

УДК621.951

Г.А. Оборский, д-р техн. наук, А.А. Оргиян, д-р техн. наук,
А.М. Голобородько, Л.М. Перпери, канд. техн. наук, Одесса, Украина

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ПРОЦЕССА РЕЗАНИЯ ОДНОЛЕЗВИЙНОЙ РАЗВЕРТКОЙ ОДНОСТОРОННЕГО РЕЗАНИЯ

У статті розглянуто структуру блок-схеми на основі математичної моделі динамічної системи процесу різання однолезвійною кінчною розгорткою однобічного різання.

В статье рассмотрена структура блок-схемы на основании математической модели динамической системы процесса резания однолезвийной конической разверткой одностороннего резания.

The article describes the structure of the block diagram on the basis of the dynamic system's mathematical model of the cutting process edged conical reamer unilateral cutting.

Введение. В различных отраслях промышленности получили широкое распространение детали с коническими поверхностями. Примерами применения конических поверхностей являются: соединения конусной шейки шпинделя станка с конусными вкладышами подшипников, соединения режущего инструмента и шпинделя станка, конические сопряжения деталей гидроаппаратуры, сопряжение «клапан – седло» и «палец шарнира – рычаг» рулевого управления в автомобилях и др. Вибрации, возникающие в процессе резания при обработке на металлорежущих станках, приводят к понижению точности и качества обработанной поверхности детали, а также преждевременному износу и поломке режущего инструмента. Высокие требования к точности и качеству, предъявляемые ответственным поверхностям конических соединений определяют рядом особенностей изготовления этих поверхностей. Это касается, в первую очередь, методов обработки на финишных операциях, характера упрочнения и стабилизации материала деталей. Возникновение механических колебаний в процессе резания приводит к снижению точности и ухудшению качества обрабатываемой поверхности. Особенно актуальным является этот вопрос на чистовых операциях обработки, когда резание происходит при очень маленьких глубинах, что может приводить к браку готовых изделий. Возникновение колебаний зависит от конкретных условий обработки и состояния упругой технологической системы, вида обработки, пластичности обрабатываемого материала и ряда других факторов.

Постановка проблемы. Все сложные технологические системы состоят из разнообразных систем, выполняющих определенные функции. Состояние упругой технологической системы характеризуется динамическими процессами с последующими изменениями состояния системы в целом. Как правило, характеристики динамических процессов взаимосвязаны различными факторами (физическими, механическими, структурными) [1, 2, 3]. Определение взаимосвязей динамических характеристик процесса развертывания однолезвийной разверткой одностороннего резания возможно на основании построения математической модели с использованием методов автоматического управления.

Постановка задачи. Целью работы является построение структуры блок-схемы на основании математической модели динамической системы процесса резания однолезвийной конической разверткой одностороннего резания.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- составить математическую модель динамической системы;
- определить входной и выходной сигналы (перемещения) для управляемого объекта (процесса резания);
- определить количество возмущающих и восстанавливающих (силовых) параметров;
- определить передаточные отношения по силовому и кинематическому возмущениям;
- определить структуру блок-схемы динамической системы.

Основная часть. Наиболее точно математическая модель динамической системы процесса обработки конических отверстий однолезвийной разверткой одностороннего резания (рис. 1) может быть описана системой дифференциальных уравнений с нелинейными характеристиками, а ее движение как нелинейные колебания [4, 5, 6, 7]. Для теоретического анализа колебаний от возмущений неуравновешенной силы, которая действует на режущий элемент при развертывании конических отверстий, воспользуемся одномассовой динамической моделью тела с двумя степенями свободы (рис. 2). Инструмент консольно закреплен и совершает вращательное (главное движение резания) и поступательное (движение подачи). Конфигурация такой системы будет описываться перемещениями в плоскости YOZ (в поперечном сечении инструмента). Все три рабочих элемента инструмента лежат в одной плоскости и имеют коэффициенты жесткости c и коэффициенты сопротивления (демпфирования) λ . На рисунке также показаны проекции составляющих усилий на оси Y и Z: возмущающей силы (резания) P_p и $P_{p\mu p}$, сил действующих на боковой и опорный направляющие элементы F_b , $F_{b\mu b}$, F_o , $F_{o\mu o}$, которые будем считать восстанавливающими, так как они будут стремиться вернуть инструмент в

исходное положение (рис.2, а). Движение приведенной массы инструмента от положения равновесия можно определить с помощью уравнений движения

