

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДА ДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ТКАЦКОГО СТАНКА

В.В. РОМАНОВ, С.Н. ТИТОВ, В.А. ЛЯСИЧ

(Костромской государственной технологической университет)
E-mail: ttp@igta.ru

Излагается методика определения неравномерности частоты вращения главного вала ткацкого станка при установившемся движении. Расчеты выполнены на основе периодического метода решения дифференциального уравнения Лагранжа II рода.

The technique of determination of non-uniformity of rotation frequency of the loom's main shaft at constant movement is stated herein. Accounts are executed on the basis of a batch method of the solution of the differential equation of Lagrange of the IInd kind.

Ключевые слова: ткацкий станок, частота вращения электродвигателя привода, численные методы.

Исследование взаимосвязи частоты вращения электродвигателя привода, главного вала и характера движения основных механизмов ткацких станков является предметом исследования большого числа работ [1], [2]. В последнее время интерес к данной проблеме пробудился вновь [3], [4]. Это можно объяснить несколькими факторами.

1. С развитием электроники и, в частности ЭВМ, появилась возможность использовать для точного аналитического решения задач динамики численные методы [3].

2. В условиях жесткой конкуренции повысились требования к энергопотреблению привода станка [4].

3. Возникла необходимость в программном согласовании нескольких автономных приводов, характерных для современного ткацкого оборудования.

4. Повысились требования к защите персонала и сооружений.

5. Появилась потребность в обеспечении заданных режимов движения исполнительных механизмов станка для достижения требуемого качества продукции.

Из положений теоретической механики известно, что уравнение движения механизма может быть задано в энергетической или в дифференциальной форме [5].

Уравнение движения в дифференциальной форме может быть представлено в виде [6]:

$$J_0 \ddot{\phi}_n + b_{пр} (\dot{\phi}_n - \dot{\phi}_{дв}) + c_{пр} (\phi_n - \phi_{дв}) - M_{со} (\dot{\phi}_n) = -\tilde{J}(\phi_n) \ddot{\phi}_n - \frac{1}{2} \tilde{J}'_{пр}(\phi_n) \dot{\phi}_n^2 + \tilde{M}_c(\phi_n). \quad (1)$$

где J_0 – постоянная составляющая приведенного момента инерции станка; $M_{со}$ – средний приведенный момент сил сопротивления; $\tilde{J}_{пр}(\phi_n)$ – переменная составляющая приведенного момента инерции; $\tilde{J}'_{пр}(\phi_n)$ – производная от приведенного

момента инерции станка; $\tilde{M}_c(\phi_n)$ – переменная составляющая приведенного момента сил сопротивления; $\phi_n, \phi_{дв}$ – угол поворота главного вала и электродвигателя соответственно; $b_{пр}$ – приведенный коэффициент сопротивления упругого звена; $c_{пр}$ – приведенный коэффициент жесткости ременной передачи.

Известно решение уравнения движения (1), выполненное на стадии установившегося движения главного вала ткацкого станка методом Рунге-Кутты 4-го порядка [3]. Это решение получено с учетом только батанного механизма. Профессором М.З. Коловским предложено решение уравнения (1) в периодической форме [6]. В правой части уравнения (3) стоят вели-

$$J_0 \ddot{\phi}_n^{(0)} + b_{np} (\dot{\phi}_n^{(0)} - \omega_0) + c_{np} (\phi_n^{(0)} - \omega_0 t) - M_{co} (\dot{\phi}_n^{(0)}) = 0, \quad (2)$$

где ω_0 – средняя угловая скорость главного вала.

При нулевом приближении:

$$\ddot{\phi}_n^{(0)} = 0, \quad \dot{\phi}_n^{(0)} = \omega_0, \quad \phi_n^{(0)} = \omega_0 t - \Delta.$$

После подстановок имеем:

$$-c_{np} \Delta - M_{co} (\omega_0) = 0, \quad (3)$$

где Δ – статическая деформация в передаточном механизме.

В первом приближении учитываются возмущения. Тогда

$$\phi_n^{(1)} = \omega_0 t - \Delta + y(t),$$

$$J_0 \ddot{y} + b_{np} \dot{y} + c_{np} y = -\frac{1}{2} \tilde{J}'_{np} (\omega_0 t - \Delta) \omega_0^2 + \tilde{M}_c (\omega_0 t - \Delta) = L_m(t). \quad (4)$$

Величина $L_m(t)$ представляет собой возмущающий момент, вызывающий динамическую ошибку $y(t)$

$$L_m(t) = L_r \left(t - \frac{\Delta}{\omega_0} \right).$$

Раскладывая $L_m(t)$ в ряд Фурье, получим:

$$L_m(t) = \sum_{r=1}^{\infty} L_r \cos(r\omega_0 t + \alpha_r), \quad (5)$$

где L_r – амплитуды гармоник; α_r – фазы гармоник; r – номер гармоники.

