

УДК 62-752.34

ДИНАМИЧЕСКИЙ ВИБРОГАСИТЕЛЬ С СИСТЕМОЙ АВТОМАТИЧЕСКОЙ НАСТРОЙКИ НА ЧАСТОТУ КОЛЕБАНИЙ

А.Н. Гаврилин, П.С. Рожков, О.О. Ангаткина, Б.Б. Мойзес

Томский политехнический университет

E-mail: tom-gawral@list.ru

Показана возможность создания динамического вибрационного гасителя колебаний, предназначенного для снижения уровня вибраций технологического оборудования в частотном диапазоне 5...40 Гц. От известных устройств виброгаситель отличается простой и надежной конструкцией; малыми габаритами, которые позволяют произвести его установку практически на любом типе технологического оборудования; расширенными функциональными возможностями, обуславливающими точную настройку на требуемую частоту колебаний в автоматическом режиме.

Ключевые слова:

Технологическое оборудование, защита от вибрации, динамический вибрационный гаситель колебаний, настройка на частоту колебаний.

Key words:

Technological equipment, protection against vibration, the dynamic vibration damper, tuning on the oscillation frequency.

Процессы обработки материалов на металлообрабатывающем оборудовании неизбежно сопровождаются возникновением колебаний, которые ухудшают качество изделий, ограничивают предельные режимы резания, снижая производительность обработки, уменьшают стойкость инструмента. Поэтому задача уменьшения уровня вибрации технологической системы имеет решающее значение.

В настоящее время известны различные методы повышения виброустойчивости технологической системы «станок — приспособление — инструмент — деталь»: балансировка и уравнивание машин, изменение жесткостных и инерционных параметров, повышение демпфирующих свойств, виброизоляция, подбор оптимальных режимов резания, применение разнообразных гасителей колебаний. При этом в системе «станок — приспособление — инструмент — деталь» наиболее слабым звеном является инструмент, низкая виброустойчивость которого приводит к неполному использованию мощности оборудования при работе и перерасходу дорогостоящих инструментальных материалов на этапе проектирования.

Основные методы повышения виброустойчивости инструмента без внесения изменений в существующую конструкцию металлообрабатывающего оборудования — грамотное назначение режимов резания и применение виброгасителей.

В связи с тем, что заранее оценить уровень вибрации и, тем самым, назначить оптимальные режимы резания при проектировании технологических маршрутов обработки деталей невозможно, внедрение технологического маршрута в производство сопровождается его доработкой — корректировкой режимов резания после обработки пробной партии деталей. Это приводит к большим временным затратам как со стороны технолога, так и оператора, обслуживающего станок. Подбор режимов резания несложно осуществить при движении ин-

струмента по относительно простой траектории, где установленные режимы практически не изменяются во времени. При движении инструмента по сложной траектории режимы могут значительно меняться во времени и, настроенные на минимум вибрации, через некоторое время могут стать причиной появления значительных колебаний. Поэтому во многих случаях предпочтение отдается применению виброгасителей.

Конструкции виброгасителей разнообразны [1–4], но все они характеризуются сложной конструкцией и отсутствием системы быстрой перенастройки под изменяющийся уровень вибрации технологической системы. Последнее свойственно обработке на многокоординатных станках с числовым программным управлением.

В связи с этим актуальна разработка конструкции виброгасителя колебаний с расширенными функциональными возможностями, позволяющими производить точную настройку его параметров на требуемую частоту колебаний, относительно простого конструктивного исполнения, обуславливающего надежность устройства.

Потребность в применении подобного рода устройства возникла в промышленной компании ООО «МИОН» (г. Томск), специализирующейся на конструировании и производстве металлорежущего инструмента. Проблема заключалась в том, что при обработке на обрабатывающем центре MC-032 (Чехословакия) заготовок из быстрорежущей стали, термически обработанных до твердости 36...40 HRC, вибрации стола значительно увеличивали шероховатость обработанных поверхностей и часто приводили к поломке инструмента.

Для снижения вибраций стола обрабатываемого центра была предложена конструкция виброгасителя, рис. 1.

Виброгаситель жестко крепится на защищаемый от вибрации узел обрабатываемого центра — стол (рис. 2), образуя единую вибрационную систе-

му, основными параметрами которой являются: m_c , m_r , c_c , c_r , α_c , α_r – массы, жесткости, коэффициенты вязкого сопротивления, соответственно, стола и виброгасителя, l_x , l_k – настраиваемая и конечная координата перемещения подвижной массы.

