

УДК 621.873

**ВИЗНАЧЕННЯ ОПОРУ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНА
ПІД ЧАС ЙОГО НАЇЗДУ НА ТУПИКОВІ УПОРИ**

©Ісьєміні І. І.

Українська інженерно-педагогічна академія

Інформація про автора:

Ісьєміні Ілля Ігорович: ORCID: 0000-0001-7872-8526; isyemilya@gmail.com; кандидат технічних наук; доцент кафедри металоріжучого обладання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Забезпечення безпеки експлуатації вантажопідіймальних кранів потребує точного визначення горизонтальної сили при наїзді крана на тупикові упори, що унеможливають схід крана з рейок. Це потрібно для розрахунку буферних пристроїв, що гасять кінетичну енергію крана, та конструкцій тупикових упорів. Визначення горизонтальної сили наїзду буде більш точним, якщо при її розрахунках враховувати опір пересуванню крана.

Для визначення опору пересуванню крана необхідно знати типорозмір крана, в яких умовах він працює, його кінематичні параметри. Умови, в яких працює кран, потрібні для визначення коефіцієнту тертя ковзання у вальницях ковзання ходових коліс і коефіцієнту тертя другого роду ходового колеса по рейці, оскільки ці коефіцієнти великою мірою залежать від забрудненості підкранових рейок, діаметру ходових коліс і типорозміру рейок.

Уточнене значення опору пересуванню крана дозволяє визначати не тільки горизонтальну силу наїзду крана на тупикові упори, але й необхідну потужність електродвигунів, що забезпечить правильний вибір типорозміру двигунів, зменшуючи вартість механізму пересування, установлену потужність і витрату електроенергії.

Ключові слова: опір пересуванню крана; тупиковий упор; буфер; сила наїзду крана на тупикові упори.

Исьемини И. И. «Определение безопасности сопротивления передвижению крана во время его наезда на тупиковые упоры».

Обеспечение безопасности эксплуатации грузоподъемных кранов требует определения горизонтальной силы при наезде крана на тупиковые упоры, которые делают невозможным сход крана с рельсов. Это необходимо для расчета буферных устройств, которые гасят кинетическую энергию крана, и конструкций тупиковых упоров. Определение горизонтальной силы наезда будет более точным, если при ее расчетах учитывать сопротивление передвижению крана.

Для определения сопротивления передвижению крана необходимо знать типоразмер крана, в каких условиях он работает, его кинематические параметры. Условия, в которых работает кран, нужны для определения коэффициента трения скольжения в подшипниках скольжения ходовых колес и коэффициента трения второго рода ходового колеса по рельсу, так как эти коэффициенты в большой степени зависят от загрязнения подкрановых путей, диаметра ходовых колес и типоразмера рельсов.

Уточненное значение сопротивления передвижению крана позволяет определять не только горизонтальную силу наезда крана на тупиковые упоры, но и необходимую мощность

электродвигателей, что обеспечит правильный выбор типоразмера двигателей, уменьшая стоимость механизма передвижения, установленную мощность и расход электроэнергии.

Ключевые слова: сопротивление передвижению крана; тупиковый упор; буфер; сила наезда крана на тупиковые упоры.

Isyemini I. “Estimation of the crane moving resistance during it’s running into the end stops”.

Providing safety of hoist cranes operation requires the estimation of the horizontal force during crane’s running into the end stops that do impossible derailment of crane. It’s necessary for calculation of the buffers that shows down the kinematic energy of crane and constructions of end stops. Estimation of horizontal force of crane’s running will more exactly if during calculation it will allow for crane moving resistance.

For determination of the crane moving resistance is necessary to know crane dimension-type, working conditions and kinematic parameters of crane. Working conditions are need for estimation of coefficient of kinetic friction in slide bearings of wheels and coefficient of rolling friction of wheel on rail. These coefficients to a greater extent from dirty level of gantry rail, wheels diameter and rails dimension-type.

Specified value of crane moving resistance allows to estimate not only the horizontal force during crane’s running into the end stops but necessary power of motors and decrease cost of movement mechanism, established power and electrical energy consumption.

Key words: crane moving resistance; end stop; buffer; force of crane’s running into the end stops

1. Вступ

Відповідно до п. 4.1125, 4.11.28 Правил [1] вантажопідйомні крани, які пересуваються рейковою колією, повинні бути обладнані буферними та тупиковими пристроями, які є елементами захисної системи кранів у кінцевих ділянках колії. 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. Постановка проблеми

При розрахунках тупикових упорів потрібно чітко розуміти, з якою швидкістю кран наїжджатиме на тупикові упори. Це необхідно для того, щоб не витратити зайвий матеріал при виготовленні занадто міцних тупикових упорів і проектувати буферні пристрої потрібної енергоємності (для уникнення надто жорсткого удару крана в тупикові упори). Проте доволі часто це складно зробити, оскільки потрібно враховувати рушійну силу від двигуна приводу механізму пересування крана та опір пересуванню.