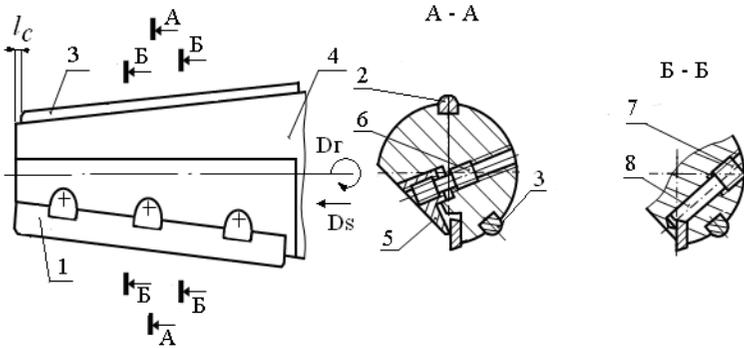


Рисунок 1 – Конструкция однолезвийной развертки одностороннего резания:
 1 – режущий элемент; 2, 3 – опорный и боковой направляющие элементы;
 4 – корпус; 5 – планка; 6, 7 – винт; 8 – клин.

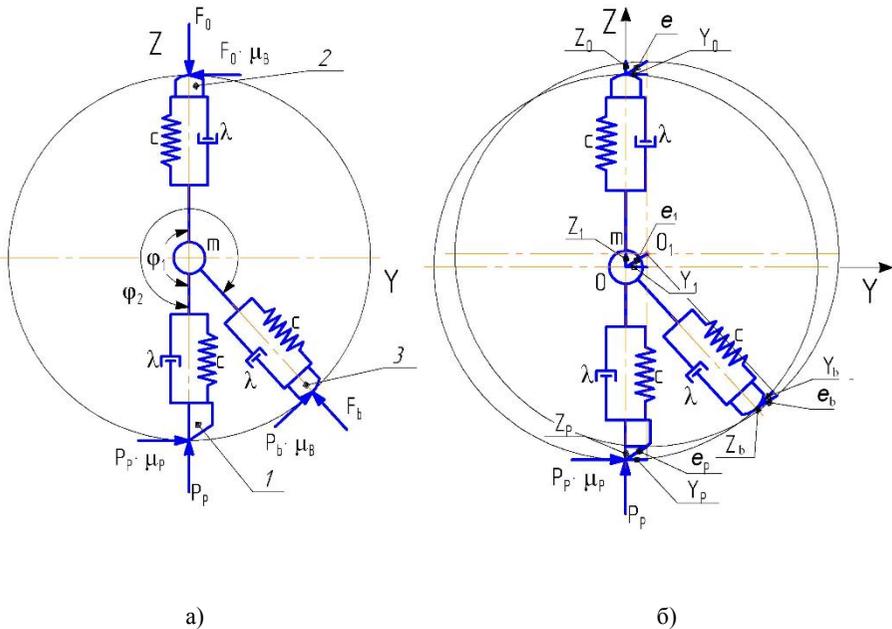


Рисунок 2 – Динамическая модель процесса развертывания
 однолезвийным инструментом одностороннего резания

динамической модели (проекции перемещений элементов 1, 2, 3 на оси Y и Z, рис. 2, б). С учетом этих допущений уравнение движения динамической модели:

$$\begin{cases} P_p \cdot \sin \omega t = \\ = m \cdot \ddot{Y}_1 + \lambda \cdot \dot{Y}_1(t) + c(t) \cdot Y_1(t) + c \left[(Y_b \cdot A + Z_b \cdot B) + (Y_o \cdot C + Z_o \cdot D) \right] \cdot \sin \omega t, \\ P_p \cdot \mu_p \cdot \sin \omega t = \\ = -m \cdot \ddot{Z}_1 - \lambda \cdot \dot{Z}_1(t) - c(t) \cdot Z_1(t) + c \left[(Y_b \cdot E + Z_b \cdot K) + (Y_o \cdot L + Z_o \cdot N) \right] \cdot \sin \omega t \end{cases},$$

где m – приведенная масса инструмента;

λ – обобщенный коэффициент сопротивления (демпфирования);

c – коэффициент жесткости;

$P_p, P_p \mu_p$ – проекции возмущающей силы (резания);

$F_o, F_o \mu_B$ и $F_b, F_b \mu_B$ – проекции восстанавливающих сил (на опорном и боковом направляющих элементах соответственно);

$$F_{b,o} = -c \cdot \left(Y_{b,o} \cos \phi_{1,2} + Z_{b,o} \sin \phi_{1,2} \right);$$

$Y_p, Z_p, Y_o, Z_o, Y_b, Z_b$ – смещения режущего, опорного и бокового направляющих элементов (входные перемещения);

Y_1, Z_1 – смещение центра инструмента (выходные перемещения);

$e = \sqrt{Y_1^2 + Z_1^2}$ – эксцентриситет инструмента;

ϕ_1, ϕ_2 – углы разворота между режущим элементом и опорным, боковым направляющими элементами, соответственно;

