

# 浙江大学

## 博士学位论文

题目：热声驱动器及其驱动  
的脉管制冷研究

姓 名 金 滔

学科、专业 制冷与低温工程

指导教师 陈国邦 教授

提交日期 2001 年 5 月

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

DISSERTATION

Submitted to

COLLEGE OF MECHANICAL AND ENERGY ENGINEERING  
ZHEJIANG UNIVERSITY

In partial fulfillment of the requirements of the degree of

DOCTOR OF PHILOSOPHY IN ENGINEERING

by

**JIN Tao**

**INVESTIGATION ON THERMOACOUSTIC PRIME  
MOVERS AND THEIR APPLICATIONS TO  
PULSE TUBE REFRIGERATION**

Supervisor

**Prof. CHEN Guobang**



Cryogenics Laboratory, College of Mechanical and Energy Engineering  
Zhejiang University, Hangzhou 310027, P.R.China

May 2001

# 热声驱动器及其驱动的脉管制冷研究

金滔

(浙江大学制冷与低温工程研究所, 杭州, 310027)

## 摘要

热声压缩机(热声驱动器)是一种与常规机械式压机完全不同的新型压缩机,它没有机械运动部件,具有结构简单、运行可靠、无维修、工作寿命长等优点。采用热声压缩机取代常规的机械式压缩机来驱动脉管制冷机,是一种新型的极具潜力的制冷方案,其中完全无运动部件,因而可望成为一种长寿命的低温制冷机。

本文首先回顾了热声热机的发展历史及最新成就,在详细介绍热声学理论过程以及热声机械设计原则之后,重点研究了以下若干问题:

### 1. 驻波型热声驱动器

建立了我国第一台实用驻波型热声驱动器试验台,并进行了实验研究。在以氦气和氮气为工质,加热温度为 $400^{\circ}\text{C}$ 的情况下分别获得1.12和1.06的最大压比。着重研究了操作参数、结构参数以及工质等对系统性能的影响。针对加热器和冷却器存在的问题,对系统进行了有效的改进,实现了安全稳定运行。

### 2. 热声振荡滞后回路

在系统地考察其它非稳态过程特性的基础上,首次提出并实验验证了热声起振和消振过程中存在“滞后回路”,并对滞后回路的影响因素进行了研究。此外,还发现热声起振和消振过程中的临界温度和临界功率都存在滞后现象。基于对滞后现象的分析,提出了一个混合驱动源热声驱动器的方案。

### 3. 行波型热声驱动器

行波型驱动器是一种全新的热声装置,这种机型中由于经历的是可逆斯特林循环,它的能量转换效率较驻波型有本质性的提高,已经可以向传统的发动机(如内燃机)相媲美。在充分理解工作机理的基础上,与法国国家研究中心LIMSI实验室合作,设计并建成一台行波型热声驱动器实验装置,进行了初步实验,以氦气和氮气为工质,成功地获得了频率分别为66Hz和23Hz的热声振荡。还利用DeltaE对环路部分进行了数值模拟分析,着重讨论了系统的起振临界温度与临界加热功率、效率与加热温度的关系、喷射泵的作用以及不同工质(氮气和氦气)的比较等,得出一些有益的结论。最后,还对下一步的实验工作提出了一些具体方案和设想。

### 4. 热声驱动脉管制冷机

在成功研制热声驱动器的基础上,对其与脉管制冷机(一种在低温端没有运动部件的新型的低

温制冷机)的联接进行了匹配分析,并搭建了热声驱动脉管制冷机的实验台,进行了系统的实验研究。针对不同的影响因素进行了优化实验,包括板叠填充率的优化、脉管的小孔及双向进气开度的优化、压力等。最新的实验结果已经进入低于 120K 的低温区域,达到了能进行天然气液化的水平,显示出该系统具有很强的应用前景。此外,还从普朗特数、频率和脉管性能等方面入手,探讨了氦-氩混合工质在热声驱动脉管制冷机系统中的作用效果,并进行了实验研究。

关键词: 热声 脉管制冷机 热声驱动器 滞后回路 液化天然气

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

# Investigation on Thermoacoustic Prime Movers and Their Applications to Pulse Tube Refrigeration

JIN Tao

Cryogenics Laboratory, Zhejiang University, Hangzhou 310027, P.R. China

## ABSTRACT

Thermoacoustic prime mover is an absolutely new type of compressor. Without any moving part, it occupies many advantages over the traditional mechanical compressors, such as simplicity, reliability, and vibration free for long non-maintenance operation. A pulse tube refrigerator driven by a thermoacoustic compressor, instead of a mechanical one, is expected to be a promising long-term-operation cryocooler, and it is even possible to replace the traditional cryocoolers, such as Stirling cycle refrigerator, in some applications.

After a detailed review on the historical developments of the research on thermoacoustics, as well as the latest advances in this field, prospective applications, and a survey of theoretical fundamentals, the present work focuses on the following sections:

- 1) **Standing Wave Thermoacoustic Prime Mover** An experimental setup of standing wave thermoacoustic prime mover has been built up with brass matrix as the thermoacoustic stack. It is a symmetrically heated system, achieving pressure ratios of 1.10 and 1.06 with nitrogen and helium as the working fluids, respectively. Experimental investigation has been made on the influence of the operating parameters, structure parameters, and working fluids on the performance of the system. Some latest improvements have been made on the heating system and the cold end heat exchanger to strengthen the system for safer operation.
- 2) **Hysteretic Loop** Emphasis has also been focused on the onset and damping behavior of the thermoacoustic oscillation. Based on the acute review and analysis on the non-steady processes with hysteresis, a hysteretic loop is proposed and experimentally verified for the first time in the standing wave thermoacoustic prime mover. Hysteresis is not only found for the temperatures, due to the difference between the onset and damping temperatures, but also for the input heating power, i.e., the critical onset power is also different with the critical power for the damping process. A mixed-powered thermoacoustic prime mover concept is also presented in use of hysteresis, which may be helpful for the application of low-qualified energy to thermoacoustic machines.
- 3) **Traveling-Wave Thermoacoustic Prime Mover** Also known as thermoacoustic Stirling engine, traveling-wave thermoacoustic prime mover is a newly proposed thermoacoustic system. An

experimental setup has been designed and built up through a collaboration program between Cryogenics Laboratory in Zhejiang University and LIMSI-CNRS (France). The system employs the inherently reversible Stirling cycle, and then its thermodynamic efficiency can easily surpass that of standing-wave system and is even comparable to that of the traditional internal combustion engines. Recent experiments have succeeded in obtaining oscillations from the new system, with frequencies of 66Hz and 23Hz for the cases with helium and nitrogen as the working fluids, respectively. The traveling wave system is expected to be one of the good candidates as a driver for pulse tube refrigerator, leading to a thermoacoustically driven pulse tube refrigerator without any moving component. Some simulations with DeltaE has also been made to predict the performance of the system. At the end of this section, proposals and schemes are also given for the further experiments.

- 4) **ThermoAcoustically Driven Pulse Tube Refrigerator(TADPTR)** With the successful operation of the standing wave thermoacoustic prime mover, we transferred part of our efforts to the thermoacoustically driven pulse tube refrigeration, which is actually the original aim for our study on the thermoacoustic prime mover. First of all, we discussed the matching problems between a thermoacoustic prime mover and a pulse tube refrigerator, which is very important due to the remarkable differences between the operating characteristics of the two separate parts, such as operating frequency, pressure ratio, and phasing. An experimental apparatus has been constructed with the exist prime mover and a single-stage co-axial type pulse tube refrigerator. A series of optimization experiments have been conducted with the following factors: orifice and double inlet of the pulse tube, packing ratio of the thermoacoustic stack matrix, and pressure. The latest experiments obtained a minimal temperature of 117.6K, which is a great progress for our system. This temperature provides the possibility to liquefy natural gas of 0.2MPa, which is a really promising application prospect. Besides, we also discussed the adoption of the helium-argon mixtures in our system, with consideration of Prandtl number, frequency, and pulse tube performance etc. Some preliminary experiments have also been done to observe the effect of the mixtures.

**Keywords:** Thermoacoustics, Pulse tube refrigerator, Thermoacoustic prime mover, Hysteric loop, LNG(Liquefied Natural Gas)

## 目 录

|                            |           |
|----------------------------|-----------|
| 摘要 .....                   | I         |
| Abstract .....             | III       |
| 主要符号表 .....                | VII       |
| <br>                       |           |
| <b>第一章 绪论 .....</b>        | <b>1</b>  |
| § 1-1 课题背景 .....           | 1         |
| § 1-2 历史回顾和研究现状 .....      | 2         |
| § 1-2-1 热声理论 .....         | 3         |
| § 1-2-2 热声驱动器 .....        | 4         |
| § 1-2-3 热声制冷机 .....        | 7         |
| § 1-2-4 热声驱动脉管制冷机 .....    | 8         |
| § 1-3 研究热点 .....           | 9         |
| § 1-4 应用前景展望 .....         | 10        |
| § 1-5 本文工作简介 .....         | 12        |
| <br>                       |           |
| <b>第二章 热声理论及设计原则 .....</b> | <b>13</b> |
| § 2-1 前言 .....             | 13        |
| § 2-2 热声效应的热力学基础 .....     | 13        |
| § 2-3 热声机械的波动方程和能量方程 ..... | 17        |
| § 2-4 热声机械设计原则 .....       | 23        |
| § 2-4-1 谐振管 .....          | 23        |
| § 2-4-2 板叠 .....           | 25        |
| § 2-4-3 换热器 .....          | 25        |
| § 2-4-4 工作流体 .....         | 26        |
| § 2-5 本章小结 .....           | 29        |
| <br>                       |           |
| <b>第三章 驻波型热声驱动器 .....</b>  | <b>30</b> |
| § 3-1 前言 .....             | 30        |
| § 3-2 驻波型热声驱动器 .....       | 30        |
| § 3-3 实验装置 .....           | 31        |
| § 3-3-1 热声驱动器 .....        | 31        |
| § 3-3-2 真空系统 .....         | 33        |
| § 3-3-3 测量系统 .....         | 34        |
| § 3-4 热声压缩机整体性能实验 .....    | 35        |
| § 3-4-1 实验步骤 .....         | 35        |

