

## УПРОЩЁННАЯ МЕТОДИКА РАСЧЁТА ТЕРМОАКУСТИЧЕСКОГО ДВИГАТЕЛЯ

© 2012 Е. А. Зиновьев, А. И. Довгялло

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва  
(национальный исследовательский университет)

Описана методика расчёта термоакустического двигателя. Акустические давления, объёмные скорости на концах каждого элемента, а также другие параметры двигателя рассчитаны с помощью уравнений преобразования. Представлен сравнительный анализ результатов с результатами, полученными с использованием программы DeltaE.

*Упрощённая методика, термоакустический двигатель, акустическая цепь, энергетический баланс.*

### Введение

Термоакустические двигатели (ТАД) относятся к классу двигателей с внешним подводом теплоты. В основе их работы лежит сложный комплекс физических процессов, основанный на взаимодействии явлений акустической, теплофизической и гидродинамической природы. Эта многофакторность обуславливает особенности термоакустических машин, их геометрические характеристики и сложности определения параметров оптимального рабочего режима.

Основная часть работ по расчёту ТАД посвящена численному моделированию протекающих в них процессов. Для этих целей специалистами из Национальной лаборатории в Лос-Аламосе (США) был создан специальный программный пакет DeltaE [1], который позволяет моделировать акустические поля, процессы тепло- и массопереноса в каналах, а также рассчитывать эффективность термоакустических преобразователей. Однако в практическом плане он является крайне неудобным из-за трудностей, связанных с

плохой сходимостью и устойчивостью используемого в нём метода стрельбы. В связи с этим возникает необходимость разработки простого и удобного способа расчёта термоакустических двигателей, который позволял бы также проводить процедуру оптимизации их основных физико-технических и геометрических параметров.

### Описание

В качестве объекта исследования рассматривается ТАД, разработанный специалистами Лос-Аламосской научно-исследовательской лаборатории [2]. Схема его устройства представлена на рис. 1.

В табл. 1 приведены исходные значения основных технических параметров рассматриваемого термоакустического двигателя.

### Методика расчёта

Методика расчёта термоакустического двигателя основана на том, что он представляется в виде акустической цепи из определённого набора элементов, каждый из которых можно рассматривать как пассивный или активный четырёхполюсник.

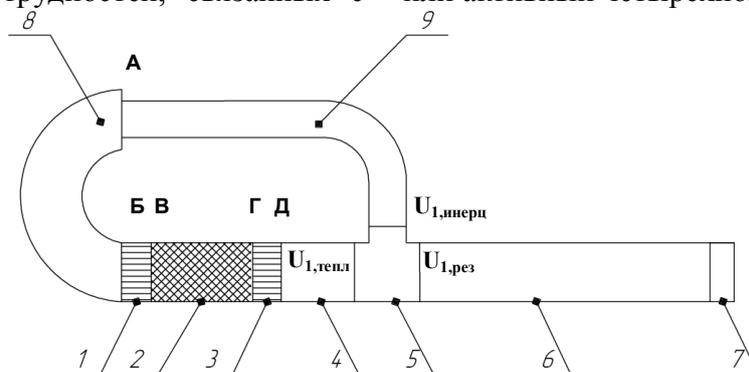


Рис. 1. Схема устройства ТАД:

1 – холодный теплообменник; 2 – регенератор; 3 – горячий теплообменник; 4 – термическая буферная трубка;  
5 – тройник; 6 – резонатор; 7 – гипотетическая нагрузка;  
8 – акустическая податливость; 9 – инерционная трубка

Таблица 1. Исходные значения основных технических параметров термоакустического двигателя

