

Методы определения собственных частот элементов системы ракетного двигателя твердого топлива

Кашина И. А.^{1*}, Сальников А. Ф.¹

Пермский национальный исследовательский политехнический университет (ПНИПУ),

Академика Королева, 15, Пермь, 614013, Россия

**e-mail: I.Kashina@energosp.perm.ru*

Аннотация

Проводится анализ двух методов исследования колебательных процессов в системе РДТТ: 1. с распределенными параметрами; 2. представлением системы РДТТ в виде дискретных масс с упругодиссипативными связями. В прикладном пакете MatCad реализованы алгоритмы нахождения собственных частот РДТТ с помощью метода дискретных масс и с распределенными параметрами. Также проведен анализ собственных колебаний цилиндрической оболочки и жестко скрепленного с ней заполнителя.

Ключевые слова: собственная частота колебаний, автоколебательная система, РДТТ, метод дискретных масс, метод с распределенными параметрами

Разнообразие причин, приводящих к неудовлетворительной работе РДТТ (ракетного двигателя твердого топлива), очень велико и подавляющее большинство их на стадии проектирования и отработки предвидеть невозможно. Таким образом, надежность (конструкционная и параметрическая), которая закладывается при проектировании РДТТ и обеспечивается в процессе его изготовления и эксплуатации, является условным параметром, поскольку не учитывает особенность возникновения акустической неустойчивости работы РДТТ. Это не означает, что задачи обеспечения надежности на этапе проектирования решать нельзя. Однако простым увеличением механического запаса прочности конструкции данная задача не решается. Так как у большинства крупногабаритных ракетных двигателей отмечаются значительные колебания давления и тяги. Газовая среда, являясь элементом системы РДТТ, способна участвовать в колебательных движениях конструктивных

элементов, тем самым создавая условия резонансного взаимодействия в системе. А это, в свою очередь, проявляется в виде неустойчивой работы РДТТ. Схематично механизм акустического взаимодействия в колебательной системе, которой является РДТТ, приведен на рис. 1. Факторы, воздействующие на устойчивость работы РДТТ, обозначены буквами.

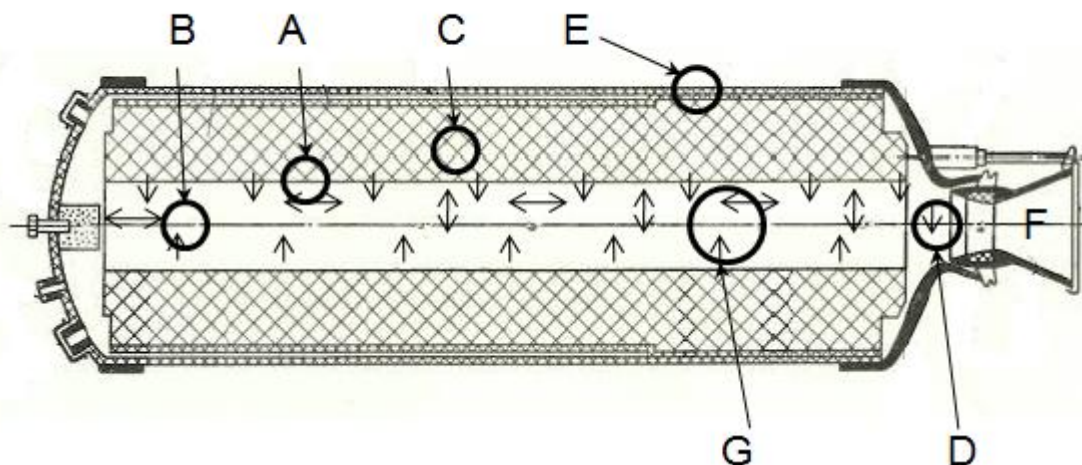


Рис. 1. Источники и стоки колебательной энергии.

Факторы, воздействующие на устойчивость РДТТ: А - поверхность горения, связывающая давление и скорость газа; В - тепловое излучение; С - вязкоупругие потери в топливе; Д - демпфирование в газовой полости, в том числе на частицах, вязкотермическое затухание, релаксационное затухание, остаточные химические реакции в потоке; Е - демпфирование стенками корпуса камеры сгорания; F - демпфирование соплом; G - акустические источники турбулентного газового потока (обтекание конструктивных элементов, взаимодействие газовых потоков, вихреобразование и др. процессы в формировании потока газа по проточной части камеры сгорания).

