

УДК. 3313.02

А. Б. АХАДОВ, Х. С. САМИДОВ

## ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА СТОЛА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ МАШИНЫ

Точность перестановки стола технологических машин, в частности металлорежущих станков, относительно инструмента или наоборот имеет важное значение в технике. Например, при обработке отверстия в сверлильных станках точное межосевое расстояние обеспечивается точной координатной перестановкой стола. В данной работе сделана попытка рассмотреть динамику разгона электромеханического привода стола. Исследование проводится теоретическим методом.

**Ключевые слова:** привод, динамика, электромеханический, перемещение, стол, машина, теоретический метод.

А. Б. АХАДОВ, Х. С. САМИДОВ

## ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО ПРИВОДУ СТОЛУ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ МАШИНИ

Точність перестановки столу технологічних машин, зокрема металорізальних верстатів, щодо інструменту або навпаки має важливе значення в техніці. Наприклад, при обробці отвору в сверлильних верстатах точна міжосьова відстань забезпечується точною координатною перестановкою столу. У даній роботі зроблена спроба розглянути динаміку розгону електромеханічного приводу столу. Дослідження проводиться теоретичним методом.

**Ключові слова:** привід, динаміка, електромеханічний, переміщення, стіл, машина, теоретичний метод.

А. В. АНАДОВ, К. С. САМИДОВ

## THEORETICAL STUDY OF THE DYNAMICS OF THE ELECTROMECHANICAL TABLE DRIVE OF TECHNOLOGICAL MACHINES

The accuracy of the rearrangement of the table technological machines, in particular machine tools, relative to the tool or Vice versa are important in technology. For example, when machining holes in drilling machines, the exact center distance is ensured by the precise coordinate rearrangement of the table. In the given work attempt to consider dynamics of dispersal of the Electromechanical drive of a table (Fig 1) is made. The study is carried out by theoretical methods. Studies have shown that with an increase in the inertia coefficient of the system for identical values of the remaining drive parameters, the dynamic error, the elastic moment and the acceleration time of the table electric drive are increased. Therefore, when designing machines, one should strive to reduce the inertia coefficient.

**Keywords:** drive, dynamics, electromechanical, movement, table, machine, theoretical method.

**Введение. Постановка задачи.** Для теоретического исследования электромеханический привод стола

(рис. 1) приведен к двухмассовой динамической модели, показанной на рис 2.

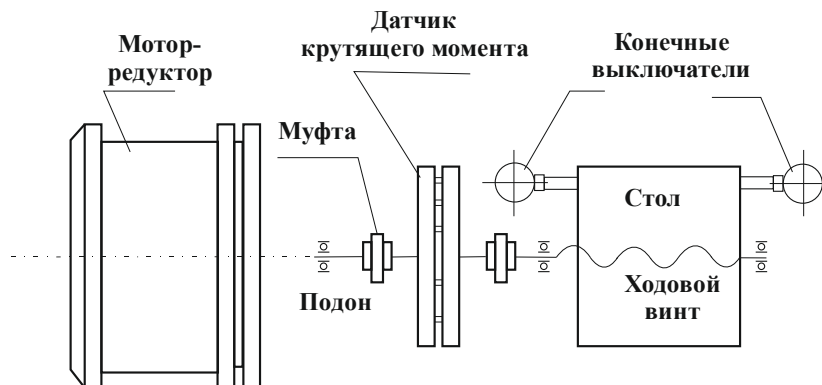


Рис. 1 – Кинематическая схема электромеханического привода стола

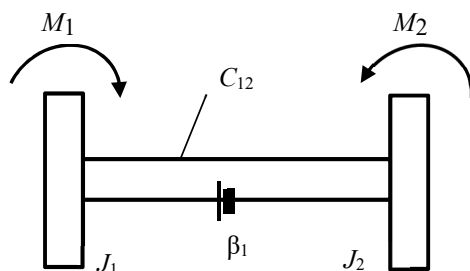


Рис. 2 – Динамическая модель электромеханического привода стола

**Составление динамической модели привода стола.** Осуществляется по методике, приводимой в работах [1, 2, 3]. В литературе, например [3], момент инерции  $J_i$  определяется как:

$$J_i = \sum m_i \left( \frac{b_i^2 + l_i^2}{12} + r_i^2 \right),$$

где  $b_i, l_i$  – высота и длина  $i$ -того элемента,  $r_i$  – расстояние между центрами тяжести  $i$ -того элемента и всего тела.

