УДК 621.9

Д.А. Малышкин, А.А. Клепцов

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ КОЭФФИЦИЕНТОВ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ КОЛЕБАНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА

Известно, что процесс фрезерования имеет неравномерный прерывистый характер и сопровождается колебаниями большой интенсивности. В неравномерных и прерывистых процессах резания увеличение толщины среза за счет увеличения подачи на зуб, всегда приводит к значительному увеличению амплитуды колебаний, которое и является основной причиной низкого качества обработки. Это объясняется тем, что с увеличением толщины среза повышаются силы резания, а при прерывистом резании и энергия возбуждения. На практике известны математические модели, с той или иной степенью точности, описывающие колебательный процесс режущего инструмента. В состав каждой из этих моделей обязательно входят коэффициенты, характеризующие динамику исследуемого объекта. Определение данных коэффициентов – это первоочередная задача при оценке поведения технологической системы в процессе резания.

На кафедре «Общая технология машиностроения» Алтайского государственного технического университета имени И.И. Ползунова разработана экспериментальная методика идентификации, позволяющая определять динамические коэффициенты математических моделей, такие как приведенную массу m, коэффициент жесткости C и коэффициент демпфирования G технологической системы, подверженной действию колебаний.

Схема снятия динамических характеристик режущего инструмента представлена на рис. 1.

Подготовка стенда к работе осуществлялась следующим образом. В шпинделе фрезерного модуля устанавливался режущий инструмент *1*, а на стол фрезерного модуля *6* устройство предварительного нагружения *4*, предназначенное для предварительного натяга режущей кромки фрезы *1*, изоляционной прокладки *2* и пьезодатчика *3*. Далее производился и осуществлялся запуск программного пакета, предназначенного для работы с аналого-цифровым преобразователем. Устанавливалось и подбиралось нагрузочное сопротивление *5*, необходимое для фильтрации помех. После чего стенд был готов к фиксированию экспериментальных данных.

Сначала определялся коэффициент жесткости технологической системы в статическом режиме с использованием графика «Нагрузка – Перемещение» (см. рис. 3). Значение жесткости определялось по формуле

$$C = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\frac{P_i}{y_i} \qquad (1)$$

где P_i – нагрузка; y_i – перемещение.

График «Нагрузка – Перемещение» был получен при помощи специально разработанной установки (см. рис. 2).

Последовательность получения коэффициентов жесткости следующая: фреза устанавливалась на подъемный стол установки, при этом режущая пластинка упиралась в специальную подставку. Между неподвижной частью установки и торцом хвостовика фрезы был помещен динамометр «Об-

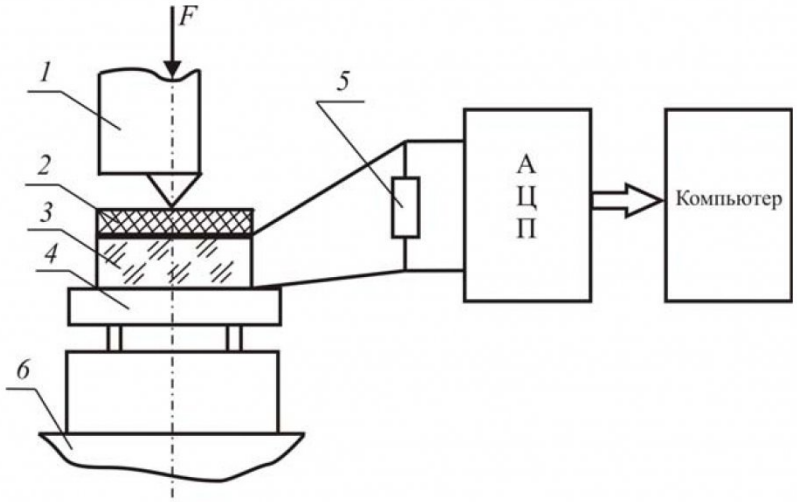

Рис. 1 Схема снятия динамических характеристик режущего инструмента:
1 – фреза; 2 – изоляционная прокладка; 3 – пьезодатчик; 4 – устройство предварительного нагружения; 5 – нагрузочное сопротивление; 6 – стол фрезерного модуля

разцовый сжатия третьего разряда» типа ДОСМ 3 – 0,2 системы Н. Г. Токаря (поз. 3).

