

УДК 621.879.01

Крупко В. Г. к.т.н., Єрмакова С. О.

## МОДЕЛЮВАННЯ СИСТЕМ ПІДВІСУ СТІЛІ ОДНОКІВШОВИХ ЕКСКАВАТОРІВ ТА САМОХІДНИХ КРАНІВ

*Розглянуті питання дослідження механічних систем екскаваторів стрілових і самохідних кранів з метою визначення та пошуку основних шляхів зниження динамічних навантажень на привода виконавчих та металевих конструкцій. Для отримання результатів досліджень було застосовано математичне та фізичне моделювання на основі структурного аналізу існуючих та запропонованих конструкцій, що дозволило зробити висновки відносно удосконалення підвісу стрілі екскаваторів.*

*The considered questions of research of the mechanical systems of power-shovels of arrows and self-propelled cranes are with the aim of determination and search of basic ways of decline of the dynamic loading on the occasion of executive and metallic constructions. For the receipt of results of researches a mathematical and physical design was applied on the basis of structural analysis of existent and offer constructions that allowed drawing conclusion in relation to the improvement of constructions of arrows of power-shovels.*

*Begutachtete Fragen der Durchforschung der mechanischen Gebäude der Bagger kranen mit Pfeil und das selbst geht kranen mit Ziel der Bestimmung und Suche der hauptsächlichen Wege des Abbaues der dynamischen Einladungen auf Anlaß der Ausführung und metallener Konstruktionen. Für Empfang der Ergebnisse der Durchforschungen war angewandt mathematische und körperlicher Modellierung an Anfangsgründe der strukturellen Analyse der bestehenden und angebotener Konstruktionen, daß erlaubte, hinsichtlich Durchbildung Konstruktionen der Pfeile der Bagger zu ziehen Resümee.*

**Вступ.** У господарському комплексі України на будівництві будинків, споруд і доріг працює велика кількість машин на базі будівельних універсальних екскаваторів, які виконують підйомно-транспортні, землерийні й допоміжні роботи. На привода виконавчих механізмів цих машин діють значні динамічні зусилля, викликані взаємодією робочого обладнання з неоднорідним зовнішнім середовищем що веде до різких змін силових і кінематичних параметрів. Тому для приводів таких машин важливим є питання по

---

© Крупко В. Г., Єрмакова С. О.

зниженню динамічних навантажень, запобіганню можливих перевантажень приводів та металевих конструкцій.

Одним із напрямків забезпечення ефективної і надійної роботи канатно-механічних екскаваторів є підвищення їх продуктивності і терміну роботи шляхом удосконалення механічних систем за рахунок зниження динамічних характеристик робочого обладнання та підвищення працездатності окремих вузлів і механізмів, що неможливо без всебічних теоретичних і експериментальних досліджень цих машин.

На кафедрі ПТМ ДДМА протягом багатьох років проводяться такі дослідження для потужних екскаваторів з місткістю ковша  $4\text{м}^3$  і більше.

Методика досліджень включає наступні основні етапи:

- розробка структурних схем екскаваторів і окремих механізмів з метою виявлення взаємозв'язку між окремими елементами систем і системами механізмів;
- обґрунтування параметрів окремих систем, розробка еквівалентних схем і математичних моделей окремих механізмів та їх роль в роботі машини;
- розробка математичних (динамічних) і імітаційних моделей з послідовними теоретичними дослідженнями окремих систем;
- обґрунтування визначальних параметрів цих систем та подальше комп'ютерне моделювання їх окремих елементів;
- фізичне моделювання механічних систем екскаваторів та зовнішнє моделювання з послідовними експериментальними дослідженнями;
- перевірка адекватності теоретичних і експериментальних досліджень та розробка рекомендацій

**Мета.** Метою даної роботи є обґрунтування раціональних параметрів жорсткісно-масових характеристик механічних систем екскаватора на основі аналізу математичної та фізичної моделі одноківшового екскаватора.

