

УДК 62-752.6

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВИБРОГАСИТЕЛЯ ВЯЗКОГО ТРЕНИЯ ДЛЯ ОБРАБОТКИ ДЕТАЛЕЙ ТИПА ТЕЛ ВРАЩЕНИЯ

А.Н. Гаврилин, Е.А. Сикора, О.О. Ангаткина, П.С. Рожков

Томский политехнический университет

E-mail: tom-gawral@list.ru

Составлена и изучена динамическая модель виброгасителя вязкого трения, позволяющая выбрать оптимальные инерционно-диссипативные упругие параметры виброгасителя, оптимально снижающие уровень вибрации защищаемого объекта.

Ключевые слова:

Технологическое оборудование, защита от вибрации, виброгаситель вязкого трения, настройка на частоту колебаний.

Key words:

Technological equipment, protection against vibration, the vibration friction-type damper, tuning on the oscillation frequency.

Важнейшими условиями технического прогресса в машиностроении являются рост производительности и точности механической обработки деталей, улучшение качества обрабатываемых поверхностей, которые неразрывно связаны с повышением вибрационной устойчивости технологического оборудования.

Вибрации ограничивают допустимые режимы резания при обработке, приводят к получению шероховатости поверхности, повышенному наклепу поверхностных слоев, снижению точности обработки и стойкости режущего инструмента. Появление колебаний обусловлено технологическими режимами резания, внешними возмущающими силами и характеристиками упругой системы станок-приспособление-инструмент-деталь (СПИД).

Среди всего разнообразия технологического оборудования основное место занимают станки для обработки деталей типа тел вращения, токарной и кругло-шлифовальной группы (более 40 %). Поэтому повышение точности и производительности токарной обработки в связи с увеличивающимся количеством использования в промышленности нежестких деталей типа тел вращения является актуальной задачей для машиностроения, и разработка средств и способов защиты от вибраций относится к числу важнейших научно-технических проблем.

В настоящее время известны различные методы и способы снижения вибраций: балансировка и уравнивание машин, изменение жесткостных, демпфирующих и инерционных свойств конструкций. Каждый из способов имеет свою рациональную область применения. Виброгасители при этом занимают особое место, поскольку они могут быть предусмотрены не только на стадии проектирования и создания конструкций, но и в случае, когда неудовлетворительные динамические качества конструкции выявлены уже в ходе эксплуатации. Достоинством виброгасителей является также то, что при сравнительно малых затратах они позволяют относительно просто получить желаемый эффект снижения уровня вибраций.

Работа виброгасителей основана на формировании силовых воздействий, передаваемых на объект [1, 2]. Изменение вибрационного состояния объекта при присоединении динамического гасителя может осуществляться как путем перераспределения колебательной энергии от гасителя к объекту, так и при помощи рассеяния энергии колебаний. Первое реализуется настройкой упруго-инерционных свойств системы объект-гаситель на резонансную частоту. При действии вибрационных нагрузок более широкого частотного диапазона предпочтительней оказывается второй способ, основанный на повышении диссипативных параметров системы путем присоединения к объекту дополнительных специально демпфирующих элементов. В этом случае говорят о динамических гасителях с трением [3–5].

Динамические гасители могут быть конструктивно реализованы на основе пассивных элементов (масс, пружин, демпферов) и активных, имеющих собственные источники энергии. В последнем случае речь идет о применении систем автоматического регулирования, использующих электрические, гидравлические и пневматические управляемые элементы. Использование активных элементов расширяет возможности динамического вибрационного гашения, поскольку позволяет проводить непрерывную подстройку параметров динамического гасителя в функции действующих возмущений и, следовательно, осуществлять гашение в условиях меняющихся вибрационных нагрузок. Аналогичный результат может быть достигнут и с помощью пассивных устройств, имеющих нелинейные характеристики.

Для снижения вибраций, возникающих при обработке деталей типа тел вращения, были спроектированы варианты виброгасителя вязкого трения с двумя (рис. 1) или тремя рабочими цилиндрами, прототипом которого является люнет-виброгаситель В.Г. Подпоркина [4].

