

回热器参数耦合对热声发动机声功增益率的影响

张 宁¹, 胡忠军², 李 青²

(1. 华中科技大学 能源与动力工程学院, 湖北 武汉 430074; 2. 中国科学院理化技术研究所, 北京 100190)

摘 要: 基于线性热声理论, 研究热声发动机回热器的几何参数和声场参数的耦合对其声功增益率的影响。较小的相对水力半径(几何参数)耦合负的近行波阻抗相角(接近 0° 相角)及较高的无量纲阻抗幅值(声场参数), 可以有效提高回热器的声功增益率。在此基础上分别研究了驻波型、行波型和混合型热声发动机回热器的几何参数和声场参数的耦合特性, 计算分析表明, 为了获得最大的声功增益率, 上述 3 种机型的回热器相对水力半径分别为 1.1、0.5 和 0.3。同时指出, 斯特林型热声发动机的高效性主要得益于回热器常温段具有较高的耦合特性, 而高温段耦合条件恶化, 耦合性能相对较低, 制约了回热器性能的进一步提高。

关 键 词: 热声发动机; 回热器; 耦合; 声功增益率

中图分类号: TK511.3

文献标识码: A

引 言

基于热声效应工作的热声发动机是一种实现热能到声能转换的回热式发动机, 根据声场的不同, 热声发动机可以分为驻波型、行波型和混合型^[1~2]。同时热声发动机可以有效利用低品位热源, 如太阳能、燃气能、废热能等。此外, 热声发动机一般采用惰性气体作为工质, 不会破坏环境。随着环境污染问题的日益严重以及新能源的提出, 热声发动机得到了越来越广泛的关注。根据声场的不同, 热声发动机可以分为驻波型、行波型和混合型。

1962 年新墨西哥大学 Carter 教授和他的学生 Feldman 研制出世界第一台有显著声功输出的驻波型热声发动机^[3]。由于驻波型热声发动机转换机制的内在不可逆性的限制, 其最高热效率仅为 20%。

根据 Ceperley 的设想^[4], Yazaki 等人于 1998 年首次实现了环路行波型热声发动机^[5]。由于行波型热声发动机的回热器工作在低声阻抗条件下, 造

成严重的粘滞耗散损失, 大大限制了行波型热声发动机效率的提高。

1999 年 Backhaus 和 Swift 巧妙地结合驻波声场高阻抗和行波声场可逆热力循环的优势, 设计并制作了世界上第一台混合型热声发动机——“热声斯特林发动机”, 热效率提高到 30%, 可以和传统的活塞式斯特林发动机(20%~38%)相媲美^[2]。为了解决斯特林混合型热声发动机的 Gedeon 声流等问题, D. L. Gardner 等人于 2003 年成功开发了另一种混合型热声发动机——级联型热声发动机^[6]。

作为热声发动机的核心——回热器是实现热声转换的关键部件, 当回热器温度梯度达到临界值时, 将激发声波, 声波使气体微团在回热器中经历一定的热动力循环: 压缩—加热—膨胀—冷却, 实现热能到声能的转换。当回热器温度梯度一定时, 回热器的几何参数与其声场参数的耦合, 直接决定了回热器声功增益率, 因此针对不同类型的热声发动机, 合理设计回热器几何参数和声场参数的耦合, 提高回热器声功增益率是本研究的重点。

1 回热器声功增益率

根据线性热声理论, 声功增益率(单位长度回热器时均声功变化)为^[1]:

$$\begin{aligned} \frac{d \dot{E}_2}{dx} = & -\frac{r_v}{2} |U_1|^2 - \frac{1}{2r_k} |p_1|^2 + \frac{1}{2} \operatorname{Re}[g p_1 U_1] \\ = & \left(\frac{1}{2} |p_1| |U_1| \right) \frac{\omega}{c} \left[\left(-\frac{R_v}{|Z_N|} - R_k |Z_N| \right) + \right. \\ & \left. \psi |G| \cos(\varphi_G - \varphi_Z) \right] \end{aligned} \quad (1)$$

式中: E_2 —时均声功; x —声传播方向位置; Re —复数的实部; r_v 、 $1/r_k$ 和 g —回热器单位长度的粘性阻抗、热弛豫导纳和源系数; p_1 和 U_1 —一阶压力波动和体

收稿日期: 2011-01-19; 修订日期: 2011-09-25

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50906094)

