

Методика построения математической модели пневмогидравлического амортизатора

12, декабрь 2014

Кобызев С. В., Ломакин В. В., Забегаев А. И.

УДК: 62-522.2, 62-522.7

Россия, МГТУ им. Н.Э. Баумана

ksergeyv@hotmail.com

Введение

Пневмогидравлические амортизаторы - важный элемент динамических систем различного назначения. Пневмогидравлические амортизаторы, используемые в современных системах амортизации, представляют собой сложные устройства, совмещающие в себе гидравлические и пневматические тракты, различные клапана управления потоками жидкости и газа, а также дополнительные элементы сопротивления и упругости. Учет всех особенностей конструкции амортизаторов необходим для оптимальной настройки системы амортизации, а также проведения динамического анализа движения амортизированных устройств в различных режимах нагружения.

Пневмогидравлические амортизаторы находят широчайшее применение на всех видах транспорта для целей снижения нагрузок на узлы подвески и предотвращения выхода амплитуды колебаний транспортного средства за допустимые пределы, в промышленности – для гашения колебаний узлов машин и оборудования и поглощения ударов, сейсмической защиты путем поглощения энергии колебаний и ударов и перевода ее в тепло.

Конструкции пневмогидравлических амортизаторов постоянно совершенствуются, в качестве примера можно привести патенты [12, 13].

Расчет амортизаторов различных конструкций может быть сведен к использованию универсальной методики, использующей выделение в схеме амортизатора наиболее общих типовых элементов и видов взаимосвязей между ними.

Стандартизация элементов амортизаторов и их взаимосвязей позволяет автоматизировать создание математической модели пневмогидравлического амортизатора для ее дальнейшего встраивания в математические модели амортизируемых конструкций.

1. Формулирование задачи моделирования.

Динамическая модель амортизатора, включающая все его принципиальные функциональные блоки, предназначена для:

- учета усилий в силовых элементах амортизатора
- учета особенностей срабатывания гидравлических храповиков
- моделирования влияния характеристик элементов настройки (клапанов, дросселей) на характеристику амортизатора
- изучения динамики изменения давления в гидравлических и пневматических полостях амортизатора
- численного моделирования работы амортизатора при различных вариантах кинематического возбуждения
- оценки адекватности принятых моделей элементов функциональной схемы амортизатора как по отдельности, так и при работе в составе амортизатора в целом и при работе в составе комплексной модели амортизируемый объект – амортизатор – динамическое воздействие
- оценки влияния характерных параметров настройки элементов амортизатора и амортизатора в целом на динамику работы амортизатора.

Разработка методики построения функциональной модели амортизатора включает в себя

- Выделение характерных законченных функциональных модулей в составе амортизатора.
- Составление тестовых функциональных моделей амортизаторов с ограниченным набором функциональных блоков, допускающих аналитическую и экспериментальную проверку.
- Отработку последовательности построения функциональной модели амортизатора на базе унифицированных типовых функциональных блоков.
- Составление математических моделей отдельных функциональных блоков амортизатора
- Формирование описаний интерфейсов функциональных блоков амортизатора
- Составление законченной замкнутой системы дифференциальных уравнений 1-го порядка и соответствующего набора граничных и начальных условий на основе построенной функциональной модели амортизатора.
- Проведение вычислительного эксперимента на характерных функциональных моделях с различными видами моделей амортизируемых объектов и различными видами кинематического возбуждения.

В данной работе рассматривается вариант применения пневмогидравлического амортизатора в системах, когда давление зарядки велико (десятки МПа), а время работы амортизатора мало – единицы секунд. В связи с таким ограничением на время работы амортизатора влияние изменения температуры на параметры его механических элементов не учитывается при составлении модели.

Составлению математических моделей пневмогидравлических амортизаторов как объектов, состоящих из отдельных функциональных блоков, посвящен ряд современных работ, в частности [1, 9, 10, 11, 14]. В настоящей работе делается попытка составления модели на основе методов дифференциальной термодинамики [3, 5], в результате чего получается система обыкновенных дифференциальных уравнений, а не алгебраических уравнений, как это делается в [1, 11]. Получаемая по настоящей методике система дифференциальных уравнений дает возможность моделировать работу амортизатора не только в основном режиме функционирования, но и рассматривать подробно переходные процессы при вводе амортизатора в работу и при соударениях элементов амортизатора, как это выполнено, в частности, в [10]. Вместе с тем принятая здесь, так же как и в [1, 9] модель гидравлической магистрали по сравнению с принятой в [14] является упрощенной и может быть доработана по результатам эксперимента.

2. Выбор функциональных блоков амортизатора

В настоящей работе в качестве фундаментальных узлов, обладающих общностью для всех типов пневмогидравлических амортизаторов, дающих возможность исчерпывающим и однозначным образом построить функциональную модель любого существующего или вновь проектируемого пневмогидравлического амортизатора, рассмотрены следующие функциональные блоки:

1. Гидравлическая полость с интерфейсами. Ведется учет изменения геометрического объема, учет сжимаемости жидкости, учет перетекания жидкости. В модели не производится учета инерциального фактора, учета реактивной силы при истечении. Рассматриваются силовые интерфейсы к свободным механическим элементам, связанным механическим элементам, элементам кинематического возбуждения и расходные интерфейсы к гидравлическим магистралям. Тепловые эффекты не моделируются.

2. Гидравлическая магистраль с сопротивлением (дросселем) и расходными интерфейсами. Не учитываются сжимаемость жидкости и инерционный фактор. Предусматривается задание произвольной расходной характеристики (перепад давления – расход). Свойства гидравлической магистрали задаются с учетом направления течения. Не моделируются тепловые эффекты.

3. Пневматическая полость с интерфейсами. Производится учет изменения геометрического объема полости, учет политропного процесса с фиксированным показателем политропы, учет теплового баланса при поступлении неизотермического газа. Не ведется учет инерционного фактора. Не моделируется тепловое взаимодействие с элементами конструкции. Предусматриваются силовые интерфейсы к свободным механическим элементам, связанным механическим элементам, элементам кинематического возбуждения, расходные интерфейсы к пневматическим магистралям.