Параметр	Значение	Размерность
Среднее рабочее давление $p_{cp}$	$3,1 \cdot 10^6$	Па
Рабочая частота $f$	85,827	Гц
Амплитуда колебания давления в резонаторе $p_{рез}$	$2,5 \cdot 10^5$	Па
Температура на горячем теплообменнике $T_2$	700	К
Температура на холодном теплообменнике $T_x$	325	К
Длина инерционной трубки $L_{инерц}$	0,539	м
Диаметр инерционной трубки $d_{инерц}$	0,076	м
Длина податливости $L_{подат}$	0,354	м
Внутренний диаметр податливости $d_{подат}$	0,102	м
Пористость регенератора $\psi_{рег}$	0,719	-
Длина регенератора $L_{рег}$	0,073	м
Внутренний диаметр регенератора $d_{рег}$	0,089	м
Гидравлический радиус пор регенератора $r_h$	$4,22 \cdot 10^{-5}$	м
Длина термической буферной трубки $L_{мбт}$	0,240	м
Внутренний диаметр термической буферной трубки $d_{мбт}$	0,094	м
Длина резонатора $L_{рез}$	3,585	м
Внутренний диаметр резонатора $d_{рез}$	0,178	м

Эти элементы моделируются как открытые каналы с постоянным значением средней температуры газа. Однако такой подход неприемлем для регенератора, в котором гидравлический радиус пор значительно меньше глубин термического и вязкого проникновения, а вследствие подвода и отвода тепла на горячем и холодном теплообменниках на нём устанавливается значительный температурный градиент. В этом случае предлагается использовать распределённую модель регенератора, разработанную Г. Свифтом и С. Бэкхаусом [3]. Основная её идея в том, что регенератор разбивается на участки одинаковой длины с определённым температурным перепадом и определённой изотермической податливостью. С учётом температурной зависимости вязкости и вносимого каждым участком гидравлического сопротивления составляются два дифференциальных уравнения первого порядка. Первое уравнение определяет перепад давления на участке, второе – изменение объёмной скорости газа. Затем интегрированием этих двух уравнений по всей длине регенератора при допущении, что температура газа имеет линейную зависимость от продольной координаты, получаются выражения для изменения объёмной скорости и давления на горячем конце регенератора с учётом входных параметров на холодном конце.

В методике вводятся следующие упро-

щающие допущения:

- горячий и холодный теплообменники не вносят в систему гидравлических потерь;
- тепловые потери, вызванные взаимодействием различных узлов двигателя с окружающей средой, отсутствуют;
- средний массовый поток (течение Гедона) в тороидальном контуре равен нулю;
- единственным компонентом, на котором реализуется температурный градиент, является регенератор.

#### Энергетический баланс

Важнейшим компонентом любого термоакустического двигателя является теплообменный узел, состоящий из последовательно расположенных холодного теплообменника, регенератора и горячего теплообменника. На рис. 2 представлено распределение потоков энергии в теплообменном узле ТАД на установившемся режиме работы.

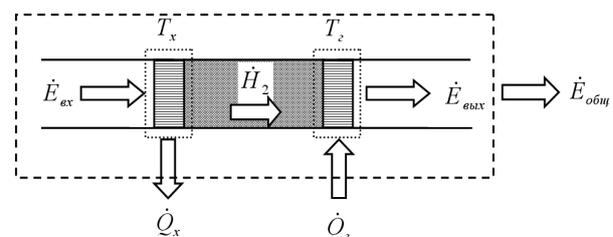


Рис. 2. Распределение потоков энергии в теплообменном узле ТАД

Общая акустическая мощность  $\dot{E}_{общ}$ , вырабатываемая двигателем, представляет

собой разность между количеством теплоты  $\dot{Q}_z$ , подведённым к двигателю через горячий теплообменник, и количеством теплоты  $\dot{Q}_x$ , отведённым на холодном теплообменнике:

$$\dot{E}_{\text{общ}} = \dot{Q}_z - \dot{Q}_x. \quad (1)$$

Другими словами, акустическая мощность, вырабатываемая в тороидальном контуре двигателя, представляет собой разность между акустической мощностью, выходящей из его теплообменного узла, и акустической мощностью, входящей в него:

$$\dot{E}_{\text{общ}} = \dot{E}_{\text{вых}} - \dot{E}_{\text{вх}}.$$

В данном случае акустические мощности на входе и выходе из теплообменного узла определяются соотношениями (рис.1):

$$\dot{E}_{\text{вх}} = \dot{Q}_x + \dot{H}_2, \quad (2)$$

$$\dot{E}_{\text{вых}} = \dot{Q}_z + \dot{H}_2, \quad (3)$$

где  $\dot{H}_2$  – общая мощность. Смысл данного слагаемого наиболее полно раскрыт в монографии Свифта [2].

