

3. Бурмистров Е.В., Воронов Е.Н., Тарасов А.В., Авдонин Г.Т. Экспериментальное исследование крутильных колебаний в зависимости от длины вылета сверла. - Межвузовский сб.: Исследование обрабатываемости жаропрочных и титановых сплавов. З. Куйбышев, КуАИ, 1976.
4. Тарасов А.В. Исследование деформаций сверл малых диаметров при статическом нагружении. - Межвузовский сб.: Исследование обрабатываемости жаропрочных и титановых сплавов. 6. Куйбышев, КуАИ, 1981.
5. Жарков И.Г., Маркушин Е.М. Теоретическое исследование вибраций при резании металлов (построение математической модели процесса) - Межвузовский сб.: Исследование обрабатываемости жаропрочных и титановых сплавов. Куйбышев, КуАИ, 1973.
6. Кудинов В.А. Динамика станков. М., Машиз, 1967.

УДК 621.91.01

В.И. Петров

ДИНАМИЧЕСКИЙ ДЕМПФЕР ДЛЯ ЗУБОРЕЗНЫХ СТАНКОВ ТИПА КУ-304

На Ленинградском заводе "Большевик" при чистовой обработке стандартными дисковыми фрезами зубьев сектора колеса с модулем 28 мм возникла необходимость повысить производительность.

Все попытки увеличить режимы резания при использовании стандартных дисковых фрез с числом зубьев $z = 12$ были безуспешны, так как при зуборезании возникали недопустимые вибрации системы "инструмент-оправка-шпиндель" и фрезерной бабки. Не дало положительного эффекта применение хорошо известного демпфера трения для гашения крутильных колебаний оправки с фрезой.

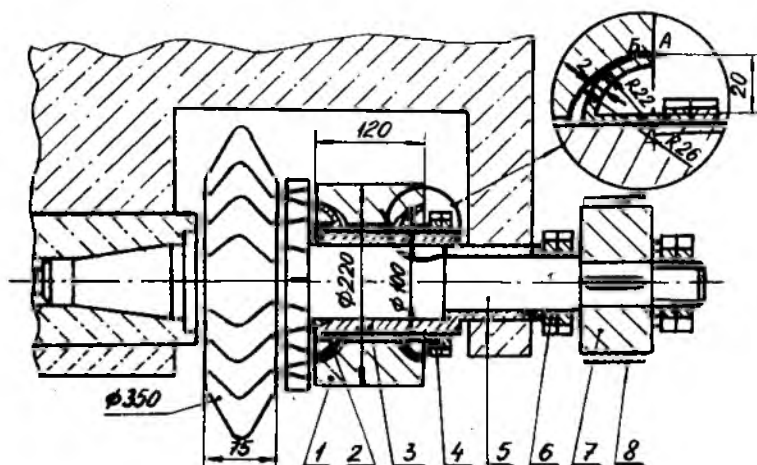
После исследования вибраций при работе стандартной дисковой фрезой была спроектирована и изготовлена многозубая ($z = 41$) дисковая фреза с остроконечными зубьями. Применение таких фрез позволило в 5...6 раз увеличить производительность обработки зубьев колеса. При дальнейшем повышении производительности обработки за счет увеличения подачи вибрации возрастали до опасных пределов и приво-

дили к ухудшению качества поверхности зубьев. Гармонический анализ колебаний фрезы с оправкой, замеренных при работе фрезой, показал, что основной рабочий диапазон частот демпфера должен быть в пределах от 40 до 120 Гц. Применить рекомендуемые в технической литературе динамические виброгасители или ударные гасители ударного действия не представлялось возможным, так как они работают в узком диапазоне частот. В связи с этим возникла необходимость в создании демпфера, который мог бы успешно гасить колебания, возникающие при зубофрезеровании.

В конструкциях демпферов и гасителей колебаний упругий элемент является наиболее важной деталью, от характеристики жесткости которой зависит диапазон рабочих частот демпфера. Поэтому была поставлена задача найти оптимальную характеристику жесткости соединения "масса демпфера-упругий элемент-оправка", обеспечивающую гашение вибраций фрезы.

