

# ДИНАМИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТКАЦКОГО СТАНКА С УЧЕТОМ СТАТИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ И УПРУГИХ СВОЙСТВ ПЕРЕДАТОЧНОГО МЕХАНИЗМА

В.А. ЛЯСИЧ, Ю.В. КУЛЕМКИН

(Костромской государственный технологический университет,  
ЦНИИмашдеталь, г. Москва)

Технологический процесс формирования ткани происходит при установившемся режиме работы ткацкого станка. Вследствие этого в статье рассматривается только установившийся режим работы современных ткацких станков, например, типа СТБ.

В основу расчета положены следующие условия:

- линеаризованная механическая характеристика асинхронного двигателя, момент которого зависит от скорости –  $M_{дв}(\phi)$ ;
- клинеременный передаточный механизм с упруговязкими свойствами;
- кинематическая схема станка – жесткая.

В настоящей работе использован метод М.З. Коловского [1], основанный на принципе суперпозиции, который имеет сравнительно простой математический аппарат, удобный для применения в предварительных расчетах при проектировании машинных агрегатов, а также доступен студентам при изучении курса динамики машин.

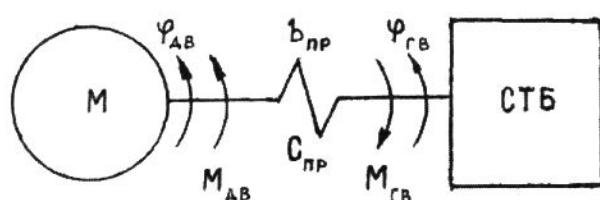


Рис. 1

На рис.1 представлена динамическая модель ткацкого станка (СТБ; М – двигатель), учитывающая деформацию ременной передачи. Очевидно, что угол  $\phi_{гв}$  поворота шкива главного вала будет отставать от угла  $\phi_{дв}$  поворота вала двигателя.

Тогда момент упругих сил ремней

$$M_1 = C_{пр} (\phi_{дв} - \phi_{гв}), \quad (1)$$

где  $C_{пр}$  – приведенный к главному валу коэффициент жесткости ремней:

$$C_{пр} = 2C_p R_{шг}^2, \quad (2)$$

где  $C_p$  – жесткость ремней на растяжение;  $R_{шг}$  – радиус шкива главного вала.

Одновременно с деформацией ремней возникает момент сопротивления, обусловленный внутренним трением упругих элементов, величина которого пропорциональна скорости деформации:

$$M_2 = b(\dot{\phi}_{дв} - \dot{\phi}_{гв}). \quad (3)$$

Коэффициент  $b$  определяется обычно экспериментально и приводится к звену приведения по формуле, аналогичной (2):

$$b_{пр} = 2bR_{шг}^2. \quad (4)$$

Уравнение движения главного вала станка согласно [1] имеет вид:

$$\begin{aligned} J_0 \ddot{\phi} + b_{пр} (\dot{\phi}_{гв} - \dot{\phi}_{дв}) + C_{пр} (\phi_{гв} - \phi_{дв}) - M_{ко} (\phi_{гв}) = \\ = -\tilde{J}_{пр} (\phi_{гв}) \ddot{\phi}_{гв} - \frac{1}{2} \tilde{J}'_{пр} (\phi_{гв}) \dot{\phi}_{гв}^2 + \tilde{M}_c (\phi_{гв}), \end{aligned} \quad (5)$$

где  $J_0$  – постоянная составляющая приведенного момента инерции станка;  $M_{co}$  – средний момент сил сопротивления;  $\tilde{J}_{\text{пр}}(\varphi_{\text{гв}})$  – переменная составляющая приведенного момента инерции;  $J'_{\text{пр}}(\varphi_{\text{гв}})$  – производная от приведенного момента инерции станка;  $\tilde{M}_c(\varphi_{\text{гв}})$  – переменная составляющая приведенного момента сил сопротивления.

Приведенный момент сил сопротивления  $M_c(\varphi_{\text{гв}})$  – функция периодическая и является суммой приведенных сил от всех механизмов станка, включая силы трения в кинематических парах:

$$M_c(\varphi_{\text{гв}}) = M_{co} + \tilde{M}_c(\varphi_{\text{гв}}).$$

Аналогично приведенный момент инерции массы:

$$J'_{\text{пр}}(\varphi_{\text{гв}}) = J_0 + \tilde{J}_{\text{пр}}(\varphi_{\text{гв}}).$$

Период этих функций  $\frac{2\pi}{\omega_0}$ . Здесь  $\omega_0$  –

средняя скорость главного вала, подлежащая определению по механической (линеаризованной) характеристике двигателя  $M_{\text{дв}}(\dot{\varphi})$  в зоне установившегося движения (рис.2).

