

УДК 621.87

## КОНТАКТНІ НАПРУЖЕННЯ В ЗОНІ ТИСКУ КОЛЕСА І РЕЙКИ

©Фідровська Н. М., Краснокутська Т. Б.

Українська інженерно-педагогічна академія

В статті розглянуті питання контактних напружень, які виникають між ходовим колесом і рейкою. Зроблений висновок про зв'язок числа циклів, які може працювати колесо з напруженнями в зоні контакту.

**Ключові слова:** колесо, рейка, напруження, число циклів, пляма контакту, тиск, довговічність.

*Фидровская Н. Н., Краснокутская Т. Б.* «Контактные напряжения в зоне давления колеса и рельса».

В статье рассмотрены вопросы контактных напряжений, возникающих между ходовым колесом и рельсом. Сделанный вывод о связи числа циклов работы колеса с напряжениями в зоне контакта.

**Ключевые слова:** колесо, рельс, напряжения, число циклов, пятно контакта, давление, долговечность.

*Fidrovska N. M., Krasnokutska T. B.* "Contact stress in area of pressure of wheel and rail".

On the article consideration questions contact strains arise between motion wheel and rail. Make conclusion about bond of number cycles work of wheel with strains in contact zone/

**Key words:** wheel, rail, strain, number cycles, contact stain, pressure, lasting.

### 1. Постановка задачі

Кранові колеса являються найбільш швидко зношуваним елементом крана. Зменшення їх довговічності приводе до підвищенню ремонтних витрат і збільшення простоїв крана, які досягають для мостових кранів до 10-12 % загального часу простоїв. Витрати, які пов'язані з заміною і відновленням ходових коліс, складають 15...17 % від вартості ремонту всього крана. Тому, підвищення довговічності кранових ходових коліс являється досить актуальною задачею сучасного кранобудування.

### 2. Аналіз публікацій по темі дослідження

Великий вклад в дослідження кранових ходових коліс внесли такі вітчизняні і іноземні вчені, як Б.С. Ковальський, І.І. Абрамович, І.І. Івашков, І.О. Спіцина, М.М. Гохберг, Х. Ганновер, М. Шеффлер, Х. Марквардт і інш.

При цьому більш як 90 % кранових коліс виходять з ладу з причини зносу реборд. Але питання, які пов'язані з їх зносостійкістю, не знайшли переконливого рішення і до теперішнього часу.

Низька довговічність реборд пояснюється недосконалими умовами їх взаємодії з рейками. Бокові навантаження на реборди кранових коліс досягають 25 % від вертикального

навантаження, яке діє від коліс на рейку. Механізм взаємодії реборди колеса з рейкою вказує на точковий контакт в результаті того, що кути нахилу профілю бокової площини голівки рейки і реборди різні і кривизна ділянки профілю рейки біля дотику з ребордою має невеликий радіус кривизни. В місці контакту виникає тиск, який близький до межі текучості.

Навантаження на деякій полосі шириною  $2b$  рівне

$$q = 2pb, \quad (1)$$

де  $p$  – тиск на поверхні плями контакту.

Найбільший тиск можна визначити по формулі [1]

$$p = m\sqrt[3]{PA^2E^2}, \quad (2)$$

де

$$m = \frac{3\beta}{2} \sqrt{\frac{e^4}{36\pi(1-\nu^3)^2(K-F)^2}},$$

де

$$A = \frac{1}{R_{11}} + \frac{1}{R_{21}},$$

$$B = \frac{1}{R_{12}} + \frac{1}{R_{22}},$$

де  $R_{11}, R_{12}, R_{21}, R_{22}$  – радіуси кривизн колеса і рейки.

$$e = \sqrt{1 - \beta^2};$$

$$\frac{A}{B} = \frac{\beta^2(K-F)}{F - \beta^2K};$$

$E$  – приведений модуль пружності

$$E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}.$$

### 3. Виклад основного матеріалу дослідження

Підставимо вираз (2) у рівняння (1) і отримаємо

$$q = 2mb\sqrt[3]{PA^2E^2} \quad (3)$$

Залежність між боковою силою  $Q$  і тиском  $p$  на поверхні плями контакту визначаємо

$$Q = \int_{z_1}^{z_2} 2pb \cos^{-1} \varphi dz; \quad (4)$$

де  $z_1$  – нижня межа (амплітуда верхньої точки плями контакту);

$z_2$  – верхня межа (амплітуда нижньої точки плями контакту);

$z$  – відстань точки реборди до горизонтальної площини, яка проходить через миттєву вісь обертання.

Для пересування кранів застосовують спеціальні кранові рейки з випуклою голівкою типу КР і плоскі залізничні рейки.

