

## РАЗРАБОТКА ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРОЦЕССА ПОВЕРХНОСТНОГО ПЛАСТИЧЕСКОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ

При осуществлении процесса поверхностного пластического деформирования (ППД) упругие перемещения имеют место в основном в стыках между приспособлением и закрепленной в нем обрабатываемой деталью, в подпружиненном инструменте и в зоне контакта детали и инструмента. Принимаем систему "приспособление – деталь – инструмент" как двухмассовую (рис. 1).

В схеме использованы следующие обозначения:  $m_1$  – приведенная масса подвижной части деформирующего инструмента;  $m_2$  – приведенная масса детали;  $c_1(\dot{x})$  – коэффициент демпфирования инструмента;  $c_2(\dot{x})$  – коэффициент демпфирования стыка между приспособлением и обрабатываемой деталью;  $c(\dot{x})$  – коэффициент демпфирования контакта детали и инструмента;  $k_1(x)$  – жесткость (коэффициент упругости) инструмента;  $k_2(x)$  – жесткость стыка между приспособлением и деталью;  $k(x)$  – жесткость контакта детали и инструмента.

За обобщенные координаты принимаем относительные перемещения масс, отсчитываемые от начала координат в центре каждой массы.

Уравнения системы "приспособление – деталь – инструмент", полученные согласно принципу Д'Аламбера, имеют вид

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + [c_1(\dot{x}) + c(\dot{x})] \dot{x}_1 + [k_1(x) + k(x)]x_1 - c(\dot{x})\dot{x}_2 - k(x)x_2 = F(t); \\ m_2 \ddot{x}_2 + [c_2(\dot{x}) + c(\dot{x})] \dot{x}_2 + [k_2(x) + k(x)]x_2 - c(\dot{x})\dot{x}_1 - k(x)x_1 = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где  $x_1$  – перемещение подвижной части инструмента;  $x_2$  – перемещение детали.

Жесткость инструмента и жесткость стыка между приспособлением и деталью в пределах возникающих перемещений являются постоянными. Силу сопротивления в механических системах металлорежущих станков принимают пропорциональной скорости перемещения, что объясняется сравнительно невысокими значениями скорости и малыми деформациями, возникающими в системе [1]. Поэтому коэффициенты демпфирования можно считать постоянными.

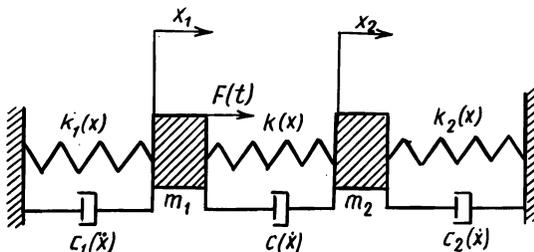


Рис. 1. Двухмассовая модель осуществления процесса ППД

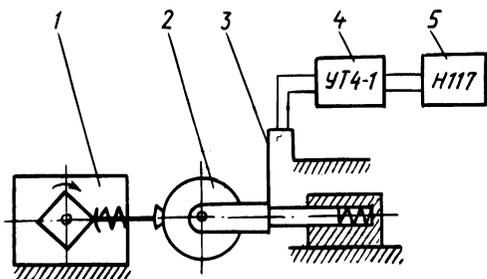


Рис. 2. Схема экспериментальной установки

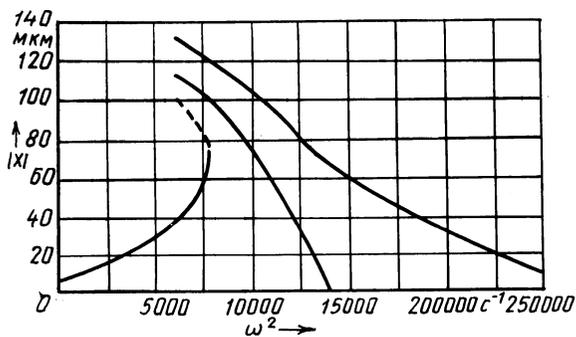


Рис. 3. Экспериментальная резонансная кривая

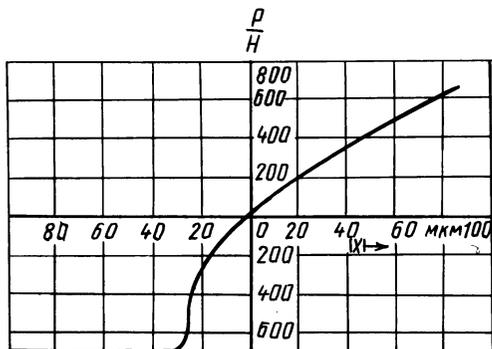


Рис. 4. Зависимость изменения силы от внедрения деформирующего элемента

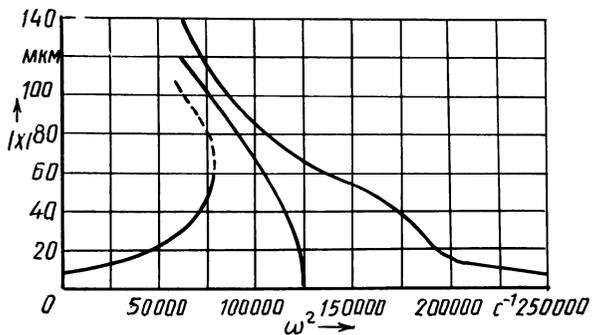


Рис. 5. Теоретическая резонансная кривая

ными. Демпфированием в зоне контакта можно пренебречь вследствие очень малых перемещений и их скоростей.