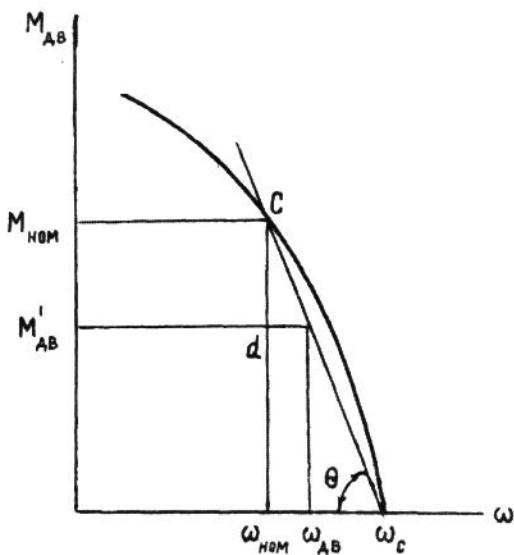


Рис. 2

В связи с тем, что криволинейная часть этой характеристики мало отличается от прямолинейной, крутизна ее будет определяться углом  $\theta$ .

Пусть

$$\operatorname{tg}\theta = u.$$

Тогда

$$u = \frac{M_{\text{ном}}}{\omega_{xx} - \omega_{\text{ном}}},$$

где  $M_{\text{ном}}$  – номинальный момент электродвигателя;  $\omega_{xx}$  – угловая скорость холостого хода двигателя, мало отличающаяся от синхронной  $\omega_c$  (тогда можно принять  $\omega_{xx} \approx \omega_c$ );  $\omega_{\text{ном}}$  – скорость при номинальном моменте  $M_{\text{ном}}$ .

Следовательно,

$$u = \frac{M_{\text{ном}}}{\omega_c - \omega_{\text{ном}}}.$$

Поскольку момент  $M_{\text{дв}}$  на валу двигателя, как правило, меньше  $M_{\text{ном}}$ , то из рис.2 следует:

$$M'_{\text{дв}} = M_{\text{ном}} - cd = M_{\text{ном}} - (\omega_{\text{дв}} - \omega_{\text{ном}})u,$$

или

$$M'_{\text{дв}} = M_{\text{ном}} + u\omega_{\text{ном}} - u\omega_{\text{дв}}.$$

Приводя  $M'_{\text{дв}}$  к главному валу станка, получаем

$$M'_{\text{дв}} i_{\text{пр}} = (M_{\text{ном}} + u\omega_{\text{ном}})i_{\text{пр}} - u\omega_{\text{дв}} i_{\text{пр}}.$$

Так как  $\omega_d = \omega_0 i_{\text{пр}}$ , а  $M'_{\text{дв}} i_{\text{пр}} = -M_{co}$ , то:

$$-M_{co} = (M_{\text{ном}} + u\omega_{\text{ном}})i_{\text{пр}} - i_{\text{пр}}^2 u \omega_0.$$

Отсюда

$$\omega_0 = \frac{(M_{\text{ном}} - u\omega_{\text{ном}})i_{\text{пр}} + M_{co}}{i_{\text{пр}}^2 u}, \quad (6)$$

где  $i_{\text{пр}}$  – передаточное отношение привода станка.

Решение уравнения (5) ищется из условия, что обобщенная координата  $\varphi_{\text{гв}} = \omega_0 t - \Delta + \psi(t)$ . Здесь  $\omega_0 t$  характеризует равномерное движение звена приведения, а  $\psi(t)$  – отклонение от равномерного движения, вызванного возмущающими силами;  $\Delta$  – статическая деформация в передаточном механизме.

Скорость и ускорение главного вала будут:

$$\dot{\varphi}_{\text{гв}} = \omega_0 + \psi(t) \text{ и } \ddot{\varphi}_{\text{гв}} = \dot{\psi}(t).$$

Величины  $\psi(t)$  и  $\dot{\psi}(t)$  согласно [1] называются динамическими ошибками по углу поворота и по скорости звена приведения, иначе главного вала станка.

Используя метод последовательных приближений, полагаем, что в нулевом приближении возмущений нет. Тогда

$$J_0 \ddot{\psi} + b_{\text{пр}} \dot{\psi} + C_{\text{пр}} \psi = -\frac{1}{2} J'_{\text{пр}} (\omega_0 t - \Delta) \omega_0^2 + \tilde{M}_c (\omega_0 t - \Delta) = L_m(t). \quad (7)$$

Стоящая в правой его части функция  $L_m(t)$  согласно [1] представляет собой возмущающий момент, вызывающий динамические ошибки  $\psi(t)$  и  $\dot{\psi}(t)$ . Сам возмущающий момент определяется вибративностью цикловых механизмов ткацкого станка. Вследствие того, что возмущающий момент является функцией периодической, он может быть представлен в виде суммы членов ряда Фурье, причем амплитуды гармоник не зависят от конструкции передаточного механизма. Следовательно, функция  $L_m(t)$  будет иметь вид:

$$L_m(t) = \sum_{r=1}^{\infty} L_r \cos(r\omega_0 t + \alpha_r), \quad (8)$$

где  $L_r$  – амплитуды гармоник;  $\alpha_r$  – фазы гармоник возмущающего момента.