Как правило, при работе двигателя, колебания давления газов в камере сгорания РДТТ приводят к колебаниям массы прихода с поверхности горения. Данное явление достаточно хорошо изучено и получены определенные результаты [4, 5, 6], которые позволяют значительно снизить амплитуду колебаний в камере сгорания РДТТ за счет данного процесса. В общем случае условия, определяющие устойчивость работы РДТТ можно представить в виде:

$$A = \frac{\sum_{j=1}^n E_j^{np}(\tau)}{\sum_{i=1}^n E_i^{cm}(\tau)}, \quad (1)$$

где $E_j^{np}(\tau)$ - приток энергии колебаний, $E_j^{cm}(\tau)$ - суммарные потери энергии.

Таким образом, при $A > 1$ система является неустойчивой, т.к. приток возмущающей энергии превосходит ее расход. При $A < 1$ система является устойчивой, т.к. демпфирующие свойства изделия превышают приток энергии, которую система рассеет. При $A = 1$ - система находится в равновесии, т.е. процесс является автоколебательным.

Наиболее неблагоприятными с точки зрения работы двигателя являются автоколебания, которые создают на длительном промежутке времени постоянную амплитуду колебаний системы, превышающей величину амплитуды, согласно техническому заданию (величина амплитуды в автоколебательном режиме не должна превышать 1%). Однако с ростом среднего значения давления в камере сгорания РДТТ величина амплитуды колебаний крупногабаритных РДТТ может формировать значительные по амплитуде колебания тяги на частотах собственных продольных колебаний газового столба в камере сгорания РДТТ. Продольные частоты газового столба в камере сгорания остаются практически неизменными, а вот радиальные колебания топливного заряда и корпуса изменяются в процессе выгорания.

Проблема снижения амплитуды колебаний давления в камере сгорания крупногабаритных РДТТ в настоящее время решена частично. Одной из причин, приводящей к увеличению амплитуды колебаний давления в камере сгорания, является резонансное взаимодействие конструктивных элементов РДТТ и автоколебания, которые становятся причиной отказа двигателя в процессе его эксплуатации. Механические колебания конструктивных элементов РДТТ довольно разнообразны:

- свободные или собственные колебания - происходящие без переменного внешнего воздействия и поступления энергии извне;
- периодические - при которых значения обобщенной координаты и ее производных циклически повторяются (если это условие не выполняется, то колебания аperiodические);
- вынужденные - вызываемые и поддерживаемые переменной во времени внешней силой;
- параметрические - вызываемые изменением во времени динамических параметров системы (жесткости, массы или момента инерции, демпфирования и др.);

- автоколебания - стационарные колебания возбуждаемые и поддерживаемые за счет энергии поступающей от источника неколебательного характера, в которой поступление энергии регулируется движением самой системы и т.д.

Эти процессы мало изучены, не выявлены условия усиления колебаний в камере сгорания, не определено влияние геометрических параметров конструктивных элементов РДТТ на передачу акустической энергии.

Основная задача данной статьи связана с изучением изменения частотных характеристик РДТТ в процессе его функционирования, а также выявлением основных закономерностей, влияющих на условия возникновения резонансного взаимодействия конструктивных элементов РДТТ для последующего управления данными процессами: увеличением массы, жесткости элементов системы РДТТ и т.д. В статье не рассматриваются условия газодинамики, т.к. они достаточно хорошо освещены в работах других авторов [4, 5, 6]. Тем не менее, в процессе выгорания твердотопливного заряда происходит изменение массовых и жесткостных характеристик элементов системы РДТТ, что приводит к возникновению автоколебаний, которые по амплитуде ΔA_p значительно превышают 1 % от средней амплитуды колебаний давления в камере сгорания двигателя $P_{сред}$:

$$A_p \geq 1\% P_{сред} \quad (2)$$

На рис. 2 представлена физическая модель механического взаимодействия конструктивных элементов РДТТ с продольными колебаниями газа в камере сгорания. Согласно физической модели радиальные колебания по частотам могут быть кратны продольным колебаниям газа, создаваемых осевыми колебаниями днищ и сопла. Следовательно, в определенный момент времени при работе РДТТ, возникнут условия для появления резонансного взаимодействия конструкции РДТТ и газового столба. Тем самым автоколебательный процесс может выйти на новый уровень по амплитуде колебаний давления a , следовательно, и колебаний тяги.

