

DOI: 10.18721/JPM.14303  
УДК 621.486

## ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕРМОАКУСТИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ ГАЗА В ТРУБЕ С ТЕПЛООБМЕННЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ ТОРОИДАЛЬНОЙ ФОРМЫ

**С.В. Булович**

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,  
Санкт-Петербург, Российская Федерация

В работе проведено моделирование режимов течения газа в трубе, закрытой с одного конца и открытой в атмосферу другим концом; для этого использовано численное решение системы уравнений Навье – Стокса в двумерной осесимметричной постановке. Возбуждение колебаний газодинамических функций обусловлено градиентом температуры на участке трубы, возникающим в результате контакта газа с разнонагретыми тороидальными элементами внутри трубы, температура которых поддерживается постоянной. По достижении указанным градиентом порогового значения, в трубе наблюдается устойчивое термоакустическое колебание газового столба. Рассчитаны зависимости от времени давления и осевой составляющей скорости газа, а также тепловые потоки в теплообменном блоке резонатора. Полученные результаты хорошо согласуются с экспериментальными данными.

**Ключевые слова:** термоакустика, эффект Зондхауса, математическое моделирование, численное решение уравнений Навье – Стокса

**Ссылка при цитировании:** Булович С.В. Численное моделирование термоакустических колебаний газа в трубе с теплообменными элементами тороидальной формы // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Физико-математические науки. 2021. Т. 14. № 3. С. 36–48. DOI: 10.18721/JPM.14303

Статья открытого доступа, распространяемая по лицензии CC BY-NC 4.0 (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>)

## NUMERICAL SIMULATION OF THERMOACOUSTIC GAS OSCILLATIONS IN A PIPE WITH TOROIDAL HEAT EXCHANGE ELEMENTS

**S.V. Bulovich**

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University,  
St. Petersburg, Russian Federation

The paper simulates the modes of a gas flow in a pipe closed at one end and open to the atmosphere at the other end; for this purpose, a numerical solution of the system of Navier – Stokes equations in a two-dimensional axisymmetric formulation has been used. The excitation of oscillations of gas-dynamic functions is caused by the temperature gradient in the pipe section resulting from the contact of the gas with differently heated toroidal elements inside the pipe, their temperature being maintained constant. When the specified gradient reaches the threshold value, a stable thermoacoustic oscillation of the gas column is observed in the pipe. The time dependences of the pressure and the axial component of the gas velocity, as well as the heat flows in the heat exchange unit of the resonator, were calculated. The obtained results were in good agreement with the experimental data.

**Keywords:** thermoacoustics, Sondhauss effect, mathematical simulation, numerical solution of Navier – Stokes equations

**Citation:** Bulovich S.V., Numerical simulation of thermoacoustic gas oscillations in a pipe with toroidal heat exchange elements, St. Petersburg Polytechnical State University Journal. Physics and Mathematics. 14 (3) (2021) 36–48. DOI: 10.18721/JPM.14303

This is an open access article under the CC BY-NC 4.0 license (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>)

## Введение

Известно немало устройств, выполняющих конверсию тепловой энергии в механическую или электрическую. Особый интерес вызывает термоакустический двигатель, поскольку промежуточным звеном в этом преобразовании выступает акустическая энергия в виде стоячих или бегущих волн. Исследование механизма возникновения звукового поля, его поддержание на должном уровне в процессе работы являются предметом исследования многочисленных научных групп. Сам двигатель отличается простотой конструкции и возможностью отсутствия подвижных элементов в области рабочего тела. Внешний подвод тепла позволяет использовать любой источник энергии, а перемещение рабочего тела в замкнутой системе открывает возможности создавать автономные конструкции, которые могут быть использованы на Земле и в космосе.

Впервые эффект возникновения звука в трубе, закрытой с одного конца, а другим концом открытой в атмосферу, был описан немецким физиком Зондхауссом [1]. Работа не содержала указания на причины возникновения звука, однако в общих чертах были установлены особенности поведения таких характеристик процесса, как зависимость частоты и амплитуды генерируемых волн от параметров задачи. Качественные оценки явлений возникновения и поддержания колебаний были сделаны Рэлеем [2] и, как оказалось впоследствии, стали общими для целой дисциплины – термоакустики. Концептуальная мысль, выраженная в достаточно лаконичной форме, несет в себе идею, что если теплота сообщается газу в момент наибольшего сжатия или отнимается от него в момент наибольшего разрежения, то это приводит к усилению акустического колебания. Важным моментом в этом утверждении является указание на источник поддержания колебаний – зависимость от времени теплоподвода и его синхронизация с колебаниями давления. Патнэм и Деннис [3] математически обосновали эту гипотезу, которая получила название «критерий Рэлея». Формулировка критерия указывает на фазовый сдвиг между колебаниями давления и колебаниями теплоподвода, который по абсолютному значению должен быть меньше  $\pi/2$ ; в этом случае колебания возбуждаются; если же фазовый сдвиг лежит в пределах от  $\pi/2$  до  $\pi$ , то колебания гасятся.

Первый термоакустический двигатель на стоячей волне был создан в 1962 году в компании Carter, White and Steele (США) [4]. В результате экспериментальных исследований между участками теплоподвода и теплоотведения был размещен «стек» – теплообменный элемент, обладающий тепловой инерцией, по аналогии с регенераторами, которые нашли применение в двигателях Стирлинга. Это усовершенствование позволило значительно усилить термоакустический эффект в трубе Зондхаусса. Среди различных прототипов следует выделить образец, построенный в Лос-Аламосской национальной лаборатории в 1990-х годах [5]. В это же время в Национальном центре физической акустики Университета Миссисипи создается экспериментальная установка для исследования стоячей термоакустической волны в широком диапазоне изменения параметров [6]. Дальнейшее направление экспериментальных исследований связано с формированием системы, которая состоит из связки акустического двигателя и акустического холодильника, объединенных общим резонатором [7]. Изменение прямолинейной формы резонатора на  $U$ -образную и использование в полости резонатора жидкого поршня позволило существенно сократить размеры двоякой установки [8].

