

ДОСЛІДЖЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ТУПИКОВОГО УПОРУ

1. Актуальність

Експлуатація вантажопідіймальної техніки пов'язана з підвищеною аварійністю і травматизмом. Незважаючи на прийняті заходи для збільшення безпеки експлуатації, кількість техногенних аварій, пов'язаних з вантажопідіймальними кранами, не скорочується. Підтвердженням цьому є численні публікації про резонансні аварії, які за статистичними даними відбуваються через низьку надійність захисної системи кранів у тупикових ділянках рейкового шляху та головним чином від фізично і морально застарілих як методу так і пристроїв зупинки, що всупереч усьому продовжують експлуатувати у вітчизняній промисловості.

2. Постановка проблеми

Основне призначення тупикових упорів – надійне забезпечення гасіння залишкової швидкості крана та запобігання його сходу з рейок в аварійних ситуаціях, тому тупикові упори повинні розглядатися як складова і невід'ємна частина системи «тупиковий упор – вантажопідіймальний кран».

В даний час для аварійної зупинки вантажопідіймальних кранів використовують тупикові упори трьох основних типів: ударні (з дерев'яними, гумовими, пружинними, пружинно-фрикційними, гідравлічними і комбінованими буферами), безударні (гравітаційні і фрикційно-гравітаційні) та тупикові упори комбінованого типу, які використовують в залежності від типу та конструкції вантажопідіймального крана.

Незважаючи на те, що існує велика різноманітність складних та простих за конструкцією упорів, аварійність вантажопідіймальних кранів у тупикових

ділянках шляху залишається відносно високою через ненадійні конструкції захисних систем та низьку їх можливість гасіння кінетичної енергії.

3. Постановка завдання

Безаварійний рух крана можна представити у вигляді графіка (рис. 1), де ділянка 1 – шлях розгону крана; 2 – шлях сталого руху; 3 – шлях гальмування.

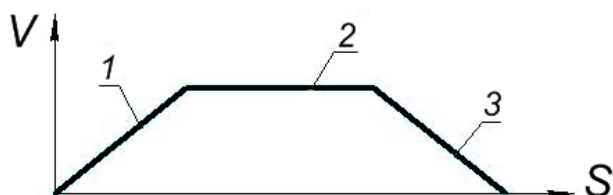


Рис. 1 – Графік безпечного руху вантажопідіймального крана

Захисна система повинна забезпечувати плавну зупинку таким чином, щоб уникнути руйнівної дії кінетичної енергії крана, що рухається. А у випадку аварійної ситуації плавно поглинути швидкість крана, уникнувши удару.

Рух вантажопідіймального крана при аварійному наїзді на ударний тупиковий упор можна показати у вигляді графіка (рис. 2), де 1 – шлях розгону крана, 2 – шлях сталого руху, 3 – шлях гальмування.

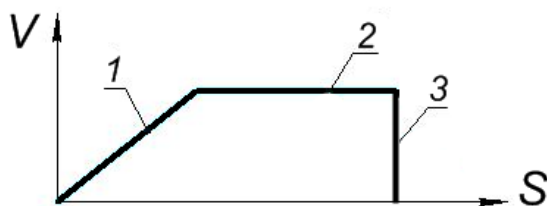


Рис. 2 – Графік аварійного руху вантажопідіймального крана

З цього графіка видно, що основним недоліком ударного тупикового упору є різке гасіння кінетичної енергії крана, що призводить до удару і великих динамічних навантажень на металоконструкцію крана і на тупиковий упор.

Отже, є очевидним, що має сенс дослідження, розробка та подальше створення захисних систем з ударними тупиковими упорами, які б мали високу енергопоглинаючу властивість для ефективного гальмування

вантажопідіймальних кранів.

4. Аналіз останніх досліджень і публікацій

У дійсний час при дослідженні різних типів і конструкцій тупикових упорів і в опублікованих роботах, на наш погляд, насамперед розглядаються багатопозиційні системи зупинки вантажопідіймальних кранів, при цьому зовсім недостатньо приділяється уваги удосконаленню ударних тупикових упорів.

5. Основний матеріал

Поставлене завдання пов'язане з теорією удару.

Як відомо, ударом називається особливий вид взаємодії системи матеріальних точок, при якій за малий проміжок часу τ , що називається тривалістю удару, кількість руху точок системи отримує скінченні прирости. Сили, за дії яких відбувається удар, називаються миттєвими або ударними силами. Позначимо їх через $\bar{F}_{y\partial}$.