### Расчёт резонатора

Расчёт рассматриваемого термоакустического двигателя начинается с резонатора. Обозначим длину резонатора ТАД через  $L_{\text{рез}}$ , а его внутренний диаметр через  $d_{\text{рез}}$ . Колебания давления  $p_{1,\text{альт}}$  и объёмной скорости  $U_{1,\text{альт}}$  в месте гипотетического размещения нагрузки, например, линейного генератора переменного тока (альтернатора), связаны с колебаниями давления  $p_{1,\text{рез}}$  и объёмной скорости  $U_{1,\text{рез}}$  на входе в резонатор следующими соотношениями:

$$p_{1,\text{рез}} = p_{1,\text{альт}} \cos(kL_{\text{рез}}) - i \frac{4U_{1,\text{альт}} \rho_{\text{ср}} c}{\pi d_{\text{рез}}^2} \sin(kL_{\text{рез}}), \quad (4)$$

$$U_{1,\text{рез}} = U_{1,\text{альт}} \cos(kL_{\text{рез}}) - i \frac{\pi d_{\text{рез}}^2 p_{1,\text{альт}}}{4\rho_{\text{ср}} c} \sin(kL_{\text{рез}}), \quad (5)$$

где  $\rho_{\text{ср}}$  – средняя плотность рабочего тела,  $c$  – скорость звука,  $k$  – волновое число.

### Расчёт тороидального контура

В тороидальном контуре расчёт начинается с тройника, где поток акустической мощности “выходит” из теплообменного узла и разделяется на две составляющие (рис.1). Одна составляющая потока “прохо-

дит” по инерционной трубке и характеризуется параметрами  $p_{1,\text{инерц}}$  и  $U_{1,\text{инерц}}$ . Вторая составляющая потока “выходит” из тройника и устремляется в резонатор. В данном случае расчёт ведется по участкам от точки А до точки Д.

Соотношения, связывающие между собой  $p_{1,\text{тепл}}$ ,  $U_{1,\text{тепл}}$  и  $p_{1,\text{инерц}}$ ,  $U_{1,\text{инерц}}$ , имеют вид

$$p_{1,\text{тепл}} = p_{1,\text{инерц}} \left( K_1 \cos(kL_{\text{мбм}}) - i \frac{4\rho_{\text{ср}} c K_3}{\pi d_{\text{мбм}}^2} \sin(kL_{\text{мбм}}) \right) + U_{1,\text{инерц}} \left( K_2 \cos(kL_{\text{мбм}}) - i \frac{4\rho_{\text{ср}} c K_4}{\pi d_{\text{мбм}}^2} \sin(kL_{\text{мбм}}) \right), \quad (6)$$

$$U_{1,\text{тепл}} = p_{1,\text{инерц}} \left( K_3 \cos(kL_{\text{мбм}}) - i \frac{\pi d_{\text{мбм}}^2 K_1}{4\rho_{\text{ср}} c} \sin(kL_{\text{мбм}}) \right) + U_{1,\text{инерц}} \left( K_4 \cos(kL_{\text{мбм}}) - i \frac{\pi d_{\text{мбм}}^2 K_2}{4\rho_{\text{ср}} c} \sin(kL_{\text{мбм}}) \right). \quad (7)$$

Комплексные коэффициенты, входящие в выражения (6) и (7), определяются из соотношений:

$$K_1 = (1 + i\omega C_0 R_0 g(\tau, b)) D_1 + i \frac{\pi R_0 f(\tau, b)}{4\rho_{\text{ср}} c} D_3, \quad (8)$$

$$K_2 = -R_0 f(\tau, b) D_2 - i(1 + i\omega C_0 R_0 g(\tau, b)) \frac{4\rho_{\text{ср}} c}{\pi} D_4, \quad (9)$$

$$K_3 = -\frac{i\omega C_0 \tau \ln \tau}{\tau - 1} D_1 - \frac{i\tau \pi}{4\rho_{\text{ср}} c} D_3, \quad (10)$$

$$K_4 = \tau D_2 - \frac{4\rho_{\text{ср}} c \omega C_0 \tau \ln \tau}{\pi(\tau - 1)} D_4, \quad (11)$$