**Методика теоретичних і експериментальних досліджень.** Використовуючи сучасний математичний апарат та враховуючі дослідження в цій галузі [1,2,3] побудована розрахункова схема та складена математична модель динамічної системи виконавчих механізмів і робочого обладнання екскаватора. Конструктивна схема динамічної системи екскаватора із зазначенням основних силових, масових і жорсткісних параметрів структурних елементів, що впливають на поведінку системи та величину динамічних навантажень які виникають в робочому обладнанні екскаватора типу прямої механічної лопати представлена на рисунку 1.

На рисунку 1 позначені  $m_1, m_2, m_3, m_4, m_5, m_6, m_7, m_8$  – сумарні приведені маси складових частин екскаватора;  $C_{1,2}, C_{2,3}, C_{3,4}, C_{4,5}, C_{2,6}, C_{6,7}, C_{7,8}$  – сумарні приведені жорсткості складових частин екскаватора;  $P_1$  і  $P_2$  – приведені рушійні зусилля;  $m_1 \cdot g, m_2 \cdot g$  – приведена сила ваги екскаватора та стріли з встановленими на ній механізмами.

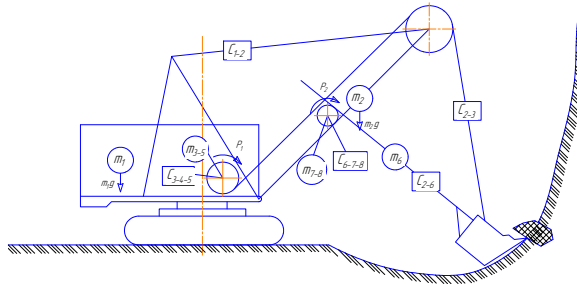


Рисунок 1 - Конструктивна схема і структура динамічної системи екскаватора.

Для виконання математичних розрахунків над динамічною моделлю механічної системи екскаватора типу прямої механічної лопати, яка враховує вплив інерційності структурних елементів машини, а також масові й силові параметри конструктивних елементів робочого обладнання та приводів виконавчих механізмів машини, прийнято ряд обмежень і спрощень. Основні з яких наступні: всі маси складових елементів передатних механізмів підйому і натиску приведені до однієї зосередженої на роторі двигунів; жорсткість підвісу стріли приведемо до жорсткості канату, або балки; зазори в кінематичних сполученнях не враховуємо, так як двигуни забезпечують постійний момент (вихідне зусилля); «нездолані перешкоди» у вигляді неділимого шматка ґрунту приймаємо податливим, що має обумовлену жорсткість. Графічне зображення такої динамічної моделі представлено на рисунку 2.

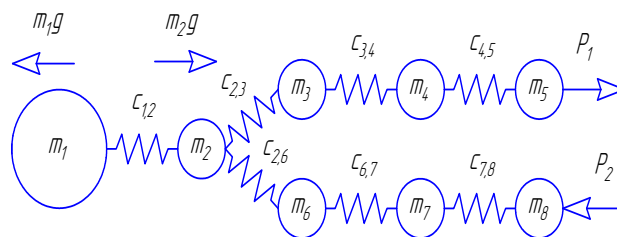


Рисунок 2 - Лінійна динамічна модель екскаватора.

На основі динамічної моделі розроблена математична модель, яка представлена у вигляді системи рівнянь де враховані приведені маси і жорсткості елементів механічної системи із рядом початкових параметрів (швидкостей і початкових координат):

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{\phantom{x}} \\ -m_1 \cdot \ddot{x}_1 + c_{1,2} \cdot (x_2 - x_1) - F_{екск}^{np} = 0, \\ \ddot{\phantom{x}} \\ -m_2 \cdot \ddot{x}_2 + c_{2,3} \cdot (x_3 - x_2) + c_{2,6} \cdot (x_6 - x_2) - c_{1,2} \cdot (x_2 - x_1) + F_{стр}^{np} = 0, \\ \ddot{\phantom{x}} \\ -m_3 \cdot \ddot{x}_3 + c_{3,4} \cdot (x_4 - x_3) - c_{2,3} \cdot (x_3 - x_2) = 0, \\ \ddot{\phantom{x}} \\ -m_4 \cdot \ddot{x}_4 + c_{4,5} \cdot (x_5 - x_4) - c_{3,4} \cdot (x_4 - x_3) = 0, \\ \ddot{\phantom{x}} \\ -m_5 \cdot \ddot{x}_5 - c_{4,5} \cdot (x_5 - x_4) + F_{дв.под}^{np} = 0, \\ \ddot{\phantom{x}} \\ -m_6 \cdot \ddot{x}_6 + c_{6,7} \cdot (x_7 - x_6) - c_{2,6} \cdot (x_6 - x_2) = 0, \\ \ddot{\phantom{x}} \\ -m_7 \cdot \ddot{x}_7 + c_{7,8} \cdot (x_8 - x_7) - c_{6,7} \cdot (x_7 - x_6) = 0, \\ \ddot{\phantom{x}} \\ -m_8 \cdot \ddot{x}_8 - c_{7,8} \cdot (x_8 - x_7) - F_{дв.нан}^{np} = 0. \end{array} \right.$$