При дослідженні удару гіпотеза про абсолютну твердість тіла не має місця. Під час удару основну роль відіграє фізична природа тіл. Оскільки ударні сили дуже великі й за час удару змінюються в значних межах, то в теорії удару за міру взаємодії тіл розглядаються не самі ударні сили, а їх імпульси. Ударний імпульс є величиною скінченною

$$\bar{S}_{y\partial} = \int_{t_0}^{t_0+\tau} \bar{F}_{y\partial} dt, \quad (1)$$

де τ – тривалість удару;

t_0 – початковий момент часу. Під час зіткнення твердих тіл τ має порядок $10^{-3} \dots 10^{-4}$ с.

Імпульсами неударних сил, тобто звичайних сил (наприклад, сили ваги, сили опору тощо), при ударі нехтують, тому що за час удару τ вони створюють дуже малі імпульси. У зв'язку з цим у подальших розрахунках ударний імпульс будемо позначати символом S (оскільки неударні сили до уваги не беруться).

Будемо далі позначати швидкість точки на початку удару \bar{v} , а швидкість в кінці удару \bar{u} . Тоді теорема про зміну кількості руху точки при ударі набуде вигляду

$$m(\bar{u} - \bar{v}) = \sum \bar{S}_k, \quad (2)$$

де $\sum \bar{S}_k$ – сума ударних імпульсів, що діють на точку.

Теорема про зміну кількості руху системи при ударі записується так:

$$\bar{Q}_1 - \bar{Q}_0 = \sum \bar{S}_k^e, \quad (3)$$

де $\sum \bar{S}_k^e$ – сума всіх зовнішніх ударних імпульсів, що діють на систему.

У проекціях на будь-яку координатну вісь x рівняння (3) дає:

$$Q_{1x} - Q_{0x} = \sum S_{kx}^e. \quad (4)$$

Як показує досвід, швидкості тіл, що стикаються, після удару менші, ніж до удару. Ньютон увів гіпотезу про те, що відношення модуля проекції на нормаль до поверхні в точці удару відносної швидкості після удару u_n до її значення до удару v_n є деяка фізична стала, що залежить від природи тіл, які стикаються, але не залежить від значень відносної швидкості та мас цих тіл. Цю сталу, яку позначимо через k , називають коефіцієнтом відновлення. Якщо $k=0$, то удар називають абсолютно непружним або пластичним. Якщо $k=1$, то удар називають абсолютно пружним. Якщо k – правильний дріб, тобто $0 < k < 1$, то удар називається не зовсім пружним.

Отже,

$$k = \left| \frac{u_n}{v_n} \right|, \quad 0 \leq k \leq 1. \quad (5)$$

При прямому ударі тіла об нерухому перешкоду коефіцієнт відновлення k дорівнює відношенню модуля швидкості тіла в кінці удару до модуля швидкості на початку удару:

$$k = \left| \frac{u}{v} \right|. \quad (6)$$

Значення коефіцієнта відновлення для різних тіл визначається дослідним шляхом. За даними експериментів при зміні швидкості \bar{v} не в дуже великих границях величина k залежить тільки від матеріалу тіл, що співударяються.

Розглянемо окремі випадки реалізації аварійного гальмування вантажопідіймального крана, коли має місце так званий прямий удар.

Перший варіант. Кран стикається з перешкодою, виконаною у вигляді бруса (рис. 3). Складемо рівняння (4), маючи на увазі, що $\bar{Q}_0 = M \cdot \bar{v}$, а $\bar{Q}_1 = M \cdot \bar{u}$, а також $u_x = u$, $v_x = -v$, $S_x = S$, $M(u + v) = S$.

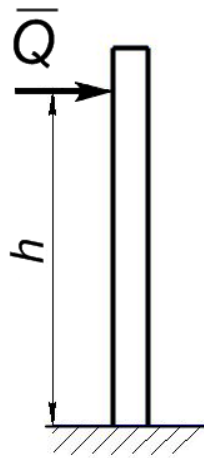


Рис. 3 – Схема ударного тупикового упору

Друге рівняння, яке необхідне для розв'язання задачі, дає рівність (6): $u = kv$. Тоді вираз для обчислення імпульсу удару буде таким:

$$S = Mv(1 + k) = \frac{P}{g}v(1 + k), \quad (7)$$

де P – вага крана.