Дальнейшее развитие идеи об аналогии между двигателем Стирлинга и термоакустическим двигателем привело к пересмотру базовой концепции, связанной с формированием стоячей волны в резонаторе. В итоге были созданы резонаторы кольцевой формы, принцип работы которых основан на бегущей волне [9, 10].

Следует заметить, что вопросы теоретического анализа и математического моделирования, несмотря на понимание базовых принципов термоакустических эффектов и накопленный обширный экспериментальный опыт создания работоспособных конструкций, нельзя признать окончательно решенными. Разномасштабность происходящих процессов приводит либо к крайне упрощенной постановке, позволяющей описать объект «в целом», либо сфокусировать внимание на деталях механизма нестационарного теплообмена, но при этом оставить за рамками исследования процессы, происходящие вне пристеночного слоя теплообменного элемента.

Рассмотрим опыт с трубой Зондхаусса без использования регенератора. В определенном смысле такая постановка более сложная, так как наличие регенератора на некоторых режимах обеспечивает стабилизацию нестационарного течения газа. Воспользуемся результатами экспериментальной работы [11], которая возвращает нас к базовой постановке задачи о трубе Зондхаусса.

В работе [11] рассматривается плоский канал длиной  $L$  с квадратным сечением  $d \times d$ . Один конец канала закрыт, другой открыт, и газ в канале сообщается с окружающей средой. Внутри канала на расстоянии  $\sigma$  от закрытого конца расположен нагреватель; на расстоянии  $l$  ( $l \ll \sigma$ ) от нагревателя находится охладитель. Нагреватель и охладитель имеют вид решеток, состоящих из равного числа  $N$  цилиндрических стержней одинакового радиуса  $a$ . Нагреватель имеет постоянную температуру  $T^+$ , а охладитель –  $T^-$ . Все стержни параллельны между собой. В работе экспериментально установлено, что порог возникновения автоколебаний в резонаторе есть функция двух параметров: разности температур и расстояния между теплообменными элементами. В качестве еще одного параметра выступает расположение теплообменных элементов относительно закрытого торца трубы.

При теоретическом анализе термоакустических автоколебаний основные затруднения вызваны сложностью математического описания механизмов обратной связи с учетом нелинейных свойств и необходимостью решать нелинейные уравнения в частных производных. Поэтому определенный прогресс в понимании закономерностей термоакустики обеспечился линеаризацией системы дифференциальных уравнений тем или иным способом.

Заметим, что первые исследования строились в рамках одномерного приближения в нелинейной постановке. При этом трение и теплообмен были представлены замыкающими соотношениями, зависящими от режима течения. Однако такой подход оказался малоэффективным при описании периодических процессов из-за невозможности правильно отразить фазовые сдвиги сигнала в замыкающих соотношениях.

Позднее, на базе линеаризованной системы уравнений баланса массы, импульса и энергии в одномерном приближении, было сформулировано уравнение Ротта [12, 13]; существует программная версия решения этого уравнения: DeltaEC [14] (в бесплатном доступе). Границу применимости этой модели определяют трехпроцентной величиной отклонения давления от его базового значения. В литературе содержится большое количество примеров оценки работы того или иного устройства при помощи этой программы [15 – 17]. Практика применения линейной теории дополнила представления о термоакустических колебаниях тем моментом, что при наличии источника и стока тепла, разнесенных в пространстве, для возбуждения колебаний необходимо превышение предельного значения градиента температуры [5].

В работе [18] был использован другой подход, на базе системы уравнений пограничного слоя. Это позволило при построении математической модели воспользоваться представле-



ниями о поведении функций по направлению к стенке и расширить информацию о возможных потерях акустической энергии. Учет потерь представлен в виде энергетического баланса, который в результате устанавливает не только пороговый уровень градиента температуры, когда возникают колебания газа, но и возможные значения характеристик бегущей или стоячей волны. Совокупность этих сведений позволила добиться большего соответствия между экспериментальными результатами и теоретическими оценками. Особенности решения задач, связанных с теплоподводом при горении, приведены в книге [19].

Однако ряд эффектов принципиально нельзя смоделировать в рамках линеаризованной теории. В первую очередь это эволюционный процесс возникновения колебаний. Линеаризованная теория способна описать только состояние уже установившихся колебаний.

Другим немаловажным моментом выступает турбулентность. Изменение направления движения газа приводит к тому, что модель турбулентности должна описывать явления перехода как при турбулизации течения, так и обратно. Процесс формирования турбулентных структур, их разрушение характеризуются масштабом времени релаксации, который никак не представлен в уравнении Ротта. Следует заметить, что проблема описания перехода в рамках моделей турбулентности далека от своего полного решения даже для так называемых канонических течений на пластине, в трубе или следе.