Виброгаситель вязкого трения (рис. 1, 2) содержит расположенные в стойке — 1 гидроцилиндры — 2, находящиеся в стаканах — 3 с крышками —

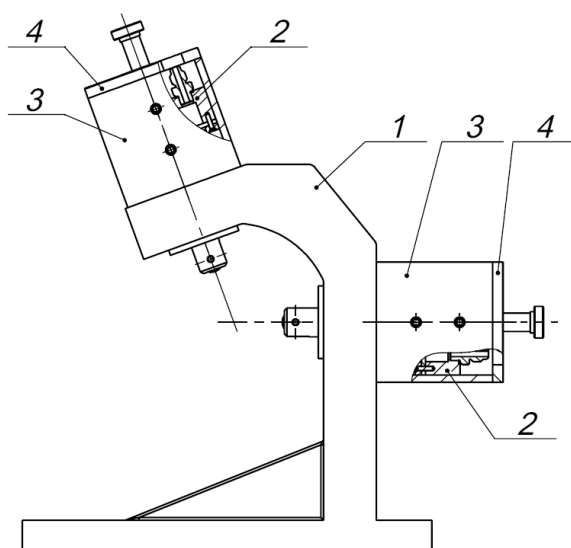


Рис. 1. Виброгаситель вязкого трения: 1) стойка; 2) гидроцилиндр; 3) стакан; 4) крышка

4 и ориентированные определенным образом для гашения разнонаправленных вибраций, перпендикулярных оси детали. Гидроцилиндр – 2 содержит полый плунжер – 5 с роликом – 6, соединенные с гибкой диафрагмой – 7 при помощи гайки – 8 и сферических шайб – 9 (рис. 2). Диафрагма – 7 закреплена на корпусе гидроцилиндра – 2 кольцом – 10 и винтами – 11. Полый плунжер – 5 имеет возможность поступательно двигаться вдоль направляющей втулки – 12, которая установлена в стойке – 1 и оснащена штифтом – 13, предотвращающим вращение плунжера – 5 относительно своей оси. Для настройки виброгасителя на заданный диаметр обрабатываемой заготовки использует регулировочный винт – 14, вворачиваемый

в крышку – 4 и шарнирно соединенные с корпусами гидроцилиндра – 2 и фиксируемый контргайкой – 15. Рабочая жидкость под давлением, регулируемой гидравлической системой, поступает в гидроцилиндры – 2 через штуцер – 19.

Гидравлическая система (рис. 2) виброгасителя вязкого трения содержит источник давления – 16, отсекаемый вентилем – 17, и пневмогидроаккумулятор – 18, соединенный через штуцер – 19 с внутренней полостью гидроцилиндра – 2. Рабочее течение жидкости между гидроцилиндром – 2 и пневмогидроаккумулятором – 18 регулируется обратным клапаном – 20 и дросселем – 21. Изменение площади проходного сечения дросселя – 21 осуществляет система управления – 25. Для слива жидкости из системы предусмотрен вентиль – 22, соединенный с гидравлическим баком – 23. Для контроля давления в гидравлической системе предусмотрен манометр – 24.

Виброгаситель для гашения колебаний при токарной или круглошлифовальной операциях используется следующим образом. После установки обрабатываемой детали подводят гидроцилиндры – 2 при помощи регулировочных винтов – 14 и фиксируют контргайками – 15. В гидравлической системе виброгасителя источником – 16 создается определенное давление, контролируемое манометром – 24, после чего закрывается вентиль – 17. Во время обработки детали возникают колебания, которые передаются через ролики – 6 на плунжера – 5. Плунжер – 5 поступательно перемещается вдоль направляющих втулок – 12 вместе с диафрагмой – 7, которые вытесняют жидкость из полости гидроцилиндра – 2 и штуцер – 19 в гидравлическую систему. Пульсирующий расход жидкости поступает на дроссель – 21, который поглощает энергию колебаний за счет вязкого тре-

