

УДК 621.43.055:621.458.081

В.П. ГЕРАСИМЕНКО¹, Н.Б. НАЛЕСНЫЙ²¹Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина²Управление магистральных газопроводов «Черкасытрансгаз», Украина

МЕХАНИЗМЫ ВИБРАЦИОННОГО ГОРЕНИЯ В КАМЕРАХ СГОРАНИЯ ГТД

Предложен механизм вибрационного горения в результате звукового возбуждения колебаний. Показано, что источником звуковых волн является изменение скорости тепловыделения.

газотурбинный двигатель, вибрационное горение, неустойчивость, колебания

Введение

Нарушение устойчивой работы газотурбинных двигателей (ГТД) – одна из проблем при их эксплуатации. Наряду с такими формами неустойчивости как помпаж, вращающийся срыв, флаттер в последние годы все чаще проявляется пульсационное горение топлива в камерах сгорания. Причем, если вибрационное горение в форсажных камерах – достаточно известное явление, то в основных камерах оно мало изучено. Эта проблема усугубилась в связи с созданием малоэмиссионных камер, в зоне горения которых стехиометрические условия заменены на «бедные» по топливовоздушным смесям [1, 2].

1. Формулирование проблемы

При вибрационном горении повышаются тепловые и вибрационные нагрузки на элементы конструкции, нарушается устойчивость горения с возможным срывом и погасанием пламени, возбуждаются колебания потока рабочего тела в примыкающих к камерам сгорания устройствам – компрессоре, турбине, сверхзвуковом воздухозаборнике прямоточного двигателя, межрубашечном пространстве камеры сгорания ракетного двигателя и т.п. Несмотря на то, что пульсационному горению посвящено большое количество публикаций [1, 2], многие процессы, связанные с данной формой термической неустойчивости, требуют изучения. Сложность проблемы заключается в одновременном протекании

при горении различных по природе процессов: физико-химических превращений, гидродинамических нестационарных вихревых течений, акустических волновых явлений и др. Поэтому существует несколько видов вибрационного горения, которые разделяют в основном по частотному спектру и объясняют различными причинами, порождающими тот или иной вид неустойчивости. Однако, нет единого мнения по механизмам обратной связи. Требуется также детализация механизма «запаздывания» в моделях высокочастотного горения. При низкочастотных колебаниях ухудшается полнота сгорания топлива вследствие его избытка в полупериод пониженного давления p_k и когда оно не успевает сгореть. А при высокочастотных колебаниях полнота сгорания может повыситься за счет улучшения смешения и испарения топлива.

Целью данной статьи является анализ процессов, связанных с вибрационным горением и изучение механизмов его возникновения.

2. Решение проблемы

Модель колебательной системы должна включать, кроме собственно системы, источник энергии и обратную связь, управляющую этим источником. При вибрационном горении в качестве источника энергии может быть как выделяемое тепло при сгорании, так и механическая (кинетическая) энергия струи топлива. В камерах сгорания ГТД выделяемое

тепло – более значительный источник энергии. Колебательный подвод тепла реализуется благодаря наличию механизма обратной связи. Его природа различна: «расходная» или «диффузионная» [2] в зависимости от частотного диапазона вибрационного горения. «Расходный» механизм обратной связи проявляется при низкочастотном вибрационном горении в результате периодического изменения подачи топлива.

Для возбуждения колебаний высокочастотного вибрационного горения с «диффузионным» механизмом обратной связи необходима периодическая скорость теплоподвода, например, под действием звуковых колебаний в камере сгорания. Звуковые колебания приводят к возмущению скорости потока воздуха, в результате чего колеблется местный коэффициент избытка воздуха в очагах горения, а значит – температура горения и скорость тепловыделения. Такая последовательность происходит со сдвигом фаз – «временем запаздывания» горения. Следует отметить, что модель «времени запаздывания» [3] используют для математического описания практически всех видов вибрационного горения независимо от частотного диапазона. Однако, продолжительность этого времени определяется различными «инерционными» свойствами колебательной системы, т.е. разными физико-химическими процессами: гидравлическими характеристиками системы топливоподачи, вихревой структурой потока воздуха, звуковыми волнами и т.п. Время запаздывания имеет несколько слагаемых [3] по каждой составляющей процесса в цепочке обратной связи.

Существуют и другие механизмы обратной связи. Например, при расположении топливной форсунки в «узле» скорости стоячей звуковой волны и соответственно максимальном колебании давления, к которому чувствительны все процессы, связанные с горением. Таким образом, существование различных механизмов обратной связи создает трудности в выяснении причин возникновения вибрационного горения. Более того, механизм обратной связи может меняться при развитии вибрационного горения.