Якщо термін удару τ , то середня величина ударної реакції Q буде

$$Q = \frac{S}{\tau} = \frac{Pv}{g\tau}(1 + k). \quad (8)$$

Максимальний згинальний момент в основі перешкоди для подальшого руху крана $M_{32} = Q \cdot h$, а відповідне напруження

$$\sigma_1 = \frac{Phv}{g\tau W_{32}}(1 + k), \quad (9)$$

де W_{32} – осьовий момент опору небезпечного перерізу бруса перешкоди, або момент опору перерізу в розрахунках на згин.

Другий варіант. Перешкода виконується у вигляді кривого бруса, внутрішній радіус якого R_1 дорівнює радіусу колеса крана (рис. 4, а). Вважаємо, що при стиканні колеса крана з перешкодою ударні сили розподіляються рівномірно по внутрішній поверхні перешкоди. Оскільки брус малої кривини, то з достатнім для даних досліджень ступенем точності можна вважати, що радіус нейтральної лінії конструкції дорівнює (приблизно) радіусу осі бруса, тобто $r = \frac{R_1 + R_2}{2}$. Тоді розрахункова схема конструкції набуває вигляду, показаному на рис. 4, б.

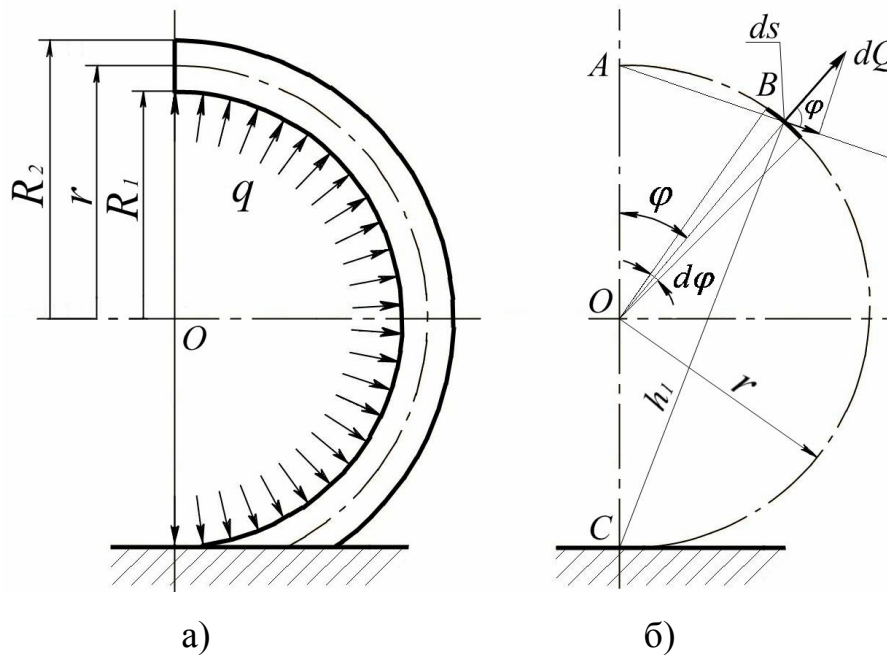


Рис. 4 – Тупиковий упор у вигляді кривого бруса

Визначимо згинальний момент у небезпечному перерізі перешкоди, тобто відносно точки C на розрахунковій схемі. Виділимо елементарну дугу ds , на яку діє елементарна сила удару $dQ = qds = qrd\varphi$. Згинальний момент у перерізі C буде виникати від складової цієї сили, що дорівнює $dQ \cdot \cos\varphi$ (оскільки $\angle ABC$ прямий).

Елементарний згинальний момент у перерізі C : $dM_{3z} = qr h_1 \cos \varphi \cdot d\varphi$, де плече h_1 легко визначити з трикутника ABC за допомогою теореми косинусів:

$$h_1 = r \sqrt{2(1 + \cos \varphi)}.$$

Тоді

$$dM_{\zeta \bar{a}} = \sqrt{2} q r^2 \tilde{n} \cos \varphi \sqrt{1 + \tilde{n} \cos \varphi} d\varphi. \quad (10)$$