作者简介: 张 宁(1984-), 男, 江苏邳州人, 华中科技大学博士研究生。

积流率; 操作因子 $\psi = \frac{c}{\omega} \frac{1}{T_m} \frac{dT_m}{dx}$, ω 为系统角频率; c

为声速, T_m 为平均温度, 无量纲阻抗 $Z_N = \frac{p_1/U_1}{\rho_m c/A}$;

ρ_m —平均密度, A —回热器气体通道截面积, 粘性系

数 $R_v = r_v \frac{A}{\rho_m c}$; 热弛豫系数 $R_k = \frac{1}{r_k} \frac{c \rho_m c}{\omega A}$; 源系数 $G =$

$g T_m \frac{dx}{dT_m}$, φ_G — G 的相角, φ_Z — Z_N 的相角; 热和粘性

渗透深度分别为 $\delta_k = \sqrt{2k/\omega \rho c_p}$, $\delta_v = \sqrt{2\mu/\omega \rho} = \sqrt{\sigma}$

δ_k , σ —普朗克数;

定义相对水力半径 $\zeta = r_h/\delta_k$, r_h —回热器水力

半径。

各种结构的回热器具有相似的粘性和热空间参

数^[1], 为了计算方便, 设定回热器为平行板通道, 粘

性和热空间函数分别为(设平行板叠中点处 $y=0$, 板

叠间距为 $2y_0=2r_h$):

$$f_v = \frac{\tanh[(1+i)\zeta/\sqrt{\sigma}]}{(1+i)\zeta/\sqrt{\sigma}} \quad (2)$$

$$f_k = \frac{\tanh[(1+i)\zeta]}{(1+i)\zeta} \quad (3)$$

因此回热器粘性、热弛豫和源系数分别为:

$$R_v = \frac{I_m[-f_v]}{|1-f_v|^2}$$

$$R_k = (\gamma - 1) I_m[-f_k] \quad (4)$$

$$G = \frac{f_k - f_v}{(1-f_v)(1-\sigma)}$$

式中: γ —工质比热比, 工质以氦气作为代表; I_m —复

数的虚部。

为了分析回热器几何参数与声场参数耦合对回

热器声功增益率的影响, 选取表征回热器特征的几

何参数——相对水力半径作为研究重点, 至于其它

几何参数(如针束型回热器的内外径比, 矩形孔回

热器的长宽比), 将在以后研究中讨论。因此, 回热

器粘性系数 R_v 和热弛豫系数 R_k 由相对水力半径 ζ 决定, 如图 1 所示。

$$E_{vk} = \frac{R_v}{|Z_N|} + R_k |Z_N| \quad (6)$$

耗散系数 E_{vk} 存在最小值, 最小值为:

$$E_{vk \min} = 2 \sqrt{R_v R_k} \quad (7)$$

相应无量纲阻抗幅值为:

$$|Z_N|_{\text{opt}} = \sqrt{R_v/R_k} \quad (8)$$

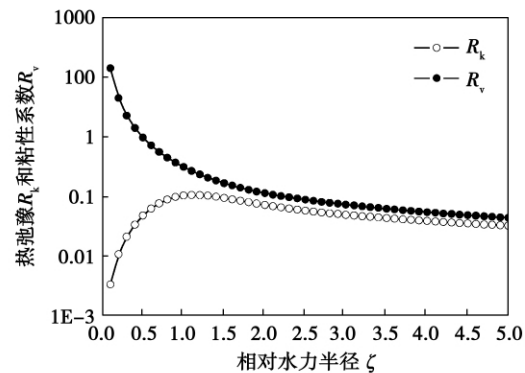


图 1 粘性系数 R_v 和热弛豫系数 R_k 随相对水力半径 ζ 的变化

Fig. 1 Change of the viscosity coefficient R_v and thermal-relaxation coefficient R_k with the relative hydraulic radius ζ

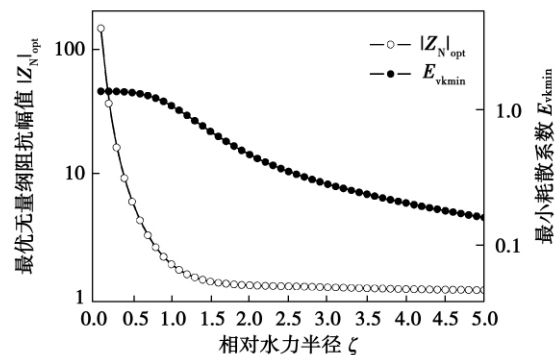


图 2 最小耗散系数 $E_{vk \min}$ 和最优无量纲阻抗幅值 $|Z_N|_{\text{opt}}$ 随相对水力半径 ζ 的变化

Fig. 2 Change of the minimal dissipation coefficient $E_{vk \min}$ and the optimal non-dimensional resistance value $|Z_N|_{\text{opt}}$ with the relative hydraulic radius ζ

