

УДК 62 – 233.27

Фидровская Н.Н., Чернышенко А.В.

## СРОК СЛУЖБЫ ПОДШИПНИКОВ КРАНОВЫХ КОЛЕС

### 1. Постановка проблемы

Ходовые колеса кранов и тележек при работе нагружены весом крана и груза, силами инерции масс крана и груза, силами, возникающими при перекосе крана, ветровыми нагрузками. Эти нагрузки в комплексе воспринимаются подшипниками, которые установлены в буксах крановых колес. Очень часто при передвижении кранов из-за перекоса мостов относительно рельсового пути возникает трение реборд крановых колес о рельсы, появляются толчки и удары, что значительно снижает срок службы колес и рельсов. Так же кран в процессе движения по рельсовому пути проходит через стыки рельсов, что вызывает дополнительную динамическую нагрузку, которая в свою очередь тоже влияет как на состояние колеса, так и на долговечность подшипников.

### 2. Анализ последних исследований

Как известно, при проектировании кранов подшипники подбираются таким образом, чтобы обеспечить заданный срок службы в определенных условиях и при определенных радиальных и осевых нагрузках. Так как подшипники механизмов передвижения кранов и тележек работают в тихоходном режиме, т.е. скорость их вращения менее 10 оборотов в минуту, то согласно РТМ 24.090.17-76 [1] данные подшипники рассчитываются как подшипники, работающие со скоростью 10 оборотов в минуту.

Как показывает практика, подшипники крановых колес не вырабатывают свой ресурс, а выбраковываются вместе с вышедшими из строя колесами, которые изнашиваются намного раньше.

### 3. Цели исследования

Следовательно при проектировании механизмов передвижения грузоподъемных тележек и кранов необходимо учитывать расчетные сроки колес и подшипников, что поможет решить проблему равнопрочности и равной долговечности различных узлов механизма передвижения кранов. Для этого уже на этапе проектирования необходимо учитывать сроки службы крановых колес и подшипников.

### 4. Основные материалы исследования

Рассмотрим методы определения долговечности крановых колес и

буксовых подшипников кранов.

Эквивалентное напряжение при контакте колеса с рельсом определяется по формулам [5].

При контакте цилиндрического колеса с плоским рельсом

$$\sigma_y = 340k_f \sqrt{\frac{k_a k_H P_{max}}{bD}} \leq [\sigma_y]$$

При контакте обода колеса рельса с выпуклой головкой

$$\sigma_y = 7500k k_f \sqrt[3]{\frac{k_a P_{max}}{D^2}} \leq [\sigma_y]$$

где  $D$  - диаметр колеса;  $k$  - коэффициент, зависящий от закругления радиуса головки рельса к диаметру колеса;  $k_a$  - коэффициент динамичности;  $k_f$  - коэффициент, учитывающий влияние касательной нагрузки на напряжения в контакте,  $k_H$  - коэффициент неравномерности распределения нагрузки;  $[\sigma_y]$  - допускаемые напряжения смятия.

Допускаемые напряжения смятия можно определить по формуле:

$$[\sigma_y] = [\sigma_0] \sqrt[9]{\frac{10^4}{N}}$$

где  $[\sigma_0]$  - допустимые контактные напряжения при  $N \leq 10^4$ .  $[\sigma_0]$  определяется в зависимости от твердости и марки стали из которой изготавливаются крановые колеса.

Приведенное число оборотов число оборотов колеса за срок службы [2]

$$N = \theta \cdot N_c, \tag{1}$$

где  $N_c$  - полное число оборотов колеса за срок службы.

$$N_c = 3.6 \cdot 10^3 \frac{V_c}{\pi D} T_{ном} \tag{2}$$

где  $V_c$  - усреднённая скорость передвижения колеса, м/с.

$$V_c = \beta V$$

$\beta$  - коэффициент, зависящий от отношения времени неустановившегося движения  $t_H$  (суммарного времени разгона и торможения) к полному времени передвижения  $t$ ,

$T_{ном}$  - максимальное время работы колеса (в часах) за весь срок службы.

$\Theta$  - коэффициент приведенного числа оборотов

$$\Theta = \sum_n^{i=n} \frac{N_i}{N_c} \left( \frac{F_i}{F} \right), \quad (3)$$

где  $N_1, N_2, \dots, N_i, \dots, N_n$  - число оборотов колеса под нагрузкой  $F_1, F_2, \dots, F_i, \dots, F_n$  соответственно .

Число оборотов колеса диаметром  $D$  под нагрузкой  $F_i$

$$N_i = \frac{60V}{\pi D} h, \quad (4)$$

где  $h$  - число часов передвижения крана со скоростью  $V$ , м/мин.

