

ИССЛЕДОВАНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ЭЛЕКТРОПНЕВМАТИЧЕСКОГО ВИБРОЗАЩИТНОГО УСТРОЙСТВА СОЛЕНОИДНОГО ТИПА

Демин А.В., Хамитов Р.Н.

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Омский государственный технический университет», Омск, Россия (644050, Российская Федерация, г. Омск, проспект Мира, 11), e-mail: deminksander@gmail.com

Настоящая статья посвящена исследованию влияния различных конструкций устройства гашения колебаний на итоговое усилие, а именно влияния разделения электромагнитных катушек и добавление участков магнитопровода на усилие, развиваемое на различных ходах сердечника соленоида. Разработана математическая модель устройства и проведено моделирование в режиме свободных колебаний в программном комплексе Matlab Simulink. Расчет усилий, развиваемых соленоидом в зависимости от конструкции, осуществлялся при помощи программного пакета «ELCUT Профессиональный». В статье приведена модель компенсатора в виде соленоида и оценивается усилие, развиваемое соленоидом при разных типах его конструкций. Выявлено, что при добавлении в конструкцию соленоида внешнего магнитопровода усилие, развиваемое соленоидом, увеличивается на порядок; при расщеплении катушки максимальное усилие снижается, однако увеличивается усилие, развиваемое соленоидом при больших ходах. Сделан вывод о том, что целесообразно одновременное применение двух различных конструкций компенсаторов жесткости для улучшения характеристики гашения колебаний.

Ключевые слова: электромагнитный компенсатор жесткости, Simulink, ELCUT, имитационная модель, математическая модель.

RESEARCHING OF CONSTRUCTIONS OF ELECTRO-PNEUMATIC VIBRATION PROTECTION DEVICES BASED ON SOLENOID

Demin A.V., Khamitov R.N.

Federal State Educational Institution of Higher Professional Education Omsk state technical university, Omsk, Russian Federation (644050 Russia, Omsk, street Prospect Mira, 11), e-mail: deminksander@gmail.com

This article associated with researching the influence of various designs damping devices on the resulting force, namely the effect of the separation of the electromagnetic coils and the addition of sections on the magnetic force exerted on the various passages of the solenoid's core. A mathematical model was developed and a simulation of device in the free vibration mode was produced in the software package Matlab Simulink. Calculation of force developed by the solenoid depending on the design, carried out with the help of a software package Quickfield Professional. The article describes a model of the compensator in the form of a solenoid and estimated the force exerted by the solenoid for different types of his designs. It was revealed that, when added an external magnetic circuit, the force exerted by the solenoid increases to the order. In the splitting of coil the maximum force of the coil decreases, but increases the force exerted by the solenoid at large moves. It is concluded that it is appropriate simultaneous application of two different designs of compensation coils of stiffness for improved damping characteristics.

Keywords: electromagnetic stiffness compensator, Simulink, QuickField, a simulation model, mathematical mode .

Пассивные системы виброзащиты (поддрессоривания) с постоянными характеристиками транспортных средств являются наиболее распространенными в настоящее время. Потенциальные возможности подобных систем виброзащиты в удовлетворении требований к плавности хода транспортных средств ограничены. В связи с этим пассивные системы сдерживают повышение виброзащиты водителя, комфортности пассажиров, сохранности перевозимых грузов, виброзащиты собственных агрегатов и узлов транспортного средства и

препятствуют росту эксплуатационных скоростей его движения. В связи с этим создание управляемых систем виброзащиты с целью повышения плавности хода транспортных средств является актуальной проблемой; одним из путей ее решения является построение электромеханических виброзащитных систем [1; 4].

Цель исследования

Целью данных исследований является рассмотрение возможностей повышения демпфирующих свойств системы пассивной виброзащиты за счет дополнения ее управляемым электромагнитным элементом (группой управляемых электромагнитных элементов различной конструкции).