Данные процессы практически не изучены и условия связи механической конструкции РДТТ и газовой полости является нерешенной задачей с точки зрения ее прогнозирования, времени возникновения и длительности колебательного процесса. Данный вывод подтверждают реальные результаты огневых стендовых испытаний, когда в определенный момент времени в камере сгорания РДТТ возникают значительные по амплитуде колебания давления и длительность данных процессов составляет до нескольких

секунд. Следовательно, формирование исследовательской базы по прогнозированию неустойчивости работы РДТТ в процессе его эксплуатации является важной и актуальной задачей.

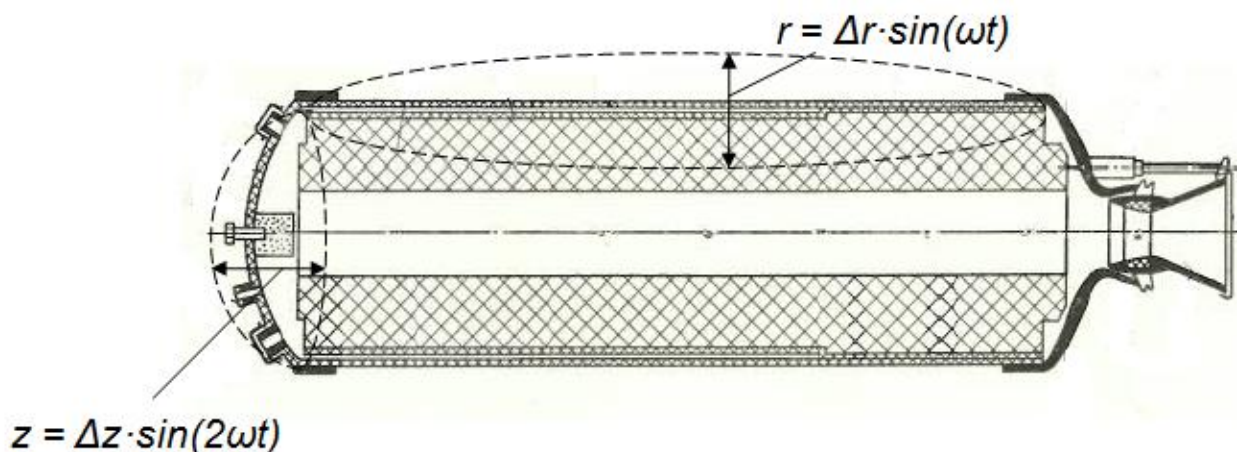


Рис. 2. Схема РДТТ (к физической задаче колебаний): Δz и Δr – амплитуды радиальных и продольных колебаний РДТТ, ω – собственная частота системы РДТТ

Основным этапом в решении данной проблемы является разработка математической модели алгоритма, который бы позволил осуществить анализ изменения частотных характеристик конструктивных элементов РДТТ в процессе выгорания топливного заряда.

Существует несколько методов определения собственных частот колебаний механических систем, но не существует методики, которые бы позволили проводить оценку изменений собственных частот во времени в процессе изменения массово-жесткостных характеристик конструкции РДТТ.

Все методики предполагают постоянные значения массово-жесткостных характеристик конструкций РДТТ, поэтому в данной работе была сделана попытка разработать алгоритм, который бы позволил проводить оценку изменения частотных характеристик конструктивных элементов РДТТ в процессе выгорания топливного заряда.

На данном этапе разработка модели с временным каналом является сложной задачей. Поэтому в рамках решения поставленной задачи разработаны две модели РДТТ, позволяющие определить частотные характеристики конструктивных элементов РДТТ в определенные моменты времени:

1. модель дискретных масс с упругодиссипативными связями [1];
2. модель с распределенными параметрами [3].

Определим собственные частоты колебаний элементов РДТТ, а также собственную частоту самой системы.