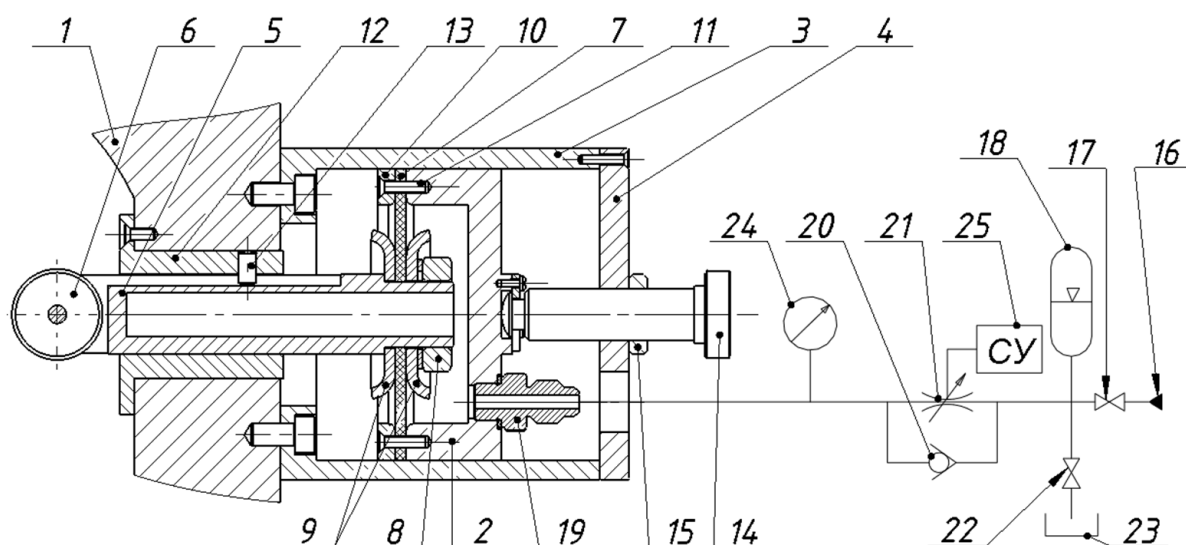


Рис. 2. Рабочий узел виброгасителя вязкого трения: 1) стойка; 2) гидроцилиндр; 3) стакан; 4) крышка; 5) плунжер; 6) ролик; 7) диафрагма; 8) гайка; 9) сферическая шайба; 10) кольцо; 11) винт; 12) втулка направляющая; 13) штифт; 14) винт регулировочный; 15) контргайка; 16) источник давления; 17) вентиль; 18) пневмогидроаккумулятор; 19) штуцер; 20) обратный клапан; 21) дроссель; 22) вентиль; 23) гидравлический бак; 24) манометр; 25) система управления

ния α_{12} . Давление в гидроцилиндре – 2 снижается, поэтому для возвращения плунжера – 5 в исходное положение используется энергия жидкости пневмогидроаккумулятора – 18, которая подается через обратный клапан – 20 в полость гидроцилиндра – 2. В дальнейшем работа происходит по описанному выше циклу. При изменении уровня вибраций (амплитуды и частоты) обрабатываемой детали, сигнал, измеренный датчиком вибрации (на схеме не показан), подается на систему управления – 25, которая соответствующим образом производит изменение проходного сечения дросселя – 21. Слив рабочей жидкости или снижение среднего давления в гидравлической системе при необходимости осуществляют при открытом вентиле – 22 в гидравлический бак – 23, при этом вентиль – 17 перекрывает.

На расчетной схеме виброгасителя вязкого трения (рис. 3) демпфируемый объект – 1, под которым принимается обрабатываемая деталь, представлен сосредоточенной массой m_1 . Масса объекта m_1 представляет собой суммарную массу детали и плунжера виброгасителя, поскольку масса плунжера существенно меньше массы детали и ее относительная инерционная составляющая очень мала. В массу плунжера учтены массы всех подвижных элементов гасителя: плунжера, диафрагмы, ролика и вязкой жидкости, находящейся под давлением [5]. Демпфируемый объект – 1 закреплен в передней и задней бабках, имеющих жесткости $c_{n.б.}$ и $c_{з.б.}$ и коэффициенты вязкого трения $\alpha_{n.б.}$ и $\alpha_{з.б.}$. При обработке на деталь действует возмущающая сила резания $F(t)$, которая передается на суппорт, имеющий жесткость c_s и коэффициент вязкого трения α_s . Для гашения колебаний к обрабатываемой детали крепится виброгаситель, моделируемый массой корпуса виброгасителя m_2 и массой плунжера, взаимодействующей с поверхностью детали и имеющей демпфер вязкого трения с жесткостью c_{12} и коэффициентом вязкого трения α_{12} . Виброгаситель имеет собственную жесткость конструкции c_2 и коэффициент вязкого трения материала конструкции α_2 . Эффективность работы виброгасителя вязкого трения оценивалась по амплитуде колебаний объекта x_1 и корпуса виброгасителя x_2 .

В данной модели (рис. 3) под характеристиками объекта, а именно, жесткостью c_1 и коэффициентом вязкого трения α_1 , принимаются приведенные жесткости и коэффициенты вязкого трения системы СПИД [6]:

$$c_1 = \frac{(c_{n.б.} + c_{з.б.})c_s}{c_{n.б.} + c_{з.б.} + c_s}, \quad \alpha_1 = \frac{(\alpha_{n.б.} + \alpha_{з.б.})\alpha_s}{\alpha_{n.б.} + \alpha_{з.б.} + \alpha_s},$$

где c_1 , c_s , $c_{n.б.}$, $c_{з.б.}$ – жесткости демпфируемого объекта, обрабатываемой детали, суппорта, передней и задней бабок, Н/м; α_1 , α_s , $\alpha_{n.б.}$, $\alpha_{з.б.}$ – коэффициенты вязкого трения демпфируемого объекта, суппорта, передней и задней бабок, Н·с/м.