где  $\omega = 2\pi f$  – угловая частота колебаний,  $C_0 = \psi_{\text{рег}} A_{\text{рег}} L_{\text{рег}} / p_{\text{ср}}$  – акустическая податливость регенератора,  $\psi_{\text{рег}}$  и  $A_{\text{рег}}$  – объёмная пористость и площадь поперечного сечения регенератора,  $\tau = T_z / T_x$  – температурный коэффициент,  $T_z$  – температура газа на горячем теплообменнике,  $T_x$  – температура газа на холодном теплообменнике. Величина  $R_0 \approx 3\mu_0 L_{\text{рег}} / (\psi_{\text{рег}} A_{\text{рег}} r_h^2)$  представляет собой гидравлическое сопротивление регенератора на входе при температуре  $T_x$ . Во всём диапазоне температур в регенераторе динамическая вязкость газа определяется зависимостью  $\mu = \mu_0 (T / T_x)^b$ , где

$\mu_0$  – динамическая вязкость газа при температуре 300 К,  $b$  – постоянная, зависящая от газа. Функции  $g(\tau, b)$  и  $f(\tau, b)$  согласно распределённой модели Свифта и Бэхауса для регенератора [3] можно вычислить по формулам:

$$f(\tau, b) = \frac{2}{b+2} \left( \frac{\tau^{b+2} - 1}{\tau^2 - 1} \right), \quad (12)$$

$$g(\tau, b) = \frac{2}{b+2} \left( \frac{\tau^{b+2} \ln \tau - (\tau^{b+2} - 1)/(b+2)}{(\tau - 1)^2} \right). \quad (13)$$

Четыре функции, которые входят в выражения (8)–(11), зависят только от геометрических параметров инерционной трубки и акустической податливости. Они определяются следующим образом:

$$D_1 = \cos(kL_{инерц}) \cos(kL_{подат}) - \frac{d_{инерц}^2}{d_{подат}^2} \sin(kL_{инерц}) \sin(kL_{подат}), \quad (14)$$

$$D_2 = \cos(kL_{инерц}) \cos(kL_{подат}) - \frac{d_{подат}^2}{d_{инерц}^2} \sin(kL_{инерц}) \sin(kL_{подат}), \quad (15)$$

$$D_3 = d_{инерц}^2 \sin(kL_{инерц}) \cos(kL_{подат}) + d_{подат}^2 \cos(kL_{инерц}) \sin(kL_{подат}), \quad (16)$$

$$D_4 = \frac{\sin(kL_{инерц}) \cos(kL_{подат})}{d_{инерц}^2} + \frac{\cos(kL_{инерц}) \sin(kL_{подат})}{d_{подат}^2}. \quad (17)$$

Для соединения резонатора и тороидального контура в рассматриваемом термоакустическом двигателе используется тройник. В нём должны выполняться граничные условия следующего вида:

$$p_{1,инерц} = p_{1,тепл} = p_{1,рез}, \quad (18)$$

$$U_{1,инерц} = U_{1,тепл} + U_{1,рез}. \quad (19)$$

Они выражают непрерывность давления и расхода газа при “переходе” тройника. Применяя условие (18) к уравнению (6), получаем

$$p_{1,инерц} \left( 1 - K_1 \cos(kL_{мбм}) + i \frac{4\rho_{cp} c K_3}{\pi d_{мбм}^2} \sin(kL_{мбм}) \right) = U_{1,инерц} \left[ K_2 \cos(kL_{мбм}) - i \frac{4\rho_{cp} c K_4}{\pi d_{мбм}^2} \sin(kL_{мбм}) \right]. \quad (20)$$