Наконец третий аспект – возникновение различных мод колебаний газодинамических функций. В общем случае они не описываются простейшими зависимостями в виде гармонических функций, являющихся решением линеаризованных уравнений. В частности, например, задача об обтекании цилиндра колеблющимся потоком строится на основании двух режимных параметров: числа Келигана – Карпентера (отношение гидродинамического масштаба к геометрическому масштабу – диаметру цилиндра) и числа Стокса (оценка толщины пограничного слоя в долях от геометрического масштаба). По общепринятой классификации на карте режимов выделяют до шести зон с совершенно разной структурой потока в окрестности цилиндра [20]. Наличие тандема из двух цилиндров дополняет картину еще одним параметром – расстоянием между цилиндрами. Это приводит к возникновению интерференционной картины, которая может сопровождаться как увеличением, так и уменьшением гидравлического сопротивления пары.

Разрешить многие из перечисленных проблем позволяет математическое моделирование через численное решение системы дифференциальных уравнений. Различные подходы к численному исследованию задачи рассматривались в ряде работ, например в [21 – 27].

Остановимся на некоторых исследованиях подробнее. В работе [21] продемонстрирована возможность получения режима автоколебаний в результате численного решения системы уравнений Навье – Стокса в плоской постановке. Из принятых авторами допущений следует обратить внимание на использование в расчетах нагревательных элементов в виде пластин нулевой толщины. В работе [22] приведенные результаты численного интегрирования моделируют работу части элементов двигателя. Задача решена в плоской постановке, исследован теплообмен на пластине в осциллирующем потоке, который вызван внешним возбуждением. В работе [24] были рассчитаны характеристики работы высокочастотного (300 Гц) двигателя с плоскими теплообменными элементами в двумерной постановке и предположении о турбулентном режиме течения. Замыкание математической модели делалось при помощи  $k$ - $\epsilon$  модели турбулентности. При этом была задана температура на стенке канала и на стеке, соединяющем теплообменные элементы. Авторы исследовали влияние длины резонатора и протяженности стека, соединяющего плоские теплообменные элементы, провели сопоставление данных с линейной теорией. Результаты численного моделирования продемонстрировали режим колебаний газодинамических функций, затухающих по амплитуде. В работе [26] был использован солвер LS-FLOW, разработанный Аэрокосмическим агентством Япо-

нии для исследования трехмерных сжимаемых течений в рамках системы уравнений Навье – Стокса. Расчет проводился на неструктурированной сетке в двумерной постановке. Было отмечено, что для возбуждения колебаний в системе потребовалось кратковременное внешнее воздействие на открытой границе расчетной области. Однако наблюдалось отклонение численного решения от линейной теории.

Подводя итог вышеизложенному, следует отметить, что математическое моделирование термоакустического самовозбуждения в рассматриваемой системе как результат численного интегрирования системы дифференциальных уравнений Навье – Стокса предъявляет повышенные требования ко всем аспектам вычислительного процесса. Для построения решения задачи по методу контрольного объема требуется уделять внимание выбору размера области, где определены разыскиваемые функции, формы элементов дискретизации расчетной области, способа аппроксимации функции на границе элемента, схемы интегрирования по времени. Во всех отмеченных работах расчеты проведены в двумерной постановке и не учитывают взаимодействие со стенкой трубы. Поэтому настоящая работа содержит решение двумерной задачи с учетом взаимодействия со стенкой трубы.

### Постановка задачи и вычислительные аспекты

Решение задачи из работы [11] требует использования трех координатных направлений. Если заменить канал квадратного сечения цилиндрической трубой, а стержневые теплообменные элементы – фигурами в виде тора, то в постановке задачи, если предполагать однородность газодинамических функций в окружном направлении, возникнет осевая симметрия, позволяющая сократить количество пространственных координат до двух. Эта модификация геометрии, принципиально не затрагивающая рассматриваемое явление возбуждения термоакустических колебаний, позволит рассмотреть не только нестационарный теплообмен на поверхности теплообменных элементов, но и взаимодействие газа со стенкой трубы, исключаемое, как правило, из балансовых соотношений при переходе к двумерной постановке.

Для задачи, сформулированной в осесимметричной постановке, система уравнений Навье – Стокса будет состоять из четырех дифференциальных уравнений в частных производных:

баланса массы,

баланса энергии,

баланса количества движения, записанного в виде проекций на две оси –  $z$  и  $r$ .

Систему следует дополнить двумя уравнениями состояния:

термодинамическим (в форме уравнения Менделеева – Клапейрона),

калорическим, устанавливающим связь между внутренней энергией и температурой.

Схема расчетной области и пояснения к постановке задачи приведены на рис. 1, значения параметров, использованных в расчетах, сведены в таблицу.

Параметры заторможенных значений газа на открытом конце трубы:  $P^0 = 0,1$  МПа,  $T^0 = 300$  К. Температура поверхности охладителя  $T = 300$  К. Приведенные количественные значения параметров задачи соответствуют выбранным размерам из работы [11]. Если следовать результатам этой работы для выбранного расстояния между теплообменными элементами, то режим самовозбуждения должен возникнуть при температуре поверхности нагревателя  $T^+ = 850$  К и выше. Таким образом, серией расчетов с вариацией температуры нагревателя можно установить, что математическая модель в состоянии воспроизвести важные выводы экспериментального исследования.

