

# 热声热机及其应用

(华中理工大学, 湖北 武汉 430074) 董凯军 罗运文

**摘要:** 热声热机由于其独特的优点受到人们普遍关注。论述了热声热机的基本结构以及热声转换的机理和条件。并对热声热机目前的应用状况作了简单介绍, 指出热声热机的未来发展方向和改进措施。

**关键词:** 热声热机; 驻波; 谐振管; 制冷

中图分类号: TB66

文献标识码: A

## 1 引言

热声热机包括热声发动机和热声制冷机, 热声发动机是将热能转化为声能并储存于声场中, 热声制冷机是利用声能泵热实现制冷。和传统的热机相比热声热机具有很多优点: (1) 它减少了可动部件, 结构非常简单。将热声发动机与热声致冷机组合可能制成热驱动的制冷机。它完全没有可动部件, 具

昂作为工作介质, 由于氟里昂对大气臭氧层的破坏, 温室效应日益明显, 人类赖以生存的环境遭到破坏, 在世界范围内氟里昂开始被禁用。因此迫切要求寻找新的制冷技术。热声热机是一种新的、无污染低噪声的制冷技术, 符合环保的要求。(3) 热声热机可直接利用低品质的热能(如太阳能、地热等)。正是由于热声热机的诸多优点, 90年代初, 随着热声理论的渐渐成熟。热声热机的应用开发和研究进入了高潮。

## 2 热声热机的结构

热声热机按照其工作声场可分为两类: 一类是驻波热机, 一类是行波热机。其结构如图1所示。驻波热机声场的入射波和反射波叠加而形成驻波,

其压力相位和速度相位相差为 $90^\circ$ , 如图1-c所示。行波热机内的声场是行波, 声波的压力相位和速度相位同相, 如图1-d所示。我们以驻波热机为例说明热声热机的结构。

一个完整的热声热机应由两部分组成: 一部分是热声转换装置, 一部分是能量的输入和输出装置, 即换能器。如图1所示, 热声热机转换装置包含三个部分: 一个高温热源 $T_h$ , 一个低温热源 $T_c$ 和一个静止的回热器。三个部分被置于一个驻波管中构成所谓的热声谐振管。驻波管的作用是维持一个平面的驻波声场。高温热源和低温热源在加热器两端并有良好的热接触。这样回热器两端形成一个稳定的温度梯度。在温度梯度超过临

界值时热声谐振管将产生自激振荡, 回热器就可以将热能转化为声能。这时回热器就相当于一个声发

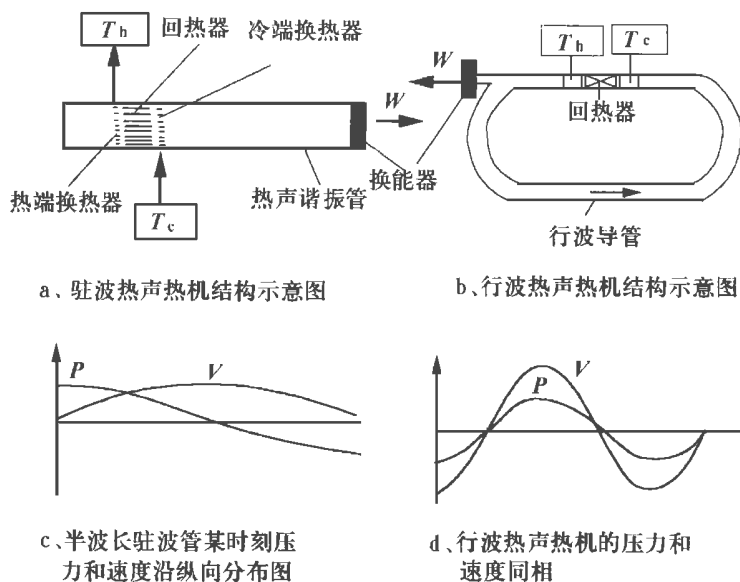


图1 热声热机及其压力和速度分布示意图

有高度的可靠性, 特别适合于空间用低温电子学器件冷却的长寿命制冷器。(2) 传统制冷机是以氟里

收稿日期: 1999-01-27; 修订日期: 1999-04-23

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(59706003)