При формировании дискретной динамической модели с упругодиссипативными связями принимаем следующие допущения:

- деформация упругих связей линейна и подчиняется закону Гука;
- инерционные свойства звеньев отображаются сосредоточенными в точках массами или сосредоточенными в сечении моментами инерции;
- упругие связи между этими массами и моментами инерции считаем безинерционными;
- влиянием нерезонансных частот при резонансе пренебрегаем;
- потери энергии при деформации упругих связей не учитываем.

Затем представим систему РДТТ в виде механической системы, состоящей из N абсолютно твердых тел, соединенных друг с другом амортизаторами. Обобщением расчетной схемы является введение упругодиссипативных связей между несоседними массами цепочки.

На рис. 3 представлена система РДТТ в виде шести дискретных масс с упругодиссипативными связями.

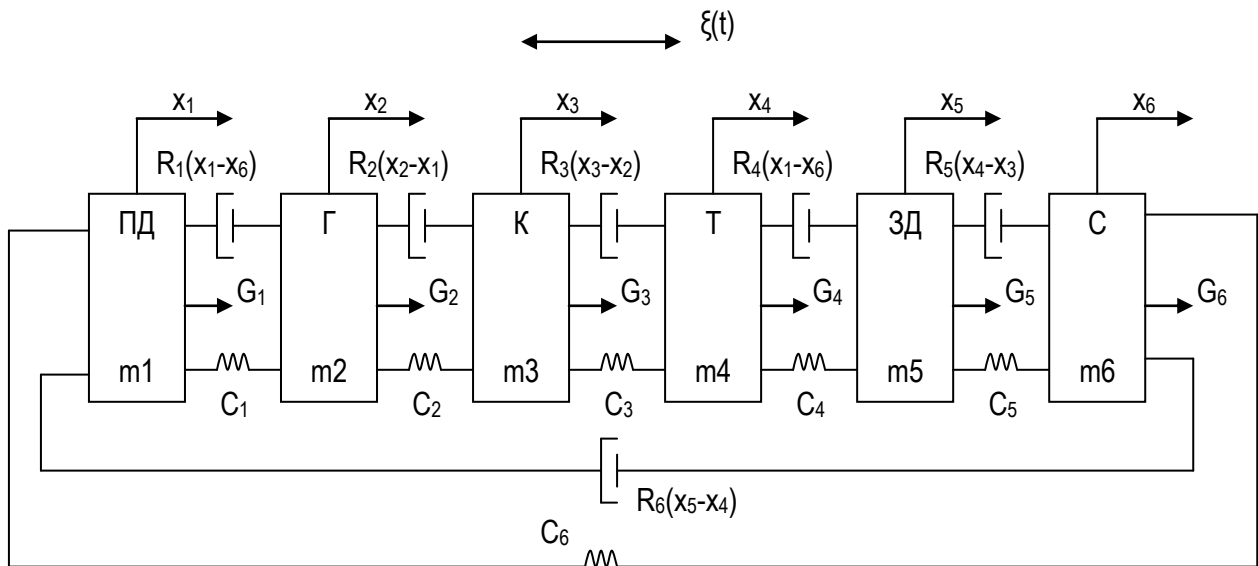


Рис.3. Модель РДТТ в виде шести дискретных масс с упругодиссипативными связями:
ПД - переднее днище; Г – газ, К – корпус; Т – топливо; ЗД – заднее днище; С – сопло.

Метод заключается в разделении системы РДТТ на шесть подсистем, нахождении парциальных частот его элементов и сводится к матричному решению с помощью следующих составляющих: обобщенных координат перемещения, восстанавливающих сил, инерционных параметров, вынуждающих и диссипативных сил и квазиупругих коэффициентов. Связанность между парциальными системами может быть инерционной

(через инерционные коэффициенты), квазиупругой (через квазиупругие коэффициенты) или комбинированной.

Дифференциальное уравнение свободных колебаний в матричной форме имеет вид:

$$A\ddot{q} + Cq = 0, \quad (3)$$

где $q = (\xi, \eta, \zeta, \alpha, \beta, \gamma)$ – вектор, характеризующий перемещение тела при колебаниях.

Свободная частота:

$$\omega = \left(\frac{c}{a}\right)^{1/2} = \frac{1}{(af)^{1/2}}, \quad (4)$$

где $f = C^{-1}$ – единичная податливость, соответствующая квазиупругому коэффициенту C .