4. Пневматическая магистраль с дросселированием. Интерфейсы – давления, температуры, расход. Производится учет изотермического дроссель-эффекта при перетекании газа [4, 8]. Возможность задания произвольной расходной характеристики (давление –

расход). Возможность включения управляемого давлением дросселя (клапана). Учет направления течения (зависящая от направления течения расходно-напорная характеристика магистрали, для возможности моделирование, например, включения в магистраль обратного клапана). Тепловое взаимодействие с элементами конструкции амортизатора не моделируется.

5. Упругая связь между механическими элементами. Рассматривается линейная характеристика усилие - перемещение. Наличие зазора в этом блоке не моделируется.

6. Связанный механический элемент. Ведется учет инерциального фактора, моделируются силовые интерфейсы с полостями гидравлическими и пневматическими, моделируется воздействие внешних сил, сил трения с сопряженными механическими элементами, предусматривается разрывный механический интерфейс (неупругий удар, зазор), не моделируются тепловые эффекты (теплоемкость и теплопроводность).

7. Свободный механический элемент. Ведется учет инерциального фактора, моделируются силовые интерфейсы с полостями гидравлическими и пневматическими, принимается внешних сил, ведется учет сил трения с сопряженными механическими элементами, предусматривается возможность моделирования разрывного механического интерфейса (неупругий удар, зазор), не моделируются тепловые эффекты (теплоемкость и теплопроводность).

8. Разрывный механический интерфейс. Производится моделирование динамики механических элементов при наличии зазора или удара. Моделируется механическое воздействие на основании данных по кинематике и равнодействующей для сопрягаемых элементов или совместное решение системы уравнений для взаимодействующих элементов.

9. Элемент кинематического воздействия. Моделируется внешнее кинематическое воздействие. Вводятся параметры воздействия как кинематика элемента, моделируются различные виды кинематического воздействия. Расчеты тестовых моделей ведутся для случаев синусоидального и ступенчатого кинематических воздействий. При моделировании неподвижный элемент и его интерфейсы рассматривается по аналогии с элементом кинематического воздействия.

10. Связь типа кулоново трение. Моделируется трение между взаимодействующими механическими элементами, имеющими ненулевые скорости относительного движения. Коэффициент трения и прижимные усилия считаются известными.

3. Порядок построения математической модели

Построение функциональной модели амортизатора состоит в записи разрешающей системы дифференциальных уравнений для каждого из функциональных блоков амортизатора с комплектом соответствующих начальных и граничных условий, составление набора уравнений для межблоковых интерфейсов, именовании и нумерации блоков и интерфейсов в соответствии с правилами именования интерфейсов. В процессе построения функциональной модели формируется таблица имен интерфейсов и таблица уравнений. Производится запись системы уравнений сопряжения интерфейсов с учетом правил согла-

сования знаков параметров интерфейсов. Выполняется окончательная запись замкнутой системы уравнений с учетом знаков параметров сопряжения интерфейсов.

По блочной схеме будущей модели с учетом конструктивной схемы амортизатора выполняется составление перечня основных функциональных блоков и составление перечня основных неизвестных.

Таким образом, составляется перечень основных неизвестных будущей математической модели амортизатора. Неизвестные в математической модели записываются в виде функций основных переменных. В качестве основных переменных используются перемещения свободных и связанных механических элементов пневмогидравлического амортизатора и массы газа и жидкости в пневматических и гидравлических полостях.

Формулируется перечень ограничений на движение механических элементов, пороговые значения давления срабатывания клапанов, формулируются правила открытия и закрытия гидравлических храповиков, условия раскрытия стыков (зазоров) и возникновения ударов.

В терминах ранее сформулированного перечня основных параметров, основных неизвестных и основных переменных по списку ограничений формулируются начальные и граничные условия.

4. Запись дифференциальных уравнений, составляющих математические модели функциональных блоков пневмогидравлического амортизатора

Соглашение об обозначениях. Во всех описаниях полостей и механических элементов индекс i соответствует текущему функциональному блоку, а индексы j, k, l, m, n, k – сопряженным функциональным блокам.

При описании магистралей индексы i и j соответствуют индексам сопрягаемых механических элементов и полостей с меньшим и большим индексом, соответственно.

В данной работе подробно будут построены математические модели двух важнейших функциональных блоков пневмогидравлического амортизатора – пневматической полости и гидравлической магистрали.

4.1. Математическая модель функционального блока «пневматическая полость».

При выводе основного дифференциального уравнения пневматической полости ставится задача вывести дифференциальное уравнение первого порядка для давления в полости, считая термодинамический процесс при сжатии газа в полости поршнем и при перетекании в полость и из полости газа политропным с известным показателем политропы.

За основу принимается вывод уравнения Пуассона, представленный в [5] и подход к записи дифференциальных уравнений термодинамики, изложенный в [3]. Используем из [3], в частности, идею сопряжения интерфейсов взаимодействующих функциональных блоков по температуре, давлению и параметрам движения. Для осуществления расчетов по параметрам, общим для сопрягаемых функциональных блоков, необходимо составить общие правила именования таких блоков и затем правила согласования параметров на их

границах. Предлагаемый подход заключается в нумеровании функциональных блоков всех типов некоторыми формальными номерами, которые остаются неизменными в ходе составления модели, а при составлении зависимостей, включающих разницы параметров, всюду единообразно записываются разницы параметра блока с большим номером за вычетом параметра блока с меньшим номером. В дальнейшем, при расчете определяется определение действительной разницы (температур и давлений) и определение действительных тепловых и материальных потоков, значения гидравлических сопротивлений, зависящие от направления, учет изотермического дроссель-эффекта.

Уравнение изменения геометрического объема полости.

$$\dot{V} = \sum_j S_j \dot{q}_j, \quad (1)$$

где \dot{q}_j – скорости механических элементов, движение которых приводит к изменению объема данной, то есть i -той полости, S_i – эффективные площади перемещающихся механических элементов. Знаки в сумме (1) проставляются следующим образом. Если перемещение соответствующего механического элемента в положительном направлении оси x приводит к увеличению объема текущей полости, то перед соответствующим слагаемым суммы (1) ставится плюс.

Моделирование политропного процесса с фиксированным показателем политропы.

