

УДК 677.054

МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗНОСА КУЛАЧКОВ БАТАННОГО ВАЛА

MODELLING OF WEAR CAMS SHAFT SLEY

В.В. РОМАНОВ, С.Ю. СМІРНОВ, Д.А. КАЛИНИН
V.V.ROMANOV, S.YU. SMIRNOV, D.A.KALININ

(Костромской государственный технологический университет)
(Kostroma State Technological University)
E-mail: info@kstu.edu.ru

В статье дан анализ фрикционного взаимодействия контактирующих деталей батанного механизма ткацкого станка. Предложена математическая модель прогнозирования долговечности и износостойкости кулачков и контркулачков.

The article analyzes the frictional interaction wetted parts mechanism sley weaving loom. Proposed a mathematical model prediction of durability and wear resistance of the cams and counter-cam

Ключевые слова: станок СТБ, батанный кулачок, фрикционное взаимодействие, износостойкость.

Keywords: STB machine tool, sley cam, friction interaction, wear resistance.

Выбор материала для изготовления кулачков должен обуславливаться эксплуатационными требованиями и, в первую очередь, надежностью и долговечностью работы. В кулачковых механизмах надежность в основном определяется долговечностью, а последняя – износостойкостью кулачков. Поэтому выбор материала для изготовления кулачков должен определяться следующими основными факторами [1]:

1) величиной радиуса - вектора R и ширины b ;

2) величиной усилия толкателя или нормальным давлением между кулачком и роликом;

3) величиной контактного напряжения высшей пары;

4) окружной скоростью или числом оборотов кулачка в минуту;

5) условием работы – продолжительностью непрерывной работы;

6) износостойкостью;

7) технологическими свойствами материала – литейными свойствами, обрабатываемостью резанием (фрезерованием и шлифованием), способностью к термической обработке.

Первые три фактора при расчете кулачка объединяются в один – величину контактных напряжений. В литературных источниках по проектированию кулачковых механизмов ткацких станков основной количественной характеристикой в контакте считается расчет на контактную прочность кулачков и роликов по формуле Герца-Беляева [2]:

$$\sigma_k = 14,22 \sqrt{P_{\max} E(1/r + 1/\rho)/b}, \quad (1)$$

где σ_k – максимальное контактное напряжение, МПа; P_{\max} – максимальная нормальная сила, прижимающая ролик к кулачку,

M ; E – приведенный модуль упругости материалов кулачка и ролика, МПа:

$$E = 2E_1E_2/(E_1 + E_2),$$

где E_1 и E_2 – модули упругости материалов кулачка и ролика; для стали $E_1 = (2-2,2) \cdot 10^5$ МПа, для чугуна $E_2 = (1-1,35) \cdot 10^5$ МПа; r – радиус ролика, м; ρ – радиус кривизны профиля кулачка в точке контакта с роликом, м; b – длина контактной линии, м.

Допустимое контактное нормальное напряжение рекомендуется рассчитывать по следующим формулам:

$$[\sigma_k] = (2 \div 2,5) \sigma_T,$$

где σ_T – предел текучести;

$$[\sigma_k] = [200 \div 300] \text{ HRC},$$

где HRC – число единиц твердости по Роквеллу;

$$[\sigma_k] = 0,95 \sigma_B,$$

где σ_B – предел прочности при растяжении; P_{\max} – сила нормального давления, вычисляемая по формуле:

$$P_{\max} = \frac{M}{\ell_2 \cos(\alpha + \arctg(f))},$$

где α – угол давления; M – результирующий момент сопротивления на кулачковом (батанном) вале, Н·м; f – коэффициент трения в высшей паре; ℓ_2 – длина коромысла, м.

Проверим долговечность фрикционного контакта кулачок – ролик по следующей формуле:

$$N = N_G \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a} \right)^m \text{ при } \sigma_a \geq \sigma_{-1}; \quad N = \infty \text{ при } \sigma_a < \sigma_{-1};$$

$$m \approx \frac{1}{K_{\sigma_D}} \left(5 + \frac{\sigma_{\text{вп}}}{80} \right); \quad N_G = 2 \cdot 10^6 \dots 10^7. \quad (2)$$

Здесь $\sigma_{вр}$ — временное сопротивление при растяжении, МПа; $K_{сд}$ — коэффициент, учитывающий влияние различных факторов. Расчеты показывают, что долговечность контакта может достигать 23376870 циклов, то есть быть практически бесконечной.

Однако на практике этот метод расчета не всегда гарантирует необходимую долговечность механизмов из-за износа про-

филя кулачка и толкателя [3]. В работах [4], [5], основываясь на предположении, что изнашивание кулачков обусловлено усталостными процессами, происходящими в поверхностных слоях, приводятся формулы (3), (4) для расчета износа элемента поверхности кулачка за один его оборот:

$$\Delta H = b_2 f N^{2/3} \left(\frac{1}{r_p} \mp \frac{1}{\rho} \right)^{1/2} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{\mu_1}{f} - \frac{1}{2} \frac{\mu_1}{f}} \right) N_{ц} \quad [4], \quad (3)$$

где

$$b_2 = 0,418 \left(\frac{16}{\pi} \eta \right) C_a E_{пр}^{1/2};$$

$$h_I = \frac{2}{3} c \left(\frac{n_p}{\pi} \right)^\alpha \left(\frac{3}{2} \right)^{1/3(1+\alpha)} \left(\frac{\sum k}{\theta} \right)^{1/3(2\alpha-1)} r^{1/3(1+\alpha)} k_1 \frac{v_{ск}}{v_r} \quad [5], \quad (4)$$

где $k_1 = \frac{a}{a_1}$.

