小型斯特林热声发动机谐振管内径的影响研究

周 刚 李 青* 李正宇 李 强

(华中科技大学能源与动力工程学院, 武汉 430074; 中国科学院理化技术研究所, 北京 100080.

* 联系人, E-mail: liqing@cl.cryo.ac.cn)

摘要 基于线性热声理论, 对一台小型热声斯特林发动机进行了数值仿真, 并进行了相应的实验研究. 计算和实验结果表明, 谐振管内径的变化对于小型斯特林热声发动机的谐振频率以及性能具有十分重要的影响. 适当减小谐振管的径向尺寸, 能够有效降低整机的谐振频率, 提高系统波动压力幅值, 这对于热声斯特林发动机的小型化具有重要的指导意义. 根据计算和分析, 搭建了一台小型热声斯特林发动机, 其谐振管的长度和内径分别为 350 mm 和 20 mm, 工作频率为 282 Hz, 当充气压力为 2 MPa, 加热量为 637 W 时, 系统最大压力峰峰值和压比分别达到了 0.22 MPa 和 1.116, 初步具备驱动热声制冷机或者热声发电机的能力.

关键词 热声发动机 谐振管 调相 小型化

热声热机是一种无运动部件的新型发动机, 它利用热声效应实现热能和机械能的相互转换. 由于可靠性高、使用寿命长、系统结构简单、可以有效利用太阳能以及工业废热等低品质的能量, 近年来, 热声热机受到各国研究机构的重视^[1,2]. 1979 年, Ceperley^[3,4]首先意识到行波声场中的气体在穿过有温度梯度的回热器时, 会经历类似于斯特林循环的热动力过程, 并据此提出了无活塞斯特林发动机的概念. 在这种发动机中, 行波声场中的振动气体起到了传统热机中活塞的作用. 1998 年, Yazaki 等人^[5]利用热声技术率先搭建了一台无活塞的行波发动机. 但是, 由于回热器中气体速度过大造成的黏性损失没有得到有效控制, 这种机型的效率非常低. 直到 1999 年, Backhaus 和 Swift^[6]通过在环形圈上引入驻波谐振管, 建立了一种新型的热声发动机形式, 才成功地解决这个问题. 驻波谐振管的引入使得系统能够以低频模态运行, 同纯粹的环形圈发动机相比, 这大大增加了回热器处的声阻抗, 从而减小了回热器中气体的黏性耗散损失, 结果使得系统的热功转换效率大大提高. Swift 等人^[6]搭建的热声发动机在实验中获得了 40% 的相对卡诺效率和 30% 的热效率, 这一结果已经可以同传统热机相媲美. 更高的热声转换效率以及压力波动幅值, 使得这种发动机可以用来液化天然气, 驱动热声制冷机及热声发电机等. 很明显, 在这

种新型热声发动机中, 谐振管起着关键性的作用.

许多研究人员对谐振管的作用进行了探讨^[7,8], 但是研究大多集中在谐振管长度的影响上, 认为长度是决定系统谐振频率的主要因素, 一般把改变谐振管的长度作为调节系统谐振频率最简单和有效的方法. 对于大型行波系统, 谐振频率随谐振管内径的变化并不敏感, 在以往的处理中, 这种影响几乎被忽略. 迄今为止, 有关谐振管径向尺寸对系统谐振频率和性能影响的讨论报道很少. 根据热声网络理论, 谐振频率是与系统元件的感和容相关的, 而感和容可以分别表示为 $L = \frac{\rho_m l}{A}$ 和 $C = \frac{V}{\gamma P_m}$ ^[9]. 这里, A 是管的横截面积, l 表示管的长度, ρ_m 和 P_m 分别是气体的平均密度和平均充气压力, V 是容腔的体积, γ 是绝热指数 (对氦气而言, $\gamma \approx 1.67$). 很明显, 感和容与管路的长度以及横截面积 (径向尺寸) 均是相关的. 本文将分析谐振管内径对于发动机的谐振频率以及性能的影响, 并讨论为什么在小型热声发动机中, 谐振管内径的影响是不可忽略的. 为了验证计算和分析, 我们建立了一台小型热声发动机, 其谐振管长度仅有 350 mm.