Выведем основное дифференциальное уравнение пневматической полости по аналогии с выводом уравнения Пуассона для адиабатного процесса [5]. Пусть молярная теплоемкость идеального газа при политропном процессе C . Первое начало термодинамики запишется в виде

$$\delta Q = dU + \delta A,$$

где δQ – элементарное количество теплоты, поступающее извне к термодинамической системе, которое расходуется на изменение внутренней энергии dU и совершение системой элементарной работы над внешними объектами δA . При нагревании газа в системе от внешнего источника

$$\delta Q = \frac{m}{\mu} C dT,$$

где m – масса газа в системе, в нашем случае в пневматической полости, μ – молярная масса газа. в нашем случае азот $\mu=0,028$ кг/моль, dT – приращение температуры. Для внутренней энергии имеем:

$$dU = \frac{m}{\mu} C_V dT,$$

где C_V – теплоемкость газа при постоянном объеме. Для элементарной работы можно записать

$$\delta A = P dV,$$

где P – давление в полости, dV – приращение объема полости. Имеем

$$\frac{m}{\mu} C dT = \frac{m}{\mu} C_V dT + P dV$$

откуда

$$PdV = \frac{m}{\mu}(C - C_V)dT \quad (2)$$

Воспользуемся уравнением состояния в форме Менделеева-Клапейрона

$$PV = \frac{m}{\mu}RT,$$

(где R – универсальная газовая постоянная, $R=8,31$ Дж/К·моль) в дифференциальном виде. Получаем

$$PdV + VdP = \frac{m}{\mu}RdT \quad (3)$$

Подставим (3) в (2), получим

$$VdP = \frac{m}{\mu}RdT - \frac{m}{\mu}(C - C_V)dT$$

Принимаем во внимание соотношение Майера

$$R = C_P - C_V$$

где C_P – изобарная теплоемкость, получаем

$$VdP = \frac{m}{\mu}(C_P - C_V)dT - \frac{m}{\mu}(C - C_V)dT,$$

откуда

$$VdP = \frac{m}{\mu}(C_P - C)dT \quad (4)$$

Разделим (4) на (2), получим

$$\begin{aligned} \frac{VdP}{PdV} &= \frac{C_P - C}{C - C_V} \\ VdP &= \frac{C_P - C}{C - C_V}PdV \\ VdP + \frac{C - C_P}{C - C_V}PdV &= 0 \end{aligned} \quad (5)$$

Обозначим $\frac{C - C_P}{C - C_V} = n$ – показатель политропы. Тогда (5) запишется как

$$VdP + nPdV = 0$$

Откуда

$$\begin{aligned} n \frac{dV}{V} + \frac{dP}{P} &= 0 \\ n \frac{dV}{V} &= -\frac{dP}{P} \\ dP &= -n \frac{P}{V}dV \end{aligned}$$

Вводя обозначения $\frac{dP}{dt} = \dot{P}$ и $\frac{dV}{dt} = \dot{V}$, получаем основное уравнение газовой полости при политропном процессе.

$$\dot{P} = -n \frac{P}{V}\dot{V} \quad (6)$$

Уравнение (6) на данном этапе вывода моделирует изменение давления в газовой полости при изменении геометрического объема полости.

Учет теплового баланса пневматической полости при поступлении в полость неизотермического газа.

Рассмотрим процесс натекания в полость фиксированного объема неизотермического газа. Рассматривается, таким образом, взаимодействие двух пневматических полостей, имеющих, возможно, разные температуры газа, с учетом изотермического дроссель-эффекта (эффекта Джоуля-Томсона). Рассмотрим взаимодействие натекающего потока \dot{m} неизотермического (разность температур с газом в текущей полости равна ΔT , причем ΔT считается положительным в случае, когда температура натекающего газа больше, чем температура газа, уже имеющегося в полости) газа в изобарном процессе.

$$C(m + dm)(T + dT) = CmT + Cdm(T + \Delta T)$$

Величиной слагаемого $dmdT$ пренебрегаем по сравнению по слагаемым mdT , получаем

$$\begin{aligned} mdT &= dm\Delta T \\ \frac{dT}{dt} &= \frac{dm}{dt} \frac{\Delta T}{m} \\ \dot{T} &= \dot{m} \frac{\Delta T}{m} \end{aligned}$$

Из уравнения состояния идеального газа имеем

$$P = \frac{m}{\mu V} RT$$

Изменение температуры газа в полости от неизотермичности натекающего газа

$$\begin{aligned} \dot{P} &= \frac{m}{\mu V} R \dot{T} \\ \dot{P} &= \dot{m} \frac{m}{\mu V} R \frac{\Delta T}{m} \\ \dot{P} &= \dot{m} \frac{R \Delta T}{\mu V} \end{aligned} \tag{7}$$

Формула (7) учитывает изменение давления в пневматической полости только от изменения ее температуры при фиксированной массе и фиксированном объеме. Этот же подход позволяет, при необходимости, учесть тепловые потоки к пневматической полости или химические реакции. Учет неизотермичности сопрягаемых полостей ведется только для полости, принимающей натекающий газ. Для расходной полости соответствующее слагаемое обнуляется.

Эффект изменения давления от натекания изотермического газа в политропном процессе. Изменение объема текущего количества газа от поступления нового количества с расходом \dot{m} .

$$\begin{aligned} dV &= -\frac{m}{\rho} dt \\ \frac{dV}{dt} &= -\frac{\dot{m}}{\rho} \end{aligned}$$

$$\dot{V} = -\frac{\dot{m}}{\rho}$$

Считаем, что положительным является натекающий в полость поток газа, вызывающий отрицательное изменение (уменьшение) объема, занимаемого уже находящимся в полости газом. Тогда с учетом формулы (6) для политропного процесса получаем для изменения давления от натекания в пневматическую полость изотермического потока газа

$$\dot{P} = n\dot{m}\frac{P}{m}$$

Правило знаков для этой составляющей – положительным считается поток массы, направленный в текущую полость.