回热器最小耗散系数 $E_{vk \min}$ 和相应无量纲阻抗幅值 $|Z_N|_{\text{opt}}$ 变化如图 2 所示。由图 2 可知, 随着 ζ 的增加, 最小耗散系数 $E_{vk \min}$ 减小, 相对应的无量纲

阻抗幅值 $|Z_N|_{\text{opt}}$ 也减小。在 $\zeta < 0.5$ 时,为了获得最小的耗散系数 $E_{\text{vk min}}$,无量纲阻抗幅值必须非常大,甚至要高于 10 以上,而且随着 ζ 的进一步减小,相应的无量纲阻抗幅值迅速增加,获得如此高的无量纲阻抗幅值是非常困难的,只有驻波声场才能达到。对比图 1 可知,在这一区域,高阻抗的目的主要是为了抑制粘性耗散(即 R_v),因此将这一区域定义为粘性耗散控制区。在 $0.5 \leq \zeta \leq 1.5$ 区域内,为了获得最小耗散系数 $E_{\text{vk min}}$,相应无量纲阻抗幅值 $|Z_N|_{\text{opt}}$ 处于 10 ~ 1.5 之间,多为行驻波混合声场,此时粘性耗散和热弛豫耗散均能得到很好的抑制,因此将此区域定义为粘性和热弛豫共同控制区。在 $1.5 < \zeta$ 时,为了获得最小耗散系数 $E_{\text{vk min}}$,相应无量纲阻抗幅值 $|Z_N|_{\text{opt}}$ 必须足够小,在 1.4 ~ 1.2 之间。这种无量纲阻抗幅值很难获得,即使是行波声场,加入回热器后,无量纲阻抗幅值会增加到 2 ~ 3。在这区域内,使用小无量纲阻抗幅值的目的是为了抑制热弛豫耗散,因此将此区域定义为热弛豫控制区。

1.2 增益项

分析回热器声功增益率系数 e_2 中增益系数:

$$E_G = |G| \cos(\varphi_G - \varphi_Z) \quad (9)$$

G 由相对水力半径 ζ 决定,增益系数 E_G 存在最大值:

$$E_{G \max} = |G| \quad (10)$$

相应最优阻抗相角为:

$$\varphi_{Z \text{opt}} = \varphi_G \quad (11)$$

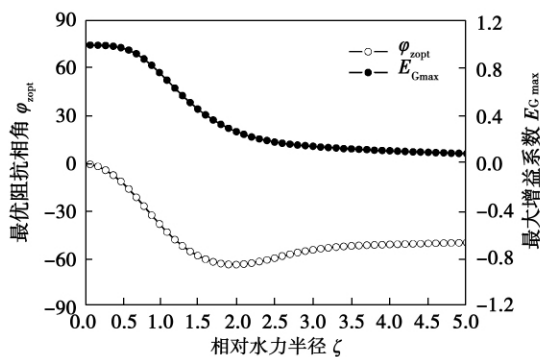


图3 最大增益系数 $E_{G \max}$ 和最优阻抗

相角 $\varphi_{Z \text{opt}}$ 随相对水力半径 ζ 的变化

Fig. 3 Change of the maximum gain coefficient $E_{G \max}$ and the optimal resistance phase angle $\varphi_{Z \text{opt}}$ with the relative hydraulic radius ζ

回热器最大增益系数 $E_{G \max}$ 和相应的无量纲阻抗相角 $\varphi_{Z \text{opt}}$ 变化如图 3 所示。由图可知,随着 ζ 的