|                             |           |
|-----------------------------|-----------|
| § 3-4-2 实验结果及分析             | 35        |
| § 3-5 热声起振和消振行为研究           | 44        |
| § 3-5-1 滞后回路                | 44        |
| § 3-5-2 实验过程                | 45        |
| § 3-5-3 实验结果及分析             | 45        |
| § 3-5-4 低品位能的利用——混合驱动源热声驱动器 | 49        |
| § 3-6 本章小结                  | 50        |
| <b>第四章 驻波型热声机驱动的脉管制冷特性</b>  | <b>51</b> |
| § 4-1 简介                    | 51        |
| § 4-2 脉管制冷机                 | 51        |
| § 4-2-1 基本工作原理              | 51        |
| § 4-2-2 脉管制冷机的发展            | 53        |
| § 4-3 驻波型热声驱动脉管制冷机          | 56        |
| § 4-4 匹配分析                  | 57        |
| § 4-4-1 驱动器与脉管的联接匹配         | 57        |
| § 4-4-2 频率的匹配               | 58        |
| § 4-4-3 品质的匹配               | 59        |
| § 4-5 实验研究                  | 59        |
| § 4-5-1 实验系统                | 59        |
| § 4-5-2 实验步骤                | 61        |
| § 4-6 实验结果与讨论               | 61        |
| § 4-6-1 典型的降温曲线             | 61        |
| § 4-6-2 热声驱动和机械压缩机驱动的性能比较   | 61        |
| § 4-6-3 操作参数对总体性能的影响        | 62        |
| § 4-6-4 问题讨论                | 69        |
| § 4-7 本章小结                  | 70        |
| <b>第五章 行波型热声驱动器</b>         | <b>72</b> |
| § 5-1 前言                    | 72        |
| § 5-2 基本原理                  | 72        |
| § 5-2-1 行波系统与驻波系统的区别        | 72        |
| § 5-2-2 行波型热声驱动器            | 75        |
| § 5-3 实验系统的研制               | 80        |
| § 5-3-1 行波环路                | 80        |
| § 5-3-2 谐振管                 | 89        |
| § 5-3-3 测试系统                | 90        |
| § 5-4 数值模拟分析                | 91        |



“制冷百家”

物性查询, 论文查看, 制冷、暖通最好的微信公众号, 关注送论文资料



|                        |     |
|------------------------|-----|
| § 5-4-1 DeltaE 热声计算程序  | 91  |
| § 5-4-2 计算模型确定         | 92  |
| § 5-4-3 计算结果与讨论        | 92  |
| § 5-5 实验结果及分析          | 97  |
| § 5-6 进一步工作            | 99  |
| § 5-6-1 系统的整体性能实验      | 99  |
| § 5-6-2 对比实验           | 100 |
| § 5-7 本章小结             | 100 |
| 第六章 全文总结               | 102 |
| 参考文献                   | 103 |
| 附录一 可视化 Rijke 管热声教学演示器 | 111 |
| 附录二 行波系统计算模型输出文件       | 114 |
| 附录三 攻读博士学位期间发表(投稿)文章目录 | 123 |
| 附录四 参加科研项目情况简介         | 125 |
| 附录五 奖励、荣誉称号及作者简介       | 126 |
| 致 谢                    | 127 |



**“制冷百家”**

物性查询, 论文查看, 制冷、暖通最好的微信公众号, 关注送论文资料

获取更多资料

微信搜索 蓝领星球

## 主要符号表

|                 |             |              |             |
|-----------------|-------------|--------------|-------------|
| $a$             | 声速          | $y_0$        | 板叠平板间距的1/2  |
| $c_p$           | 流体定压比热      | $Z$          | 声阻抗         |
| $c_s$           | 板叠材料定压比热    | $\Gamma$     | 临界与实际温度梯度之比 |
| $COP$           | 性能系数        | $\delta$     | 渗透深度        |
| $f$             | 共振频率        | $\epsilon_s$ | 固体的热容比      |
| $h$             | 板叠平板间距      | $\lambda$    | 声波长         |
| $h_{ex}$        | 换热器平板间距     | $\lambda$    | 弧波长         |
| $H$             | 焓           | $\omega$     | 角频率         |
| $i$             | 虚数单位/电流     | $\eta$       | 效率          |
| $Im$            | 复数虚部        | $\eta_c$     | 卡诺效率        |
| $k$             | 波数          | $\kappa$     | 热扩散系数       |
| $K$             | 流体导热率       | $\nu$        | 动力粘度        |
| $K_s$           | 板叠材料导热率     | $\mu$        | 粘滞系数        |
| $l$             | 板叠平板厚度为1/2  | $\alpha_c$   | 热膨胀系数       |
| $l_{ex}$        | 换热器平板厚度的1/2 | $\gamma$     | 绝热指数        |
| $n$             | 多变指数        | $\rho$       | 密度          |
| $P, p$          | 压力          | $\Pi$        | 周长          |
| $Q$             | 热流          | $Pr$         | 普朗特数        |
| $Re$            | 雷诺数/复数的实部   |              |             |
| $r_h$           | 水力半径        |              |             |
| $s$             | 比熵          | 上、下标         |             |
| $t$             | 板叠平板厚度/时间   | $m$          | 平均量         |
| $T$             | 温度          | 1            | 一次量         |
| $\Delta T$      | 温差          | 2            | 二次量         |
| $\nabla T$      | 温度梯度        | $ex$         | 换热器         |
| $u$             | 质点速度        | $\kappa$     | 热           |
| $V$             | 体积速度        | $\nu$        | 粘性          |
| $W$             | 功           | $s$          | 固体材料        |
| $\Delta x$      | 板叠长度        | $h$          | 热端          |
| $\Delta x_{ex}$ | 换热器长度       | $c$          | 冷端/卡诺值      |
| $x$             | 沿声传播方向的位置   | $crit$       | 临界值         |
| $y$             | 声传播垂直方向的位置  |              |             |

# 第一章 绪论



“制冷百家”

物性查询, 论文查看, 制冷、暖通最好的微信公众号, 关注送论文资料

本文首先介绍本研究课题的学科背景, 接着详细回顾热声研究领域各个不同研究方向的发展历史和研究现状, 并指出目前的研究热点以及应用前景。最后, 简要介绍全文的工作安排。

## § 1-1 课题背景

近年来, 空间技术、军事工程、信息技术等现代工业都对低温制冷机的寿命和可靠性提出了很高的要求<sup>[1-4]</sup>。但目前广泛应用的分置式斯特林制冷机<sup>[5-6]</sup>和 G-M 制冷机<sup>[7]</sup>还不能完全满足这些要求, 其关键原因在于这些机械制冷机中至少存在着两个运动部件: 压缩机和排出器, 它们是影响制冷机长期可靠运转的主要障碍。低温端排出器的存在, 在带来可靠性等问题的同时, 还可能成为一种干扰源, 这对高精度的测量系统来说是非常不利的。

脉管制冷机<sup>[8-9]</sup>的出现为解决制冷机可靠性问题提供了一个新的思路。它是一种利用压力周期变化的气体, 在一根低热导率的管中振荡, 从而产生很大温度梯度的制冷机。与常规的 Stirling 和 G-M 制冷机相比较, 脉管制冷机的最大特点是结构简单, 没有处于低温下的运动部件, 因而具有运行可靠、振动小和寿命长的优点。自八十年代以来, 脉管制冷机研究突飞猛进, 先后经历了小孔型<sup>[10]</sup>、双向进气型<sup>[11]</sup>等多次重大的改进, 目前单级脉管制冷机已经能达到 20.5K 的最低制冷温度<sup>[12]</sup>, 而采用 <sup>3</sup>He 为工质的二级脉管机则达到了 1.7K 的最低制冷温度<sup>[13]</sup>。

同传统的低温制冷机一样, 目前的脉管制冷机大多采用机械式压缩机, 它仍将是系统的长期稳定运行的一大障碍。在这种情况下, 人们提出了用热声驱动器来取代常规机械式压缩机的想法, 这被认为是一种比较理想的方案<sup>[14-17]</sup>。

热声驱动器是利用热声效应, 实现动能到声能的转变, 系统中除振荡气体外, 没有其它运动部件。由热声驱动器驱动的脉管制冷机因而具有两个突出的优点: 其一是制冷系统完全无运动部件, 从根本上消除了常规机械制冷机中存在的磨损与振动; 其二是采用热能驱动, 可用废热、太阳能和燃气等作为热源<sup>[18-21]</sup>。采用低品位的热能不仅有利于提高系统的热力学效率, 而且对于那些缺乏电能的情况更具实际意义。此外, 热声机械<sup>[22-23]</sup>由于采用惰性气体作为工作介质, 完全符合目前制冷技术中禁用 CFCs 和 HCFCs 的要求, 顺应了环境保护的大趋势。

虽然 200 多年前人们就已经发现了热声效应, 但真正有意识地开发利用热声效应的历史却还很短。实用的热声驱动器是在 20 世纪 80 年代初才逐步发展起来的, 尚未被工程技术人员所普遍理解和接受。而且以往研究的热声机械多为驻波型, 因其经历的是内不可逆的热力循环<sup>[24, 25]</sup>, 再加上对一些关键因素(如板叠、换热器性能以及损失机理等)还缺乏全面的认识, 整体热力学效率相对较低, 因而如何提高热声转换效率成了研究者们关心的课题。

最近提出的一种新型行波型热声驱动器, 由于采用斯特林可逆循环, 热声转换效率较之驻波型驱动器要高得多, 甚至可以同传统的内燃机相媲美, 因而是一种被寄予厚望的热声驱动器<sup>[26]</sup>。但是, 不管在机理研究方面还是在实际设计中, 都还存在着诸多尚待解决的问题, 毕竟该发明还只是两年以前的事, 很多方面值得进一步研究和探讨。

此外, 热声驱动器和脉管制冷机之间联接的匹配问题也因两者在一些运行特性(如工作频率和

压力波特性等)上的巨大差异而显得尤为突出,要想使热声驱动脉管制冷机达到高效运行的目的,能否解决好匹配问题就成为关键因素之一,这显然是一个不容忽视的课题<sup>[27]</sup>。

