

УДК 621

ДИНАМИЧЕСКИЙ ГАСИТЕЛЬ С ГИДРАВЛИЧЕСКИМ ИНЕРЦИОННЫМ ТРАНСФОРМАТОРОМ ДВИЖЕНИЯ ПРИ ДИНАМИЧЕСКИХ СИЛЬНО НЕЛИНЕЙНЫХ НАГРУЗКАХ

© Олег Олегович Мугин, Александр Владимирович Синев¹⁾,
Татьяна Николаевна Шаронова²⁾

¹⁾ Федеральное государственное бюджетное учреждение науки
Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук

²⁾ Российский заочный институт текстильной и легкой промышленности

Аннотация. Рассмотрена схема двухмассового динамического гасителя, в котором между объектом и гасителем расположен гидравлический инерционный трансформатор (преобразователь) движения. Исследуются частотные свойства такого гасителя при сильно нелинейных нагрузках. Построены диаграммы распределения резонансных частот и антирезонансной частоты (частоты гашения) в зависимости от параметров. Показано, что при отсутствии инерционного преобразователя частота гашения приближается к верхней резонансной частоте, а с увеличением массы инерционного преобразователя приближается к нижней резонансной частоте. Приведены примеры реализации инерционных преобразователей с помощью механических и гидравлических устройств.

В работе Тимошенко С.П. [1] дана классическая схема, описывающая динамический гаситель. В литературе, посвященной этому вопросу, рассматриваются довольно много различных расчетных случаев динамических гасителей, применяемых как в машиностроении, так и в инженерных сооружениях. Методы теории цепей, охватывающие описания электрических, механических, гидравлических, пневматических и акустических систем, указывают на общее свойство всех систем [2]. Эти системы обладают резонансными и антирезонансными частотами, которые чередуются между собой, причем резонансные частоты совпадают с собственными частотами всей системы без демпфирования, а антирезонансные частоты с собственными частотами парциальных систем. Двухмассовая простейшая система такого типа [1] имеет две резонансных частоты и одну антирезонансную частоту. Силовые реакции в такой системе возникают из-за относительного перемещения концов пружин и инерционных сил масс на абсолютных ускорениях. Однако возможны инерционные элементы, которые создают силы на относительных ускорениях. Такие условные элементы имеют место в связанных механических системах. В курсах теоретической механики приведены примеры задач на составление уравнений Лагранжа 2-го рода [3], где связанное движение твердых тел порождает эффект инерционной силы на относительном движении. Особенность образования такого элемента покажем на примере в котором два твердых тела связаны передаточными механизмами (Рис. 1).

Присоединенные тела совершают или горизонтальные поступательные, или вращательные движения и вносят свой вклад в общую кинетическую энергию системы.

Из решения уравнений Лагранжа 2-го рода определяется приведенная масса m_T , которая проявляет инерционность на относительном ускорении [4].

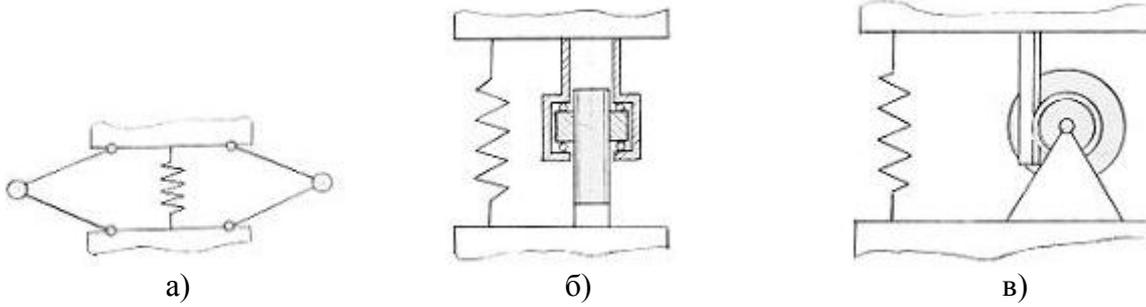


Рис. 1

а) с горизонтально двигающимися массами б) с передачей винт-гайка, в) с реечной передачей

Обобщая приведенные примеры, дадим схему, показанную на рис.2, где параллельно пружине находится масса m_T , которую назовем массой инерционного трансформатора. Сила, реализуемая массой m_T на относительном ускорении масс m и m_T .

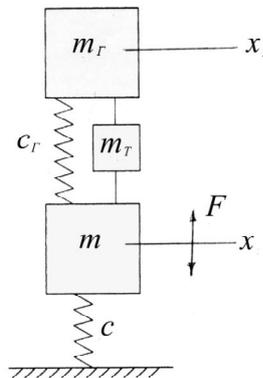


Рис. 2.