作者简介: 董凯军(1971-), 男, 安徽安庆人, 华中理工大学动力系97级博士生。

生器。热端换热器从高温热源获得的热功率为  $Q_h$ ，冷端换热器向低温热源排出的热功率为  $Q_c$ 。由热力学第一定律，此热声热机的功率为  $W = Q_h - Q_c$ 。根据热力学第二定律，其热效率为  $W/Q_h$ 。

热端换热器和冷端换热器结构一般采用平行板叠结构。如图 1 所示，一方面要求它对回热器能均匀地导热；另一方面要求其阻力尽量小。其材料一般选择导热较好的紫铜。回热器填料的尺寸尤其重要，要使其间距尽量小以保证气体与固体填料之间的良好换热，同时又不能太小以增加粘性阻力对声功的耗损。一般选尺寸为  $4\lambda$  ( $\lambda$  为热渗透深度) 较好。回热器的固相填料应选择体积热容较大的固体材料。

热机谐振管应充有传递声波的流体介质，适合于产生热声效应的工作介质应满足一定的要求：(1) 流体是可压缩的。声速大的流体，在相同的体积和压力变化下，单位体积内的声能密度也大。(2) 有较大的热膨胀系数。(3) 对要求在较大温差下产生较小能流密度的热声效应场合，流体的体积比热要小；对要求在较小温差下产生较大能流密度的热声效应场合流体比热要大。(4) 流体具有低 Prandtl 数。对气体介质而言，为了提高单位体积的声能密度，通常增大谐振管中充气压力。

热声热机的另一重要组成部分换能器是能量输入装置(对于制冷机)或输出装置(对于发动机)<sup>[1]</sup>。由于声功是一种应用不太方便的功，要求输入和输出对内部声场的稳定性影响较小，因此换能器的特性和声场特性应当匹配。

### 3 热声热机的基本原理

热声热机的物理基础是热声效应。热声理论的最初发展也是来源于对工程实际中热声效应的理论解释。本世纪 70 年代由 Rott 及 Merki 和 Thomann 等人为热声效应奠定了理论基础<sup>[2-4]</sup>。

#### 3.1 热致声原理

前面已经提到，热声热机按照其声场的类型可以分为驻波热机和行波热机。实际中应用较多的是驻波热机，因为驻波在相同的功率下可以形成较大的振幅。下面以驻波热机为例说明热致声的原理。

为了深刻地理解热声谐振管中热能和声能之间的转换，将以回热器板叠中的流体微团为对象，研究它在一个声波周期内的状态变化。以  $1/2$  波长的热机为例，如图 1-c 所示，对于两端封闭的驻波管，驻波在两端的速度为零，而压力振幅最大，是驻波的两个波节。在驻波管的正中央，压力振幅为零，而速度振幅最大，是驻波的波峰或波谷。压力相位和速度相位相差  $90^\circ$ 。板叠则位于压力波节和速度波节之间。

图 2-a 是回热器的板叠及流体微团的放大图，板叠内的流体微团在驻波作用下左右往复运动，同时使它压缩和膨胀。图 2-c 表示在正温度梯度下，流体微团的温度变化。在 1、3 两点，流体微团的温度和该点的板叠温度相等。因此，流体微团和板叠之间没有热交换。微团的四个状态变化过程如下：(1) 当流体微团由 1 到 2 时，它在驻波作用下向左运动的同时被压缩，其温度低于板叠的温度，因此从板叠吸热，压力增大，微团对外做功。到达 2 点，流体的温度达到最高，压力最大，体积也达到最大压缩；(2) 当微团由 2 到 3 时，流体在驻波作用下向右运动的同时微团体积膨胀，压力减小，温度降低。但流体的温度仍然低于板叠的温度，因此，微团从板叠吸热；(3) 当微团由 3 到 4 时，在驻波作用下微团继续向右运动，同时体积膨胀对外做功，压力减少，温度降低，但由于板叠的温度梯度较大，这时微团的温度高于板叠温度，因此对板叠放热。在 4 点，微团的温度最低，压力最小，达到最大膨胀；当微团由 4 到 1 时，它在驻波作用下向左运动同时被压缩，压力增大，但流体微团温度仍高于板叠温度，因此对板叠放热。流体微团的上述四个过程往复循环，不断地将热能转化为声能，其体积、压力、温度都呈现周期性的变化。图 2-b 是流体微团的  $P-V$  图，该曲线所围成的面积是微团在一个周期内将热能转化为声能所做的净功。

