

УДК 621.771

ИДЕНТИФИКАЦИЯ ИНЕРЦИОННО-УПРУГИХ ПАРАМЕТРОВ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ УНИВЕРСАЛЬНОГО ШПИНДЕЛЯ ПРОКАТНОГО СТАНА

Андрей Анатольевич Мальцевдоцент кафедр ФН-7 и МТ-10 МГТУ имени Н.Э. Баумана
e-mail: a.a.mal@bmstu.ru

Аннотация

Намечены пути упрощения процесса вычисления инерционно-упругих характеристик (осевого момента инерции и крутильной жесткости) при построении крутильно-колебательной модели универсального шпинделя, входящего в состав электропривода рабочих валков прокатного стана.

Ключевые слова: металлургия, прокатный стан, электропривод, шпиндель

IDENTIFICATION OF INERTIAL-ELASTIC PARAMETERS OF A ROLLING MILL UNIVERSAL SPINDLE DYNAMIC MODEL

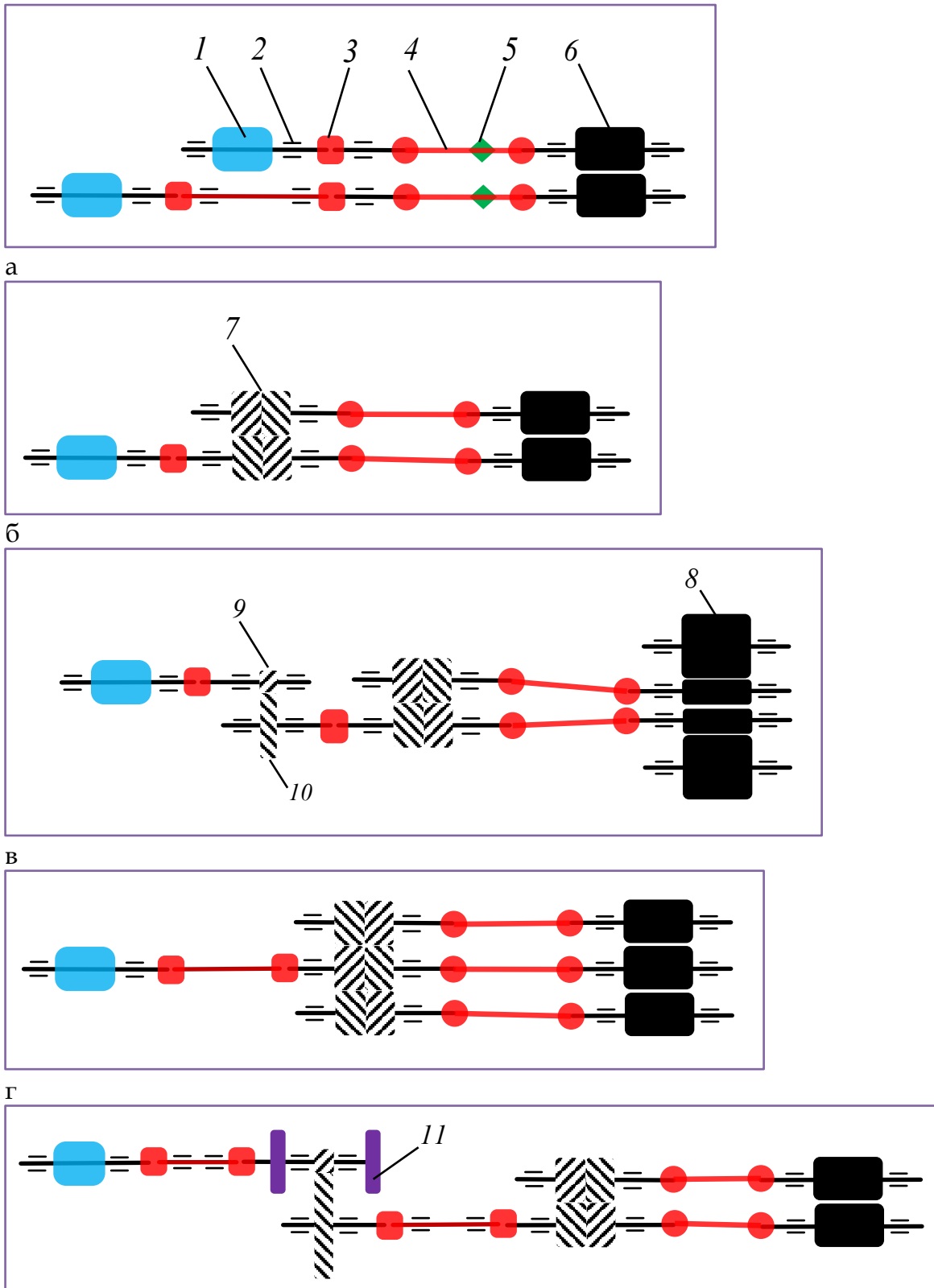
Andrey A. Maltsevassociate professor of BMSTU ФН-7 and МТ-10 departments
e-mail: a.a.mal@bmstu.ru

