdot (1 - \cos(\omega \cdot t))$$



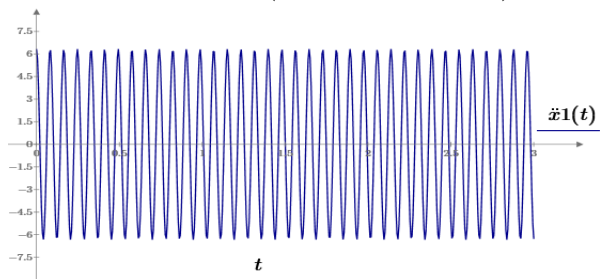
$$\dot{x}_1(t) := 1,93(t + 2,28 \cdot \omega \cdot \sin(\omega \cdot t))$$



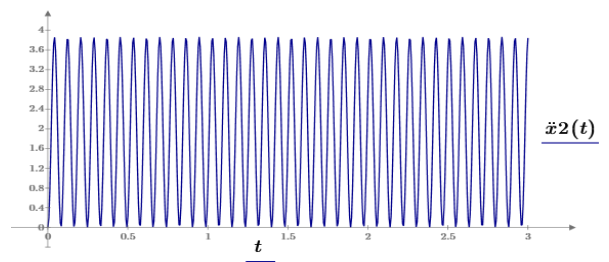
$$\dot{x}_2(t) := 1,93 \left(1 - \frac{\sin(\omega \cdot t)}{\omega} \right)$$



$$\ddot{x}_1(t) := 1,93(3,28 \cdot \cos(\omega \cdot t))$$



$$\ddot{x}_2(t) := 1,93(1 - \cos(\omega \cdot t))$$



Аналіз впливу діаметру канату на динамічні фактори

При: $\sigma_r=1960$, $d=13\text{мм}$, $F_p=97000$, $d=13\text{мм}$, $F=61\text{мм}^2$.

$$\omega^2 = C \left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right) = 3,1 \cdot 10^5 \left(\frac{1}{7000} + \frac{1}{16000} \right) = 62 \frac{1}{c^2}$$

$$C = \frac{E \cdot F}{l} = \frac{12 \cdot 10^4 \cdot 61}{23} = 3,1 \cdot 10^5 \frac{H}{m}$$

$$\tau = \frac{2\pi}{\omega} = \frac{6,28}{62} = 0,1 c^2$$

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{\tau} = \frac{1}{0,1} = 10 \frac{1}{c^2}$$

$$C \left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right) \cdot D = \left(\frac{P}{m_1} + \frac{Q}{m_2} \right),$$

звідки

$$F = Q + \frac{(P-Q)m_2}{m_1+m_2} (1 - \cos \omega t) = 156800 + \frac{(201316-156800) \cdot 16000}{23000} (1 - \cos \omega t) = 187767 \cdot (1 - \cos \omega t)$$

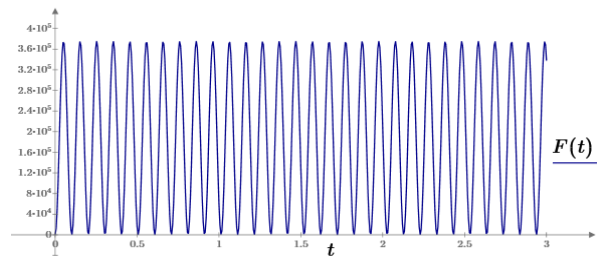
Отримуємо формули для прискорених мас

$$\ddot{x}_1 = \frac{P-Q}{m_1+m_2} \left(1 + \frac{m_1}{m_2} \cos \omega t \right) = \frac{201316-156800}{23000} \left(1 + \frac{16000}{7000} \cos \omega t \right) = 1,93 \cdot (3,28 \cos \omega t)$$

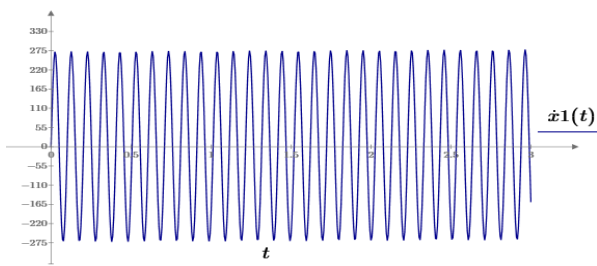
Інтегруючи ці вирази, ми отримуємо формули для швидкостей:

$$\dot{x}_1 = \frac{P-Q}{m_1+m_2} \left(t + \frac{m_1}{m_2 \omega} \sin \omega t \right) = 1,93(t + 2,28 \cdot \omega \cdot \sin(\omega t))$$