Жесткость деталей и узлов  $C_i$  привод стола определили как расчетным путем, экспериментально, так и статическим испытанием (рис. 3). Скручивающий

© А. Б. Ахадов, Х. С. Самидов, 2018

момент создавался с помощью рычагов 4 и 6 длиной  $l = 46$  см. Создаваемая при этом сила измерялась динамометром 5. Скручивающий момент изменяется в пределах  $(0-5) M_H$  ( $M_H$  – номинальный крутящий момент двигателя привода).

Движение электромеханического привода стола, показанного на рис. 1 и 2, разделено на два этапа. При первом этапе в течение времени от  $t = 0$  до  $t = t_1$ , в движений находится масса с моментом инерции  $J_1$ , а на втором этапе в течение времени от  $t = t_1$  до  $t = t_2$

двигаться будут обе массы.

На первом этапе уравнение движения массы  $J_1$  получит вид:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + \beta \dot{\varphi}_1 + C \varphi_1 = M_d, \quad (1)$$

где  $\varphi_1$  – угловая координата движения;  
 $J_1$  – момент инерции;  
 $\beta$  – коэффициент демпфирования колебаний;  
 $C$  – приведенная жесткость привода;  
 $M_d$  – момент электродвигателя.

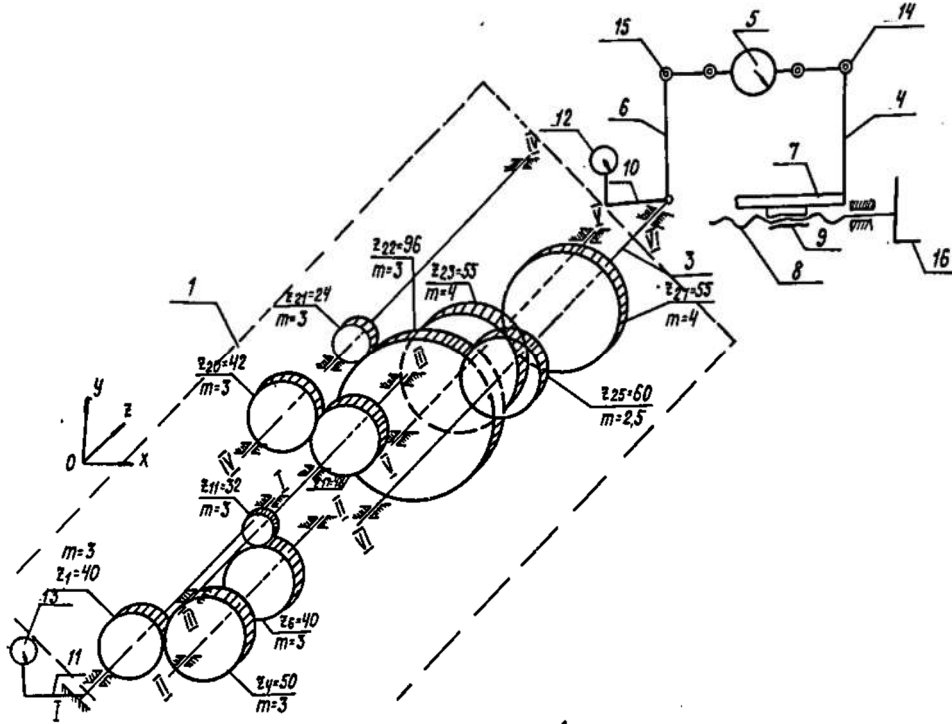


Рис. 3 – Схема нагружения электромеханического привода стола

$M_d$  вычисляется по формуле [3, 5]:

$$M_d = M_H \left[ 1 + e^{-\lambda_2 t} - \frac{e^{-\lambda_1 t} \cdot \cos(\omega t - \varphi) + e^{-\lambda_2 t} \cdot \cos(\omega t + \varphi)}{\cos \varphi} \right], \quad (2)$$

где  $M_H$  – номинальный пусковой момент электродвигателя;

$\lambda_1, \lambda_2$  – коэффициенты затухания колебаний в электрической системе двигателя;

$\omega$  – синхронная угловая скорость электродвигателя;

$\cos \varphi$  – коэффициент мощности двигателя.

