

УДК 677.054.3

## ВВЕДЕНИЕ В ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ТКАЦКОГО СТАНКА КАК МАШИНЫ ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

Г.К. КУЗНЕЦОВ, Ю.В. КУЛЕМКИН, С.Н. ТИТОВ

(Костромской государственный технологический университет)

Ткацкий станок является одной из технологических машин, где отклонения от оптимальных законов движения рабочих органов влекут за собой нарушения технологического процесса, выражающиеся, в первую очередь, в повышении обрывности основных нитей. Отклонения параметров законов движения от проектных определяются целым рядом факторов, главным из которых можно считать отсутствие достаточно точных математических моделей, описывающих взаимодействие рабочих органов с обрабатываемым материалом и реакции текстильных материалов на динамические воздействия на них со стороны рабочих органов станка.

Структура машины, отдельные механизмы которой имеют общее ведущее звено, получила название разветвленной [1]. Динамические процессы, обусловленные циклическим характером работы отдельных механизмов, особенно отчетливо проявляются в ткацких станках с фронтальным прибоем утка. Для этих станков характерна динамическая нестабильность механизмов, следствием которой является большая неравномерность вращения главного вала.

Зависимость скорости вращения  $\omega$  главного вала от угла его поворота  $\alpha$  для станка СТБ-216, приведенная на рис. 1, репродуцирует рис. 11.2 [2] и рис. 204-а [3]. Здесь за начало отсчета угла поворота главного вала принят момент начала движения батана вперед, а пунктирная линия соответствует средней частоте вращения главного вала  $\omega_c = 26,2c^{-1}$  ( $250 \text{ мин}^{-1}$ ).

Обычно неравномерность вращения главного вала оценивают ее кинематическим коэффициентом  $\delta$ , представляющим собой отношение разности  $\omega_{\max}$  максимальной и  $\omega_{\min}$  минимальной скоростей вала к его средней скорости  $\omega_{\text{средн.}}$ . Этот коэффициент достигает уровня 23,1% для челночных станков и 17% – для станков с микропрокладчиками утка [3]. По данным [2] величины  $\delta$  для станков обоих типов находятся на уровне 19% (при равных технологических режимах:  $\omega_c = 26,2c^{-1}$ , ассортимент – бязь арт. 598).

Результаты экспериментальных исследований у разных авторов также сильно отличаются. Например, по данным [4] кинематический коэффициент неравномерности вращения главного вала равен 16,5%, а согласно [5] – 31,2% для одного и того же типа ткацкого станка (АТ-100-5М) при близких режимах ( $242$  и  $238 \text{ мин}^{-1}$  соответственно).

Значительные расхождения в численных значениях  $\delta$  объясняются различиями не только в постановке эксперимента [4, 5], но и в способах определения средней скорости, величина которой численно рав-

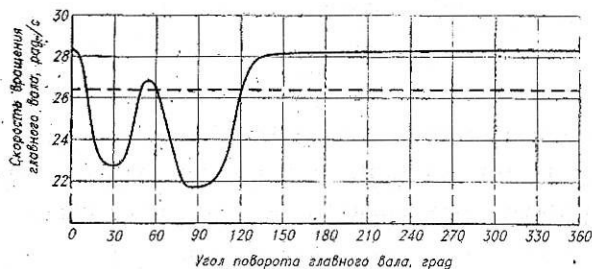


Рис. 1

на отношении пройденного точкой расстояния ко времени, за которое это расстояние было пройдено [6]:  $v_c = \frac{\Delta x}{\Delta t}$ .

Применительно к ведущему валу машины или механизма средняя угловая скорость  $\omega_c$  представляет собой отношение его угла  $\Phi$  поворота к промежутку времени  $\tau$ , за которое этот поворот совершен.

При решении задач динамики привода в теории механизмов и машин в качестве средней скорости вращения ведущего вала применяют:

действительную среднюю [7]:

$$\omega_{c,d} = \frac{\Phi}{\int_0^{\Phi} \frac{d\phi}{\omega}}; \quad (1)$$

среднюю арифметическую [7...9]:

$$\omega_{c,a} = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2}; \quad (2)$$

номинальную [7, 8], определяемую согласно паспортным данным электродвигателя;

среднюю истинную [8]:

$$\omega_{c,i} = \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} \omega(t) dt; \quad (3)$$

среднюю планиметрическую [8]:

$$\omega_{c,\pi} = \frac{1}{\Phi} \int_0^{\Phi} \omega(\phi) d\phi. \quad (4)$$

где  $M_d$  и  $M_c$  – приведенные моменты движущих сил и сил сопротивления;  $J$  – приведенный момент инерции подвижных масс станка.