μ_p, μ_B – коэффициенты трения между рабочими поверхностями режущего и направляющих элементов с поверхностью обрабатываемого отверстия, соответственно;

$$\begin{aligned} A &= (\cos^2 \phi_2 - \mu_B \sin \phi_2 \cos \phi_2), & B &= (\sin \phi_2 \cos \phi_2 - \mu_B \sin^2 \phi_2), \\ C &= (\cos^2 \phi_1 - \mu_B \sin \phi_1 \cos \phi_1), & D &= (\sin \phi_1 \cos \phi_1 - \mu_B \sin^2 \phi_1), \\ E &= (\mu_B \cos^2 \phi_2 + \sin \phi_2 \cos \phi_2), & K &= (\mu_B \sin \phi_2 \cos \phi_2 + \sin^2 \phi_2), \\ L &= (\mu_B \cos^2 \phi_1 + \sin \phi_1 \cos \phi_1), & N &= (\mu_B \sin \phi_1 \cos \phi_1 + \sin^2 \phi_1). \end{aligned}$$

Используя оператор дифференцирования $s = d/dt$ и разделив систему на c получим:

$$\begin{cases} \frac{m}{c} \cdot s^2 \cdot Y_1 + \frac{\lambda}{c} \cdot s \cdot Y_1 + Y_1 = \frac{P_p}{c} \cdot \sin \omega t + e_{1b} \cdot \sin \omega t + e_{1o} \cdot \sin \omega t \\ \frac{m}{c} \cdot s^2 \cdot Z_1 + \frac{\lambda}{c} \cdot s \cdot Z_1 + Z_1 = \frac{P_p \cdot \mu_p}{c} \cdot \sin \omega t + e_{2b} \cdot \sin \omega t + e_{2o} \cdot \sin \omega t \end{cases},$$

где $e_{1b} = (Y_b \cdot A + Z_b \cdot B)$; $e_{1o} = (Y_o \cdot C + Z_o \cdot D)$;

$e_{2b} = (Y_b \cdot E + Z_b \cdot K)$; $e_{2o} = (Y_o \cdot L + Z_o \cdot N)$.

С учетом постоянных времени динамической системы $T_1^2 = m/c$, $T_2 = \lambda/c$ и коэффициента передачи $k = 1/c$, получим:

$$\begin{cases} T_1^2 \cdot s^2 \cdot Y_1 + T_2 \cdot s \cdot Y_1 + Y_1 = k \cdot P_p \cdot \sin \omega t + e_{1b} \cdot \sin \omega t + e_{1o} \cdot \sin \omega t \\ T_1^2 \cdot s^2 \cdot Z_1 + T_2 \cdot s \cdot Z_1 + Z_1 = k \cdot P_p \cdot \mu_p \cdot \sin \omega t + e_{2b} \cdot \sin \omega t + e_{2o} \cdot \sin \omega t \end{cases}.$$

Примем: $e_{1b} + e_{1o} = k_1 \cdot e_1$; $e_{2b} + e_{2o} = k_2 \cdot e_2$.

Математическую модель динамической системы можно представить с помощью передаточных функций. Решив уравнение относительно выходных величин Y_1 , Z_1 , считая при этом оператор s алгебраической величиной, получим:

$$\begin{aligned} Y_1(s) &= W_{PY}(s) \cdot P_Y(s) + W_{E1}(s) \cdot E_1(s), \\ Z_1(s) &= W_{PZ}(s) \cdot P_Z(s) + W_{E2}(s) \cdot E_2(s) \end{aligned}$$

где $W_{PY}(s)$, $W_{PZ}(s)$ и $W_{E1}(s)$, $W_{E2}(s)$ – передаточные функции системы по входам: силовому возмущению от возмущающей силы P_p и передаточные функции системы по кинематическому возмущению входных смещений;

$P_Y(s)$, $P_Z(s)$, $E_1(s)$, $E_2(s)$ – изображения по Лапласу входных величин по возмущающей силе P_p и входным смещениям направляющих элементов e_1 , e_2 .

Передаточная функция системы по силовому возмущению от возмущающей силы P_p :

$$\begin{aligned} W_{PY}(s) &= \frac{Y_1(s)}{P_Y(s)} = \frac{k \cdot \sin \omega t}{T_1^2 s^2 + T_2 s + 1}, \\ W_{PZ}(s) &= \frac{Z_1(s)}{P_Z(s)} = \frac{\mu_p k \cdot \sin \omega t}{T_1^2 s^2 + T_2 s + 1} \end{aligned}$$

в общем виде:

$$W_P(s) = W_{PY}(s) + W_{PZ}(s) = \frac{k(1 + \mu_p) \cdot \sin \omega t}{T_1^2 s^2 + T_2 s + 1}.$$

Передаточная функция системы по кинематическому возмущению:

$$W_{E1}(s) = \frac{Y_1(s)}{E_1(s)} = \frac{k_1 \cdot \sin \omega t}{T_1^2 s^2 + T_2 s + 1}$$

$$W_{E2}(s) = \frac{Z_1(s)}{E_2(s)} = \frac{k_2 \cdot \sin \omega t}{T_1^2 s^2 + T_2 s + 1}$$

в общем виде:

$$W_{удс}(s) = \frac{Y_1, Z_1(s)}{E_{1,2}(s)} = \frac{(k_1 + k_2) \cdot \sin \omega t}{T_1^2 s^2 + T_2 s + 1}$$

При работе упругую динамическую систему можно представить в виде замкнутой динамической системы (рис. 3).

