

УДК 004.942

Численное моделирование возникновения колебаний давления в термоакустическом преобразователе

Угланов Д. А.¹, Некрасова С. О.^{1,*},

[*yhoji@yandex.ru](mailto:yhoji@yandex.ru)

Воробьев А. А.¹, Соколов Г. В.¹

¹Самарский государственный аэрокосмический университет
им. академика С.П. Королёва, Самара, Россия

В статье рассмотрены особенности численного моделирования процесса возбуждения акустических колебаний в резонаторах с пористой вставкой (регенератором) для исследования процесса возбуждения термоакустических колебаний в контуре модели малоразмерного двигателя на пульсационной трубе. Предложена упрощенная конечно-элементная модель резонатора и определен гармонический закон распределения температуры на регенераторе. Приведены временные зависимости скорости и амплитуды давления для открытого конца резонатора, расчетное значение рабочей частоты процесса приблизительно равно значению частоты для заданной длины резонатора. Полученные результаты позволяют судить о правильности выбора схемы дискретизации в ESI CFD ACE для учета неравновесных процессов тепломассообмена в области регенератора. результаты численного моделирования необходимо расширить с целью учета реальных особенностей конструкции двигателя на пульсационной трубе.

Ключевые слова: модель резонатора, пульсационная турбина, термоакустика, тепломассообмен

Введение

Термоакустика, как прикладная наука о взаимном преобразовании тепловой и акустической энергии, образовалась на стыке целого ряда смежных наук: акустики, термодинамики, механики жидкости и газа, теории пограничного слоя и т. д. В основе термоакустического эффекта лежит принцип сформулированный Рэлеем в 1857 году [5], где он дал первый качественный анализ акустических колебания вызванных теплом: «Если теплота сообщается газу в момент наибольшего сжатия или отнимается от него в момент наибольшего разрежения, то это усиливает акустические колебания».

Имеется целый ряд наукоёмких публикаций по исследованию особенностей рабочего процесса и созданию оптимальных термоакустических установок для различных пер-

спективных направлений. Среди них особо следует отметить работы Г. Свифта из Лос-Аламосской национальной лаборатории, которые позже были переработаны в единое руководство по прикладной термоакустике [2,3], являющееся на сегодняшний день одним из лучших учебников по термоакустике.

В настоящее время в научных центрах разных стран созданы и исследованы различные термоакустические системы, которые можно классифицировать как: преобразователи со стоячей волной, преобразователи с бегущей волной (прямого и обратного цикла), термоакустические резонаторы (ТАРы). Одним из основных инструментов по разработке конструкции термоакустических устройств на сегодняшний день является программа DeltaEC [4]. В её основе лежит решение одномерных уравнений линейной термоакустики для последовательности элементов рабочего контура термоакустического двигателя (ТАД) с последовательной передачей значений параметров от одного элемента к последующему. Однако, с помощью данного средства вычислений затруднено исследование влияния особенностей течения рабочего тела с учетом не равномерности распределения скорости по сечению, выявление источников нелинейных потерь в контуре и особенностей процесса теплопереноса в регенераторе и теплообменниках обусловленных термоакустическими процессами.

1. Постановка задачи

Целью данной работы является численное моделирование процесса возникновения колебаний в резонаторе термоакустического двигателя на стоячей волне. Основными элементами данного двигателя являются: резонатор, теплообменник подвода тепла, теплообменник отвода тепла, регенератор, преобразователь колебаний (линейный электрогенератор), осуществляющий преобразование возвратно-поступательного движения поршня в электрическую энергию (рис.1).

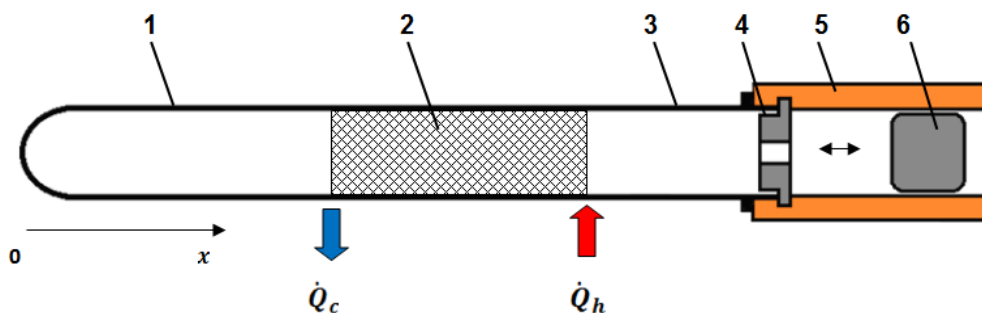


Рис. 1 Схема двигателя на пульсационной трубе 1 – резонатор; 2 – регенератор; 3 – пульсационная труба; 4 – жиклер; 5 – цилиндр; 6 – поршень.

