

УДК 621.91.01

Расчет вибраций режущей кромки инструмента при токарной обработке с автоколебаниями жаропрочных сплавов

Д.М. Фадин, А.В. Шуваев

Статья посвящена разработке нелинейной динамической модели процесса токарной обработки, описывающей автоколебания инструмента.

Ключевые слова: нелинейная динамическая модель, точение, вибрации, жаропрочные сплавы.

The article is dedicated to the development of a nonlinear dynamic model of a turning process describing auto-oscillations of a cutting tool.

Keywords: nonlinear dynamic model, turning, vibrations, superalloys.

Введение

Исследования показывают, что на период стойкости режущего инструмента в значительной степени влияют вибрации при резании [1]. Основные характеристики вибраций — частота и амплитуда, зависящие от жесткости, массы и демпфирования технологической системы резания, — также являются функциями режимов резания и свойств обрабатываемого материала. На динамическое поведение инструмента при обработке резанием труднообрабатываемых материалов большое влияние оказывают возбуждаемые автоколебания инструмента. Существуют следующие основные гипотезы причин возбуждения автоколебаний инструмента:

1) нелинейность характеристик сил резания [2]. При этом сила резания считается связанной с режимами обработки и геометрией инструмента аналитическим соотношением следующего вида:

$$F = K_p S_0^{K_s} V^{K_v} b^{K_t}, \quad (1)$$

где S_0 — подача; V — скорость резания; b — глубина резания; K_p , K_v , K_s , K_t — эмпирические коэффициенты.

Следует отметить, что такая статическая характеристика силы резания не применима для анализа процессов обработки материалов с вибрациями, так как коэффициенты в формуле (1) при вибрациях изменяются с изменением режимов обработки;

2) падающая зависимость коэффициента трения от относительной скорости между стружкой и инструментом, а также между деталью и инструментом [3];

3) регенерация колебаний при движении по следу, образуемому на поверхности резания в процессе обработки [4].



ФАДИН

Дмитрий Михайлович
аспирант кафедры
«Высокоэффективные
технологии обработки»
(Московский
государственный
технологический
университет «Станкин»)



ШУВАЕВ

Алексей Владимирович
аспирант кафедры
«Основы конструирования
машин»
(Московский
государственный
технологический
университет «Станкин»)

В реальных технологических системах при обработке труднообрабатываемых материалов возможно возбуждение автоколебаний по нескольким причинам одновременно [5]. Следовательно, необходимо учесть все описанные выше причины, вызывающие вибрации инструмента.

Кроме статической характеристики силы резания (1), могут быть рассмотрены следующие динамические характеристики:

– линейная динамическая характеристика, представляющая собой зависимость силы резания от толщины срезаемого слоя [4]:

$$F(t) = K_p h(t), \quad (2)$$

где K_p — эмпирический коэффициент; $h(t)$ — толщина срезаемого слоя в произвольный момент времени t ;

– линейная динамическая характеристика с запаздыванием, когда сила резания в настоящий момент времени t пропорциональна толщине срезаемого слоя, измеренного в момент времени $t - T_p$ [4]:

$$F(t) = K_p h(t - T_p), \quad (3)$$

где T_p — время запаздывания;

– нелинейная динамическая характеристика, представляющая собой зависимость силы резания от толщины срезаемого слоя [6]:

$$F(t) = K_p [h(t) + K_1 h^2(t) + K_2 h^3(t) + K_3 h^4(t)], \quad (4)$$

где K_i — эмпирические коэффициенты.

Определение эмпирических коэффициентов и получение решения нелинейной динамической характеристики вида (4) является очень трудоемкой задачей. Для построения вибрационной модели поведения режущей кромки инструмента при обработке труднообрабатываемых сплавов будем использовать линейную динамическую характеристику (2). Характеристика по гипотезе регенеративного возбуждения колебаний при движении по следу от предыдущего прохода хорошо и быстро решается численными методами с помощью ЭВМ.