1 数值计算及结果分析

图 1 就是小型斯特林热声发动机的示意图. 为了着重研究谐振管内径以及实现小型化, 我们初始化了环形圈的尺寸, 并且给定谐振管长度为 0.35 m. 计

图1 热声发动机示意图

算从环行圈的主冷端换热器上端开始, 此处被定义为 X 轴坐标的原点. 从原点开始, 逆时针经过容腔管、反馈管和三通管定义为坐标的负方向, 此时三通管中心处的坐标 $X = -0.415$ m. 从主冷端换热器的上端开始顺时针方向经过冷端换热器、回热器、加热器、热缓冲管、第二冷端换热器和三通管, 然后向右经过谐振管到谐振腔的末端设定为正方向, 此时谐振腔末端坐标为 $X = 0.776$ m. 因此, 本热声发动机的总长约为 0.6 m, 高约为 0.25 m. 按照大型斯特林热声发动机对谐振频率的估算方法, 将此发动机作为一个 $1/4$ 波长系统, 其谐振频率大约为 400 Hz.

根据线性热声理论, 动量方程、连续性方程以及能量方程可以表示为^[9]

$$\frac{dp_1}{dx} = -\frac{i\omega\rho_m}{A_{\text{fluid}}(1-f_v)}U_1, \quad (1)$$

$$\frac{dU_1}{dx} = -\frac{i\omega A_{\text{fluid}}}{\rho_m a^2} \left(1 + \frac{(\gamma-1)f_k}{1+\varepsilon_s} \right) p_1 + \frac{\beta(f_k-f_v)}{(1-f_v)(1-\sigma)(1+\varepsilon_s)} \frac{dT_m}{dx} U_1, \quad (2)$$

$$\frac{dT_m}{dx} = \frac{\dot{H} - \frac{1}{2} \text{Re} \left[p_1 \tilde{U}_1 \left(1 - \frac{T_m \beta (f_k - \tilde{f}_v)}{(1+\varepsilon_s)(1+\sigma)(1-\tilde{f}_v)} \right) \right]}{\frac{\rho_m c_p |U_1|^2}{2\omega A_{\text{fluid}}(1-\sigma)|1-f_v|^2} \text{Im} \left[\tilde{f}_v + \frac{(f_k - \tilde{f}_v)(1+\varepsilon_s f_v/f_k)}{(1+\varepsilon_s)(1+\sigma)} \right] - A_{\text{fluid}} K - A_{\text{solid}} K_{\text{solid}}}. \quad (3)$$

计算从坐标原点开始, 在各个元件段内对偏微分方程(1)~(3)分别进行近似积分. 由于在元件和元件之间的连接处, 压力、体积流率以及温度都是连续的, 这可以作为各个元件进行独立计算的边界条件. 一次的积分结果并不能得到初始所设定的目标值.

必须使用打靶法, 按照一定的步长, 将估算量反复迭代进行计算, 直到计算的结果与初始目标量相对应, 最终得到求解量的近似数值解. 这里 p_1 和 U_1 分别是压力和体积流率的幅值, ω 是角频率, ρ_m , T_m , c_p , γ , K , σ 和 ρ_s 分别是平均密度、温度、定压比热、绝热指数、热导率、Prandtl 数以及材料特性因子, f_k 和 f_v 分别是黏性和热函数, A 是流道的横截面积, A_{fluid} 和 K_{fluid} 分别是构成流道的固体材料的横截面积和导热系数. $\dot{H}$ 是焓流, i 是虚数单位, Re , Im 和 “ $\sim$ ” 分别表示复数的实部、虚部以及共轭.

以前的研究表明, 斯特林热声发动机是环形圈与谐振管相互耦合形成的一个系统, 其耦合程度将强烈影响系统的运行频率. 系统小型化以后, 谐

振管径向尺寸对系统耦合程度的影响将变得十分突出, 这无疑也会影响系统的谐振频率. 下面的计算将分析和讨论这一点. 为了与实验保持一致, 计算中所使用的气体工质为氦气, 加热量和充气压力分别为 200 W 和 2 MPa.

1.1 谐振频率的分析

图1所示的热声发动机中, 所有元件的尺寸均远小于 $1/4$ 波长, 因而它们均可使用集总参数模型来进行描述. 为了简化分析, 我们把回热器当作一个纯阻性元件 R , 认为系统的谐振频率主要受管路的影响.

