

УДК 621.9.06

## ВЛИЯНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ НА ДИНАМИКУ ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ

Е. М. Дурко<sup>1</sup>, Б. И. Мусин<sup>2</sup>

<sup>1</sup>durkomss@bk.ru

<sup>1</sup>ФГБОУ ВПО «Уфимский государственный авиационный технический университет» (УГАТУ)

<sup>2</sup>ООО «РН-Юганскнефтегаз»

Поступило в редакцию 22.07.2013

**Аннотация.** В работе представлены результаты моделирования и исследования приводов главного движения станков с ЧПУ с ременной и зубчатой передачами, разработаны математические модели и структурные схемы динамической системы приводов с возможностью реализации их на ЭВМ. Получены графики переходных процессов в системах, дана сравнительная оценка динамического качества исследуемых приводов.

**Ключевые слова:** станки с ЧПУ; моделирование; динамические качества.

Вопросам динамики станков стали уделять большое внимание в связи с необходимостью существенного повышения частот вращения шпинделя при высокоскоростном резании. Это обуславливает проведение моделирования и исследования приводов станка еще на стадии проектирования и выбор типа привода, отвечающего требуемым показателям динамического качества.

В данной работе разработаны динамические модели приводов главного движения мехатронного станка при передаче вращения шпинделю через ременную или зубчатую передачи, построены структурные схемы, определены передаточные функции звеньев моделей. Структурные модели реализованы на ЭВМ с использованием программы Matlab и проведены машинные эксперименты по определению переходных процессов в системах.

При формировании динамической модели необходимо обеспечить адекватность модели исследуемому объекту. В данном случае критериями адекватности являются:

- кинетические и потенциальные энергии, которыми обладают звенья и упругие элементы объекта, равны кинетической и потенциальной энергии соответствующих элементов модели;
- звенья модели и объекта должны двигаться с одной скоростью;
- деформация упругих связей линейна и подчиняется закону Гука;
- инерционные свойства звеньев отображаются сосредоточенными в точках массами

или сосредоточенными в сечении моментами инерции.

Привод главного движения по структуре может быть представлен в различных вариантах. В данной работе рассматриваются два типа привода:

- «регулируемый электродвигатель – ременная передача – шпиндель»;
- «регулируемый электродвигатель – зубчатая передача (редуктор) – шпиндель».

Расчетные схемы данных вариантов представлены на рис. 1: *a* – с ременной передачей; *б* – с зубчатой передачей (редуктором); *в* – приведенная расчетная схема привода с зубчатой передачей. На рисунках обозначены: АД – регулируемый асинхронный электродвигатель, МС – механическая система.

Топологические уравнения равновесия системы привода с ременной передачей (рис. 1, *a*):

$$\begin{aligned} M_{\text{Э}} - M_{\text{И1}} - M_{\text{Ушк1}} &= 0; \\ M_{\text{Ушк2}} - M_{\text{Дшк2}} - M_{\text{Дшп}} - M_{\text{И2}} - M_{\text{С}} &= 0, \end{aligned}$$

где  $M_{\text{Э}}$  – крутящий момент, создаваемый электродвигателем;  $M_{\text{И1}}$  – момент инерции ротора электродвигателя;  $M_{\text{Ушк1}}$  – момент упругого сопротивления ременной передачи на ведущем шкиве;  $M_{\text{Ушк2}}$  – момент упругого воздействия ременной передачи на ведомом шкиве;  $M_{\text{Дшк2}}$  – момент диссипативных сил сопротивления ременной передачи на ведомом шкиве;  $M_{\text{Дшп}}$  – диссипативный момент сопротивления в опорах шпинделя;  $M_{\text{И2}}$  – суммарный инерционный мо-

мент шпинделя и ведомого шкива;  $M_C$  – момент сопротивления от рабочих нагрузок, приложенный к шпинделю.