У випадку точкового контакту колеса радіуса  $R$  на рейках типу КР або  $P$ , який має радіус голівки  $r$ , площа контакту являє собою еліпс, у якого більша вісь орієнтована вдовж рейки, якщо  $R > r$ , або впоперек рейки, якщо  $R < r$ . У першому випадку при  $\alpha = \frac{b}{a} < 0,45$  максимальні ефективні напруження  $\sigma_e$  будуть мати місце в центрі площини і дорівнюють

$$\sigma_e = \frac{\sqrt{1-\alpha+\alpha^2}}{1+\alpha}(1-2\nu)p_0, \quad (5)$$

При  $\alpha > 0,45$  максимальні напруження на кінцях великої вісі

$$\sigma_e = 3\frac{\alpha(arthe-e)}{e^2}(1-2\nu)p_0. \quad (6)$$

Величина  $p_0$  визначається за формулою

$$\sigma_e = k^3\sqrt{\frac{PE^2}{R^2}}, \quad (7)$$

де  $k$  – коефіцієнт, який залежить від співвідношення  $\frac{R_2}{R_1} < 1$ . Із збільшенням радіусу  $r$  зменшується напруження  $\sigma_e$ , але при перекосі колеса або рейки у поперечному напрямку площа контакту зміщується з осі рейки і це зміщення збільшується разом з радіусом головки рейки. Наслідком ексцентричності прикладення навантаження являється кручення і згин рейки, погіршення умов його роботи, що може привести іноді до руйнування.

При плоскій рейці ефективні напруження будуть дорівнювати

$$\sigma_e = 0,167\sqrt{\frac{PE}{BR}}, \quad (8)$$

де  $B$  – корисна ширина рейки.

Враховуючи динаміку руху крана, під  $P$  розуміють навантаження

$$P' = K_1K_2P_c, \quad (9)$$

де  $K_1$  – коефіцієнт динамічності;

$K_2$  – коефіцієнт нерівномірності розподілення навантаження по ширині рейки;

$P_c$  – навантаження ходового колеса, яке визначається із рівняння рівноваги.

Для рейки з випуклою голівкою  $K_2 = 1$ . Для плоскої рейки значення  $K_2$  може коливатися в широких межах, так як відносний перекося колеса і рейки залежить від багатьох обставин: деформації цехових конструкцій, естакад, підкранових балок, кранових конструкцій; недоліків в установці коліс і ходових візків; дефектів монтажу рейок.

Контактна задача для випадку перекошеного циліндру на плоскій рейці може бути вирішена, але ефективність рішення буде зменшена за рахунок змінності умов контакту на різних ділянках шляху і при різних навантаженнях.

При русі крану мають місце як поперечні так і подовжні сили сковзання. При сковзанні загальмованих ходових коліс або при їх буксуванні на плоскій рейці ефективні напруження будуть визначатися за формулою [2]

$$\sigma'_e = K_f\sigma_e, \quad (10)$$

де

$$K_f = \sqrt{1 + 20f^2},$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя, приймається від 0,05 до 0,30.

Тоді можна записати для випуклої рейки

$$\sigma_e = kK_f^3 \sqrt{\frac{P^2 E^2}{R_1^2}}, \quad (11)$$

Для плоскої рейки

$$\sigma_e = 0,167K_f \sqrt{\frac{P^2 E}{BR}}. \quad (12)$$

Наближеність в оцінці  $K_f$  відповідає загальному рівню розрахунків ходових коліс. Б.С. Ковальський запропонував змінити практику розрахунків і рекомендував перехід до розрахунку ходових коліс кранів по строку служби, по зносу. Граничні напруження можна визначати за формулою

$$\sigma_{eo} = (0,25 - 0,30) H_b,$$

Ця межа остається незмінною до числа обертів ходового колеса  $N = 10^4$ .

При більшому числі обертів граничні напруги зменшуються

$$\sigma_e = \sigma_{eo} \sqrt[m]{\frac{10^4}{N}} \quad (13)$$

Навантаження на колесо змінне, тому під  $N$  треба розуміти деяке приведене число обертів ходового колеса, яке робить  $N_1$  обертів під навантаженням  $P_1 = P$ ,  $N_2$  обертів під навантаженням  $P_2$

$$N = N_1 + N_2 \left(\frac{P_2}{P}\right)^3 + N_3 \left(\frac{P_3}{P}\right)^3 + \dots$$

### Висновки

Ця методика розрахунків кранових ходових коліс не складна, але може викликати деякі труднощі в оцінці загального числа циклів навантаження за строк служби в оцінці приведеного числа циклів, якщо умови і режим роботи крана не можуть бути задані з достатньою точністю. Для запобігання цього можна поєднати ходові колеса в групи так, щоб перша група охоплювала колеса крана з дуже легким режимом роботи, остання – колеса крана з дуже тяжким режимом, інтенсивним використанням.

При розбивці ходових коліс по групам треба враховувати такі признаки, як швидкість пересування, обмеження прискорень і гальмувань, число включень двигуна за годину і т. інш.

### Список використаних джерел:

1. Ковальський Б. С. Расчет деталей на местное сжатие / Б. С. Ковальський. – Харьков : ХВКИУ, 1967. – 224 с.
2. Ковальський Б. С. Вопросы передвижения мостовых кранов : [доклад] / Б. С. Ковальський ; Восточноукр. нац. ун-т. – Луганск : Изд-во ВУГУ, 1998. – 39 с.

Стаття надійшла до редакції 6 травня 2014 р.