Роль теплообменников подвода и отвода тепла для ТАД предложенной схемы выполняют концы регенератора. Согласно экспериментальным данным работы [1], данная схема может быть отнесена к термоакустическим двигателям на стоячей волне.

2. Задание граничных условий

В работе, за основу была взята модель термоакустического резонатора с открытым концом (без поршня) разработанная в программе DeltaEC. Предварительно рассчитанная частота работы данной модели резонатора, как четверть волнового резонатора составляет $\nu = 560 \text{ Гц}$.

На рисунке 2 представлена двумерная сеточная модель данного резонатора построенная в программном пакете ESI-GEOM.

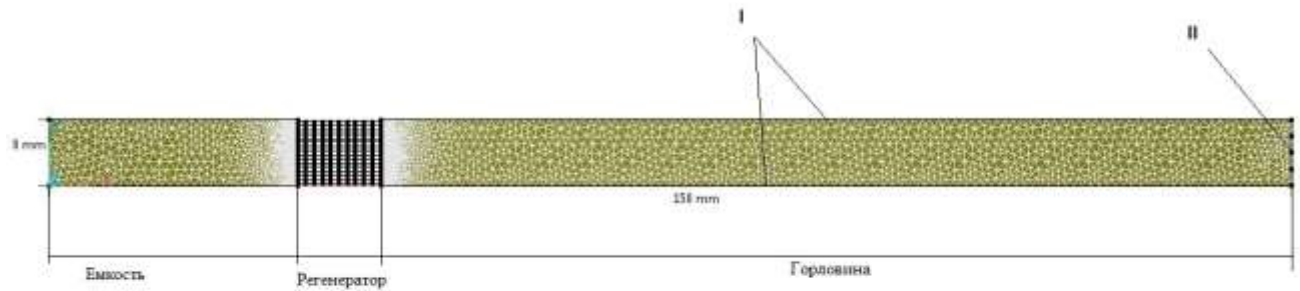


Рис. 2 Сеточная модель резонатора

Для регенератора были приняты следующие допущения (рис.3):

- регенератор представляет собой пластины расположенные параллельно оси резонатора (рис.3);
- на стенках регенератора задано постоянное по времени распределение температур (таблица 2).

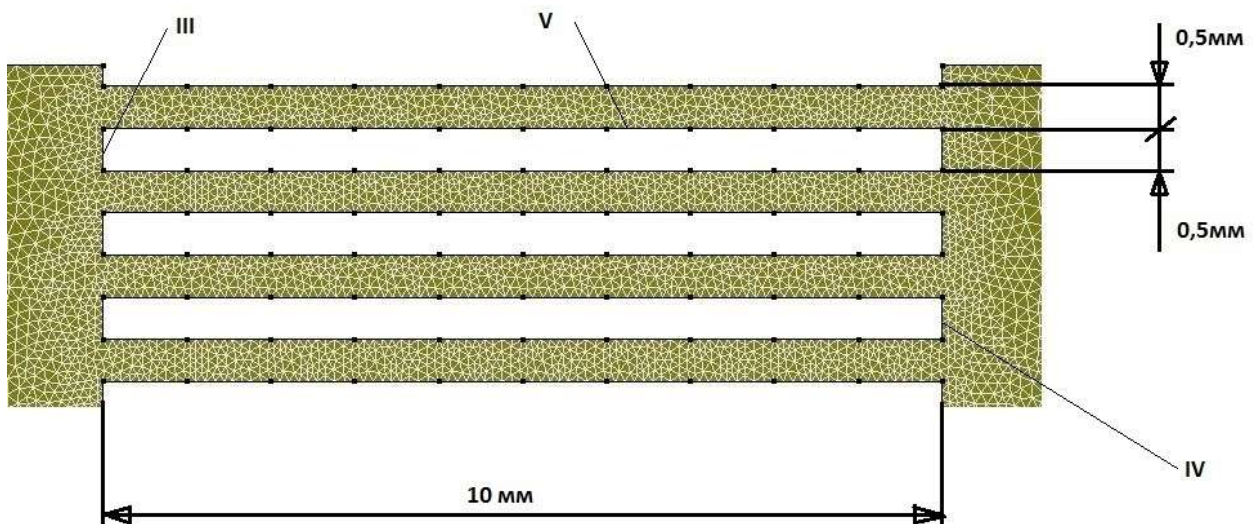


Рис. 3 Геометрия регенератора

В таблице 2 указаны граничные условия, которые задавались при расчете модели. Отсутствует теплообмен стенок резонатора с окружающей средой, что не является искажением реального устройства, поскольку стекло имеет низкую теплопроводность. На открытом конце задано атмосферное давление.