根据各个元件功能不同, 将各管路元件按照声学网络理论集总化, 得到系统阻抗模型如图 2 所示. 对比图 1 可以看出, 容腔管用容性元件 C 来表示, 反馈管表示为感性元件 L , 谐振管表示为感性元件 L_{res} 和阻性元件 R_{res} , 谐振腔则表示为 C_{res} .

图 2 热声发动机集总参数网络图

系统总阻抗可以表示为

$$Z = \frac{i\omega LR}{i\omega L + R} + \frac{1}{i\omega C} + R_{\text{res}} + \frac{1}{i\omega C_{\text{res}}} + i\omega L_{\text{res}}. \quad (4)$$

为了使系统谐振, 必须使系统总阻抗的虚部为 0, 也就是

$$\text{Im}(Z) = 0.$$

将(4)式化简, 提取出其虚部, 则可以得到

$$\text{Im}(Z) = \frac{\omega LR^2}{\omega^2 L^2 + R^2} + \omega L_{\text{res}} - \frac{1}{\omega} \left(\frac{1}{C} + \frac{1}{C_{\text{res}}} \right) = 0. \quad (5)$$

于是

$$\omega^2 \left(\frac{LR^2}{\omega^2 L^2 + R^2} + L_{\text{res}} \right) - \left(\frac{1}{C} + \frac{1}{C_{\text{res}}} \right) = 0. \quad (6)$$

解这个方程就可以得到角频率, 进而得到系统的谐振频率. 但是这个解的形式过于复杂, 难以从方程的解看出系统中各个元件对于系统谐振频率的影响, 为此我们采用函数的单调性来分析各个元件对于系统谐振频率的影响.

为了分析谐振管对于系统谐振频率的影响, 将(6)式对谐振管的感抗 L_{res} 求导, 有

$$\begin{aligned} & 2\omega \frac{LR^2}{\omega^2 L^2 + R^2} \omega'(L_{\text{res}}) + 2\omega \omega'(L_{\text{res}}) L_{\text{res}} \\ & - 2\omega \omega'(L_{\text{res}}) \frac{\omega^2 LR^2}{(\omega^2 L^2 + R^2)^2} L^2 + \omega^2 = 0. \end{aligned}$$

很明显

$$\frac{2\omega(LR^4 + L_{\text{res}}(\omega^2 L^2 + R^2)^2)}{(\omega^2 L^2 + R^2)^2} \omega'(L_{\text{res}}) = -\omega^2. \quad (7)$$

由(7)式可看出, $\omega'(L_{\text{res}}) < 0$, 角频率是关于谐振管的感 L_{res} 的减函数, 此时, 系统的频率是随着感 L_{res} 的增大而减小的. 而 $L_{\text{res}} = \frac{\rho_m l_{\text{res}}}{A_{\text{res}}}$, 因此, 增大谐振管的

管长 l_{res} 或者减小谐振管的管径 d_{res} , 都会造成系统谐振频率的减小. 值得指出的是, 感 L_{res} 与谐振管内径的平方成反比, 与长度成正比. 因而, 在小型系统中, 谐振管感抗变化随谐振管内径变化的敏感程度要比大型系统明显地多. 例如, 在大型系统中, 当谐振管内径从 0.12 m 减小到 0.1 m 时, 谐振管的感抗将变成原来的 1.44 倍. 但是对于一个小型系统, 当谐振管的内径变化同样的量, 如从 0.03 m 减小到 0.01 m, 此时谐振管的感抗将增加到以前的 9 倍. 很明显, 在小型系统中, 谐振频率对于谐振管内径的变化将是相当敏感的, 甚至于这种变化比长度带来的影响还大. 而在大型系统中, 虽然谐振管内径对于系统的谐振频率和性能均有影响, 但是敏感性比较弱, 甚至于往往被忽略.

图3所示的就是热声系统谐振频率随谐振管内径的变化关系. 很明显, 当谐振管内径增加时, 系统的谐振频率也随之增加. 当谐振管的直径从 12 mm 增加到 28 mm 时, 频率从 194.3 Hz 变化到 359.6 Hz, 增大了 85%. 这种变化是很显著的, 频率随谐振管内径的变化率达到了 103.3 Hz/cm. 较细的谐振管意味着较低的谐振频率, 这对于提高系统的性能以及实现热声发动机与脉冲管制冷机之间的频率匹配十分有用. 据此还可以知道, 如果要保持系统谐振频率不变, 在谐振管内径减小的情况下, 就必须减小谐振管的长度, 这为热声发动机的小型化提供了一种很重要的思路.