Окончательно, для пневматической полости с учетом политропного сжатия, притока изотермического газа и неизотермичности поступающего газа получаем для скорости изменения давления в текущей пневматической полости следующее дифференциальное уравнение (основное дифференциальное уравнение пневматической полости)

$$\dot{P} = -n\frac{P}{V}\dot{V} + \dot{m}\frac{R\Delta T}{\mu V} + n\dot{m}\frac{P}{m} \quad (8)$$

Для учета направления течения во втором слагаемом в правой части уравнения (8) (неизотермичность учитывается только для принимающей полости), введем в уравнение (8) функцию Хевисайда θ

$$\theta(x) = \begin{cases} 0 & \text{при } x < 0 \\ 1 & \text{при } x \geq 0 \end{cases}$$

Тогда основное дифференциальное уравнение пневматической полости запишется в виде

$$P_i = -n\frac{P_i}{V}\dot{V} + \sum_j \theta(P_j - P_i)\dot{m}\frac{R(T_j - T_i)}{\mu V} + n\dot{m}\frac{P_i}{m} \quad (9)$$

Инерциальный фактор – перемещение массы газа вместе с полостью с ускорением – в расчете не учитывается. В качестве интерфейсов функционального блока «Пневматическая полость» выступают механические интерфейсы в сопряжении со связанными, свободными механическими элементами и элементами кинематического возбуждения, а также расходные интерфейсы в сопряжении с пневматическими магистралями.

Для интерфейса со связанным или свободным механическим элементом либо элементом кинематического возбуждения имеем

$$\dot{V}_i = \sum_j S_j \dot{q}_j, \quad (10)$$

где \dot{V}_i – скорость изменения объема текущей пневматической полости (i -й элемент – текущий элемент), S_j – площадь, заматаемая при движении j -го механического элемента, \dot{q}_j – скорость движения j -го механического элемента. Суммирование производится по числу движущихся сопряженных с данной пневматической полостью механических элементов, влияющих на изменение геометрического объема текущей полости. Правило сопряжения знаков параметров интерфейсов в данном случае формулируется таким образом –

если при движении j – того механического элемента со скоростью \dot{q}_j , направленной в положительном направлении главной координатной оси, объем i -той полости увеличивается, то соответствующее произведение $S_j \dot{q}_j$ входит в сумму (10) со знаком плюс.

Расходный пневматический интерфейс с пневматическими магистралями.

$$\dot{m}_i = \sum_j \dot{m}_j,$$

где \dot{m}_i – суммарный расход в текущую, i – ю пневматическую полость через все пневматические магистрали, примыкающие к текущей полости, \dot{m}_j – расходы через каждую примыкающую пневматическую магистраль. Суммирование производится по числу присоединенных к данной полости пневматических магистралей. Учет изотермического дроссель-эффекта (эффекта Джоуля-Томсона) производится при составлении математической модели пневматической магистрали.

4.1. Математическая модель функционального блока «гидравлическая магистраль».

Гидравлическая магистраль имеет интерфейсами два давления P_j и P_k в сопрягаемых магистралью гидравлических полостях и может содержать элементы, обладающие гидравлическим сопротивлением, в том числе разным сопротивлением в разных направлениях в случае гидравлических храповиков. Сопротивления могут иметь нелинейную характеристику (например, открытие клапана при достижении заданного уровня давления). Гидравлическая магистраль может переходить в режим насыщения при $|P_j - P_k| \geq P_{max}$. Насыщение возникает в результате перехода в режим кавитации, в результате чего в математической модели гидравлической магистрали возможен вариант с зависимостью характеристик магистрали от расхода. В простейшем случае при достижении насыщения расход стабилизируется на уровне $Q = Q_{max}$, при этом массовый расход устанавливается на уровне $\dot{m} = Q_{max} \rho$.

При достаточной площади перепускных отверстий, то есть до наступления насыщения ($|P_j - P_k| < P_{max}$), объемный расход в магистрали считается зависящим от разницы давлений на ее интерфейсах по известному закону.

$$\begin{aligned} Q &= Q(P_j - P_k) \\ \dot{m} &= \rho Q(P_j - P_k) \end{aligned} \quad (11)$$

В общем случае для целей моделирования задается вид зависимости (11) в виде полинома, либо принимается квадратичная зависимость с известным коэффициентом местного сопротивления ξ .

$$\dot{m} = \sqrt{\frac{2\rho(P_j - P_k)}{\xi}} \quad (12)$$

Такой вариант моделирования можно однозначно рекомендовать для учета перетекания жидкости через вспомогательные отверстия, предназначенные для сброса накопленных перемещений в двухштоковых пневмогидравлических амортизаторах. Для создания в модели характеристики амортизатора, близкой к характеристикам амортизатора «сухого

трения» требуется модель сопротивления гидравлической магистрали с малой зависимостью перепада давления на клапане от расхода через клапан, например

$$\dot{m} = A\Delta P^4$$

Следует отметить, что принятие простейшей квадратичной зависимости расхода от напора (12) может приводить в вычислительном эксперименте к неустойчивости модели амортизатора в целом. Можно рекомендовать более сложные комбинированные модели [14] гидравлических магистралей. В общем случае, когда гидравлическая магистраль содержит регулятор расхода, основное уравнение гидравлической магистрали строится на основе расходной характеристики этого регулятора.

5. Пример моделирования пневмогидравлического амортизатора.

Амортизатор пневматический одноштоковый однострубный со свободным поршнем. Схема амортизатора приведена на рис. 1.

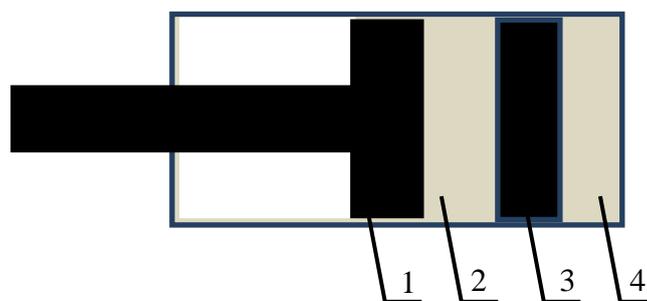


Рис. 1. Схема амортизатора

Основные элементы амортизатора на рис. 1:

1. Элемент кинематического возбуждения
2. Свободный поршень
3. Пневматическая полость
4. Пневматическая полость

Функциональная блок-схема амортизатора приведена на рис. 2.