Таблица 2 – Граничные условия

№	Граница	Условие
I	Стенки резонатора	adiabatic
II	Стенки регенератора	Isothermal: $T(x) = 500 + 200\sin(100\pi(x + 0,035))$, К где $0 < x < 0,01$ м
III	Горячий конец регенератора	$T=700\text{K}$
IV	Холодный конец регенератора	$T=300\text{ K}$
V	Открытый конец	Outlet ($P_0 = 100\text{ кПа}$)

3. Анализ полученных результатов

В результате задания температурного градиента соответствующего значению больше критического [2,3], начинают возникать акустические колебания. Расчетное время переходного режима для рассматриваемой модели составило величину около 0,2 с, что соответствует 116 циклам колебаний. При этом амплитуда давления возрастала от 1 до 6 кПа, на уровне нулевого давления $P_0 = 100\text{ кПа}$. Значение частоты колебаний, полученное с помощью методов численного моделирования, составляет $\nu = 582\text{ Гц}$, что достаточно близко к ранее определенной величине $\nu = 560\text{ Гц}$. На рисунке 4 представлен график изменения величины полного давления по времени.

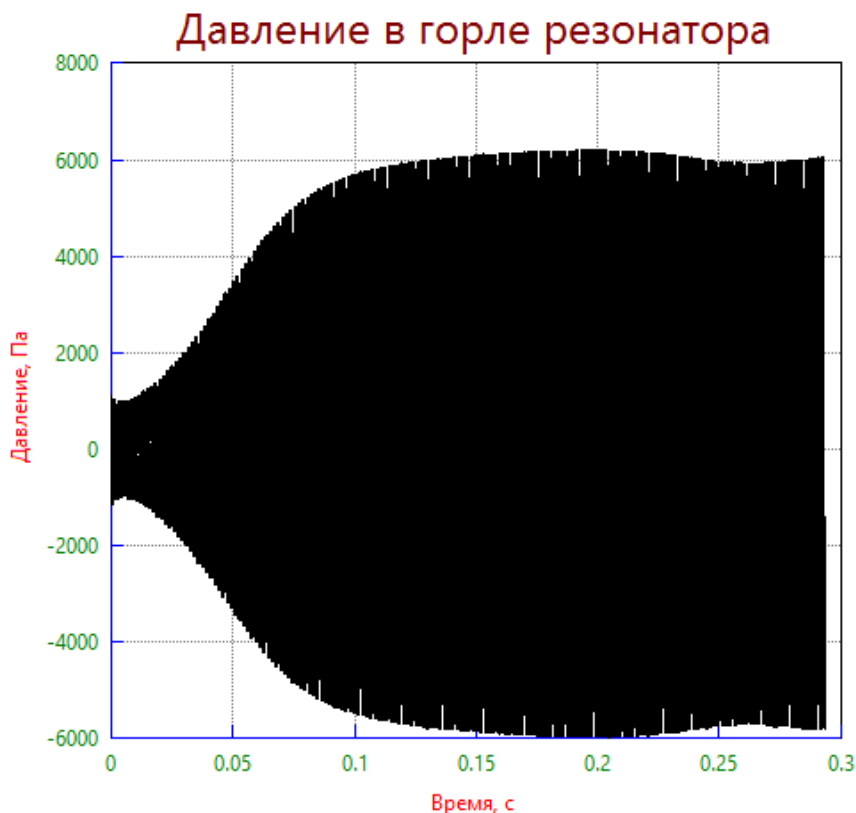


Рис. 4 Изменение полного давления в горловине резонатора по времени

При этом были получены зависимости изменения скорости потока и давления по времени, за один рабочий цикл, на установившемся режиме. Из приведенных зависимостей следует, что разность фаз между скоростью и давлением составляет около 90 градусов, что соответствует закону распределения параметров для двумерной модели в случае колебания стоячей волны. Графики изменения давления и скорости за один рабочий цикл представлены на рисунке 5.