Компонентные уравнения слагаемых, входящих в топологические уравнения системы с ременной передачей:

$$\begin{aligned} M_{И1} &= (J_p + J_{шк1}) \cdot \dot{\omega}_d; \\ M_{ушк1} &= F_y \cdot r_1 = C_{рП} \cdot \Delta x \cdot r_1; \\ M_{ушк2} &= F_y \cdot r_2 = C_{рП} \cdot \Delta x \cdot r_2; \\ M_{Дшк2} &= F_d \cdot r_2 = h_{рП} \cdot \Delta \dot{x} \cdot r_2; \\ M_{Дшп} &= \mu \cdot \omega_{шп}; \\ M_{И2} &= (J_{шк2} + J_{шп}) \cdot \dot{\omega}_{шп}. \end{aligned}$$

Топологическое уравнение равновесия системы привода с зубчатой передачей (рис. 1, в):

$$M_{Э} - M_J^* - M_D^* - M_C = 0,$$

где  $M_J^*$  – инерционный момент элементов привода и  $M_D^*$  – диссипативный момент сопротивления в опорах шпинделя, приведенные к валу электродвигателя.

Компонентные уравнения слагаемых, входящих в топологическое уравнение системы с зубчатой передачей:

$$\begin{aligned} M_J^* &= (J_p + J_{z1} + J_{z2} \cdot i^2 + J_{шп} \cdot i^2) \cdot \omega_d; \\ M_D^* &= \mu \cdot \phi_{шп} \cdot i^2. \end{aligned}$$