Для определения частотных свойств рассматриваемой системы пренебрежем демпфированием. Запишем дифференциальные уравнения для рассматриваемой системы.

$$\begin{aligned} m_T \ddot{x}_1 + m_T (\ddot{x}_1 - \ddot{x}) + c_T (\ddot{x}_1 - \ddot{x}) &= 0 \\ m \ddot{x} + m_T (\ddot{x} - \ddot{x}_1) + c_T (x - x_1) + cx &= F \end{aligned} \quad (1)$$

где m - масса объекта m_T - масса гасителя m_T - масса инерционного трансформатора C_T - жесткость упругой связи между гасителем и объектом, C - жесткость упругой связи между объектом и основанием, F - сила, действующая на систему, \ddot{x}_1 - ускорение гидроопоры, \ddot{x} - ускорение объекта.

На основе системы уравнений (1), используя метод механического импеданса [5], определим полную динамическую жесткость $D(s)$ в символьной форме.

$$D(s) = \frac{s^4 (mm_T + mm_T + m_T m_T)}{(m_T + m_T)s^2 + c_T} + \frac{s^2 [c(m_T + m_T) + c_T(m + m_T)] + c_T c}{(m_T + m_T)s^2 + c_T} \quad (2),$$

На основе формулы (2) при $S = j\omega$ определены характерные частоты ω .

$$\omega_{\Gamma} = \sqrt{\frac{c_{\Gamma}}{m_{\Gamma} + m_T}}; \quad (\omega_1 / \omega_0)^2 = \frac{b - \sqrt{b^2 - 4ad}}{2a}; \quad (3)$$

$$(\omega_2 / \omega_0)^2 = \frac{b + \sqrt{b^2 - 4ad}}{2a}$$

где $a = (m_{\Gamma} / m) + (m_T / m) + (m_{\Gamma} / m) + (m_T / m)$,

$b = (c_{\Gamma} / c)(1 + m_{\Gamma} / m) + (m_{\Gamma} / m) + (m_T / m)$,

$d = c_{\Gamma} \cdot c$, $\omega_{\Gamma} / \omega_0$ - частота гасителя, ω_1 / ω_0 - нижняя резонансная частота,

ω_2 / ω_0 - верхняя резонансная частота, $\omega_0 = \sqrt{\frac{a}{m}}$ собственная частота объекта.

Проанализируем связь частот ω_1 / ω_0 , $\omega_{\Gamma} / \omega_0$, ω_2 / ω_0 при различных сочетаниях параметров по формулам (3).