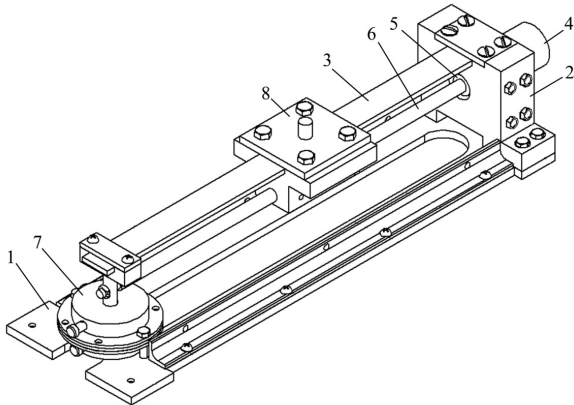


Рис. 1. Динамический виброгаситель колебаний: 1) основание; 2) корпус; 3) упругий элемент; 4) шаговый двигатель; 5) шаровая опора; 6) ходовой винт; 7) пневматический демпфер; 8) подвижная масса со встроенной гайкой качения

Виброгаситель работает следующим образом. Для гашения вибраций стола виброгаситель настраивают таким образом, чтобы его собственная частота Ω_r соответствовала частоте вынужденных колебаний защищаемого объекта Ω_c . Для контроля уровня вибрации стола и подвижного груза – 8 на подвижной массе груза виброгасителя и столе установлены датчики – 10 и 11 (рис. 2). При возникновении вибраций на обрабатывающем центре подвижная масса – 8, закрепленная на упругом элементе 3, начинает совершать колебания, которые измеряются датчиками – 10 и 11 и поступают по информационным каналам – 12 в систему управления – 13 для анализа и выработки управляющего воздействия. При этом на шаговый привод подается управляющий сигнал, и груз – 8 перемещается в положение, при котором собственная частота виброгасителя равна или приближена по значению частоте колебаний технологического оборудования, в результате появляется эффект виброгашения [2, 3].

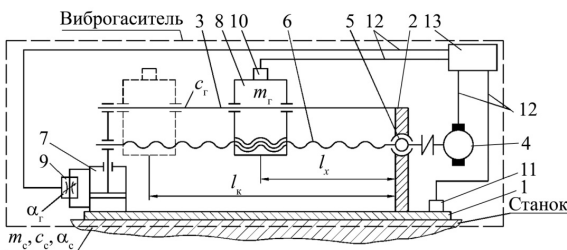


Рис. 2. Кинематическая схема динамического виброгасителя: 1) основание; 2) корпус; 3) упругий элемент; 4) шаговый двигатель; 5) шаровая опора; 6) ходовой винт; 7) пневматический демпфер; 8) подвижная масса; 9) регулируемый дроссель; 10) датчик; 11) датчик; 12) информационные каналы; 13) система управления

Следует отметить, что рабочий частотный диапазон гасителя можно регулировать как за счет изменения расстояния l_x (рис. 2), так и изменением подвижной массы – 8 добавлением дополнительных грузов. Кроме этого путем изменения коэффициента демпфирования демпфера – 7 можно также производить настройку динамического виброгасителя на режим, при котором амплитуда вибрации защищаемого объекта минимальна.

Изменение расстояния l_x на необходимую величину формируется устройством числового программного управления, алгоритм которого разработан на основе математической модели виброгасителя, для чего были разработаны расчетная (рис. 3) и структурная (рис. 4) схемы динамического виброгасителя.

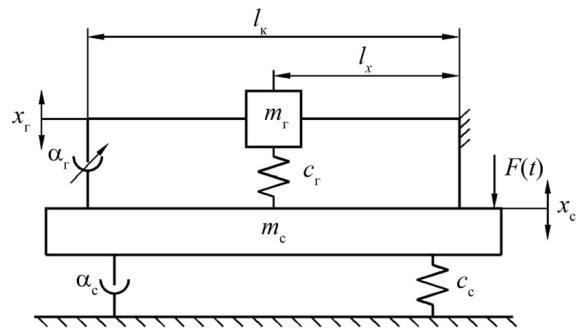


Рис. 3. Принципиальная расчетная схема виброгасителя: x_c и x_r – текущие координаты стола и гасителя

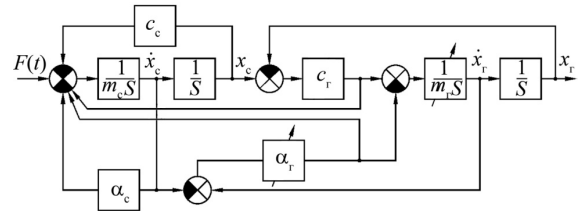


Рис. 4. Структурная блок-схема динамического виброгасителя, где $S = 1/(i\omega)$ – оператор Лапласа; $F(t)$ – внешнее воздействие

Математическая модель динамического виброгасителя, необходимая для описания законов поведения системы, разработки алгоритма управления и определения критериев наилучших способов управления, имеет следующий вид:

$$\ddot{x}_c = \frac{F(t) - c_c \dot{x}_c - \alpha_c \ddot{x}_c - c_r (x_c - x_r) - \alpha_r (\dot{x}_c - \dot{x}_r)}{m_c},$$

$$\ddot{x}_r = \frac{-c_r (x_r - x_c) - \alpha_r (\dot{x}_r - \dot{x}_c)}{m_r},$$

где $c_r = \frac{kEJ}{l_x^2}$; k – коэффициент, зависящий от формы поперечного сечения упругого элемента (при прямоугольном поперечном сечении $k \approx \frac{3,51}{l_x}$ [5]); E и J – модуль упругости и осевой момент сопротивления упругого элемента.