Граничные условия на проницаемой границе расчетной области реализованы в упрощенной постановке. Во-первых, граница расчетной области совпадает со срезом трубы, что ис-

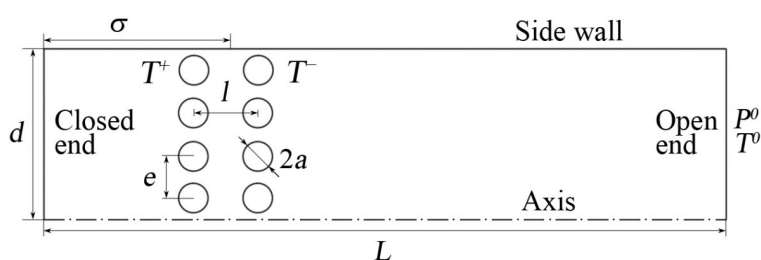


Рис. 1. Схема расчетной области (геометрические пропорции не соблюдены): Side wall – боковая стенка трубы; Closed & Open ends – закрытый и открытый концы трубы; Axis – ось симметрии;  $T^+$ ,  $T^-$  – температуры нагревателя и охладителя; см. также таблицу

Т а б л и ц а

**Расчетные параметры задачи и их значения**

Параметр	Обозначение	Единица измерения	Значение
Длина расчетной области	$L$	м	1,0
Радиус расчетной области	$d$	см	3,2
Радиус цилиндрических стержней	$a$	мм	1,0
Расстояние от решетки до закрытой стенки трубы	$\sigma$	см	20
Расстояние между рядами решеток	$l$	мм	6,0
Количество элементов в решетке	$N$	–	4
Шаг решетки	$e$	мм	4,0
Давление газа	$P^0$	МПа	0,1
Температура газа	$T^0$	К	300
Температура поверхности охладителя	$T$		

П р и м е ч а н и я. 1. Приведенные значения соответствуют выбранным размерам из работы [11]. 2. Шаг решетки – это расстояние между центральными линиями образующих тора. 3. Сжимаемая среда – воздух.

ключает влияние на решение так называемой синтетической струи, возникающей вне резонатора [28]. Во-вторых, при поступлении газа в расчетную область статические значения газодинамических функций формируются по изоэнтропическим формулам; при истечении газа используется значение давления  $P^0$ .

Для поддержания термодинамического баланса в системе, боковая стенка трубы разделена на три зоны. На участках левее и правее теплообменного блока температуры стенки трубы составляют  $T^+$  и  $T^-$  соответственно. Между этими зонами, на участке стенки трубы (его протяженность равна 1,0 см), центрированном относительно размещения теплообменных элементов, задано условие тепловой изоляции. Идентичное граничное условие задано на торце трубы.

На поверхности тороидальных элементов и стенках трубы задано условие прилипания.

В настоящей работе результаты получены при помощи пакета ANSYS FLUENT 2021R1, допускающего решение двумерной задачи в осесимметричной постановке. Для построения решения был использован солвер неявного алгоритма установления (Pressure Based) с опцией Coupled. Для формирования значения функций на контрольных поверхностях использованы реконструкции третьего порядка точности (Third-Order-MUSCL). Интегрирование по

времени выполнено по неявной схеме со вторым порядком точности. Дискретизация проведена на неструктурированной сетке, состоящей из четырехугольных элементов. Сетка обеспечивала ступенчатую зависимость ко всем непроницаемым границам расчетной области. Это позволило разрешить структуру температурного и динамического пограничного слоя на стенке трубы и на поверхностях теплообменных элементов.

Приведенные в работе результаты (см. далее) получены на сетке, насчитывающей порядка 40 тыс. элементов, при этом шаг интегрирования по времени составлял  $\Delta t = 0,1$  мс.

### Результаты расчетов и их обсуждение

**Начальные данные.** Расчет проведен при начальном состоянии газа, когда его давление в трубе составляло  $P^0$ , а его скорость была равна нулю. За начальное состояние температуры была принята ступенчатая зависимость от осевой координаты. Считалось, что слева и справа от решеток температура совпадает с температурой теплообменных элементов. На участке, где на стенке трубы задавалось условие тепловой изоляции, значение температуры определялось полусуммой выбранных уровней температуры. Значение плотности газа принималось в соответствии с уравнением состояния идеального газа. Этого локального состояния, неравновесного по температуре между теплообменными элементами и окружающим их воздухом, в принципе достаточно для возбуждения в системе собственных колебаний газового столба.

Возбуждение колебаний начинается с формирования температурного поля в окрестности теплообменных элементов. Процесс сопровождается возникновением градиентов давления и ненулевого значения вектора скорости. Волны давления и скорости характеризуются малой амплитудой и собственной частотой колебаний. Это состояние газа (колебания малой амплитуды) может быть довольно длительным и насчитывать не одну сотню периодов колебаний. В зависимости от величины градиента температуры, имеются возможности как установления нестационарного решения, так и выхода на стационарный режим теплообмена. Приведем результаты для четырех значений температуры нагревательного элемента (К): 600, 800, 900 и 1200.

На рис. 2 приведены временные зависимости средней по сечению скорости на открытом конце трубы и величины отклонения давления от начального значения на ее закрытом конце при различных значениях температуры нагревателя.

Как можно судить по приведенным данным, при температуре нагревателя  $T^+ = 600$  К полное затухание возникших колебаний газодинамических функций происходит за отрезок времени менее 1 с.

При температуре нагревательного элемента  $T^+ = 800$  К сценарий затухания собственных колебаний претерпевает изменения, а именно – процесс протекает гораздо медленнее. Для выбранного значения начального состояния функций переход к стационарному состоянию происходит за временной интервал, превышающий 4 с. Такое поведение функций можно объяснить тем, что выбранное сочетание параметров задачи приводит к режиму, который находится за пределами границы самовозбуждения колебаний. Неточное совпадение температуры нагревателя с ее значением, при котором автоколебания газодинамических функций наблюдаются в эксперименте, можно связать с изменением формы канала и упрощенным описанием поведения функций на открытом конце трубы.