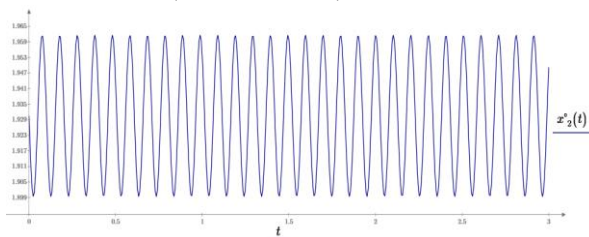
$$F(t) := 187767 \cdot (1 - \cos(\omega \cdot t))$$



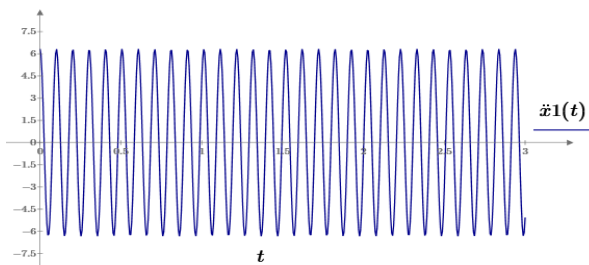
$$\dot{x}_1(t) := 1,93(t + 2,28 \cdot \omega \cdot \sin(\omega \cdot t))$$



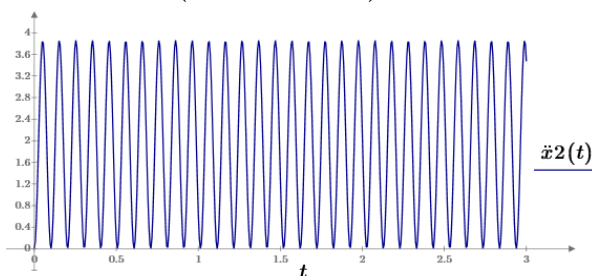
$$\dot{x}_2(t) := 1,93 \left(1 - \frac{\sin(\omega \cdot t)}{\omega} \right)$$



$$\ddot{x}_1(t) := 1,93(3,28 \cdot \cos(\omega \cdot t))$$



$$\ddot{x}_2(t) := 1,93(1 - \cos(\omega \cdot t))$$



При $\sigma_r=1960$, $d=13\text{мм}$, $F_p=97000$,
 $d=13\text{мм}$, $F=61\text{мм}^2$.

$$\omega^2 = C \left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right) = 4,5 \cdot 10^5 \left(\frac{1}{7000} + \frac{1}{16000} \right) = 90 \frac{1}{c^2}$$

де

$$C = \frac{E \cdot F}{l} = \frac{12 \cdot 10^4 \cdot 86,28}{23} = 4,5 \cdot 10^5 \frac{H}{M}$$

$$\tau = \frac{2\pi}{\omega} = \frac{6,28}{90} = 6,9 \cdot 10^{-2} c^2$$

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{\tau} = \frac{1}{6,9 \cdot 10^{-2}} = 14,5 \frac{1}{c^2}$$

$$C \left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right) \cdot D = \left(\frac{P}{m_1} + \frac{Q}{m_2} \right),$$

звідки

$$D = \left(\frac{Pm_2}{m_1} + \frac{Qm_1}{m_2} \right) = \left(\frac{201316 \cdot 16000 + 156800 \cdot 7000}{23000} \right) = 187767$$

Н

$$F = Q + \frac{(P-Q)m_2}{m_1+m_2} (1 - \cos \omega t) =$$

$$= 156800 + \frac{(201316 - 156800) \cdot 16000}{23000} (1 - \cos \omega t) = 187767 \cdot (1 - \cos \omega t)$$