ABSTRACT

The ways of simplifying the process of calculating the inertial-elastic characteristics (axial moment of inertia and torsional stiffness) are outlined when constructing a torsional-oscillatory model of a universal spindle that is part of the electric drive of the working rolls of a rolling mill.

Keywords: metallurgy, rolling mill, electric drive, spindle.

Актуальность исследования обусловлена необходимостью переосмысления в рамках дипломного проектирования существующего подхода к построению математических (динамических) моделей для изучения характера крутильных колебаний, возникающих в электроприводах рабочих валков прокатных станков различных типов (рис. 1).

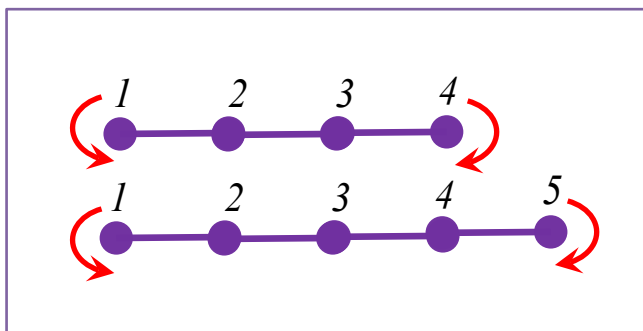


д
Рисунок 1. Кинематические схемы электроприводов [1]:

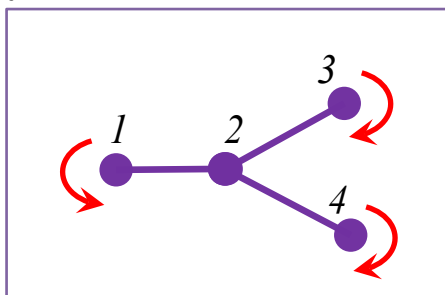
- а – блюминг (слябинг);
- б – обжимной стан;
- в – четырёхвалковый редукторный стан;
- г – трёхвалковый стан;
- д – стан с маховиком;
- 1 – ротор электродвигателя;
- 2 – подшипник;

- 3 – муфта;
- 4 – шпиндель;
- 5 – место расположения тензорезисторов;
- 6 – рабочий валок;
- 7 – шестеренный валок;
- 8 – опорный валок;
- 9 – шестерня редуктора;
- 10 – зубчатое колесо редуктора;
- 11 – маховик

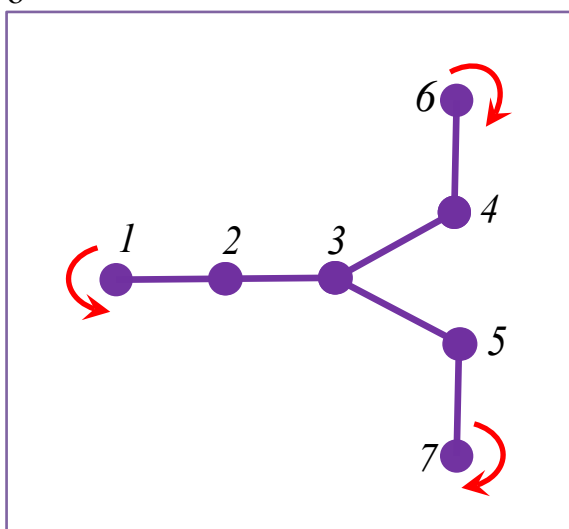
Цель исследования – предложить студентам упрощенную методику формирования крутильно-колебательных расчетных схем при построении дискретных динамических моделей электроприводов рабочих валков прокатных станов (рис. 2).