Для дальнейших расчетов примем мо-

дель (5) из работы [6]:

$$h_1^* = \frac{0,6(k')^t (1 - \mu^2)^{1/2} (R_1 + R_2)^{1/2} N^{1/2}}{\sigma_B (R_1 R_2 \ell)^{1/2} E^{1/2}} [\tau_0 + 0,7\beta HB]^t, \quad (5)$$

где k' — коэффициент, равный для высокоэластичных материалов трем, для хрупких — пяти; μ — коэффициент Пуассона; $t = 3 \div 14$ — показатель кривой усталости; R_1 и R_2 — радиус кривизны кулачков, мм; N — нормальная сила, Н; σ_B — предел прочности, МПа; ℓ — ширина внешнего зацепления двух кулачков (ширина кулачков), мм; $E = 2,1 \cdot 10^5$ — модуль упругости;

τ_0 — фрикционный параметр, МПа; β — фрикционный параметр; HB — твердость по Бринеллю.

Используя методику, приведенную в работе [7], определим крутящий момент, нормальную силу и напряжения сжатия в кулачке за один период тканеобразования (рис. 1, 2).

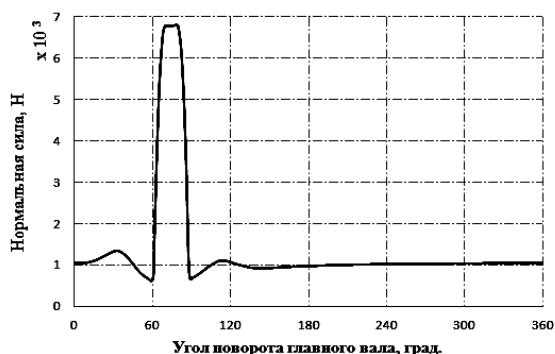


Рис. 1



Рис. 2

ВЫВОДЫ

Применим представленную зависимость для кулачковых пар батанного механизма и спрогнозируем профили кулачков через 5 млн. циклов и через 10 млн. циклов.

Данные для расчета. Материал кулачка и контркулачка – сталь 40ХН ГОСТ 4543-71. Поверхность кулачков закалена до $HV = 555$. $k' = 3$; $\mu = 0,28$; $t = 3$; N – рис. 1 и 2; $\sigma_b = 1200$ МПа; $\ell = 30$ мм; $\tau_0 = 184,1$ МПа; $\beta = 0,055$.

Результаты расчета в виде изменения профиля кулачка представлены на рис.3, где участок 1 соответствует новому кулачку, участок 2 – состояние после 5 миллионов циклов нагружения, участок 3 – 10 миллионов циклов.

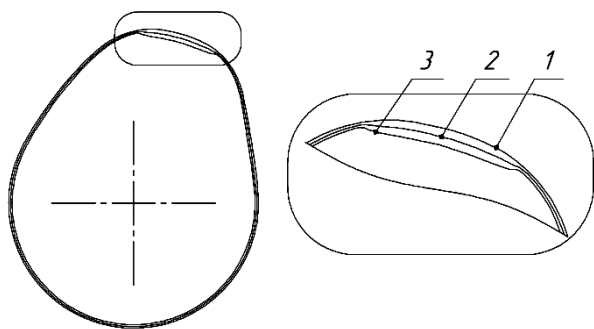


Рис. 3

Аналогично выполняется расчет долговечности для контркулачков. Сопоставление смоделированного профиля кулачка показало тенденцию, качественно согласующуюся с экспериментальными данными работы [3].

1. Полученные профили кулачков удовлетворительно согласуются с результатами экспериментальных измерений изношенных кулачков.

2. Используя изложенную методику, можно прогнозировать износ кулачков и определять оставшийся ресурс времени надежной работы батанного механизма.

3. Учитывая влияние профиля кулачка на частоту вращения главного вала, открывается возможность диагностики состояния механизмов ткацкого станка по этому параметру.

ЛИТЕРАТУРА

1. Румянцев Л. В. Технология изготовления кулачков. – Л.: Машиностроение, 1969.
2. Основы проектирования машин ткацкого производства: Учебник для ВТУЗов // Под общ. ред. А.В. Дицкого. – М.: Машиностроение, 1983.
3. Гусев В.А., Данилов В.В., Цветков Д.М., Смирнов А.Б. // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 2007, №6С. С. 92...97.
4. Крагельский И.В. Трение и износ. – М.: Машиностроение, 1968.
5. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. – М.: Машиностроение, 1977.
6. Крагельский И.В., Михин Н.М. Узлы трения машин. Справочник. – М.: Машиностроение, 1984.
7. Романов В.В., Смирнов С.С., Смирнов С.Ю. // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 2011, №3. С.92...95.

Рекомендована кафедрой технологии машиностроения. Поступила 07.06.13.