Рис. 2. Функциональная блок-схема амортизатора

Составим математическую модель амортизатора.

Основное уравнение пневматической полости 3 (из уравнения 9).

$$\dot{P}_3 = -n \frac{P_3}{V_3} \dot{V}_3$$

Основное уравнение пневматической полости 4.

$$\dot{P}_4 = -n \frac{P_4}{V_4} \dot{V}_4$$

Объем полости 3

$$V_3 = S(L_3 + q_2 - q_1)$$

Объем полости 4

$$V_4 = S(L_4 - q_2)$$

Скорость изменения объема полости 3

$$\dot{V}_3 = S(\dot{q}_2 - \dot{q}_1)$$

Скорость изменения объема полости 4

$$\dot{V}_4 = -S\dot{q}_2$$

Уравнение движения свободного поршня 2

$$\ddot{q}_2 = \frac{1}{m_2} S(P_3 - P_4)$$

Кинематическое возбуждение. В качестве элемента кинематического возбуждения в данной тестовой модели выступает поршень 1.

Закон движения поршня 1 при пробном расчете задан как

$$q_1 = a \sin(\omega t)$$

$$\dot{q}_1 = a\omega \cos(\omega t)$$

$$\ddot{q}_1 = -a\omega^2 \sin(\omega t)$$

Соударение поршней в данной системе не моделируется.

Приведем результаты расчета системы при следующих параметрах

Площадь поршня $S=0,2827 \text{ м}^2$,

Давление зарядки камер 3 и 4 первоначальное $P_{03}=P_{04}=3 \cdot 10^7 \text{ Па}$

Начальная длина камер 3 и 4 $L_{03}=L_{04}=0,5 \text{ м}$

Показатель политропы газа в камерах 3 и 4 $n=1,7$

Амплитуда движения поршня 1 (элемента кинематического возбуждения)

$a=0,25 \text{ м}$

Круговая частота $\omega=166 \text{ с}^{-1}$.

Масса свободного поршня $m_2=500 \text{ кг}$.

Результаты расчета для указанных выше начальных параметров

Зависимость давления в камерах от времени по результатам расчета приведена на рис. 3.

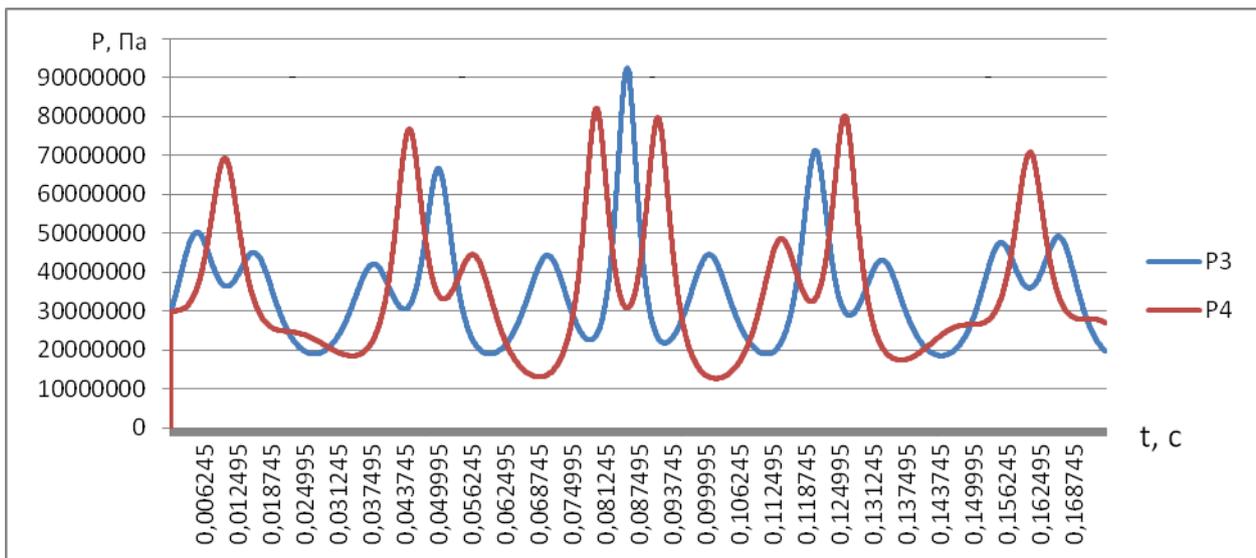


Рис. 3. Результаты расчета давления в камерах амортизатора.

Результаты расчета зависимости величины перемещений поршней 1 и 2 от времени приведены на рис. 4.