Экспериментальные данные для построения вибрационной модели поведения режущей кромки инструмента получены на диагностическом стенде. Стенд разработан на базе токарного станка фирмы Jesco Machinery 1650ENC

с ЧПУ системы Fagor 800TGI и укомплектован трехкомпонентным динамометром 9257 ВА с встроенным усилителем заряда, акселерометром Kistler 8614A1000M1 с усилителем и фильтром сигнала Kistler 5127B, а также трехкомпонентным акселерометром «ГлобалТест AP2043-50» с высокочастотным фильтром сигнала. Стенд обеспечивает автоматизированный прием информации о динамических и вибрационных процессах при резании в реальном масштабе времени и обработку этой информации в целях определения физических критериев, характеризующих состояние технологической операции.

Далее будут рассмотрены вибрационная модель с линейной системой уравнений, основанной на линейной динамической характеристике силы резания, и вибрационная модель с нелинейной системой уравнений, учитывающих фрикционные явления в зоне резания. Вывод о возможности применения данных моделей сделан на основе результатов сравнения расчетных данных с экспериментальными.

Расчетные схемы и основные уравнения, необходимые для построения моделей

При точении инструментом с большим вылетом наименее жестким элементом в технологической системе является державка [7]. Поэтому при расчете колебаний системы можно ограничиться только рассмотрением вибраций державки. Для упрощения расчетов возьмем за основу схему свободного прямоугольного резания (рис. 1, а).

Согласно схеме, изображенной на рис. 1, б, режущий инструмент представляется в виде точечной массы с двумя степенями свободы, совершающей колебания в направлениях X и Z . В каждом направлении точечная масса подкреплена упругими и демпфирующими элементами. На массу действует также возмущающая сила, являющаяся результатом взаимодействия режущих кромок инструмента с материалом заготовки (сила резания).

По такой же схеме можно вести расчет при использовании и абсолютно жесткого инстру-

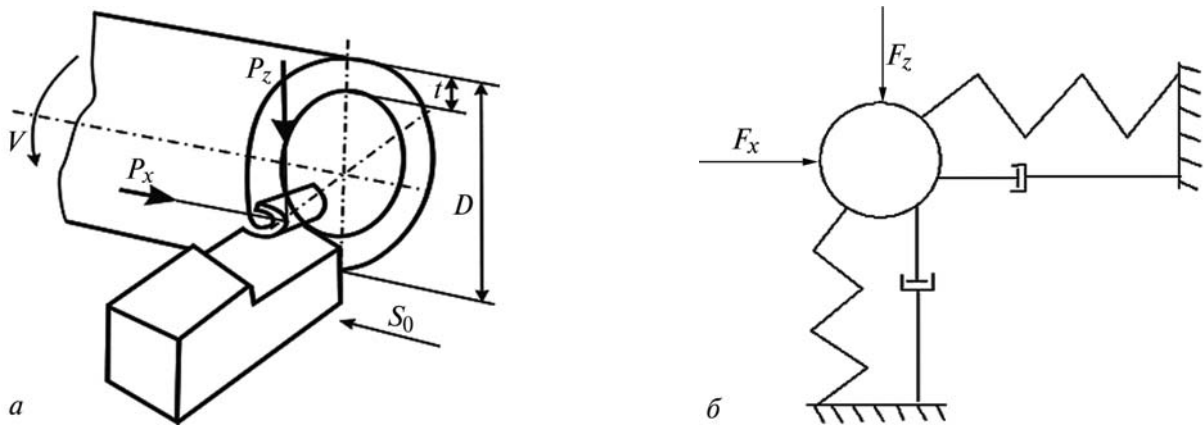


Рис. 1. Принципиальная схема процесса ортогонального резания (а) и расчетная схема при свободном прямоугольном резании (б)

мента, и маложесткой детали, т. е. при обычном точении деталей типа тонкостенных труб и дисков, деталей с большим вылетом из патрона без поджатия задней бабкой. При этом определяются динамические характеристики детали, а не инструмента, но алгоритм расчетов остается таким же.