Отримуємо формули для прискорених мас

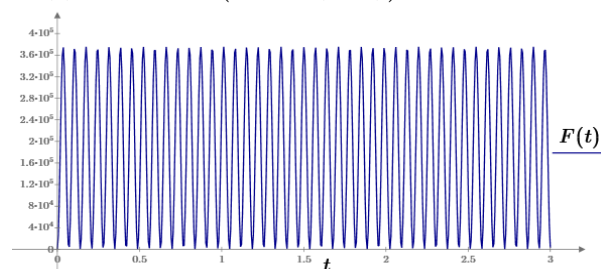
$$\ddot{x}_1 = \frac{P-Q}{m_1+m_2} \left(1 + \frac{m_1}{m_2} \cos \omega t \right) = \frac{201316 - 156800}{23000} \left(1 + \frac{16000}{7000} \cos \omega t \right) =$$

$$= 1,93 \cdot (3,28 \cos \omega t)$$

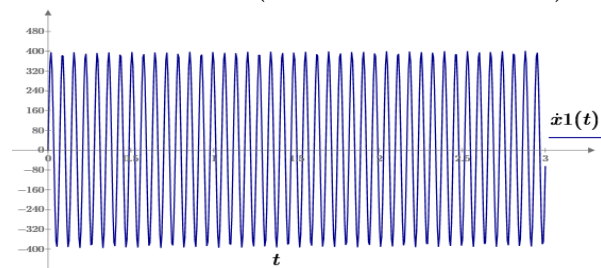
Інтегруючи ці вирази, ми отримуємо формули для швидкостей:

$$\dot{x}_1 = \frac{P-Q}{m_1+m_2} \left(t + \frac{m_1}{m_2} \sin \omega t \right) = 1,93 (t + 2,28 \cdot \omega \cdot \sin(\omega t))$$

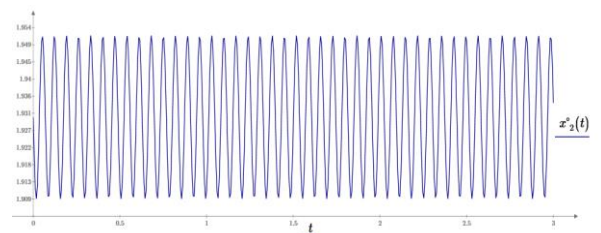
$$F(t) := 187767 \cdot (1 - \cos(\omega \cdot t))$$



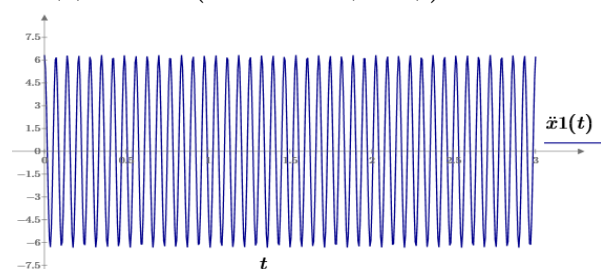
$$\dot{x}_1(t) := 1,93 (t + 2,28 \cdot \omega \cdot \sin(\omega \cdot t))$$



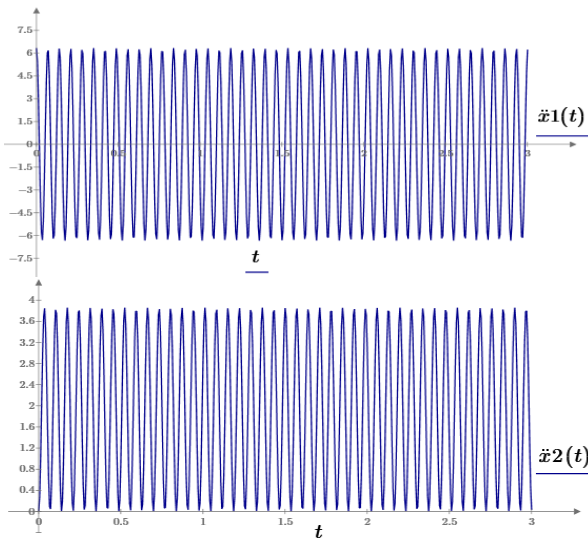
$$\dot{x}_2(t) := 1,93 \left(1 - \frac{\sin(\omega \cdot t)}{\omega} \right)$$