Материалы и методы исследования

В качестве амортизирующих конструкций в системах амортизации объектов могут быть использованы: пружинные, гидравлические, пневмогидравлические, пневматические, инерционные, резиновые, пластические амортизаторы. Опыт эксплуатации систем амортизации крупногабаритных объектов показал, что весьма перспективными являются пневматические упругие элементы на основе резинокордной оболочки. В таких опорах отсутствует металлический контакт между подрессоренными и неподрессоренными частями амортизируемого объекта и передача вибрационных нагрузок осуществляется через резинокордную стенку и сжатый рабочий газ [1; 2].

Такой амортизирующий элемент имеет множество достоинств, таких как высокая грузоподъемность, низкая цена, плавность хода автотранспортных систем на основе этого элемента.

Для исследования виброзащитной системы рассмотрены свободные колебания в одностепенной системе. Свободные колебания АО и давление рабочего газа пневмоамортизатора (ПА) с электромагнитным компенсатором описываются следующей математической моделью [3]:

$$\begin{cases} \frac{dP}{dt} = -\frac{k \cdot P \cdot S_0 \cdot \dot{z}}{V_0 + S_0 \cdot z}; \\ M \cdot \ddot{z} + (P - P_0) \cdot S_0 + R_{\Sigma} \cdot \text{sign } \dot{z} + F_{\Sigma M} = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где P – текущее давление рабочего газа (воздуха) в резинокордной оболочке,

P_0 - давление в резинокордной оболочке ПА при статическом положении;

z_0 - высота подъема АО;

V_0 - рабочий объем ПА при статическом положении АО;

M, g - масса амортизированного объекта и ускорение силы тяжести;

k - показатель адиабаты;

S_s - эффективная площадь ПА;

z, \dot{z}, \ddot{z} - относительные перемещения, скорость и ускорение АО;

R_Σ - сила трения в РКО,

$F_{ЭМ}$ - электромагнитная сила, развиваемая компенсатором.

В случае пассивной виброзащитной системы $F_{ЭМ} = 0$ Н.

$$\text{sign } \dot{z} = \begin{cases} 1 & \text{при } \dot{z} < 0, \\ -1 & \text{при } \dot{z} > 0. \end{cases} \quad (2)$$