图 3 谐振频率随谐振管横截面积的变化曲线

1.2 回热器流压相位差的影响

回热器流压相位差在提高斯特林热声发动机声功增益中扮演着非常重要的角色. 要想获得最大的声功增益, 在回热器处必须调节出一个适当的流压

相位差,而谐振管就具有这种相位调节的能力.

图4给出了回热器中心处流压相位差 ϕ 与声功增益随谐振管内径的变化关系.从图4(a)中可以看到,当谐振管的内径从28 mm减小到12 mm时,回热器中心处流压相位差 ϕ 是负的,并且从 -24° 变化到 -8° .很明显,谐振管内径的变化可以有效地调节回热器中心处的流压相位差,减小谐振管的内径有助于使流压相位差接近于0.问题是, $\phi \rightarrow 0$ 是否对提高声功的增益有利.从图4(b)可以发现,随着谐振管内径的减小,声功增益是增加的,但是当其内径减小到一定程度时,声功增益又开始下降.对比图4(a)和(b)可以看到,最大声功增益所对应的回热器中心处流压相位差是 -12.5° ,而不是Backhaus和Swift^[10]所指出的 0° ,此时所对应的谐振管内径为13 mm.

Ueda等人^[11]在实验中也发现,回热器中心处的流压相位差约为 -20° ,而不是 0° .但是他们仅仅是通过实验的测量获得了这个结论,并未做出精确的计算,也未能提供一个有效的方法来对这个相位进行调节.

1.3 对回热器处阻抗的影响

谐振管的引入可以在回热器处形成一个高的声阻抗,这有利于抑制由于气体速度过大造成的黏性损失,从而大大提高回热器的效率.在斯特林热声发动机中,压力幅值的最大值和体积流率的最小值同时出现在回热器冷端,因而回热器冷端的声阻抗 $|Z|$ 是最大的,我们以此处的声阻抗 $|Z|$ 作为我们研究的对象.根据文献^[6],如果环形圈的尺寸不变,回热器冷端的声阻抗 $|Z|$ 可以表示为

$$|Z| = p_{1,c} / U_{1,c} = \frac{R}{\omega^2 LC}, \quad (8)$$

此处 $p_{1,c}$ 和 $U_{1,c}$ 分别是回热器冷端振荡声压和振荡体积流率.很明显,回热器处的声阻抗是与频率的平方

成反比的,频率的改变会使回热器处的声阻抗发生剧烈的变化.因此,谐振管的内径将强烈地影响回热器处的声阻抗.较细的谐振管将在回热器处产生更高的声阻抗,这有利于抑制回热器处的黏性损失.无量纲的比阻抗随谐振管内径的变化关系如图5所示.可以看到,当谐振管的内径从28 mm减小到12 mm时,回热器冷端的声阻抗从9.41倍的 $\rho_m c/A$ 增加到了32.46倍的 $\rho_m c/A$,这种影响是相当大的.

1.4 对发动机性能的影响

以上对阻抗的分析表明,谐振管内径的减小,回热器处的声阻抗将迅速上升,这无疑会使回热器处的体积流率随之下降.图6所示的就是回热器冷端体积流率与谐振管内径的变化关系,可以看到,随着谐振管内径的减小,回热器冷端的体积流率是呈现下降趋势的,这对于减小回热器内的黏性损失,提高发动机的效率是有利的.但是,在输出声功相同的条件下,回热器冷端的体积流率太小会造成很高的 $U_{1,h}/U_{1,c}$,这里 $U_{1,h}$ 是回热器热端的体积流率.在理想的回热器内,体积流率是随着温度的升高而增大的,并且有 $U_{1,h}/U_{1,c} \approx T_h/T_c$,这里 T_h 是回热器热端温度, T_c 是回热器冷端温度,一般可以认为是环境温度.因此,当环境温度一定时,高 $U_{1,h}/U_{1,c}$ 意味着热端温度 T_h 将变得很高.我们甚至可以做一个极端的假设,如果 $U_{1,c} = 0$,那么 $U_{1,h}/U_{1,c}$ 将是 ∞ ,这也意味着,如果发动机正常运行,其热端温度应该是 ∞ ,很明显,这是不可能的,这也意味着回热器冷端的体积流率并不是越小越好的.图7给出了加热器温度随谐振管内径的变化关系.可以看到,谐振管内径过细会使得加热器的温度急剧上升.从数值模拟中可以发现,当谐振管的内径小于13 mm时,加热器的温度将