3. Аналіз досліджень

В роботі [3] було запропоновано рушійну силу від двигуна приводу механізму пересування крана обчислювати за такою формулою:

$$F_{\text{ог}} = \frac{2 \cdot 9550 \cdot \frac{N}{n} \cdot i \cdot \eta}{D_K}, \quad (1)$$

Піднімально-транспортні машини

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.

Щодо опору пересуванню крана з урахуванням сил інерції, то в роботі [4] він визначався як

$$W_0 = W_{CT} + 1,2 \cdot \frac{G_k + Q}{g} \cdot a_n, \quad (2)$$

де W_{CT} – 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, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;
 a_n – середнє прискорення крана при пуску (використовується для перевірки зчеплення ходових коліс крана з рейкою), для мостових кранів загального призначення приймаємо $a_n = 0,2 \text{ м/с}^2$ [5].

Але для більш точної оцінки горизонтального навантаження необхідно розуміти, як знаходиться опір пересуванню крана в загальному випадку.

4. Основний матеріал

Опори пересуванню крана створюються при коченні коліс по рейках і у вальниціях коліс. Ці опори мають місце завжди і можуть бути названі постійними [6]. Але оскільки навіть при дуже доброму виготовленні конструкцій крана та кранової колії неможливо забезпечити правильне переміщення крана без прямого впливу реборд (або горизонтальних котків), то додаткові опори пересуванню є неминучими. Тим більше це є очевидним в реальних умовах, коли ми стикаємось з різницею діаметрів ходових коліс, перекосом коліс, неправильним вкладанням рейок та іншими моментами. Додаткові опори викликаються поперечними та поздовжнім (вздовж рейок) ковзанням коліс, тертям реборд о голівки рейок, тертям маточин або зростанням втрат у вальниціях кочення під впливом поперечних навантажень коліс.

Прийнята класифікація є достатньо умовною, в будь-якому випадку треба пам'ятати про те, що додаткові опори можуть бути більше за постійні, а дія їх може бути

В загальному ж випадку вельми постійними. Наприклад, рух крана в перекошеному стані іноді відбувається на великій ділянці кранової колії, отже, при цьому діють значні за величиною додаткові опори, які нерідко перевищують опори, що названі постійними. Інший приклад маємо в русі двох приводних коліс, зв'язаних зубчастою передачею. При рівних діаметрах коліс додаткових опорів немає, при різниці діаметрів такі опори виникають і є постійними в тій мірі, в якій зберігається різниця діаметрів.

Крім названих опорів, що є в цілому опорами тертя, маємо опори, викликані ухилом кранових колій і тиском вітру для кранів, які працюють на відкритих майданчиках.

Піднімально-транспортні машини

Опори тертя, ухили колій, тиск вітру не є постійними, тому необхідно мати достатньо повне уявлення про характер опорів пересуванню та їх можливих комбінаціях. переоцінка опорів руху призводить, як вже зазначалося, до вибору надто потужних двигунів зі всіма негативними наслідками, що впливають звідси: збільшується вага та вартість механізму пересування, установлена потужність і витрати електроенергії, збільшуються інерційні навантаження, швидше зношуються деталі механізмів і руйнуються металоконструкції і кранові колії.

Повний опір руху від сил тертя зазвичай визначаються за формулою:

$$W = G\beta_k = \frac{f_k d_k + 2k_k}{D_k}, \quad (3)$$

де f_k – коефіцієнт тертя ковзання у вальницях ковзання ходових коліс або приведений коефіцієнт тертя для вальниць кочення ходових коліс;

d_k – діаметр цапфи вальниці, мм;

k_k – коефіцієнт тертя другого роду ходового колеса по рейці, см;

β_k – коефіцієнт, який враховує тертя реборд і маточини ходового колеса, нерівності рейок та інші невраховані опори.

Для вальниць ковзання $\beta_k = 1,2 - 1,8$.

Для вальниць кочення $\beta_k = 2,5 - 5,2$.

На практиці коефіцієнт тертя другого роду ходового колеса по рейці k_k становить 0,05–0,08, проте теоретично k_k має менше значення. Практичні значення подаються у зв'язку з тим, що крани зазвичай працюють у запилених умовах і при своєму переміщенні зустрічають великі опори пересуванню. Другою причиною підвищення коефіцієнта k_k є знос робочої поверхні коліс, нерівномірність якої підвищує коефіцієнт кочення.

Щодо коефіцієнта тертя ковзання у вальницях ковзання ходових коліс, то лабораторних умовах, як зазначається в роботі [7], отримані значення $f_k = 0,001 - 0,007$, практичні ж значення – $f_k = 0,005 - 0,015$, іноді й більше, особливо у випадку регульованих роликоступових вальниць. Цим пояснюється велика розбіжність рекомендацій у окремих авторів ($f_k = 0,0015 - 0,03$). Певне, для правильно змонтованої радіально навантаженої вальниці величина $f_k = 0,01$ перебільшена; при наявності ж осьових навантажень, які сприймаються разом з радіальними, значення f_k має бути більшим.