При составлении математической модели принято допущение, что $m_r = \frac{J_n}{l_x^2}$, где $J_n = \left(\sum_{i=1}^n m_i \right) l_x^2$ –

момент инерции подвижных элементов виброгасителя (подвижной массы, датчика, упругого элемента, ходового винта).

Предварительные эксперименты показали, что при фрезеровании концевой фрезой частоты колебания стола обрабатываемого центра модели МС-032 ($m_c=100$ кг) при частотах вращения шпинделя 800...2000 об/мин лежат в диапазоне 6...26 Гц, а внешнее силовое воздействие $F(t)$, возбуждающее колебания равно 50...500 Н.

При математическом моделировании внешнее воздействие на стол заменено полигармоническим воздействием с переменной частотой в диапазоне 5,5...28 Гц, максимальной амплитудой колебания 50 Н, условно принятой за единицу (рис. 5) и действующей в течение 26 с.

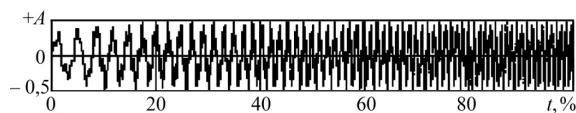


Рис. 5. Полигармоническое воздействие с переменной частотой

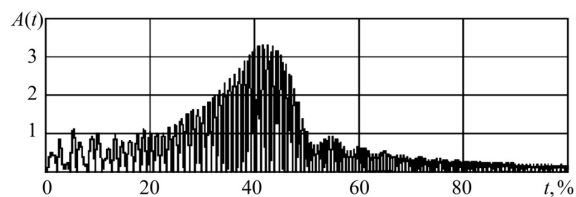


Рис. 6. АЧХ стола без применения динамического виброгасителя

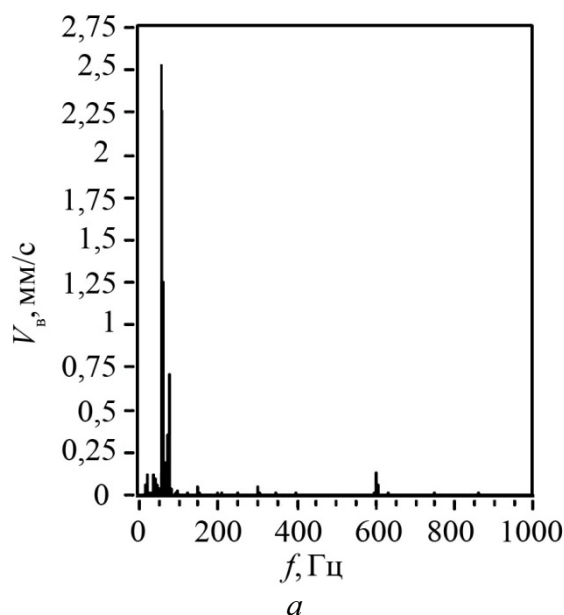


Рис. 8. Спектр сигнала виброскорости стола при фрезеровании: а) без динамического виброгасителя; б) при использовании виброгасителя

На рис. 6 приведена амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) стола обрабатываемого центра при воздействии на него указанной нагрузки.

Из приведенной АЧХ видно, что резонансная частота, при которой имеет место значительный рост амплитуды колебаний стола, лежит в области 42...45 Гц, что приводит к ранее отмеченным негативным последствиям.