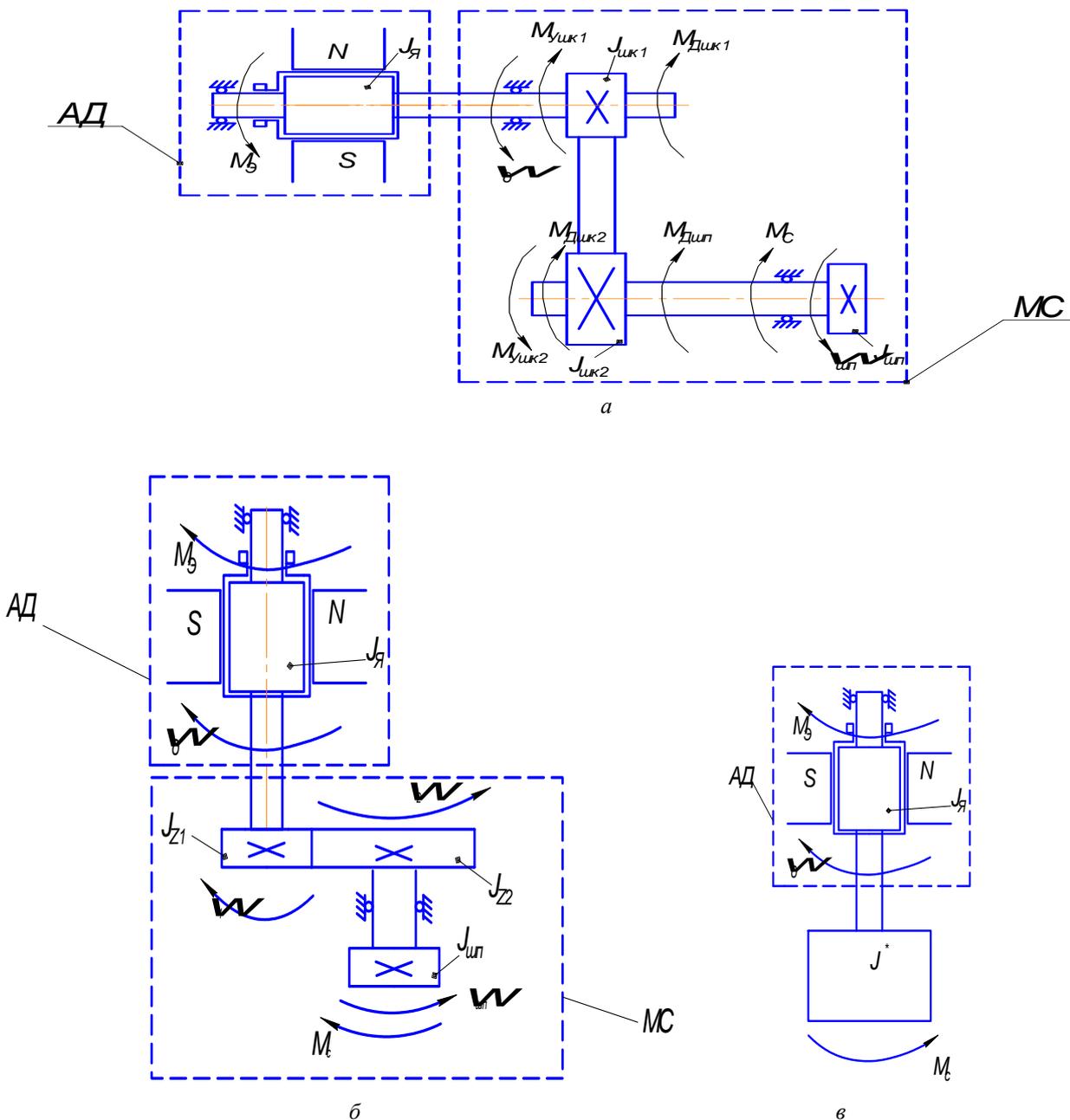


Рис. 1. Расчетные схемы приводов главного движения

В приведенных выше уравнениях приняты следующие обозначения:  $J_p$  – момент инерции ротора электродвигателя;  $J_{шк1}$  – момент инерции ведущего шкива;  $J_{шк2}$  – момент инерции ведомого шкива;  $J_{z1}$  – момент инерции ведущего зубчатого колеса;  $J_{z2}$  – момент инерции ведомого зубчатого колеса;  $J_{шп}$  – момент инерции шпинделя;  $F_y$  и  $F_d$  – упругая и диссипативная силы в ременной передаче;  $\mu$  – коэффициент демпфирования в опорах шпинделя;  $z_1$  и  $z_2$  – числа зубьев ведущего и ведомого зубчатых колес;  $i = z_1/z_2$  – передаточное отношение редуктора;  $C_{рп}$  – жесткость зубчатого ремня;  $h_{рп}$  – коэффициент демпфирования зубчатого ремня;  $\Delta x$  – продольная деформация ремня;  $r_1$  и  $r_2$  – радиусы ведущего и ведомого шкивов;  $\omega_\partial$  и  $\omega_{шп}$  – угловые скорости электродвигателя и шпинделя;  $\varphi$  – угол поворота соответствующего элемента привода.

Крутящий момент  $M_\partial$ , создаваемый электродвигателем, и момент сопротивления от рабочих нагрузок  $M_C$ , приложенный к шпинделю, для обоих вариантов привода определяются выражениями:

$$\begin{aligned} M_\partial &= C_m \cdot I; \\ M_C &= P_z \cdot R, \end{aligned}$$

где  $C_m$  – механическая постоянная электродвигателя;  $I$  – ток в обмотках электродвигателя;  $P_z$  – главная составляющая силы резания;  $R$  – радиус обработки детали.

Для обоих вариантов схем одноименные параметры принимаются одинаковыми, чтобы в результате исследования можно было проанализировать динамику при одних и тех же условиях. Параметры элементов привода приняты по чертежу шпиндельной бабки станка-аналога 500VT.