При температуре нагревателя  $T^+ = 900$  К пороговые значения градиента температуры превышены, поэтому возникает незатухающее осциллирующее течение газа. Процесс формирования установившегося режима течения в трубе состоит из нескольких стадий. Во-первых, можно выделить интервал времени с колебаниями малой амплитуды, когда нарастание величины сигнала происходит по линейному закону; во-вторых, имеется «лавинообразный»

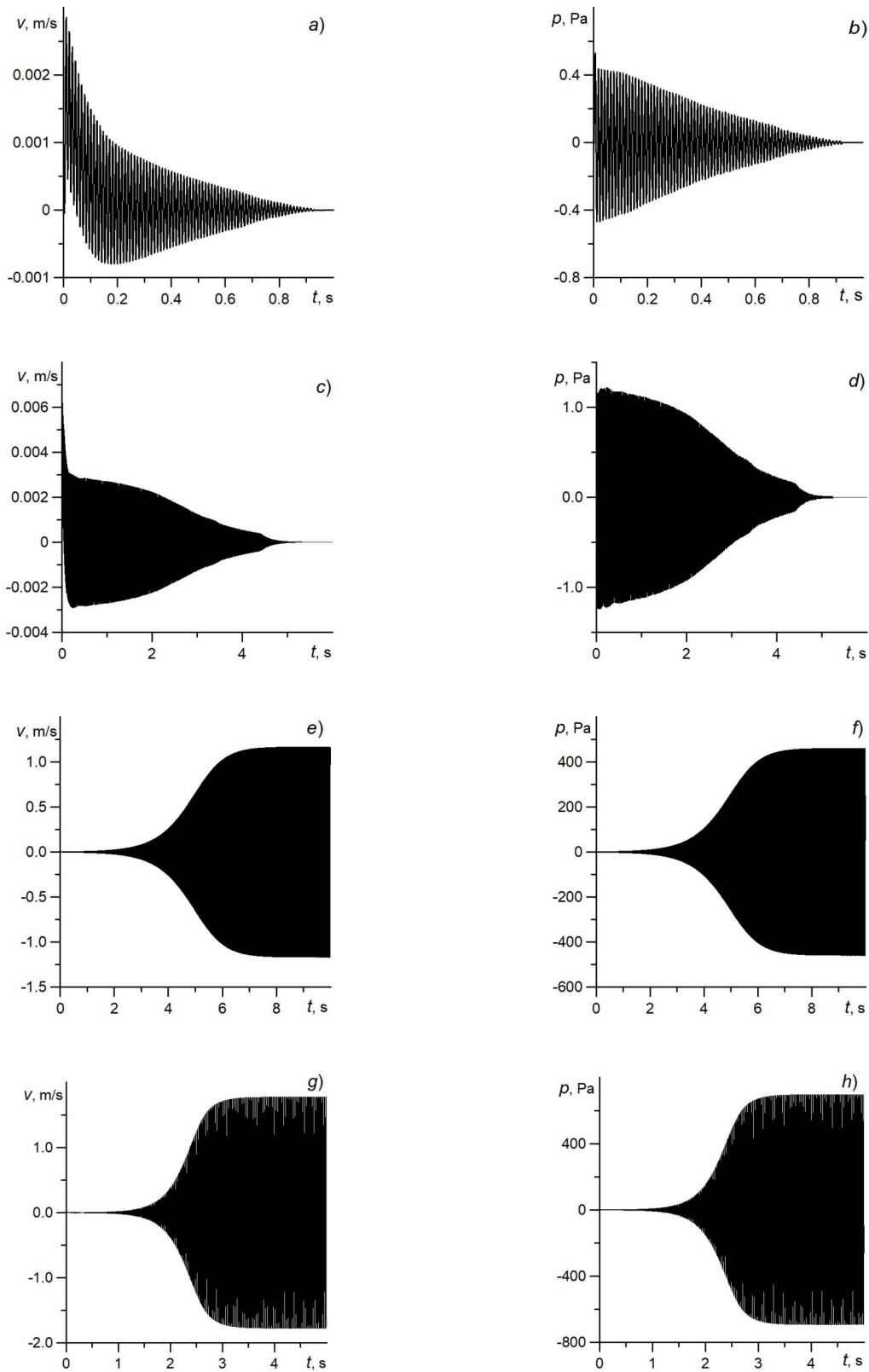


Рис. 2. Зависимости от времени осевой составляющей скорости, средней по сечению, на открытом конце трубы (a, c, e, g) и отклонения давления от начального уровня на закрытом конце трубы (b, d, f, h) при температуре нагревательного элемента  $T^+ = 600$  К (a, b),  $800$  К (c, d),  $900$  К (e, f) и  $1200$  К (g, h)



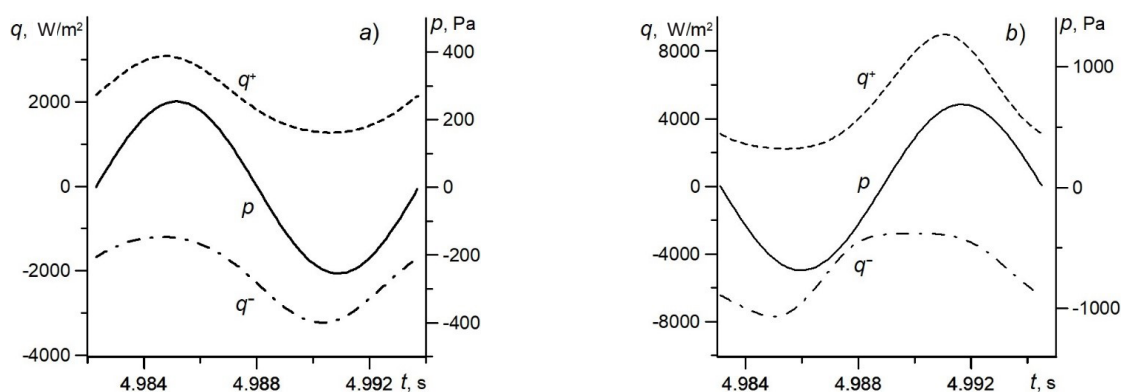


Рис. 3. Зависимости от времени за период колебаний величин давления  $p$  (сплошная линия), удельных тепловых потоков  $q^+$  (штриховая линия) и  $q^-$  (штрихпунктирная линия) на нагревательном и охлаждающем элементах соответственно, для вариантов  $T^+ = 900 \text{ K}$  (a) и  $1200 \text{ K}$  (b)