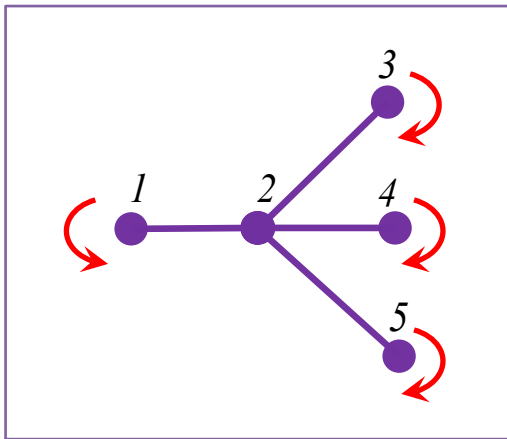
а



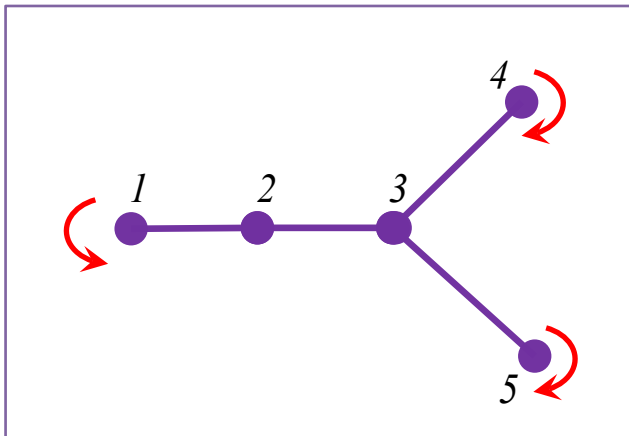
б



в



Г



Д

Рисунок 2. Расчетные схемы электроприводов:

а – блюминг (слябинг);

б – обжимной стан;

в – четырёхвалковый редукторный стан;

г – трёхвалковый стан;

д – стан с маховиком;

1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 – массы

Задача исследования – наметить пути идентификации инерционно-упругих параметров крутильно-колебательных расчетных схем, чтобы в дальнейшем студенты смогли установить степень влияния этих параметров на динамические нагрузки, возникающие в деталях и узлах электроприводов при прокатке. Так, экспериментально подтверждено [1], что при прокатке сдвоенных слитков на блюминге, в его шпинделях наблюдаются значительные динамические нагрузки (рис. 3).