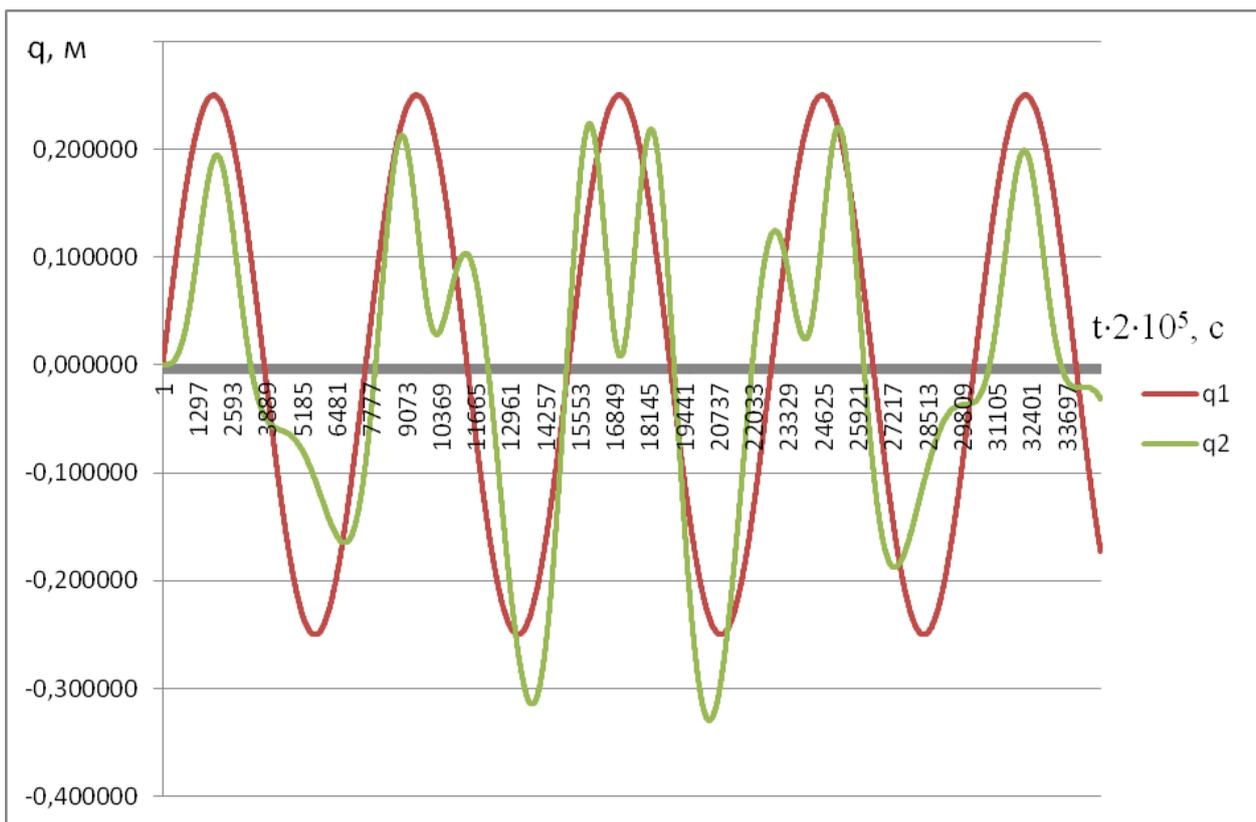


Рис. 4. Результаты расчета перемещения поршней от времени.

Результаты расчета усилия на поршне 1 от перемещения поршня 1 приведены на рис. 5.

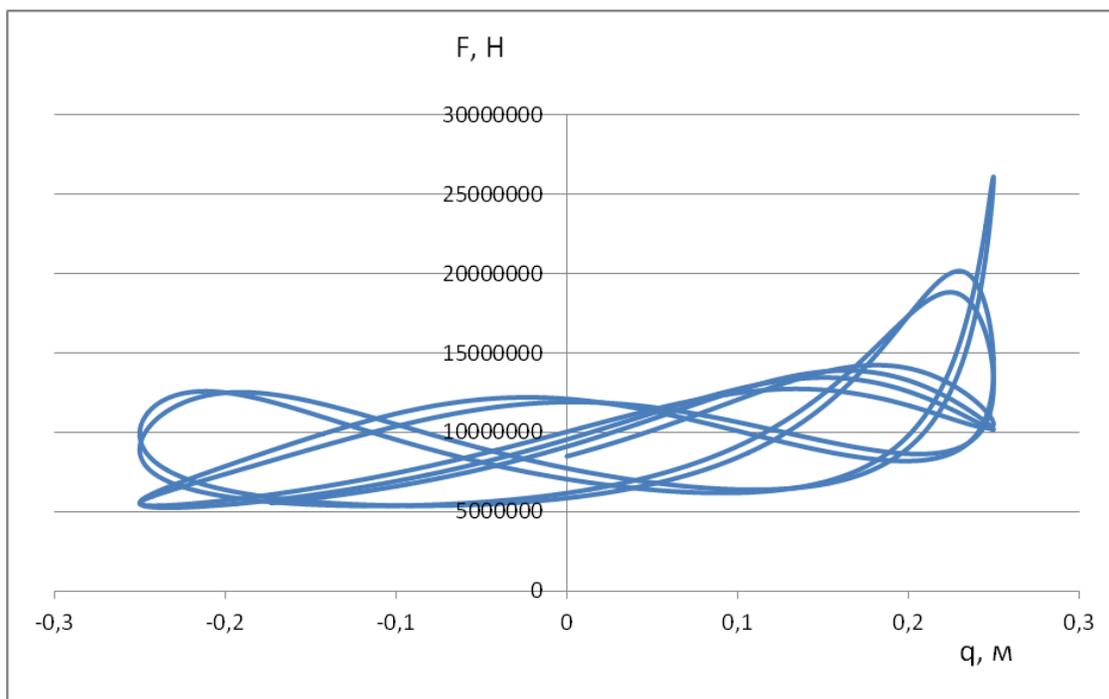


Рис. 5. Результаты расчета усилия на поршне 1 от перемещения поршня 1.

Рассмотрим влияние параметров системы на результаты расчета.

Подберем параметры системы, при которых наступает явление резонанса

Расчет проводится для системы со свободным поршнем для случая частоты колебаний поршня 1 $\omega=405,5 \text{ с}^{-1}$ и амплитуды $a=0,05 \text{ м}$. Наблюдается явление резонанса.