Машинное время работы колеса зависит от календарного срока службы, числа рабочих смен, числа часов работы в смену [2].

$$T_{ном} = MKCH \quad (5)$$

где  $M$  – календарный срок службы,

$K$  – число рабочих дней,

$C$  – количество смен,

$H$  – число часов работы в смену.

Принимаем  $M=4$  года,  $K=250$  дней,  $C=2$  смены,  $H=2$  часа. Тогда

$$T_{max} = 4 \cdot 250 \cdot 2 \cdot 2 = 4000 \text{ час.}$$

При  $V=70$  м/мин и  $\beta = 0,8$

$$V_c = 0.8 \cdot 70 = 56 \frac{\text{м}}{\text{мин}}$$

Принимаем диаметр колеса  $D=0.71$  м., тогда

$$N_c = 3.6 \cdot 10^3 \frac{56}{\pi \cdot 60 \cdot 0.71} 4000 = 6028528.$$

Приведенное число оборотов колеса за срок службы при  $\Theta = 0.49$

$$N = 6028528 \cdot 0.49 = 2953979 \text{ об.}$$

Для ходовых колес диаметром 710 мм принимаем два сферических радиальных роликовых подшипника № 3522. Принимаем нагрузку на колесо  $P= 27.5$  кН.

Расчетную нагрузку на подшипник определяем по формуле [4]:

$$P_r = (XVF_r + YF_a)k_\delta k \quad (6)$$

где  $F_r$  - радиальная нагрузка,

$F_a$  - осевая нагрузка,

$X$  и  $Y$  - коэффициенты, учитывающие разное повреждающее действие радиальной и осевой нагрузки,

$V$  - коэффициент вращения, равный 1 при вращении внутреннего и 1.2 при вращении наружного кольца подшипника,

$k_\delta$  - коэффициент безопасности, учитывающий динамическую нагрузку, для кодовых колес кранов  $k_\delta=1.5-1.7$ ,

$k_T$  - температурный коэффициент, вводимый в расчет только если рабочая температура подшипника превышает  $t>100^\circ\text{C}$ .

Тогда получаем расчетную нагрузку на один подшипник  $P_r=130$  кН.

Ресурс подшипников определяется по формуле

$$L = a_1 a_{23} \left( \frac{C_r}{P_r} \right)^p \quad (7)$$

где  $C_r$  - динамическая грузоподъемность;

$p$  - показатель степени, для роликовых подшипников 10/3;

$a_1$  - коэффициент, вводимый при необходимости повышения надежности, при 90%-ой вероятности безотказной работы  $a_1=1$ ;

$a_{23}$  - коэффициент, который учитывает качество металла и условия эксплуатации, принимаем  $a_{23}=1$ .

Для подшипника № 3522  $C_r=227$  кН.

Тогда получим:

$$L = \left( \frac{227}{130} \right)^{\frac{10}{3}} = 6.411 \text{ мил. об.}$$

Как видим, подшипник № 3522 имеет ресурс вдвое больше ресурса ходового колеса.

## 5. Выводы:

Данный сравнительный расчет показывает, что подшипники и колеса в механизмах передвижения кранов имеют ресурс, который значительно отличается друг от друга. При этом во время ремонта в большинстве случаев подшипники заменяются вместе с колесами при достижении колесами

своего предельного износа. Исходя из сравнительного расчета можно рекомендовать переустановку подшипников для повторной эксплуатации после проведения ряда профилактических операций для продления срока службы подшипников.

**Список литературы:**

1. Краны грузоподъемные подшипники качения расчет и выбор РТМ 24.090.17-76
2. Александров М.П. Грузоподъемные машины М. Высшая школа, 2000, 552с.
3. Ковальский Б.С. Вопросы передвижения мостовых кранов, Луганск, Восточно-украинский госуд. университет, 1998г., 40с.
4. Решетов Д.Н. Детали машин, М., Машиностроение, 1989г., 496с.
5. Гайдамака В.Ф. Грузоподъемные машины, К. Высш. шк., Головное издательство, 1989., 328с.

***Фидровская Н.Н., Чернышенко А.В.*** «Срок службы подшипников крановых колес»

В статье рассмотрен сравнительный анализ расчета колес и механизма передвижения кранов. Сделаны выводы о целесообразности введения рекомендаций по продлению сроков службы подшипников.

***Фідровська Н. М., Чернишенко О. В.*** «Термін служби підшипників кранових коліс»

У статті розглянутий порівняльний аналіз розрахунку коліс і механізму пересування кранів. Зроблено виводи про доцільність введення рекомендацій із продовження термінів служби підшипників.

***Fidrovskaya N.N., Chernishenko A.V.*** «Term of service of bearings of faucet wheels»

The comparative analysis of calculation of wheels and mechanism of movement of faucets is considered in the article. Conclusions about expedience of introduction of recommendations on the extension of terms of service of bearings are done.