Таким образом, акустический импеданс инерционной трубки можно определить из уравнения

$$Z_{инерц} = \frac{K_2 \cos(kL_{мбм}) - i \frac{4\rho_{cp} c K_4}{\pi d_{мбм}^2} \sin(kL_{мбм})}{1 - K_1 \cos(kL_{мбм}) + i \frac{4\rho_{cp} c K_3}{\pi d_{мбм}^2} \sin(kL_{мбм})}. \quad (21)$$

С учётом условия (19) и уравнения (7) справедливо следующее соотношение:

$$U_{1,рез} = -p_{1,инерц} \left( K_3 \cos(kL_{мбм}) - i \frac{\pi d_{мбм}^2 K_1}{4\rho_{cp} c} \sin(kL_{мбм}) \right) + U_{1,инерц} \left( 1 - K_4 \cos(kL_{мбм}) - i \frac{\pi d_{мбм}^2 K_2}{4\rho_{cp} c} \sin(kL_{мбм}) \right). \quad (22)$$

Импеданс на выходе из тороидального контура в общем случае определяется по формуле

$$Z_{вых} = \frac{p_{1,рез}}{U_{1,рез}} = \frac{p_{1,инерц}}{U_{1,инерц} - U_{1,тепл}}. \quad (23)$$

Тогда с помощью последнего выражения и (22) можно вычислить выходной акустический импеданс тороидального контура двигателя при заданных геометрических параметрах составляющих его узлов. Эта величина является важной в проектировании термоакустических устройств на бегущей волне, поскольку любая система на бегущей волне должна содержать тороидальный контур для создания такой волны. В качестве нагрузки в контуре могут использоваться как электроакустические, так и механоакустические преобразователи, подключаемые последовательно или параллельно контуру. В случае параллельного соединения нужно учитывать, что система будет оптимально работать только в случае, когда выходной импеданс тороидального контура будет сравним с импедансом узла нагрузки.

### Энергетические соотношения

Из определения акустической мощности и выражения (3) следует, что потребное количество тепла, подводимого через горячий теплообменник для обеспечения соответствующей амплитуды колебания давления в точке Г (рис. 1), может быть найдено из уравнения

$$\dot{Q}_c = \frac{1}{2} \operatorname{Re} [p_{1,\Gamma} \tilde{U}_{1,\Gamma}] - \dot{H}_2, \quad (24)$$

где параметры  $p_{1,\Gamma}$  и  $U_{1,\Gamma}$  в этой точке удовлетворяют соотношениям:

$$p_{1,\Gamma} = K_1 \cdot p_{1,инерц} + K_2 \cdot U_{1,инерц},$$

$$U_{1,\Gamma} = K_3 \cdot p_{1,инерц} + K_4 \cdot U_{1,инерц}.$$

С учётом этого выражение (25) принимает вид

$$\dot{Q}_z = \frac{1}{2} |p_{1,инерц}|^2 F_1 - \dot{H}_2, \quad (25)$$

где

$$F_1 = \left( \operatorname{Re}[K_1 \tilde{K}_3] + \frac{\operatorname{Re}[K_2 \tilde{K}_4]}{|Z_{инерц}|^2} + \operatorname{Re} \left[ \frac{K_2 \tilde{K}_3}{Z_{инерц}} + \frac{K_1 \tilde{K}_4}{\tilde{Z}_{инерц}} \right] \right).$$

Согласно [2], общая мощность в теплообменном узле двигателя определяется следующим образом:

$$\begin{aligned} \dot{H}_2 = & -\frac{\psi_{pez} A_{pez} R_0}{2 \rho_{cp} \omega L_{pez}} \operatorname{Im} \left[ p_{1,B} \tilde{U}_{1,B} \left( 1 - \tilde{f}_v - \frac{(f_k - \tilde{f}_v)}{(1 + \operatorname{Pr})} \right) \right] + \\ & + \frac{\psi_{pez} A_{pez} c_p T_0 R_0^2 (\tau - 1)}{2 \rho_{cp} \omega^3 L_{pez}^3 (1 - \operatorname{Pr})} |U_{1,B}|^2 \operatorname{Im} \left[ \tilde{f}_v + \frac{(f_k - \tilde{f}_v)}{(1 + \operatorname{Pr})} \right] - \\ & - (\psi_{pez} K + (1 - \psi_{pez}) K_c) A_{pez} T_0 \frac{\tau - 1}{L_{pez}}, \quad (26) \end{aligned}$$