Основними елементами, жорсткість яких у першу чергу необхідно враховувати при розрахунку динамічних навантажень в екскаваторах, є канати, вали механізмів приводу, сполучні пружні муфти, елементи конструкції робочого встаткування й деякі найбільш піддатливі елементи несучих конструкцій (двоногі стійки, надбудови й т.п. ), розрахункову схему екскаватора приведено на рис. 3.

Крутильну жорсткість найбільш довгих і піддатливих у кожному механізмі валів, що мають значну різницю в діаметрах окремих ділянок, а також ослаблення перетинів шпонками й шліцами в місцях з'єднання зі ступицями насаджених на нього деталей, доцільно визначати по ділянках.

На приклад перетин поворотної платформи (середньої секції) у поперечному напрямку складається з настилів з товщиною листа  $\delta = 30\text{мм}$  й 4-х поздовжніх балок з такого ж аркуша. Додатковими, ввареними в поворотну платформу й навареними на неї елементами, знехтуємо, тому що врахувати їхній вплив практично неможливо.

Поперечні балки з листами  $\delta = 20\text{мм}$  практично не будуть впливати на деформацію поворотної платформи в поздовжньому напрямку.

Розрахункова схема для визначення навантажень та жорсткості поворотної платформи показана на рисунку 3.

Для визначення жорсткості, деформації поворотної платформи, до голови надбудови (точка С) прикладаємо одиничну силу. Ця сила розкладається на дві сили:

$P_{BC}$  – стискає передню стійку надбудови ВС

$P_{AC}$  – розтягує задню стійку АС.

Розглядаємо поворотну платформу, як балку, що згинається у вертикальній площині по поздовжній осі екскаватора. Потенційна енергія  $A$  деформування стержня довжиною  $S$  [2] визначиться за формулою:

$$A = \frac{1}{2} \int_S \frac{Mu^2 \cdot ds}{EJ},$$

де  $Mu$  – згінний момент, Н · м ;

$E$  – модуль пружності, Па ;

$J$  – момент інерції перетину,  $\text{м}^4$  .

Якщо згинальний момент постійний по довжині стержня, то

$$A = \frac{1}{2} \cdot \frac{Mu^2 \cdot S}{EJ}.$$

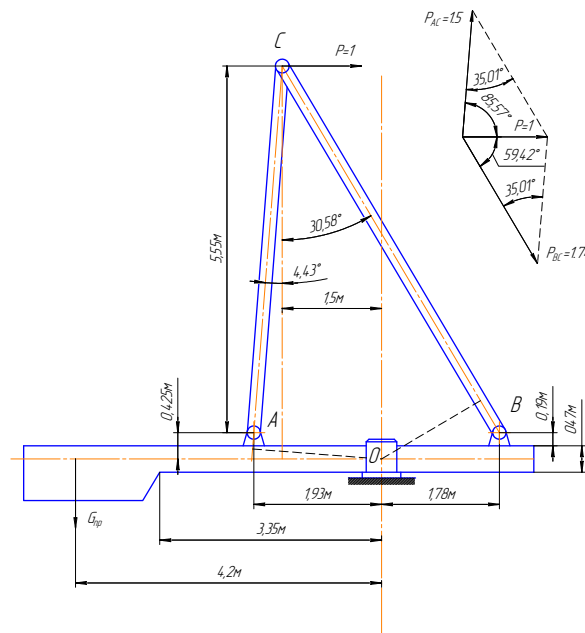


Рисунок 3 Розрахункова схема визначення жорсткості поворотної платформи і її елементів

У випадку див. рис.3 момент змінюється по довжині стержня за законом "трикутника" тоді

$$A = \frac{1}{6} \cdot \frac{M_{\max}^2 \cdot S}{EJ},$$

де  $M_{\max}$  – максимальна величина моменту на кінці стержня.