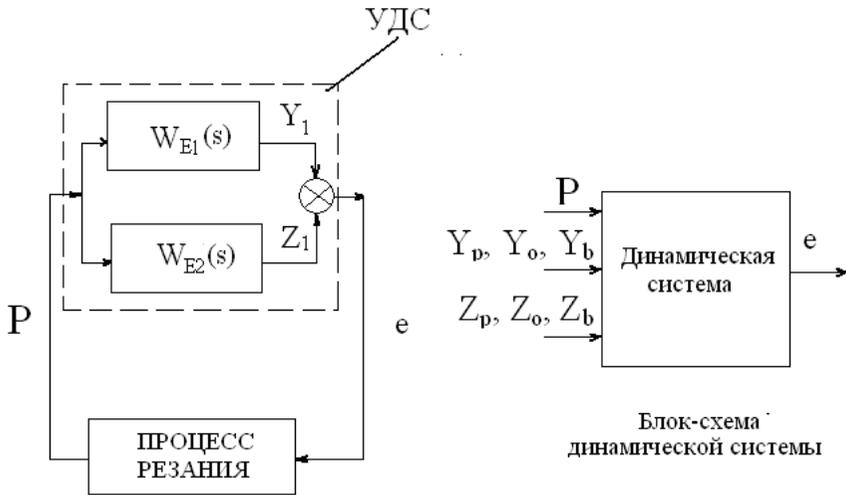


Рисунок 3 – Схема динамической системы при резании однолезвийной разверткой одностороннего резания

Выводы. Получена структура блок-схемы динамической системы на основании математической модели, которая позволяет определять входной и выходной сигналы для процесса резания. Определены передаточные отношения по силовому и кинематическому возмущениям в динамической

системе, которые могут быть использованы для управления процессом резания по подаче.

Список использованной литературы: 1. Струтинский В.Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки: Підручник. – Житомир: ЖІТІ, 2001. – 612 с. 2. Попов Е.П. Теория нелинейных систем автоматического регулирования и управления: Учеб. Пособие. – 2-е изд., стер. – М.: Наука, 1988. – 286 с. 3. Петраков Ю.В., Драчев О.И. Теория автоматического управления технологическими системами: учебное пособие. – М. Машиностроение, 2008. – 336 с. 4. Жарков И.Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом –Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние – 1986. –184 с. 5. С.П. Тимошенко, Д.Х. Янг, У. Уивер Колебания в инженерном деле – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с. 6. Оборський Г.О. Надійність технологічних систем та обладнання / Оборський Г.О., Савельєва О.С., Торопенко А.В., Становський О.Л. –Одеса: Бахва, 2013. – 560 с. 7. Орликов М.Л. Динамика станков. – 2-е изд. перераб. и доп. – К.: Выща школа, 1989. – 273 с.

Bibliography (transliterated): 1. Strutinskiy V.B. Matematichne modelyuvannya protsesiv ta sistem mehaniki: pidruchnik. – Zhitomir: ZhITI, 2001. – 612 s. 2. Popov E.P. Teoriya nelineynykh sistem avtomaticheskogo regulirovaniya i upravleniya: Ucheb. Posobie. – 2-e izd., ster. – М.: Nauka, 1988. – 286 s. 3. Petrakov Yu.V., Drachev O.I. Teoriya avtomaticheskogo upravleniya tehnologicheskimi sistemami: uchebnoe posobie. – М. Mashinostroenie, 2008. – 336 s. 4. Zharkov I.G. Vibratsii pri obrabotke lezviynyim Instrumentom –L.: Mashinostroenie. Leningr. otd-nie – 1986. –184 s. 5. S.P. Timoshenko, D.H. Yang, U. Uiver Kolebaniya v inzhenernom dele – М.: Mashinostroenie, 1985. – 472 s. 6. Oborsky GA Reliability of technological systems and equipment / Oborsky GA, Savelyeva A.S., Toropenko A.V., Stanowski A.L.-Odessa: Bahva, 2013. - 560 S. 7. Orlikov M.L. Dinamika stankov. – 2-e izd. pererab. i dop. – К.: Vyischa shkola, 1989. – 273 s.

Поступила в редколлегию 27.06.2014