

мость, трудоёмкость механической обработки) обеспечивают большие значения КИМ и КИЗ. Это имеет первостепенное значение для экономии дорогостоящих материалов

(жаропрочные и титановые сплавы, высоколегированные стали, алюминиевые и магниевые сплавы и т. д.).

УДК 621.486

## К ВОПРОСУ АЛГОРИТМА ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ОПТИМИЗАЦИИ ТЕРМОАКУСТИЧЕСКОГО ДВИГАТЕЛЯ

©2016 А.И. Довгялло, С.О. Некрасова

Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва

### THE QUESTION OF DESIGN AND OPTIMIZATION ALGORITHM FOR THERMOACOUSTIC ENGINE

Dovgjallo A.I., Nekrasova S.O. (Samara National Research University, Samara, Russian Federation)

*Thermoacoustics deals with the conversion of heat energy into sound energy and vice versa. The unique feature of the present algorithm is its ability to design thermoacoustic engine from scratch. It based on the energy balance including a coefficient of performance as a criterion to design individual thermoacoustic engines and acoustically-driven thermoacoustic refrigerators. As a case study, a thermoacoustic standing wave engine has been designed and optimized based on the developed algorithm. The results from the algorithm are in good agreement with that obtained from the computer code DeltaEC.*

На сегодняшний момент одним из основных средств проектирования термоакустических устройств остается программа Delta EC, реализующая определение рабочих и энергетических параметров на основе заданных конструктивных параметров устройства. Таким образом, для получения детального описания стационарного режима работы термоакустического преобразователя необходимо провести предпроектное определение размеров каждого узла конструкции. В данной работе приведён алгоритм определения основных параметров регенератора как определяющего элемента любого термоакустического преобразователя. Методика аналогична [1,2], в данной работе она адаптирована для двигателя. Целевыми параметрами проектирования регенератора являлись длина и координата центра регенератора в резонаторе для заданных температурной разницы на его концах  $\Delta T_m$  и требуемого количества вырабатываемой акустической мощности  $W_{ac}$ , критерием оптимизации являлось максимальное значение коэффициента производительности регенератора:

$$COP = \frac{W_{ac}}{Q_h}, \quad (1)$$

где  $Q_h$  - подводимая тепловая мощность на горячем конце регенератора, (2). Количество акустической мощности, генерируемой за счёт термоакустического переноса тепла в регенераторе за счёт градиента температур на его концах, при компенсации всех тепловых и вязкостных потерь в нем, в теплообменниках и на стенках резонатора, определяется как [3]:

$$\dot{W}_2 = \frac{1}{4} \Pi \delta_k L_s \frac{(\gamma - 1) \omega (p_1^s)^2}{\rho_m a^2 (1 + \varepsilon_s)} \left( \frac{\Gamma}{(1 + \sqrt{\sigma}) \Lambda} - 1 \right) \quad (2)$$

$$- \frac{1}{4} \Pi \delta_v L_s \frac{\omega \rho_m \langle u_1^s \rangle^2}{\Lambda},$$

уравнение энергии потока газа в термоакустическом двигателе

$$\dot{E}_2 = - \frac{1}{4} \Pi \delta_k \frac{\beta T_m p_1^s \langle u_1^s \rangle}{(1 + \sigma)(1 + \varepsilon_s) \Lambda} X - \quad (3)$$

$$- \Pi [y_0 K + l K_s] \frac{dT_m}{dx},$$

$$\text{где } \Lambda = 1 - \frac{\delta_v}{y_0} + \frac{\delta_v^2}{2y_0^2},$$

$$X = \Gamma \frac{1 + \sqrt{\sigma} + \sigma + \sigma \varepsilon_s}{1 + \sqrt{\sigma}} - \left( 1 + \sqrt{\sigma} - \frac{\delta_v}{y_0} \right).$$

Поскольку для инженерного алгоритма проектирования термоакустического двига-

теля формулы (2) и (3) не совсем просты и содержат большое количество параметров рабочего газа, материала и геометрии регенератора, то для уменьшения числа параметров вводится нормализация величин. Безразмерные параметры для подстановки в (1) и (2) на основе теории подобия, изложенной в [4] представлены в табл.1, где  $p_m$ - среднее

давление в резонаторе,  $a$  - скорость звука,  $A$  - площадь поперечного сечения резонатора,  $T_m$  - средняя температура газа в резонаторе,  $\delta_{kn}$  - глубина теплового проникновения газа,  $y_0$  - зазор между пластинами регенератора,  $k = \omega/a$  - волновое число резонатора.

Таблица 1 - Приведённые параметры для расчёта

Параметр	Формула
Отношение амплитуды давления к среднему давлению заправки	$D = p_1 / p_m$
Приведённая подводимая мощность	$Q_{hn} = \dot{Q}_h / p_m a A$
Приведённая акустическая мощность	$W_n = \dot{W}_{ac} / p_m a A$
Приведённая температурная разница на стеке	$\Delta T_{mn} = \Delta T_m / T_m$
Число Прандтля	$\sigma$
Приведённая тепловая глубина проникновения	$\delta_{kn} = \delta_k / y_0$
Приведённая длина регенератора	$L_{sn} = k L_s$
Приведённая координата центра регенератора	$x_n = kx$

На основании (1-3) получены распределения коэффициента производительности регенератора для заданных значений приведённых параметров  $x_n$  и  $L_{sn}$ . Максимальная производительность регенератора соответствует значениям  $x_s = 0.25$  м (т.е. горячий теплообменник на расстоянии 0.1 м от закрытого конца резонатора) и длина регенератора при этом  $L_s = 0.25$  м. Для значения приведённой акустической мощности  $W_n$  и требуемого уровня генерируемой акустической энергии  $W_{ac} = 50$  Вт получаем значение площади поперечного сечения резонатора  $A = 2.47 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ , соответствующее внутреннему диаметру резонатора  $d = 60$  мм.

Данные значения были использованы для разработки численной модели двигателя на основе теории линейной термоакустики в программе Delta ЕС, что сократило время для достижения сходимости разработанной в Delta ЕС модели термоакустического двигателя. Расчёт производился для давления

$p_m = 10^6$  Па, рабочее тело - воздух, рабочая частота  $f = 50$  Гц. В ходе расчёта фиксированными оставались параметры температуры на горячем  $T_h = 800$  К и холодном  $T_c = 300$  К теплообменниках и условия акустического импеданса для закрытого конца на выходе из резонатора. Коэффициент производительности устройства составил 18.7%.

#### Библиографический список

1. Довгялло А.И., Некрасова С.О. Методика проектных параметров теплового узла термоакустического преобразователя. / Известия СНЦ РАН, Т.15, № 6-3. с. 660-666.
2. Tijani MЕН, Zeegers JCH, De Waele ATAM. Construction and performance of a thermoacoustic refrigerator. Cryogenics, 2002. 42: 59–66.
3. Swift G.W. Thermoacoustic engines. J Acoust Soc Am 1988. 84: P. 1145–79.
4. Olsen JR, Swift GW. Similitude in thermoacoustics. J Acoust Soc Am 1994. 95: 1405–12.