图4 回热器中心处的流压相位差及声功增益随谐振管内径的变化

图 5 无量纲的比阻抗随谐振管内径的变化关系

图 6 回热器冷端体积流量与谐振管内径的变化

超过 1000 K, 这会使得加热器无法耐受, 甚至于遭到破坏. 因而加热器对温度的耐受程度也制约了谐振管内径的选择.

回热器冷端处的压力幅值和压比^[12]随谐振管内径的变化关系如图 8 所示. 从图中可以看出, 压力幅值和压比均随谐振管内径的减小而增大, 但是当谐振管的内径减小到一定程度时, 压力幅值和压比又

图 7 加热器温度随谐振管内径的变化

开始降低.

分析回热器处的体积流率以及谐振管内的声功损耗, 可以对图 8 的曲线进行解释. 前面已经提到, 谐振管内径的减小可以降低体积流率的幅值. 在此情况下, 谐振频率降低以及回热器体积流率的减小均会造成回热器内的黏性损失减少, 无疑这会增强热声系统的声振荡, 从而使得压力幅值和压比增大. 另一方面, 随着谐振管径的减小, 谐振管所消耗的声功将大大增加, 甚至于成为热声系统内声功的主要消耗元件. 图 9 给出了谐振管内的声功耗散率(耗散量占回热器声功增益量的百分比)随谐振管内径的变化关系. 可见, 随着谐振管内径的减小, 谐振管所消耗的声功比率是逐渐增大的, 当谐振管的内径为 12 mm 时, 谐振管内的声功耗散率达到了 68%, 这对于提高压力幅值和压比是不利的. 很明显, 当谐振管内声功耗散率达到一定程度时, 压力幅值和压比开始下降.

以上计算结果表明, 适当减小谐振管的内径可以有效降低小型热声发动机系统的谐振频率, 提高压

图 8 压力幅值和压比随谐振管内径的变化

(a) 压力幅值; (b) 压比

<https://engine.scichina.com/doi/10.1360/csb2007-52-11-1329>

图9 谐振管内声功耗散率随谐振管内径的变化

力幅值和压比，因而对谐振管内径的优化也是设计小型热声发动机的一个关键。在实验中，根据数值模拟的结果，谐振管的内径选择在 15~22 mm 的范围内。

2 实验台架和实验结果

2.1 实验台架的建立

在以上计算的基础上，我们设计制造了一台小型热声发动机。如图 1 所示，发动机包括两个部分：环形圈和谐振腔。谐振腔由谐振管、渐扩管以及一个大的容腔组成。环形圈的总长度约为 0.6 m，谐振管的长度 L_1 为 0.35 m， L_2 和 L_3 均为 0.1 m。环形圈内有一个 25 mm 的回热器，它是由 150 目的不锈钢丝网填充而成的，其计算孔隙率为 0.699。主冷端换热器位于回热器的顶部，它由平行板叠结构的翅片组成，主要材料为紫铜，其外部有一个水套。系统振荡以后，工作气体在换热器内被水套中的冷水冷却到环境温度。为了测量压力幅值，在环形圈和谐振管中一共布置了 6 个传感器 P1~P6；在回热器内，还布置了 3 个温度测点 T1~T3，分别如图 1 所示。

2.2 实验结果分析

实验采用氦气作为工作气体；平均充气压力为 2 MPa，谐振管的内径为 15, 17, 20, 22 mm。将回热器的热端温度作为加热器的温度，回热器的冷端温度则设定为环境温度，并且保持在 300 K 左右。

谐振频率与谐振管内径的关系见图 10。可以看到，实验中谐振管内径的增大引起了工作频率的增大。当谐振管内径从 15 mm 增加到 22 mm 时，系统的谐振频率从 226 Hz 增加到了 304 Hz，增加率达到了 34.5%。谐振频率随谐振管内径的变化率达到了 111.4 Hz/cm。图 10 中同时给出了计算结果，很明显，计算结果和实验数据相当吻合，误差在 5% 以内。