Работа по созданию демпфера осуществлялась в три этапа: разработка расчетной схемы и математической модели вибраций упругой системы и составление рабочей программы расчета на ЭЦВМ; расчеты на ЭЦВМ и выбор параметров упругого элемента; конструирование демпфера, оформление рабочих чертежей и его изготовление.

Схема конструкции демпфера представлена на рис. 1. Он состоит из инерционной массы I, которая с помощью двух пружинных колец 2,



Р и с. 1. Схема конструкции динамического демпфера с нелинейными упругими элементами

образующих упругий элемент, установлена на длинной втулке 3. Регулирование предварительного натяга колец 2 выполняется гайкой 4. Втулка 3 посажена на оправку 5 и поджата гайками 6. С другой стороны втулка 3 упирается в набор двух дисковых фрез, крайняя из которых - модульная зуборезная. С правой стороны на конце оправки закреплен шкив 7, который тормозится плоским ремнем 8. Тормозной момент, создаваемый силами трения, образует дополнительную постоянную нагрузку на привод вращения фрезы, способствует выбору люфтов и увеличению крутильной жесткости.

Точный расчет колебаний системы "фреза-оправка с демпфером-шпиндель" при резании сложен и трудоемок. Поэтому расчетная схема представлена в виде двухмассовой приведенной упругой системы с возмущающим воздействием $P = P_0 \sin pt$, где P_0 - максимальная сила, зависящая от режима резания, p - частота воздействия, варьируемая в расчетах от 40 до 120 Гц.

Колебания этой системы описываются следующими уравнениями:

$$m\ddot{x} + \beta\dot{x} + \beta_1\dot{z} + cx + R(z, \delta, \dots) - R(-z, \delta, \dots) = P_0 \sin pt,$$

$$m_1\ddot{y} - \beta_1\dot{z} - R(z, \delta, \dots) + R(-z, \delta, \dots) = 0, \quad (1)$$

где m , C - приведенные масса и жесткость системы "фреза-оправка-шпиндель"; m_1 - масса демпфера; β , β_1 - коэффициенты демпфирования.

Входящая в формулу (1) функция $R = R(z, \delta, \kappa, \dots, h_i, N_i, \dots, h, N)$ определяет характеристику жесткости соединения "масса демпфера-упругий элемент-оправка". Она зависит от относительного перемещения $z = x - y$, предварительного поджатия δ и жесткости κ упругих элементов колец 2 на участке $[0,6]$, от их допустимых деформаций $h - \delta$ и усилия N , а также от координат точек (h_i, N_i) ($i = 1 \dots 10$), где $h_i \in [\delta, h]$.

Для оценки вибраций фрезы была принята целевая функция в виде

$$\Phi = \int_0^T \dot{x}^2(t) dt, \quad (2)$$

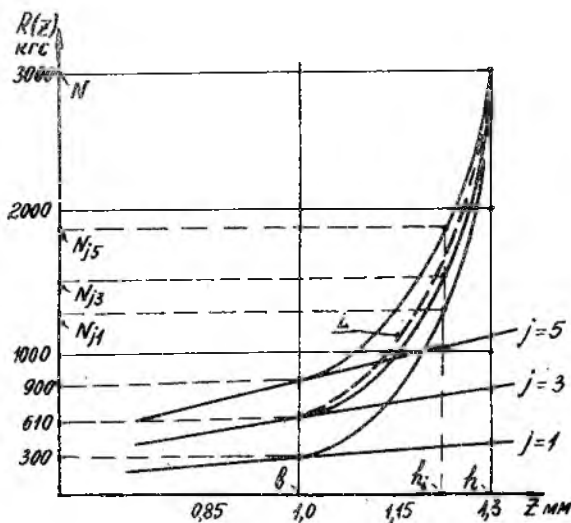
где T - продолжительность оцениваемого процесса.