Учитывая выражение (2), уравнение (1) запишем в виде:

$$\begin{aligned} & \ddot{\varphi} + 2\delta \dot{\varphi} + k^2 \varphi = \\ & = \frac{M_H}{J_1} \left[ 1 + e^{-\lambda_2 t} - \frac{e^{-\lambda_1 t} \cdot \cos(\omega t - \varphi) + e^{-\lambda_2 t} \cdot \cos(\omega t + \varphi)}{\cos \varphi} \right], \quad (3) \end{aligned}$$

где  $2\delta = \beta/J_1$ ;  $k^2 = C/J_1$ .

Решение уравнения (3) состоит из общего решения однородного, соответствующего данному, и частного решения. Решение уравнения (3) без правой части имеем вид:

$$\varphi_1 = e^{-\delta t} (c_1 \cdot \cos pt + c_2 \cdot \sin pt), \quad (4)$$

где  $p^2 = \delta^2 - k^2$ ;

$c_1$  и  $c_2$  – произвольные постоянные;

$$\begin{aligned} \varphi_2 = & M_d + M_d e^{-\lambda_2 t} + \\ & + e^{-\lambda_1 t} \cdot M_H [A \cos(\omega t - \varphi) + B \sin(\omega t - \varphi)] + \\ & + e^{\lambda_2 t} M_H [D \cdot \cos(\omega t + \varphi) + N \sin(\omega t + \varphi)], \quad (5) \end{aligned}$$

где  $A, B, D, N$  – произвольные постоянные.

Два раза дифференцируя выражение (5), подставив в уравнение (3) и приравнявая соответствующие члены, получим:

$$\begin{aligned} A = & - \frac{\lambda_1^2 - \omega^2 - 2\delta\lambda_1 + k^2}{J_1 \cos \varphi [4\omega^2(\delta - \lambda_1)^2 + (\lambda_1^2 - \omega^2 - 2\delta\lambda_1 + k^2)^2]}; \\ B = & - \frac{2\omega(\delta - \lambda_1)}{J_1 \cos \varphi [4\omega^2(\delta - \lambda_1)^2 + (\lambda_1^2 - \omega^2 - 2\delta\lambda_1 + k^2)^2]}; \\ D = & - \frac{\lambda_2^2 - \omega^2 - 2\delta\lambda_2 + k^2}{J_1 \cos \varphi [4\omega^2(\delta - \lambda_2)^2 + (\lambda_2^2 - \omega^2 - 2\delta\lambda_2 + k^2)^2]}; \\ N = & - \frac{2\omega(\delta - \lambda_2)}{J_1 \cos \varphi [4\omega^2(\delta - \lambda_2)^2 + (\lambda_2^2 - \omega^2 - 2\delta\lambda_2 + k^2)^2]}; \quad (6) \\ M_q = & \frac{M_H}{J_1(\lambda_2^2 - 2\delta\lambda_2 + k^2)}; \quad M_d = \frac{M_H}{J_1 k^2}. \end{aligned}$$

Следовательно, общее решение уравнения (3)  $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2$  будет

$$\varphi = e^{-\delta t}(c_1 \cos pt + c_2 \sin pt) + \frac{M_H}{J_1 k^2} + \frac{M_H}{J_1(\lambda_2^2 - 2\delta\lambda_2 + k^2)} - \frac{M_H e^{-\lambda_1 t}[(\lambda_1^2 - \omega^2 - 2\lambda_1 + k^2) \cos(\omega t - \varphi) + 2\omega(\delta - \lambda_1) \sin(\omega t - \varphi)]}{J_1 \cos \varphi [4\omega^2(\delta - \lambda_1)^2 + (\lambda_1^2 - \omega^2 - 2\delta\lambda_1 + k^2)^2]} - \frac{M_H e^{-\lambda_2 t}[(\lambda_2^2 - \omega^2 - 2\lambda_2 + k^2) \cos(\omega t - \varphi) + 2\omega(\delta - \lambda_2) \sin(\omega t - \varphi)]}{J_1 \cos \varphi [4\omega^2(\delta - \lambda_2)^2 + (\lambda_2^2 - \omega^2 - 2\delta\lambda_2 + k^2)^2]}. \quad (7)$$