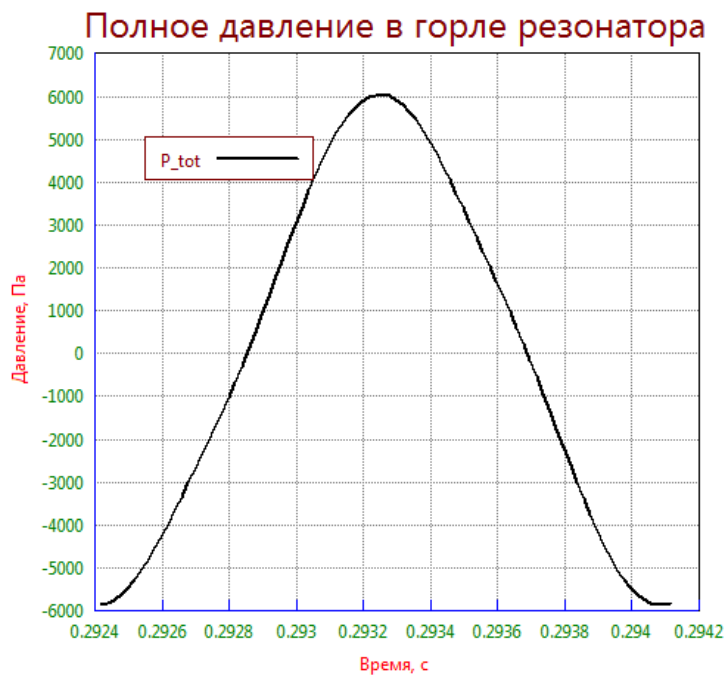


Рис. 5 Графики изменения параметров в цикле: а) скорости; б) давления.

На рисунке 6 представлен пример одного из не учитываемых эффектов в программе DeltaEC. В связи с тем, что данное явление завихрения потока невозможно при рассмотрении работы системы как одномерной модели потока, полученные распределения скоростей в регенераторе весьма существенны для изучения особенностей процессов в подобных установках.

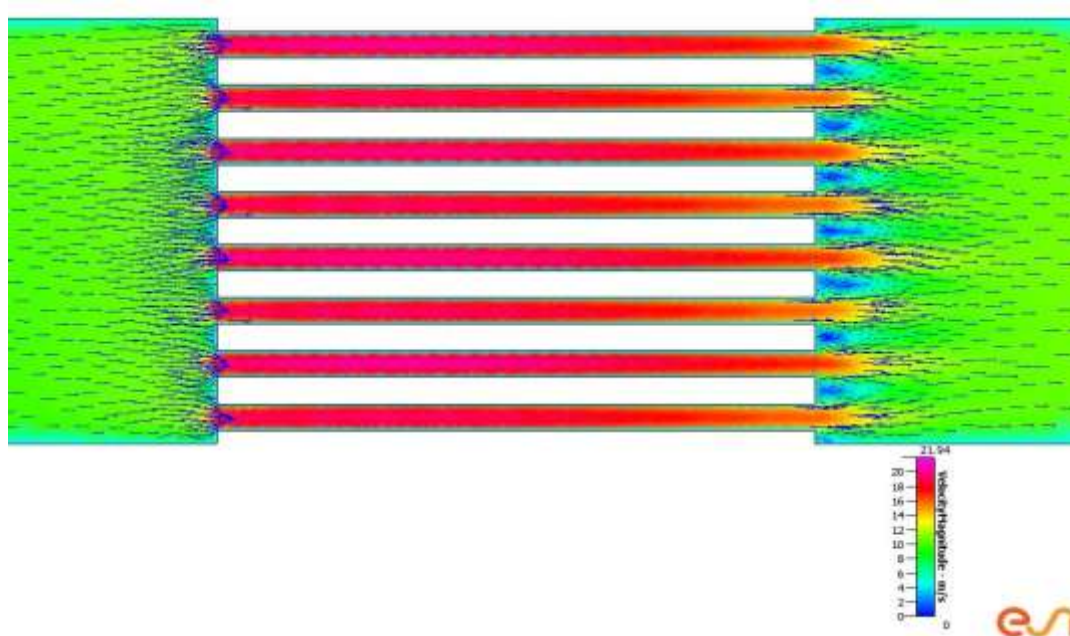


Рис. 6 Поле скоростей вблизи регенератора

4. Заключение

На основе всего вышесказанного можно сделать следующие выводы:

1. В работе показаны возможности применения данного программного продукта ESI-CFD Advanced к моделированию процессов термического возбуждения акустических колебаний.
2. Визуализация турбулентных пульсаций потока в зоне регенератора расширяет возможности анализа газодинамических процессов.
3. Отклонение рабочей частоты процесса полученного в результате моделирования с помощью ESI-CFD Advanced от значения частоты полученного аналитическими методами составляет около 4%, что свидетельствует о применимости модели для исследования акустических параметров термоакустических преобразователей. Эти данные подтверждаются экспериментальными результатами [6].