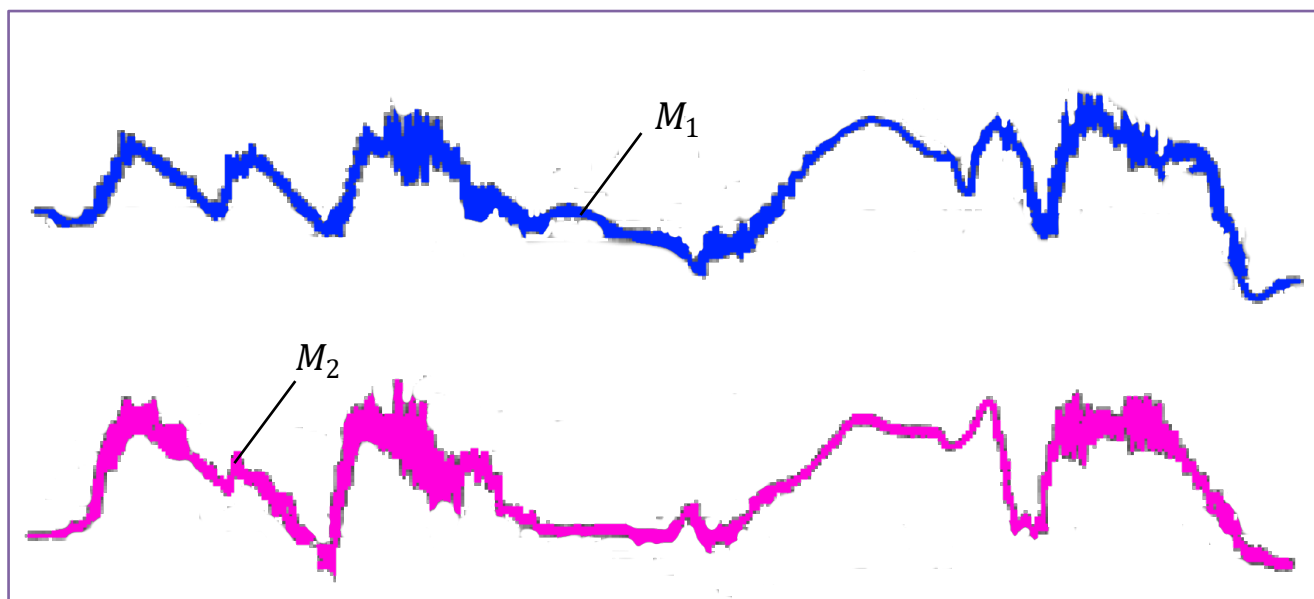


Рисунок 3. Осциллограммы крутильных колебаний:

M_1 – упругий крутящий момент верхнего шпинделя блюминга;

M_2 – упругий крутящий момент нижнего шпинделя блюминга

Объект исследования – шпиндель, входящий в состав электропривода рабочих валков проектируемого прокатного стана, например, универсальный шпиндель конструкции завода ОАО «ЭЗТМ» (рис. 4).

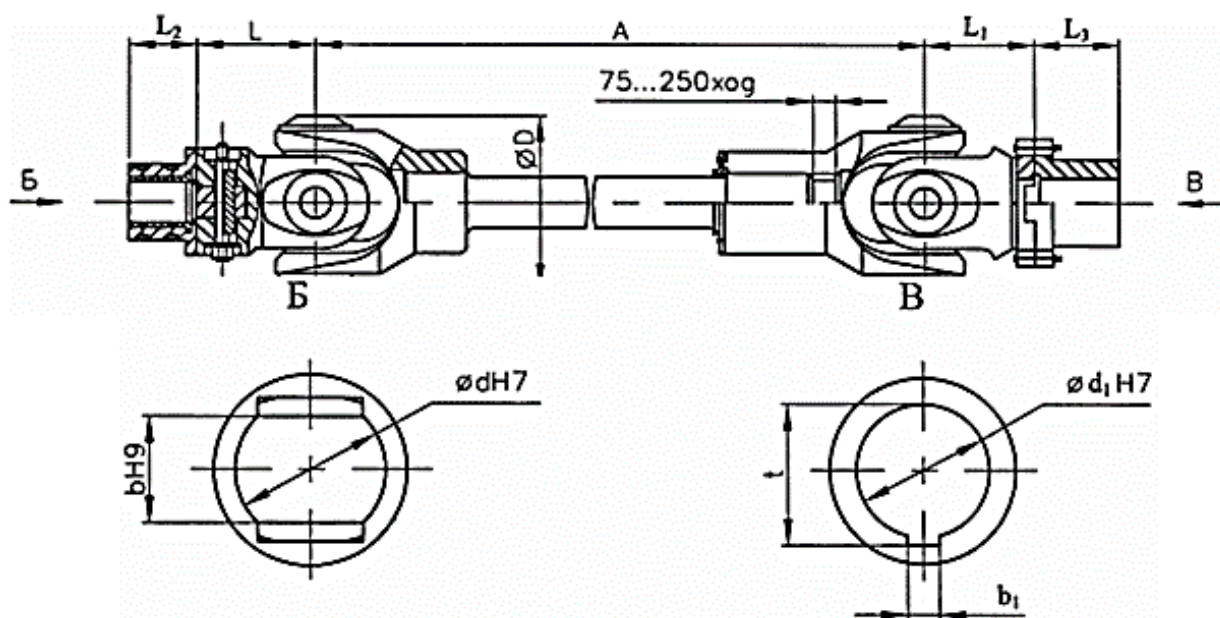


Рисунок 4. Универсальный шпиндель на подшипниках качения:

Максимальный угол перегиба в шарнирной головке – не более 18° ;

A – межшарнирное расстояние;

<http://www.eztm.ru/catalog/otdelnye-mekhanizmy-i-uzly/shpindel/ universalnye-shpindel-na-podshipnikakh-kacheniya/>

Предмет исследования – собственный осевой момент инерции и собственная крутильная жесткость шпинделя. В случае с универсальным шпинделем конструкции завода ОАО «ЭЗТМ», студенты могут попробовать идентифицировать его инерционно-упругие параметры по некоторым известным геометрическим характеристикам (табл. 1).