Используя начальные условия  $t = 0$ ,  $\varphi = 0$  найдем значения произвольных постоянных  $c_1$  и  $c_2$ .

$$c_1 = \frac{M_H}{J_1 k^2} - \frac{M_H}{J_1(\lambda_2^2 - 2\delta\lambda_2 + k^2)} + \frac{M_H[(\lambda_1^2 - \omega^2 - 2\delta\lambda_1 + k^2) \cos \varphi - 2\omega(\delta - \lambda_1) \sin \varphi]}{J_1 \cos \varphi [4\omega^2(\delta - \lambda_1)^2 + (\lambda_1^2 - \omega^2 - 2\delta\lambda_1 + k^2)^2]} + \frac{M_H[(\lambda_2^2 - \omega^2 - 2\delta\lambda_2 + k^2) \cos \varphi + 2\omega(\delta - \lambda_2) \sin \varphi]}{J_1 \cos \varphi [4\omega^2(\delta - \lambda_2)^2 + (\lambda_2^2 - \omega^2 - 2\delta\lambda_2 + k^2)^2]}. \quad (8)$$

$$c_2 = \frac{\delta M_H}{J_1 p k^2} - \frac{M_H(\delta - \lambda_2)}{J_1 p(\lambda_2^2 - 2\delta\lambda_2 + k^2)} + \frac{M_H[(\lambda_2^2 - \omega^2 - 2\delta\lambda_2 + k^2)(\delta \cos \varphi - \lambda_1 \cos \varphi + \omega \sin \varphi) + 2\omega(\delta - \lambda_2)(\delta \sin \varphi - \lambda_2 \sin \varphi + \omega \cos \varphi)]}{J_1 \cos \varphi [4\omega^2(\delta - \lambda_2)^2 + (\lambda_2^2 - \omega^2 - 2\delta\lambda_2 + k^2)^2]}. \quad (9)$$

Таким образом, упругий момент  $M_y = c \cdot \varphi$  в кинематической цепи электромеханического привода стола на первом этапе разгона определяется выражением:

$$M_y = M_H c \left\{ e^{-\delta t}(c_1 \cos pt + c_2 \sin pt) + e^{-\lambda_1 t}[A \cos(\omega t - \varphi)] - B \sin(\omega t - \varphi) + e^{-\lambda_2 t}[M \cos(\omega t + \varphi) + N \sin(\omega t + \varphi)] + \frac{e^{-\lambda_2 t}}{J_1(\lambda_2^2 - 2\delta\lambda_2 + k^2)} + \frac{1}{J_1 k^2} \right\}. \quad (10)$$

Как видно из выражений (10), первые три слагаемые представляют собой затухающие колебания, возникающие вследствие наличия возбуждающей силы. Они имеют различные частоты колебания. Эти слагаемые содержат периодическую функцию и с периодом  $\tau_1 = 2\pi/p$ ; периодом  $\tau_2 = \tau_3 = 2\pi/\omega$ , где  $p$  – частота собственных колебаний системы. Вследствие наличия множителей  $e^{-\delta t}$ ,  $e^{-\lambda_1 t}$  и  $e^{-\lambda_2 t}$  эти слагаемые постепенно убывают. Темпы затухания колебаний зависят от величины параметров  $\delta$ ,  $\lambda_1$  и  $\lambda_2$ , которые выражаются:  $\delta = \beta/2J_1$ ,  $\lambda_1 = Z_s/X_s$  и  $\lambda_2 = Z_p/X_p$ , где  $Z_s$ ,  $X_s$ ,  $Z_p$  и  $X_p$  – соответствующие активные и индуктивные сопротивления статора и ротора электродвигателя.