В условиях динамического равновесия державки с учетом действующих на нее сил резания получим следующие линейные уравнения колебаний режущей кромки инструмента:

$$\begin{cases} M_x \ddot{x} + c_x \dot{x} + k_x x = -F_x; \\ M_z \ddot{z} + c_z \dot{z} + k_z z = -F_z, \end{cases} \quad (5)$$

где $M_x \ddot{x}$, $M_z \ddot{z}$ — силы инерции колебательной системы; M_x , M_z — массы колебательной системы; \dot{x} , \dot{z} — скорость перемещений колебательной системы; c_x , c_z — коэффициенты трения в системе (коэффициент демпфирования); k_x , k_z — коэффициенты жесткости колебательной системы; F_x , F_z — составляющие силы резания, действующие на систему.

При свободном прямоугольном резании, например, когда резец перемещается параллельно оси трубы (рис. 2), во время первого оборота детали инструмент оставляет на гладкой поверхности трубы волнистые следы в результате колебаний державки в направлении подачи X . Когда начинается второй оборот детали, поверхность уже имеет волнистость и по внутреннему контуру, по которому режет инструмент $x(t)$, и по внешней поверхности резания в результате вибраций во время предыдущего про-

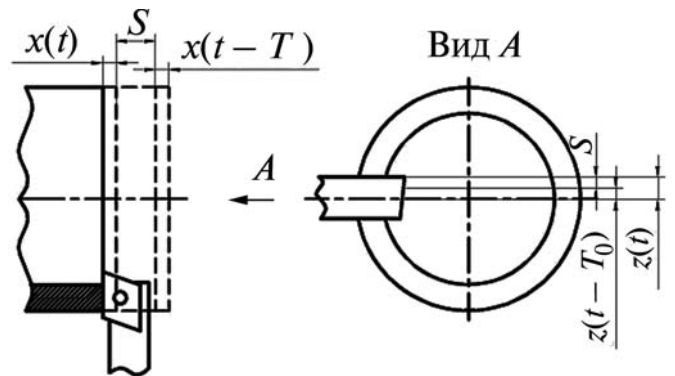


Рис. 2. Схема расчета ширины резания при свободном прямоугольном резании

хода $x(t - T)$. Тогда динамическую (мгновенную) толщину стружки можно представить, используя линейную динамическую характеристику с запаздыванием:

$$h(t) = S_0 + x(t) - x(t - T). \quad (6)$$

Поскольку в рассматриваемом случае державка колеблется и в плоскости z , то вибрационная составляющая перемещений в этом сечении ΔS на следующем обороте будет равна разности перемещений на этом обороте $z(t)$ и на предыдущем $z(t - T)$:

$$\Delta S = z(t) - z(t - T), \quad (7)$$

Тогда время запаздывания T в плоскости x с учетом вибрационной составляющей в плоскости z будет определяться как

$$T = T_0 + \Delta t, \tag{8}$$

где $\Delta t = \frac{\Delta S}{\omega_0 R}$; $T_0 = \frac{2\pi}{\omega_0}$; R — радиус заготовки;

ω_0 — частота вращения заготовки.

Преобразуя (8) с учетом (7), получим

$$T = T_0 + \frac{Z(t) - Z(t - T_0)}{\omega_0 R}. \tag{9}$$

Тогда динамическая составляющая толщины стружки с учетом вибраций в системе с двумя степенями свободы в двух перпендикулярных плоскостях может быть описана выражением

$$h(t) = S_0 + x(t) - x\left(t - \left(T_0 + \frac{Z(t) - Z(t - T_0)}{\omega_0 R}\right)\right). \tag{10}$$

Выразив (5) через (10), получим зависимость составляющих силы резания от динамической толщины срезаемого слоя b :

$$\begin{cases} F_x = K_x b \left[S_0 + x(t) - x\left(t - \left(T_0 + \frac{Z(t) - Z(t - T_0)}{\omega_0 R}\right)\right) \right], \\ F_z = K_z b \left[S_0 + x(t) - x\left(t - \left(T_0 + \frac{Z(t) - Z(t - T_0)}{\omega_0 R}\right)\right) \right]. \end{cases} \tag{11}$$