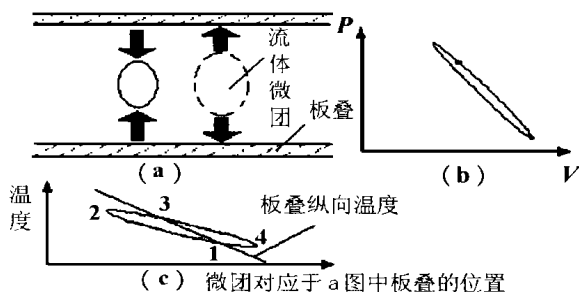


图 2 流体微团的热致声示意图

#### 3.2 声致冷原理

声致冷基本可以看成是热致声的逆过程，其结构与热致声相同。如图 3 所示，它的四个过程可简单的概括如下：(1) 微团由 1 到 2 向左运动时，温度升高，压力增大，流体微团绝热压缩温度高于板叠温度，对板叠放热；(2) 微团由 2 到 3 向右运动时，温度降低，压力减小，但温度仍然高于板叠温度，对板叠放热；(3) 微团由 3 到 4 向右运动时，压力继续减小，温度继续降低，这时温度低于板叠温度，从板叠吸热；(4) 微团由 4 到 1 向左运动时，温度升高，压力增大，温度低于板叠温度，从板叠吸热。这样大量微团协调的周期性的往复运动，不断地从右端吸热，到左端放热，相当于微团不断地把低温端的热量送到高

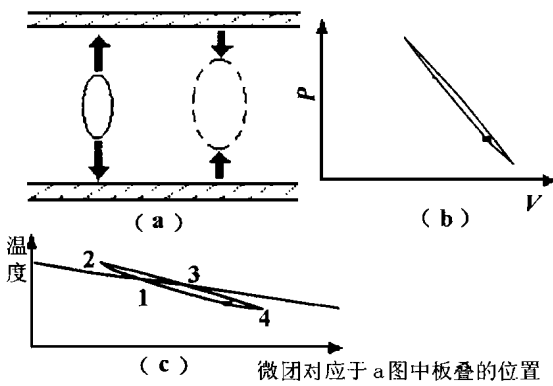


图 3 流体微团的声致冷示意图

温端。通常热端的热量直接排放到环境中，冷端的冷量作为冷源提供给负载，声波在泵热过程中是以消耗自身的声功为代价的。

### 4 热声转换的条件

Rayleigh 在《声学理论》中对热声现象作出总结：在对物体加热的几乎所有情况下，总会引起膨胀，可以令物体作机械功，而只要参与过程的诸力之间具有合适的相角，就可以维持一种振荡。这就是著名的热致声 Rayleigh 判据。他定性地说明了供热激起声振条件：(1) 要求供热具有周期性的扰动分量；(2) 热量的时间变化率与压力扰动应具有合适的相位角。

考虑在非耗散的理想情况下，即认为流体无粘性，导热无限大。从前面回热器的微团分析得知，微团在驻波作用下，在平衡位置附近往复运动，流体的温度要经历一个周期性的变化。流体微团的温度变化由两个因素引起的：一方面是由于它本身的压缩和膨胀引起的，称为压缩项  $T_f$ ；另外一方面，由于位移振荡，在进行中所经历的管壁温度的变化造成的，称为沿程项  $T_s$ 。根据热力学原理，由微团压力变化引起的温度变化可以表示为

$$T_f = \frac{T_0 \beta_0}{\rho_0 c_0} \tilde{p}$$

而微团经历的板叠温度的变化可表示为

$$T_s = \frac{\tilde{u}}{j\omega} \frac{dT_0}{dx}$$

因此微团与板叠的温差为

$$\Delta T = T_f - T_s = \frac{T_0 \beta_0}{\rho_0 c_0} \tilde{p} - \frac{\tilde{u}}{j\omega} \frac{dT_0}{dx}$$