增加,最大增益系数 $E_{G \max}$ 从 1 随之减小,相对应的无量纲阻抗相角 $\varphi_{Z \text{opt}}$ 也由 0° 先减小后略有增加。平板型回热器阻抗相角的转折点在 $\zeta = 2$, $\varphi_{Z \text{opt}} = -64^\circ$ 。当相对水力半径 $\zeta \leq 0.5$ 时,最大增益系数 $E_{G \max}$ 接近 1,相应最优阻抗相角 $\varphi_{Z \text{opt}}$ 处于 0° 到 -15° 之间。当 $0.5 < \zeta \leq 2$ 时,随着 ζ 的增加,为了获得最大增益系数 $E_{G \max}$,相应阻抗相角 $\varphi_{Z \text{opt}}$ 减小,同时最大增益系数 $E_{G \max}$ 也迅速减小。当 $\zeta > 2$ 时,最大增益系数 $E_{G \max}$ 小于 0.3,相应阻抗相角 $\varphi_{Z \text{opt}}$ 趋于 -50° 。综上所述,为了获得较大的增益系数,一般应使回热器工作的声场处于负的近行波区(即 0° 到 -15° 之间),相应相对水力半径 $\zeta \leq 0.5$ 。

根据 1.1 和 1.2 的分析,回热器相对水力半径与声场无量纲阻抗(包括幅值和相角)耦合共同决定了回热器声功增益率。在理想情况下,不考虑耗散项 $E_{\text{vk}} = 0$,声功转换为可逆过程($\varphi_{Z \text{opt}} = 0^\circ$), $E_G = 1$,则理想无损可逆(斯特林循环)的声功增益率系数为:

$$e_{2 \text{stirling}} = \psi E_G - E_{\text{vk}} = \psi \quad (12)$$

这也意味着,当回热器操作因子 ψ 确定后,回热器声功增益率系数 e_2 能达到最大值即为 ψ 。相应的回热器声功增益率也达到最大值,即:

$$\frac{d\dot{E}_{2 \text{stirling}}}{dx} = \left(\frac{1}{2} |p_1| |U_1| \right) \frac{dT_m}{T_m} \frac{1}{dx} \quad (13)$$

因此,定义相对声功增益率(即斯特林循环可逆程度)为:

$$\chi = \frac{\frac{d\dot{E}_2}{dx}}{\frac{d\dot{E}_{2 \text{stirling}}}{dx}} = \frac{e_2}{e_{2 \text{stirling}}} = \frac{\psi E_G - E_{\text{vk}}}{\psi} \quad (14)$$

对于一般回热器,无损可逆声功增益率系数 $e_{2 \text{stirling}}$ 是无法达到的。对于确定的相对水力半径,可以通过调整无量纲阻抗幅值和相角,使声功增益率系数达到最大值,最大值为:

$$e_{2 \max} = \psi E_{G \max} - E_{\text{vk min}} = \psi |G| - 2 \sqrt{R_v R_k} \quad (15)$$

相应回热器声功增益率最大值为:

$$\begin{aligned} \frac{d\dot{E}_{2 \max}}{dx} &= \left(\frac{1}{2} |p_1| |U_1| \right) \frac{\omega}{c} (\psi E_{G \max} - E_{\text{vk min}}) \\ &= \left(\frac{1}{2} |p_1| |U_1| \right) \frac{\omega}{c} (\psi |G| - 2 \sqrt{R_v R_k}) \end{aligned} \quad (16)$$

相对声功增益率最大值为:

$$\chi_{\max} = \frac{\psi |G| - 2 \sqrt{R_v R_k}}{\psi} \quad (17)$$

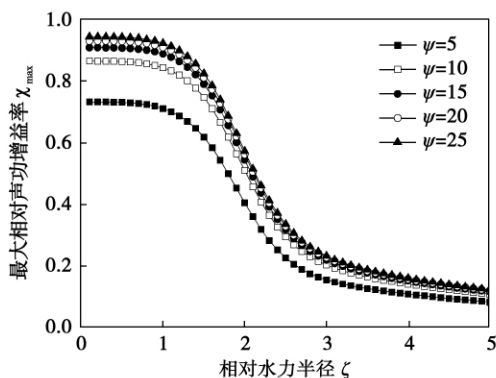


图4 最大相对声功增益率 $\chi_{\max}$
随相对水力半径 ζ 的变化

Fig. 4 Change of the maximum relative acoustic power gain ratio $\chi_{\max}$ with the relative hydraulic radius ζ

图4为相对声功增益率最大值 $\chi_{\max}$ 随 ζ 的变化,通过提高回热器的操作因子 ψ ,减小回热器的相对水力半径 ζ ,可以有效提高回热器的最大相对声功增益率。当操作因子足够大($\psi > 15$)且相对水力半径足够小时($\zeta < 1$),相对声功增益率 $\chi_{\max} \geq 0.9$ 。当 $\zeta > 1$ 时,相对声功增益率会迅速降低,大大降低回热器的声功转化能力。