ны, которые вызывают возмущения в машинном агрегате, то есть колебания угловой скорости главного вала. Решение его осуществляется методом последовательных приближений. Предполагая, что возмущений нет, вращение главного вала равномерное, правая часть уравнения (1) приравнивается к нулю:

$$\dot{\phi}_n^{(1)} = \omega_0 + \dot{y}(t), \\ \ddot{\phi}_n^{(1)} = \ddot{y}.$$

Здесь $y(t)$ – отклонение закона движения главного вала от равномерного вращения, называемое динамической ошибкой по углу поворота; $\dot{y}(t)$ – динамическая ошибка по скорости. Учитывая, что средний момент сил сопротивления станка $-M_{co}(\dot{\phi}_0) = c_{np} \Delta$ не зависит от скорости, то есть является постоянной величиной, после подстановки в левую часть первого приближения, а в правую часть – нулевого приближения получим:

Периодическое решение уравнения (4) с учетом (5) позволяет определить динамическую ошибку по углу поворота:

$$y = \sum_{r=1}^{\infty} \frac{L_r \cos(r\omega_0 t + \alpha_r + \gamma'_r)}{\sqrt{(c_{np} - J_0 r^2 \omega_0^2)^2 + b_{np}^2 r^2 \omega_0^2}}. \quad (6)$$

Динамическая ошибка по скорости:

$$\dot{y} = \sum_{r=1}^{\infty} \frac{r L_r \omega_0 \sin(r\omega_0 t + \alpha_r + \gamma'_r)}{\sqrt{(c_{np} - J_0 r^2 \omega_0^2)^2 + b_{np}^2 r^2 \omega_0^2}}. \quad (7)$$

Коэффициент неравномерности движения главного вала станка:

$$\delta' = \frac{\dot{y}_{\max} - \dot{y}_{\min}}{\omega_0}. \quad (8)$$

Для нахождения величины δ' разработана программа, реализующая расчеты по формулам (9)...(14), приведенным в работе [7].

Угловые скорости механизмов определялись путем кинематического анализа кулачковых механизмов по координатам профилей соответствующих кулачков. Расчет выполнялся для станка СТБ2-175 с асинхронным электродвигателем 4А80В4У3 мощностью $N=1,5$ кВт; частота вращения главного вала $n = 250$ об/мин. Моменты инерции механизмов, участвующих в расчетах, принимались в соответствии с их 3D-моделями, определен-

$$\begin{aligned} \tilde{J}_{\text{зм}}(\phi_n) = & \left[J_2 \left(\frac{\omega_2}{\omega_0} \right)^2 + J_{s3} \left(\frac{\omega_3}{\omega_0} \right)^2 + m_3 \left(\frac{V_{s3}}{\omega_0} \right)^2 + J_4 \left(\frac{\omega_4}{\omega_0} \right)^2 + J_{s5} \left(\frac{\omega_5}{\omega_0} \right)^2 + m_5 \left(\frac{V_{s5}}{\omega_0} \right)^2 + m_6 \left(\frac{V_{ц6}}{\omega_0} \right)^2 + \right. \\ & \left. + 2J_7 \left(\frac{\omega_7}{\omega_0} \right)^2 + J_{s8} \left(\frac{\omega_8}{\omega_0} \right)^2 + m_8 \left(\frac{V_{s8}}{\omega_0} \right)^2 + m_9 \left(\frac{V_{19}}{\omega_0} \right)^2 \right] p, \end{aligned} \quad (10)$$

где J_2, J_4, J_6 – момент инерции звеньев 2, 4, 6 относительно их осей вращения; J_{s3}, J_{s5}, J_{s8} – моменты инерции относительно осей, проходящих через центры масс звеньев 3, 5, 8; $V_{s3}, V_{s5}, V_{s6}, V_{s8}, V_{s9}$ – линейные скорости центров масс звеньев 3, 5, 6, 8, 9; m_3, m_5, m_6, m_8, m_9 – массы звеньев 3, 5, 6, 8, 9; p – количество движущихся ремиз в данном цикле.

Приведенный момент сил сопротивления:

$$M_c^{\text{пр}} = M_c + M_b \Pi'(\phi_n) + M_3 \Pi'(\phi_n) + M_6 \Pi'(\phi_n), \quad (11)$$

где $M_c = 50,7$ Н·м – момент сопротивления движению, зависящий от трения в кинематических парах механизмов станка и от трения между рабочими органами и элементами системы заправки [3].

Приведенный к главному валу момент от силы прибора батана:

ными в среде проектирования Pro/Engineer.

