

зами из ВК8. Основные параметры режима резания и геометрии инструмента были следующие:  $D_{\text{фр}}=70$  мм,  $B=3$  мм,  $t=3$  мм;  $S_z=0,03 \div 0,12$  мм/зуб,  $V=82$  м/мин,  $\gamma=5^\circ$ ,  $\alpha=15^\circ$ ,  $\Psi=2^\circ$ ,  $\alpha_1=1^\circ$ .

Процесс пазового фрезерования отличается резкой неравномерностью работы, быстро изменяющимися усилиями резания и вибрациями. Доминирующей колебательной системой является оправка с фрезами, в связи с чем снижение интенсивности ее вибраций является главной задачей.

Одним из методов уменьшения вибраций фрезерной оправки является увеличение ее жесткости. При очень высокой жесткости оправки ( $j=3300$  кг/мм) вибрации имели характер вынужденных колебаний, амплитуда которых не превышала 10 мкм. По мере снижения жесткости оправки вибрации принимают характер автоколебаний, частота их несколько превышает собственную частоту оправки с фрезами, а амплитуда растет приблизительно пропорционально уменьшению жесткости оправки.

Измерения жесткости оправок в производственных условиях показали, что она находится в пределах  $j=1000-1500$  кг/мм. В этом случае снижение интенсивности вибраций может быть достигнуто за счет применения навесного виброгасителя ударного действия, ролик которого катится по оправке в непосредственной близости от фрез. Рассеиваемая им энергия при каждом соударении определяется по известной формуле:

$$\Delta E = \frac{Mm}{M+m} (1 - R^2) \frac{(v_1 - v_2)^2}{2}$$

Движение фрезерной оправки с виброгасителем может рассматриваться как колебания упругой системы, ударяющейся о подвижный ограничитель. Ввиду нелинейности системы, ее решение может быть получено введением граничных условий до и после удара. Анализ решения показывает, что демпфирующее действие ударного виброгасителя проявляется лишь при определенном значении энергии колебаний системы, ниже которого сохраняются незатухающие колебания. При низкой энергии колебаний ударные импульсы могут оказаться вредными для движения доминирующей системы.

Экспериментальное исследование работы виброгасителя, проведенное при различных условиях обработки, подтвердило теоретические выводы и показало, что его установка весьма целесообразна при возникновении автоколебаний, когда их амплитуда возрастает до  $30 \div 50$  мкм, а частота близка к собственной частоте оправки. Эффективность навесного виброгасителя ударного действия увеличивается с ростом интенсивности вибрации, что в сочетании с простотой изготовления и надежностью работы делает его наиболее пригодным для гашения вибраций при фрезеровании.

**И. Г. Жарков**

## ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ УПРУГОЙ СИСТЕМЫ СПИД

Экспериментальное исследование колебаний упругой системы СПИД и сил резания при фрезеровании и точении, проведенное с помощью специально разработанной аппаратуры, позволило получить одновременную запись поперечных колебаний фрезерной оправки (или детали — при точении) в двух взаимно перпендикулярных направлениях и соответствующих им составляющих силы резания в этих же направлениях.

В любом из этих направлений движение точки оси колеблющегося тела может быть описано уравнением

$$\frac{d^2y}{dt^2} + A \frac{dy}{dt} + By = \frac{1}{M} \cdot P(t), \quad (1)$$

где  $P(t)$  — сила резания в направлении  $y$ — $y$ ;  
 $M$  — приведенная масса колеблющегося тела.

Выражение  $P(t)$  представляет собой периодическую функцию с периодом, равным времени одного оборота фрезы (или детали), и аппроксимируется тригонометрическим рядом

$$P(t) = a_0 + \sum_1^n a_i \cos k\omega t + \sum_1^n b_i \cdot \sin k\omega t, \quad (2)$$

где

$$a_k = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{+\pi} P(t) \cdot \cos k\omega t \cdot dt \approx \frac{1}{\pi} \sum_1^n P(t) \cdot \cos k\omega t \cdot \Delta t$$

( $k = 0; 1; 2; 3 \dots$ )

$$b_k = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{+\pi} P(t) \cdot \sin k\omega t \cdot dt \approx \frac{1}{\pi} \sum_1^n P(t) \cdot \sin k\omega t \cdot \Delta t$$

( $k = 1; 2; 3 \dots$ )

Коэффициенты  $a_k$  и  $b_k$  находились графическим интегрированием осциллограмм сил резания, при этом период  $2\pi$  был разбит на 120 участков, то есть  $\Delta t = \frac{\pi}{60}$  а  $n = 120$ . Полученные ряды хорошо сошлись на 3—4-м членах.

Затухание колебаний было условно принято пропорциональным первой степени производной пути по времени. Коэффициент пропорциональности, как некоторая постоянная материала колеблющегося тела, был определен специальными опытами и согласован с имеющимися в литературе данными по внутреннему трению.

Общее решение уравнения (1) рассматривалось как состоящее из общего решения однородного уравнения и частного решения неоднородного уравнения. Полученное решение сопоставлялось с опытными виброграммами и показало удовлетворительную сходимость результатов.

Анализ общего решения дифференциального уравнения позволил наметить рациональные пути гашения колебаний при фрезеровании и точении жаропрочных и титановых сплавов.

А. Н. Волков, И. Г. Попов

## ЗАВИСИМОСТЬ ИНТЕНСИВНОСТИ ВИБРАЦИЙ ОТ ГЕОМЕТРИИ ИНСТРУМЕНТА И РЕЖИМОВ РЕЗАНИЯ ПРИ ФРЕЗЕРОВАНИИ ЖАРОПРОЧНЫХ И ТИТАНОВЫХ СПЛАВОВ

Исследование вибраций проводилось при обработке титанового сплава ОТ4 и жаропрочного сплава ЭП202 дисковыми пазовыми фрезами из быстрорежущей стали Р18Ф2К8М и твердосплавными фрезами из ВК8.

Было установлено, что изменение вибраций и сил резания при обработке указанных сплавов имеет различный характер. Вибрации, возникающие при обработке титанового сплава ОТ4, являются результатом автоколебаний, в то время как фрезерование сплава ЭП202 сопровождается, в основном, вынужденными колебаниями, амплитуда же