

**Секция: «ОБОРУДОВАНИЕ ЛЕГКОЙ И  
ТЕКСТИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ:  
ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ»**

**ИССЛЕДОВАНИЕ И РАСЧЕТ НАГРУЗОК ПРИ ОТБОЕ  
КЛУППОВ В СУШИЛЬНО-ШИРИЛЬНОЙ МАШИНЕ**

**А.С. Тарасов, С.А. Тарасов**  
Московский государственный текстильный  
университет им. А.Н. Косыгина

В сушильно-ширильной машине (СШМ) для захвата ткани транспортирующими цепями с двуплечими ножевыми клуппами и освобождения ее служит отбойный механизм, который имеет круглый диск, жестко закрепленный на одной оси со звездочкой клуппной цепи. При движении цепи верхнее плечо клапана клуппа ударяется о диск отбойного механизма, в результате чего клапан поворачивается на своей оси, и ткань при входе в машину захватывается цепями или при выходе освобождается из них.

При взаимодействии клапана с диском возникает ударный импульс, вызывающий нагрузки на опоры звездочки и элементы клуппной цепи. Нами предложена новая конструкция отбойного механизма, в которой диск установлен на отдельной от звездочки оси с возможностью свободного вращения на ней под действием ударного импульса. Благодаря этому доля кинетической энергии, приобретенной диском при ударе, переходит в работу вращения его вокруг оси, что уменьшает воздействие ударного импульса на опоры диска и элементы клуппной цепи.

В результате соударения клапана и диска между ними развиваются ударные импульсы не только вдоль линии удара, но и в плоскости касательной к соударяющимся поверхностям в точке контакта, т.е. возникает косой удар с трением. Исследование процесса отбоя клуппов проводился на предположении, что клапан клуппа и диск отбойного механизма сталкиваются в одной точке, и поверхности их имеют в ней одну и ту же касательную плоскость в момент удара, а ударные импульсы для клапана и диска одинаковы и имеют противоположные направления.

Рассмотрим процесс отбоя клуппов на вводимом поле сушильно-ширильной машины, когда ткань захватывается транспортирующими цепями. Согласно теореме об изменении кинетической энергии при ударе по вращающемуся телу имеем: для клапана

клуппа  $J_{01}(\omega_{1к} - \omega_{0к}) = F^{им} L$ , для диска  $J_0(\omega_1 - \omega_0) = F_T^{им} R$ , где  $J_{01}$ ,  $J_0$  – соответственно момент инерции клапана и диска относительно оси вращения  $O$ ;  $\omega_{1к}$ ,  $\omega_{0к}$  – соответственно угловая скорость клапана после и до удара;  $F^{им}$  – ударный импульс;  $L$  – расстояние от оси клапана до точки приложения ударного импульса;  $\omega_1$ ,  $\omega_0$  – соответственно угловая скорость диска после и до удара;  $F_T^{им}$  – касательная составляющая ударного импульса;  $R$  – радиус диска.

По гипотезе Рауса, согласно которой связь между величинами касательного и нормального ударных импульсов формируется подобно закону Кулона для трения, а также зная скорость  $v_{ц}$  клуппной цепи, угол  $\theta$ , определяющий положение клапана относительно диска в момент удара, коэффициент  $k$  восстановления при ударе и динамический коэффициент  $f$  трения, получим формулу для определения изменения угловой скорости диска отбойного механизма после однократного удара:

$$\omega_1 - \omega_0 = J_{01} k v_{ц} R \operatorname{tg} \theta / J_0 L^2 \sqrt{1 + \frac{1}{f^2}}.$$

Рассмотрим действие ударного импульса  $F^{\text{им}}$  на подшипниковые опоры диска. По теореме моментов при ударе клуппа о диск имеем:  $J_z(\omega_1 - \omega_0) = m_z(F^{\text{им}})$ , где  $J_z$  – момент инерции диска;  $m_z(F^{\text{им}})$  – момент ударного импульса. Составив уравнения равновесия в проекциях на оси координат  $F_{Ax}^{\text{им}} + F_{Bx}^{\text{им}} + F_x^{\text{им}} = 0$ ,  $F_{Ay}^{\text{им}} + F_{By}^{\text{им}} + F_y^{\text{им}} = 0$ ,  $F_{Az}^{\text{им}} + F_z^{\text{им}} = 0$ , получим выражения для определения импульсивных реакций в опорах А и В подшипников:

$$J_z(\omega_1 - \omega_0) = F^{\text{им}} R, \quad \text{откуда } (\omega_1 - \omega_0) = F^{\text{им}} R / J_z;$$

$$-J_{xz}(\omega_1 - \omega_0) = -F_{By}^{\text{им}} l + F^{\text{им}} l / 2;$$

$$-J_{xy}(\omega_1 - \omega_0) = F_{Bx}^{\text{им}} l + F^{\text{им}} l / 2, \quad \text{где } J_{xz} \text{ и } J_{xy} - \text{центробежные моменты}$$

инерции диска;  $A_{Ax}^{\text{им}}, F_{Bx}^{\text{им}}, F_{Ay}^{\text{им}}, F_{By}^{\text{им}}, F_{Az}^{\text{им}}$  – импульсивные реакции в опорах подшипников.