где  $\operatorname{Pr}$  – число Прандтля,  $K$  – коэффициент теплопроводности газа,  $K_c$  – коэффициент теплопроводности насадки регенератора. Общая мощность складывается из двух членов: энтальпии осциллирующего газа и члена, определяющего перенос тепла посредством теплопроводности насадки регенератора и газа.

Перепад давления в точке В (рис.1) можно определить из выражения для перепада давления на участке регенератора, представленного в распределённой модели [3]:

$$\frac{dp_1}{dx} \Big|_B = -\frac{R_0}{L_{pez}} U_{1,B}. \quad (27)$$

При этом полагается, что в точке В выполняется условие:  $T_{cp} = T_x$ . Предположим, что средняя температура в каждой точке регенератора имеет линейную зависимость от координаты  $x$ , сам регенератор термически

изолирован от окружающей среды, а его теплоёмкость является достаточно большой. Тогда с учётом (26) и принятых допущений уравнение (25) для потребного количества теплоты, подводимого на горячем теплообменнике, принимает форму

$$\begin{aligned} \dot{Q}_z = & \frac{1}{2} |p_{1,инерц}|^2 \cdot F_1 + (\psi_{pez} K + (1 - \psi_{pez}) K_c) A_{pez} T_0 \frac{\tau - 1}{L_{pez}} + \\ & + \frac{\psi_{pez} A_{pez} R_0}{2 \rho_{cp} \omega L_{pez}} \operatorname{Im} \left[ p_{1,B} \tilde{U}_{1,B} \left( 1 - \tilde{f}_v - \frac{(f_k - \tilde{f}_v)}{(1 + \operatorname{Pr})} \right) \right] - \\ & - \frac{\psi_{pez} A_{pez} c_p T_0 R_0^2 (\tau - 1)}{2 \rho_{cp} \omega^3 L_{pez}^3 (1 - \sigma)} |U_{1,B}|^2 \operatorname{Im} \left[ \tilde{f}_v + \frac{(f_k - \tilde{f}_v)}{(1 + \sigma)} \right]. \quad (28) \end{aligned}$$

Анализ уравнения (28) показывает, что потребное количество подводимой теплоты  $\dot{Q}_z$  определяется параметрами  $p_{1,инерц}$  и  $Z_{инерц}$ . Для того, чтобы найти эту зависимость в явном виде, сначала необходимо выразить параметры  $p_{1,A}$  и  $U_{1,A}$  через параметры  $p_{1,инерц}$  и  $U_{1,инерц}$ . Затем выразить параметры  $p_{1,B}$  и  $U_{1,B}$  через параметры  $p_{1,A}$  и  $U_{1,A}$  и подставить в (27).

### Эффективность

Основным показателем работы термоакустического двигателя является КПД двигателя

$$\eta = \frac{\dot{W}_{альт}}{\dot{Q}_z}, \quad (29)$$

где  $\dot{W}_{альт}$  – акустическая мощность, подводимая акустической волной к месту гипотетического расположения альтернатора. В общем случае она находится из соотношения

$$\dot{W}_{альт} = \frac{1}{2} \operatorname{Re} [p_{1,альт} \tilde{U}_{1,альт}] = \frac{1}{2} \operatorname{Re} [p_{1,pez} \tilde{U}_{1,pez}]. \quad (30)$$

Таблица 2. Значения параметров, рассчитанных в пакете DeltaE и по упрощённой методике

