

# 微型热声制冷机设计方案研究

鄂青, 刘益才, 郭方中

(华中科技大学 能源与动力工程学院低温实验室, 湖北 武汉 430074)

**摘要:** 声驱动的热声制冷机是微型低温技术潜在的最佳技术。为适应微型化的要求, 将一般的电动扬声器改为电动膜片式声源, 并将整个系统网络化, 据此提出了一种微型热声制冷机的设计方法, 并运用此方法提出了一个具体的高频设计方案: 工作频率  $f=4000$  Hz; 谐振管半径  $a=0.002$  m; 谐振管长  $L=0.042$  m。

**关键词:** 微型; 热声制冷机; 网络模型; 模块; 电动膜

中图分类号: O426.6; TB651

文献标识码: A

文章编号: 1006-7086(2004)02-0103-05

## INVESTIGATION ON THE DESIGN OF MINIATURE THERMOACOUSTIC COOLER

E Qing, LIU Yi-cai, GUO Fang-zhong

(Cryogenic Laboratory HuaZhong University of Science & Technology, Wuhan 430074, China)

**Abstract:** Thermoacoustic cooler driving by sound is the optimal project for developing of subminiature cryogenic technology. To adapt the micromation, we change loudspeaker to dynamoelectric sound source. We give the equivalent network of the system, and introduce a design method of the miniature thermoacoustic cooler based on it. A project with high frequency based on the method is put forward that the frequency is 4 000 Hz and the radius of resonance is 0.002 m and the length of resonance is 0.042 m.

**Key words:** miniature; thermoacoustic cooler; network model; module; dynamoelectric diaphragms

## 1 引言

对于多数电子设备而言, 为达到元件的最优性能, 必须将其工作环境控制在适当的温度范围之内。一系列新技术要求工作温度在低温 120.0 K 以下, 直到 0.1 K 附近, 如低温电子器件、超导电子器件等。因此, 元件的冷却是确保设备能够实现高效、稳定运行的至关重要的一环。而芯片是电子设备中最主要的热源, 故研制各种适用于芯片的微型制冷机是目前急待完成的任务, 这就促进了制冷机微型化的发展。

传统的制冷散热器件(如鳍片、泡沫材料、风扇及热管等), 大多是通过增加工作流体与媒质间的接触散热面积来达到提高制冷量的目的, 但它们都具有体积大、效率不高、机械噪声和机械振动均较大等缺陷, 另外其使用寿命也不是很理想。这些低温制冷机固有的缺陷极大地阻碍了其微型化发展。相比而言, 在斯特林循环基础上发展起来的新型制冷机——热声制冷机具有结构简单、可靠性高、寿命长、无(或少有)运动部件、无环境污染、工作温度范围宽、能源要求品位低等诸多优点, 具有广阔的发展前景。它可广泛应用于电子、信息、传感器、微机电系统(MEMS)及医用器械领域, 同时在国防与空间研究方面也具极大潜力。

从实用的角度考虑, 若能将多个高频微型制冷模块组合成一个制冷板<sup>[1]</sup>来共同发挥作用, 那么就可以克服传统制冷机低功率密度的缺陷。将传统的制冷机分成多模块系统可提高单机的斯特林循环效率, 从而提高系统的制冷效率; 还可根据热量分布分配各模块的位置, 优化系统性能; 另外, 可使用与芯片兼容的金

收稿日期: 2004-04-19.

基金项目: 国家自然科学基金资助(50276064); 博士点基金资助(20030487046)。

作者简介: 鄂青(1978—), 女, 湖北省武汉市人, 硕士生, 从事热声斯特林制冷机系统的研究。

属或聚合物来联结制冷机与芯片,以减小将制冷模块与芯片集成时对芯片造成破坏的危险。通过这种途径,可将研究重点放在单个微型制冷机模块的设计与结构优化上面。本文即研究了一种声驱动的微型热声制冷机的设计方案。