Входные данные для системы (1) были следующие:

$m = 0,063265 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{мм}$; $m_1 = 0,02128 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{мм}$; $c = 18400 \text{ Н}/\text{мм}$;
 $\beta = 1,03 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{мм}$; $\beta_1 = 0,34 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{мм}$; $T = 3 \text{ с}$; $P_0 = 400 \dots 2000 \text{ Н}$;
 $\rho = 40 \dots 120 \text{ Гц}$.

Всего на ЭЦВМ было исследовано 30 вариантов искомой зависимости. Первые пять вариантов были просчитаны с линейными характеристиками $k = k_j = 3000; 5500; 6100; 6700; 9000 \text{ Н}/\text{мм}$ на всем промежутке $[0, h]$. Затем проверялись еще пять основных вариантов кривых $R = R(z, \dots)$, у которых эта линейность сохранялась только на участке $[0, \beta]$, а в промежутке $[\beta, h]$ для каждого k_j ($j = 1, \dots, 5$) она была задана точками $(\beta, \beta k_j), \dots, (h_i, N_i), \dots, (h, N)$ где $i = 1, 2, \dots, 10$.

Далее относительно каждой из пяти основных кривых в промежутке $[\beta, h]$ варьировалось еще четыре кривых $R = R(z, \dots)$. Во всех вариантах $\beta, h, N = \text{const}$. Для иллюстрации на рис. 2 представлены



Р и с.2. Графики характеристик жесткости нелинейного упругого элемента

графики трех линейных, трех нелинейных основных функций $R = R(z, \dots)$, а также кривая L , использование которой в системе (1) дало наилучшие результаты по критерию (2). Для нее $\beta = 1 \text{ мм}$, $k = 6100 \text{ Н}/\text{мм}$, $h = 1,3 \text{ мм}$, $N = 3 \cdot 10^4 \text{ Н}$, промежуточные точки (h_i, N_i) определяются по графику.

По характеристике $R = R(z, \dots)$ (кривая L) на специальной установке были выбраны размеры и формы упругих колец и торцевой выточки в массе демпфера (см. рис. 1). Длина дуги АВ опорной площадки контакта, нормальные силы зависят от относительного перемещения оправки и массы демпфера и предварительного поджатия гайками 4. Для обеспечения необходимой линейности на начальном участке $[0, \delta]$ кривой L наружный обод кольца разделен пазами шириной 2 мм и глубиной 20 мм на 30 секторов.

Экспериментальные и производственные испытания демпфера с нелинейными упругими элементами показали высокую эффективность его применения. При фрезеровании зубьев колес крупного модуля дисковыми модульными фрезами использование указанного демпфера позволяет в 1,5...2 раза увеличить подачи или повысить стойкость инструмента. Разработанная конструкция демпфера не отличается сложностью, проста в установке и настройке и может быть применена при зубонарезании и фрезеровании дисковыми фрезами на других станках. Предложенная методика расчета, реализованная в виде рабочей программы для ЭЦВМ, позволяет выбирать оптимальные параметры разрабатываемых конструкций демпферов для станков различных типов.

УДК 621:923,6

Д.В.Варнаков, Г.С.Железнов, С.А.Сингеев

ВЛИЯНИЕ БИЕНИЯ РЕЖУЩИХ КРОМОК РАЗВЕРТОК НА ТОЧНОСТЬ ОБРАБОТКИ ОТВЕРСТИЙ

При заточке режущей части разверток по задним поверхностям зубьев возникает биение режущих кромок, являющееся нередко основной причиной разбивания отверстий и появления отклонений формы.

Проведенные нами статистические исследования биения режущих кромок разверток на ряде машиностроительных заводов показали, что оно колеблется от 0,02 мм до 0,08 мм, а относительное расположение режущих кромок подчиняется закону арифметической прогрессии с общим членом

$$z_i = z_1 + \Delta(i-1), \quad \text{в котором}$$

z_i — расстояние режущей кромок от оси развертки для i — того