热声理论本身还有助于更好地了解回热式热机的工作机理<sup>[28-30]</sup>。与以往基于高度理想的热力学可逆过程的回热式热机循环理论不同,热声理论将热机的工作机理归结为普遍的热声效应<sup>[32-35]</sup>,即可压缩的工作流体的振荡(即声)与固体介质热相互作用产生的时均能量效应,因而能解决传统理论中因忽略流体的流动特性对流体与固相工质间的热交换的影响而造成的一些问题,如与实际工况相差甚远、定量化程度不高和无法深刻了解工作机理等。

我国的热声研究只有十多年的历史,基础比较薄弱,同国外相比有较大的差距。可喜的是,近年来国内的热声研究在大家的共同努力下也取得了很大的进步,在个别领域甚至已经具备赶上世界先进水平的实力,而且更鼓舞人心的是该研究领域受到人们越来越多的关注,研究投入也逐步加大,目前可以说是我们迎头赶上的最佳时机。正是在这样的背景下,本文开展了热声驱动器(包括驻波型和行波型)及其驱动的脉管制冷机的研究工作。

### § 1-2 历史回顾及研究现状

早在 1777 年,Byron Higgins 就在实验中发现,将氢火焰放在两端开口的垂直管的适当位置,管中会激发出声音。而吹玻璃工人也发现当一个玻璃球连接到一根中空玻璃管上时,管子的尖端有时会发出声音。正是源于这些偶然的发现,人们开始了热声效应的探索之旅。

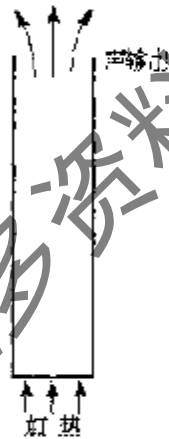


图 1.1 Sondhauss 管

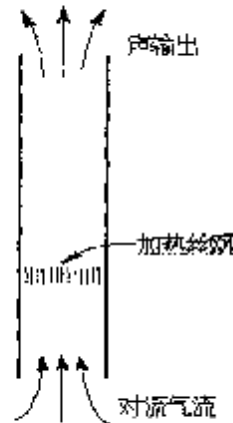


图 1.2 Rijke 管

1850 年, Sondhauss 首先对连接玻璃球的中空玻璃管中发生的热声现象进行了定性的研究。后来人们就以他的名字把这种一端封闭、一端开口的热声振荡管命名为“Sondhauss 管”<sup>[36,37]</sup>,如图 1.1 所示。

1859 年, Rijke 在将加热的丝网放到一根两端开口的垂直空管的下半部分时观察到强烈的声振荡,如图 1.2 所示,并对这种以后被称为“Rijke 振荡”的现象进行了定性分析<sup>[34,39]</sup>。1877 年 Bosscha 发现了一种所谓“逆” Rijke 振荡 (“Reversed” Rijke Oscillation),即把冷却的丝网放到上述空管的

上半部分时, 同样会发生共振; 相反, 将冷的丝网置于下半部分, 共振却发生衰减。目前, Rijke 管被广泛地用于热声教学演示实验<sup>[40]</sup>。实际上, Sondhauss 管和 Rijke 管正是驻波型和行波型热声机械的雏形。

下面我们将根据热声研究领域不同, 对热声研究的历史和现状进行详细介绍。

### § 1-2-1 热声理论

热声现象最早在欧洲被发现, 热声研究也源于欧洲。

理论热声学源于 1868 年, 当时 Kirchhoff 计算了声在管中由固体等温管壁和维持声波的气体之间的振荡的热传导引起的衰减量<sup>[41]</sup>。

1896 年, Lord Rayleigh 首次对供热激起共振问题进行了定性的解释<sup>[42]</sup>。这是人们第一次从理论上对热声现象进行探讨。

1949 年, Taconis 在研究  $^3\text{He}$  在  $^4\text{He}$  中的气相平衡时, 偶然发现低温装置中的令人头痛热声效应——即以他的名字命名的 Taconis 振荡<sup>[43]</sup>, 并对此作了与 Rayleigh 类似的定性解释。这种振荡在一个充满气体的管子从室温到达低温时可能发生, 其原理与 Sondhauss 效应相似, 而且振幅往往比较高。此后, Kramers<sup>[44]</sup>以及日本筑波大学的 Yazaki 等人<sup>[45]</sup>对此进行了更为详细的研究。Taconis 振荡的发现对于正确认识和积极防止低温系统中的共振问题具有深刻的意义。

瑞士苏黎士联邦技术研究所的 Rott 于 1969-1980 年间提出的热声振荡定量理论奠定了现代线性热声理论的基础, 可以说, 他是现代热声学研究的开创者<sup>[46-51]</sup>。为解决 Taconis 振荡的稳定性问题(在低温系统中要避免发生热声振荡), 建立了理想气体的驻波声场, 在理论上阐明并描述了热声效应中存在着热和功的相互转换, 其导出的理论框架为分析热机(原动机和制冷机)提供了坚实的基础。随后, Merkli 和 Thomann 讨论了另一类型的热声效应<sup>[54-56]</sup>, 即等温壁面的谐振管中驻波声场与外热源间存在的时均的横向吸热和放热效应。实验和理论发现: 如果理想气体的 Prandtl 数是小于 1 的, 在速度节点附近(谐振管的中部), 流体由管壁横向吸热, 在压力节点附近(谐振管的两端), 流体对管壁横向放热; 如果 Prandtl 数大于 1, 则不存在横向吸热效应。热声理论的发展给热机的研究提供了十分有效的理论武器。

美国洛斯-阿拉莫斯国家实验室(LANL)的 Wheatley 和 Swift 等在热声领域的进行了广泛和深入的研究<sup>[24, 25, 57]</sup>。在基本理论方面, 发展了经典的热声理论(Rott 理论), 并提出了热声学相似理论<sup>[59]</sup>, 脉管制冷机中的声流等<sup>[60, 61]</sup>。

最后, 特别值得一提的是 Ward 和 Swift 等编制的一套热声计算程序 DeltaE (Design Environment for Low-amplitude Thermoacoustic Engines), 涵盖了各种常规的几何结构的边界条件, 因而可广泛应用于简单管网、热声驱动器和热声制冷机的谐振管以及各种复合结构<sup>[62]</sup>。

约翰-霍普金斯大学的热声研究始于 90 年代, 在热声制冷机和热声驱动器的数值模拟方面, 颇具特色<sup>[63]</sup>。尤其是在数值分析基础上进行的优化设计, 有其独到之处, 他们对影响热声转换过程的众多变量进行了具体的分析, 归纳出一系列无量纲量, 把原来至少 19 个独立参数减至 6 个无量纲输入量, 大大简化了优化计算和设计的过程, 这对于热声系统这样含有众多影响因素的复杂系统来说具有非常重要的意义<sup>[64]</sup>。

Gu 和 Timmerhaus 对低温系统中的热声振荡(即 Taconis 振荡)进行了理论和实验研究, 并对液氮系统提出了热声振荡的质点弹簧分析方法<sup>[65]</sup>。他们认为, 由于开口端常温区的温度远高于闭口

端低温区(即液氮温区),因而低温区气体密度要远大于常温区,这样通过假定常温区的气体为弹簧,而低温端的气体为附在弹簧底部的质点,就可以把这一原本颇为复杂的系统简化为大家所熟悉的质点弹簧振动系统。

换热器是热声机械中效率的最大制约因素,提高无均速振荡流换热器的效率是提高热声转换效率的关键,也是近期内必须克服的难题。福特公司的 Muzukewich 对热声效应中横向热交换进行了模拟研究,另外,还对板叠中的温度分布进行了模拟计算,为热声机械换热器的设计提供了参考依据<sup>[66]</sup>。

筑波大学物理研究所的富永昭等自 1976 年开始从事热声效应的研究,1990 年以来注重于理论及数值模拟方面研究。他们对热声理论进行了热力学分析,从而得出各种不可逆因素的影响情况,以便加以克服来提高效率<sup>[67-70]</sup>。另外,他们还将热声理论应用于脉管制冷机的机理分析,主要是对回热器进行相位分析,以便更好地理解相移机理<sup>[71-76]</sup>。并于 1998 年出版了热声学专著《热声学工学》(《Fundamental Thermoacoustics》)<sup>[77]</sup>。

我国的热声研究起步于 80 年代末,中科院低温中心肖家华首先开展了热声理论研究<sup>[28,29,32-34]</sup>。他根据固体外壁面与外热源不同的热接触情况,提出可将热声效应划分为三种情况:等温热声效应、绝热热声效应和一般情形的热声效应,并分别建立了行波声场等温热声效应和绝热热声效应的波动方程,并指出对低 Prandtl 的流体,存在一个临界声导,在低声导区,外热源横向从流体吸热,在低声导区,流体向外热源放热,在中间声导区,流体耗功并同时向外热源放热。在此基础上,还探讨了回热式制冷机热声理论的定性框架<sup>[35]</sup>。

华中理工大学郭方中和邓晓辉等讨论了热声转换过程的本质,并建立了回热器的有源网络模型<sup>[36,37]</sup>。

南京大学声学研究所韩飞等人则对 Rijke 管的热声不稳定性进行了研究<sup>[38-40]</sup>。他们根据质量、动量和能量守恒方程,导出了 Rijke 管热声不稳定性声学量之间的关系并探讨了热声相互作用的非线性关系式以及声波在管末端的非线性辐射条件。他们还研究了 Rijke 管热声振荡的非线性效应,发现非线性效应限制了管内声波振幅的增长,并且导致了二次高阶谐波的产生。最后,他们从理论上探讨了热声不稳定性的有源控制问题。

中科院声学研究所戴根华<sup>[41]</sup>和南京大学声学研究所王本仁、缪国庆等<sup>[42]</sup>也对热声制冷的理论和机理进行了分析和介绍。

## § 1-2-2 热声驱动器

### 一、驻波型

现代实验热声学最重要的发展是 Carter 和他的同事在 1962 年发现在 Sondhauss 管中放入适当结构(如 Stack of Plate)会提高它们的效率,这是自 1917 年以来在 Sondhauss 振动上所做的首次实验性工作。随后,Feidman 作了许多工作,他的最有效的振荡器可在 600W 的热量中产生 27W 的声能<sup>[43]</sup>。

实用热声热机起源于 Los Alamos 国家实验室。80 年代初,由 Wheatley 领导的小组率先开展了驱动器和制冷机的研制工作。Wheatley 认为声谐波驻波和表面泵热效应的组合能形成一种完全新型的发动机,由于其中的气体热声效应在固体介质与气流之间所需的时均相位差都是通过自发不可逆过程—特别是由温差传热得到,因而被称为自发发动机(Natural Engines)<sup>[44]</sup>。其实,这正是热声