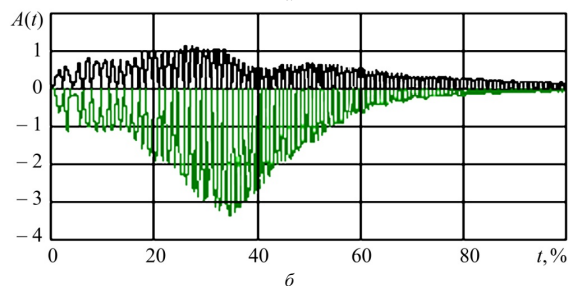
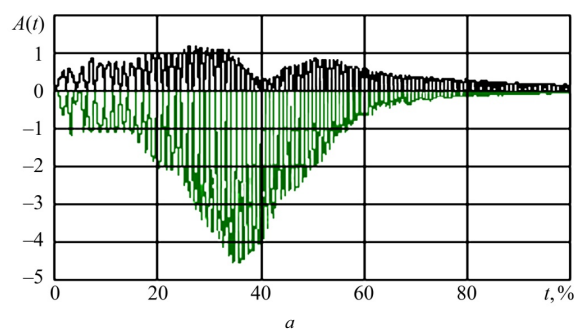
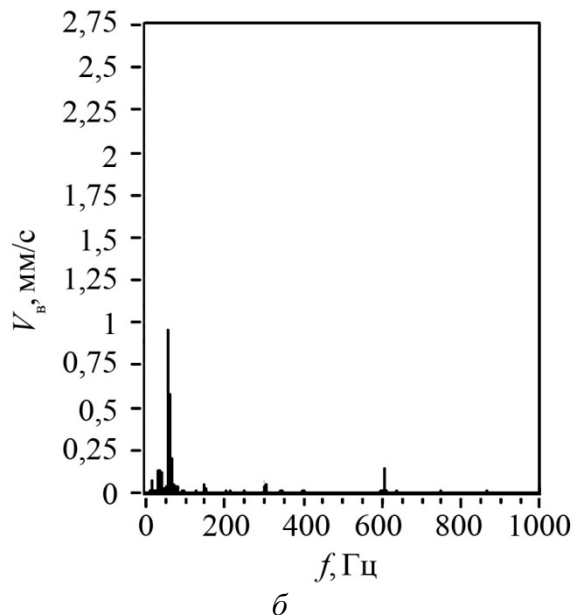


Рис. 7. АЧХ стола и динамического виброгасителя ($m_c/m_r=21$) при настройке: а) частоты колебаний гасителя на резонансную частоту стола $\Omega_r=\Omega_c$; б) коэффициента вязкого трения α_r



На рис. 7 приведены результаты моделирования работы динамического виброгасителя согласно приведенной системе дифференциальных уравнений при воздействии на объект возбуждающей силы и применении виброгасителя.

На диаграммах в положительной зоне отображены АЧХ стола, в отрицательной – динамического виброгасителя.

Для выбора оптимальных параметров настройки виброгасителя использовались основные соотношения параметров стола станка и виброгасителя [2]:

$$\begin{cases} \sqrt{\frac{c_r}{m_r}} = \frac{\sqrt{\frac{c_c}{m_c}}}{m_c + m_r} \\ \alpha_r = \sqrt{\frac{3c_r m_r^2}{2(m_c + m_r)}} \end{cases} \quad (1)$$

Из зависимостей (1) видно, что применение рассмотренного устройства снижает амплитуду вибрации стола примерно в 3 раза, при этом эффективность гашения колебаний защищаемого объекта при настройке виброгасителя на резонансную частоту выше, нежели при использовании демпфера. Выявленная закономерность хорошо согласуется с данными [2]. При применении виброгасителя для конкретных условий можно использовать оба

способа настройки на требуемую частоту – посредством перемещения подвижной массы и путем регулирования вязкого сопротивления пневматического демпфера.

Проведенные эксперименты не только подтверждают адекватность модели и работоспособность конструкции рассмотренного виброгасителя (рис. 8), но и демонстрируют повышение стойкости инструмента в 1,2...1,5 раза.

Система быстрой переналадки позволяет встраивать динамический виброгаситель под изменяющийся уровень вибрации в диапазоне частот от 5 до 40 Гц.

Выводы

Предложена конструкция виброгасителя динамического типа, отличающаяся от существующих простой и надежной конструкцией, малыми габаритами, системой автоматической настройки на требуемую частоту. Малые габариты обуславливают легкость встраивания виброгасителя в технологическую систему, а система автоматической настройки – быструю и точную настройку на необходимую частоту колебаний. Данный виброгаситель может применяться для снижения уровня вибрации любого технологического оборудования в частотном диапазоне 5...40 Гц, что приводит к повышению стойкости инструмента и улучшению качества получаемой поверхности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ивович В.А., Онищенко В.Я. Защита от вибраций в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1990. – 272 с.
2. Козочкин М.П., Сабиров Ф.С. Роль виброакустической диагностики в исследовании и отладке шпиндельных узлов // Комплект: ИТО. – 2009. – № 1. – С. 21–23.
3. Завгородский В.И., Маслов А.Р. Управление виброустойчивостью технологической системы // Комплект: ИТО. – 2009. – № 10. – С. 22–25.
4. Вибрация в технике: справочник в 6 т. / под ред. В.Н. Челомея. – М.: Машиностроение, 1978. – Т. 6. – 456 с.
5. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. – М.: Наука, 1991. – 255 с.

Поступила 13.10.2010 г.