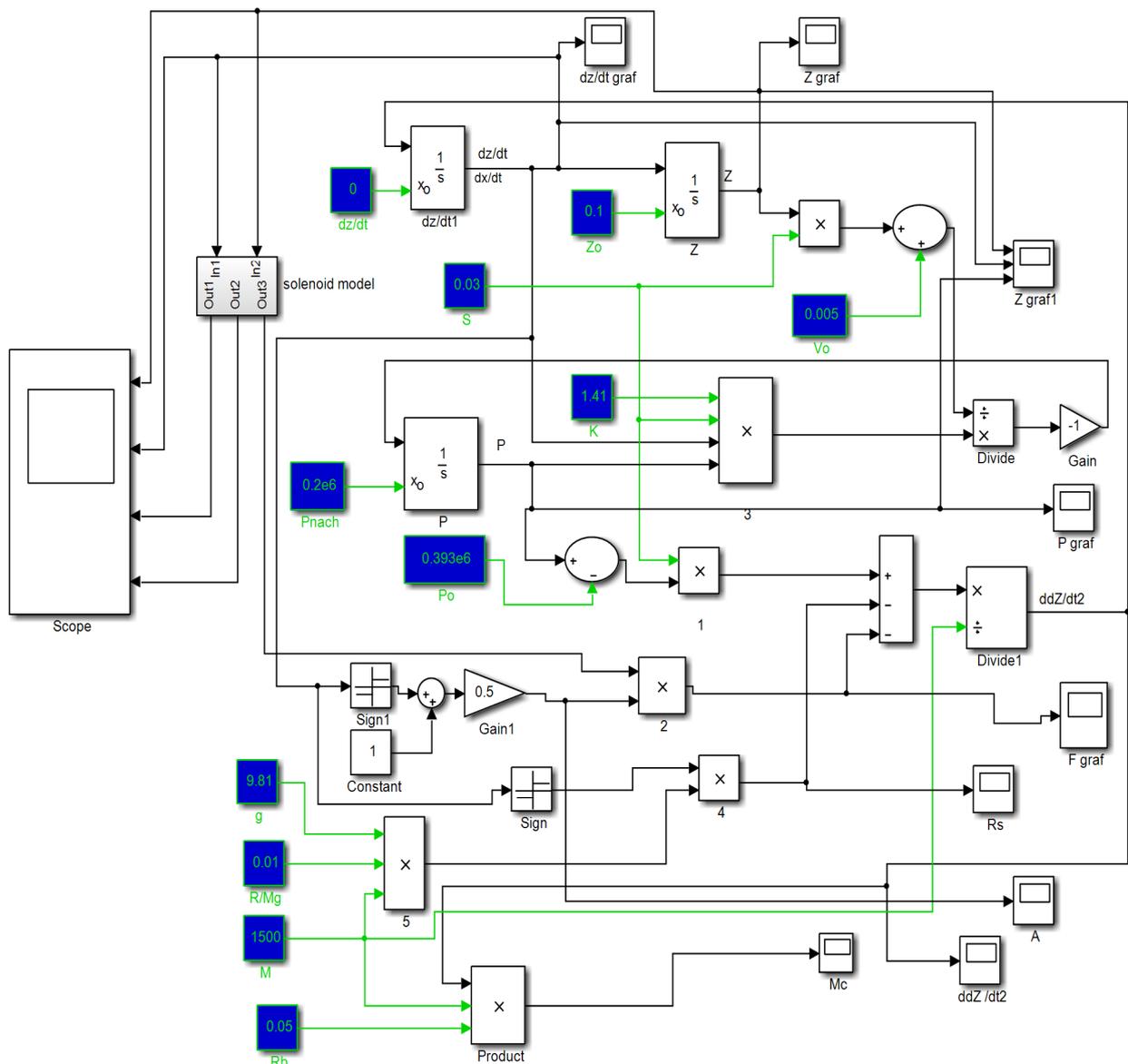


Рис. 1. Модель электромагнитного демпфера с компенсатором жесткости

При составлении уравнений приняты следующие допущения.

1. Рабочий газ в ПА подчиняется законам идеальных газов.
2. Температура окружающей среды постоянна и равна T_c .
3. Рабочий процесс в ПА считается адиабатическим.

4. Движение АО происходит только в вертикальном направлении.
5. Эффективная площадь (S_3) ПА при движении АО не меняется.
6. Утечки газа из ПА отсутствуют.
7. $R_\Sigma = 0,01 \text{ Мг}$ (для случая примененной резинокордной оболочки Н-48, определено экспериментально).

В процессе исследования была создана модель пневмоамортизатора [5; 6] в программном комплексе Matlab-Simulink (рис. 1). Начальные условия для системы: при $t = 0$, $z = z_0 = 0,1 \text{ м}$, $\dot{z} = 0$. В модель введена модель соленоида в качестве компенсатора жесткости, который создает расчетное противодействующее усилие упругой силе пневмоамортизатора. Время включения компенсатора жесткости определяется производной от перемещения груза: по производной определяются экстремумы функции перемещения груза, т.е. при положительном значении производной груз идет вверх, компенсатор жесткости включается, при смене знака производной производится отключение устройства (рис. 2).



Рис. 2. Графики перемещения, скорости, включения компенсатора жесткости и тока в соленоиде соответственно

Математическая модель соленоида [2] описывает процессы в электрической подсистеме на основе уравнения, составленного по второму закону Киргоффа:

$$u = R * i + \frac{d\Psi}{dt};$$

$$\Psi = L(x) * i;$$

$$u = R * i + L(x) * \frac{di}{dt} + i * \frac{dL(x)}{dx} * \frac{dx}{dt};$$

$$\frac{di}{dt} = \frac{1}{L(x)} * \left[u - R * i - i * \frac{dL(x)}{dx} * \frac{dx}{dt} \right]; \quad (3)$$

где u – номинальное напряжение питания соленоида,

R – сопротивление катушки соленоида,

$L(x)$ – индуктивность катушки соленоида,

i – ток в катушке соленоида,

x – координата перемещения сердечника соленоида,

Ψ – потокосцепление катушки соленоида.