Таблица 1. Геометрические характеристики универсального шпинделя:

<http://www.eztm.ru/catalog/otdelnye-mekhanizmy-i-uzly/shpindel/universalnye-shpindel-na-podshipnikakh-kacheniya/>

| Обозначение шпинделя | Крутящий момент, Н·м | Размеры, мм | | | | | | | | | | | | | | |
|----------------------|----------------------|-------------|-----|----------------|------|------|----------------|-----|----------------|-----|-----|-----|-----|-----|----------------|-----|
| | | D | L | L ₁ | A | | L ₂ | | L ₃ | | b | | d | | d ₁ | |
| | | | | | от | до | от | до | от | до | от | до | от | до | от | до |
| Ш1 | 6000 | 230 | 215 | 180 | 765 | 3950 | 170 | 175 | 145 | 175 | 65 | 80 | 85 | 110 | 80 | 110 |
| Ш2 | 10000 | 280 | 255 | 230 | 840 | 2950 | 155 | 175 | 150 | 265 | 65 | 80 | 85 | 130 | 75 | 130 |
| Ш3 | 25000 | 320 | 300 | 250 | 985 | 6000 | 170 | 265 | 175 | 315 | 80 | 140 | 110 | 170 | 110 | 180 |
| Ш4 | 40000 | 420 | 390 | 330 | 1290 | 5380 | 200 | 360 | 215 | 295 | 120 | 180 | 150 | 230 | 160 | 210 |
| Ш5 | 60000 | 530 | 460 | 430 | 1370 | 5230 | 270 | 420 | 290 | 400 | 120 | 210 | 160 | 250 | 190 | 280 |
| Ш6 | 100000 | 600 | 490 | 500 | 1780 | 5000 | 310 | 390 | 300 | 415 | 190 | 230 | 230 | 330 | 230 | 320 |
| Ш7 | 150000 | 700 | 520 | 535 | 1735 | 5090 | 305 | 390 | 295 | 465 | 200 | 240 | 240 | 300 | 260 | 360 |
| Ш8 | 220000 | 750 | 560 | 600 | 2015 | 6000 | 320 | 550 | 395 | 550 | 240 | 280 | 300 | 450 | 300 | 400 |

Материалы исследования – формулы расчета осевых моментов инерции и крутильных жесткостей однородных сплошных и полых цилиндрических валов.

Осевой момент инерции точечной массы m , отстоящей от оси вращения на расстояние r , равен произведению $m r^2$:

$$J_{\text{точки}} = m r^2, \quad (1)$$

Момент инерции универсального шпинделя относительно оси вращения есть скалярная величина $J_{\text{шпинделя}}$, равная сумме произведений всех точечных масс шпинделя на квадраты их расстояний до этой оси:

$$J_{\text{шпинделя}} = \sum_{i=1}^n m_i r_i^2, \quad (2)$$

где

m_i – масса i -той материальной точки шпинделя;

r_i – расстояние от i -той материальной точки шпинделя до оси вращения.

Другими словами, осевой момент инерции универсального шпинделя зависит от его массы и от распределения этой массы:

$$J_{\text{шпинделя}} = \int r^2 dm = \int \rho r^2 dV, \quad (3)$$

где

$dm = \rho dV$ – масса малого элемента объема шпинделя dV ;

ρ – плотность материала;

r – расстояние от элемента dV до оси вращения.

Если осевой момент инерции полого тонкостенного цилиндра (гильзы) радиуса R и массой m равен произведению $m R^2$, то осевой момент инерции сплошного цилиндра (тела шпинделя)

$$J_{\text{тела шпинделя}} = \frac{1}{2} m R^2. \quad (4)$$

Осевой момент инерции полого толстостенного цилиндра (трубчатого тела шпинделя) с внешним радиусом $R_{\text{внешний}}$, внутренним радиусом $r_{\text{внутренний}}$ и массой m

$$J_{\text{тела шпинделя}} = m \frac{R_{\text{внешний}}^2 + r_{\text{внутренний}}^2}{2}, \quad (5)$$