## 2 设计方法

在声驱动热声热机系统中,由膜片的振动来产生声场,通过谐振管来传播和维持声场。膜片的振动首先影响了膜片近表面的区域,引起该部分气体发生了密度变化,同时这部分的不平衡以声速  $c$  向外传播,这也可以视为声波的形成。系统中由膜片的振动产生的纵向声振荡通过回热器将加在两端上的温差调制成横向熵波。后者和纵向声振荡的相互作用使热声系统中的声振荡成为非等熵的振荡。从不可逆热力学角度来说,研究热声振荡现象,我们可以看出,热声效应就是充分利用了回热器中气态工质和固体边界层间的边界层效应,也即是黏性渗透和热渗透间的耦合,使得熵波和声波实现了耦合。而黏性渗透和热渗透正是不可逆性的反映,这似乎与传统的热力学循环要尽可能减少不可逆损失是有出入的。可实际上,这正是考虑了热声效应中横向的熵波和纵向的声波在时间和空间尺度上的不同而必然有的一种现象,故其描述方法也必然要有所区别,才有可能解决系统的非线性问题,便于系统的构建和优化。而网络是人们构造出来描述因果关系的数学工具,它是“因”产生作用的空间。靠这个概念,它不仅可以把扰动对很远距离以外所产生的作用描述成其对近邻的传播,而且还可以描述出不可逆过程必定伴随的能量耗散。所以,可以说网络是描述不可逆过程因果关系的首选模型。

### 2.1 热声热机系统的网络类比方法

在网络理论中,从最普遍的连续性基本前提出发,引入了对所有宏观过程都适用的流概念;又通过经典热力学吉布斯能量守恒原理建立了势的概念,从而把不可逆热力学和经典场论联系起来,成为网络理论的基础。通过势和流的概念,以及将流容(标识系统势能)、流感(标识系统动能)、流阻(标识系统的能量耗散)等概念的引入,就可以把宏观保守系统的能量守恒的种种复杂情况归纳成一种简单的图式——声网络图。

以如图1所示的一个1/2波长电动膜片驱动热声制冷机为例,将网络分析方法应用到具体热声热机系统的分析设计当中去。

由图1可知,微型热声制冷机整机系统分为电学部分、力学部分和声学部分。电学部分主要描述的是驱动电源和电动声源的电路部分,力学部分描述了电动膜片的振动,而声学部分则是描述电动膜片所产生的声波在谐振管和回热器中的传播的。整机的等效网络<sup>[2]</sup>见图2所示。

图2中, $R_e$ 、 $L_e$ 分别为系统电学部分的等效电阻与等效电感。由于采用电磁驱动方式,等效电容的影响相对来说很小,故可以简化掉。 $M_m$ 、 $C_m$ 、 $R_m$ 则分别为力学部分的质量、力容、力阻。 $\zeta_a$ 是一个复数量,表征了