На основе магнитного сопротивления магнитной цепи соленоида определим его индуктивность в виде зависимости от координаты перемещения сердечника соленоида:

$$R_M = \frac{g}{\mu_0 * \pi * x * d} + \frac{g}{\mu_0 * \pi * a * d} = \frac{g}{\mu_0 * \pi * a * d} * \left(\frac{a + x}{x} \right);$$

$$L(x) = \frac{N^2}{R_m} = \frac{\mu_0 * \pi * a * d * N^2}{g} * \left(\frac{x}{a + x} \right) = L' * \frac{x}{a + x};$$

$$L' = \frac{\mu_0 * \pi * a * d * N^2}{g}; \quad (4)$$

где R_m – магнитное сопротивление системы,

μ_0 – магнитная проницаемость вакуума,

N – число витков катушки соленоида,

L – индуктивность соленоида,

a – толщина магнитопровода,

d – ширина воздушного зазора в магнитопроводе,

g – величина воздушного зазора между сердечником и катушкой.

Электромагнитная сила определяется в предположении линейной магнитной системы и постоянства тока при изменении координаты перемещения сердечника соленоида:

$$F_{эм} = \frac{dW}{dx} = \frac{i^2}{2} * \frac{dL(x)}{dx} = \frac{i^2}{2} * \frac{a * L'}{(a + x)^2};$$

$$\frac{dL(x)}{dx} = \frac{a * L'}{(a + x)^2}, \quad (5)$$

где W – энергия магнитного поля соленоида.

Расчет производился с конструкцией соленоида, представленной на рисунке 3.

Сравним различные конструкции соленоидов с помощью программного комплекса «Elcut 5.1 Профессиональный» (табл. 1). Рассмотрим три различные конструкции (рис. 3): без магнитопровода (а), с магнитопроводом (б), с магнитопроводом с отдельными обмотками, включенными последовательно (в, г). Варианты В и Г различаются количеством

обмоток (2 или 3 соответственно). Все конструкции разработаны с учетом оптимальных массогабаритных параметров, определенных техническим заданием.

Таблица 1

Сравнение усилий, развиваемых соленоидом при различных конструкциях

Расстояние, на которое выдвинут сердечник, мм	Развиваемое усилие, Н			
	Одна обмотка, без магнитопровода	Одна обмотка, с магнитопроводом	Две обмотки, с магнитопроводом	Три обмотки, с магнитопроводом
10	8,06	148,91	6,54	70,36
35	2	8.14	22,68	201,95
45	1.66	6.43	158,62	68,26

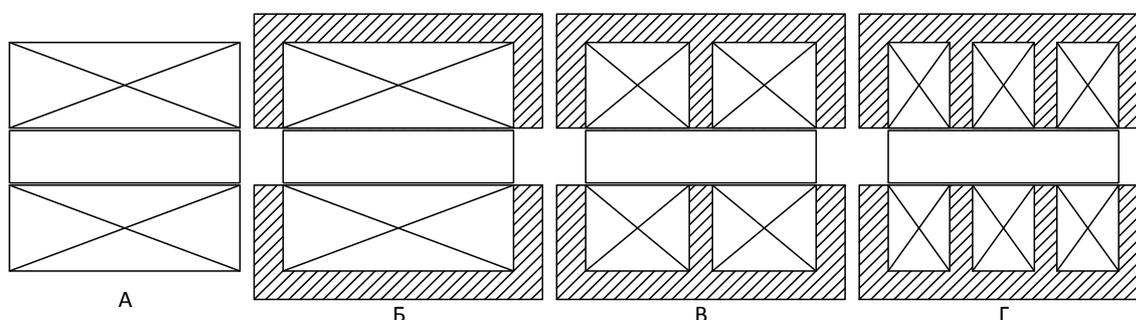


Рис. 3. Исследуемые конструкции компенсаторов жесткости: А – без магнитопровода, Б – с магнитопроводом, В, Г – с магнитопроводом и отдельными катушками