Общее решение уравнения свободных колебаний с собственной частотой ω_a и собственной формой v_a :

$$q(t) = \sum_{a=1}^n v_a (C_a \cos \omega_a t + D_a \sin \omega_a t). \quad (5)$$

Решением дифференциального уравнения свободных колебаний будет выражение:

$$q(t) = v \sin(\omega t + \chi), \quad (6)$$

где v – вектор (матрица-столбец) – характеризует соотношение между обобщенными координатами, также это собственные формы колебаний.

ω и v удовлетворяют матричному выражению:

$$([C] - \omega^2[A])[V] = 0. \quad (7)$$

С помощью данного метода в работе был составлен алгоритм нахождения собственных частот РДТГ с помощью анализа четырех подсистем в прикладном пакете MatCad: 1) газ – топливо – корпус; 2) газ – топливо – переднее днище; 3) газ – топливо – заднее днище; 4) газ – заднее днище – сопло. Для определения жесткостных характеристик

связей данных подсистем был использован модальный анализ, с помощью которого достаточно просто была определена жесткость системы РДТТ - $C_{РДТТ}$ (рис. 4).

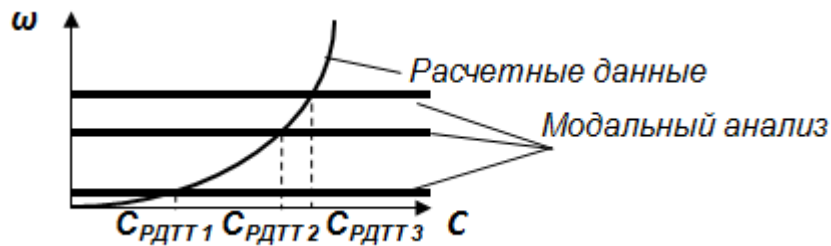


Рис. 4. Определение жесткости для РДТТ:

$C_{РДТТ1}$, $C_{РДТТ2}$, $C_{РДТТ3}$ – фактические значения, которые необходимо использовать для определения жесткости конкретного двигателя

Недостатком данной модели является необходимость определять жестко-вязкостные характеристики для расчета матриц жесткости в процессе нахождения парциальных частот колебаний, поэтому для этой модели необходимо проводить верификацию полученных данных.

Вторая модель не требует решения практической задачи по определению частотных характеристик РДТТ. Для формирования данной модели (с распределенными параметрами) представим сложную систему РДТТ в виде тонкостенной оболочки и контактирующей с ее внутренней поверхностью толстостенный массив, выполненный из другого материала. Оболочку будем считать тонкой и однослойной, для которой справедливы гипотезы Кирхгофа-Лява.

Таким образом, поставленная задача сводится к совместному интегрированию уравнений теории оболочек и трехмерной теории упругости при выполнении определенных условий на поверхности контакта сред и других условий.

В общем виде система уравнений, описывающая деформацию оболочки, может быть представлена в виде:

$$L_m(u, v, w) = X_m \quad (m = 1, 2, 3) \quad (8)$$

где u , v , w – компоненты вектора перемещения; X_1 , X_2 , X_3 – компоненты вектора поверхностной силы по криволинейным осям x , y , z ; L_1 , L_2 , L_3 – дифференциальные операторы теории оболочек.

Составной частью работы является определение частотных характеристик твердотопливного заряда в процессе его выгорания. В рамках данной задачи рассмотрим объемные колебания твердотопливного заряда с определенными геометрическими характеристиками.

Линейные уравнения движения цилиндрической оболочки, основанные на гипотезах Кирхгофа-Лява, в компонентах вектора перемещения u, v, w по координатам x, θ, r имеют следующий вид [2]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\nu_1}{R^2} \frac{\partial^2 u}{\partial \theta^2} + \frac{\nu_2}{R} \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial \theta} + \frac{\nu}{R} \frac{\partial \omega}{\partial x} &= -\frac{X_1}{B} \\ \frac{\nu_2}{K} \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial \theta} + \frac{\partial^2 v}{R^2 \partial \theta^2} + \nu_1 \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial \omega}{R^2 \partial \theta} &= -\frac{X_2}{B}, \\ \frac{\nu}{R} \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{R^2 \partial \theta} + \frac{c^2}{R^2} \nabla^2 \nabla^2 \omega + \frac{\omega}{R^2} &= \frac{X_3}{B} \end{aligned} \quad (9)$$

где $c^2 = \frac{h^2}{12R^2}$; $B = \frac{Eh}{1-\nu^2}$; $\nu_1 = \frac{1-\nu}{2}$; $\nu_2 = \frac{1+\nu}{2}$; $\nabla^2 = R^2 \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial \theta^2}$; E, ν, h, R – модуль упругости, коэффициент Пуассона, толщина и радиус оболочки.