На данном станке используется электродвигатель фирмы SIEMENS модель 1PH7133-ND. Технические параметры двигателя: номинальная мощность  $N = 12$  кВт; номинальный момент  $M_n = 115$  Н·м; номинальная частота вращения  $n_n = 1000$  об/мин; номинальное напряжение  $U_n = 336$  В; номинальный ток  $I_n = 30$  А; номинальная частота напряжения  $f_n = 51,3$  Гц.

Динамическая структурная модель регулируемого электродвигателя с системой управления позволяет проводить исследования при различных настройках преобразователя напряжения, контуров управления, токоограничения, коэффициента передачи тахогенератора и др.

На первоначальном этапе составления структурной схемы механической части системы связь между динамическими звеньями удоб-

нее представлять в виде графов [5]. Основой для построения графов связей системы служат физические законы, которые связывают между собой физические величины внутри системы и внешние силы. Подобно структурным схемам графы связей используются для наглядного изображения физических зависимостей и их последовательного преобразования в динамических системах.

Динамическую систему можно рассматривать как комбинацию звеньев с определенными типовыми или не типовыми передаточными функциями. Изображение динамической системы в виде совокупности звеньев с указанием связей между ними носит название структурной схемы системы.

Между структурной схемой и графом связей имеется прямое соотношение: прямоугольник структурной схемы, изображающий передаточную функцию элемента, соответствует ребру, а линия передачи сигнала – вершине графа.