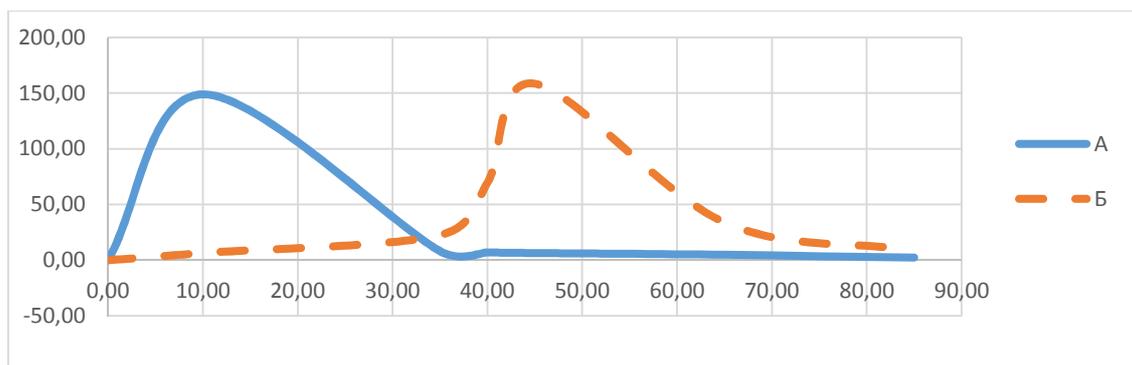


Рис. 4. Графики усилий, развиваемых соленоидом в зависимости от вылета сердечника: А - с одной катушкой и магнитопроводом, Б – с двумя катушками и дополнительным участком магнитопровода

Как видно из сравнения – наибольшее усилие в малом диапазоне развивает соленоид, состоящий из одной катушки и магнитопровода.

Вывод

Для расширения диапазона можно использовать два параллельно работающих соленоида с различной конфигурацией обмоток (рис. 3). Таким образом, используя два

параллельно работающих компенсатора жесткости, можно добиться более ровной характеристики усилия и уменьшения времени колебания колебаний. Так, при использовании одного устройства с однокатушечным соленоидом время гашения колебаний составляет 8,06 секунды, а при использовании двух устройств (с однокатушечным соленоидом и с соленоидом с расщепленной обмоткой), работающих параллельно, время сокращается до 6 секунд.

Список литературы

1. Активная система пневматического подрессоривания со ступенчатым изменением жесткости / Дьяков А.С., Олейников А.С. // Прогресс транспортных средств и систем – 2013 : материалы международной научно-технической конференции. – Волгоград : ВолГТУ, 2013. – С. 48-49.
2. Вибрации в технике. Справочник в 6 томах. - М. : Машиностроение, 1979. – Т. 2. Колебания нелинейных механических систем. - 352 с.
3. Демин А.В. Электropневматическое виброзащитное устройство / Демин А.В., Хамитов Р.Н. // Фундаментальные исследования. - 2015. - № 6, ч. 2. – С. 230-234.
4. Хамитов Р.Н., Аверьянов Г.С. Системы амортизации крупногабаритных объектов с активными упругими и демпфирующими элементами : монография. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2010. – 123 с.
5. Хамитов Р.Н. Система управления и процессы двухобъемного пневмоамортизатора // Вестник Сибирского государственного аэрокосмического университета им. академика М.Ф. Решетнева. - 2010. - № 1. – С. 105–109.
6. Электropневматический амортизатор : пат. 2481506 Рос. Федерация : МПК F16F9/04, F16F6/00 / Р.Н. Хамитов, Г.С. Аверьянов, В.Н. Бельков, А.А. Перчун; Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Омский государственный технический университет» – № 2011145781/11; заявл. 10.11.2011; опубл. 10.05.2013.

Рецензенты:

Кузнецов А.А., д.т.н., проф., зав. кафедрой «Теоретическая электротехника» ФГБОУ ВПО «Омский государственный университет путей сообщения», г. Омск;
Хацевский К.В., д.т.н., проф., кафедра «Электротехника и оборудование» Омского института водного транспорта, г. Омск.