发动机与斯特林发动机之间最重要的区别。斯特林发动机需要提供外在的机械来保证压缩活塞(或原动机)与膨胀活塞(或排出器)间合适的相位<sup>[56]</sup>, 热声发动机能自发调节相位, 因此具有减少部件、降低成本、结构简单、增强可靠性的作用, 可见, 其内在的简单性是非常有意义的, 但因需要不可逆性来保证合适的相位差, 故不可避免地产生熵增  $dS_e = dq\delta T/T^2$ , 即通过有限温差  $\delta T$  的不可逆热传递  $dq$ 。

Wheatley 不幸去世后, 热声制冷机的进一步研究工作转移到了加利福尼亚 Monterey 的海军研究生院。Los Alamos 小组在 Swift 的领导下继续开展热声基础理论研究以及热声原动机和热声驱动脉管制冷机的实验研究。1992 年, Swift 等在一直径为 128mm 总长为 4320mm 的热声压机上采用 13.8bar 的 He 作为工质, 产生 630W 声功, 效率为 9%, 压力振幅为平均压力的 3~10%<sup>[64]</sup>。另外, 他们还提出在热声驱动器中采用液体工质, 比如液态钠、液态钾和丙烯等<sup>[24, 65-67]</sup>。由于液体工质具有密度大, 普朗特数低等特点, 以它们为工质的热声机具有高效和大功率等特点。

日本大学松原洋一、朱绍伟和周淑亮等也在从事热声驱动器的实验研究。他们研制的驻波型驱动器在输入功率为 833W 时能输出 26W 的声功<sup>[68, 69]</sup>。他们对起振温度、声波特性和热声振荡的影响因素等进行了分析和实验, 着重研究了结构尺寸(包括谐振管的结构和丝网尺寸等)对热声效应以及损失特性的影响情况。还利用小孔阀和消声器对驱动器的输出特性进行了测量。

浙江大学制冷与低温工程研究所陈国邦等于 1996 年在国内首次研制成一台采用丝网板叠的半波长热声压缩机(图 1.3), 以氦气和氮气作工质时分别获得 1.12 和 1.06 的最大压比, 并着重研究了工质种类、谐振管长度、平均充气压力和加热温度对压机性能的影响<sup>[60-66]</sup>。

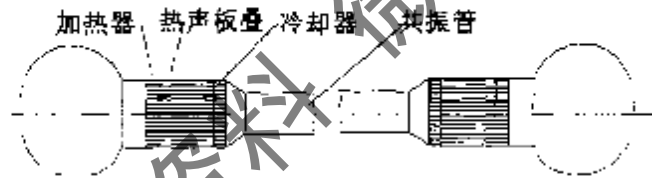


图 1.3 驻波型热声压缩机示意图

法国国家研究中心 LIMSI 实验室的 Francois 等从 90 年代初开始对热声驱动器进行研究。他们同我国华中理工大学鞠方中等合作在热声驱动器方面开展了研究。他们建成的热声驱动器原型机以氦气为工质, 加热温度为 500℃时, 压力振幅可达平均压力的 10%, 系统总长 1.9m, 振荡频率为 86Hz。他们还建立了双传声器法声功测量系统<sup>[71]</sup>。

华中理工大学邓晓辉等进行了热声谐振管的实验研究, 他们采用氮气作工质, 在 430K 的温差下获得频率为 105.9Hz、波幅约为平均压力的 1.5% 的稳定压力波<sup>[68]</sup>。

最近, 美国宾州大学的 Chen 和 Garrett 等还建成了一台太阳能驱动的热声驱动器<sup>[18, 99]</sup>, 系统总长 40cm, 共振频率 420Hz。在太阳能驱动, 一端开口的 1/4 波长的模式下, 可在离开开口端 1m 处测得 120 分贝的声音。

## 二、行波型

斯特林发动机的构想早在 19 世纪 80 年代就已经被提出。一个多世纪前的典型斯特林发动机有很多运动部件: 曲柄-连杆机构和活塞等<sup>[100]</sup>。在这些机器中, 机械部分比热力部分更重要, 如体积、重量和外观等都是首要考虑的因素。此后, 工程师们也不断地探索通过减少运动部件对机器进行简化。若取消曲柄-连杆机构, 则系统变为自由活塞的斯特林发动机, 此时, 活塞是靠共振的气体弹簧的弹力进行运动的。液体活塞斯特林热机中, 采用了两个 U 型管中的液体替代常规斯特林发动机中活塞, 从而同样达到消除运动部件的目的<sup>[100]</sup>。总之, 要想使斯特林发动机被人们普遍采用, 就要求它的优点(如低噪音、低散热和能采用很多不同的工质)能超越它目前仍然存在的缺点(高成本、技术复杂和可靠性差)。

Ceperley 首先意识到斯特林热机回热器中的压力波和速度波的相位同行波声波的相位是一致的, 并提议消除工质气体外的所有运动部件, 而是利用声波来控制气体运动和气体压力<sup>[101]</sup>。Ceperley 的工作提示人们有必要把斯特林发动机中工质气体的声波动行为同一些如压力和速度等重要变量的变化, 以及气体的粘性、可压缩性与流阻等的依赖关系联系起来。其中, 压力与速度都同气体运动的方向有密切的关系。

然而, Ceperley 的实验热机并没有得到放大声功的效果<sup>[102]</sup>。1998 年, Yazaki 等人首先实现了环路行波型热声驱动器, 不过它的效率较低<sup>[103]</sup>。Ceperley 和 Yazaki 等都意识到这是由工质气体的低声阻抗造成的, 低声阻抗会导致高声速时大的粘性损失。此外, 他们也没有考虑到几种可能带来额外损失的声流, 包括在环路结构中可能发生的“Gedean 直流”<sup>[104,105]</sup>以及由边界层效应引起的“瑞利流”。

1999 年, Backhaus 和 Swift 设计制作了一台新型行波型热声驱动器(或称热声斯特林发动机), 如图 1.4 所示, 这是 Ceperley 的设想和现代热声理论结合的成果。该系统经历了可逆的斯特林循环, 因而热力学效率能轻易地超过了驻波系统, 由于后者经历的是内不可逆的热力循环, 据 Backhaus 和 Swift 报道<sup>[106,107]</sup>, 驱动器能达到 0.30 的热力学效率, 这比任何热声驱动器的效率都要高出 50% 以上。我们不妨把它同典型的内燃机作一比较, 汽油内燃机的热力学效率为 0.25, 而柴油机则为 0.40。因而可以说, 热声斯特林驱动器的效率已经可以同它们相媲美了, 这一发明入选 1999 年度美国 10 项“R&D100”奖, 被认为是一项开创性的研究成果。1999 年 5 月, 著名的《Nature》杂志发表了他们的成果<sup>[26,108]</sup>。Swift 本人也因此被美国声学协会授予物理声学领域的“Silver Award”, 该奖项是授予物理声学领域科研人员的最高荣誉, 在过去的 25 年, 只有 6 人获得过该奖项。

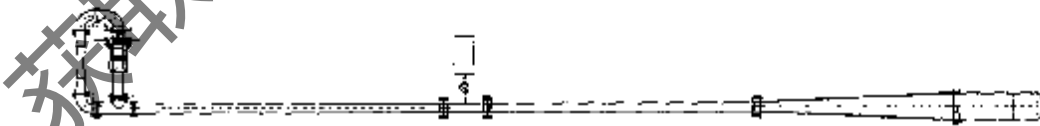


图 1.4 热声斯特林发动机

由于行波型驱动器取得了极大的成功, 人们对它的研究热忱空前高涨, 很多机构开展了这一方面的工作, 法国科研中心 LIMS 实验室的 Francois 同浙江大学的陈国邦和金滔合作开展了研究工作, 在理解 Backhaus-Swift 系统的基础上设计制作了一台行波型热声驱动器, 初步的实验结果表明



它具有比驻波型更低的起振温度, 更高的效率<sup>[109]</sup>。

中科院低温中心的梁惊涛等也开展了这一方面的研究<sup>[110]</sup>。

由于从 LANL 发表的结果至今仅两年时间, 目前公开报道的结果还不是太多, 但可以想象在不久的将来会有大批结果出现在学术刊物上。

### § 1-2-3 热声制冷机

热声制冷效应实际上起源于 Gifford 和 Longworth 提出的基本型脉管制冷机<sup>[4]</sup>。他们把一个低频、大振幅的压力振荡作用在管内气体, 从而产生可观的制冷量, 并利用“表面泵热”理论对此进行了解释<sup>[9]</sup>。

受 Ceperley 关于声学斯特林发动机论文的影响, Los Alamos 国家实验室在 Wheatley 领导下成为实用热声制冷机发展的源头。

Los Alamos 国家实验室经过系统的理论和实验研究, 于 1986 年开始设计并试验第一台热声制冷机。由于在样机完成之前 Wheatley 不幸逝世, 进一步的实验工作转移到了加利福尼亚 Monterey 海军研究生院, 由 Hofler 继续进行该项研究, 他在完成博士学位期间制成了世界上第一台热声制冷机(图 1.5), 在环境温度为 293K 时, 达到了 193K 的最低制冷温度<sup>[21]</sup>。

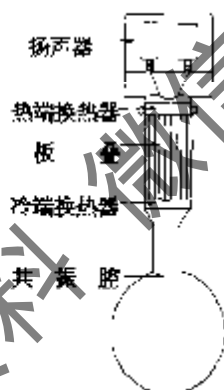


图 1.5 Hofler 研制的电驱动热声制冷机

此外, 海军研究院的 Garrett (现在宾州大学) 等开展了旨在提高效率的研究, 尤其是认识到换热器在热声机械中的重要作用, 并对此进行了专门的研究<sup>[111-114]</sup>, 以促使热声制冷机的进一步实用化。他们于 1992 年制成了安装在“发现号”航天飞机上的空间热声制冷机 (Space Thermoacoustic Refrigerator, STAR)<sup>[115-117]</sup>, 其中以由 97%He 和 3%Ar 组成的混合气体作为工质, 蓄热器直径和长度分别为 3.8cm 和 7.9cm。在频率为 400Hz 的电动扬声器驱动下, 在 50°C 温差下获得 3.0W 制冷量, 相对卡诺循环的 COPR 为 16%。1995 年, 他们又开发成功一台用于冷却海军舰船上电子系统的热声制冷机 (SETAC, Shipboard Electronics Thermoacoustic Cooler)<sup>[118]</sup>, 制冷能力是 STAR 的近 100 倍, 创造了用热声方法承受 419W 有效热负荷的纪录, 输入的扬声器声功为 216W。