2 各类型热声发动机回热器耦合分析

2.1 驻波型热声发动机

驻波型热声发动机的声场特征是阻抗相角 $\varphi_Z = \pm 90^\circ$,无量纲阻抗幅值可取任意值。因此驻波型热声发动机的回热器可以获得最小的耗散系数,但无法同时获得最大的增益系数。为了获得较大的声功增益系数, φ_Z 应选择 -90° 。调整回热器在驻波声场中位置,使得耗散系数最小,声功增益率系数可表示为:

$$e_2 = \psi E_G - E_{vk \min} \quad (18)$$

从图5中可以看出:驻波型热声发动机回热器的声功增益率系数在 $\zeta = 1.1$ 左右出现最大值。文献[8]也表明在驻波发动机中,板叠的最优运行参数是 $\zeta = 1.1$,但是文献[8]是以无量纲幅值已经处于最优值1.5为前提条件的。实际上回热器的优化应该是声场参数和几何参数同步耦合的优化。根据图2,对应 $\zeta = 1.1$ 的无量纲阻抗幅值 $|Z_N|_{\text{opt}} = 1.75$,不考虑回热器对声场影响,平板型回热器应位于驻波声场内靠近固定边界约8.5%波长处。考虑到回热器的加入会提高当地无量纲阻抗幅值,实际

位置应略大于8.5%。二分之一波长直管型驻波发动机的实验也证明,当回热器中心处距一端距离为总管长 $3/16$ ^[8~9](相当于靠近固定边界约9.4%波长处)时,效果最好。在图4中,当 $\zeta = 1.1$, $\chi_{\max} = 0.7 \sim 0.92$ ($\psi = 5 \sim 25$)时,驻波声场阻抗相角无法满足增益系数的耦合要求,具有内在不可逆性,因此实际上 χ 减小到 $0.3 \sim 0.45$,降低了近一半。

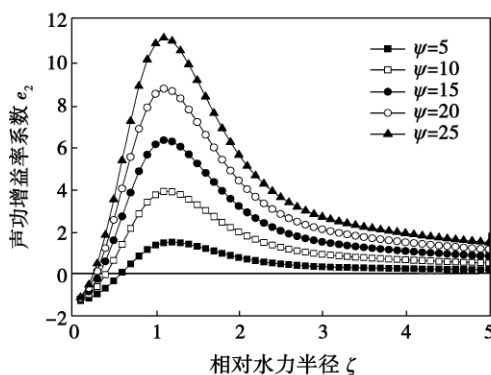


图5 驻波型热声发动机声功增益率系数 e_2 随相对水力半径 ζ 的变化

Fig. 5 Change of the acoustic power gain rate coefficient e_2 of a standing-wave type thermo-acoustic engine with the relative hydraulic radius ζ

2.2 行波型热声发动机

行波型热声发动机的声场特征是阻抗相角 $\varphi_Z = 0^\circ$,同时无量纲阻抗幅值为1,由于增加了回热器,回热器处的声场无量纲阻抗幅值会有所增加。行波型热声发动机回热器只能获得较大的增益系数,而无法同时获得最小的耗散系数。以 $|Z_N| = 2$ 为例,则:

$$e_2 = \psi E_G - E_{vk} \quad (19)$$

从图6中可以看出:回热器声功增益率系数在 $\zeta = 0.5$ 左右出现最大值。在图4中,当 $\zeta = 0.5$, $\chi_{\max} = 0.73 \sim 0.95$ ($\psi = 5 \sim 25$),行波声场无量纲阻抗幅值无法满足最小耗散系数的耦合要求,粘性耗散成为回热器的主要声功损失。因此,实际相对声功增益率减小到对于驻波型热声发动机、行波型热声发动机回热器所处的声场阻抗相角为 0° ,具有内在可逆性,相对声功增益率 χ 几乎是驻波型热声发动机的2倍。但是在实际情况中,由于行波型热声发动机结构存在闭环,沿环路的声直流将导致发动机的效率低下。

2.3 混合型热声发动机

为了提高回热器的声功增益率,根据图2~图

4,必须使用较小的相对水力半径($\zeta < 0.5$),同时回热器所处声场满足增益系数和耗散系数的耦合,即获得最大的增益系数 $E_{G \max}$ 和最小耗散系数 $E_{vk \min}$,此时声场特征是: 负的近行波阻抗相角($0^\circ \sim -15^\circ$) 和较高无量纲阻抗幅值(> 10)。