Подробный анализ сочетаний функций  $M$  и  $J$  и оценка соответствующих методов

известна [2, 3, 7, 8] оценка неравномерности вращения ведущего вала при помощи динамического коэффициента, представляющего собой отношение максимального углового ускорения вала к квадрату средней скорости его вращения:

$$\zeta_{\max} = \frac{\varepsilon_{\max}}{\omega_c^2}. \quad (5)$$

Отметим, что одни авторы [3] называют динамический коэффициент  $\zeta$  коэффициентом динамичности, другие – [2] приравнивают его аналогу углового ускорения вала.

По нашему мнению, последнее утверждение глубоко ошибочно, так как аналог ускорения звена механизма определяется [6...9] как вторая производная перемещения этого звена по обобщенной координате (перемещению звена приведения). В рассматриваемом случае в качестве звена приведения выступает главный вал ткацкого станка, в качестве обобщенной координаты – угол его поворота. Поэтому оценивать кинематические характеристики главного вала в аналогах не имеет смысла (аналог скорости всегда будет равен единице, а аналог ускорения – нулю).

Из двух известных методов определения зависимости скорости вращения ведущего вала машины от обобщенной координаты (угла поворота этого вала, являющегося звеном приведения) наибольшее распространение получил более простой, основанный на решении уравнения энергетического баланса в форме моментов:

$$M_d(\omega, \phi) - M_c(\omega, \phi) = J(\phi) \frac{d\omega}{dt} + \frac{dJ(\phi)}{d\phi} \frac{\omega^2}{2}, \quad (6)$$

решения приведены в [8]. Здесь же рассмотрено решение для случая, когда оба приведенных момента не зависят от скорости.

В главе 3 [10] описан метод решения уравнения (6) для случая технологической

машины с электроприводом (момент движущих сил зависит только от скорости, а момент сил сопротивления – только от положения), основанный на замене  $\frac{d\omega}{dt} = \frac{d\omega}{d\phi}\omega$  с последующим решением нелинейного дифференциального уравнения численными методами. При этом с целью повышения точности результатов предлагается метод половинных интервалов, заключающийся в интерполяции исходных данных на середины интервалов изменения аргумента. Здесь же приводится качественный анализ общего случая (6) с замечанием, что выбор метода количественного решения требует индивидуального подхода в каждом частном случае.

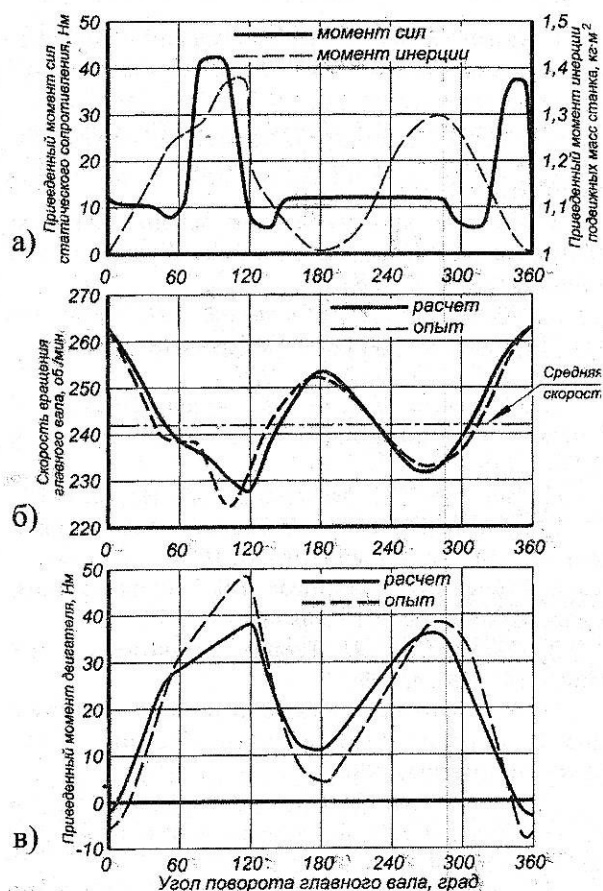


Рис. 2

Применительно к челночному ткацкому станку уравнение (6) для случая технологической машины с электроприводом дает [4] удовлетворительную сходимость расчетных и экспериментальных результатов на всем цикле формирования ткани, за

исключением двух важнейших фаз – боя и прибоя (рис. 2-б, в), где главный вал наиболее нагружен моментами сил сопротивления (рис. 2-а). Рис. 2 – реконструкция рис. 1...3 [4]: а) – исходные данные; б), в) – результаты (момент двигателя путем умножения на постоянное передаточное число 3,55 приведен к главному валу с целью улучшения сопоставимости исходных данных и результатов). Проанализируем методику решения [4], где (6) путем замены  $\omega = \frac{d\phi}{dt}$  и ряда преобразований приведено к линейному неоднородному дифференциальному уравнению первого порядка:

$$\frac{d\omega}{dt} + p(t)\omega = q(t). \quad (7)$$

В процессе решения авторы заменяют неизвестные зависимости моментов сил и моментов инерции от времени на соответствующие известные зависимости от обобщенной координаты (согласно рис. 2-а для станка) и от скорости (по паспортным данным для двигателя).