目前他们的工作主要在实用化研究方面。在研项目包括随 Garrett 等人从海军研究生院转移到

宾州大学的 SETAC 的深入测试和改进工作<sup>[119]</sup>, 大振幅驱动的大功率热声制冷机的研究<sup>[120]</sup>和废热或太阳能驱动热声制冷机等<sup>[121]</sup>。此外, 他们目前还致力于家用热声冰箱的研制工作。

同济大学袁鹏和寿卫东等则对热声制冷进行了实验探索, 并于 1995 年前后研制了一套热声能量转换的验证装置, 获得了近 10℃ 的温降<sup>[122,123]</sup>。

浙江大学制冷与低温工程研究所于 1998 年研制成一台热声制冷机并获得了 12℃ 的温降<sup>[124,125]</sup>。

荷兰爱因霍温技术大学的 Zeegers 等近年来也在进行热声制冷研究, 他们于 2000 年研制的电声驱动的热声制冷机获得了近 70℃ 的温降<sup>[126,127]</sup>。

最近, 美国海军研究生院的 Adefi 和 Hofler 等设计了一台以太阳能为驱动力的热声制冷机, 其驱动器利用太阳能为动力, 然后用产生的声功用来实现制冷<sup>[128]</sup>。系统总长仅为 0.457m, 热端最高温度为 450℃ 时, 在 5℃ 的冷端下获得 2.5W 的制冷量, 此时温降为 18℃, 结果证明了太阳能热声驱动热声制冷机的方案是可行的, 在实用性、简单性和可靠性方面具有很大的潜力。

#### § 1-2-4 热声驱动脉管制冷机

虽然热声驱动技术已有相当长的历史, 但同脉管制冷机联用则只是近几年的事。1988 年, Swift 在“热声发动机”一文中提到的一种名为“Beer Cooler”的热声制冷机, 就已经具有热声驱动脉管制冷机的雏形, 如图 1.6 所示<sup>[9]</sup>。

1990 年, Swift, Martin 和 Radebaugh 等联合开展了热声驱动器(TAD)代替机械压机来驱动小孔型脉管制冷机的研究, 一举达到 90K 左右的低温<sup>[129]</sup>。这是第一台完全无运动部件的低温制冷机, 热声驱动器的长度达 10m, 共振频率为 40Hz 左右, 压比只有大约 1.10。这一研究成果是 Swift 的另一项“R&D100”年度获奖项目。他们还与 Tekonix 公司合作建成了一台小型的热声驱动小孔型脉管制冷机, 达到了 147K 的最低制冷温度<sup>[9]</sup>。其中, 热声驱动器的谐振管长度为 1m, 工作频率为 350Hz。

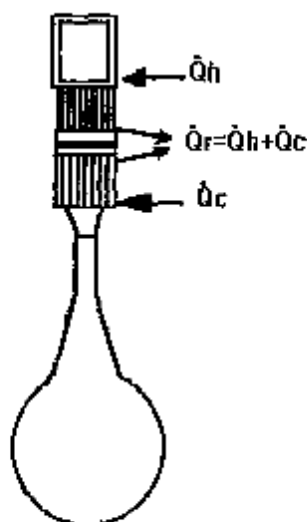


图 1.6 啤酒制冷机(the beer cooler)

Swift 等另一更为成功的合作项目是与 Cryenco 公司（现属 Chart 公司）合作开发的热声天然气液化器，已经于 1997 年前后建成模型机（如图 1.7 所示）<sup>[20]</sup>，直接应用于生产的大型实用系统也在建设之中。据 1997 年报道，已经达到燃烧 30-40% 的天然气来液化其余的 60-70% 的天然气的水平，并且已经制造出日产 1900 升的模型机（制冷量达 7kW）。该研究计划的第二阶段是生产出日产 38000 升的 LNG 机器。该系统对缺少电能和水源的天然气开采地（尤其是沙漠地带）有非常高的实用价值。

洛斯-阿拉莫斯国家实验室最近还同荷兰的 Stork 公司<sup>[21]</sup>和美国的 Praxair 气体公司等合作开发行波型热声天然气液化器<sup>[22]</sup>。

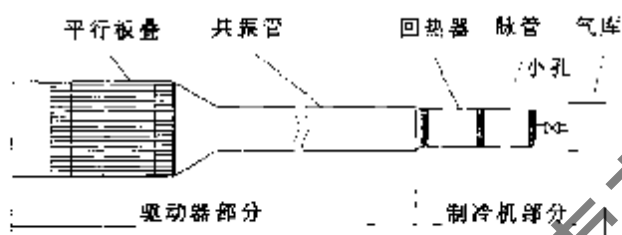


图 1.7 热声天然气液化器装置示意图

浙江大学自 1998 年起开展了热声驱动脉管的研究，在对驱动器与脉管的匹配讨论的基础上提出了一套热声驱动脉管的实验方案，并对系统中的板叠、回热器等进行匹配优化<sup>[23]</sup>。2000 年，在以氦气为工质的热声驱动脉管制冷系统中获得 13K 的低温<sup>[24-25]</sup>。针对加热器、冷却器和连接方面存在的问题，进行了系统的改造和优化，在最近的实验中取得了重要进展，达到了 117.6K 的低温，进入了低温温区，使该系统应用于液化天然气成为可能<sup>[23]</sup>。

在驻波型热声驱动器驱动脉管制冷机的基础上，Swift 等最近提出了采用行波型驱动器作为驱动源。这一转变的最根本原因是行波型驱动器相比于驻波型在效率上的极大优势，可以预料这一系统的制冷性能将能完全满足液化天然气的应用场合，从而推动热声技术的实用化步伐。相信在不久的将来一些商业化的实用系统将会见诸于世。

总的说来，热声研究在近二十年来有了长足的进步，小振幅理论已渐趋完善，实验样机上获得的成就亦是令人鼓舞。而且随着研究结果离实用化目标越来越近，人们的研究热忱也日益高涨，国外（尤其在美国）越来越多的科研机构和公司投入人力财力开展研究及开发工作。相比之下，国内的热声研究起步较晚，实验研究更是直至九十年代中期才陆续开展起来，不管在理论方面还是在实验研究方面，与国外相比都有着相当大的差距。但是，随着研究者逐渐认识到理论和实验研究相结合的重要性，可以预料在不久的将来我们的研究将会达到一个更高的层次。

### § 1.3 研究热点

的确，热声热机的研究已取得了很大的进展，向人们展示了极大的优越性和广泛的应用前景。

但要真正获得应用,不管是理论上还是工程上都还需要一个大的飞跃。

在理论方面,目前比较完善的是针对小振幅振荡的线性热声理论,而用以解释热声自激振荡工作机制的理论尚不够彻底。其次,对高效的回热式制冷机和高效的热声发动机来说,热声波动幅度过大,属于大振幅波动情况,大量的试验已观察到显著的非线性效应,例如高阶谐波、频率突变(高阶自激振荡模式)、界面温度及速度畸变、振幅饱和、瑞利声流、稳定的二阶直流等诸多非线性效应,线性热声理论已不能处理这些问题,需要发展非线性热声理论来迎接这些挑战。非线性热声理论还有望进一步指导实践,以降低线性热声理论不能考虑的有关损失(如声流,稳定的二次流所造成的极大损失),大幅度提高热声转换效率。

在实验样机方面,目前绝大多数的热声发动机采用驻波型工作方式,因而需要的热源温度过高,热声转换效率不高,难以利用低品位的热源。其次,由于使用单纯的气体介质或单一的液体介质,在获得中等频率(10Hz-100Hz)的热声发动机的样机尺寸过于庞大(热声谐振管长度以数米甚至10多米),不利于微型化,与热声制冷机或者脉管制冷机很难匹配,为此,需要通过调节声场及改变工作流体等措施,来改进这一方面的工作特性。热声制冷机部分也需要提高效率,其关键在于从目前的驻波工作模式或者无声功回收模式过渡到行波且具有功回收模式的工作机制上来。工程研究方面则有更多的工作亟待解决,目前各种型式的热声热机都还没有达到它所能达到的最佳工况,如对电驱动热声制冷机,若扬声器声电转换效率能提高一倍,达到80%甚至90%,那么它就可以和现在的冰箱、空调一争高下了。

从国外有关热声研究和开发机构所进行的工作了解到近期热声研究的热点主要有:

1. 理论的完善,主要是对大振幅下热声机理的研究,目前这方面的研究以实验研究为主,理论研究则主要关注大振幅声波特性和紊流传热机理;
2. 高效行波型热声驱动器的研究;
3. 数值模拟和整机优化;
4. 工程应用方面的研究,优选部件(尤其是换热器)以提高效率,开发实用机型,其中热声天然气液化器尤其具有吸引力;
5. 应用热声理论对回热器进行分析;

#### § 1.4 应用前景展望

随着热声研究的不断深入,人们在更好地理解热声转换机理的同时,也会积极地促进热声机械在各种场合的应用。下面简单地展望一下几个可能的应用场合。

##### 电驱动热声制冷机

热声的实用化研究正是从电驱动热声制冷机开始的。自Hofer研制成第一台热声制冷机后十几年来,它的实际应用水平已经得到大大的提高,包括成功地应用到于航天飞机上进行生命科学研究,用来冷却生物样品;还被应用于舰船上电子器件的冷却。同时,还有一个非常诱人的应用领域,即家用热声冰箱和热声空调/热泵。这种装置的最大优点是它们无需润滑,还可以实现无级调温,然而,目前的实用化过程中存在的最大障碍是效率太低,尚无法同传统的家用制冷机竞争。即便如此,还是有很多研究者和公司介入这一方面的研究和开发工作,相信在不久的将来会取得令人激动的进展。