图10 谐振频率随谐振管内径变化的实验值和计算值

为了观察压力峰峰值以及压比随谐振管内径的变化，我们将测点 P1 作为实验数据的采集点，因为在 6 个压力测点，这个点的压力幅值是最大的，并且，此处是连接热声制冷机以及其他应用的接口处。测量结果如图 11(a)和(b)。可以发现，随着谐振管内径的减小，压力峰峰值和压比是增大的，但是当谐振管内径继续下降时，压比和压力峰峰值又开始出现下降的趋势。对照图 11(c)和(d)的计算结果，我们发现它们在变化趋势上是一致的。另外，从图 11 中还可以发现，随着热量的变化，最佳谐振管内径也不同。实验中，当加热量为 495 W 以下时，最佳谐振管内径是 17 mm，而当加热量为 560 W 时，最佳谐振管内径则为 20 mm，最大压力峰峰值和压比分别是 0.2 MPa 和 1.104。这是因为，加热量的变化也会在一定程度上对声场的分布产生一定的影响。因而，在优化谐振管的过程中，也必须考虑加热量的影响。

必须指出的是，在实验中要想达到相同的压力幅值和压比，实际加热量一般是计算加热量的 4 倍左右，造成这种差别的原因是多方面的。首先，实验中对于发动机的高温区域虽然采取了一定的绝热措施，但是热泄漏还是不可避免，而计算所用的热量是指参与热声效应的净热量。其次，计算模型未考虑截面变化所引起的反射损失以及湍流损失，而在实际的声学系统中，这也是引起声功损失的主要原因之一。最后，由于我们实验的主要目的是为了验证谐振管内径的影响，对于一些小损失，如 Gedeon 流等造成的影响未加考虑。这是我们研制的第一台小型高频热声发动机，某些结构还没有进行优化。因此，实际参与热声效应的净热量只是总加热量的一部分，而仿真过程中所使用的加热量则是净加热量，在今后的工作中，我们将在计算程序中加入损失项。

图 11 P1 点的压力峰峰值及压比随谐振管内径的变化

(a) 压力峰峰值测量值; (b) 压比的实验测量值; (c) 压力峰峰值的计算值; (d) 压比的计算值

图 12 给出了系统起振温度随谐振管内径的变化关系. 很明显, 由于系统谐振频率的降低, 随着谐振管内径的减小, 系统的起振温度也是降低的. 这样, 谐振管较细的系统更加容易起振, 这对于利用低品位的能量是有重要意义的.

图 12 起振温度随谐振管内径的变化

图 13 给出的是系统稳定工作后, 加热器温度实验值和计算值随谐振管内径的变化关系. 可以看到, 实验值和计算值在变化趋势上是一致的. 从图中可以看出, 虽然带细谐振管的系统起振温度很低, 但是稳定以后, 随着加热量的增加, 加热器温度则迅速上

升, 这对于加热器是不利的. 因此对于需要加热量很大的系统, 不宜采用太细的谐振管. 同时我们也看到, 对于谐振管管径较大的系统, 加热器温度随加热量的变化则不是那么敏感. 在图 13(a)中, 当谐振管内径为 20 mm 时, 将加热量从 370.5 W 增大到 560 W, 温度仅仅增加了 15.5 °C. 而当谐振管内径为 15 mm 时, 将加热量从 370.5 W 增大到 560 W, 温度则增加了 47.5 °C. 同样在实验中还发现, 当谐振管内径为 22 mm 时, 将加热量从 370.5 W 增大到 560 W 时, 温度甚至出现了随加热量的增加下降的现象, 其最大温度和最小温度之差只有 5 °C. 因此, 谐振管较粗的系统可以承受更多的加热量. 从图 13(a)上还可以看到, 当加热量一定时, 谐振管内径为 20 mm 的系统加热器温度最低, 当加热量为 560 W 时, 加热器的温度也仅有 307.5 °C. 图 13(b)的计算结果也反映了这一点. 从图 13 中还可以发现, 计算的加热器温度值一般高于实验值. 实际上, 为了简化, 换热器内换热量的计算采用的是导热模型, 但换热器内的气体并不是静止的, 而是波动的, 其速度是一个随时间变化的波动量. 气体的运动使得对流换热可能成为换热器中的主要换热方式, 其速度的变化能够在不同程度上强

图13 加热器温度随谐振管内径的变化

(a) 加热温度的测量值; (b) 加热温度的计算值

化换热,因而,在输入热量一定的情况下,加热器的实际加热温度要比计算值低得多.实验也可以说明,在热声系统中,换热器中的对流换热是影响加热器温度的主要因素.由于交变流动的流体换热比较复杂,目前为止还未有成熟的模型来进行描述,在今后的研究中,我们将着手解决这个问题.