После подстановки выражений всех промежуточных выражений и математических операций, а также их преобразований (с учетом выполнения динамических условий контакта оболочки и заполнителя; кинематических условия жесткого скрепления, а также условий на поверхности канала), была получена система девяти однородных алгебраических уравнений [3].

На основе данных уравнений в работе разработан алгоритм решения трехмерной задачи в программной среде MathCad, который позволяет связать граничные условия на поверхности канала с условиями волнового движения твердотопливного заряда жестко скрепленного с корпусом.

Верификация полученных результатов была осуществлена по опытным испытаниям (рис. 5 (а,б,в,г)).

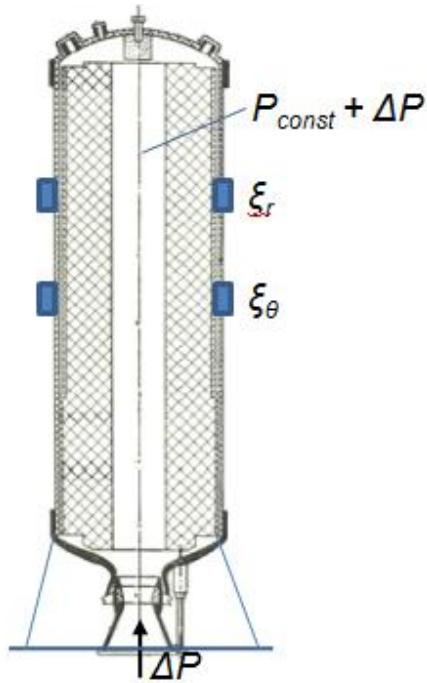


Рис. 5а. Вибратор: ξ_r, ξ_θ – деформации по осям r и θ , P – давление в камере сгорания РДТТ