Проінтегруємо вираз $\cos \varphi \sqrt{1 + \cos \varphi} d\varphi$:

$$\begin{aligned} \int_0^{\pi} \cos \varphi \sqrt{1 + \cos \varphi} d\varphi &= \int_0^{\pi} \cos \varphi \sqrt{2 \cos^2 \frac{\varphi}{2}} d\varphi = \sqrt{2} \int_0^{\pi} \left(\cos^2 \frac{\varphi}{2} - \sin^2 \frac{\varphi}{2} \right) \cos \frac{\varphi}{2} d\varphi = \\ &= \sqrt{2} \int_0^{\pi} \left(\cos^2 \frac{\varphi}{2} - 1 + \cos^2 \frac{\varphi}{2} \right) \cos \frac{\varphi}{2} d\varphi = 2\sqrt{2} \int_0^{\pi} \cos^2 \frac{\varphi}{2} \cos \frac{\varphi}{2} d\varphi - \sqrt{2} \int_0^{\pi} \cos \frac{\varphi}{2} d\varphi; \end{aligned}$$

Візьмемо окремо одержані два інтеграли:

$$\begin{aligned} \int_0^{\pi} \cos^2 \frac{\varphi}{2} \cos \frac{\varphi}{2} d\varphi &= 2 \int_0^{\pi} \left(1 - \sin^2 \frac{\varphi}{2} \right) \cos \frac{\varphi}{2} d \frac{\varphi}{2} = 2 \int_0^{\pi} \left(1 - \sin^2 \frac{\varphi}{2} \right) d \sin \frac{\varphi}{2} = 2 \int_0^{\pi} d \sin \frac{\varphi}{2} - \\ &- 2 \int_0^{\pi} \sin^2 \frac{\varphi}{2} d \sin \frac{\varphi}{2} = 2 \sin \frac{\varphi}{2} \Big|_0^{\pi} - \frac{2}{3} \sin^3 \frac{\varphi}{2} \Big|_0^{\pi} = 2 - \frac{2}{3} = \frac{4}{3}; \\ \int_0^{\pi} \cos \frac{\varphi}{2} d\varphi &= 2 \int_0^{\pi} \cos \frac{\varphi}{2} d \frac{\varphi}{2} = 2 \sin \frac{\varphi}{2} \Big|_0^{\pi} = 2. \end{aligned}$$

Таким чином, $\int_0^{\pi} \cos \varphi \sqrt{1 + \cos \varphi} d\varphi = 2\sqrt{2} \cdot \frac{4}{3} - 2\sqrt{2} = \frac{2\sqrt{2}}{3}$ і за формулою

(10) згинальний момент буде $M_{3z} = \frac{4}{3} q r^2$, де $q = \frac{Q}{\pi \cdot r} = \frac{P \nu}{\pi r g \tau} (1 + k)$. Тоді

$$M_{3z} = \frac{4}{3} \frac{P \nu r}{\pi g \tau} (1 + k). \quad (11)$$

Напруження обчислюється за виразом

$$\sigma_2 = \frac{4}{3} \frac{P \nu r}{\pi g \tau W_{3z}} (1 + k). \quad (12)$$

Третій варіант. Перешкода виконується такою ж, як показано на рис. 4, а, але внутрішня її сторона покрита пружним матеріалом (наприклад, гумою). Оскільки товщина шару цього покриття невелика, то в наближених або порівняльних розрахунках можна з достатнім для практики ступенем точності

скористатися формулою (12). Треба тільки мати на увазі, що в цьому випадку коефіцієнт відновлення k буде іншим. Якщо позначимо його через k_1 , то вираз (12) переписеться так:

$$\sigma_3 = \frac{4}{3} \frac{P \nu r}{\pi g \tau W_{32}} (1 + k_1). \quad (3)$$

Зрозуміло, що $k_1 < k = 1$, тобто величина напружень у небезпечному перерізі бруса при всіх інших рівних умовах будуть залежати від коефіцієнта відновлення k_1 .

Четвертий варіант – передбачає контрнавантаження конструкції перешкоди 1 спеціальним важелем 3, спорядженим прошарком пружного матеріалу 2 (рис. 5, а) до моменту удару. Напруження будуть дорівнювати

$$\sigma_4 = \frac{4}{3} \frac{P \nu r}{\pi g \tau W_{32}} (1 + k_2) - \frac{4 q' r^2}{3 W_{32}} = \frac{4r}{3W_{32}} \left(\frac{P \nu}{\pi g \tau} (1 + k_2) - q' r \right), \quad (14)$$

де q' – тиск на перешкоду зі зворотної сторони перешкоди (рис. 5, б); k_2 – коефіцієнт відновлення конструкції перешкоди у розглядуваному варіанті.