Согласно «критерию Рэлея» колебания развиваются, если фазовый сдвиг между волнами давления и скорости теплоподвода по абсолютному значению меньше $\pi/2$. Если же этот сдвиг фаз лежит в пределах от $\pi/2$ до π , то колебания гасятся [2].

При низкочастотной ($f = 20 \div 50$ Гц, рис. 1, а) неустойчивости происходит запаздывание процесса горения относительно впрыска топлива форсункой, в результате чего возникают колебания расхода топлива с периодическим изменением качества распыла и коэффициента избытка воздуха в зоне горения. При таком возбуждении колебаний основную роль играет система топливоподачи с организацией горения, а волновые свойства камеры сгорания не проявляются, так как длина волны колебаний намного превышает ее линейные размеры и она может рассматриваться как акустическая емкость, демпфирующая эти колебания.

Высокочастотное ($f = 4 \div 7$ кГц) вибрационное горение – наиболее опасный вид неустойчивости. Здесь частота колебаний совпадает с одной из собственных частот камеры сгорания как акустического резонатора.

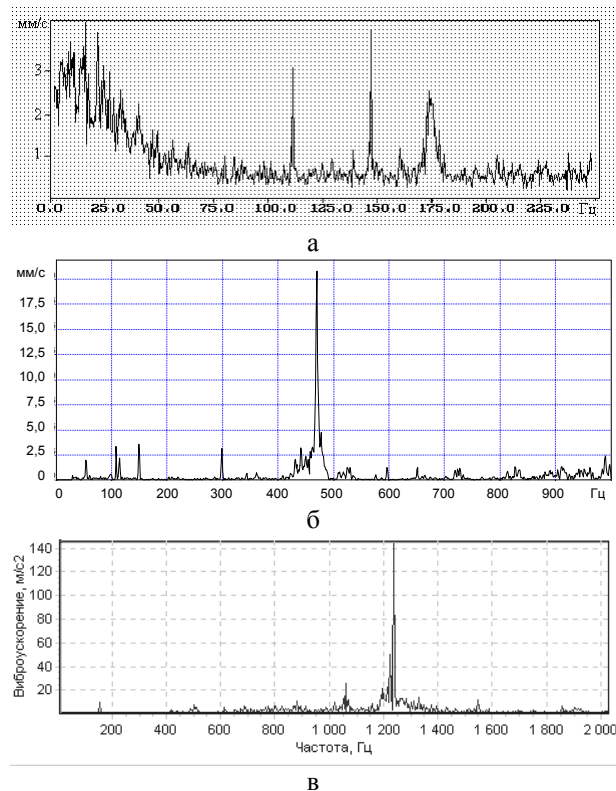


Рис. 1. Спектры вибрации двигателя ДН-80

Значит, нарушение устойчивости имеет акустическую природу с продольными и поперечными колебаниями, а система топливоподачи не проявляется. Причинами таких высокочастотных колебаний горения могут быть: запаздывание воспламенения, изменение времени подготовительных процессов, а также скорости химических реакций под действием колебаний температуры и давления [4], возбуждающих звуковые волны, когда время горения топлива близко ко времени пробега звуковой волны вдоль жаровой трубы и обратно. Однако в обоих случаях при анализе развития колебаний могут быть применены аналогичные методы решения задачи на основе теории автоматического регулирования [2].

При сравнительно больших размерах камеры сгорания ее собственные частоты понижаются, а поэтому здесь волновые свойства системы топливоподачи могут проявляться, и их надо учитывать. Такая неустойчивость горения соответствует промежуточным частотам ($f = 130 \div 500$ Гц, рис. 1, б). Продольные стоячие волны с промежуточными частотами могут возникать при горении обедненных или переобогащенных топливовоздушных смесей и проявлении резонирующих свойств камеры сгорания.

Если для устранения низкочастотной неустойчивости обычно предлагают увеличить перепад давления на форсунках или объем камеры сгорания, а также поменять характеристики системы топливопитания, то для предотвращения высокочастотных колебаний предпринимают меры по изменению акустических свойств камеры сгорания.

Таким образом, акустическая неустойчивость горения связана с возбуждением звуковых колебаний с частотой, близкой к одной из собственных частот колебаний газа в камере сгорания. При горении происходит самовозбуждение звука. Т.е. акустическое колебание – самопроизвольный процесс. А поэтому вибрационное горение – автоколебательное явление, амплитуда которого может как постепенно

развиваться под действием малых возмущений, так и иметь конечное значение мгновенно при запуске двигателя. Однако недостаточная изученность термического самовозбуждения звука и физических процессов горения при этом затрудняет разработку мероприятий по борьбе с таким горением.