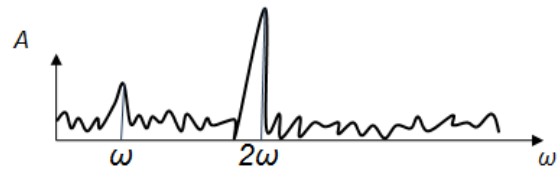


Рис. 5б. Колебания давления в камере сгорания РДТТ

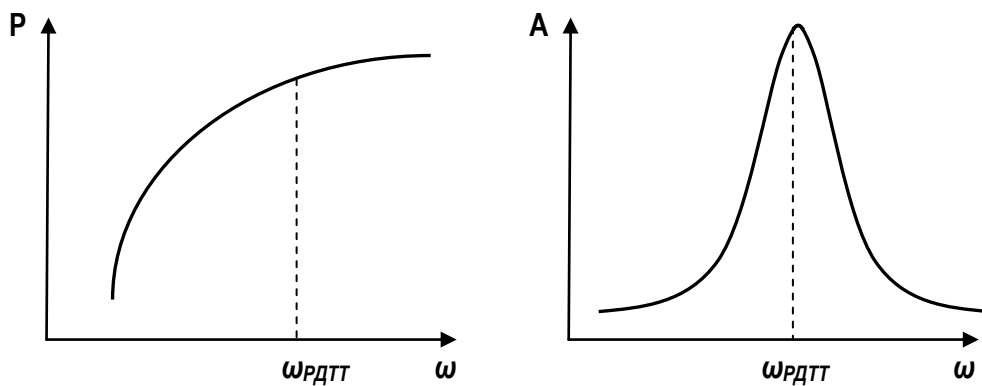


Рис. 5в. К определению собственной частоты колебаний РДТТ

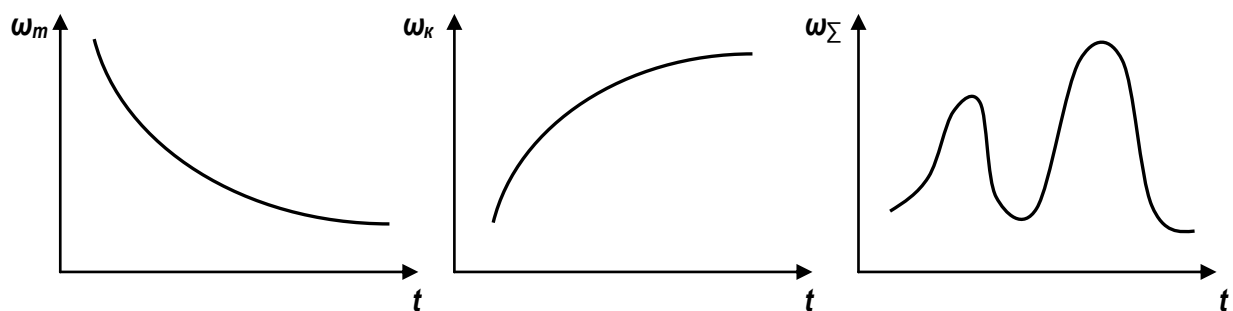


Рис. 5 г. Собственные частоты колебаний (ω_m), корпуса (ω_k) и РДТТ (ω_Σ) в процессе его эксплуатации

Недостатком данной модели является сложность алгоритма, реализующий пространственные колебания сложной системы и требования значительных вычислительных

ресурсов при ее реализации. Следовательно, при определенных условиях она позволяет выборочно (2 - 3 точки изменения характеристик) рассчитать изменения амплитудно-частотных характеристик РДТТ. Применение данной модели возможно на всех этапах и связано со значительными временными затратами при получении результатов.

Таким образом, были разработаны два алгоритма определения собственных частот РДТТ: с использованием модели точечных масс и модели «с распределенными параметрами». Было проведено исследование полученных моделей с целью анализа точности и сложности их реализации. Показано, что более сложный, но точный алгоритм – по методу «с распределенными параметрами». Данный алгоритм позволяет провести подробный расчет динамических параметров системы РДТТ. Наименее трудоемкий и затратный по времени алгоритм - с помощью представления системы РДТТ в виде дискретных масс с упругодиссипативными связями. Данный алгоритм требует корректного отношения к постановке граничных условий. Полученные алгоритмы могут быть использованы для оценки влияния геометрических и физико-математических параметров элементов РДТТ на амплитудно-частотную характеристику всей системы РДТТ в целом. При этом алгоритм с использованием модели точечных масс с упругодиссипативными связями - на первоначальном этапе проектирования РДТТ, а модель «с распределенными параметрами» - для уточнения полученных результатов.

Библиографический список

1. Вибрации в технике, справочник в 6 томах. Под ред. К.В. Фролова – М.: Машиностроение, 1981 – Т.6. Защита от вибрации и ударов. 456 с., ил.
2. Ильгамов М.А., Иванов В.А., Гулин Б.В. Расчет оболочек с упругим наполнителем. – М.: Наука, 1987. – 260 с.
3. Кашина И.А., Сальников А.Ф. Исследование резонансного взаимодействия конструктивных элементов системы РДТТ. // Журнал «Вестник РГАТА имени П.А. Соловьева» №1 (22) – Рыбинск, 2012, - С.17-22.
4. Сальников А.Ф., Сальников Д.А., Петрова Е.Н. Исследование условий перекачки энергии из зоны горения твердого топлива в акустические колебания камеры сгорания ракетного двигателя // Исследование, разработка и применение высоких технологий в промышленности: сб. тр. II международ. конф., Санкт-Петербург, 7-9 янв. 2006 г.- Санкт-Петербург, 2006,- С. 175-179.

5. Сальников А.Ф., Сальников Д.А., Петрова Е.Н. Исследование условий возбуждения продольных колебаний газа в камере сгорания твердотопливного ракетного двигателя // Химическая физика и мезоскопия. - 2006. - Т. 8, № 2. -С. 169-176.
6. Сальников А.Ф., Петрова Е.Н. Условие возникновения продольной акустической неустойчивости в камере сгорания твердотопливного двигателя // Внутрикамерные процессы, горение и газовая динамика дисперсных систем: сб. тр. междунар. конф., Санкт-Петербург, 19-23 июня 2006 г.- Санкт-Петербург, 2006,-Т. 1.-С. 120-123.