Список литературы

1. Yoshida T., Yazaki T., Futaki H., Hamaguchi K., Biwa T. Work flux density measurements in a pulse tube engine // Applied Physics Letters. 2009. Vol. 95. DOI: [10.1063/1.3187546](https://doi.org/10.1063/1.3187546)
2. Swift G. W. Thermoacoustics: A Unifying Perspective for Some Engines and Refrigerators // The Journal of the Acoustical Society of America. 2003. Vol. 113. DOI 10.1121/1.1561492

3. Swift G. W. Thermoacoustic engines // Journal of the Acoustical Society of America. 1988. Vol.84. pp. 1145–1180. DOI: 10.1121/1.396617
4. Ward W. C., Swift G. W. Technical notes and research briefs // Journal of the Acoustical Society of America. 1994. Vol. 95. DOI: 10.1121/1.409938
5. Rayleigh. The explanation of certain acoustical phenomena // Nature. 1878. Vol. 18. no. 455, P.319-321. DOI:[10.1038/018319a0](https://doi.org/10.1038/018319a0)
6. Bastyr K. J., Keolian R. M. High-frequency thermoacoustic – Stirling heat engine demonstration device // Acoustics Research Letters Online. 2003. Vol. 4. P.37-40. DOI: 10.1121/1.1558931
7. CFD-ACE V2009.4: User Manual. Huntsville: ESI Group, 2009.

Numerical Simulation of Pressure Fluctuations in the Thermo-acoustic Transducer

D.A. Uglanov¹, S.O. Nekrasova^{1,*},
A.A. Vorobiev¹, G.V. Sokolov¹

*yhoji@yandex.ru

¹Samara State Aerospace University n.a. S.P. Korolev,
Samara, Russia

Keywords: resonator model, pulse turbine, thermo-acoustics, heat and mass transfer

The article describes the features of numerical simulation of acoustic oscillation excitation in the resonators with a foam insert (regenerator) to study the excitation of thermo-acoustic oscillations in the circuit of small-sized engine model on the pulse tube.

The aim of this work is the numerical simulation of the emerging oscillations in thermo-acoustic engine resonator at the standing wave. As a basis, the work takes a thermo-acoustic resonator model with the open end (without piston) developed in DeltaEC software. The pre-calculated operation frequency of the given resonator model, as a quarter of the wave resonator, is $\nu = 560$ Hz

The paper offers a simplified finite element resonator model and defines the harmonic law of the temperature distribution on regenerator. The time dependences of the speed and pressure amplitude for the open end of the resonator are given; the calculated value of the process operating frequency is approximately equal to the value of the frequency for a given length of the resonator. Key findings, as a result of study, are as follows:

1. The paper shows a potential for using this ESI-CFD Advanced software to simulate the processes of thermal excitation of acoustic oscillations.
2. Visualization of turbulent flow fluctuations in the regenerator zone extends the analysis capability of gas-dynamic processes.
3. Difference between operating frequency of the process simulated by ESI-CFD Advanced and frequency value obtained by analytical methods is about 4%, which is evidence of the model applicability to study the acoustic parameters of thermo-acoustic transducers. Experimental results have proved these data.

References

1. Yoshida T., Yazaki T., Futaki H., Hamaguchi K., Biwa T. Work flux density measurements in a pulse tube engine. *Applied Physics Letters*, 2009, Vol. 95. DOI: [10.1063/1.3187546](https://doi.org/10.1063/1.3187546)

2. Swift G. W. Thermoacoustics: A Unifying Perspective for Some Engines and Refrigerators. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 2003, Vol. 113, DOI 10.1121/1.1561492
3. Swift G. W. Thermoacoustic engines. *Journal of the Acoustical Society of America*, 1988, Vol.84, pp. 1145–1180. DOI: 10.1121/1.396617
4. Ward W. C., Swift G. W. Technical notes and research briefs. *Journal of the Acoustical Society of America*, 1994, Vol. 95. DOI: 10.1121/1.409938
5. Rayleigh. The explanation of certain acoustical phenomena. *Nature*, 1878, Vol. 18, no. 455, pp.319-321. DOI:[10.1038/018319a0](https://doi.org/10.1038/018319a0)
6. Bastyr K. J., Keolian R. M. High-frequency thermoacoustic – Stirling heat engine demonstration device. *Acoustics Research Letters Online*, 2003, Vol. 4, pp. 37-40. DOI: 10.1121/1.1558931
7. *CFD-ACE V2009.4: User Manual*. Huntsville, ESI Group, 2009.