本文的目标是尽可能提高热声发动机系统的压力峰峰值,并以之来驱动热声制冷机或者发电机.根据数值模拟和实验,优化的谐振管的内径可以设定为20 mm.在这种情况下,当输入热量为637 W时,系统获得了0.22 MPa的最大压力峰峰值.

3 结论

计算和实验结果都表明,适当减小谐振管内径能降低系统的谐振频率,有效提高整机性能,这对于热声发动机的设计和小型化是相当有用的.但是,这并不意味着谐振管内径越小越好,随着谐振管内径的进一步减小,谐振管内的声功耗散率将增加,甚至会成为发动机的主要损耗,这将导致系统压力幅值和压比下降,同时,过细的谐振管还会导致加热器温度升高过快,无法加入更多热量.因此,谐振管的尺寸必须和环形圈的尺寸相匹配,在斯特林型热声发动机的设计和小型化过程中,恰当地优化谐振管内径是必要的.

在计算和分析的基础上,本文搭建了一台小型斯特林热声发动机.谐振管的长度和内径分别为350 mm和20 mm,系统的工作频率为282 Hz,当输入热功率为637 W时,最大压力峰峰值和压比分别达到了0.22 MPa和1.116,此时的加热温度仅有310 .这已经可以用来驱动热声制冷机和发电机.

本文的数值模拟也提供了一种有效提高热声发动机性能的方法.这种思想同样适用于大型热声发动机系统,虽然在大型系统中,谐振管径向尺寸的影响不是那么敏感,但是,按照比例适当调节谐振管内径同样会使系统性能更加优化.

参 考 文 献

- 1 Swift G W. Analysis and performance of a large thermoacoustic engine. *J Acoust Soc Am*, 1992, 92(3): 1551—1563[DOI]
- 2 Zhu S W, Matsubara Y. Experiment research of thermoacoustic prime mover. *Cryogenics*, 1998, 38(8): 813—822[DOI]
- 3 Ceperley P H. A pistonless Stirling engine—the travelling wave heat engine. *J Acoust Soc Am*, 1979, 66: 1508—1513
- 4 Ceperley P H. Gain and efficiency of a short travelling wave heat engine. *J Acoust Soc Am*, 1985, 77: 1239—1244[DOI]
- 5 Yazaki T, Maekawa T, Tominaga A, et al. Traveling wave thermoacoustic engine in a looped tube. *Phys Rev Lett*, 1998, 81(15): 3128—3131[DOI]
- 6 Backhaus S, Swift G W. A thermoacoustic Stirling heat engine: Detailed study. *J Acoust Soc Am*, 2000, 107(6): 3148—3166[DOI]
- 7 Tang K, Chen G B, Jin T, et al. Influence of resonance tube length on the performance of thermoacoustically driven pulse tube refrigerator. *Cryogenics*, 2005, 45(3): 185—191[DOI]
- 8 Qiu L M, Sun D M, Yan W L, et al. Investigation on a thermoacoustically driven pulse tube cooler working at 80 K. *Cryogenics*, 2005, 45: 380—385[DOI]
- 9 Swift G W. *Thermoacoustics: A Unifying Perspective for some Engines and Refrigerators*. Sewickley, PA: Acoustical Society of America Publishers, 2002
- 10 Backhaus S, Swift G W. A thermoacoustic Stirling heat engine. *Nature*, 1999, 399: 335—338[DOI]
- 11 Ueda Y, Biwa T, Mizutani U, et al. Acoustic field in a thermoacoustic Stirling engine having a looped tube and resonator. *Appl Phys Lett*, 2002, 81(27): 5252—5254[DOI]
- 12 Lawrenson C C, Lipkens B, Lucas T S, et al. Measurements of macrosonic standing waves in oscillating closed cavities. *J Acoust Soc Am*, 1998, 104(2): 623—636[DOI]