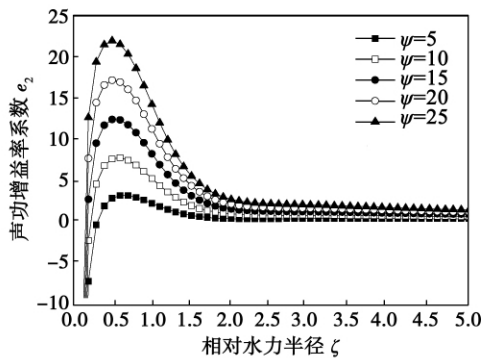


图6 行波型热声发动机声功增益率系数 e_2 随相对水力半径 ζ 的变化

Fig.6 Change of the acoustic power gain rate coefficient e_2 of a traveling-wave type thermo-acoustic engine with the relative hydraulic radius ζ

以斯特林型和级联型为代表的混合型热声发动机同时具有驻波型高阻抗和行波型近行波相两个条件,可以同时获得较大的增益系数 E_G 和较小的耗散系数 E_{vk} 。

在图2和图3中,当回热器相对水力半径 $\zeta < 0.2$ 时,为了获得最小耗散系数 $E_{vk \min}$,所要求的无量纲阻抗幅值非常大(> 100),这是非常难以获得,即使是斯特林型热声发动机,回热器无量纲阻抗幅值最大也只达到 $20 \sim 30$ [2,10]。同时为了获得最大增益系数 $E_{G \max}$,相应阻抗相角应略小于 0° (-5° 左右)。因此混合型热声发动机回热器的相对水力半径 ζ 一般选取 $0.2 \sim 0.3$ 左右。如图7,当 $\psi = 15$ 时,无量纲阻抗幅值选取 $10, 20$ 和 30 ,达到最大增益率系数时,相对水力半径 ζ 分别为 $0.4, 0.3$ 和 0.2 ,相对声功增益率 χ 在 0.9 以上。如果相对水力半径进一步减小,增益率系数将迅速减小,这主要因为耗散系数迅速增加(主要为粘性耗散)。对比驻波型和行波型热声发动机,混合型热声发动机回热器相对声功增益率明显优于前者。

3 斯特林型发动机回热器的耦合特性

根据上述分析,研究高效的热声发动机——斯特林型热声发动机回热器的声场参数和几何参数的

耦合特性。

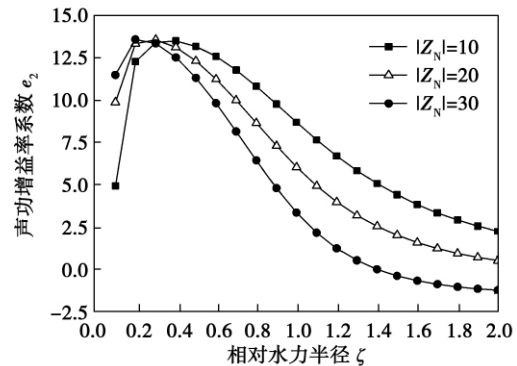


图7 操作因子为15时混合型热声发动机声功增益率系数 e_2 随相对水力半径 ζ 的变化

Fig.7 Change of the acoustic power gain rate coefficient e_2 of a hybrid type thermo-acoustic engine with the relative hydraulic radius ζ when the operation factor $\psi = 15$

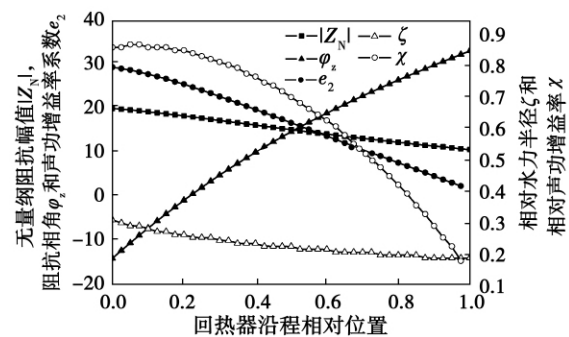


图8 斯特林型热声回热器沿程各参数

Fig.8 Various parameters along the path of the recuperator of a thermo-acoustic Stirling heat engine