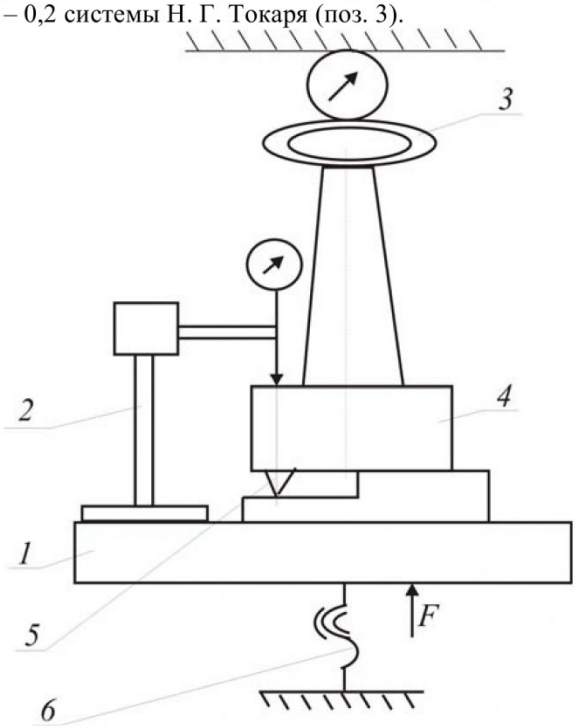

Рис. 2 Схема установки для получения коэффициентов жесткости элементов режущего инструмента: 1 – подъемный стол; 2 – индикатор микрометрический; 3– динамометр ДОСМ 3 – 0,2; 4 – корпус фрезы; 5 – режущая пластинка; 6 – регулировочный винт

Тарировочный массив динамометра представлен в его паспорте. Вертикальное перемещение стола регулировалось винтом (поз. 6). При поднятии стола происходило нагружение системы, при опускании – разгрузка.

Микрометрический индикатор (поз. 2) фиксировал значения микроперемещений элементов режущего инструмента при приложении усилия с точностью до 0,01 мкм.

Для определения жесткости были накоплены массивы значений нагружающих усилий и соответствующих им перемещений элементов режущего инструмента.

Нагрузка и разгрузка производились постепенно. В табл. 1 представлен массив значений нагружающих усилий и перемещений режущей пластинки фрезы при нагрузке и разгрузке сборной концевой фрезы с механическим креплением режущей пластинки к корпусу. При определении коэффициента жесткости корпуса режущая пластинка вынималась из него (схема измерения на рис. 2).

Массив значений нагружающих усилий и перемещений для корпуса фрезы представлен в табл. 2.

В процессе нагружения исследуемой системы имело место несовпадение кривых нагрузки и разгрузки (гистерезис). Это происходило из-за появления остаточных деформаций в местах стыков. При определении жесткости элементов режущего инструмента кривые зависимости нагрузка-перемещение с достаточной для практических целей точностью аппроксимировались прямыми линиями.

График зависимости «Нагрузка – Перемещение» для режущей пластинки» представлен на рис. 3.

Значение жесткости режущей пластинки и корпуса фрезы находились согласно формуле (1).

Таблица 1 Массив значений параметров для получения жесткости режущей пластинки

Нагрузка, Н	Перемещение при нагрузке, мкм	Перемещение при разгрузке, мкм
196	10	12
392	18	28
588	24	34
784	28	40
980	34	44
1176	38	48
1372	43	50
1568	48	54
1764	52	56
1960	58	58

Таблица 2 . Массив значений параметров для получения жесткости корпуса фрезы

Нагрузка, Н	Перемещение при нагрузке, мкм	Перемещение при разгрузке, мкм
196	1,1	1,2
392	1,3	2
588	2,2	2,3
784	3,1	3,2
980	3,8	4
1176	5	5,1
1372	8	8,3
1568	10	10,1
1764	11	11,2
1960	14	14,2

Для определения приведенных массы и коэффициента демпфирования режущий инструмент подвергался единичному импульсному воздействию F (рис. 1) в виде удара. Изменяющееся с течением времени значение электрического потенциала пьезодатчика (поз. 3) оцифровывалось АЦП и передавалось компьютеру. Специальное программное обеспечение позволяет производить визуальный контроль на мониторе и сохранять полученные результаты на магнитном диске. Файл с полученными данными перекодировался и записывался в файл с расширением *.txt. Обработка результатов производилась с помощью пакета прикладных программ *Mathcad Plus* (*MathSoft Inc*).