$$\ddot{x}_1(t) := 1,93(3,28 \cdot \cos(\omega \cdot t))$$



$$\ddot{x}_2(t) := 1,93(1 - \cos(\omega \cdot t))$$

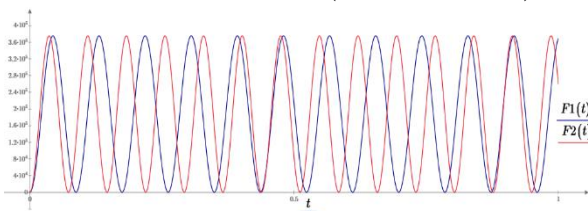


Аналіз впливу довжини підвісу вантажу на динамічні фактори

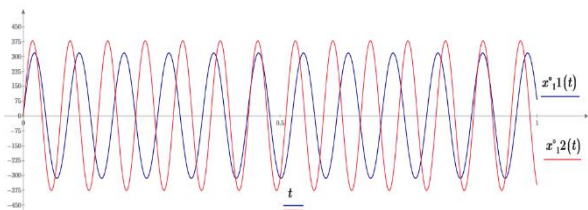
При $d=14$ мм, $l_1=20$ м, $l_2=17$ м,

$$\omega_1 = 72 \frac{1}{c^2}, \quad \omega_2 = 86 \frac{1}{c^2}.$$

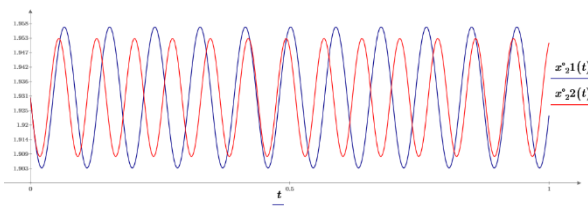
$$F(t) := 187767 \cdot (1 - \cos(\omega \cdot t))$$



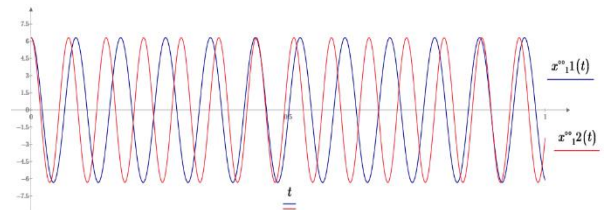
$$\dot{x}_1(t) := 1,93(t + 2,28 \cdot \omega \cdot \sin(\omega \cdot t))$$



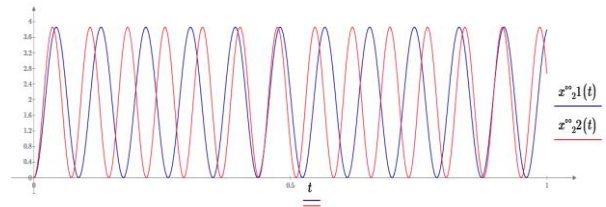
$$\dot{x}_2(t) := 1,93 \left(1 - \frac{\sin(\omega \cdot t)}{\omega} \right)$$



$$\ddot{x}_1(t) := 1,93(3,28 \cdot \cos(\omega \cdot t))$$



$$\ddot{x}_2(t) := 1,93(1 - \cos(\omega \cdot t))$$



Висновки. При збільшенні діаметра канату, динамічні показники механізму підйому збільшуються (частота коливань і амплітуда). За даними розрахунків досліджено, що при зменшенні діаметру підйомного канату з 15 мм до 13 мм, ми зменшимо частоту коливань динамічних зусиль майже на 20%, а швидкість коливань маси крана зменшується на 40%. При цьому частота прискорень металоконструкції крана зменшується на 25%.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Спицына И.О. Исследование долговечности узлов и деталей подъемно-транспортных машин циклического действия: дисс. доктора техн. наук: 05.05.05. / Спицына Ирина Осиповна. – М., 1972. – 384 с.
2. Казак С.А. Динамика мостовых кранов / С.А. Казак. – М.: Машиностроение, 1968. – 331 с.
3. Гохберг М.М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин / М.М. Гохберг. – М.: Машиностроение, 1969. – 520 с.
4. Лобов Н.А. Динамика грузоподъемных кранов / Н.А. Лобов. – М.: Машиностроение, 1987. – 160 с.
5. Гайдамака В.Ф. Грузоподъемные машины / В.Ф. Гайдамака. – К.: Выща школа, 1989. – 328 с.
6. Будиков Л.Я. Многопараметрический анализ динамики грузоподъемных кранов мостового типа / Л.Я. Будиков. – Луганск: Изд-во ВУГУ, 1997. – 210 с.
7. Ловейкін В.С. Синтез оптимальних режимів руху механізмів вантажопідйомних машин: дис. докт. техн. наук: 05.05.05 / Ловейкін Вячеслав Сергійович. – К., 1994. – 460 с.