## 二、热声天然气液化器

这是一个极具潜力的应用场合，目前采用的驻波型热声驱动脉管制冷机的制冷温度已经达到这一要求，能够燃烧 30-40% 的天然气来液化其余 60-70% 的天然气。而最近出现的行波型驱动器由于采用了可逆的斯特林循环，因而热声转换效率比驻波型高得多。据估计，采用行波型热声压机驱动脉管制冷机可望达到燃烧 15% 的天然气来液化其余 85% 的天然气的水平。对于它们的应用，目前急需解决的问题是：使系统大型化，并解决由此带来的诸如冷热端传热问题，燃烧器设计等问题。

## 三、热声除尘器

这是一个新概念，我们知道，在锅炉的运行过程中，不可避免地会积尘，由此带来的除尘是一个令人头疼的问题<sup>[33]</sup>。一方面，需要耗费人力和物力，此外由于是间歇操作，还必须停机，给生产带来损失。如果能够进行“在线”除尘就可以解决后一个问题。我们可以设想采用热声振荡进行除尘。首先，工作系统中的锅炉为我们提供了一个高温的条件，只要我们能够提出一个合适的热声转换方案，从而产生压力波，把压力波的出口对准需除尘的地方，就能实现除尘的目的。

## 四、热声除湿器

热声除湿器实际上是一个开式的热声制冷机<sup>[34]</sup>。它是以需要除湿的流动气体为介质，利用热声制冷原理，在热声板叠的冷端产生一定的制冷量，从而对流经的气体除湿，该系统结构非常简单，操作方便。

## 五、混合热源驱动（电/太阳能热声驱动器和电/废热驱动热声驱动器）

这是专门针对低品位能源（如太阳能和废热等）提出的，一般情况下，热声振荡的起振温度都比较高，低温位的热源无法驱动系统工作，从而限制低品位的热能（如废热等）的利用。然而，我们将在第三章中提到的热声振荡滞后现象则有助于解决这一问题<sup>[35]</sup>。滞后现象告诉我们，热声振荡的起振温度和消振温度，以及起振临界功率和消振临界功率都是不同的。一般来说，是起振温度远高于消振温度，例如起振温度可能达到 400℃ 以上，而消振温度，换言之，维持振荡温度则只高约 200℃。于是就可以先用低品位热能对系统进行加热，然后用电加热补充使系统达到起振温度，使系统启动；当系统起振后，转换成低温位热能加热来维持振荡的热声驱动方案。

这种方案为低温位的热能在热声机械中的利用成了可能。首先，在太阳能利用方面，虽然现在已经有人开发出太阳能驱动的热声驱动器，但是他们的系统所需的温度达到 400℃ 以上，这样对太阳能集热器的要求相对也就较高。如果我们采用电加热启动的方式就可以在相对较低的温度位下运行，从而降低了对集热器的技术要求，成本就会下降，为推广应用创造更有利的条件。在工业废热（如电厂的废汽）利用方面，它的优点则更为突出。工业废热本身的温度一般相对较低（低于 200℃），如果不借助于电加热的话，即使是行波型热声机，也是难以启动的。可以想象，电热混合型加热法是行之有效的办法。

## 六、热声芯片冷却器

随着计算机及各种集成电器的广泛应用，芯片真可谓无处不在，然而，随着芯片的体积越来越小，功能也越来越强大，散热成了一个必须要克服的问题，目前广泛使用的风扇在很多场合都是一种累赘，而比较新型的半导体制冷，一方面效率较低，而且还必须输入电能，从而加重了有限空间的热负荷。然而，我们可以设想采用微型热声机械，即利用芯片自身产生的热量来驱动热声机，尔后驱动制冷系统，从而消散芯片表面的热量，产生的冷量还可以用来冷却其它需要降温的部件。

### §1.5 本文工作简介

如前所述，热声压缩机作为一种与常规压缩机完全不同的新型压缩机，它依靠气体的热声振荡产生压力波，没有机械运动部件，没有滑动摩擦，是一种非常有潜力的脉管用压缩机。脉管制冷机则由于在低温端无运动部件，解决了冷端的振动、润滑等问题，而两者的匹配结合则给我们提供了一除工质气体外完全无运动部件的制冷方案。目前，热声机械和脉管制冷机的研究都已经取得重大突破，脉管制冷机实用化、工程化逐渐成为今后脉管制冷机研究的重点，正是在这种情况下，本文开展了对热声压缩机及其驱动的脉管制冷机的研究。

本文的主要内容包括建立一台驻波型热声压缩机，并进行系统的实验研究，重点探讨了阀门种类、压缩机的结构参数以及操作参数对其性能的影响，还对热声起振与消振也进行研究。基于对热声驱动器和脉管制冷机的匹配分析，建立了一台热声驱动脉管制冷机实验系统，进行了实验研究。同时，对行波型热声驱动器的设计、加工和实验，也进行了研究。

获取更多资料

微信搜索蓝球

## 第二章 热声机械理论基础及设计原则

本章着重介绍热声效应以及热声机械的工作机理。在对热声效应进行热力学分析之后，将详细介绍热声理论基础，本章的最后部分将就热声机械中关键部件的设计原则展开讨论。

### § 2-1 前言

简言之，热声效应是热与声之间相互转换的现象，即声场中的时均热力学效应。从声学角度来说，它是由于处于声场中的固体介质（有时称之为第二介质）与振荡的流体之间的相互作用，使得距固体壁面一定范围内沿着（或逆着）声传播方向产生一个时均热流，并在这个区域内产生或者吸收声功的现象<sup>[5]</sup>。

按能量转换方向的不同，热声效应可分为两类：一是用热来产生声，即热驱动的声音振荡；二是用声来产生热，即声驱动的热量传输。只要具备一定的条件，热声效应在行波声场、驻波声场以及两者结合的声场中都能发生，如人们初悉热声效应时发现的 Rijke 管和 Sondhauss 管就可分别视为行波声场和驻波声场。

以固体壁面与外热源的热接触情况来划分热声效应，可以分为三种情形<sup>[29,32-34]</sup>：1、等温热声效应，固体外壁面与外热源间理想接触，声流体与固体介质的平均温度将与外热源的温度一致；2、绝热热声效应，固体外壁面与外热源间理想热绝缘，与外界无热量交换；3、一般热声效应，固体壁面与外热源间存在有限的热接触和热交换，工作介质既存在一个纵向的平均温度梯度又存在与外界的热量交换。显然，等温热声效应和绝热热声效应是一般热声效应的两个极限情况。

### § 2-2 热声效应的热力学基础

根据热力学的基本知识<sup>[6,120]</sup>，理想气体发生多变过程时温度和压力的关系为：

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (2.1)$$

式中  $-\infty < n < \infty$  为多变指数。在某一多变过程中， $n$  为一定值，但不同多变过程的  $n$  值却各不相同。对式 (2.1) 求导，可以得到

$$\frac{dT}{T} = \frac{n-1}{n} \frac{dP}{P} \quad (2.2)$$

由式 (2.2) 可知，除了  $n=1$  时的等温过程外，对于其余任意的多变过程，温度的微变量  $dT$  必然会引起压力相应的微变量  $dP$ ，反之亦然。比如说当人们平时讲话时，会在其周围建立一个声场，在这个声场中的热力过程可以看作是绝热过程，此时  $n=\gamma$ ， $\gamma$  为气体的绝热指数。于是式 (2.2) 可以写成

$$\frac{dT}{T} = \frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{dP}{P} \quad (2.3)$$

根据声音的强度, 可以推算出人们讲话时由于热声效应引起的局部温度变化量约为  $10^{-4}^{\circ}\text{C}$ 。由此可见其实热声现象是一种发生在人们周围的非常普遍的现象, 只是通常情况下由于热声效应引起的温度振荡和热流量都非常小, 不为人们所觉察罢了。

当声波场中放入与声波传递方向平行的第二介质(比如一块大平板, 其几何形状及位置如图 2.1 所示)后, 气体与平板之间会发生热传递过程。而且由于气流的急速运动以及传热边界层粘滞性的存在, 气流与平板之间不可能完全换热, 紧贴着平板的气体进行着近似于等温过程, 与平板的温差很小, 离平板越远的气团与平板的换热越不充分, 距离平板越远的气团则经历着近似于绝热变化, 与平板的温差较大。因此在垂直平板的方向上存在着明显的温度分层, 导致传热滞后现象, 使得压力与温度存在着较大的相位差。

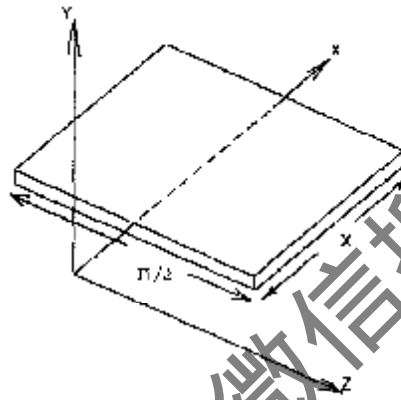


图 2.1 驻波声场中的平板坐标示意图

下面先来考察声场中气团的温度变化情况<sup>[1]</sup>。首先把瞬时温度表示为:  $T = T_m + T_1 e^{i\omega t}$ 。忽略  $x$  方向上的导热, 而且不考虑二次项, 由传热学原理可以得到如下传热方程:

$$\rho_m T_m \left( i\omega s_1 + u_1 \frac{\partial s_1}{\partial x} \right) = K \frac{\partial^2 T_1}{\partial y^2} \quad (2.4)$$

其中  $s$  为熵流, 可表示为:

$$ds = \frac{c_p}{T} dT - \frac{\alpha_p}{\rho} dp \quad \text{或} \quad s_1 = \frac{c_p}{T_m} T_1 - \frac{\alpha_p}{\rho_m} p_1 \quad (2.5)$$

把式(2.5)代入到式(2.4), 再加上平板的边界条件  $T_1(0) = 0$ 、 $T_1(\infty)$  为有限值, 可以求得温度的微变量为:

$$dT = \left( \frac{T_m \alpha_p}{\rho_m c_p} dP - \frac{\nabla T_m}{\omega} du \right) \left( 1 - e^{-(1-i)y/\delta_x} \right) \quad (2.6)$$