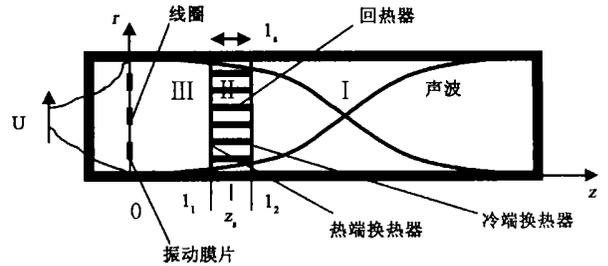


图1 1/2 波长电动膜片驱动热声制冷机

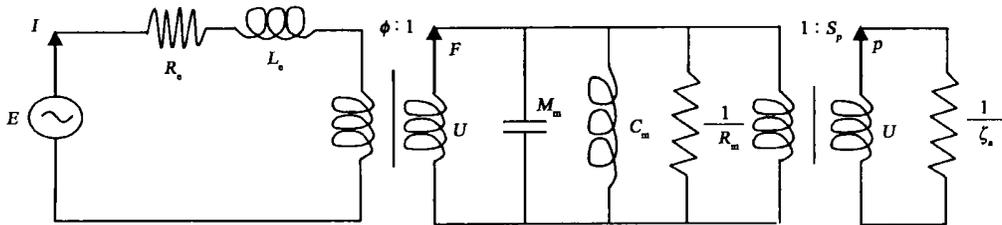


图2 整机系统等效网络图

系统声学部分的声阻抗。

对于电动膜片驱动的热声制冷机,最重要的参数是电声转换效率,为了优化声谐振管中电能向声能的转

换,可将整机系统简化成等效力学线路,其等效网络如图 3 所示<sup>[2]</sup>。从而可以得出系统的电声效率  $\eta$  及输出声功  $W_R$

$$\frac{1}{\eta} = \frac{1}{\phi^2} R_e R_m \frac{R_m}{R_a} \left( 1 + \frac{R_a}{R_m} \right)^2 + \frac{1}{\phi^2} R_e R_m \frac{X^2}{R_a R_m} + \frac{R_m}{R_a} + 1 \quad (1)$$

$$W_R = R_a U^2 = R_a U_a^2 \cos^2 \left( \omega t - \theta + \frac{\pi}{2} \right) \quad (2)$$

取一周期的平均辐射功率为

$$W_R = \frac{1}{T} \int_0^T W_R dt = \frac{1}{2} R_a U_a^2 \quad (3)$$

式中  $R_e$ 、 $R_m$ 、 $R_a$  分别为电学部分、力学部分、声学部分的等效阻值;  $X$  为力学 ( $X_m$ ) 和声学 ( $X_a$ ) 部分的等效

总力抗;  $\phi$  为电学与力学网络之间的转换系数。

由这两个式子可以看出,要得到较大的电声转换效率,首先要使驱动声源有较小的  $\left[ \frac{R_e R_m}{\phi^2} \right]$  因子,此即为选择声源参数的原则之一。其次,系统的效率和辐射声功还取决于  $X$  和声学部分等效总阻抗的实部  $R_a$  的大小。因此,要得到最大的电声转换效率和辐射声功,就必须满足以下 2 个条件:

(1) 力、声部分总力抗  $X=0$ ,即系统力阻抗与声阻抗的等效总阻抗为纯实数;

(2) 系统的声辐射阻抗最大,从而使系统的辐射声功最大。

实现条件(1)的一种方法是使系统在声谐振管共振或反共振的频率下运行,则此时的  $X_a=0$ ,同时调整声源的力顺,使得电动声源在这个频率下的力抗  $X_m=0$ 。另一种方法是通过调节电动声源的支撑刚度(包括等效气体弹簧),使得  $X_m=-X_a$ ,这样不管系统在什么频率下运行都可以使  $X=0$  条件成立。而条件(2)的满足,必须通过调整声谐振管的阻抗分布,从而调整  $R_a$  来实现。

由于  $R_a$  与系统声负载密切相关,确定了  $R_a$  值以后才可以对电学部分和力学部分的特性参数进行选择,所以在设计过程中确定  $R_a$  值是关键的一步。

### 2.2 热声热机系统的等效声阻求解

从热动力学网络观点出发,对非等温流体,在连续介质假设及 Euler 坐标系下,根据小振幅热声近似并线性化后得到的动量方程,可看作是网络中所满足的势定律,连续性方程可看作是网络中所满足的流定律,这样就直接应用其结果得到以下的热声系统的网络微分方程

$$\begin{cases} \frac{dp_1}{dx} = -zJ_1 \\ \frac{dJ_1}{dx} = -yp_1 + \alpha J_1 \end{cases} \quad (4)$$

其中

$$z = \frac{i \omega \rho_m}{A(1-f_v)} \quad (5)$$

$$y = \frac{i \omega A}{\gamma p_m} [1 + (\gamma - 1)f_k] \quad (6)$$

$$\alpha = \frac{(f_k - f_v)}{(1 - f_v)(1 - Pr)} \frac{1}{T_m} \frac{dT_m}{dx} \quad (7)$$