Пренебрегая затуханием в механической и электрической частях системы ( $\delta = \lambda_1 = \lambda_2 = 0$ ) можно определить наибольший крутящий момент в упругой системе привода на первом этапе разгона.

При этом выражение упругого момента примет вид:

$$M_y = 2M_H \left( 1 - \cos kt - \frac{\cos \omega t}{1 - \frac{\omega^2}{k^2}} + \frac{\cos kt}{1 - \frac{\omega^2}{k^2}} \right). \quad (11)$$

Как видно из последней формулы, момент упругой силы, возникающий при пуске электродвигателя, возрастает с увеличением частоты собственных колебаний привода. С этой точки зрения целесообразно уменьшить жесткость системы за счет введения в кинематическую цепь упругих элементов.

Как было отмечено выше, масса с моментом инерции  $J_2$  придет в движение, только тогда, когда момент

упругой системы привода стола будет равен величине момента силы сопротивления т.е.

$$M_c = c \cdot \varphi. \quad (12)$$

На этапе совместного движения масс с моментами инерции  $J_1$  и  $J_2$  (рис. 3) уравнения движения будут:

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + \beta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + C(\varphi_1 - \varphi_2) &= M_d; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - \beta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - C(\varphi_1 - \varphi_2) &= -M_c. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Механическая характеристика асинхронного электродвигателя, шунтового двигателя постоянного тока, системы ченитар-двигателя и даже гидравлического двигателя изменяется по линейному закону [3–5],

$$M_d = \frac{M_H}{S_H} \left( 1 - \frac{\varphi_1}{\omega} \right), \quad (14)$$

где  $M_H$  – номинальный момент электродвигателя;  $S_H$  – номинальное скольжение.

Подставляя (14) в уравнение (13) и принимая обозначения:

$$\left. \begin{aligned} a &= \frac{\beta_1}{J_1}; b = \frac{M_H}{J_1 S_H \omega}; d = \frac{c}{J_1}; h = \frac{\beta}{J_2}; \\ z &= \frac{c}{J_2}; M_1 = \frac{M_H}{J_1 S_H}; M_2 = \frac{M_c}{J_2}, \end{aligned} \right\}$$

будет иметь

$$\left. \begin{aligned} \ddot{\varphi}_1 + \alpha(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + \beta\dot{\varphi}_1 + d(\varphi_1 - \varphi_2) &= M_1; \\ \ddot{\varphi}_2 + h(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - z(\varphi_1 - \varphi_2) &= -M_2. \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

Решение уравнения (15) без правой части можно принять в виде:

$$\psi_1 = D e^{st}; \quad \psi_2 = N e^{st}, \quad (16)$$

где  $D$  и  $N$  – произвольные постоянные.

Подставив (16) в однородное уравнение без правой части (15), получим:

$$\left. \begin{aligned} D(s^2 + as + bs + d) - N(as + d) &= 0; \\ -D(hs + z) + N(s^2 + hs + z) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

Как известно, уравнения (17) дают решения, отличное от нуля значений  $D$  и  $N$ , если равен нулю определитель

$$\begin{vmatrix} (s^2 + as + bs + d) - (as + d) & \\ (hs + z) & (s^2 + hs + z) \end{vmatrix} = 0. \quad (18)$$

Отсюда получим

$$s^4 + (a + b + h)s^3 + (d + bh + z)s^2 + bzs = 0. \quad (19)$$

Решая это уравнение, найдем

$$\begin{aligned} S_1 = 0; \quad S_3 = -n + ip; \\ S_1 = L; \quad S_4 = -n - ip. \end{aligned} \quad (20)$$

Подставляя  $S$  в однородное уравнение и принимая обозначения

$$D_1 = N_1; \quad D_2 = \gamma_2 N_2; \quad D_3 = \gamma_3 N_3; \quad D_4 = \gamma_4 N_4, \quad (21)$$

получим общее решение уравнения (15) без правой части,

$$\begin{aligned} \psi_1 = N_1 + \gamma_2 N_2 e^{-lt} + e^{-nt} (\gamma_3 N_3 \cos pt + \gamma_4 N_4 \sin pt); \\ \psi_2 = N_1 + N_2 e^{-lt} + e^{-nt} (N_3 \cos pt + N_4 \sin pt). \end{aligned} \quad (22)$$