由于流体导热为无限大，在流体微团与固体板叠之间将形成横向的热交换，从上式可以看出  $\Delta T$

是有扰动分量的，即横向的热交换是有扰动分量的，实现了热致声的条件之一。

当  $\Delta T$  为零时，微团和板叠之间无热量交换，因此微团并不能做功，这是一个临界点，这时的外加热源的温度梯度  $\frac{dT_0}{dx}$  称为临界温度梯度，用  $\Delta T_{cri}$  表示，根据上式可以得出

$$\Delta T_{cri} = \frac{T_0 \beta_0}{\rho_0 c_0} \tilde{p} / (\tilde{u} / j\omega)$$

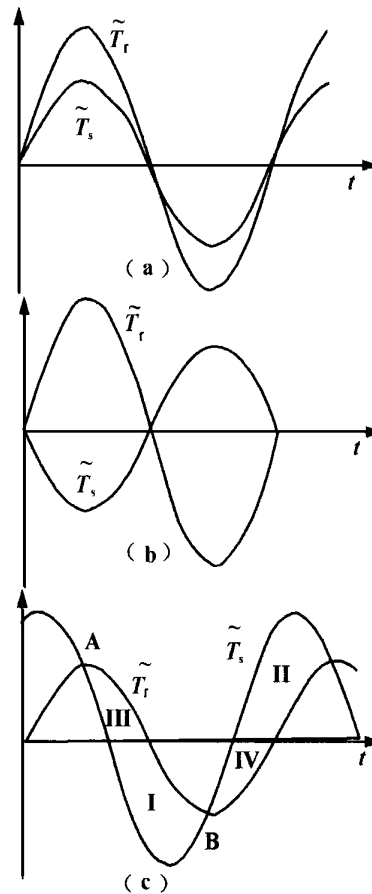


图 4  $T_f$  和  $T_s$  相位图

由于微团运动的位移  $\xi$  和  $\Delta T$  同相，所以当  $\tilde{p}$  和  $\xi$  同相时， $\tilde{p}$  和  $\Delta T$  同相。如果外加温度梯度  $\frac{dT_0}{dx} > \Delta T_{cri}$  时，则有  $|T_f| > |T_s|$ ，如图 4-a 所示，由于  $\tilde{p}$  和  $\Delta T$  同相，当微团处于平衡位置的左端时处于高压状态（参见图 2）， $T_f > T_s > 0$ ，流体微团吸热，当流体微团处于平衡位置的右端时处于低压状态， $T_f <$

$T_s < 0$ ，流体微团放热，这样流体微团在高压时吸热在低压时放热使声波得到加强，从而将热能转化为声能；如果外加的温度梯度  $\frac{dT_0}{dx} < \Delta T_{cri}$  则  $|T_f| < |T_s|$ ，同理流体微团在平衡位置高温端放热，从低温端吸热，微团将低温端热量泵送到高温端，起到泵热制冷的目的，同时声能被削弱。这种情况下，外界必须有声能的输入以补充被消耗的声能。当  $\tilde{p}$  和  $\xi$  反相时， $\tilde{p}$  和  $\Delta T$  反相。如图 4-b 所示，这时流体总是在高压时放热，低压时吸热，实质上是将回热器高温端热量泵送到低温端，起到加强纵向换热的作用。

以上讨论的是在  $\tilde{p}$  和  $\xi$  同相或反相两种理想情况，在这两种理想情况下，热能和声能之间完全是

沿单一方向转化。实际上,当  $\tilde{p}$  和  $\tilde{\xi}$  在非理想的情况下,热能和声能之间的转化是复杂的,既有热能转化为声能,也有声能转化为热能。如图 4-c 所示,当  $T_f$  和  $T_s$  有一定的相角时,总体效果是看热致声(图中 I 和 II 区)和声泵热(图中 III 和 IV 区)谁占主导地位。在无粘性、导热无限大的理想情况下,当相角  $|\varphi(\tilde{p}, \tilde{\xi})| < \pi/2$  时,回热器均能产生热致声或声致冷。当  $\pi/2 < |\varphi(\tilde{p}, \tilde{\xi})| < \pi$  时,回热器起到与外加温梯度同方向的输热作用。因此热声转换的必要条件为:

$$\begin{aligned} \text{热致声: } & \textcircled{1} |\varphi(\tilde{p}, \tilde{\xi})| < \pi/2, \textcircled{2} \frac{dT_0}{dx} > \Delta T_{\text{cri}}; \\ \text{声致冷: } & \textcircled{1} |\varphi(\tilde{p}, \tilde{\xi})| < \pi/2, \textcircled{2} \frac{dT_0}{dx} < \Delta T_{\text{cri}}. \end{aligned}$$