以上公式适用于任意气体。式中:  $p$ 、 $J$ 、 $T$  分别为压力、容积流率、温度;  $\omega$ 、 $\rho$ 、 $\gamma$ 、 $Pr$  分别为角频率、密度、比热容比,普朗特数;下标 1、m 分别表示一阶振荡、平均;  $i$  是复数单位,  $i^2 = -1$ ;  $z$ 、 $y$  和  $\alpha$  为单位长度流体通道的串联阻抗 [ $\text{Pa} \cdot \text{s}/\text{m}^4$ ]、并联导纳 [ $\text{m}^4/\text{Pa} \cdot \text{s}$ ]和流控源参数 [ $\text{m}^{-1}$ ],称它们为传输参数;式中  $f_k$  与  $f_v$  分别

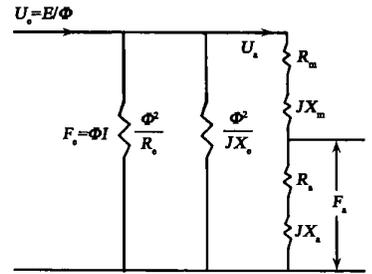


图 3 等效力学线路

为流体截面平均的导热和黏性分布函数,它们由流体通道的几何结构和热声介质(包括流体质和固体介质)的热物性决定。

联立式(4)中 2 式可以得到热声器件中振荡压力和振荡速度的波动方程为

$$\frac{d^2 p_1}{dx^2} - \alpha \frac{dp_1}{dx} - \gamma z p_1 = 0 \quad (8)$$

对以上的波动方程做一些近似,即认为单位长度的传输参数  $z$ 、 $\gamma$  和  $\alpha$  在元件长度上是集总的常数,经过以上的处理后,可得波动方程的解为

$$p_1(x) = A_1 \exp\left[\frac{\alpha - \sqrt{\alpha^2 + 4\gamma z}}{2} x\right] + A_2 \exp\left[\frac{\alpha + \sqrt{\alpha^2 + 4\gamma z}}{2} x\right] \quad (9)$$

$$J_1(x) = -A_1 \frac{\alpha - \sqrt{\alpha^2 + 4\gamma z}}{2z} \exp\left[\frac{\alpha - \sqrt{\alpha^2 + 4\gamma z}}{2} x\right] - A_2 \frac{\alpha + \sqrt{\alpha^2 + 4\gamma z}}{2z} \exp\left[\frac{\alpha + \sqrt{\alpha^2 + 4\gamma z}}{2} x\right] \quad (10)$$

这里的  $x$  方向就是声传播方向,即在  $x=0$  处为输入端。这样,当已知一边界上的值时,便可确定以上方程中的系数  $A_1$  和  $A_2$ ,继而可确定系统中任一点处的声压和容积流率。

对于有源管路的特性阻抗的表达式为

$$Z_c = \lim_{x \rightarrow \infty} \frac{p_i}{J_i} = \frac{2z}{\alpha + \sqrt{\alpha^2 + 4\gamma z}} \quad (11)$$

对于无源管路,式(11)中的  $\alpha$  为零,这样我们就可以根据式(11)和文献[3]求解出系统任一点处的阻抗。然后根据文献[3,4]的声传输线理论和阻抗传递公式(12),就可以求解出声负载在管口(声源处)的辐射阻抗  $Z_{a0}$ 。而根据式(12)的实部就可以求解出负载阻抗的实部  $R_a$ 。

$$Z_{a0} = \frac{\rho_0 c_0}{S} \frac{Z_d + i \frac{\rho_0 c_0}{S} \tan(kl)}{\frac{\rho_0 c_0}{S} + i Z_d \tan(kl)} \quad (12)$$

式中  $Z_d$  是声谐振管中各部件阻抗的综合(由式(11)根据声网络求解);  $S$  为谐振管面积;  $l$  为谐振管长;  $k$  为波数;  $\rho_0$  为工质密度;  $c_0$  为工质声速。

下面的框图是以电声效率和输出声功为优化指标,利用式(3)~(12)对该系统的声源部分进行优化的流程。

开 始



在给定的系统制冷设计要求下,以大的制冷量、大的制冷系数和小的黏滞损耗为准则,对回热器的结构尺寸进行优化,确定回热器在谐振管中的位置以及谐振管中各部分的布置。



在谐振管结构及各参数已确定的情况下,运用声传输线理论来推算出谐振腔中各部件的等效声阻抗  $Z_c$ ,从而确定管口声阻抗  $R_a$ 。



确定了  $R_a$  之后,可根据设计要求,综合考虑电声转换效率和输出声功的优化问题,选取适当的声源部分的相应参数  $\phi$ 、 $R_e$ 、 $R_m$  等。