Частное решение уравнения (15) будет искать в виде:

$$\psi_3 = a_1 t + \beta_1; \quad \psi_4 = a_2 t + \beta_2. \quad (23)$$

Подставляя выражения (23) в уравнения (15), имеем:

$$\begin{aligned} a(a_1 - a_2) + ba_1 + d[(a_1 - a_2)t + \beta_1 - \beta_2] = M_1; \\ -h(a_1 - a_2) - z[(a_1 - a_2)t + \beta_1 - \beta_2] = -M_2. \end{aligned} \quad (24)$$

Отсюда получаем уравнения для определения коэффициентов  $a_1, a_2, \beta_1, \beta_2$ :

$$\begin{aligned} d(a_1 - a_2) = 0; \quad da_1 + d(\beta_1 - \beta_2) = M_1; \\ -z(\beta_1 - \beta_2) = -M_2. \end{aligned} \quad (25)$$

Из этих уравнений получаем:

$$a_1 = a_2 = (M_1 z - dM_2)/bz; \quad \beta_1 = M_2/z. \quad (26)$$

Таким образом, частное решение уравнения (15) будет:

$$\begin{aligned} \psi_3 = \frac{1}{bz} (M_1 z - dM_2)t + \frac{M_2}{z}; \\ \psi_4 = \frac{1}{bz} (M_1 z - dM_2)t. \end{aligned} \quad (27)$$

Общее решение уравнения (15)  $\varphi_1 = \psi_1 + \psi_3$ ;  $\varphi_2 = \psi_2 + \psi_4$  будет иметь вид:

$$\begin{aligned} \varphi_1 = N_1 + \gamma_2 N_2 e^{-lt} + e^{-nt} (\gamma_3 N_3 \cos pt + \gamma_4 N_4 \sin pt) \\ + \frac{1}{bz} (M_1 z - dM_2)t + \frac{M_2}{z}; \\ \varphi_2 = N_1 + N_2 e^{-lt} + e^{-nt} (N_3 \cos pt + N_4 \sin pt) + \\ + \frac{1}{bz} (M_1 z - dM_2)t. \end{aligned} \quad (28)$$

В соответствии с принятыми начальными условиями для второго этапа разгона электропривода стола  $t = 0, \varphi_1 = \varphi_0, \dot{\varphi}_1 = \omega_0, \dot{\varphi}_2 = 0$  запишем уравнения для определения произвольных постоянных  $N_1, N_2, N_3, N_4$ .

$$\left. \begin{aligned} \varphi_1 = N_1 + \gamma_2 N_2 + \gamma_3 N_3 + \frac{M_2}{z} = \varphi_0; \\ N_1 + N_2 + N_3 = 0; \\ -l\gamma_2 N_2 + p\gamma_4 N_4 - n\gamma_3 N_3 + \frac{1}{bz} (M_1 z - dM_2) = \omega_0; \\ -lN_2 + pN_4 - nN_3 + \frac{1}{bz} (M_1 z - dM_2) = 0. \end{aligned} \right\} \quad (29)$$

Решая систему уравнений (29), получим:

$$\begin{aligned} N_1 = -N_2 - N_3; \quad N_2 = \frac{(1 - \gamma_3) \left[ \frac{1}{bz} (M_1 z - dM_2)(1 - \gamma_4) - \omega_0 \right] + n(\gamma_4 - \gamma_3) \left( \frac{M_2}{z} - \varphi_0 \right)}{l(\gamma_4 - \gamma_3)(\gamma_3 - 1) + n(\gamma_3 - \gamma_4)(\gamma_2 - 1)}; \\ N_3 = \frac{N_2(1 - \gamma_2) - \frac{M_2}{z} + \varphi_0}{\gamma_3 - 1}; \quad N_4 = \frac{nN_3 + lN_2 - \frac{1}{bz} (M_1 z - dM_2)}{p}. \end{aligned} \quad (30)$$

Как видно из решений уравнений (27) и (28), разгон электропривода стола зависит от многих факторов, таких как моментов инерции ведущих и ведомых деталей, моментов движущих сил и сил сопротивления, скорости движения, характеристики движущего момента и т.п.