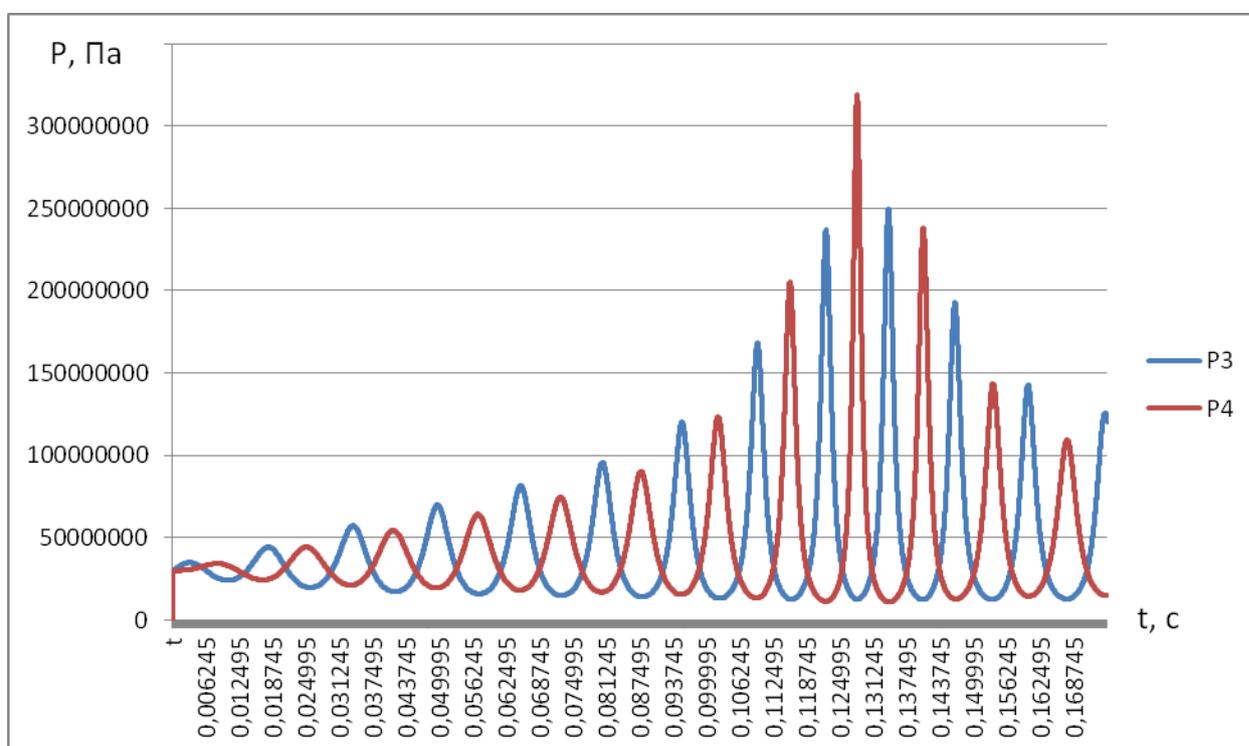


Рис. 6. Результаты расчета давления в камерах амортизатора

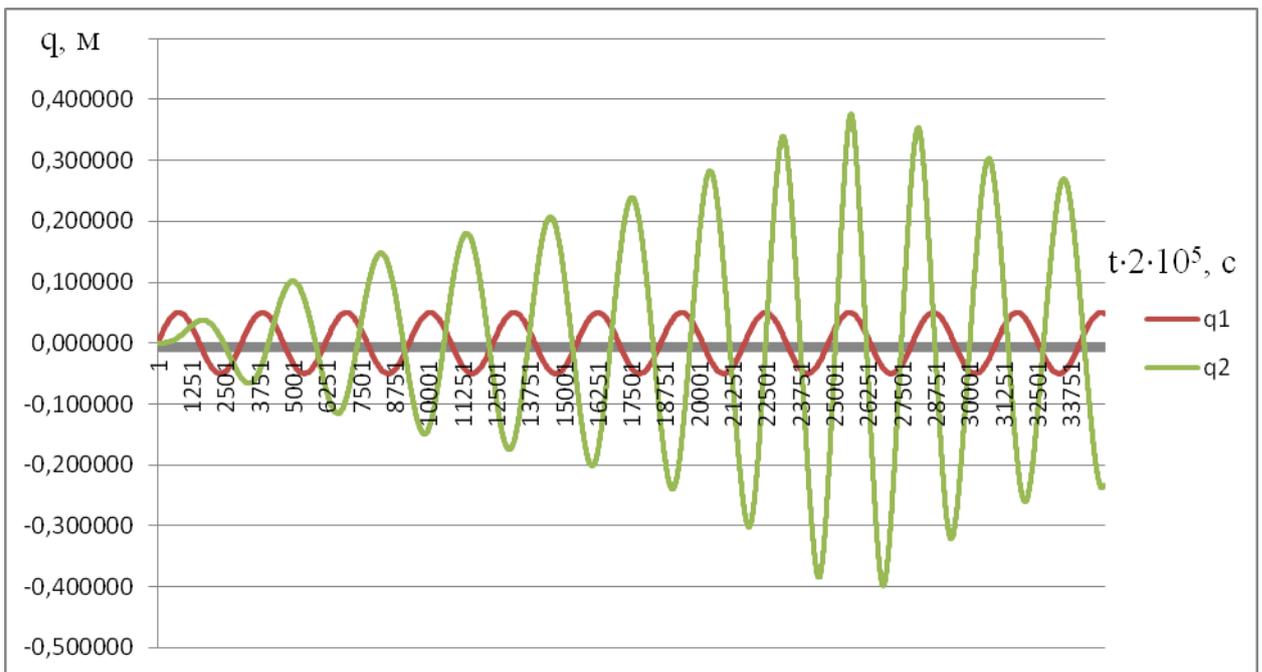


Рис. 7. Результаты расчета перемещения поршней

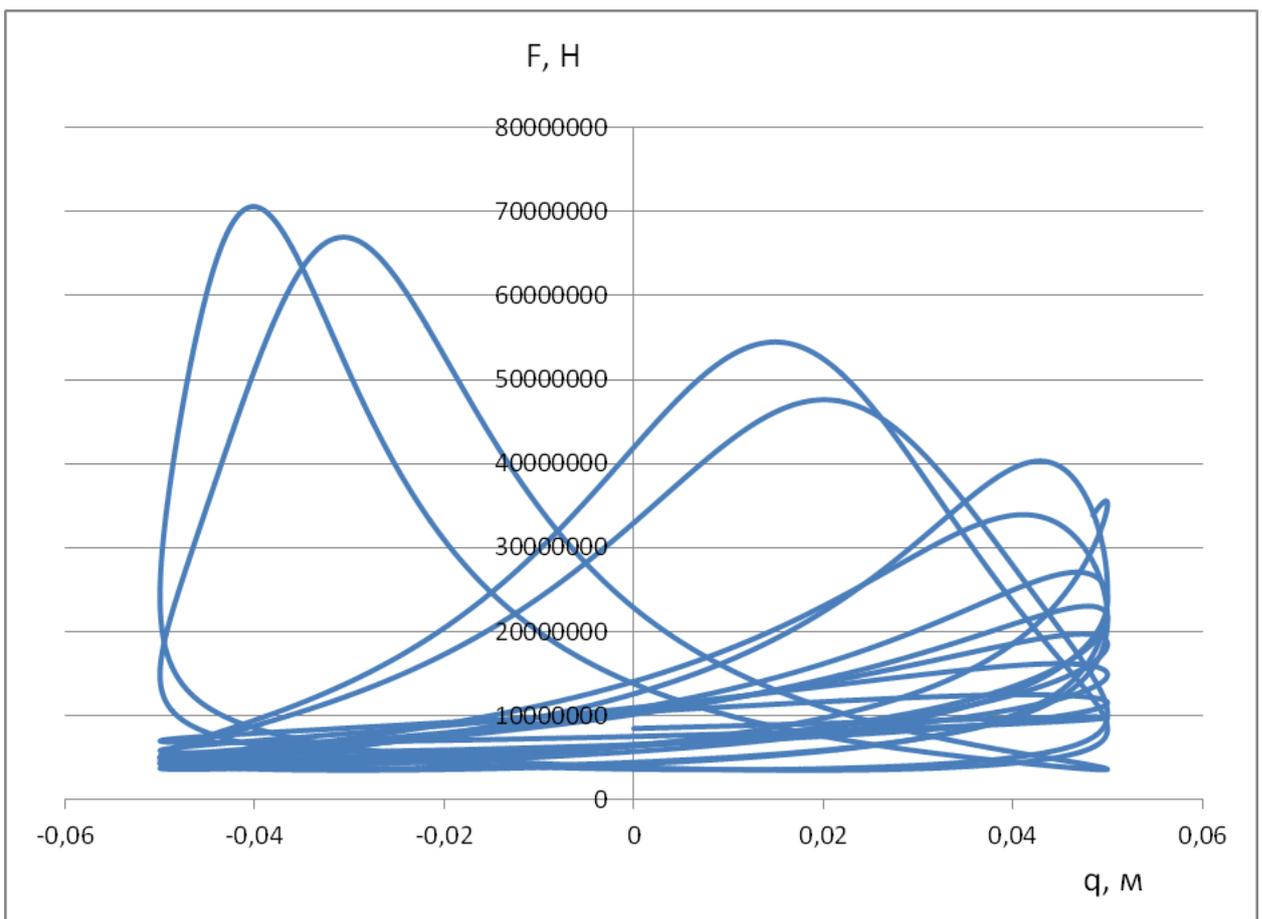


Рис. 8. Результаты расчета изменения усилия на поршне 1 от перемещения поршня 1.

Рассмотренный вариант системы не предусматривал учета соударения поршней.

Заключение

В результате выполненных исследований разработана методика составления математической модели пневмогидравлического амортизатора произвольной конструкции, содержащего типовые функциональные блоки конечного числа видов. Методика предусматривает выделение в составе амортизатора функциональных блоков десяти характерных типов, построение функциональной блок-схемы амортизатора, определяет этапы построения математической модели на основе функциональной блок-схемы.

Для составления математической модели амортизатора в целом используются подготовленные модели типовых функциональных блоков и типовых интерфейсов между типовыми блоками.

Составленная по разработанной методике математическая модель пригодна синтеза пневмогидравлических амортизаторов с заданными свойствами и для использования в качестве составного элемента в сложных математических моделях конструкций, содержащих элементы амортизации.

Список литературы

1. Методика расчета характеристик пневмогидравлической управляемой подвески с двухуровневым демпфированием многоосных колесных машин / Жилейкин М. М., Котиев Г. О., Сарач Е. Б. // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2012. №1. Режим доступа: <http://technomag.bmstu.ru/doc/346660.html> (дата обращения 30.11.2014).
2. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение, 1992. 672 с.
3. С.К. Годунов Термодинамика газов и дифференциальные уравнения, УМН, 14:5(89) 1959 сс. 97-116.
4. Кириллилин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е. Техническая термодинамика М.: Издательство МЭИ, 2008 г.
