

**МОДЕРНИЗИРОВАННЫЙ КУЛАЧКОВЫЙ ПРИВОД
БАТАННОГО МЕХАНИЗМА ТКАЦКОГО СТАНКА ТИПА СТБ**

А.О. ТЕРЕХИНА, А.Б. СОЛОВЬЕВ

(Московский государственный текстильный университет им. А. Н.Косыгина)

В настоящей работе спроектирован кулачковый трехроликовый батанный механизм, который обеспечивает снижение сил давления в паре ролик–кулачок, а значит и контактных напряжений в период возникновения отрицательных ускорений батана, когда нагрузка от батана воспринимается контркулачком.

Такой эффект достигается путем установки между контркулачком и рычагом батана промежуточного звена ВС с двумя роликами, что превращает эту часть механизма в механизм третьего класса. В результате общая нагрузка от батана распределяется по двум плечам АВ и АС, при этом силы давления и напряжения между обоими роликами и контркулачком значительно снижаются, что ведет к уменьшению износа, увеличению долговечности и в целом надежности работы батанного механизма. Кулачок, который по сравнению с контркулачком воспринимает меньшие нагрузки от батана в период возникновения положительных ускорений батана, контактирует с одним роликом.

Ранее предлагались схемы батанного механизма с двойными роликами [2], где усилия со стороны кулачка и контркулачка на коромысло при ускоренном и замедленном движении батана передаются через две пары роликов. Но теоретические расчеты показали, что в схеме батанного механизма с четырьмя роликами невозможно получить замкнутые профили кулачка и контркулачка. Достоинством предлагаемого привода является замкнутость профилей как кулачка, контактирующего с одним роликом, так и контркулачка, контактирующего с двумя роликами.

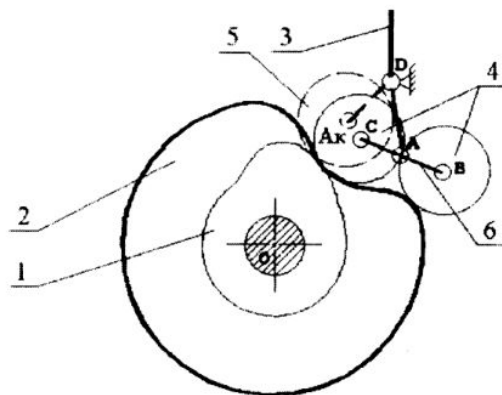


Рис. 1

Конструкция трехролевого привода батанного механизма ткацкого станка представлена на рис. 1. Два ролика 4, которые находятся в контакте с контркулачком 2, соединены звеном ВС и шарнирно посажены на плече коромысла 3. Третий ролик 5 укреплен на другом плече коромысла и соприкасается с кулачком 1.

Проектирование батанного механизма начинаем с механизма третьего класса, то есть с контркулачка, воспринимающего нагрузки от батана через промежуточное звено ВС и два ролика.

Традиционный метод проектирования кулачковых механизмов заключается в задании законов движения ведомого звена в виде зависимостей для его перемещений, скоростей и ускорений. При проектировании кулачкового батанного механизма обычно задаются угловым ускорением батана как некоторой функцией от угла поворота кулачка φ , а определяют характеристики профиля кулачка, такие как радиус-

вектор профиля кулачка в функции профильного угла $R(\theta)$ и две его производные по профильному углу θ : $R'(\theta)$ и $R''(\theta)$.

Учитывая, что характеристики профиля кулачка определяются в основном характеристиками движения батана (углом поворота $\psi(\varphi)$, угловой скоростью $\psi'(\varphi)$ и угловым ускорением $\psi''(\varphi)$ батана), в работе для получения замкнутости профиля контркулачка за начальный параметр проектирования предлагается выбрать вторую производную от радиуса-вектора $R''(\theta)$, которая по характеру близка к $\psi''(\varphi)$ (для аксиального кулачкового механизма с поступательным движением ведомого звена эти зависимости совпадают: $R = R_0 + S$; $\theta = \varphi$; $R''(\theta) = S''(\varphi)$, где S – перемещение толкателя).