Тогда система уравнений перемещений инструмента, вызванных вибрациями, для случая с двумя степенями свободы будет выглядеть следующим образом:

$$\begin{cases} M_x \ddot{x} + c_x \dot{x} + k_x x = \\ = -K_x b \left[S_0 + x(t) - x\left(t - \left(T_0 + \frac{Z(t) - Z(t - T_0)}{\omega_0 R}\right)\right) \right], \\ M_z \ddot{z} + c_z \dot{z} + k_z z = \\ = -K_z b \left[S_0 + x(t) - x\left(t - \left(T_0 + \frac{Z(t) - Z(t - T_0)}{\omega_0 R}\right)\right) \right] \end{cases} \tag{12}$$

Решение линейной системы уравнений движения резца численным методом в среде MatLab

Для нахождения решения дифференциального уравнения n -го порядка с использованием

функций пакета MatLab следует привести его к эквивалентной системе дифференциальных уравнений первого порядка.

Пусть $\dot{x} = z$, а $\dot{z} = g$; тогда запишем систему уравнений (12) в следующем виде:

$$\begin{cases} \dot{x} = y, \\ \dot{z} = g, \\ \dot{y} = \frac{1}{M_x} \begin{bmatrix} -K_x b \left[S_0 + x(t) - x\left(t - \left(T_0 + \frac{Z(t) - Z(t - T_0)}{\omega_0 R}\right)\right) \right] \\ -c_x y - k_x x \end{bmatrix}, \\ \dot{g} = \frac{1}{M_z} \begin{bmatrix} -K_z b \left[S_0 + x(t) - x\left(t - \left(T_0 + \frac{Z(t) - Z(t - T_0)}{\omega_0 R}\right)\right) \right] \\ -c_z g - k_z z \end{bmatrix}. \end{cases} \tag{13}$$

Линейная система уравнений (13) интегрируется численно с использованием пакета MatLab. Для решения этой системы уравнений необходимо определить:

- эмпирические коэффициенты модели сил резания;
- коэффициенты жесткости, массы колебательной системы, коэффициенты демпфирования.

При проведении экспериментов по определению эмпирических коэффициентов модели силы резания использовались специальные образцы заготовок дисков с канавками по торцу. Выступы между канавками стачивались инструментом с заданными углами заточки, с постоянной глубиной и толщиной резания, с углом в плане $\varphi = 90^\circ$, что обеспечивает условия ортогонального резания. При этом измерялись значения составляющих силы резания в окружном направлении F_z и в направлении подачи F_x при различных значениях подачи S_0 . Для рассматриваемого случая обработки жаропрочного никелевого сплава ХН73МБТЮ были получены следующие коэффициенты:

$$Kp_x = 1,6 \cdot 10^9 \text{ Н/мм}^2,$$

$$Kp_z = 5,2 \cdot 10^9 \text{ Н/мм}^2.$$

Динамические характеристики системы (коэффициенты жесткости, массы колебательной системы, коэффициенты демпфирования) были идентифицированы с помощью частотного анализа технологической системы и ее отдельных элементов. Этот метод заключается в ударном возбуждении и измерении вибраций тестируемой технологической системы. Полученные в результате измерений данные обрабатывались с помощью специальных программ обработки сигналов, которые используют Фурье-преобразование и описаны в работе [8]. Данная методика полностью представлена в работе [9]. Динамические параметры технологической системы, на которой проводились эксперименты по токарной обработке жаропрочного никелевого сплава ХН73МБТЮ, следующие:

- жесткость $k_x = 1,3 \cdot 10^7 \text{ Н/м}$, $k_z = 1,7 \cdot 10^7 \text{ Н/м}$;
- масса колебательной системы: $m_x = 0,063 \text{ кг}$, $m_z = 0,096 \text{ кг}$;
- коэффициенты демпфирования в системе: $c_x = 9\%$, $c_z = 9\%$.