8. Моделювання динаміки механізмів вантажопідійомних машин / [Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Діктерук М.Г., Пастушенко С.І.]. – К.-Миколаїв: РВВ МДАУ, 2004. – 286 с.
9. Ловейкін В.С. Динамічна оптимізація підійомних машин / В.С. Ловейкін, А.П. Несеров. – Х.: ХДАДТУ, 2002. – 285 с.
10. Ромасевич Ю.О. Синтез оптимального керування рухом вантажопідійомними кранами / Ю.О. Ромасевич // Всеукраїнський збірник наукових праць «Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини». – 2014. – № 83. – С. 26-33.
11. Семенюк В.Ф. Теоретическое определение места установки гасителей колебаний металлоконструкций козловых кранов / В.Ф. Семенюк // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – 1999. – Вып. 48. – С. 48-54.
12. Подоляк О.С. Підвищення техніко-експлуатаційних показників стрілових самохідних кранів застосуванням гідравлічних гасителів коливань: автореф. дис. на здобуття наук. ступ. канд. техн. наук: спец. 05.05.05 «Піднімально-транспортні машини» / О.С. Подоляк. – Х., 2010. – 27 с.
13. Фрейдлин В.Б. Исследование влияния неустановившихся режимов на эффективность работы портовых кранов: автореф. дисс. на соиск. степ. канд. техн. наук: спец. 06.22.19 «Эксплуатация водного транспорта» / В.Б. Фрейдлин. – Л., 1974. – 26с.
14. Александров М. П. Подъемно-транспортные машины: Учеб. для машиностроит. спец. вузов. — 6-е изд., перераб. / М. П. Александров. – М: Высшая школа, 1985. – 520 с.
15. Гурский Д. А. Вычисления в Mathcad 12 / Д. А. Гурский, Е. С. Турбина. – СПб.2006. – 544 с.: Питер, 2006. – 544 с

Фидровская Н.Н., Ломакин А.А., Блызень В.В. РАСЧЕТ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В МЕХАНИЗМЕ ПОДЪЕМА ГРУЗА КРАНОВ МОСТОВОГО ТИПА. В статье рассмотрены динамические нагрузки

возникающие в механизме подъема груза крана мостового типа. Для этого проведен анализ более чем десяти литературных источников по вопросу динамических нагрузок в механизмах подъема груза кранов различных типов.

Приведены результаты теоретического исследования динамических нагрузок, возникающих в механизме подъема, приведены графики динамических колебаний построены с помощью программы расчетов MathCad. При этом были учтены несколько вариантов условий подъема, геометрических и физических параметров механизмов подъема груза.

При уменьшении диаметра подъемного каната с 15 мм до 13 мм прослеживается существенное уменьшение частоты колебаний динамических усилий, скорости колебаний массы крана и частоты ускорений металлоконструкции крана.

Ключевые слова: динамическая оптимизация, нагрузки, канат, барабан, элементы, условия подъема, движение, жесткость каната, подъем «с веса».

Fidrovska N.M., Lomakin A.O., Blyzen V.V. CALCULATION OF DYNAMIC LOADS IN THE MECHANISM OF LIFTING IN CRANE BRIDGE TYPE. The article deals with the dynamic loads arising in the load lifting mechanism of a bridge type crane. For this purpose, an analysis of more than ten literary sources on the issue of dynamic loads in lifting mechanisms load of cranes of various types. The results of a theoretical study of the dynamic loads arising in the lifting mechanism are given, the graphs of the dynamic oscillations are plotted using the MathCad calculation program. In this case, several variants of lifting conditions, geometric and physical parameters of lifting mechanisms were taken into account. With a decrease in the diameter of the hoisting rope from 15 mm to 13 mm, a significant decrease in the frequency of oscillations of the dynamic forces, the speed of oscillation of the crane mass, and the frequency of the accelerations of the crane metal structure are traced.

Keywords: dynamic optimization, load, steel wire rope, drum, elements, lifting conditions, motion, rigidity of steel wire rope, ascent “from weight”.