При этом полученные нежелательные отклонения в законе движения батана от требуемых зависимостей всегда можно компенсировать коррекцией исходной характеристики $R''(\theta)$ на величину, пропорциональную отклонениям в законе движения батана. В нашем случае коррекция не проводилась ввиду малых отклонений в характере полученных законов движения батана. Затем по полученному закону движения батана традиционным методом проектируется профиль кулачка, контактирующего с одним роликом [1].

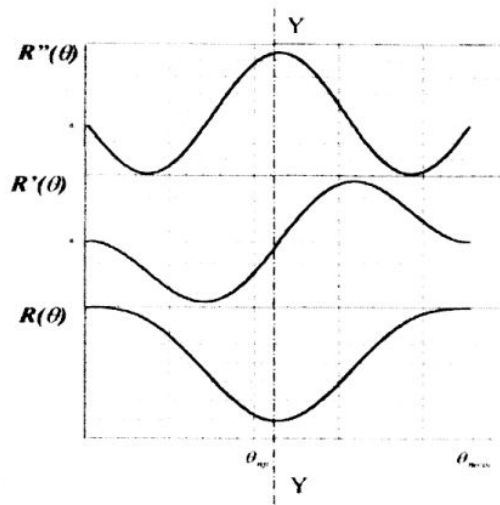


Рис. 2

Проектирование профиля контркулачка выполнено для нескольких законов изменения $R''(\theta)$. В частности, использовали широко известный закон модифицированной трапеции, бигармонический закон и предложенный нами составной закон (рис. 2), являющийся линейной комбинацией синусоиды, косинусоиды и прямой, то есть:

$$R''(\theta) = A_2 - A_2 \cos(P\theta) - A_1 \sin(2P\theta). \quad (1)$$

Проиллюстрируем методику проектирования контркулачка на примере составного закона $R''(\theta)$. Дважды интегрируя выражение (1) по профильному углу, получим зависимости для $R'(\theta)$ и $R(\theta)$:

$$R'(\theta) = A_2 \theta - \frac{A_2}{P} \sin(P\theta) - \frac{A_1}{2P} (1 - \cos(2P\theta)), \quad (2)$$

$$R(\theta) = R_m - \left(\frac{A_2 \theta^2}{2} - \frac{A_1 \theta}{2P} - \frac{A_2}{P^2} (1 - \cos(P\theta)) + \frac{A_1}{4P^2} \sin(2P\theta) \right), \quad (3)$$

где $\theta_{пр}$ – угол профиля контркулачка в момент прибора; R_m – максимальный радиус профиля контркулачка; $P = \frac{k_1 \pi}{\theta_{пр}}$,

$k_1 = \frac{\varphi_э}{\varphi_к}$, $\varphi_э$, $\varphi_к$ – углы поворота кулачка

при максимальном ускорении и в конце

цикла.

Уравнение (1) описывает изменение второй производной радиуса профиля контркулачка по профильному углу θ на интервале $[0; \theta_{пр}]$, на интервале $[\theta_{пр}; \theta_{полн}]$ зависимость симметрична (1) относительно оси Y-Y (рис. 2).

Отношение амплитуд косинусоиды и синусоиды $k = \frac{A_2}{A_1}$ определяется из (2) при условии, что для крайнего положения батана $R'(\theta) = 0$:

$$k = \frac{1 - \cos(2P\theta_{пр})}{2[P\theta_{пр} - \sin(P\theta_{пр})]}$$

Из равенства (3) в момент $\theta = \theta_{пр}$ найдем зависимость для A_1 :

$$A_1 = \frac{R_m - R_0}{\left[\frac{\theta_{пр}^2}{2} - \frac{k\theta_{пр}}{2P} - \frac{1}{P^2}(1 - \cos(P\theta_{пр})) + \frac{k \sin(2P\theta_{пр})}{4P^2} \right]}, \quad (4)$$

где R_0, R_m – минимальный и максимальный радиусы профилей контркулачка.