В работе [5] наблюдалось вибрационное горение в камере сгорания ТРД. Причем, были зарегистрированы колебания, вызванные нестабильной работой компрессора, и продольные колебания, причина которых связана с процессом горения, когда первые рассматриваются как вынужденные.

Для описания колебаний при горении газообразного топлива используем неоднородное волновое уравнение для звукового давления [1], в правой части которого записан один из членов, характеризующий скорость тепловыделения,

$$-\square p' = \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} + \Delta p' C^2 + 2\Delta p' C C', \quad (1)$$

где $\square p' \equiv \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \Delta p'$ – однородная часть уравнения; $a = \sqrt{\kappa R T}$ – адиабатическая скорость звука идеального газа; штрих обозначает пульсационную составляющую. Решить такое уравнение можно путем разделения переменных в начале в линейной постановке, а затем, используя линейное приближение, получить обыкновенное нелинейное дифференциальное уравнение для переменной части функции давления и определить амплитуду автоколебаний. Как известно, процедура разделения переменных при решении однородного волнового уравнения

$$\frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} = \frac{\partial^2 p'}{\partial x^2}, \quad (2)$$

для распространения звуковой волны с общим решением [6]

$$p' = f_1(x - at) + f_2(x + at) \quad (3)$$

предполагает поиск решения в ином виде $p' = X(x)T(t)$. В этом случае однородное уравнение (2) принимает форму

$$\frac{1}{X} \frac{\partial^2 X}{\partial x^2} = \frac{1}{a^2} \frac{1}{T} \frac{\partial^2 T}{\partial t^2}, \quad (4)$$

где каждая из частей зависит только от одной переменной. Это возможно в том случае, когда они представляют некоторую постоянную величину ω^2/a^2 , где ω – циклическая частота. Тогда, записав уравнение (4) в виде двух уравнений:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial t^2} + \omega^2 T = 0 \quad \text{и} \quad \frac{\partial^2 X}{\partial x^2} + \frac{\omega^2}{a^2} X = 0, \quad (5)$$

и используя решения каждого из них, получают частное решение волнового уравнения (2) в виде

$$p' = (A_1 \cos \omega t + A_2 \sin \omega t) \left(A_3 \cos \frac{\omega}{a} x + A_4 \sin \frac{\omega}{a} x \right), \quad (6)$$

где постоянные A_1, A_2, A_3, A_4 определяют по крайним и начальным условиям.

Заметим, что при наличии симметрии в распространении сферических волн изложенный подход решения однородного волнового уравнения (2) путем разделения переменных может быть применен и для решения однородной части уравнения (1), если положить, что координата x является радиус-вектором $r = \sqrt{x^2 + y^2 + z^2}$. Хотя общее решение

$$(3) \text{ при этом имеет вид [6] } p'(r, t) = \frac{f(r \mp at)}{r}, \text{ и сле-}$$

довательно, $\Delta p' = \frac{f''}{r}$, где наличие множителя $1/r$

указывает на то, что интенсивность сферических волн в отличие от плоских снижается со временем.

При разделении переменных используют характеристику ω^2/a^2 , где $\omega/a = k$ – волновое число связано с длиной волны формулой $\lambda = 2\pi/k$, а частота колебаний равна

$$f = \frac{a}{\lambda} = \frac{\omega}{2\pi}. \quad (7)$$

Изложенный алгоритм предполагает значение скорости звука постоянным и применим для калорически совершенного газа в изэнтропических процессах. Однако в камерах сгорания ГТД при вибрационном горении скорость звука не является посто-

янной величиной ввиду изменения температуры горения. Это создает одну из основных трудностей при решении волновых уравнений (1), (2). Пример теоретического исследования вибрационного горения газообразного топлива с решением неоднородного волнового уравнения для звукового давления, в правой части которого записан член в виде функции распределения, характеризующий скорость тепловыделения, представлен в работе [7].

Влияние скорости тепловыделения в уравнении (1) характеризуется первыми двумя слагаемыми неоднородной части, отражающими акустический источник возмущений. В качестве механизма возбуждения колебаний при изменении тепловыделения может быть наложение звуковых волн [1]. При повышении интенсивности тепловыделения возрастает скорость звуковых волн, в результате чего последующая волна догоняет предыдущую и усиливает ее, подобно наложению слабых ударных волн [8]. В полупериод снижения скорости тепловыделения происходит отставание волн из-за их замедления. Следовательно, частота акустических возмущений определяется периодичностью теплосмен, в результате которых происходит самовозбуждение акустического колебательного процесса.