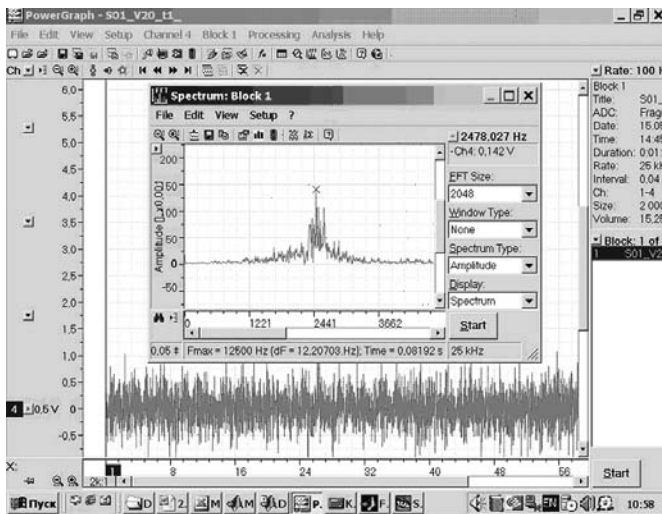


Рис. 3. Экспериментально полученные амплитудо-частотные характеристики процесса резания сплава ХН73МБТЮ на режиме резания $b = 1 \text{ мм}$, $V = 20 \text{ м/мин}$, $S_0 = 0,1 \text{ мм/об}$ (амплитуда 5 мкм, частота 2478 Гц)

Анализ экспериментальных (рис. 3) и расчетных (рис. 4) данных показал, что исходная система дифференциальных уравнений (13) не полностью отражает характер вибраций, так как линейные системы данного вида базируются

на регенеративном механизме возбуждения вибраций и в системах с большой жесткостью и демпфированием дают результат с быстрым затуханием вибраций. Поэтому для более точных расчетов необходимо рассмотреть другую модель, более общую, которая представляет собой нелинейную систему дифференциальных уравнений, учитывающих еще и фрикционные явления между инструментом и заготовкой. Эта модель более точно отражает вид вибрационных перемещений и позволяет прогнозировать изменение амплитуды вибраций в зависимости от скорости резания.

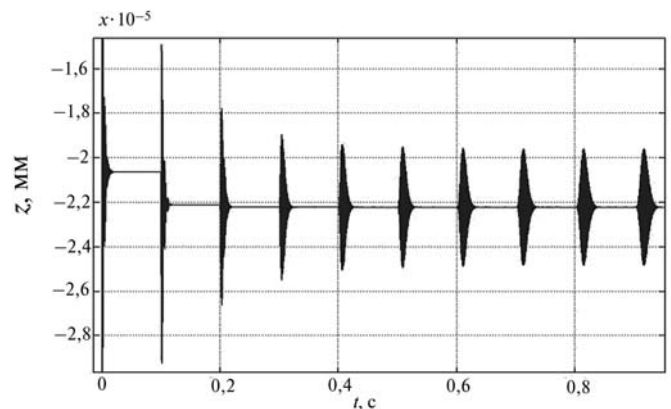


Рис. 4. График изменения рассчитанных перемещений режущей кромки инструмента во времени при точении сплава ХН73МБТЮ на режиме резания $b = 1 \text{ мм}$, $V = 20 \text{ м/мин}$, $S_0 = 0,1 \text{ мм/об}$

Учет влияния фрикционных явлений на систему резания

В процессе резания всегда присутствует сила трения, которая возникает между контактирующими поверхностями инструмента и заготовки. Тогда составляющие силы трения в направлениях x и z зависят от относительной скорости скольжения между инструментом и заготовкой и описываются нелинейной функцией, например полиномом третьей степени:

$$\begin{aligned} N(v - \dot{x}) &= \dot{x}(1 - \gamma \dot{x}^2); \\ N(v - \dot{z}) &= \dot{z}(1 - \gamma \dot{z}^2), \end{aligned} \quad (14)$$

где γ — эмпирический коэффициент, $(\text{мин/м})^2$.