резонансный режим нарастания амплитуды колебаний, когда возникает положительная обратная связь между изменением давления и удельного теплового потока на теплообменных элементах; в-третьих, можно наблюдать выход на установившийся нестационарный режим осцилляций. Стабилизация амплитуды колебаний газодинамических функций (третья стадия) происходит за счет двух факторов. Это когда при осциллирующем течении совершается работа сил трения газа о стенку трубы и когда с открытого конца трубы происходит излучение, порождающее образование синтетической струи.

Режим течения в резонаторе при температуре нагревательного элемента  $T^+ = 1200 \text{ K}$  характеризуется меньшим временем перехода к установившимся колебаниям. При этом амплитуда колебаний скорости на открытом конце трубы и отклонение давления от начального значения на ее тупиковом конце выше, чем для случая  $T^+ = 900 \text{ K}$ . С точностью до выбранного шага интегрирования по времени частота собственных колебаний газового столба составляет  $87,0 \pm 0,7 \text{ Гц}$ .

Остановимся подробнее на поведении функций со временем за один период колебаний для установившегося режима. На рис. 3 приведена зависимость среднего по всей поверхности решетки значения удельного теплового потока и отклонения давления от начального состояния за один период колебаний для вариантов  $T^+ = 900$  и  $1200 \text{ K}$ .

За момент начала цикла принято нулевое значение отклонения давления от начального на теплообменных аппаратах. Поведение функции удельного теплового потока указывает на тот факт, что максимум теплоподвода синхронизирован с максимумом повышения давления на нагревательном элементе. В свою очередь, в решетке охлаждения максимальное значение теплоотвода также находится в окрестности минимума давления. Таким образом, на обоих теплообменных элементах реализуется ситуация, подпадающая под критерий Рэлея. Следует отметить, что по мере удаления от значений параметров, которые устанавливают границу возбуждения термоакустических колебаний, сигналы возрастают по амплитуде и утрачивают синусоидальную форму.

### Заключение

В рамках численного интегрирования системы дифференциальных уравнений Навье – Стокса для сжимаемого газа получено решение задачи о самовозбуждении колебаний в конструкции, воспроизводящей эффект Зондхауса. В зависимости от разности температур на теплообменных элементах реализуется либо режим с затуханием колебаний, либо устойчивый нестационарный режим осциллирующего течения газового столба в трубе, закрытого с



одного конца. Результат проведенного математического моделирования хорошо согласуется с экспериментальными данными.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Sondhauss C.** Über die Schallschwingungen der Luft in erhitzten Glassrohen und gedeckten Pfeifen von ungleicher Weite // *Pogg. Ann. Phys. und Chem.* 1850. Band 79. S. 1–34.
2. **Дж.В. Стрэтт (Лорд Рэлей).** Теория звука. Т. 2. М.: Гостехиздат, 1955. 300 с.
3. **Putnam A.A., Dennis W.R.** A survey of organ-pipe oscillations in combustion systems // *Journal of the Acoustical Society of America.* 1956. Vol. 28. No. 2. Pp. 246–259.
4. **Feldman K.T.** Review of the literature on Sondhauss thermoacoustic phenomena // *Journal of Sound and Vibration.* 1968. Vol. 7. No. 1. Pp. 71–82.
5. **Swift G.W.** Thermoacoustics: a unifying perspective for some engines and refrigerators. 2<sup>nd</sup> edition. Heidelberg, Germany: Springer, 2017. 326 p.
6. **Arnott W.P., Bass H.E., Raspert R.** Specific acoustic impedance measurements of an air-filled thermoacoustic prime mover // *Journal of the Acoustical Society of America.* 1992. Vol. 92. No. 6. Pp. 3432–3434.
7. **Hariharan N.M., Sivashanmugam P., Kasthuriangan S.** Influence of operational and geometrical parameters on the performance of twin thermoacoustic prime mover // *International Journal of Heat and Mass Transfer.* 2013. Vol. 64. September. Pp. 1183–1188.
8. **Sugita H., Matsubara Y., Kushino A., Ohnishi T., Kobayashi H., Dai W.** Experimental study on thermally actuated pressure wave generator for space cryocooler // *Cryogenics.* 2004. Vol. 44. No. 6–8. Pp. 431–437.
9. **Ceperley P.H.** A pistonless Stirling engine – The travelling-wave heat engine // *Journal of the Acoustical Society of America.* 1979. Vol. 66. No. 5. Pp. 1508–1513.
10. **Yazaki T., Iwata A., Maekawa T., Tominaga A.** Travelling-wave thermoacoustic engine in a looped tube // *Physical Review Letters.* 1998. Vol. 81. No. 15. Pp. 3128–3131.
11. **Katto Y., Takano K.** Study of the oscillation of a gas column caused by heat conduction in a tube // *Bulletin of the ISME.* 1977. Vol. 20. No. 147. Pp. 1169–1173.
12. **Rott N.** Damped and thermally driven acoustic oscillations in wide and narrow tubes // *Zeitschrift für angewandte Mathematik und Physik.* 1969. Vol. 20. No. 2. Pp. 230–243.
13. **Rott N.** Thermally driven acoustic oscillations, part III: Second-order heat flux // *Zeitschrift für angewandte Mathematik und Physik.* 1975. Vol. 26. No. 1. Pp. 43–49.
14. **Ward B., Clark J., Swift G.W.** Design environment for low-amplitude thermoacoustic energy conversion. DeltaEC Version 6.2 Users Guide. USA: Los Alamos National Laboratory, 2008.
15. **Yang R., Wang Y., Tan J., Luo J., Jin T.** Numerical and experimental study of a looped travelling-wave thermoacoustic electric generator for low-grade heat recovery // *International Journal of Energy Research.* 2019. Vol. 43. No. 11. Pp. 5735–5746.
16. **Kalra S., Desai K.P., Naik H.B., Atrey M.D.** Theoretical study on standing wave thermoacoustic engine // *Physics Procedia.* 2015. Vol. 67. Proceedings of the 25<sup>th</sup> International Cryogenic Engineering Conference and International Cryogenic Materials Conference, 2014. Pp. 456–461.
17. **Горшков И.Б., Петров В.В.** Численное моделирование кольцевого четырехступенчатого термоакустического двигателя с бегущей волной // *Известия Саратовского ун-та. Новая серия. Серия Физика.* 2018. Т. 18. № 4. С. 285–296.
18. **Галиуллин Р.Г., Ревва И.П., Халимов Г.Г.** Теория термических автоколебаний. Казань: Изд-во Казан. ун-та, 1982. 155 с.
19. **Ларионов В.М., Зарипов Р.Г.** Автоколебания газа в установках с горением. Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2003. 227 с.