Полный осевой момент инерции шарнирной головки шпинделя конструкции завода ОАО «ЭЗТМ» складывается из моментов инерции двух полумуфт, радиальных и упорных подшипников, крышек и крестовины; при его расчете нужно будет воспользоваться теоремой Гюйгенса-Штейнера. Автор предлагает студентам использовать в дипломном проектировании следующую упрощенную формулу для вычисления осевого момента шарнирной головки:

$$J_{\text{шарнирной головки}} = K_m m D^2, \quad (6)$$

где

$K_m \approx 0,15$ – коэффициент распределения массы [2];

m – масса шарнирной головки;

D – наружный диаметр шарнирной головки.

Таким образом, собственный осевой момент инерции шпинделя

$$J_{\text{шпинделя}} = J_{\text{левой шарнирной головки}} + J_{\text{тела шпинделя}} + J_{\text{правой шарнирной головки}}. \quad (7)$$

Собственная крутильная жесткость шпинделя (без учета влияния изгибных жесткостей крестовин левой и правой шарнирных головок) примерно равна крутильной жесткости тела шпинделя:

$$C_{\text{шпинделя}} \approx C_{\text{тела шпинделя}} = \frac{G J_p}{L_{\text{вала}}}, \quad (8)$$

где

G – модуль упругости при сдвиге (для стали);

J_p – полярный момент инерции сплошного круглого сечения вала;

$$J_p = \frac{\pi d_{\text{вала}}^4}{32}; \quad (9)$$

$L_{\text{вала}}$ – длина вала (тела шпинделя);

$d_{\text{вала}}$ – диаметр вала.

Метод исследования – математическое моделирование крутильных колебаний шпинделя в программной среде MathCAD (рис. 5):



Рисунок 5. Расчетная схема шпинделя:

1 – масса левой шарнирной головки;

2 – масса правой шарнирной головки;

1-2 – крутильно-упругое тело шпинделя

Математическая 2-массовая крутильно-колебательная модель шпинделя (без учета диссипации энергии и зазоров) записана в виде системы дифференциальных уравнений второго порядка:

$$\begin{cases} J_1 \varepsilon_1 + M_{12} = M_1 \\ J_2 \varepsilon_2 - M_{12} = -M_2 \end{cases} \quad (10)$$

где

$J_1 = 5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – осевой момент инерции левой шарнирной головки;

$J_2 = 5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – осевой момент инерции правой шарнирной головки;

$\varepsilon_1 = d^2\varphi_1/dt^2$ – угловое ускорение левой шарнирной головки;

$\varepsilon_2 = d^2\varphi_2/dt^2$ – угловое ускорение правой шарнирной головки;

φ_1 – угловая координата левой шарнирной головки;

φ_2 – угловая координата правой шарнирной головки;

M_{12} – упругий момент тела шпинделя;

$M_{12} = C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2)$. (11)

$C_{12} = 200\,000 \text{ Н} \cdot \text{м/рад}$ – крутильная жесткость тела шпинделя.

Математическая модель (10), (11) может быть запрограммирована в среде MathCAD следующим образом:

$$J_1 := 5$$

$$J_2 := 5$$

$$C_{12} := 200000$$

$$M_1 := 60000$$

$$M_2 := 60000$$

Given

$$\varphi_1(0) = 0$$

$$\varphi_2(0) = 0$$

$$\varphi_1'(0) = 0$$

$$\varphi_2'(0) = 0$$

$$M_{12}(0) = 0$$

$$M_{12}(t) = C_{12} \cdot (\varphi_1(t) - \varphi_2(t))$$

$$J_1 \cdot \varphi_1''(t) + M_{12}(t) = M_1$$

$$J_2 \cdot \varphi_2''(t) - M_{12}(t) = -M_2$$

$$\begin{pmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \\ M_{12} \end{pmatrix} := \text{Odesolve} \left[\begin{pmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \\ M_{12} \end{pmatrix}, t, 1 \right]$$

Результаты исследования – графики, построенные в программной среде MathCAD, по которым студенты смогут определить формы и частоты собственных крутильных колебаний шпинделя (рис. 6).