Математическая модель виброгасителя, описывающая поведения системы и представленная системой уравнений и структурной блок-схемой

(рис. 4), применена для разработки алгоритма управления и определения наилучших способов управления:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_1 &= \frac{1}{m_1} \left(F(t) - \alpha_1 \dot{x}_1 - c_1 x_1 - \right. \\ &\quad \left. - \delta \alpha_{12} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - c_{12} (x_1 - x_2) \right), \\ \ddot{x}_2 &= \frac{1}{m_2} (-\alpha_2 \dot{x}_2 - c_2 x_2 - \delta \alpha_{12} (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - c_{12} (x_2 - x_1)), \\ \delta &= \begin{cases} 1, & \text{при } x_1 > 0 \\ 0, & \text{при } x_1 < 0 \end{cases} \end{aligned}$$

где x_1 , x_2 – амплитуды колебаний демпфируемого объекта, корпуса гасителя, м; c_1 , c_2 , c_{12} – жесткости демпфируемого объекта, корпуса гасителя, плунжера, Н/м; α_1 , α_2 , α_{12} – коэффициенты вязкого трения демпфируемого объекта, корпуса гасителя, плунжера, Н·с/м.

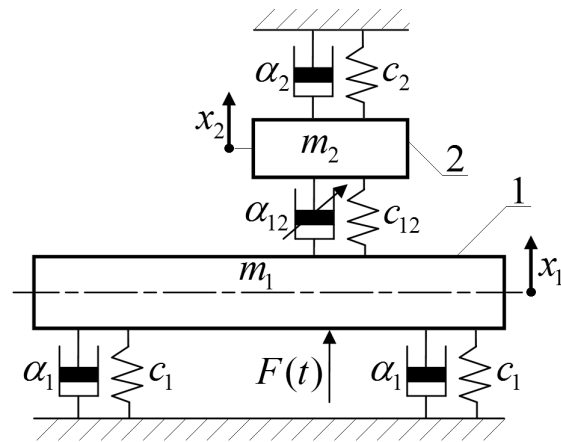


Рис. 3. Расчетная схема гашения колебаний вязким трением: 1) демпфируемый объект; 2) корпус виброгасителя вязкого трения

Полученная в соответствии со структурной схемой (рис. 4) передаточная функция системы с виброгасителем и ее характеристическое уравнение имеют четвертую степень порядка:

$$W(s) = \frac{k_1 + T_1 s}{T_2 s^4 + T_3 s^3 + T_4 s^2 + T_5 s + k_2},$$

$$k_1 = c_1,$$

$$k_2 = c_1 c_2,$$

$$T_1 = \alpha_{12},$$

$$T_2 = m_1 m_2,$$

$$T_3 = \alpha_1 m_2 + \alpha_2 m_1 + (m_1^2 + m_2^2) \alpha_{12},$$

$$T_4 = c_1 m_2 + c_2 m_1 + (m_1^2 + m_2^2) c_{12} + \alpha_1 \alpha_2 + (\alpha_1 + \alpha_2) \alpha_{12},$$

$$T_5 = \alpha_1 c_2 + \alpha_2 c_1 + (c_1 + c_2) \alpha_{12} + (\alpha_1 + \alpha_2) c_{12}.$$

где m_1 , m_2 – массы демпфируемого объекта, корпуса гасителя, г; c_1 , c_2 , c_{12} – жесткости демпфируемого объекта, корпуса гасителя, плунжера, Н/м; α_1 , α_2 , α_{12} – коэффициенты вязкого трения демпфируемого объекта, корпуса гасителя, плунжера, Н·с/м.