Рассмотрим теперь действие ударного импульса  $F^{\text{им}}$  на ось клапана клуппа. Согласно теореме об изменении количества движения системы при ударе в проекциях на ось X и Y имеем:  $Q_{1x} - Q_{0x} = -F^{\text{им}} + F_x^{\text{им}}$ , где  $Q_{1x}$  и  $Q_{0x}$  – соответственно количество движения системы после и до удара;  $F^{\text{им}}$  – ударный импульс, действующий на клапан;  $F_x^{\text{им}}$  – реактивный импульс, действующий на ось клапана. До удара количество движения  $Q_{0x} = 0$ , а после удара  $Q_{1x} = m_k \omega_1 l_1$ , где  $m_k$  – масса клапана клуппа;  $\omega_1$  – угловая скорость клапана после удара;  $l_1$  – расстояние от центра масс клапана до оси вращения O.

На основании вышеприведенных расчетов и некоторых преобразований реактивный импульс, действующий на ось клапана клуппа, равен

$$F_x^{\text{им}} = m_k k v_{ц} l_1 \operatorname{tg} \theta / L + F^{\text{им}}.$$

На выводном поле машины, когда ткань освобождается от захвата цепями, на клапан клуппа действует внешняя сила сопротивления его повороту, вызванная заклинивающим действием рычажной пары клапан – столик, поэтому при исследованиях рассматривалась средняя ударная сила, которую можно ввести в уравнения механики, как обычную конечную силу. При этом рассматривался случай жесткого закрепления диска.

В первом приближении было принято, что удар происходит без трения, поэтому импульс его направлен по нормали к поверхности.

При действии на твердое тело, имеющее неподвижную ось вращения, заданных сил, согласно теореме об изменении главного момента количества движения системы имеем:  $J_0 \varepsilon = \sum m_0 (F_k)$ , где  $J_0$  – момент инерции клапана относительно оси вращения O;  $\varepsilon$  – угловое ускорение клапана при ударе;  $\sum m_0 (F_k)$  – сумма моментов всех внешних сил, действующих на клапан относительно оси вращения O.

При взаимодействии клуппа с диском клапан приводится во вращение приложенным к нему моментом ударной силы  $F_{уд}$ . Одновременно к клапану приложен момент силы Q сопротивления его повороту, направленной перпендикулярно оси вращения

0. Тогда имеем:  $J_0 \varepsilon = F_{уд} L_1 - Q L_1 / \cos \xi$ , где  $L_1$  – расстояние от места приложения силы удара до центра оси вращения 0;  $\xi$  – угол между направлением силы удара и линией перпендикулярной оси клапана. Выразив угол  $\xi$  через угол  $\theta$  и угол  $\Psi$  поворота направляющих клуппных цепей, а также, зная коэффициент восстановления  $k$  и время удара  $\tau$ , и учитывая, что линейная скорость  $v_k$  клапана клуппа в начале удара в относительном движении  $v_k = v_{ц} \sin(\theta - \Psi)$ , где  $v_{ц}$  – скорость движения клуппной цепи, окончательно получим при рабочей длине  $b$  клуппа силу удара, равную

$$F_{уд} = k J_0 v_{ц} \sin(\theta - \Psi) / L_1^2 \tau + Q b / \cos(\theta - \Psi).$$

Полученные аналитические зависимости позволяют определить нагрузки, возникающие в процессе отбоя клуппов в СШМ.

### ПРИМЕНЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ МЕХАНИЗМА РЕМИЗНОГО ДВИЖЕНИЯ ТКАЦКИХ МАШИН

*А.В. Григорьев, Е.В. Григорьев*  
Московский государственный текстильный  
университет имени А.Н. Косыгина

Одним из основных вопросов, стоящих при исследовании любого механизма, является получение его математической модели. Наличие математической модели, позволяющей исследовать влияние параметров звеньев механизма на его динамику, может существенно облегчить принятие технических решений по конструкции механизма в целом, а также по отдельным узлам, на этапе его конструктивной проработки.

Механизм ремизного движения (МРД) ткацких машин представляет собой многозвенную шарнирно-стержневую систему, полное исследование которой является сложной задачей. Известные исследования динамики МРД основывались на том положении, что звенья механизма являются абсолютно твердыми телами, и для получения математической модели механизма использовались методы кинестатики, включающие в расчетную схему только инерционные элементы с параметрами, устанавливаемыми из характера движения звеньев: поступательного, плоскопараллельного или вращательного.

В связи с ростом рабочих скоростей эксплуатации ткацких машин кинестатических исследований становится недостаточно, необходимо исследовать колебательные процессы и резонансы, которые могут возникать в механической системе МРД, что требует ее рассмотрения как упругой. Необходимость постановки такой задачи подтверждается характером профиля нагрузок, действующих в звеньях механической системы МРД, полученного экспериментально. Записи нагрузок показывают, что они носят колебательный характер и достигают наибольших значений в начальные моменты выстоя ремиз, а не в период смены зева, когда действуют силы инерции звеньев, что можно объяснить проявлением упругих свойств МРД. Таким образом, в рамках вышеизложенного, актуален поиск и использование метода получения математической модели МРД, позволяющего ввести в систему расчета упругие параметры звеньев механической системы МРД.

В отношении механизма ремизного движения, постановка такой задачи становится вполне обоснованной, если исследовать его динамику в рамках технологического процесса зевобразования. В этих условиях, в динамической системе МРД появляется еще один элемент – нити основы со своими упруго-диссипативными параметрами (при