

УДК 631.171:636

ВПЛИВ МАТЕРІАЛІВ ВАНТАЖОЗАХВАТНИХ ОРГАНІВ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН НА ЇХ ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Дереза О.О., к.т.н.,

Дереза С.В., інженер

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-24-36

Анотація – у роботі шляхом теоретичного дослідження отримані залежності для визначення динамічних характеристик навантажувальної машини.

Ключові слова – динамічна система, вантажозахватний орган, диференціальне рівняння руху.

Постановка проблеми. Для навантажувально-розвантажувальних робіт та складування продукції використовують сучасні підйомно-транспортні машини. На сьогодні широке застосування на навантажувально-розвантажувальних роботах сільськогосподарського виробництва знаходять універсальні машини, головним елементом яких є змінний вантажозахватний орган. Характеристики динамічних процесів під час підйому вантажу істотно впливають на елементи конструкції машини, і, у кінцевому підсумку, на продуктивність машини. Тому дослідження впливу матеріалів вантажозахватних органів навантажувально-розвантажувальних машин є актуальним.

Аналіз останніх досліджень. Вантажозахватні засоби повинні відповідати вимогам стандартів або технічних умов на виробі конкретних типів, будівельних норм і правил, системи стандартів по безпеці праці, правилам безпечної експлуатації вантажопідйомних кранів. Конструкції вузлів і деталей вантажозахватних засобів повинні відповідати вимогам ремонтпридатності й принципу взаємозамінності; вантажозахватні засоби повинні бути захищені від корозії шляхом нанесення на їхню поверхню лакофарбових, металевих або неметалічних (органічних) покриттів. Але вплив сучасних матеріалів та їх покриттів, з яких виготовляють вантажозахватні органи, на роботу вантажопідйомних машин вивчений та освітлений в літературних джерелах недостатньо. Майже повністю відсутні дослідження поведінки вантажозахватних органів під час пуску.

Формулювання цілей статті. Дослідження динаміки роботи вантажопідйомних механізмів із змінними параметрами проводилися науковцями національних університетів, зокрема Львівським Націо-

нальним університетом [6]. Але багато питань ще не вирішені. Мета статті – дослідити залежності впливу сучасних матеріалів вантажозахватних органів на технологічний процес. Причому вони повинні забезпечити надійну та небезпечну роботу і, у кінцевому підсумку, задану вантажопідйомність машини.

Основна частина. Вантажопідймальні крани належать до устаткування підвищеної небезпеки, у зв'язку з чим встановлено особливий державний нагляд за їх експлуатацією, здійснюваний органами Держнаглядохоронпраці. Це вимагає особливої уваги до роботи всіх складових елементів кранів, особливо вантажозахватних засобів, як найбільш відповідальних за роботу всієї машини.

Універсальна машина для навантажувально-розвантажувальних робіт являє собою складну динамічну систему, у якій виявляються як лінійні, так і нелінійні фактори, завдяки чому диференціальні рівняння руху під час пуску привода є у загальному вигляді нелінійними і для спрощення динамічних досліджень зробимо ряд допущень, які спрощують розрахунки та мало впливають на точність отриманих результатів [1].

Під час виконання навантажувально-розвантажувальних робіт та складування продукції в процесі робочого циклу виникають динамічні навантаження. Вони виникають як під час пуску, так і під час гальмування вантажу, що опускається при складуванні продукції. Причому ці динамічні навантаження значно залежать від того, в який спосіб виконується підйому вантажу – «з ваги» або «з підхватом».

При навантаженні «з ваги» припускається, що вантаж вже піднятий і статичне навантаження на підйомний поліспаст дорівнює вазі вантажу Q_c . Сума статичного Q_c та динамічного $F_{\text{дин}}$ навантаження є функцією надлишкового рухомого зусилля $F_{\text{над}}$, яке залежить від характеру його змінення в часі t та жорсткості опорної конструкції k , тобто $F_{\text{дин}} = f(t, k)$.

Звідси

$$F = Q_c + F_{\text{дин}}, \quad (1)$$

а динамічний коефіцієнт

$$K_{\delta} = \frac{F}{Q_c} = 1 + \frac{F_{\delta}}{Q_c}. \quad (2)$$

При варіанті навантаження «з підхватом» припускається, що вантаж знаходиться на будь-якій площадці, канати провисають і в цю мить навантаження на вантажозахватний орган і поліспаст дорівнює нулю. Динамічне навантаження виникає в період, коли до канатного поліспасти та вантажозахватного органу, які рухаються з номінальною швидкістю підйому вантажу v_v , буде миттєво прикладена вага вантажу.

Навантаження F також буде дорівнювати сумі статичного нава-

нтаження Q_c та динамічного $F_{\text{дин}}$, яке в цьому випадку залежить від швидкості підйому та жорсткості опорної конструкції, тобто $F_{\text{дин}} = f(v_b, k)$.

Таким чином, також як і в першому варіанті сума навантажень буде дорівнювати $F = Q_c + F_{\text{дин}}$, а динамічний коефіцієнт

$$K_d = \frac{F}{Q_c} = 1 + \frac{F_{\text{дин}}}{Q_c}. \quad (3)$$

Динамічні навантаження враховують при ряді допущень, які спрощують розрахунки й мало впливають на точність отриманих результатів.