Тогда динамическая модель автоколебаний технологической системы примет вид

$$\begin{cases} M_x \ddot{x} - c_x \dot{x}(1 - \gamma \dot{x}^2) + k_x x = \\ = K_x b \left[S_0 + x(t) - x \left(t - \left(T_0 + \frac{Z(t) - Z(t - T_0)}{\omega_0 R} \right) \right) \right], \\ M_z \ddot{z} - c_z \dot{z}(1 - \gamma \dot{z}^2) + k_z z = \\ = K_z b \left[S_0 + x(t) - x \left(t - \left(T_0 + \frac{Z(t) - Z(t - T_0)}{\omega_0 R} \right) \right) \right]. \end{cases} \quad (15)$$

Эта нелинейная система уравнений интегрируется численно с использованием функций пакета MatLab, как и система (12). Но для этого необходимо найти зависимость между эмпирическим фрикционным коэффициентом γ и скоростью резания. Для установления этой зависимости были проведены испытания точением никелевого сплава ХН73МБТЮ со скоростью резания 10...30 м/мин с замером амплитуды вибраций кромки инструмента. Геометрия режущего инструмента: $\alpha = 6^\circ$, $\lambda = 7^\circ$, $\varphi = 95^\circ$, $\varphi_1 = 5^\circ$, $\gamma = 7^\circ$, $R = 0,8$ мм.

Поскольку автоматический поиск нужного значения коэффициента γ в системе с нелинейными дифференциальными уравнениями занимает очень много времени и требует больших вычислительных мощностей, выполним его в ручном режиме, т. е. будем подставлять значения коэффициента γ вручную и решать систему (15) до совпадения экспериментальной величины амплитуды с расчетной. Требуемый результат достигается быстро и просто. Остальные коэффициенты берем из ранее решенной линейной системы дифференциальных уравнений (13):

$$\begin{aligned} m_x &= 0,063 \text{ кг}, k_x = 1,3 \cdot 10^7 \text{ Н/м}, \\ c_x &= 9\%, K_{px} = 1,6 \cdot 10^9 \text{ Н/мм}^2; \\ m_z &= 0,096 \text{ кг}, k_z = 1,7 \cdot 10^7 \text{ Н/м}, \\ c_z &= 9\%, K_{pz} = 5,2 \cdot 10^9 \text{ Н/мм}^2. \end{aligned}$$

Получим зависимость коэффициента γ от скорости резания (рис. 5).

Аппроксимируем полученную зависимость $\gamma(V)$ экспоненциальной функцией $\gamma = 10325e^{-0,2525V}$ (см. рис. 5) как наиболее подходящей по виду и имеющей наименьшее средне-

квадратичное отклонение $\rho = 0,9974$ по сравнению с другими видами аппроксимирующих функций — степенной ($\rho = 0,986$), линейной ($\rho = 0,7$) или полиномом второй степени ($\rho = 0,095$).

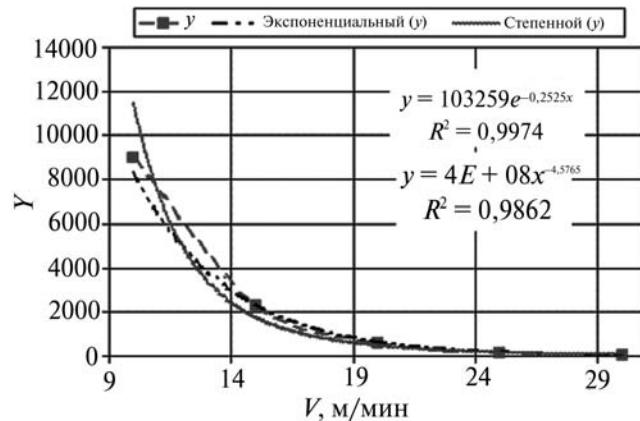


Рис. 5. Аппроксимация зависимости значения коэффициента γ от скорости резания V

В итоге, заменяя в выражении (16) γ экспоненциальной функцией $\gamma = a_1 e^{a_2 V}$, получаем нелинейную динамическую модель процесса токарной обработки, описывающую автоколебания инструмента как системы с двумя степенями свободы, под действием нелинейных сил взаимодействия при резании, учитывающую регенеративный механизм возбуждения колебаний при движении инструмента по поверхности от предыдущего оборота и нелинейную зависимость силы трения от относительной скорости между инструментом и деталью:

$$\begin{cases} \dot{x} = y, \\ \dot{z} = g, \\ \dot{y} = \frac{1}{M_x} \left[K_x b \left[S_0 + x(t) - x \left(t - \left(T_0 + \frac{Z(t) - Z(t - T_0)}{\omega_0 R} \right) \right) \right] + \right. \\ \left. + c_x z (1 - (a_1 e^{a_2 V}) z^2) - k_x x \right], \\ \dot{g} = \frac{1}{M_z} \left[K_z b \left[S_0 + x(t) - x \left(t - \left(T_0 + \frac{Z(t) - Z(t - T_0)}{\omega_0 R} \right) \right) \right] + \right. \\ \left. + c_z g (1 - ((a_1 e^{a_2 V})) g^2) - k_z z \right]. \end{cases} \quad (16)$$

Рассчитаем по системе дифференциальных уравнений (16) вибрационные перемещения кромки инструмента (рис. 6) и амплитудно-частотную характеристику при токарной обработке сплава ХН73МБТЮ на режиме резания $b = 1$ мм, $V = 20$ м/мин, $S_0 = 0,1$ мм/об.

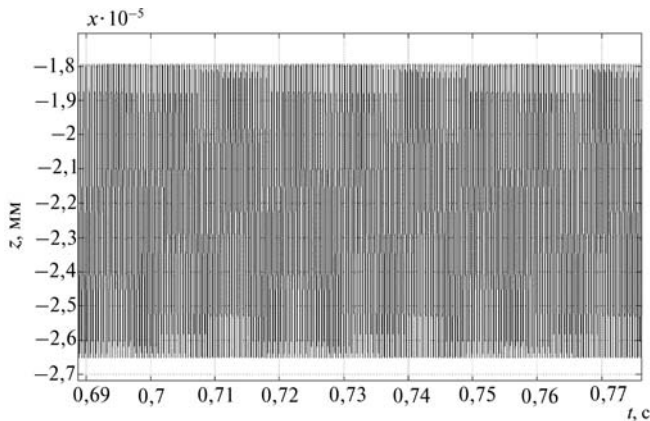


Рис. 6. Пример численного решения системы нелинейных уравнений, описывающих вибрационные перемещения кромки инструмента (амплитуда 4,2 мкм, частота 2400 Гц)

Выводы

Разработанная нелинейная система, учитывающая фрикционные явления, моделирует вибрации режущей кромки инструмента при обработке никелевых сплавов лучше, чем линейная, точнее отражая вид вибраций и достаточно точно описывая их параметры.

Используя систему (16), можно моделировать вибрации для технологической системы с различными жесткостными характеристика-

ми на разных режимах резания при обработке различных никелевых сплавов.

По результатам расчетов вибрационных характеристик процессов резания жаропрочных сплавов при полуставном точении был сделан вывод о том, что жесткость технологических систем не должна быть меньше 10^7 Н/м, так как возникающие вибрации снижают стойкость режущего инструмента.

Литература

1. Подураев В.П. Обработка резанием с вибрациями. М.: Машиностроение, 1970. 351 с.
2. Заковоротный В.А. Исследование динамической характеристики резания при автоколебаниях инструмента // Известия Северо-Кавказского научного центра высшей школы. Технические науки. 1978. № 2. С. 37–41.
3. Каширин А.И. Исследование вибраций при резании металлов. М.; Л.: Изд-во АН СССР, 1944. 237 с.
4. Воронов С.А. Оптимизация процессов вибрационного сверления. М., 1986. 211 с.
5. Бобров В.Ф. Основы теории резания металлов. М.: Машиностроение, 1975. 344 с.
6. Сараванья-Фабис Д' Суза. Нелинейный анализ устойчивости автоколебаний при резании // Конструирование и технология машиностроения. 1974. Т. 96. № 2. С. 292–299.
7. Мурашкин Л.С., Мурашкин С.Л. Прикладная нелинейная механика станков. Л.: Машиностроение, 1977. 192 с.
8. Вибрации в технике / Под ред. М.Д. Генкина. М.: Машиностроение. Т. 2. 1981. 497 с.
9. Altintas Y. Manufacturing automation. Cambridge: Cambridge University Press, 2000. 286 p.

Статья поступила в редакцию 14.03.2010 г.