其中  $T_m$  为平均温度,  $\alpha_p$  为热膨胀系数,  $\rho_m$  为平均密度,  $c_p$  为定压比热容,  $\nabla T_m$  为平板上的平均温度梯度,  $\omega$  为角频率,  $y$  为在平板所在平面垂直方向上气体与平板表面的距离,  $\delta_x = \sqrt{2K/\omega\rho_m c_p}$  为气体的热渗透深度,  $K$  为气体的热导率。



对于距离平板足够远的气体,  $e^{-(1+i)\delta_1/\delta x}$  约等于零, 此时式 (2.6) 可以简化为

$$dT \rightarrow \frac{T_m \alpha_p}{\rho_m C_p} dP - \frac{\nabla T_m}{\omega} du \quad (2.7)$$

由式 (2.7) 可以发现, 其中第一项是由绝热压缩和绝热膨胀引起的气体温度变化量, 第二项则是由气体位置波动时平板上的温度梯度引起的气体温度变化量, 实际的气体温度变化量为这两项的线性迭加值。其实式 (2.7) 中的第一项经过简单的热力学变换可化为式 (2.3), 因为对于理想气体,  $\alpha_p = 1/T_m$ ,  $\rho_m = P_m/RT_m$ , 而  $R = C_p - C_v$ ,  $\gamma = C_p/C_v$ 。

令式 (2.7) 等于 0, 就可以得到热声机械中的临界温度梯度:

$$\nabla T_{crit} = T_m \alpha_p \omega dP / \rho_m C_p du \quad (2.8)$$

当平板的温度梯度等于  $\nabla T_{crit}$  时, 由压力波动引起的温度变化量正好与气体位置变化时由平板温度梯度引起的温度变化量相抵消, 对外表现为没有温度变化。若  $\nabla T > \nabla T_{crit}$ , 会发生热致声效应, 而当  $\nabla T < \nabla T_{crit}$  时, 则会发生制冷效应。可见,  $\nabla T_{crit}$  是一个很重要的参数, 是决定热声机械为压缩机或制冷机的分水岭。

在得到了温度参量的变化关系后, 我们来看一下其中的能量转换情况<sup>[1]</sup>。正如上面提到的, 我们忽略了  $x$  方向的导热, 所以能引起热流的唯一原因是熵流的存在。

$$\dot{q}_2 = T_m \rho_m s_1 \overline{u_1} = \frac{1}{2} \rho_m c_p \operatorname{Re}[T_1 \overline{u_1}] - \frac{1}{2} T_m \alpha_p \operatorname{Re}[p_1 \overline{u_1}] \quad (2.9)$$

其中  $T_1$  可用式 (2.6) 代入, 可以得到

$$\dot{Q} = 11 \int_0^{\infty} \dot{q}_2 dy = -\frac{1}{2} \Pi \delta_1 T_m \alpha_p (\Gamma - 1) p_1 u_1 \quad (2.10)$$

类似地, 我们可以得到声流的表达式:

$$\dot{W} = \frac{1}{4} \Pi \delta_1 \Delta x \frac{T_m (\alpha_p)^2 \omega}{\rho_m C_p} (\Gamma - 1) (p_1)^2 \quad (2.11)$$

其中  $\Pi$  为  $YZ$  平面与平板平直相交横截面的周长,  $\Delta x$  为在  $X$  方向上平板的长度,  $\Gamma = \nabla T_m / \nabla T_{crit}$  为实际温度梯度同临界温度梯度的比值。从式 (2.10) 和式 (2.11) 也可以看到, 当  $\Gamma > 1$  时, 即实际温度梯度大于临界温度梯度时, 热声效应导致的热流小于 0, 而功流大于 0, 说明在这种情况下热声机械为压缩机, 向外输出功; 而当  $\Gamma < 1$  时, 即实际温度梯度小于临界温度梯度时, 热声效应导致的热流大于 0, 而功流小于 0, 说明在这种情况下热声机械为制冷机, 消耗外功, 产生制冷效应。

将式 (2.11) 除以式 (2.10), 可以得到热声压缩机的输出功率同消耗的热量的比值, 即热声压缩机的热力学效率为

$$\eta = \frac{\nabla T_{crit} \Delta x}{T_m} = \frac{\nabla T_m \Delta x}{\Gamma T_m} = \frac{\Delta T}{\Gamma T_m} = \frac{\eta_c}{\Gamma} \quad (2.12)$$

式中,  $\eta_c = \Delta T / T_m$  是卡诺效率。

将式 (2.10) 除以式 (2.11), 则可以得到热声制冷机产生的制冷量同消耗的外功的比值, 即热

声制冷机的热力学效率或制冷系数为

$$COP = \frac{T_m}{\nabla T_m \Delta x} = \frac{T_m}{\Gamma \nabla T_m \Delta x} = \frac{\Gamma T_m}{\Delta T} = \Gamma COP_c \quad (2.13)$$

式中,  $COP_c = T_m / \Delta T$  是卡诺制冷系数。

由于热声压缩机的  $\Gamma > 1$ , 而热声制冷机的  $\Gamma < 1$ , 所以它们的热力学效率总是低于卡诺效率。若想提高它们的效率, 就要使  $\Gamma \rightarrow 1$ , 但从式 (2.10) 和式 (2.11) 可知, 当  $\Gamma \rightarrow 1$ , 热声压缩机的输出功和热声制冷机的制冷量都将趋近于零。所以实际热声机械的  $\Gamma$  值要作适当选择, 以兼顾热力学效率(或制冷系数)与输出功率(或制冷量)。

总之, 对于一般的驻波而言, 发生在其周围的仅仅是最普通的热力学现象——由压力变化引起的绝热压缩和绝热膨胀。但是在驻波中放入合适的第二介质以后, 将使这种最普通的现象发生很大的改变。由于第二介质和压力波的热接触引起了: (1) 在热渗透深度内的流体中产生了沿着平板方向的热流; (2) 平板附近的流体产生或者吸收功。这两种效应的迭加就构成了热声机械, 而热声机械的种类则由第二介质的温度梯度来决定。

下面我们将从热能声能的相互转换过程中, 声介质所经历的热力学过程来直观地说明热声效应的原理。接下来将主要讨论驻波型热声压缩机的热力循环<sup>[57]</sup>。

设在传声介质中插入一固体平板, 将该平板置于平行于声介质的振动方向, 平板本身固有的温度梯度为  $\nabla T_m$ , 且大于临界温度梯度  $\nabla T_m > \nabla T_{crit}$ 。平板上温度梯度的存在, 使得平板热端的气团受热膨胀产生压缩力导致气流运动, 波动的气流不断地与平板接触换热。图 2.2 所示为热声压缩机中热声板叠附近的气团的运动示意图。由于温度梯度大于临界温度梯度, 我们假定系统已经起振, 板叠附近存在一振荡压力波, 这样压力波就会带动气团的在一定范围内做来回运动, 而产生的声功起到压力波放大作用。

图 2.3 中的第一列给出了气团的 P-V 图, 而第二列则是温度随气团位置的变化情况, 图中的斜线表示与气团所处位置相对应的平板温度, 整个热力学循环由以下四个过程组成:

- a~b: 温度为  $T_m - x_1 \nabla T_m$ , 压力为  $P_m$  的气团从 a 点出发向右移动, 该过程中声波的压力逐渐降低, 气团膨胀, 同时气团的温度逐渐降低, 由于气体绝热膨胀导致的温度变化率小于平板的温度梯度  $\nabla T_m$ , 所以气团温度  $T_m - x \nabla T_m - 2T_1$  仍然高于平板温度  $T_m - x \nabla T_m$ , 于是气团向平板放热。在 b 点处, 气团与平板之间的温差达到最大, 放热量也最大。
- b~c: 在此过程中声波的压力逐渐增大, 气团被压缩, 向左移动, 同时气团的温度逐渐升高, 由于气体绝热压缩导致的温度变化率小于平板的温度梯度  $\nabla T_m$ , 所以气团与平板间的温差逐渐减小, 放热量也逐渐减小, 在 c 点处, 两者的温度均为  $T_m + x_2 \nabla T_m$ , 温差为 0, 放热量亦为 0。
- c~d: 在此过程中声波的压力继续增大, 气团被压缩, 继续向左移动, 同时气团的温度继续升高, 由于气体绝热压缩导致的温度变化率小于平板的温度梯度  $\nabla T_m$ , 所以气团温度  $T_m + x \nabla T_m - 2T_1$  低于平板温度  $T_m + x \nabla T_m$ , 气团从平板吸热。在 d 点处, 气团与平板之间的达到温差最大, 吸热量也最大。
- d~a: 在此过程中声波的压力逐渐降低, 气团膨胀, 向右移动, 同时气团温度逐渐降低, 由于气体绝热膨胀导致的温度变化率小于平板的温度梯度  $\nabla T_m$ , 所以气团与平板间的温差逐渐减小,

吸热量也逐渐减小。在 a 点处，两者的温度又相同 ( $T_m - x_1 \nabla T_m$ )，因而温差和换热量亦为 0。在整个循环过程中，气团在高温区吸热，在低温区放热，因此向外输出功。