Модель механической системы включает в себя ременную или зубчатую передачу (в зависимости от варианта) и шпиндельный узел. В ременной передаче учитываются моменты инерции шкивов, жесткость и демпфирование ремня, в зубчатой передаче – моменты инерции зубчатых колес и передаточное отношение. Погрешностью шагов зубьев пренебрегаем, так как зубчатые колеса в подобных высокоскоростных приводах имеют высокую степень точности.

Параметры ременной передачи приняты по чертежу шпиндельной бабки станка-аналога: диаметры шкивов: ведущего  $d_1 = 90$  мм, ведомого  $d_2 = 165$  мм; длина ремня  $L = 1,04$  м; ширина шкива  $b = 80$  мм.

Жесткость ремня определяется зависимостью  $C_{рп} = b/\lambda$ , где  $\lambda$  – податливость витков металлоторса каркаса ремня, принимается в зависимости от модуля ремня [1, 4].

Деформация ремня определяется выражением

$$\Delta x = \varphi_1 \cdot r_1 - \varphi_2 \cdot r_2,$$

где  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  – углы поворота ведущего и ведомого шкивов.

Коэффициент демпфирования зубчатого ремня  $h_{рп}$  определяется эмпирическими зависимостями [3] и зависит от натяжения ремня, рекомендованного для данного типоразмера.

Моменты инерции элементов привода вычисляются по формуле [2]

$$J = \frac{m \cdot r^2}{2},$$

где  $m$  и  $r$  – масса и радиус элемента соответственно, принимаются по чертежам станка-аналога.

Коэффициент демпфирования  $\mu$ , который учитывает потери на трение в опорах шпинделя в формуле для определения диссипативного момента, принимается в зависимости от размеров, количества и типов подшипников [3].

Структурные схемы приводов главного движения представлены на рис. 2.

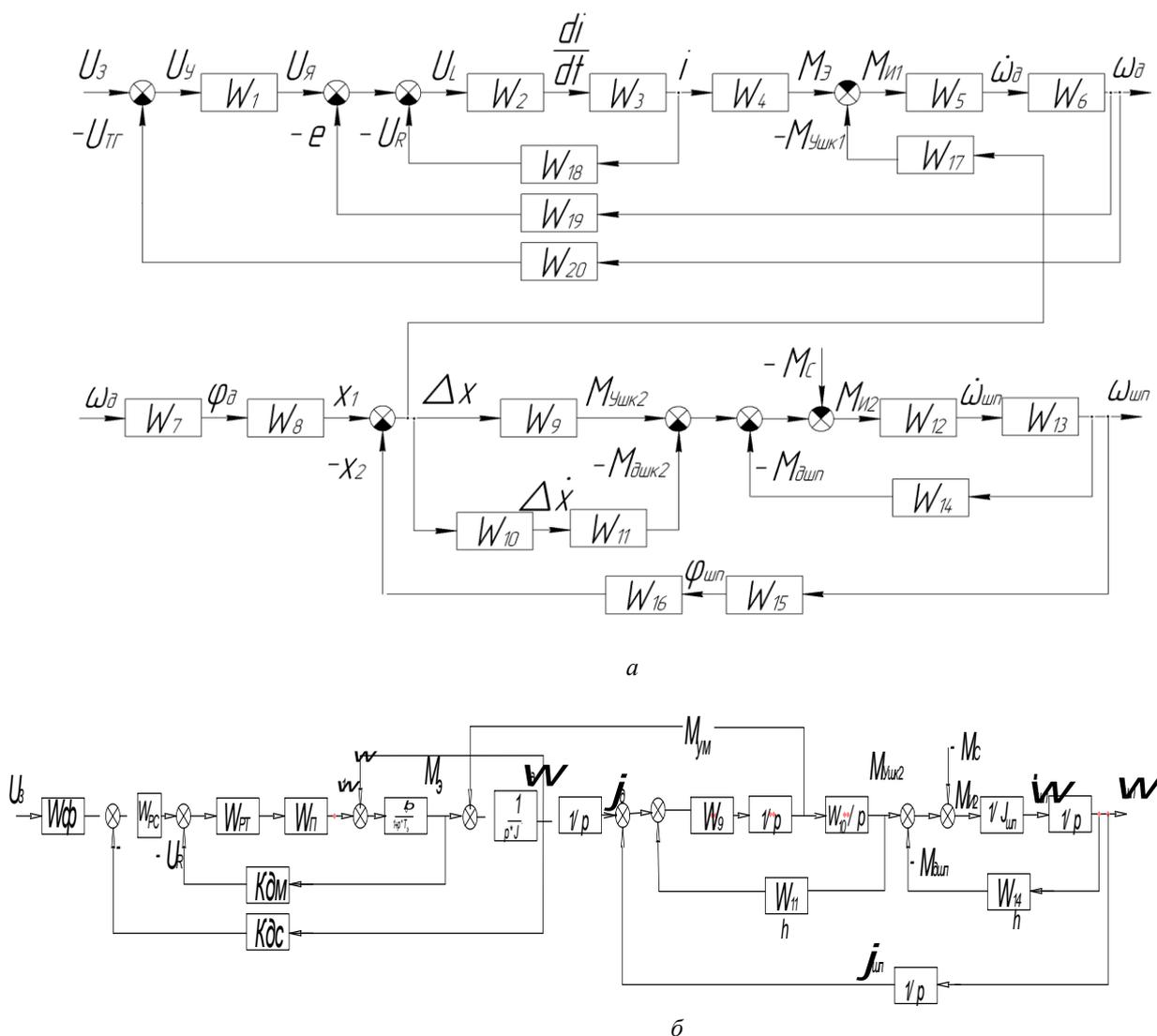
Передаточные функции звеньев структурных схем определяются в соответствии с положениями теории автоматического управления на основе компонентных уравнений, приведенных выше.