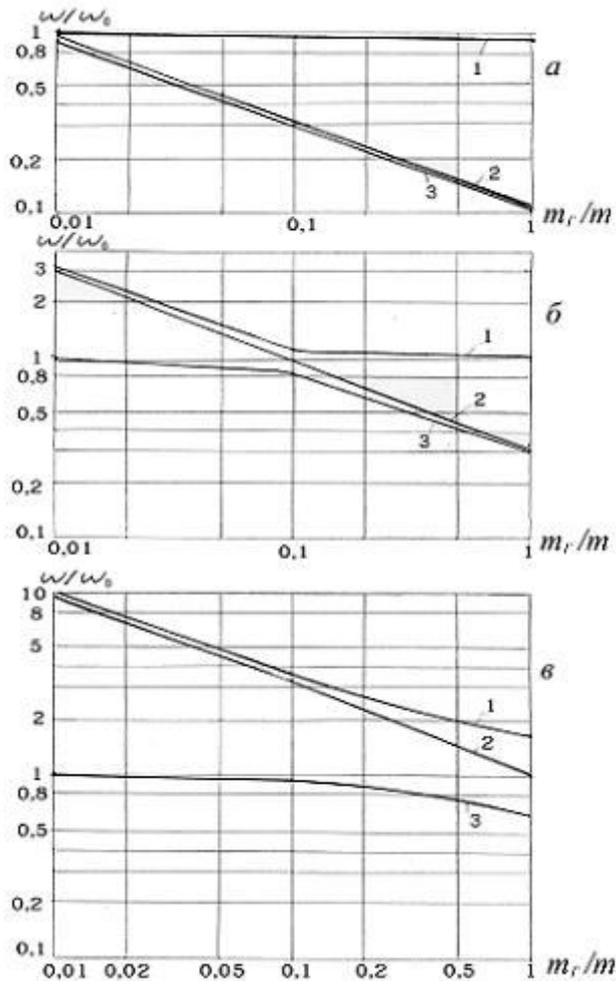


Рис. 3

На рис. 3. представлены зависимости ω_1 / ω_0 , ω_r / ω_0 , ω_2 / ω_0 при $m_T = 0$ для различных соотношений c_r / c . При малых значениях m_T частота ω_r / ω_0 проходит вблизи с ω_2 / ω_0 , и разница между этими частотами относительно мала. Этот результат хорошо известен [6,7]. При относительно малой массе гасителя по сравнению с массой объекта настройка гасителя на требуемую частоту является трудной задачей. Незначительные изменения частоты возбуждения приводят к совпадению с второй собственной частотой. ω_2

Далее рассмотрим влияние массы инерционного трансформатора, используя для ряда комбинаций параметров значения частот $m_T / m = 0$ как исходные и будем увеличивать для взятых сочетаний значения m_T / m . Результаты расчетов показаны на рис.4.

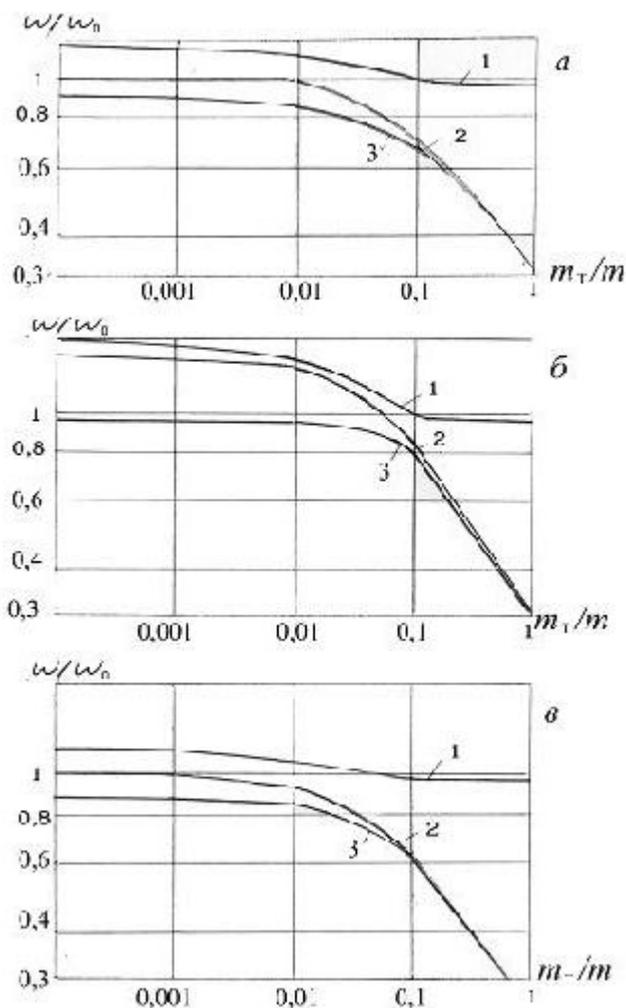


Рис. 4

При малых значениях m_T / m кривая частоты ω_r / ω_0 прижимается снизу к кривой частоты ω_2 / ω_0 . При дальнейшем увеличении m_T / m кривая частоты ω_r / ω_0 отдаляется от кривой частоты ω_2 / ω_0 и проходит вблизи с кривой частоты

ω_1 / ω_0 сверху пока практически не сольется с ней. В итоге, в системе кривых ω_r / ω_0 , ω_1 / ω_0 , ω_2 / ω_0 для показанных на рис.4 сочетаний параметров, где частота ω_r / ω_0 достаточно далеко удалена как от частоты ω_1 / ω_0 , так и ω_2 / ω_0 эта область оказывается наиболее удобной для настройки гасителя.

Основной проблемой является аналитическое и экспериментальное нахождение приведенной массы для настройки на требуемую частоту гасителя.

Рассмотрим эту задачу на примере гидравлического инерционного преобразователя как элемента динамического гасителя [8,9].

Конструктивная схема устройства приведена на рис.5.