Переменная составляющая приведенного момента инерции батанного механизма:

$$J_{\text{бм}} = (J_{\text{бв}} + J_6) \left(\frac{\omega_{\text{бв}}}{\omega_0} \right)^2, \quad (9)$$

где $J_{\text{бв}}$ – момент инерции подбатанного вала; J_6 – момент инерции лопастей батана и бруса с бердом; $\omega_{\text{бв}}$ – угловая скорость подбатанного вала.

Переменная составляющая приведенного момента инерции зевобразующего механизма, приведенная к главному валу станка:

$$M_6(\phi_n) = F_6(\phi_n) h \frac{\omega_6}{\omega_0}, \quad (12)$$

где F_6 – сила прибора уточной нити; h – плечо силы прибора; ω – угловая скорость подбатанного вала; ω_0 – средняя угловая скорость главного вала; $\phi_n = \omega_0 t$ – угол поворота главного вала.

Момент от силы F_3 , приведенный к главному валу:

$$M_3(\phi_n) = M_{\text{КВ}}(\phi_{\text{КВ}}) \frac{\omega_{\text{КВ}}}{\omega}, \quad (13)$$

где $V_p(\phi_{\text{КВ}})$ – скорость перемещения ремизы; $\omega_{\text{КВ}}$ – угловая скорость кулачкового вала; ω – заданная угловая скорость главного вала.

Приведенный к главному валу момент сил сопротивления боевого механизма:

$$M_{\sigma}(\phi_n) = M_{ТВ} \frac{\omega_{ТВ}}{\omega}, \quad (14)$$

где $\omega_{ТВ}$ – угловая скорость закручивания торсионного вала.

Анализ величин, входящих в формулу (14), проведен в работе [8]. Момент сопротивления $M_{приб}$, возникающий во время прибора уточной нити к опушке ткани, определяется по формуле:

$$S(t) = k_1 \left[[0,5V_0 t_{ПР} - \frac{P_0}{mp_1(n^2 + p_1^2)} \{ [p_1 - e^{-nt} (p_1 \cos p_1 t + n \sin p_1 t)] - 2(p_1 - e^{-n(t-t_{ПР})} [p_1 \cos p_1 (t - t_{ПР}) + n \sin p_1 (t - t_{ПР})]) \}] \right] \quad (16)$$

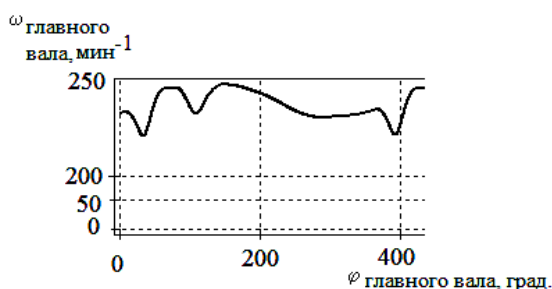


Рис. 1

На рис. 1 показана расчетная зависимость частоты вращения главного вала ω за цикл тканеобразования. Сравнение расчетных значений угловой скорости $\omega = \dot{\phi}_{II}$ с экспериментальными данными [10] методами математической статистики по критерию Фишера показало адекватность модели.

ВЫВОДЫ

Разработана методика, позволяющая моделировать динамику главного вала ткацкого станка в зависимости от законов движения, задаваемых профилями кулачков.

$$M_{приб} = S(t)h \sin \left(\pi \frac{\phi - \phi_I}{\phi_{II} - \phi_I} \right), \quad (15)$$

где ϕ_I – угол поворота кулачка, соответствующий началу прибора; ϕ_{II} – угол поворота кулачка, соответствующий окончанию прибора; $S(t)$ определяется по методике [8]:

ЛИТЕРАТУРА

1. Малышев А.П., Воробьев П.А. Механика и конструктивные расчеты ткацких станков. – М.: Машгиз, 1960.
2. Мостейкис В.С., Мартынов А.Н. // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 1967, №3. С. 121...127.
3. Лушиников С.В., Саранчук Г.А., Белый М.А. // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 2007, №4. С.75..78.
4. Demeulenaere B., Smolders K. // Average speed control of reciprocating machinery. – Paris. IEEE international conference on control and automation, 2005.
5. Теория механизмов и механика машин/ Под ред. Фролова К.В. – М.: Высшая школа, 1998.
6. Коловский М.З. Динамика машин. – Л.: ЛПИ им. М.И. Калинина, 1980.
7. Лясич В.А., Болотный А.П. и др./ Динамический анализ и синтез машинного агрегата. – Кострома: Изд-во КГТУ, 2007.
8. Романов В.В. // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 2009, №4С. С.112...114.
9. Терентьев В.И., Казанская И.Ю. // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 2009, №2. С.37..39.
10. Романов В.В., Титов С.Н., Померанцев М.А. // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 2009, №2. С.80..83.

Рекомендована кафедрой технологии машиностроения. Поступила 04.06.10.