Возмущающая сила  $F(t)$  действует на деформирующий инструмент. Источниками переменной во времени  $t$  возмущающей силы  $F(t)$ , которая действует на деформирующий инструмент, являются погрешности установки и формы обрабатываемой детали, прерывистость ее поверхности, автоколебания в зоне обработки.

Линейные параметры динамической модели определяются с помощью резонансных кривых [ 2 ], которые строятся по колебаниям инструмента или детали при воздействии на них вибратора.

Приведенные массы детали и подвижной части инструмента в этом случае

$$m = k/\omega_0^2 ,$$

где  $\omega_0$  – частота собственных колебаний детали или инструмента.

Коэффициент приведенной жесткости

$$k = \frac{\pi F_0}{\lambda A_{\max}} ,$$

где  $F_0$  – амплитуда возмущающей силы;  $A_{\max}$  – максимальная амплитуда на

резонансной кривой;  $\lambda$  – логарифмический декремент:  $\lambda = \pi \frac{(\omega_1 - \omega_2)}{\omega_0}$  ;

$\omega_1 - \omega_2$  – ширина резонансной кривой на высоте  $0,707 A_{\max}$  .

Коэффициент демпфирования

$$c = \frac{\lambda}{2\pi} \sqrt{km} .$$

Жесткость контакта детали и инструмента с достаточно высокой точностью определяют экспериментально по известной амплитудной зависимости и ее резонансной частоте [ 3 ]. Для этого решается нелинейное дифференциальное уравнение и по характеристикам резонансной кривой определяются колебания исследуемого объекта с одной степенью свободы.

Нелинейная функция динамической системы определяется из уравнения

$$\Phi(x) = kx - \frac{mx^2}{5} \frac{d(\omega)^2}{dx} - \omega^2 mx$$

при подстановке в значения  $\omega^2(x) = x^a + \omega_0$  , полученного аппроксимацией скелетной кривой.

Для построения скелетной кривой спроектирована экспериментальная установка (рис. 2), состоящая из источника периодической возмущающей силы 1, исследуемого объекта 2, щупа с датчиками 3, тензометрической станции 4, осциллографа 5.

Колебания исследуемого объекта воспринимаются щупом с тензометрическими датчиками, сигнал от которых поступает на тензометрическую станцию УТ4-1 и затем на осциллограф Н117.

Резонансную кривую строят при постоянной амплитуде вибратора, перво-

начально при возрастании частоты, затем при ее убывании. По одному способу резонансную кривую строят по колебаниям инструмента, на который воздействует вибратор с наконечником в виде части детали (рис. 3), по другому – по колебаниям детали, на которую воздействует вибратор с наконечником в виде части деформирующего ролика.

Аппроксимирующее уравнение скелетной кривой имеет вид

$$\omega^2(x) = 3,9x^2 - 31,4x + 125\,000.$$

Уравнение нелинейной функции с учетом этой зависимости примет вид

$$\Phi(x) = -5,4mx^3 + 31,4mx^2 + (k + 125\,000)x,$$

где  $k$  – жёсткость закрепления детали;  $m$  – масса детали.

Окончательно система уравнений (1) с учетом  $x = x_1 - x_2$  имеет вид:

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 + k(x)(x_1 - x_2) = F(t);$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_2 + k_2 x_2 - k(x)(x_1 - x_2) = 0,$$

где  $k(x) = -5,4m(x_1 - x_2)^2 + 31,4m(x_1 - x_2) + (k + 125\,000)$ .

Резонансную кривую взаимодействия детали и инструмента можно построить и теоретически [2]. Для этого необходимо знать зависимость изменения силы взаимодействия детали и инструмента от глубины внедрения инструмента в деталь. Ее можно получить по методике М.А.Москалева [4], по которой сила деформирования определяется как произведение площади пятна контакта на среднее давление в зоне контакта  $p_{cp}$  ( $p_{cp} = 2,3 \dots 2,6\sigma_s$ , где  $\sigma_s$  – предел текучести).

Площадь пятна контакта при внедрении ролика в деталь определена в [5].

Для материала АМг6М с учетом предварительного нагружения зависимость между силой и глубиной внедрения деформирующего элемента имеет вид, показанный на рис. 4. Построенная по ней резонансная кривая представлена на рис. 5.

Как видно из рис. 3, 5, теоретическая и экспериментальная резонансные кривые, определенные при одинаковых параметрах процесса, почти идентичны. Это подтверждает правильность предложенной динамической модели процесса поверхностного пластического деформирования.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Мурашкин Л.С., Мурашкин С.Л. Прикладная нелинейная механика станков. – Л., 1977. – 192 с. 2. Иориш Ю.И. Виброметрия. – М., 1963. – 771 с. 3. Дидковский В.С., Василюк И.М., Скуратовский А.К. Определение нелинейной характеристики колебательной системы//Технология и автоматизация машиностроения. – Киев, 1982. – С. 29 – 32.
4. Москалев М.А. Анализ поверхностного пластического деформирования металлов на примере магниевых сплавов с РЗМ//Редкие металлы в цветных сплавах. – М., 1975. – С. 81 – 89.
5. Сургунт Я.М., Котиков П.Ф. Определение площади контакта при накатывании наружных цилиндрических и торцовых поверхностей роликовым инструментом//Машиностроение. – Минск, 1985. – Вып. 10. – С. 53 – 58.