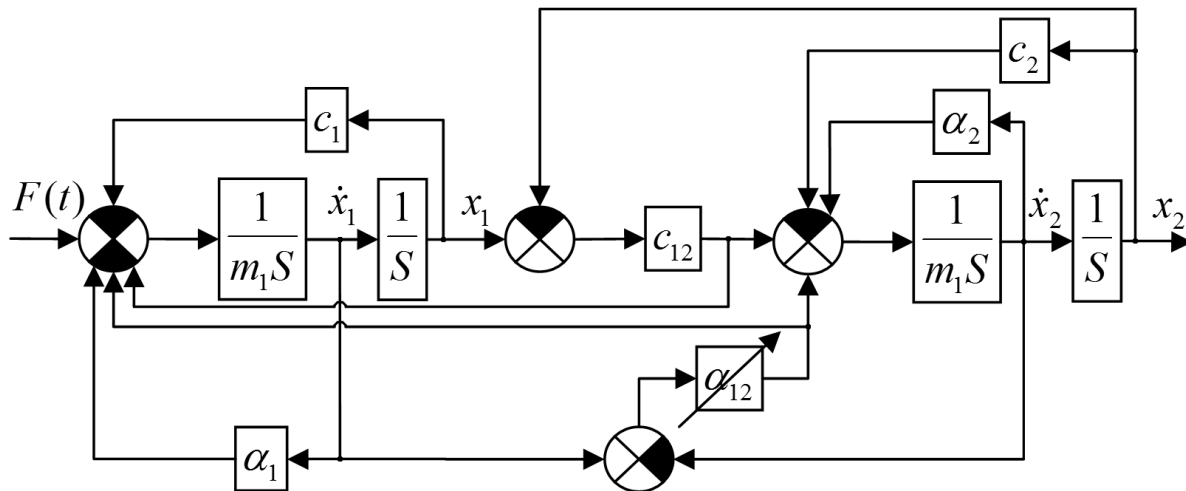


Рис. 4. Структурная блок-схема виброгасителя вязкого трения

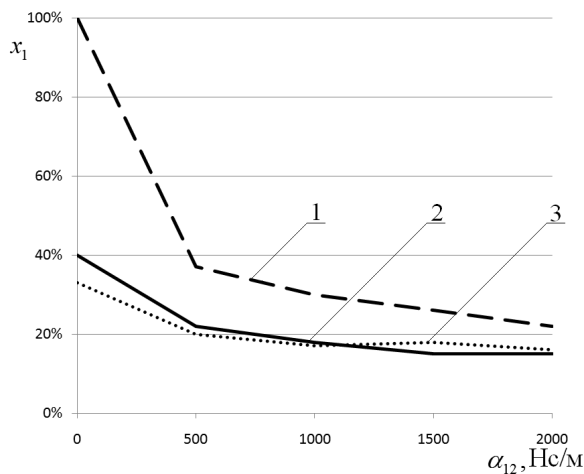


Рис. 5. Зависимость амплитуды колебаний демпфируемого объекта x_1 от коэффициента вязкого трения α_{12} и отношения жесткостей c_2/c_1 : 1) 0,005; 2) 0,01; 3) 0,1

Исследование передаточной функции $W(S)$ по критериям Михайлова и Найквиста подтвердило устойчивость системы при реальных параметрах виброгасителя и объекта.

Эффективность виброгасителя оценена при различных соотношениях коэффициентов жесткости системы СПИД c_1 и виброгасителя c_2 (рис. 5).

Исследование модели виброгасителя вязкого трения для одного гидроцилиндра показывает, что его применение снижает амплитуду колебаний в 2...3 раза (рис. 5). Полученный результат легко развить для устройств, в которых предполагается совместная работа двух или трех рабочих цилиндров в единой замкнутой системе.

Выводы

Предложена модель виброгасителя, поглощающего энергию колебаний за счет вязкого трения в автоматически настраиваемом дросселе. Анализ модели показал эффективность гашения колебаний при обработке деталей типа тел вращения. Использование виброгасителя с автоматическим регулированием его инерционно-диссипативных свойств снижает амплитуду колебаний объекта в 2...3 раза, расширяет рабочую частотную область и повышает производительность обработки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Васин Н.М. Прогнозирование виброустойчивости инструмента при точении и фрезеровании. – М.: Машиностроение, 2006. – 383 с.
- Бармин Б.П. Вибрации и режимы резания. – М.: Машиностроение, 1972. – 72 с.
- Ивович В.А., Онищенко В.Я. Защита от вибраций в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1990. – 272 с.
- Болдин Л.А. Металлорежущие станки. – М.: Машгиз, 1957. – 260 с.
- Динамический самонастраивающийся гаситель колебаний: пат. на ПМ 98792 Рос. Федерация. № 2010127063/11; заявл. 01.07.10; опубл. 27.10.10, Бюл. № 30. – 2 с.
- Вибрация в технике / под ред. В.Н. Челомея. – М.: Машиностроение, 1978. – Т. 6. – 456 с.

Поступила 20.09.2011 г.