## 5 热声热机的应用

热声热机包括发动机和制冷机。热声发动机产生的直接能量是声波,声波既可以作为直接驱能源(如驱动脉管制冷机制冷),也可以转化为其它形式的能量。美国的 Swift G W. 制造了一台热声发电机,发电机以液钠作为工作介质,热声装置采用半波长的热声谐振管,在管的中央部位外加一个磁场。导电的液钠由于往复运动而产生电流,形成一个热声驱动的磁流体发电机。美国 Los Alamos 国家实验室最近开发出一种驻波制冷压缩机<sup>[1]</sup>,它采用半波长驻波管。由直流电磁振动电机来驱动一个发声膜片,建立驻波声场。在另一端正好是波的速度节点,压力最大,在此位置一组压缩机膜片。低压时进气阀门打开,吸入流体;高压时排气阀门打开,排除流体。由此完成流体的压缩过程。这种压缩机与常用的制冷压缩机相比,耗电节省 1/4 ~ 1/3。用热声热机做成的压缩机,最大的优点是无运动部件,可以实现无油润滑。

热声制冷是一个很有应用前景的制冷技术。由于它具有无运动部件、无污染、低噪声的优点,可以做成优良的环保冰箱和空调。热声制冷机按其结构分为两种:一种是电声驱动的热声制冷机,一种是热声驱动的热声制冷机。对于电声驱动制冷机,最有代表意义的是 Hofler 制作的驻波热声制冷机。它是一个 1/4 波长的制冷机。声源由电驱动的声发生器提供,其高温端温度为 300 K,低温端温度为 210 K,压比为 0.03,功率为 6 W,效率为卡诺效率的 35%。目前已在建造的热驱动制冷机只有一台用

于液化天然气,设备长 12 m,回热器直径 0.5 m,制冷温度可达 120 K。

热声热机的应用总的来说有两大发展方向:一个发展方向是采用电声驱动,在高频下工作,因此体积可以做得非常小而且结构简单,在制冷环节上完全没有运动部件,机械振动小,非常稳定可靠,寿命极高。这种小型低温制冷机适合于对低温电子器件(如红外线探测器件、高温超导微电子器件等)的冷却。尤其在航空航天上具有广泛的应用前景。美国的 Hofler 制造的空间用热声制冷机,工作频率为 400 Hz。在 -55 °C 下制冷量为 3 W。另一个发展方向是采用热驱动,在低频下工作。其优点是完全没有可动部件;缺点是设备较大,热源温差大,适合于大型的工业和民用场合。

热声热机应用的发展受两大因素制约:①体积比功率较小,要求热源温差大。由于通常的热声热机的工质是气体,而气体工质的体积比热小,因此热声热机的尺寸非常大。为了提高工质的体积比热,使用超临界液体工质代替气体工质。②效率较低。提高热声热机的效率应从两个方面着手,一方面要优化热声热机的结构,提高热声的转换能力;另一方面提高声功的利用率,减少不可逆因素的耗能。