Здесь не приводится подробный анализ действия всех факторов на характер протекания разгона электро-механического привода стола, лишь приводятся некоторые фрагменты из них.

**Результаты исследований.** Результаты численных решений уравнений (27), (28) при следующих значениях параметров привода стола

$$\begin{aligned} J_1 = 5 \cdot 10^{-4} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2; \quad c = 710 \text{ Н/рад}; \quad M_c = 1,0 \text{ Н} \cdot \text{м}; \\ J_2 = 6 \cdot 10^{-4} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2; \quad \beta = 0,1; \quad \omega = 157 \text{ с}^{-1}, \end{aligned} \quad (31)$$

представлены на рис. 4.

Как видно из графика, показанного на рис. 4, вследствие упругости конструктивных элементов привода, масса с моментом  $J_2$  вступает в движение позднее, чем масса с моментом инерции  $J_1$ , вследствие этого в начале разгона в системе происходит скручивание. Масса с моментом инерции вступает в свое движение с большим ускорением, чем масса  $J_1$ , вследствие чего через определенное время в точке "В" угловые скорости этих масс становятся равным друг другу. Затем угловая скорость  $\omega_2$  массы с инерцией  $J_2$  становится больше, чем скорость  $\omega_1$  массы с инерцией  $J_1$ . Следовательно, в приводе стола происходит раскручивание. Причем это раскручивание продолжается до тех пор, пока угловая скорость массы с моментом инерции  $J_2$  не станет равной угловой скорости массы с моментом инерции  $J_1$ . В дальнейшем привод стола двигается равномерно, то есть заканчивается разгон.

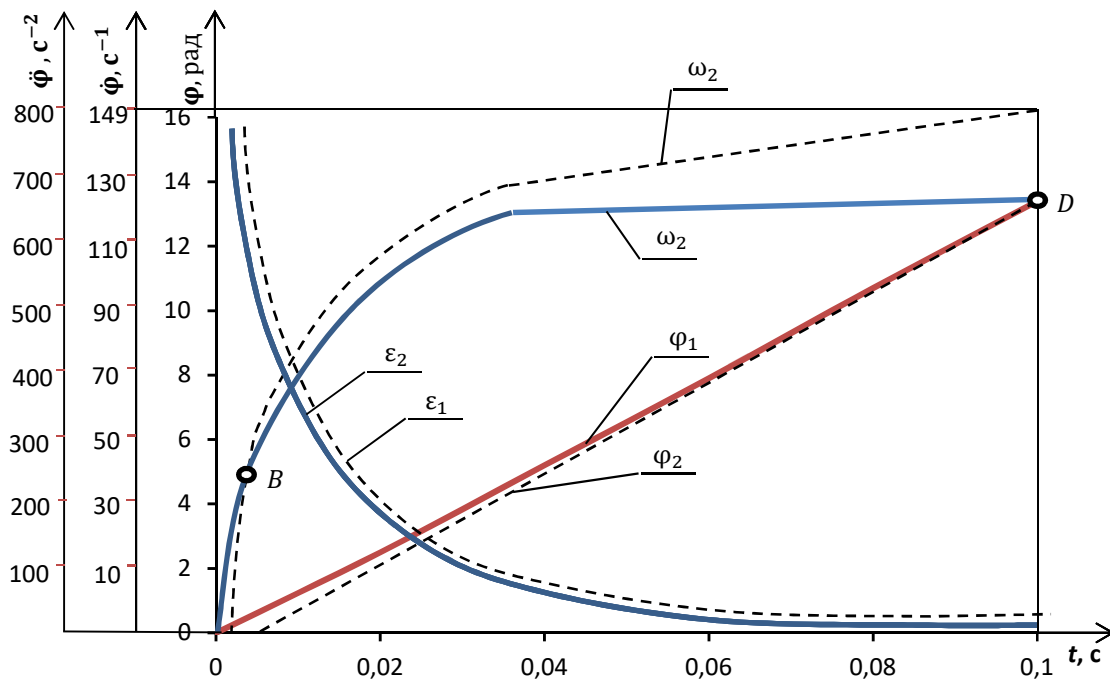


Рис. 4 – Кривые изменения угла поворота, угловой скорости и углового ускорения привода стола

#### Выводы:

1. Исследования как теоретические, так и экспериментальные, показывают, что увеличением коэффициента инерционности  $j = J_2/J_1$  системы при одинаковых значениях остальных параметров привода динамическая ошибка, упругой момент и время разгона электропривода стола увеличиваются. С этой точки зрения при проектировании машин целесообразно стремиться к уменьшению коэффициента инерционности  $J$ .