По нашему мнению, такая замена недопустима, так как она эквивалентна делению на скорость, что частично исключает искомую функцию из расчетов и может привести к неопределенности. Действительно, при скорости вращения главного вала, близкой к средней, существенных различий расчетного и экспериментального моментов двигателя не наблюдается.

При существенном отклонении скорости от средней существенно разнятся и моменты. Кроме того, при  $\phi \approx 120^\circ \frac{dJ}{d\phi} \rightarrow -\infty$  (рис. 2-а), что совершенно не отражено в зависимости  $M_d(\phi)$  (рис. 2-в), как не отражено и возрастание более чем на 40 Н·м момента сил сопротивления при прибое ( $\phi=320...350^\circ$ ).

Все сказанное относится лишь к расчетным зависимостям, тогда как опытные результаты более точно отслеживают изменения исходных данных. Причина, как уже отмечалось, кроется в замене изменяющейся скорости звена приведения на

некоторую среднюю. Недопустимость такой замены для машин с большой неравномерностью вращения главного вала отмечается в [7, 8].

$$\text{Динамический коэффициент } \zeta_i = \frac{\varepsilon_i}{\omega_c^2}$$

используется не только как характеристика неравномерности вращения главного вала. С его помощью оценивают [2] интенсивность инерционного нагружения главного вала для любого ( $i$ -го) положения, в том числе и наиболее важного для формирования ткани – положения прибоа. Однако в табл. 11.1 [2] для станка Р-105 приведены  $\zeta_{\max} = 0,105$  и  $\zeta_{\text{пр}} = 0,148$ , что противоречит вышеприведенным определениям ( $\zeta_{\max}$  должен быть наибольшим из возможных  $\zeta_i$ ).

Таким образом, прежде чем приступить к задаче теоретического анализа вращения главного вала ткацкого станка, необходимо уточнить некоторые из существующих понятий, определений и методологических подходов.

1. Согласно рекомендациям [7, 8] не применять в качестве средней скорости вращения главного вала среднюю арифметическую (2).

2. Интегральные определения средней скорости (1), (3), и (4) корректны только для целых оборотов вала:  $\Phi = 2\pi k$  и  $\tau = T_k$ , где  $k = 1, 2, 3, \dots, n$  (числа натурального ряда);  $T$  – период вращения главного вала. При этих ограничениях все три определения сводятся к одному – средней интегральной скорости за оборот.

3. Номинальная частота вращения главного вала может заменять среднюю скорость только на самом начальном этапе анализа, так как отклонения фактической частоты вращения электродвигателя от номинальной существенны и зависят прежде всего от соотношения мощности электродвигателя и энергоемкости станка.

4. Недопустимо использование в уравнениях динамического равновесия главного вала его аналогов скоростей или ускорений, так как это может привести к неоп-

ределенности решения (любой из численных методов будет сходиться для большого интервала решений).

В качестве окончательного вывода отметим, что для ткацкого станка более корректным будет анализ скорости вращения главного вала на основе уравнения в форме энергий [10], дифференцируя которое по времени можно получить уравнение баланса мощностей, упростить которое можно путем аппроксимации рабочего участка механической характеристики электродвигателя [11] гиперболической зависимостью  $M_d = f(\omega)$ , что позволит считать мощность двигателя неизменной в некотором диапазоне его скоростей.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Вульфсон И.И. Колебания машин с механизмами циклового действия. – Л.: Машиностроение, 1990.
2. Орнатская В.А., Кивилис С.С. Проектирование и модернизация ткацких машин. – М.: Легпромбытиздат, 1986.
3. Основы проектирования машин ткацкого производства // Под общ. ред. А.В. Дицкого. – М.: Машиностроение, 1983.
4. Мостейкис В.С., Мартынов А.Н. // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 1967, № 3. С. 128...131.
5. Райкунова Л.М. // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 1967, № 3. С. 114...118.
6. Стрелков С.П. Механика. – М.: Наука, 1975.
7. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Гостехтеоретиздат, 1951.
8. Юдин В.А., Петрокас Л.В. Теория механизмов и машин. – М.: Высшая школа, 1977.
9. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1990.
10. Кинематика, динамика и точность механизмов: Справочник // Под ред. Г.В. Крейнина. – М.: Машиностроение, 1984.
11. Общая электротехника: Учеб. пособие для вузов // Под ред. А.Т. Блажкина. 4-е изд., перераб. и доп. – Л.: Энергоатомиздат, 1986.

Рекомендована кафедрой теории механизмов и машин и проектирования текстильных машин. Поступила 12.07.02