20. **Нуриев А.Н., Зайцева О.Н.** Решение задачи об осциллирующем движении цилиндра в вязкой жидкости в пакете OpenFOAM // Вестник Казанского технологического университета. 2013. № 8. С. 116–123.
21. **Jeffrey F.Z., Viperman S., Schaefer L.A.** Advancing thermoacoustics through CFD simulation using FLUENT // Proceedings of the ASME 2008 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. Vol. 8: Energy Systems: Analysis, Thermodynamics and Sustainability; Sustainable Products and Processes. Boston, Massachusetts, USA. October 31 – November 6, 2008. Pp. 101–110.
22. **Tasnim S.H., Fraser R.A.** Computation of the flow and thermal fields in a thermoacoustic refrigerator // International Communications in Heat and Mass Transfer. 2010. Vol. 37. No. 7. Pp. 748–755.
23. **Guoyao Yu., Dai W., Luo E.** CFD simulation of a 300 Hz thermoacoustic standing wave engine // Cryogenics. 2010. Vol. 50. No. 9. Pp. 615–622.
24. **Muralidharan H., Hariharan N.M., Perarasu V.T., Sivashanmugam P., Kasthuriengan S.** CFD simulation of thermoacoustic heat engine // Progress in Computational Fluid Dynamics. 2014. Vol. 14. No. 2. Pp. 131–137.
25. **Dar Ramdane M.Z., Khorsi A.** Numerical investigation of a standing-wave thermoacoustic device // Thermophysics and Aeromechanics. 2015. Vol. 22. No. 3. Pp. 313–318.
26. **Kuzuu K., Hasegawa S.** Numerical investigation of heated gas flow in a thermoacoustic device // Applied Thermal Engineering. 2017. Vol. 110. 5 January. Pp. 1283–1293.
27. **Hariharan N.M., Arun S., Sivashanmugam P., Kasthuriengan S.** CFD simulation on the performance of twin thermoacoustic prime mover for various resonator lengths and operating pressures // Heat Transfer – Asian Research. 2018. Vol. 47. No. 2. Pp. 337–346.
28. **Булович С.В.** Математическое моделирование течения газа в окрестности открытого торца трубы при колебаниях поршня на другом конце трубы по гармоническому закону на резонансной частоте // Журнал технической физики. 2017. Т. 87. № 11. С. 1632–1636.

*Статья поступила в редакцию 07.05.2021, принята к публикации 21.06.2021.*

## СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРЕ

**БУЛОВИЧ Сергей Валерьевич** – кандидат физико-математических наук, доцент Высшей школы прикладной математики и вычислительной физики Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого, Санкт-Петербург, Российская Федерация.

195251, Российская Федерация, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29  
bulovic@yandex.ru

## REFERENCES

1. **Sondhauss C.**, Über die Schallschwingungen der Luft in erhitzten Glassrohren und gedeckten Pfeifen von ungleicher Weite, Pogg. Ann. Phys. und Chem. 79 (1850) 1–34.
2. **Strutt J.W., Baron Rayleigh**, The theory of sound, Vol. 2, Macmillan and Co., London, 1878.
3. **Putnam A.A., Dennis W.R.**, A survey of organ-pipe oscillations in combustion systems, J. Acoust. Soc. Am. 28 (2) (1956) 246–259.
4. **Feldman K.T.**, Review of the literature on Sondhauss thermoacoustic phenomena, J. Sound Vib. 7 (1) (1968) 71–82.
5. **Swift G.W.**, Thermoacoustics: a unifying perspective for some engines and refrigerators, 2<sup>nd</sup> Ed., Springer, Heidelberg, Germany, 2017.