2. Выявлена неравномерность движения электро-механического привода стола при разгоне.

3. Нежесткая механическая характеристика асинхронного электродвигателя, переменная сила сопротивления в системе и упругость звеньев привода стола приводят к увеличению динамической ошибки в систем при разгоне.

4. Для уменьшения динамической ошибки в приводе стола необходимо уменьшить коэффициент инерционности и увеличить жесткости системы.

5. Наибольший момент упругой силы, возникающий при разгоне, бывает на первом этапе разгона. Значение динамического момента в этом случае 4–6 раз превышает значения номинального пускового момента электродвигателя.

#### Список литературы

1. Самидов Х. С., Самидов Э. Х. *Динамика и оптимальное конструирование машин*. Баку, Нурлан, 2003. 622 с.
2. Ривин Е. И. *Динамика приводов станков*. Москва, Машиностроение, 1969. 204 с.

3. Самидов Х. С., Ахадов А. Б. Оптимизация динамических процессов приводов технологических машин методом "Обобщенные безразмерные параметры". *Вісник національного технічного університету "ХПІ"*. Харьков, № 23 (1195), 2016, с. 142–145.
4. Кайдалов Р. О. Дослідження кінематики і динаміки гібридного електромеханічного приводу ведучого колеса автомобіля. *Вісник національного технічного університету "ХПІ"*. Харьков, № 23 (1195), 2016, с. 59–64.
5. Кудинов В. А. *Динамика станков*. Москва, Машиностроение, 1968. 332 с.

#### References (transliterated)

1. Samidov K. S., Samidov E. K. *Dinamika i optimal'noe konstruirovaniye mashin* [Dynamics and optimal design of machines]. Baku, Nurlan Publ., 2003. 622 p.
2. Rivin, E. I. *Dinamika privodov stankov* [Dynamics of machine tool spindles]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1969. 204 p.
3. Samidov K. S., Ahadov A. B. Optimizatsiya dinamicheskikh processov privodov tehnologicheskikh mashin metodom "Obobshhennye bezrazmernye parametry" [Optimization of dynamic processes of drives of technological machines by the method "Generalized dimensionless parameters"]. *Visnik Nacional'nogo Tekhnichnogo universitetu "KhPI"* [Bulletin of the National Technical University "KhPI"]. Kharkiv, no. 23 (1195), 2016, pp. 142–145.
4. Kaydalov R. O. Doslidzhennja kinematyky i dynamiky gibrydnogo elektromehanichnogo pryvodu veduchogo koleasa avtomobilja [Research kinematics and dynamics hybrid electromechanical drive of the vehicle wheel]. *Visnik Nacional'nogo Tekhnichnogo universitetu "KhPI"* [Bulletin of the National Technical University "KhPI"]. Kharkiv, no. 23 (1195), 2016, pp. 59–64.
5. Kudinov V. A. *Dinamika stankov* [Dynamics of machine tools]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1968. 332 p.

Поступила (received) 08.04.2018

#### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Самідов Халіл Самід оглу (Самидов Халил Самид оглу, Samidov Khalil Samid)** – доктор технічних наук (Dr. habil. of Eng. S.), професор, Азербайджанський університет архітектури і будівництва; м. Баку, Азербайджан; тел.: +994-12-561-22-02; e-mail: xalilsamidov@mail.ru

**Ахадов Анар Бейбала оглу (Ахадов Анар Бейбала оглу, Ahadov Anar Beybala)** – дисертант, Азербайджанський державний університет нафти та промисловості (АГУНП); м. Баку, Азербайджан; тел.: +994-55-606-06-17; e-mail: ehedov.anar@gmail.com