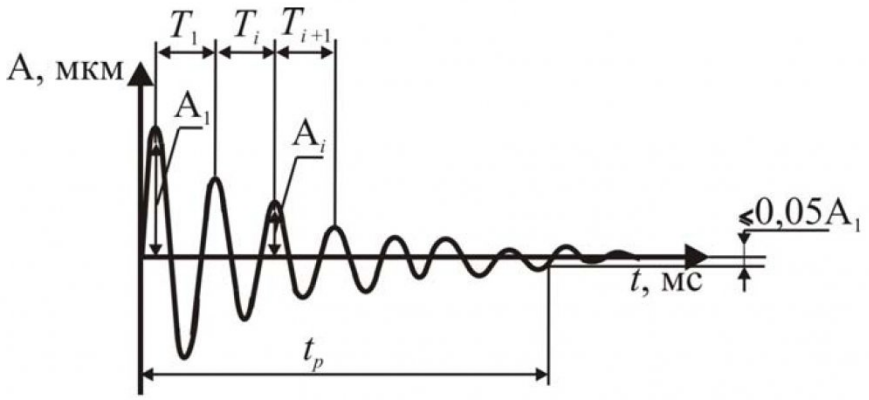

Рис. 4 Кривая затухающих колебаний режущей пластинки, обработанная при помощи пакета прикладных программ Mathcad Plus (MathSoft, Inc)

При этом на экране компьютера фиксировались кривые затухающих колебаний элементов фрезы, возникающих в результате удара.

На рис. 4 представлена кривая затухающих колебаний, где T_1, ..., T_i - периоды; A_1, ..., A_i - амплитуды; t_p - время переходного процесса.

В силу периодического характера переходных кривых, уравнение затухающих колебаний имеет вид

$$y(t) = A_0 e^{-nt} sin(\omega_{зат} t + \varphi_0) \quad (2)$$

$$\omega_{зат} = \sqrt{\omega_0^2 - n^2} \quad (3)$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{C}{m}} \quad (4)$$

где A_0 – амплитуда первой гармоники; $n = \frac{G}{2m}$ – коэффициент сопротивления среды; где t – время колебаний; $\omega_{зат}$ – круговая частота затухающих колебаний; φ_0 – начальная фаза затухающих колебаний; ω_0 – круговая частота свободных колебаний; G – коэффициент демпфирования системы; C – жесткость системы; m – приведенная масса.

Далее производился расчет параметров затухающих колебаний:

– периода колебаний:

$$T = \frac{1}{k}\sum_{i=1}^{k} T_i , \quad (5)$$

где T_i – период одного полного колебания;

– логарифмического декремента колебаний:

$$\xi = \frac{1}{m}\sum_{i=1}^{m} ln\frac{A_i}{A_{i+1}}, \quad (6)$$

где A_i, A_{i+1} – амплитуды i и i+1 – го колебаний.

Далее определялись:

– приведенная масса:

$$m = T^2 C; \quad (7)$$

– коэффициент демпфирования:

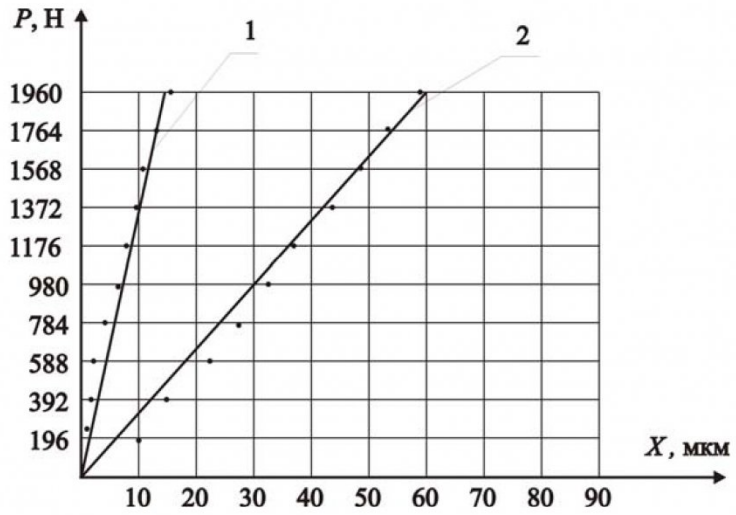

Рис. 3 График зависимости «Нагрузка – Перемещение» для элементов режущего инструмента:1 – корпуса фрезы; 2 – режущей пластинки

$$G = \frac{2m\xi}{T}. \quad (8)$$

Алгоритм определения динамических характеристик режущего инструмента представлен на рис. 5.