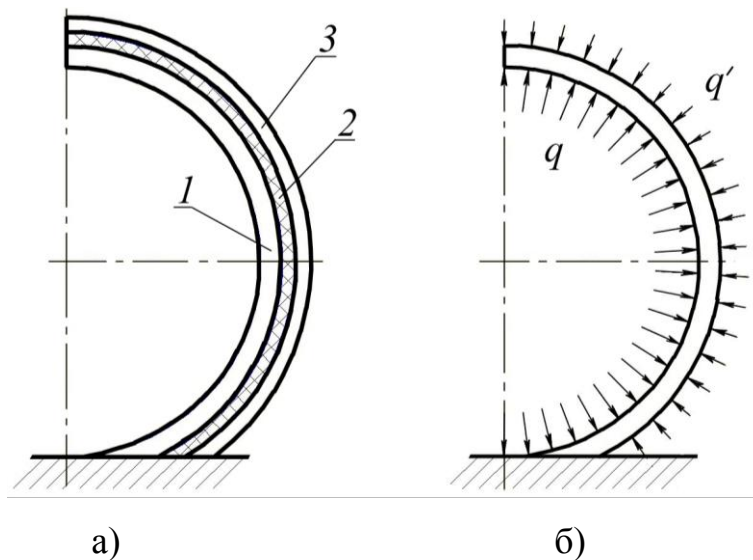


Рис. 5 – Тупиковий упор у вигляді кривого бруса з прошарком пружного матеріалу

Висновки

Аналізуючи формули (9), (12), (13) та (14) можна зробити висновок, що в останньому випадку зменшення напруження в небезпечному перерізі, тобто

підвищення міцності конструкції перешкоди, на відміну від перших двох, можна досягати завдяки двом чинникам (при всіх інших рівних умовах). Крім того, наявність пристрою для контрнавантаження сама по собі збільшує надійність роботи захисної системи крана при екстремому гальмуванні.

Список використаних джерел:

1. Иванов В. Н. Совершенствование защитных систем грузоподъемных кранов в тупиковых участках пути / В. Н. Иванов, И. И. Исьемини, И. Б. Седов // Подъемные сооружения. Специальная техника. – 2009. – № 5 (93). – С. 13–16.
2. Исьемини И. И. Многокомпонентная защитная система останковки грузоподъемных кранов / И. И. Исьемини, Б. Г. Лях, Ю. И. Сычев // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2009. – № 1/3 (39). – С. 47–49.
3. Александров А. В. Сопротивление материалов / А. В. Александров, В. Д. Потапов, Б. П. Державин. – 7-е изд. – М.: Высшая школа, 2009. — 560 с.
4. Писаренко Г. С. Опір матеріалів / Г. С. Писаренко О. Л. Квітка, Е. С. Уманський ; за ред. Г. С. Писаренка. – К.: Вища школа, 1993. – 655 с.

Сычев Ю.И., Лях Б.Г., Неко В.И., Исьемини И.И., Самчук В.В.

«Дослідження конструкції тупикового упору».

В статье показана возможность создания устройства, которое бы обеспечивало плавное торможение грузоподъемного крана в тупиковых участках кранового пути в аварийных ситуациях. Метод заключается в создании предварительного напряжения в защитном устройстве относительно встречного напряжения, возникающего от наезда крана.

Ключевые слова: тупиковый упор, грузоподъемный кран, удар, предварительное напряжение.

Сичов Ю.І., Лях Б.Г., Неко В.І., Ісьєміні І.І., Самчук В.В. «Дослідження конструкції тупикового упору».

У статті показана можливість створення пристрою, який би забезпечував плавне гальмування вантажопідіймального крана у тупикових ділянках кранового шляху в аварійних ситуаціях. Метод полягає в створенні попередньої напруги в захисному пристрої відносно зустрічної напруги, що виникає від наїзду крана.

Ключові слова: тупиковий упор, вантажопідіймальний кран, удар, попередня напруга.

Sychov Y.I., Ljax B.G., Neko V.I., Isyemini I.I., Samchuk V.V. «Research of design of the deadlock stop».

In the article possibility of creation of the device which would provide smooth braking of the load-lifting crane in deadlock sites crane way to emergencies is shown. The method consists in creation of preliminary pressure in the accident protection device relative to counter stress that appears from tracking crane.

Key words: deadlock stop, hoisting crane, impact, preliminary pressure.