У більшості випадків при проведенні навантажувально-розвантажувальних робіт та складування продукції зустрічається другий варіант навантаження – з підхватом. Вантажозахватні засоби, як і інші складові машин мають свої пружні характеристики. З появою нових матеріалів і покриттів змінюється й їх жорсткість. Як показують експерименти, у цьому випадку можна знехтувати жорсткістю одного з пружних елементів, наприклад, гнучких тягових органів, оскільки жорсткість металоконструкцій вантажних машин вище за жорсткість канатів або ланцюгів. Причому коливання гнучких тягових органів завдяки великому внутрішньому тертю канатів та ланцюгів системи поліспаствів швидко затухають.

Отже, можна враховувати тільки жорсткість конструкції навантажувально-розвантажувальної машини, тобто масу машини m_M та вантажу m_b розглядати як одну масу (рис. 1). Це повністю відповідає випадку, коли вантаж піднятий робочим органом машини.

Процес підйому вантажу при даному прийнятому припущенні можна розглядати наступним чином. На першому етапі після включення двигуна вибирається слабина гнучкого тягового органа; на другому етапі відбувається пружна деформація всіх елементів конструкції, яка продовжується до тих пір, поки сила F на вантажозахватному органі зростаючи від нуля не стане рівною $Q_c + q_0 = m_b \cdot g$. Лише після цього на третьому етапі починається підйом вантажу.

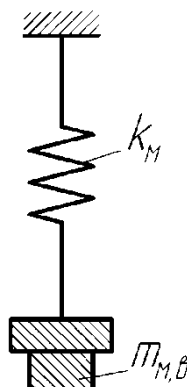


Рис. 1. Розрахункова схема одномасової системи

При переміщенні x_m при виборі слабину маси m_m машини жорсткістю k_b кінетична та потенційна енергії

$$K = \frac{m_m}{2} \dot{x}_m^2, \quad (4)$$

$$\Pi = k_m \frac{x_m^2}{2}. \quad (5)$$

Рушійна сила буде різна для різних етапів підйому вантажу. Рівняння руху має вигляд

$$m_m \cdot \dot{x}_m + k_m \cdot x_m = F, \quad (6)$$

а його рішення

$$x_m = y_{ст} + \frac{v}{p} \cdot \sin pt, \quad (7)$$

де $y_{ст}$ – прогин конструкції від статичного навантаження, м;

v – встановлений час підйому вантажу, с;

p – кругова частота повільних коливань, $p = \sqrt{\frac{k_m}{m_m + m_g}}$;

t – поточний час, с.

Отже,

$$\dot{x}_m = v \cdot \cos pt, \quad (8)$$

$$\ddot{x}_m = -vp \cdot \sin pt. \quad (9)$$

Динамічне зусилля, що діє на вантажозахватний орган

$$F = m_g \cdot \ddot{x} = -(Q + q)vp \cdot \sin pt. \quad (10)$$

Максимум його буде при $\sin pt = -1$

$$F_{дин \max} = (Q + q)vp. \quad (11)$$

Коефіцієнт динамічності

$$K_d = \frac{Q_c + q_c + F_{дин \max}}{Q_c + q_c} = 1 + \frac{v}{g} \cdot p = 1 + \frac{v}{g} \cdot \sqrt{\frac{k_m}{m_m + m_g}}. \quad (12)$$

Дана формула достатньо проста для практичного використання і в досить достовірна, хоча й не враховує вплив другого елемента жорсткості, який є в наявності в системі. Отримані залежності дозволяють проектувати найбільш економічні конструкції із застосуванням нових матеріалів і покриттів. Для отримання виразу, що характеризує зміну деформації пружної ланки в часі, необхідно знати положення системи, при якому починається процес її динамічного навантаження (початкові умови) і характер зміни зовнішніх сил.

Максимальне зусилля, сприйняте пружною ланкою, майже не залежить від характеру зміни зовнішньої сили, а визначається, голов-

ним чином, початковим значенням цієї сили.

Створення сучасних технологій захисних покриттів вантажозахватних органів допоможе успішно вирішувати народногосподарські завдання в галузі підйомно-транспортної техніки.

Висновки. Продуктивність навантажувальних машин у значній мірі залежить від режиму їх руху під час пуску. Використання отриманих залежностей дає змогу виявити вплив жорсткості конструкції на навантаження вантажозахватних органів з метою забезпечення працездатності машини.

Література

1. Вайнсон А.А. Подъемно-транспортные машины / А.А. Вайнсон. – М.: Машиностроение, 1989. – 535 с.
2. Спицына Д.Н. Динамика козловых кранов при работе механизма подъема груза / Д.Н. Спицына, И.И. Абрамович, В.Б. Буланов. Вестник машиностроения. – 1974. – №12. – С. 12-16.
3. Абрамович И.Г. Функции комплексного переменного. Операционное исчисление. Теория устойчивости / И.Г.Абрамович. – М.: Наука, 1965. – 392 с.
4. Иванченко Ф.К. Підйомно-транспортні машини: Підручник / Ф.К. Иванченко. – К., 1993. – 413 с.
5. Ивановська О.В. Дослідження динаміки роботи вантажопідйомних механізмів із змінними параметрами на прикладі неводовибірочної машини [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://ena.lp.edu.ua:8080/handle/ntb/11581>.

ВЛИЯНИЕ МАТЕРИАЛОВ ГРУЗОЗАХВАТНЫХ ОРГАНОВ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН НА ИХ ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

О. О. Дереза, С. В. Дереза

Аннотация – в работе путем теоретического исследования получены зависимости для определения динамических характеристик погрузочной машины.

EFFECT OF MATERIAL LIFTING BODY OF HOISTING MACHINE ON THEIR DYNAMIC CHARACTERISTICS

O. Dereza, S. Dereza

Summary

In the way of theoretical research dependences to determine the dynamic characteristics loader.