Составим векторные уравнения для скоростей центров роликов \bar{V}_{B3} и \bar{V}_{C3} относительно оси качания батана и относительно оси вращения кулачка:

$$\left. \begin{aligned} \bar{V}_{B3} &= \bar{V}_A + \bar{V}_{BA} = \bar{V}_{B1} + \bar{V}_{B3B1}, \\ \bar{V}_{C3} &= \bar{V}_A + \bar{V}_{CA} = \bar{V}_{C1} + \bar{V}_{C3C1}, \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где $\bar{V}_{B1B3}, \bar{V}_{C1C3}$ – скорости осей роликов относительно кулачка; \bar{V}_A – скорость точки А коромысла; $\bar{V}_{BA}, \bar{V}_{CA}$ – относительные скорости звена BC; $\bar{V}_{B1}, \bar{V}_{C1}$ – скорости точек В и С в переносном движении вместе с кулачком.

Решая полученную систему уравнений (5) и учитывая, что $\bar{V}_{BA} = -\bar{V}_{CA}$, определим все скорости двухролекового плеча коромысла. Решение находили аналитическим методом с применением численного метода итераций. Угловая скорость батана $\omega_{бат}$ равна:

$$\omega_{бат} = \frac{V_A}{\ell_{AD}}, \quad (6)$$

где ℓ_{AD} – длина коромысла.

Угловое ускорение батана можно определить из аналогичных векторных уравнений ускорений для центров роликов или путем численного дифференцирования зависимости для угловой скорости батана по формуле центральных разностей (7):

$$\varepsilon_{бат(i)} = \frac{1}{2\Delta\varphi} (\omega_{бат(i+1)} - \omega_{бат(i-1)})\omega_1, \quad (7)$$

где $\omega_{бат(i)}$ – угловая скорость коромысла; ω_1 – угловая скорость кулачков, а $\Delta\varphi$ – разница между предыдущим и последующим значениями угла поворота контркулачка.

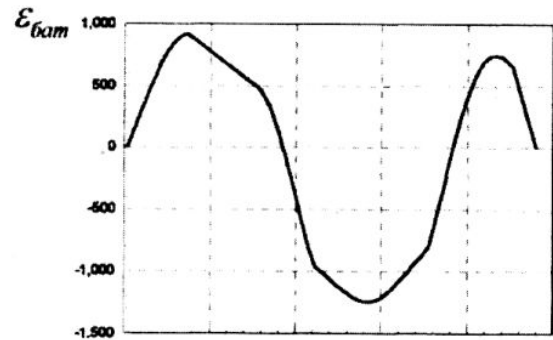


Рис. 3

Результаты определения углового ускорения батана численным дифференцированием представлены на рис. 3. После определения законов движения батана по общепринятой методике находили профиль кулачка.

Для того, чтобы найти силы давления между роликами и контркулачком, проводили силовой расчет с учетом сил тяжести звеньев. Контактные напряжения между роликами и контркулачком определяли по формуле Герца–Беляева, а износ – по формуле Н.И. Глаголева [3].

Сопоставление действительных харак-

теристик кулачкового привода батанного механизма станка СТБ-216 [1] и результатов численного эксперимента позволяет утверждать, что максимальные силы давления в парах ролик–контркулачок трехроликового привода уменьшатся на 46%, а максимальные контактные напряжения уменьшатся на 31%, в результате повысятся долговечность и надежность работы батанного механизма.

ВЫВОДЫ

1. Предложена трехроликовая схема батанного механизма, рекомендуемая для использования при модернизации существующих ткацких станков и при проектировании нового ткацкого оборудования.

2. Для расчета и анализа кинематических и динамических параметров модифицированного батанного механизма разра-

ботана программная система автоматизированного проектирования "ПРИБОЙ" [4].

ЛИТЕРАТУРА

1. Терехина А.О. Исследование динамики механизма прибоа утка ткацкого станка с учетом повышения плотности вырабатываемой ткани: Дис....канд. техн. наук. – МГТУ им. А.Н.Косыгина, 2000.

2. Лушников С.В. Синтез и анализ кулачковых механизмов с двухроликовым толкателем применительно к приводу батана ткацких станков типа АТПР: Дис....канд. техн. наук. – МТИ им. А.Н.Косыгина, 1975.

3. Юдин В.А., Петрокас Л.В. Теория механизмов и машин. – М.: Высшая школа, 1977.

4. Малышев А.П., Терехина А.О. Программная система "ПРИБОЙ". Информационный библиотечный фонд РФ, свидетельство №50200000245.

Рекомендована кафедрой компьютерных технологий и теории машин. Поступила 09.12.03.