Теплота, выделяемая при сгорании топлива,

$$dQ \equiv \frac{H_u}{L_0} d \left(\frac{\eta_c}{\alpha} \right), \quad (8)$$

где H_u – теплота сгорания топлива; L_0 – стехиометрический коэффициент; η_c – коэффициент полноты сгорания; α – коэффициент избытка воздуха, расходуется на подогрев рабочего тела в камере сгорания. Согласно первого закона термодинамики в дифференциальной форме

$$dQ_\Sigma = di - \frac{dp}{\rho}, \quad (9)$$

где $dQ_\Sigma = dQ + dQ_r$; $di = C_p dT$. Уравнение первого закона термодинамики для совершенного (идеального) невязкого газа с учетом уравнения состояния

$p/\rho = RT$ или $dT/T = dp/p - d\rho/\rho$ может быть представлено в виде

$$dQ = C_p T \left(\frac{dp}{\rho p} - \frac{d\rho}{\rho} \right) = \frac{C_p T}{\rho} \left(\frac{dp}{a^2} - d\rho \right). \quad (10)$$

Здесь $a = \sqrt{\kappa RT}$ – средняя скорость звука.

Подставляя выражение (8) в (10), получим

$$\frac{H_u}{L_0} d \left(\frac{\eta_z}{\alpha} \right) = \frac{C_p T}{\rho} \left(\frac{dp}{a^2} - d\rho \right). \quad (11)$$

Уравнение (11) может быть записано через пульсационные составляющие параметров

$$\frac{H_u \rho}{L_0 C_p T} \left(\frac{\eta_z}{\alpha} \right)' = \frac{p'}{a^2} - \rho'. \quad (12)$$

Учитывая, что $\sqrt{\frac{dp}{d\rho}} = a_0$ – скорость распространения малых возмущений в адиабатном процессе равна адиабатической скорости звука, то при наличии подвода тепла согласно уравнению (12) его правая часть не равна нулю. Причем, судя по левой части, источником возмущений является пульсационный член в виде отношения коэффициента полноты сгорания к коэффициенту избытка воздуха $(\eta_z/\alpha)'$. Сопоставляя правую часть уравнения (12) с первыми двумя слагаемыми неоднородной части уравнения (1), отметим подтверждение предположения об акустической природе последних, как источников возбуждения колебаний в результате изменения скорости тепловыделения. При этом, применив преобразование Фурье по разделению переменных в форме первого уравнения (5), заменим с учетом (12) первые два слагаемых правой части в неоднородном волновом уравнении (1) на источник член, характеризующий скорость тепловыделения:

$$-\omega^2 \frac{H_u \rho}{L_0 C_p T} \left(\frac{\eta_z}{\alpha} \right)'$$

Заключение

Таким образом, представлено описание механизмов и причин вибрационного горения в камерах

сгорания ГТД. Дано теоретическое обоснование термического возбуждения звуковых волн в результате изменения скорости тепловыделения, характеризуемого пульсационным параметром в виде отношения коэффициента полноты сгорания к коэффициенту избытка воздуха.

Литература

1. Герасименко В.П., Налесный Н.Б. Вибрационное горение в камерах сгорания ГТД // Вестник НТУ «ХПИ». – Х.: НТУ «ХПИ», 2006. – № 5. – С. 53-58.
2. Ларионов В.М., Зарипов Р.Г. Автоколебания газа в установках с горением. – Казань: Изд. Казан. гос. техн. ун-та, 2003. – 227 с.
3. Сиразетдинов Т.К., Иванов В.В. Моделирование процесса горения в камере двигателя с учетом запаздывания // Рабочие процессы и технология двигателей: Тезисы докладов междунар. НТК. – Казань: Казан. гос. техн. ун-т, 2005. – С. 25-27.
4. Мингазов Б.Г., Хаблус Ахмед. Моделирование процесса сгорания топлива в камерах сгорания ГТД // Авиационно-космическая техника и технология. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2004. – № 8/16. – С. 51-53.
5. Нестационарное распространение пламени / Под ред. Дж. Маркштейна. – М.: Мир, 1968. – 438 с.
6. Седов Л.И. Механика сплошной среды. Т. 2. – М.: Наука, 1976. – 576 с.
7. Дорошенко В.Е., Зайцев С.Ф., Фурлетов В.М. О двух режимах работы модельной камеры сгорания как термоакустической колебательной системы // Журн. техн. физики. – 1967. – Т. 37, № 1. – С. 64-70.
8. Березкина М.К., Сыщиков М.П., Семенова А.Н. Взаимодействие двух следующих друг за другом ударных волн с клином // Журн. техн. физики. – 1982. – Т. 52, № 7. – С. 1375-1385.

Поступила в редакцию 25.05.2006

Рецензент: канд. физ.-мат. наук М.В. Бойко, Украинский научно-исследовательский институт природных газов, Харьков.