Данная методика может быть использована при определении динамических характеристик режущих инструментов в составе системы автоматизированного проектирования.

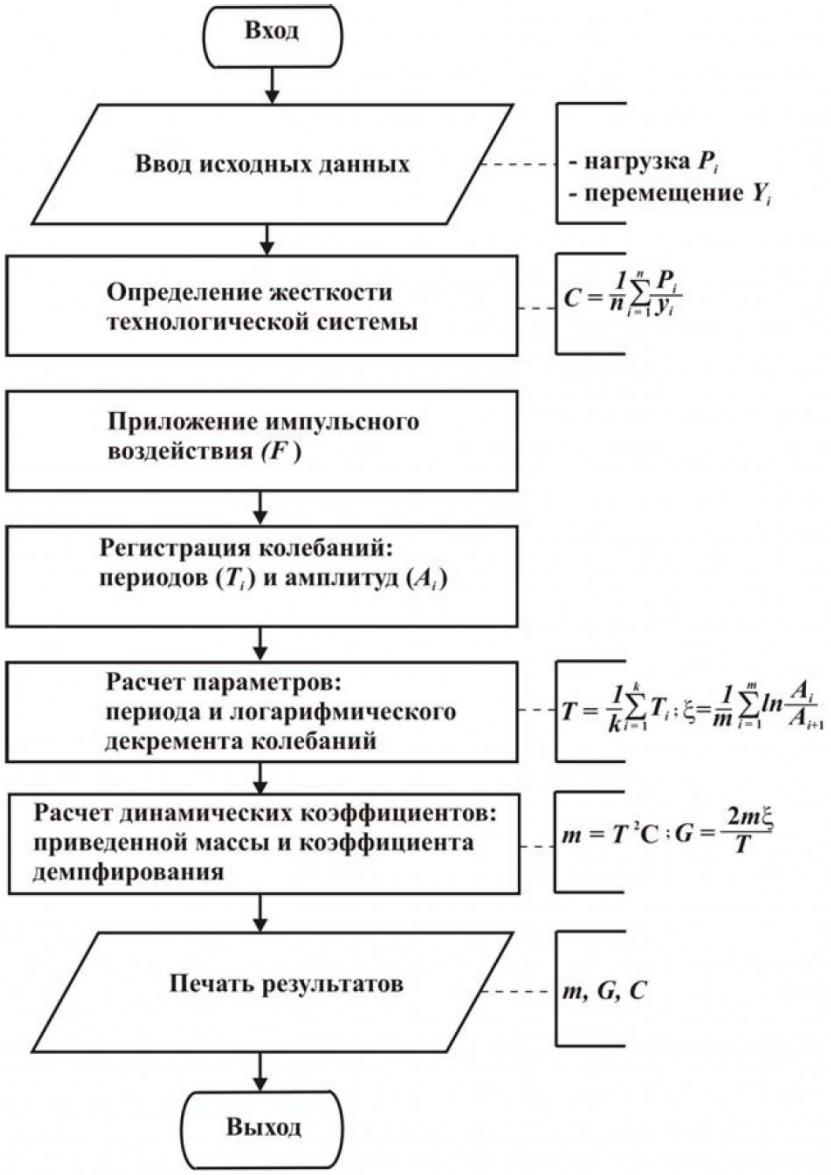

Рис. 5 Алгоритм определения динамических характеристик

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Малышкин Д.А.* Повышение производительности обработки пространственно-сложных поверхностей путем управления процессом формирования шероховатости: дис. …канд. техн. наук. - Барнаул, 2003. – 139 с.

Авторы статьи

Малышкин
Дмитрий Александрович
канд. техн. наук, доц каф. технологии машиностроения КузГТУ
e-mail: dmi y01022007@yandex.ru

Клепцов
Александр Алексеевич
канд. техн. наук, доц. зав. кафедрой технологии машиностроения КузГТУ
e-mail: kleptsoff@mail.ru