6. **Arnott W.P., Bass H.E., Raspert R.**, Specific acoustic impedance measurements of an air-filled thermoacoustic prime mover, *J. Acoust. Soc. Am.* 92 (6) (1992) 3432–3434.
7. **Hariharan N.M., Sivashanmugam P., Kasthuriangan S.**, Influence of operational and geometrical parameters on the performance of twin thermoacoustic prime mover, *Int. J. Heat Mass Transfer.* 64 (September) (2013) 1183–1188.
8. **Sugita H., Matsubara Y., Kushino A., et al.**, Experimental study on thermally actuated pressure wave generator for space cryocooler, *Cryogenics.* 44 (6–8) (2004) 431–437.
9. **Ceperley P.H.**, A pistonless Stirling engine – The travelling-wave heat engine, *J. Acoust. Soc. Am.* 66 (5) (1979) 1508–1513.
10. **Yazaki T., Iwata A., Maekawa T., Tominaga A.**, Travelling-wave thermoacoustic engine in a looped tube, *Phys. Rev. Lett.* 81 (15) (1998) 3128–3131.
11. **Katto Y., Takano K.**, Study of the oscillation of a gas column caused by heat conduction in a tube. *Bulletin of ISME.* 20 (147) (1977) 1169–1173.
12. **Rott N.**, Damped and thermally driven acoustic oscillations in wide and narrow tubes, *Z. Angew. Math. Phys.* 20 (2) (1969) 230–243.
13. **Rott N.**, Thermally driven acoustic oscillations, part III: Second-order heat flux, *Z. Angew. Math. Phys.* 26 (1) (1975) 43–49.
14. **Ward B., Clark J., Swift G.W.**, Design environment for low-amplitude thermoacoustic energy conversion. DeltaEC, Version 6.2, Users Guide, Los Alamos National Laboratory, USA, 2008.
15. **Yang R., Wang Y., Tan J., et al.**, Numerical and experimental study of a looped travelling-wave thermoacoustic electric generator for low-grade heat recovery, *Int. J. Energy Res.* 43 (11) (2019) 5735–5746.
16. **Kalra S., Desai K.P., Naik H.B., Atrey M.D.**, Theoretical study on standing wave thermoacoustic engine, *Physics Procedia*, 67 (Proc. of the 25<sup>th</sup> Intern. Cryog. Eng. Conf. and Intern. Cryog. Mater. Conf. 2014) (2015) 456–461.
17. **Gorshkov I.B., Petrov V.V.**, Numerical simulation of a looped tube 4-stage traveling-wave thermoacoustic engine, *Izvestiya of Sarat. Univ. Physics.* 18 (4) (2018) 285–296 (in Russian).
18. **Galiullin R.G., Revva I.P., Khalimov G.G.**, Teoriya termicheskikh avtokolebaniy [Thermal self-oscillations theory], Kazan University Publishing, Kazan, 1982 (in Russian).
19. **Larionov V.M., Zaripov R.G.**, Avtokolebaniya gaza v ustanovkakh s goreniyem [Gas self-oscillations in the plants with combustion], Kazan State Techn. University Publishing, Kazan, 2003 (in Russian).
20. **Nuriyev A.N., Zaytseva O.N.**, Resheniye zadachi ob ostsilliruyushchem dvizhenii tsilindra v vyazkoy zhidkosti v pakete OpenFOAM [Solving the problem on the oscillating motion of a cylinder in the viscous fluid using the OpenFOAM packet], *Vestnik Kazanskogo Tekhnologicheskogo Universiteta.* 16 (8) (2013) 116–123 (in Russian).
21. **Jeffrey F.Z., Viperman S., Schaefer L.A.**, Advancing thermoacoustics through CFD simulation using FLUENT, *Proc. ASME 2008 Intern. Mech. Eng. Congr. and Expos. Vol. 8 (Energy Systems: Analysis, Thermodynamics and Sustainability; Sustainable Products and Processes)* Boston, Massachusetts, USA. Oct. 31–Nov. 6 (2008) 101–110.
22. **Tasnim S.H., Fraser R.A.**, Computation of the flow and thermal fields in a thermoacoustic refrigerator, *Intern. Commun. Heat Mass Transf.* 37 (7) (2010) 748–755.
23. **Guoyao Yu., Dai W., Luo E.**, CFD simulation of a 300 Hz thermoacoustic standing wave engine, *Cryogenics.* 50 (9) (2010) 615–622.
24. **Muralidharan H., Hariharan N.M., Perarasu V.T., et al.**, CFD simulation of thermoacoustic heat engine, *Progress in Computational Fluid Dynamics.* 14 (2) (2014) 131–137.
25. **Dar Ramdanel M.Z., Khorsi A.**, Numerical investigation of a standing-wave thermoacoustic device, *Thermophysics and Aeromechanics.* 22 (3) (2015) 313–318.
26. **Kuzuu K., Hasegawa S.**, Numerical investigation of heated gas flow in a thermoacoustic device, *Appl. Therm. Eng.* 110 (5 January) (2017) 1283–1293.

27. **Hariharan N.M., Arun S., Sivashanmugam P., Kasthuriengan S.**, CFD simulation on the performance of twin thermoacoustic prime mover for various resonator lengths and operating pressures, *Heat Transfer – Asian Res.* 47 (2) (2018) 337–346.

28. **Bulovich S.V.**, Mathematical simulation of a gas flow in the vicinity of the open end of a tube for harmonic oscillations of a piston at the resonance frequency at the other end of the tube, *Technical Physics.* 62 (11) (2017) 1634–1638.

*Received 07.05.2021, accepted 21.06.2021.*

#### **THE AUTHOR**

**BULOVICH Sergei V.**

*Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University*

29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russian Federation

bulovic@yandex.ru