Розрахунки по наведеної методиці дозволяють побудувати графіки коливань стріли при вантовій, балочній та балочній з демпфером системах підвісу, рис.5. Аналіз теоретичних досліджень за допомогою математичної моделі дозволяє зробити наступні висновки:

При вантовій схемі підвісу:

невелика жорсткість по відношенню до балочної системи підвісу; гасіння коливань при розтяганні канату (властивість канатів); проста виготовлення та монтажу; відносно невелика вага та вартість.

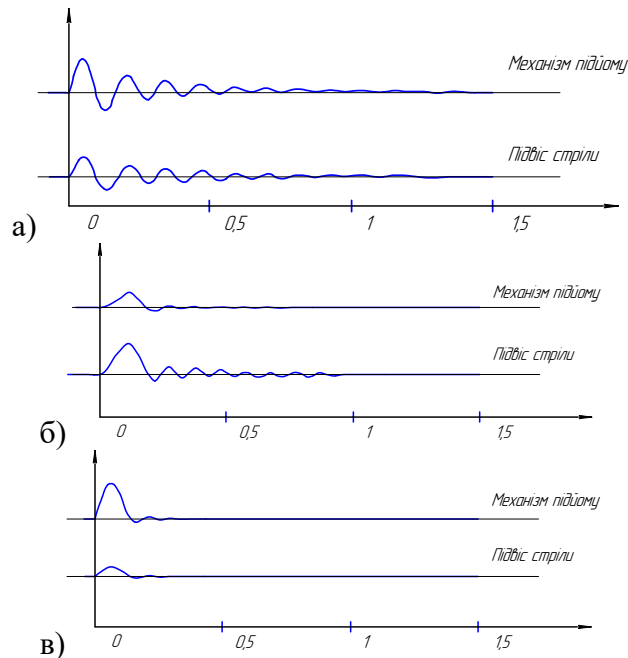


Рисунок 5. – Графік коливання стріли при різних підвісах:

а) при вантовій підвісці; б) балочній підвісці зі зменшеною жорсткістю; при балочній підвісці зі зменшеною жорсткістю та встановленим демпферним пристроєм.

Перевірку адекватності математичної моделі на кафедрі ДДМА проведено за допомогою фізичної моделі, яка виконана на основі сучасних вимог теорії подібності, так що процеси, які виникають при копанні ґрунтів ковшами прямих механічних лопат були подібні до

оригінала і моделі було витримано цілий ряд вимог теорії моделювання, умов фізичного та імітаційного моделювання робочого обладнання екскаваторів. Похибка результатів теоретичних і експериментальних досліджень складає до 18%.

**Наукова новизна та практична значимість.** На основі теоретичних та експериментальних досліджень встановлено, що застосування пружньо-демпферних пристроїв в системах підвіски стріли можна досягти зниження динамічних навантажень на виконавчі механізми та робоче обладнання до 12-15%. Це дозволить значно підвищити працездатність приводів і металоконструкцій виконавчих механізмів.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Волков, Д.П. Динамика и прочность одноковшовых экскаваторов/ Д.П. Волков. – М.: Машиностроение, 1965.– 463 с.
2. Баловнев, В.И. Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин: Учебное пособие для студентов вузов/ В.И. Баловнев – М.: Высш. школа, 1981.– 395 с.
3. Крупко В.Г. Оптимизация параметров динамических систем механизмов подъема экскаватора / В.Г. Крупко, Р.Н. Дихтенко // ПНУ ім. Юрія Кондратюка : Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) – 2009. – Вип.(25) Том2. – с. 114 – 119.