## 参考文献

- [1] Swift G W. Thermoacoustic engines. *J. Acoustic. Soc. Am.*, 1988, 84(4): 1145~1180.
- [2] Rott N. Damped and thermally driven acoustic oscillations in wide and narrow tubes. *Z. Angew. Math. Phys.*, 1969, 20: 230~243.
- [3] Rott N. Thermally driven acoustic oscillations, part III: Second-order heat flux. *Z. Angew. Math. Phys.*, 1975, 26: 43~49.
- [4] Merki B, Thomann H. Thermoacoustic effects in a resonant tube. *J. Fluid. Mech.*, 1975, 70: 161~117.
- [5] 莫尔斯 P M., 英格特 K U 著. 理论声学. 北京: 科学出版社, 1984.
- [6] Anthony Atchley A, Henry Bass E, Thomas Hofler J, Lin Hsiaot-seng. Study of a thermoacoustic prime mover below onset of self oscillation. *J. Acoustic. Soc. Am.*, 1992, 91(2): 734~743.
- [7] 邓小辉. 回热器的热声机理及热声热机的设计理论: [博士论文]. 武汉: 华中理工大学, 1994.
- [8] Yazaki T, Tominga A, Narahara Y. Experiments on thermally driven acoustic oscillations of gaseous helium. *J. Low Temp. Phys.*, 1980, 41: 45~60.
- [9] Xiao J H. Thermoacoustic theory for cyclic flow regenerators. Part I: fundamentals. *Cryogenics*, 1992, 32: 895~90.
- [10] Wheatley J, Hofler T, Swift G W, Migliori A. An intrinsically irreversible thermoacoustic heat engine. *J. Acoustic. Soc. AM.*, 1983, 74(1): 153~159.

(何静芳 编辑)

压气机湿压缩研究的发展 = **New Developments Concerning the Study of Compressor Wet Compression** [刊, 汉] / Liu Jiancheng, Wen Xueyou (Harbin No. 703 Research Institute) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2000, 15(2). — 87 ~ 90

Wet compression as an approach for enhancing turbine compressor efficiency has been receiving increasing attention nowadays. This paper focuses on recent developments concerning the wet compression theory both at home and abroad. **Key words:** compressor, wet compression, water spray

燃煤电厂脱硫的现状分析和防治对策 = **An Analysis of the Current Status of Coal-fired Power Plant Desulfurization Technology and Some Measures Taken for its Further Advancement** [刊, 汉] / Gu Nianzu (Southeastern University) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power, — 2000, 15(2). — // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2000, 15(2). — 91 ~ 92, 115

A brief description is given of the present status of SO<sub>2</sub> emissions by coal-fired power plants and its development tendency. With the further development of power industry relevant measures have been taken to address the issue of environmental protection. Also discussed in this paper are some countermeasures adopted to reduce the desulfurization costs. **Key words:** sulfur dioxide, coal-fired power station, desulfurization, environmental pollution

绿色供暖(空调)系统 = **Green Heat Supply (Air Conditioning) System** [刊, 汉] Song Zhiping (North China Electric Power University) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2000, 15(2). — 93 ~ 97  
This paper introduces a new technical term, “green heat supply (air conditioning) system”, i. e., “low-emission heat-supply total energy system”. It is hoped that the coining of this technical term will render some help in implementing a sustainable development strategy from the perspective of heat supply and air conditioning. To scientifically delimit and quantify the category of green heat supply (air conditioning) system, the paper describes the conception of a reversible heat supply system and the theory and methodology of “unit consumption analysis” designed by the author. On this basis the characteristics essential for the above-cited system are designated. Furthermore, in connection with the specific conditions of a certain locality a technical scheme has been proposed to implement the system. The performance indexes of the system have been calculated. In addition to an analysis of the system’s technical and economic feasibility other related issues are also discussed and studied in this paper. **Key words:** heat supply system, air conditioning system, sustainable development, combined heat-and-electricity cogeneration

考虑生态效应的能量系统三重优化分析方法 = **A Triple Optimal Analysis-method Used for an Energy System with Ecological Effects Being Taken into Account** [刊, 汉] Liu Shiqiang, Yang Yunshun (Harbin Institute of Technology) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2000, 15(2). — 98 ~ 99

By incorporating an item of total expenses of environmental protection into the energy cost equation of the existing thermoeconomics one can perform a quantitative analysis in thermoeconomics with ecological effects being taken into account. On the above basis the authors have come up with a triple optimal analysis-method. **Key words:** thermoeconomics, energy system, optimal analysis

热声热机及其应用 = **Thermoacoustic Engines and Their Applications** [刊, 汉] / Dong Kaijun, Luo Yunwen (Huazhong University of Science & Technology) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2000, 15(2). — 100 ~ 103

Due to their outstanding merits thermoacoustic engines have received a widespread attention from the general public. Described in this paper are the basic structure of the engine as well as the mechanism and conditions of a thermoacoustic conversion. In addition, a brief account is given of the present status of the thermoacoustic engine applications, its future development trends and further measures to be taken for its improvement. **Key**