Параметр	Упрощенная методика	DeltaE
Амплитуда объёмной скорости в инерционной трубке (м <sup>3</sup> /с)	0,15	0,18
Фаза объёмной скорости в инерционной трубке (град)	-85,6	-84,1
Амплитуда объёмной скорости на выходе из теплообменного узла (м <sup>3</sup> /с)	6,23·10 <sup>-2</sup>	9,21·10 <sup>-2</sup>
Фаза объёмной скорости на выходе из теплообменного узла (град)	-69,46	-59,9
Амплитуда объёмной скорости на выходе из тороидального контура (м <sup>3</sup> /с)	0,21	0,28
Фаза объёмной скорости на выходе из тороидального контура (град)	-87,25	-86,81
Подводимая тепловая мощность (Вт)	3665	3700
Акустическая мощность на выходе (Вт)	1263	1339
Эффективный КПД (%)	34	36

### Результаты

В табл. 2 приведены результаты расчёта параметров рассматриваемого термоакустического двигателя.

Расчёты и оптимизация проводились по предложенной методике с использованием языка программирования Fortran.

Область и границы применимости представленной методики расчёта параметров ТАД могут быть установлены путём проведения сравнительного анализа результатов расчёта и эксперимента. В настоящее время такой анализ невозможен из-за отсутствия достаточного объёма экспериментальных данных. Сопоставление же результатов с данными, полученными на опытном образце термоакустического двигателя в Лос-Аламосской научно-исследовательской лаборатории (США) и расчётном пакете DeltaE [1,2], показывает, что они достаточно хорошо согласуются между собой. По мере накопления экспериментальных данных о рабо-

чем процессе ТАД и развитии теории термоакустики методика может уточняться путём снятия упрощающих допущений.

Использование данной методики значительно упрощает расчёт рабочего процесса термоакустического преобразователя и сокращает время его разработки.

### Библиографический список

1. Ward, W.C. Design environment for low amplitude thermoacoustic engines (DeltaE 6.3b11.12) [Text] / W.C. Ward, G.W. Swift // [www.lanl.gov/thermoacoustics](http://www.lanl.gov/thermoacoustics) - 2012.
2. Swift, G.W. Thermoacoustics: A unifying perspective for some engines and refrigerators [Text] / G.W. Swift // Acoust. Soc. Am., 2002. – P. 315 – ISBN 0-7354-0065-2.
3. Backhaus, S. A thermoacoustic Stirling heat engine: Detailed study [Text] / S. Backhaus, G. W. Swift // J. Acoust. Soc. Am. 107 (6) – 2000. – P. 3148-3166.

## A SIMPLIFIED METHOD OF THERMOACOUSTIC ENGINE ANALYSIS

© 2012 E. A. Zynovyeu, A. I. Dovgyallo

Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov  
(National Research University)

A simplified method of thermoacoustic engine analysis is proposed. The main idea is that the thermoacoustic engine assumed as the acoustical circuit which consists of different components. Acoustic pressures, volume velocities at the two ends of any component and other engine parameters are computed by the transfer equations. Comparison results obtained by this method and by program code DeltaE are given.

*Simplified method, thermoacoustic engine, acoustical circuit, energy balance.*

### Информация об авторах

**Зиновьев Евгений Александрович**, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: [eazinovev38416@mail.ru](mailto:eazinovev38416@mail.ru). Область научных интересов: рабочие процессы термоакустических двигателей и холодильных машин, энергоэффективные двигатели и движители транспортных средств.

**Довгялло Александр Иванович**, доктор технических наук, профессор кафедры теплотехники и тепловых двигателей, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: [d.a.i@mail.ru](mailto:d.a.i@mail.ru). Область научных интересов: рабочие процессы тепловых и холодильных машин, бортовая энергетика, энергосбережение.

**Zynovyev Evgeniy Aleksandrovich**, post-graduate student, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: [eazino-vev38416@mail.ru](mailto:eazino-vev38416@mail.ru). Area of research: work processes of thermoacoustic heat engines and refrigerators, power efficient heat engines and prime movers.

**Dovgyallo Aleksandr Ivanovich**, doctor of technical science, professor of department heat engineering and heat engines, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: [d.a.i@mail.ru](mailto:d.a.i@mail.ru). Area of research: work processes of heat engines and refrigerators, airborne power engineering, energy saving.