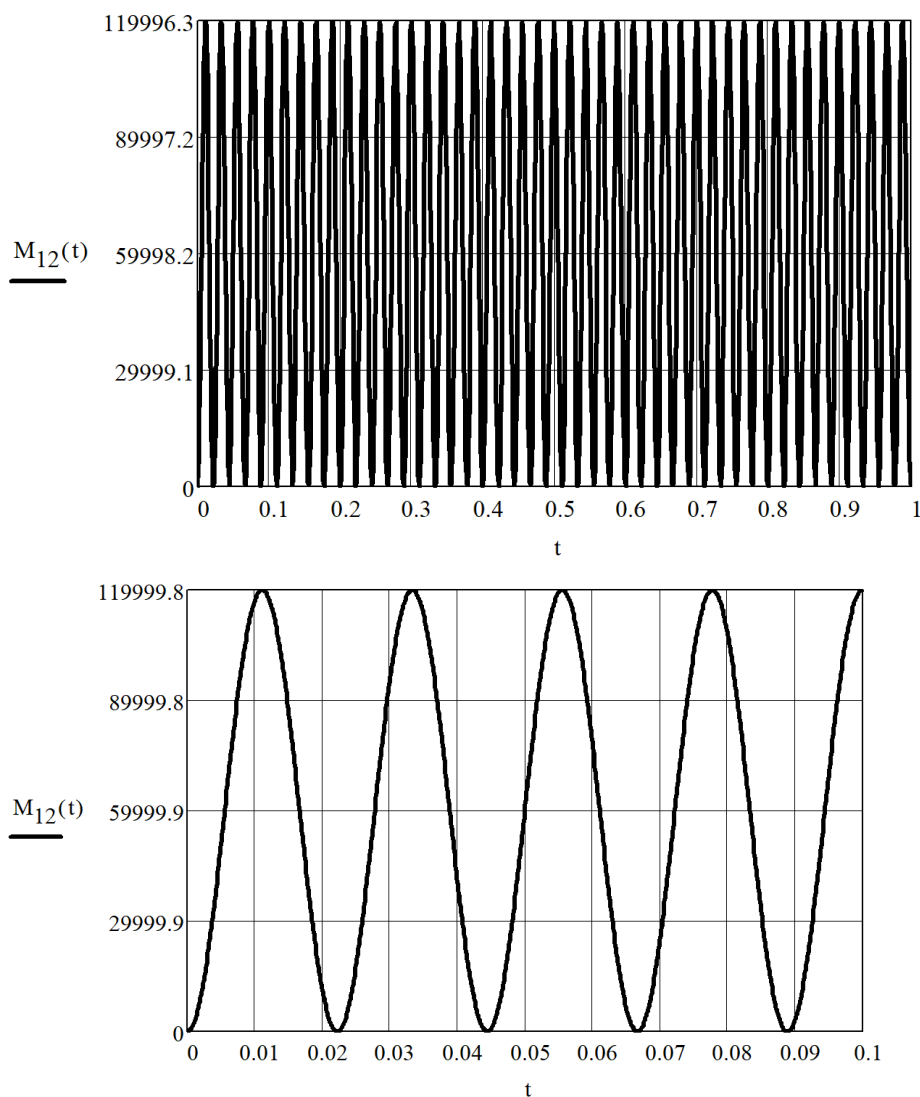


Рисунок 6. Графики в программной среде MathCAD: частота крутильных колебаний равна 46 Гц

Заключение

Результаты исследования могут быть использованы студентами в дипломном проектировании новых технологических машин и комплексов.

Список литературы:

1. Иванченко Ф.К., Красношапка В.А. Динамика металлургических машин. — Москва: Металлургия, 1983. — 295 с.
2. Целиков А.И., Полухин П.И., Гребеник В.М. и др. Машины и агрегаты металлургических заводов. Том. 3. Машины и агрегаты для производства и отделки проката / Учебник для вузов. — Москва: Металлургия, 1988. — 680 с.

References:

1. Ivanchenko F.K., Krasnoshapka V.A. Dynamics of metallurgical machines. — Moscow: Metallurgy, 1983. — 295 p.
2. Tselikov A.I., Polukhin P.I., Grebenik V.M. et al. Machines and aggregates of metallurgical plants. Vol. 3. Machines and units for the production and finishing of rolled products / Textbook for universities. — Moscow: Metallurgy, 1988. — 680 p.