Динамические свойства системы могут быть определены по его переходной функции, которая представляет собой переходный процесс на

выходе системы, возникающий при подаче на его вход скачкообразного воздействия от системы ЧПУ. Система ЧПУ выдает управляющее напряжение  $U_3$ , которое выводит двигатель на требуемую частоту вращения, поэтому характеристики систем будут определяться в наиболее жестких условиях при величине скачка  $U_3 = 2,72 \dots 10$  В.

С помощью реализованных на ЭВМ структурных моделей были получены графики переходных процессов в приводе  $\omega_{\text{шп}}(t)$  при ступенчатом изменении управляющего напряжения, которые изображены на рис. 3 и 4.

На графиках видно, что электромеханическая система привода выходит на номинальные, а потом на максимальные частоты вращения.



**Рис. 2.** Структурные схемы приводов главного движения:  
 а – «регулируемый электродвигатель – ременная передача – шпиндель»;  
 б – «регулируемый электродвигатель – зубчатая передача – шпиндель»

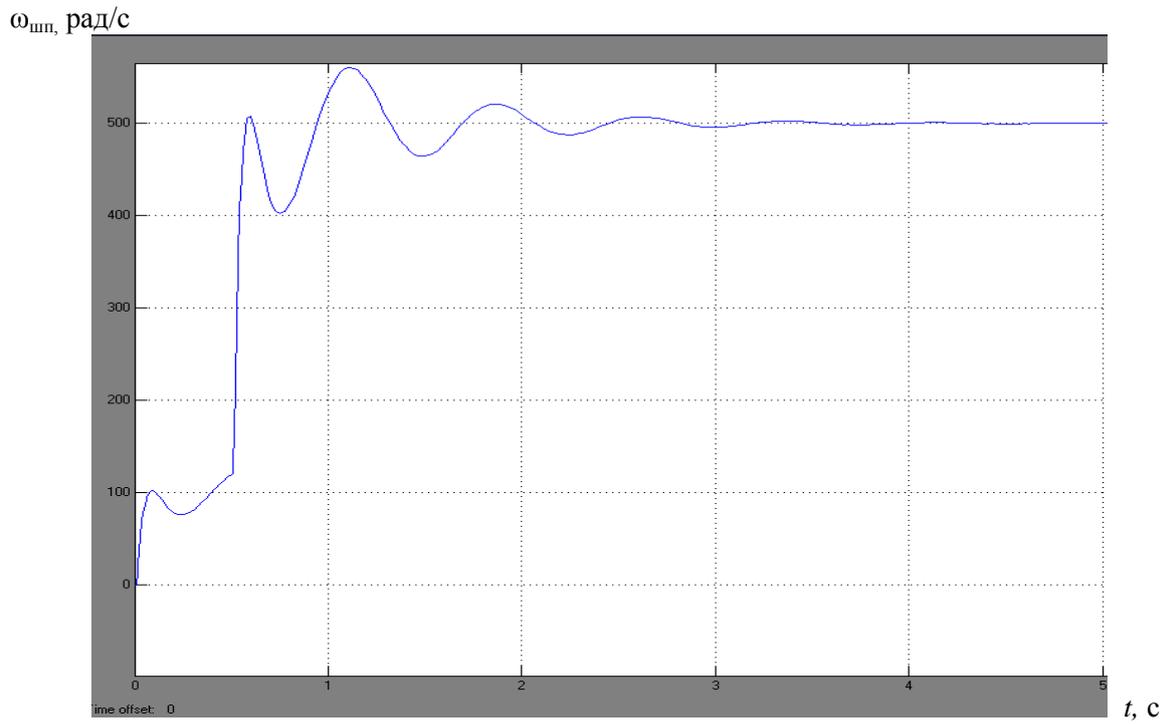


Рис. 3. Переходная характеристика привода «электродвигатель – ременная передача – шпиндель»

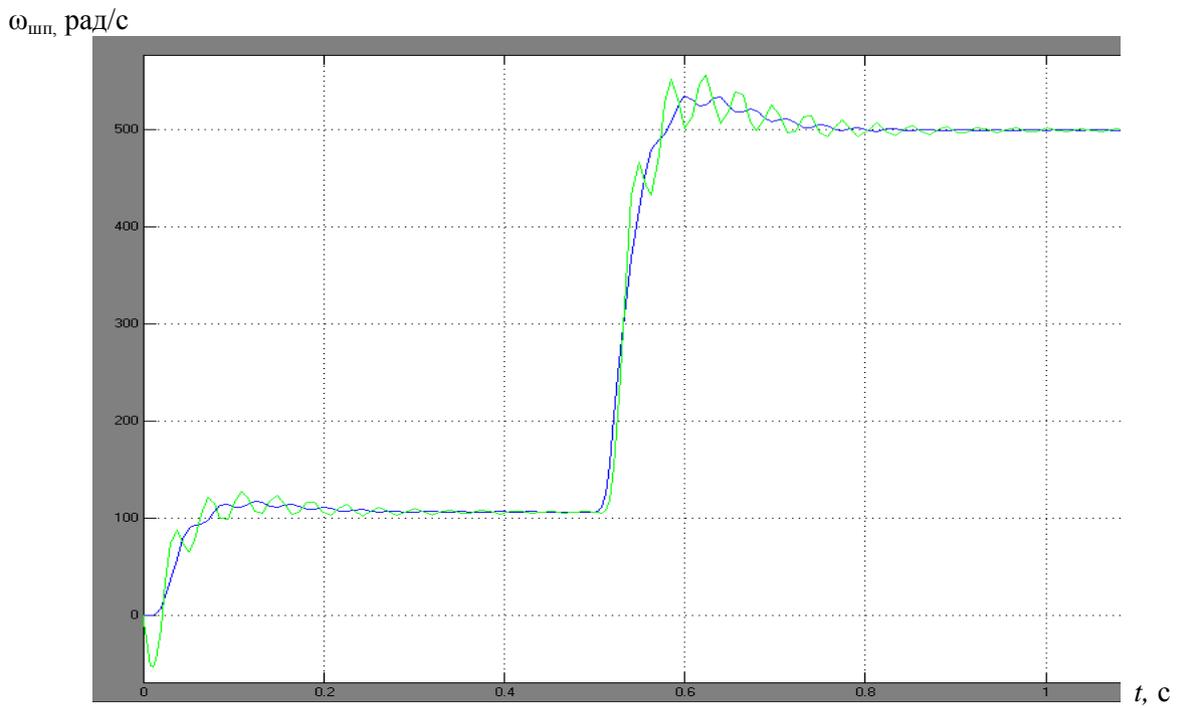


Рис. 4. Переходная характеристика привода «электродвигатель – зубчатая передача – шпиндель»

В качестве примера на рис. 4 представлено два графика. График с меньшей амплитудой колебаний – без учета момента сопротивления, с большей амплитудой – с учетом момента сопротивления на шпинделе. Момент сопротивления выбран с учетом возникающей силы резания при обработке детали-представителя.