结 束

### 3 计算实例

考虑管材的承压能力及成本的降低,作者选用空气作为工作介质,并取腔内静压为  $1.013 \times 10^5 \text{ Pa}$ 。在管长待定的情况下,选择工作频率为  $4\ 000 \text{ Hz}$ ,截面半径为  $0.002 \text{ m}$ 。运用以上方法,可得到管口处的阻抗随管长的变化规律,如图4所示。从图4得知,在保持频率  $f=4\ 000 \text{ Hz}$  时,在长度约为  $0.042 \text{ m}$  处阻抗达

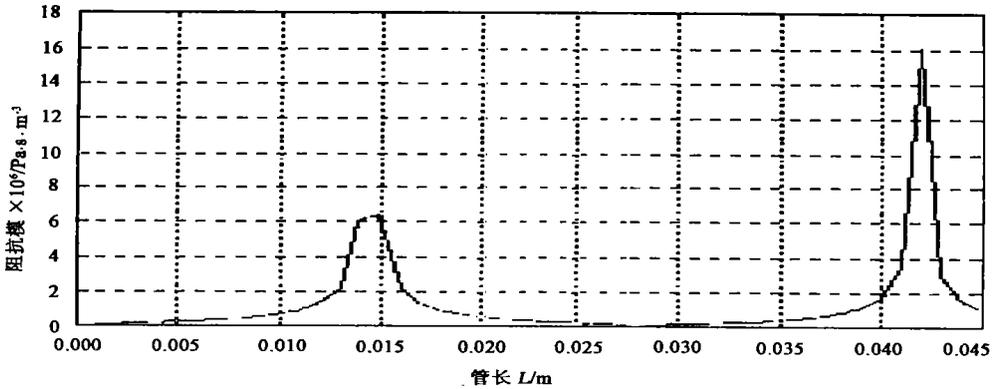


图4 管口声阻抗与管长关系

到相应的极大值,此时声源的辐射声功也会达到最大,制冷效率也会最高,故选定管长为  $0.042 \text{ m}$ 。

在静压  $1.013 \times 10^5 \text{ Pa}$  的空气为工作介质的前提下,作者初定系统参数为:声速  $c_0=343 \text{ m/s}$ ;工作频率  $f=4\ 000 \text{ Hz}$ ,谐振管半径  $a=0.002 \text{ m}$ ,谐振管长  $L=0.042 \text{ m}$ 。

### 4 结论

根据以上的设计方法,可以比较方便的进行微型热声制冷机的初步方案设计。限于篇幅,本文只介绍了基本设计方法以及声阻抗的求解方法,有关实验结果的分析及系统的进一步优化将另作介绍。

#### 参考文献:

- [1] MING-YE TSAI, TSUNG-HAN TSAI, RUEI-HUNG JANG. Micro cooling engine array system[P]. U.S. Patent 6,272,866, 1999-12-08.
- [2] RAY SCOTT WAKELAND. Use of electrodynamic drivers in thermoacoustic refrigerators[J]. J Acoust Soc Am, 2000, 107(2):827~832.
- [3] 刘益才. 热声制冷机微型化研究[D]. 武汉:华中科技大学博士论文,2004.
- [4] 杜功焕,朱哲民,龚秀芬. 声学基础[M]. 南京:南京大学出版社,2001.

## 更 正

《真空与低温》2004年第1期“中国真空计量发展概述”一文中第6页倒数第5行“ $10^{-12} \text{ Pa}$ ”,应为“ $10^{-10} \text{ Pa}$ ”。由于疏忽,漏掉致谢部分:“致谢:本文撰写过程中,复旦大学华中一教授、清华大学陆家和教授、兰州物理研究所达道安研究员提供了许多资料,并提出许多宝贵意见,作者在此表示诚挚的谢意!”