图8为该发动机回热器沿程各参数的变化 [2,14],在常温段,回热器的声场参数: 无量纲阻抗幅值为 20 , 相角为 -14° ; 几何参数: 相对水力半径为 0.27 。根据前面分析,上述耦合可以获得很高的声功增益率和较强的声功转化能力,这也是斯特林型热声发动机获得成功的关键。但是随着温度的升高(从 325 K 升高到 700 K),相对水力半径由 0.27 减到 0.14 ,与之耦合的条件应该是无量纲阻抗幅值随之增加,以抑制声功耗散,同时阻抗相角增加接近 0° ,以提高声功增益。但实际上由于体积流率的增加,无量纲阻抗幅值从 20 减到 10 ,阻抗相角由 -14° 增加到 33° ,回热器沿程声功耗散迅速增加,声功增益率系数迅速减小,由 29.5 减小到 2.4 ,相对声功增益率也由 0.86 减小到 0.13 ,回热器耦合条

件持续恶化,耦合性能持续降低,抑制了高温段回热器的声功转化能力,从而限制了回热器的整体性能。

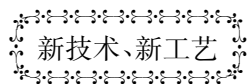
4 结 论

综合上述分析,热声发动机回热器的声功增益率取决于回热器几何参数和声场参数的耦合。相对水力半径和无量纲阻抗幅值耦合决定了声功增益率中的耗散系数,相对水力半径和阻抗相角耦合决定了声功增益率中的增益系数。负的近行波阻抗相角和较高的无量纲阻抗幅值耦合较小的相对水力半径可以有效提高回热器的声功增益率。

驻波型热声发动机回热器的声功增益率受限于阻抗相角为 -90° ,增益系数较小,耦合最佳的相对水力半径为 1.1 左右。行波型发动机回热器声功增益率的提高得益于阻抗相角为 0° ,可以获得较大的增益系数,但是受限于无量纲阻抗幅值较小,耦合最佳的相对水力半径为 0.5 左右。综合驻波型和行波型热声发动机优点的混合型热声发动机,同时具有行波相和高阻抗,可以同时实现较大的增益系数和较小的耗散系数,耦合最佳相对水力半径在 0.3 左右,相对声功增益率在 0.9 以上,是目前为止最高效的热声发动机。但是这种高效性主要得益于回热器常温段具有较高的耦合性能,而高温段耦合条件恶化,耦合性能相对较低,制约了回热器性能的进一步提高。因此改善回热器高温段的耦合条件,提高声功增益率,是今后提高斯特林型热声发动机整体性能的一个研究方向。

参考文献:

- [1] SIFT G W. Thermoacoustic: A unifying perspective for some engines and refrigerators [M]. Condensed Matter and Thermal Physics Group, Los Alamos National Laboratory, 2001.
- [2] BACKHAUS S, SWIFT G W. A thermoacoustic-stirling heat engine: Detailed study [J]. Journal of Acoustical Society of America, 2000, 107 (6): 3148 - 3166.
- [3] FELDMAN K T. A study of heat generated pressure oscillation in a closed end pipe [D]. Mechanical Engineering, University of Missouri, 1966.
- [4] CEPERLEY P H. A opistonless stirling engine-the traveling wave heat engine [J]. Journal of Acoustical Society of America, 1979, 66: 1508 - 1513.
- [5] YAZAKI T, MAEKAWA I T, TOMINAGA A. Traveling wave thermoacoustic engine in a looped tube [J]. Physical Review Letters, 1998, 81(15): 3128 - 3131.
- [6] GARDNER D L, SWIFT G W. A cascade thermoacoustic engine [J]. Journal of Acoustical Society of America, 2003, 114: 1905 - 1919.
- [7] ZHONG Jun-hu, LI Qing, LI Qiang, et al. A high frequency cascade thermoacoustic engine [J]. Cryogenics, 2006, 46(11): 771 - 777.
- [8] YU Zhi-bin. Investigation on the optimization of regenerator and the oscillation modes in a thermoacoustic stirling engine [D]. Beijing: Chinese Academy of Sciences, 2005.
- [9] YAZAKI T, MAEKAWA I T, TOMINAGA A. Traveling wave thermoacoustic engine in a looped tube [J]. Physical Review Letters, 1998, 81(15): 3128 - 3131.
- [10] UEDA Y, BIWA T, MIZUTANI U, et al. Acoustic field in a thermoacoustic Stirling engine having a looped tube and resonator [J]. Applied Physics Letters, 2002, 81(27): 5252 - 5254.
- [11] HU Zhong-jun. Investigation on high frequency cascade thermoacoustic system [D]. Beijing: Chinese Academy of Sciences, 2007.
- [12] ZHOU G, LI Q, LI Zheng-yu, et al. Influence of resonator diameter on a miniature thermoacoustic stirling heat engine [J]. Chinese Science Bulletin, 2008, 53(1): 145 - 154.
- [13] KANG Hui-fang, LI Qing, ZHOU Gang. Optimizing hydraulic radius and acoustic field of the thermoacoustic engine [J]. Cryogenics, 2009(49): 112 - 119.
- [14] WARD B, CLARK J, SWIFT G. 2007 Design environment for low-amplitude thermoacoustic energy conversion (DeltaE) [EB/OL]. Software and users guide are available online from <http://www.lanl.gov/thermoacoustics>.