5. Глаголев К.В., Морозов А.Н. Физическая термодинамика: Учеб. Пособие. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2004. – 272 с.: ил. (Физика в техническом университете / Под ред. Л.К.Мартинсона, А.Н.Морозова).
6. Вильнер Я.М., Ковалев Я.Т., Некрасов Б.Б. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. Под. ред. Б.Б.Некрасова. Минск, «Вышэйш. школа», 1976. 416 с.
7. Sauer-Danfoss. Hydraulic Fluids and Lubricants. Technical Information. Режим доступа: http://powersolutions.danfoss.com/stellent/groups/publications/documents/product_literature/52010463.pdf
8. Криогенные системы: Учебник для студентов вузов по специальности «Техника и физика низких температур»: В 2 т. Т.1. Основы теории и расчета / А.М.Архаров, И.В.

- Марфенина, Е.И. Микулин. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1996. – 576 с.: ил. – с. 565
9. Ferdek U., Łuczko J. Modeling and Analysis of a Twin-Tube Hydraulic Shock Absorber // *Journal of Theoretical and Applied Mechanics* 50, 2, pp. 627-638, Warsaw 2012.
 10. Samantaray A.K. Modeling and analysis of preloaded liquid spring/damper shock absorbers // *Simulation Modelling Practice and Theory*, Volume 17, Issue 1, January 2009, Pages 309–325.
 11. Cui Y., Kurfess T.R., Messman M. Testing and Modeling of Nonlinear Properties of Shock Absorbers for Vehicle Dynamics Studies // *Proceedings of the World Congress on Engineering and Computer Science 2010 Vol II, WCECS 2010, October 20-22, 2010, San Francisco, USA.*
 12. Балахонцев Я.И., Гарин А.М. Пневмогидравлический амортизатор: пат. 2261381 Российская Федерация. 27.09.2005. Бюл. 27, 8 с.
 13. Анопов В.М., Забегаев А.И., Садков А. А. Способ амортизации: пат. 2481508 Российская Федерация. 10.05.2013. Бюл. 13, 13 с.
 14. van Kasteel R., Cheng-guo W., Lixin Q., Jin-zhao L., Wen-zhang Z. A New Shock Absorber Model with an Application in Vehicle Dynamics Studies // 2003 SAE International Truck and Bus Meeting and Exhibition: SAE TECHNICAL PAPER SERIES. Fort Worth, Texas November 10-12, 2003.