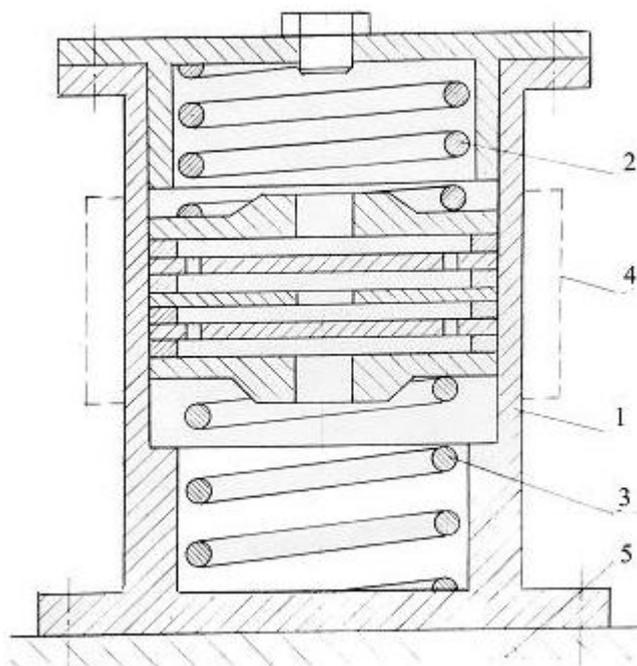


Рис. 5

Герметичный корпус 1 целиком заполнен рабочей жидкостью. Внутри корпуса 1 расположены пружины 2 и 3, которые фиксируют сборный полый поршень 4, в котором имеется система каналов. Соотнеся схему рис.1 со схемой рис.5 укажем, что масса m - это основание 5, пружины 2 и 3 - жесткость C_r , m_r - масса сборного полого поршня 4, а жидкость в полостях поршня - масса m_r -инерционного трансформатора.

При колебаниях основания 5 поршень 4 колеблется относительно корпуса 1, сжимая и растягивая поджатые пружины 2 и 3. Рабочая жидкость под действием поршня перетекает из верхней полости в нижнюю и обратно. Течение жидкости по каналам схематично показано на рис.5 для пары щелей, по которым протекает жидкость. Входя в верхнее центральное отверстие, жидкость растекается на периферию плоской кольцевой щели. На радиусе R находится большое количество отверстий диаметром 2 - 3 мм, по которым жидкость попадает в нижнюю кольцевую щель и уходит в нижнее центральное отверстие. Опуская выкладки по подсчету кинетической энергии в каналах и дифференцируя по схеме вывода уравнения Лагранжа 2-го рода, получим, что приведенная масса рассматриваемого инерционного преобразователя будет равна:

$$m_{np} = \frac{A^2 \cdot \rho}{\pi \cdot h} \cdot \left(\ln \frac{R}{r_0} \right) \cdot n$$

где A - площадь поршня 4, ρ - плотность жидкости, h - высота щели, n - число пар щелей, r_0 - диаметр входных отверстий. Отметим, что приведенная масса трансформатора m_T может на два-три порядка превышать реальную массу жидкости.

Представленные результаты дают основу для создания расчетной методики проектирования гасителей с инерционным преобразователем.

Литература

1. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. М. Наука, 1971, 444с.
2. Балабанян Н. Синтез электрических цепей. М. Госэнергоиздат. 1961, 416с.
3. Лойцянский Л.Г., Лурье А.И. Курс теоретической механики. Т. 2. М.: Гостехиздат, 1955, 596с.
4. Елисеев С.В. Структурная теория виброзащитных систем. Новосибирск. Наука. 1978. 224с.
5. Справочник по ударным нагрузкам. Под ред. Харриса С.М., Крида Ч.И. Л.: Судостроение. 1980. 360с.
6. Елисеев С.В., Нерубенко Г.П. Динамические гасители колебаний. Новосибирск. Наука. 1982. 144с.
7. Вибрации в технике. Справочник в 6-ти томах. М.Машиностроение. 1995. Т. 6. Защита от вибраций и ударов. Под ред. К.В.Фролова. 456с. билл.
8. Гордеев Б.А., Ерофеев В.И., Синев А.В., Мугин О.О. Системы виброзащиты с использованием инерционности и диссипации реологических сред. М. Физматлит. 2004. 174с.
9. Синев А.В., Кочетов О.С., Брысин А.Н., Гордеев Б.А., Тумаков С.Ф., Куплинова Г.С., Зубова И.Ю. Способ динамического гашения и динамический гаситель колебаний. Заявка 20071444848/030 049139 с приоритетом от 03.12.2007.
10. Брысин А.Н. Повышение эффективности виброзащитных устройств за счет введения инерционно преобразовательных блоков: Автореф. Дис... канд.техн.наук/Москва, 2008.
11. Мугин О.О., Ерохина Т.В., Синев А.В., Степанова Л.А. Частотные свойства динамического гасителя с инерционным преобразователем.// Проблемы машиностроения и надежности машин. 2011, №4, с.37-45

Поступила: 12.09.12.