新技术、新工艺

西门子公司系列工业燃气轮机

西门子工业燃气轮机包含有九个型号,从 4 到 47 MW。2010 年末,西门子推出 35 到 40 MW 范围的工业燃气轮机,填补以前产品系列的空白。新燃气轮机轴功率输出达到 37 MW,效率 40%。设计了 SGT-750 型燃气轮机,建造并测试了该机型。首台机组预计在 2012 年交货。

摘译自柴油机和燃气轮机世界 2011 年 9 月刊

回热器参数耦合对热声发动机声功增益率的影响 = **Influence of the Parameter Coupling of a Recuperator on the Acoustic Power Gain Rate of a Thermo-acoustic Engine** [刊, 汉] ZHANG Ning(College of Energy Source and Power Engineering, Central China University of Science and Technology, Wuhan, China, Post Code: 430074) , HU Zhong-jun, LI Qing(Physiochemical Technology Research Institute, Chinese Academy of Sciences, Beijing, China, Post Code: 100190) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011, 26(6) . - 639 ~ 644

Based on the linear thermo-acoustic theory, studied was the influence of the coupling of the geometric parameters of a thermo-acoustic engine recuperator with its sound field parameters on the acoustic power gain rate of the recuperator. A negative near-travelling-wave resistance phase angle (nearing to the zero phase angle) and a relatively high non-dimensional resistance value (a parameter of the sound field) coupled with a comparatively small relative hydraulic radius (geometrical parameter) can effectively enhance the acoustic power gain rate of a recuperator. On this basis, the coupling characteristics of the geometric parameters and the sound field parameters of a recuperator in a standing, travelling and hybrid wave type thermo-acoustic engine were studied respectively. The calculation and analytic results show that to obtain the maximum acoustic power gain rate, the relative hydraulic radius of the above-mentioned three types of engine were chosen as 1.1, 0.5 and 0.3 respectively. In the meantime, the authors have also pointed out that the high efficiency of a Stirling type thermoacoustic engine mainly benefits from a relatively high coupling performance of the section of the recuperator at a normal temperature while that of the section at a high temperature is relatively low due to the poor coupling conditions of the section, thus restricting the further enhancement of the performance of the recuperator. **Key words:** thermo-acoustic engine, recuperator, coupling, acoustic power gain rate

叶型探针对跨音压气机性能影响的数值模拟 = **Numerical Simulation Analysis of the Influence of a Blade Profile Probe on the Performance of a Transonic Compressor** [刊, 汉] XIANG Hong-hui, REN Ming-lin (Gas Turbine Research Institute, China Aviation Industry Corporation, Jiangyou, China, Post Code: 621703) , MA Hong-wei, HE Xiang (College of Energy Source and Power Engineering, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing, China, Post Code: 100083) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011, 26(6) . - 645 ~ 650

To reveal the physical mechanism controlling the influence of a blade profile probe on the aerodynamic performance of a transonic compressor, studied in detail was the variation law of the performance characteristics and the inner flow field of a compressor at its design speed before and after a probe is installed by using a 3-D numerical simulation method and through establishing a calculation model for a 1.5-stage compressor with a multi-point-real-entity probe. The research results show that after a probe is locally installed on a stator blade between stages, the flow rate of the compressor at the lower choke point decreases by 0.1%, the maximal efficiency drops by 0.4% and the flow rate at the stall point increases by 0.15%. A change of the attack angle of the stator blade caused by a change of the working point of the compressor constitutes an important factor influencing the area of the flow going around