Запас зчеплення при гальмуванні може бути визначений за однією з таких формул:

$$k_{зч} = \frac{G_{зч} f_{зч} \frac{D_{хк}}{2}}{(M_{T \max} - M'_B) \frac{i}{\eta} + G_{зч} f \frac{d}{2}} \geq 1,0 \quad (4)$$

або

$$k_{зч} = \frac{G_{зч} f_{зч}}{\frac{G}{a} a_{T \max} - G\omega + P_b + G_a + G_{зч} f \frac{d}{D_{хк}}} \geq 1,0, \quad (5)$$

Піднімально-транспортні машини

де $G_{зч}$ – зчїпна вага в порожньому стані, сума тисків повідних ходових коліс;
 $f_{зч}$ – коефіцієнт зчєплення ободу повідних коліс з рейкою, коефіцієнт тертя спокою;
 $D_{хх}$ – діаметр ходових коліс;
 $M_{T\max}$ – найбільший гальмівний момент з урахуванням динаміки замикання гальма;
 f – коефіцієнт тертя у вальницях повідних коліс;
 G – вага механізму;
 ω – коефіцієнт опору руху;
 P_b – вітровий тиск;
 α – ухил підкранових колій;
 $M'_{e,ч}$ – частина найбільшого гальмівного моменту, що поглинається інерцією частин, що обертаються.

Висновки

При розрахунках горизонтальної сили від наїзду крана на тупикові упори, буферних пристроїв і самих тупикових упорів потрібно враховувати опір пересуванню крана, що залежить від типорозміру крана, умов, в яких він працює та деяких кінематичних параметрів, наведених вище.

Список використаних джерел:

1. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів. НПАОП 0.00-1.01-07 / Держ. комітет України з пром. безпеки, охорони праці та гірнич. нагляду ; відп. за вип. В. П. Ровенець. – Харків : Форт, 2007. – 256 с.
2. ДБН В.1.2-2:2006. Нагрузки и воздействия. Нормы проектирования. – Введ. 01.01.2007. – К. : Минстрой Украины, 2006. – 78 с.
3. Ковальський Б. С. Грузоподъемные машины : учеб. пособие / Б. С. Ковальський ; Харьк. высш. командно-инж. училище. – Харьков, 1969. – 163 с.
4. Ісьєміні І. І. Інженерна методика обчислення ударного навантаження вантажопідійомних кранів у розрахунках буферних пристроїв / І. І. Ісьєміні // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2010. – № 4/6 (46). – С. 36-39.
5. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин : учеб. пособие / Ф. К. Иванченко, В. С. Бондарев, Н. П. Колесник, В. Я. Барабанов. – К. : Вища шк., 1975. – 520 с.
6. Казак С. А. Статистическая динамика нагружения подъемно-транспортных машин / С. А. Казак / Урал. политехн. ин-т. – Свердловск : УПИ, 1988. – 86 с.
7. Джигкаев Т. С. Основы динамики мостовых перегружателей и кранов в условиях особых нагрузок / Т. С. Джигкаев. – Владикавказ : Терек, 2000. – 226 с.

References

1. Derzh. departament z nahliadu za okhoronoiu pratsi Ukrainy 2007, *Pravyla budovy i bezpechnoi ekspluatatsii vantazhopidiimalnykh kraniv*, NPAOP 0.00-1.01-07 07, Kharkiv.
2. Otkrytoye aktsionernoye obshchestvo “Ukrainskiy nauchno-issledovatel'skiy i proektnyy institut stalnykh konstruksiy im. V.N.Shimanovskogo” (ОАО Укрнііпроєктстальконструкція ім. В.Н.Шімановського) 2006, *Nagruzki i vozdeystviya. Normy proektirovaniya*, DBN V.1.2-2:2006, Minstroy Ukrainy, Kyiv.
3. Kovalskiy, B 1963, *Gruzopodyemnyye mashiny*, Kharkovskoye vyssheye komandno-inzhenernoye uchilishche, Kharkov.
4. Isyemini, I 2010, ‘Inzhenerna metodyka obchysleniya udarnogo navantazheniya vantazhopidiomnykh kraniv u rozrakhunkakh buferynykh prystroiv’, *Vostochno-yevropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy*, no. 4/6 (46), pp. 36-39.
5. Ivanchenko, F, Bondarev, V, Kolesnik, N & Barabanov, V 1975, *Raschety gruzopodyemnykh i transportiruyushchikh mashin*, Vyshcha shkola, Kyiv.
6. Kazak, S 1988, *Statisticheskaya dinamika nagruzeniya podyemno-transportnykh mashin*, UPI, Sverdlovsk.
7. Dzhigkaev, T 2000, *Osnovy dinamiki mostovykh peregruzhateley i kranov v usloviyakh osobykh nagruzok*, Terек, Vladikavkaz.

Стаття надійшла до редакції 6 червня 2017 р