### ВЫВОДЫ

В результате проведенных исследований модуля главного движения можно сделать следующие выводы:

1. В первом варианте «электродвигатель – ременная передача – шпиндель» наблюдается значительное перерегулирование и время переходного процесса из-за податливости ременной передачи. Колебательность системы также существенна. Однако такой привод имеет свои преимущества: конструктивная простота, плавность и бесшумность работы, предохранение механизмов от импульсной динамической нагрузки за счёт упругих свойств ремня.

2. Во втором варианте «электродвигатель – зубчатая передача – шпиндель» влияние редуктора улучшает динамику привода из-за снижения величины перерегулирования и времени переходного процесса. Также у этого привода есть свои преимущества – меньшие габариты и возможность существенно увеличить крутящий момент на шпинделе. Однако такой привод имеет недостатки: более шумная работа, особенно на высоких скоростях, слабое гашение импульсной динамической нагрузки из-за высокой жесткости зубчатого зацепления и отсутствия демпфирования в передаче.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Анурьев В. И.** Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. Т. 2. 5-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1979. 559 с.
2. **Гафаров Р. Х., Жернаков В. С.** Что нужно знать о сопротивлении материалов: учеб. пособие / Под ред. В. С. Жернакова. М.: Машиностроение, 2001. 276 с.
3. **Детали** и механизмы металлорежущих станков / Под ред. д-ра техн. наук проф. Д. Н. Решетова. М.: Машиностроение, 1972. Т. 2. 520 с.
4. **Расчет** на прочность деталей машин: справочник / Ред. И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1993. 640 с.
5. **Чикуров Н. Г.** Моделирование систем и процессов: учеб. пособие. М.: РИОР ИНФРА-М, 2013. 398 с.

### ОБ АВТОРАХ

**ДУРКО Евгений Маркович**, доц. каф. Дипл. инж.-мех. (УАИ, 1968). Канд. техн. наук по технол. и оборуд. мех. и физ.-техн. обработки (МГТУ «Станкин», 1973). Иссл. в обл. динамики мехатрон. станочн. систем.

**МУСИН Булат Исмагилович**, вед. спец. Дипл. инж. (УГАТУ, 2008). Иссл. в обл. динамики станков.

### METADATA

**Title:** Effects on the dynamics of mechanical transmission main drivemotion.

**Authors:** E. M. Durko and B. I. Musin

**Affiliation:**

<sup>1</sup> Ufa State Aviation Technical University (UGATU), Russia.

<sup>2</sup> "RN-Yuganskneftegaz"

**Email:** <sup>1</sup> durkomss@bk.ru

**Language:** Russian.

**Source:** Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), vol. 17, no. 8 (61), pp. 63-68. 2013. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

**Abstract:** The results of modeling and research main drive CNC machines with a belt and gears, the mathematical models and structural diagrams of the dynamic drive system with the ability to implement them on a computer. The resulting plot of transients in systems, the comparative evaluation of the dynamic quality of the test drives.

**Key words:** CNC machines; modeling aids; dynamic quality.

### References (English transliteration):

1. V. I. Anuryev, *Reference Design-Machinist*. In 3 vols. 5th ed. Moscow: Mashinostroenie, 1979.
2. A. D. Gafarov and V. S. Zhernakov, *What you need to know about the strength of materials: textbook manual*, V. S. Zhernakov, Ed. Moscow: Mashinostroenie, 2001.
3. D. N. Rechetov, *Parts and mechanisms metallore-cementitious machines*. Moscow: Mashinostroenie, 1972.
4. I. A. Birger, *Calculation of the strength of parts of machinery*. 4th ed. Moscow: Mashinostroenie, 1993.
5. N. G. Chikurov, *Modeling of systems and processes*. Moscow: RIOR INFRA-M, 2013.

### About authors:

**DURKO, Evgeny Markovich**, Department. Dipl. Mechanical engineer (AIM, 1968).Cand. of Tech. Sci. (MSTU "Stankin", 1973). Research in the field of machine dynamics of mechatronic systems.

**MUSIN, Bulat Ismagilovich**, Dipl. Engineer (USATU, 2008) Research in the field of dynamics of machines.