Общее решение уравнения (7) определяет свободные быстрозатухающие колебания. Частное решение уравнения (7) с учетом уравнения (8) позволяет определить динамические ошибки по углу поворота и по скорости главного вала станка:

$$\ddot{\varphi}_{\text{гв}}^{(0)} = 0; \quad \dot{\varphi}_{\text{гв}}^{(0)} = \omega_0; \quad \varphi_{\text{гв}} = \omega_0 t - \Delta.$$

Исходя из этого уравнение (5) примет вид:

$$-C_{\text{пр}} \Delta - M_{\text{ко}}(\omega_0) = 0.$$

Статическая деформация в передаточных механизмах зависит от жесткости ремней и приведенного среднего момента сил сопротивления:

$$\Delta = -\frac{M_{\text{ко}}(\omega_0)}{C_{\text{пр}}}.$$

Приходя к первому приближению, уравнение (5) принимает вид:

$$\psi(t) = \sum_{r=1}^{\infty} \frac{L_r \cos(r\omega_0 t + \alpha_r + \gamma_r)}{\sqrt{(C_{\text{пр}} - J_0 r^2 \omega_0^2)^2 + b_{\text{пр}}^2 r^2 \omega_0^2}}, \quad (9)$$

$$\dot{\psi}(t) = -\sum_{r=1}^{\infty} \frac{r L_r \omega_0 \sin(r\omega_0 t + \alpha_r + \gamma_r)}{\sqrt{(C_{\text{пр}} - J_0 r^2 \omega_0^2)^2 + b_{\text{пр}}^2 r^2 \omega_0^2}}, \quad (10)$$

где  $\gamma_r$  – фазы гармоник динамических ошибок.

Величина скорости главного вала станка в любой момент времени будет

$$\omega_i = \omega_0 + \dot{\psi}_i.$$

Коэффициент неравномерности движения

$$\delta = \frac{\psi_{\max} - \psi_{\min}}{\omega_0}. \quad (11)$$

В связи с тем, что на величину коэффициента  $\delta$  существенное влияние оказывает постоянная составляющая приведенного момента инерции массы  $J_0$ , на стадии про-

ектирования станка с заданным коэффициентом  $\delta$  можно заранее определять  $J_0$ .

Коэффициент неравномерности движения и постоянная составляющая приведенного момента инерции связаны зависимостью, вывод которой приведен в [2]:

$$\delta = \frac{2}{\omega_0} \sum_{r=1}^{\infty} \frac{L_r}{\sqrt{r^2 J_0^2 \omega_0^2 + i_{np}^4 u^2}}. \quad (12)$$

$$\hat{M}_{gb} = \sum_{r=1}^{\infty} \frac{L_r \sqrt{C_{np}^2 + b_{np}^2 r^2 \omega_0^2} \cos(r\omega_0 t + \alpha_r + \gamma_r + \beta_r)}{\sqrt{(C_{np} - J_0 r^2 \omega_0^2)^2 + b_{np}^2 r^2 \omega_0^2}}, \quad (14)$$

где  $\beta_r$  – фазы гармоник динамического момента.

Динамический момент является основой прочностных расчетов. Знакопеременность его может вызывать перекладку зазоров в кинематических парах, сопровождающуюся ударами.

## ВЫВОДЫ

1. Метод динамического исследования любого машинного агрегата, в том числе и ткацкого станка, предложенный в [1], позволяет уже на стадии проектирования произвести кинематические и динамические расчеты с заданными параметрами, такими как: а) кинетостатические характеристики механизмов; б) крутизна характеристики электродвигателя; в) учсть влияние вибрационности цикловых механиз-

Динамический момент или переменная составляющая крутящего момента на главном валу согласно [1]:

$$\hat{M}_{gb} = C_{np} \psi + b_{np} \dot{\psi}. \quad (13)$$

Совместное решение (9), (10) и (13) дает

мов на неравномерность движения и динамические нагрузки в приводе.

2. Метод является универсальным, так как может быть применен для исследования исполнительных механизмов машинного агрегата с любыми механическими характеристиками.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Коловский М.З. Динамика машин. – Л.: Машиностроение, 1989.
2. Болотный А.П., Кузнецов Г.К., Лясич В.А. Динамическое исследование ткацкого станка с использованием ЭВМ: Учебн.пособие / КТИ – Ярославль, 1991.

Рекомендована кафедрой теории механизмов и машин и проектирования текстильных машин. Поступила 30.09.04.