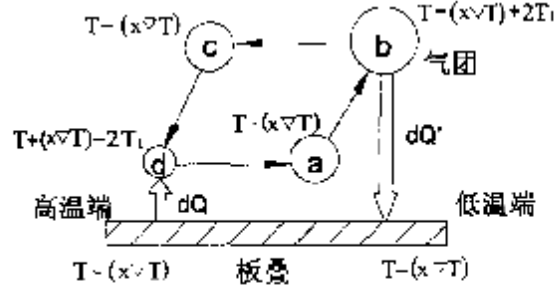


图 2.2 板叠附近气团的运动示意图

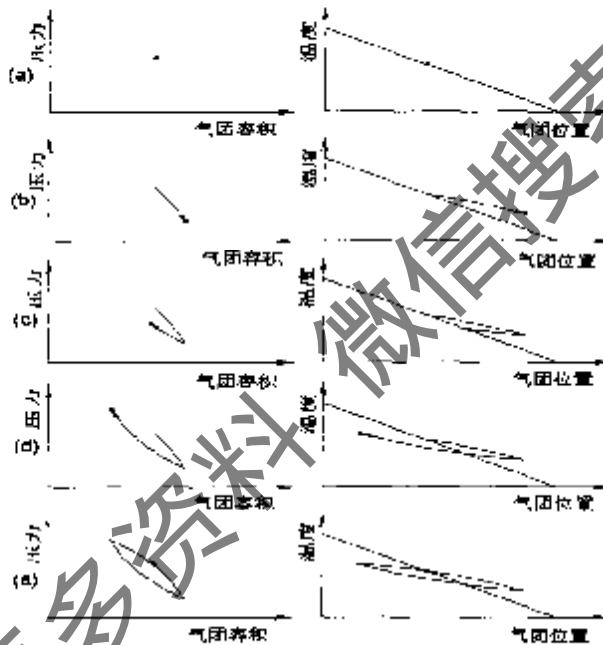


图 2.3 热声压缩机的热力循环分析

对热声制冷机来说，由于板叠上的温度梯度小于临界温度梯度，所以此时气团与板叠间的换热情况与热声压缩机相反，但热力循环分析方法与之相类似。

### § 2-3 热声理论的波动方程和能量方程

下面将给出最基本的热声理论计算方法，这里主要引用目前比较成熟的、由 Rott 提出并经 Swift 发展的小振幅热声理论<sup>[46,57]</sup>。

图 2.4 所示为我们所要考察的一束平行板叠，多层平行板之间构成了流体的通道，x 轴方向与

声传播方向相同，位于流体中的  $y$  轴垂直于流体-固体界面，在流道中央， $y=0$ ；在边界上， $y=y_0$ 。 $y'$  轴则置于固体平板之中，也垂直于流体-固体界面，在固体中部， $y'=0$ ；在边界上， $y'=l$ 。 $y$  与  $y'$  轴方向刚好相反。假设固体（板叠）是刚性的，流体的平均速度  $v_m=0$ 。对所有的变量采用一阶近似，例如  $p \cong p_m + p_1 e^{i\omega t}$ 。我们将从流体力学的基本方程出发，推导出一个波动方程，该方程是用平均温度分布  $T_m(x)$  和材料性质及形状等参数来表示平均压力为  $p_m$  时的一阶声压振幅  $p_1(x)$ 。我们还将推导出用  $p_1$ 、 $T_m$  和材料性质及形状等参数表示的流体中沿  $x$  方向二阶时均能流  $H_2$  的表达式。

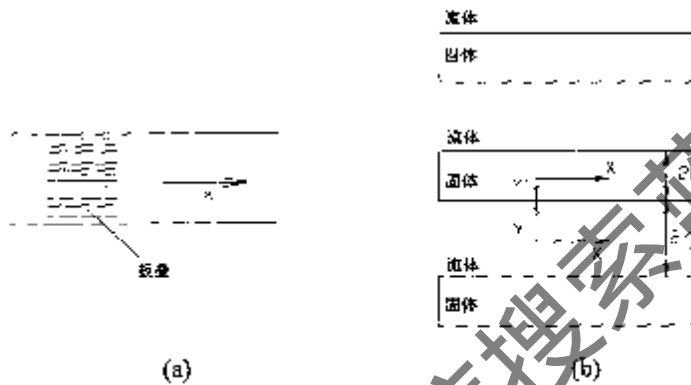


图 2.4 热声机中多层板叠形状示意图

首先，根据可压缩粘性流体的基本运动方程推导流体速度的  $x$  分量表达式。

$$\rho \left( \frac{\partial V}{\partial t} + (V \cdot \nabla) V \right) = -\nabla p + \mu \nabla^2 V + \left( \xi + \frac{\mu}{3} \right) \nabla (\nabla \cdot V) \quad (2.14)$$

其中  $\rho$ 、 $V$ 、 $p$ 、 $\mu$  和  $\xi$  分别代表流体的密度、速度、压强、动力粘度和第二粘度（在此已经假定粘度与温度无关，但当温度梯度很大时，不能忽略粘度与温度的关系），精确到一阶，(2.14) 式的  $x$  分量为：

$$i\omega \rho_m u_1 = -\frac{\partial p_1}{\partial x} + \mu \nabla^2 u_1 + \left( \xi + \frac{\mu}{3} \right) \frac{\partial (\nabla \cdot V_1)}{\partial x} \quad (2.15)$$

其中  $u_1$  是  $V_1$  的  $x$  分量。通过数量级分析我们知道： $u_1/v_1 \geq \lambda/\delta_v$ ， $\partial/\partial x$  与  $1/\lambda$  同阶， $\partial/\partial y$  与  $1/\delta_v$  同阶，而  $\delta_v \ll \lambda$ ，其中  $v_1$  是  $V_1$  的  $y$  分量， $\lambda$  是声波的弧波长， $\delta_v = \sqrt{2\nu/\omega}$  为粘性渗透深度（ $\nu = \mu/\rho_m$  为动力粘度）。因此相比于  $\mu \partial^2 u_1 / \partial y^2$ ，其它的粘滞项都可忽略，于是方程 (2.15) 可简化为：

$$i\omega \rho_m u_1 = -\frac{\partial p_1}{\partial x} + \mu \frac{\partial^2 u_1}{\partial y^2} \quad (2.16)$$

加上  $u_1(y_0) = 0$  的边界条件后，方程 (2.16) 可得到如下解：

$$u_1 = \frac{i}{\omega \rho_m} \frac{dp_1}{dx} \left[ 1 - \frac{\cosh[(1+i)y/\delta_v]}{\cosh[(1+i)y_0/\delta_v]} \right] \quad (2.17)$$

固体温度  $T_s$  可根据下面的方程解出:

$$\frac{\partial T_s}{\partial t} = k_s \nabla^2 T_s \quad (2.18)$$

其中  $k_s = K_s / \rho_s c_s$  是固体的热扩散率,  $K_s$ 、 $\rho_s$ 、 $c_s$  分别是固体的热导率, 密度和比热容。精确到一阶, 且已知  $(\partial^2 T_{s1} / \partial x^2) / (\partial^2 T_{s1} / \partial y'^2) \sim k_s / \omega \lambda^2 < 1$ , 方程 (2.18) 变为:

$$i\omega T_{s1} = k_s \frac{\partial^2 T_{s1}}{\partial y'^2} \quad (2.19)$$

方程 (2.19) 的解为:

$$T_{s1} = T_{s1} \frac{\cosh[(1+i)y'/\delta_s]}{\cosh[(1+i)l/\delta_s]} \quad (2.20)$$

其中  $\delta_s = \sqrt{2k_s/\omega}$  是固体的热渗透深度,  $T_{s1}$  是边界  $y' = l$  上的温度振动幅度, 其值待定。

流体的温度可根据基本换热方程确定:

$$\rho_f \left( \frac{\partial s}{\partial t} + v \cdot \nabla s \right) = \nabla \cdot (K \nabla T) + (\text{速度的二次项}) \quad (2.21)$$

其中  $s$  是流体的比焓,  $K$  是流体的热导率, 而  $ds = (c_p/T) dT - (\alpha_p/\rho) dp$  ( $c_p$  为流体的定压比热容,  $\alpha_p$  为流体的定压热膨胀系数), 相对于  $\partial^2 T_1 / \partial y^2$ ,  $\partial^2 T_1 / \partial x^2$  可以忽略, 故方程 (2.21) 保留到一阶项可写成如下形式:

$$\rho_m c_p \left( i\omega T_1 + u_1 \frac{dT_m}{dx} \right) - i\omega T_m \alpha_p \rho_f = K \frac{\partial^2 T_1}{\partial y^2} \quad (2.22)$$

$u_1$  用方程 (2.17) 代入,  $T_1$  用方程 (2.22) 代入, 加上边界条件  $T_1(y_0) = T_{s1}(l) = T_{s1}$  和  $K(\partial T_1 / \partial y)_{y=y_0} = -K_s(\partial T_{s1} / \partial y')_{y=l}$ , 得:

$$T_1 = \frac{T_m \alpha_p}{\rho_m c_p} p_1 \frac{1}{\rho_m \omega^2} \times \left[ 1 - \frac{\text{Pr} \cosh[(1+i)y/\delta_v]}{(\text{Pr}-1) \cosh[(1+i)y_0/\delta_v]} \right] \frac{dp_1}{dx} \frac{dT_m}{dx} - \left[ \frac{T_m \alpha_p}{\rho_m c_p} p_1 + \frac{(dp_1/dx)(dT_m/dx)}{(\text{Pr}-1)\rho_m \omega^2} \left( 1 + \frac{\varepsilon_s f_s}{f_s} \right) \right] \times \frac{\cosh[(1-i)y/\delta_v]}{(1+\varepsilon_s) \cosh[(1+i)y_0/\delta_v]} \quad (2.23)$$

其中  $\text{Pr} = c_p \mu / K = \nu / k$  是普朗特数,

$$\varepsilon_s = \left( \frac{K \rho_m c_p}{K_s \rho_s c_s} \right)^{1/2} \frac{\tanh[(1+i)y_0/\delta_s]}{\tanh[(1+i)l/\delta_s]} \quad (2.24)$$

$$f_s = \frac{\tanh[(1+i)y_0/\delta_s]}{(1+i)y_0/\delta_s} \quad (2.25)$$

$$f_v = \frac{\tanh[(1+i)y_0/\delta_v]}{(1+i)y_0/\delta_v} \quad (2.26)$$

$\delta_k = \sqrt{2k/\omega}$  为流体热渗透深度，其中  $k = K/(\rho_m c_p)$  为热扩散系数。

现在，根据连续性方程和运动方程，利用状态方程和上面关于  $u_1$  及  $T_1$  的方程，推导  $p_1(x)$  的波动方程。首先连续性方程为：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V) = 0 \quad (2.27)$$

精确到一阶，方程 (2.27) 变为：

$$i\omega \rho_1 + \frac{\partial}{\partial x}(\rho_m u_1) + \rho_m \frac{\partial(v_1)}{\partial y} = 0 \quad (2.28)$$

将式 (2.16) 对  $x$  求偏导，并联立式 (2.28)，得：

$$\omega^2 \rho_1 \frac{d^2 p_1}{dx^2} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu \frac{\partial^2 u_1}{\partial y^2} \right) + i\omega \rho_m \frac{\partial v_1}{\partial y} = 0 \quad (2.29)$$

利用状态方程将  $\rho_1$  表达成  $T_1$  和  $p_1$  的函数：

$$\rho_1 = -\rho_m \alpha_p T_1 + \left( \frac{\gamma}{a^2} \right) p_1 \quad (2.30)$$

其中， $\gamma$  是定压比热容与定容比热容之比， $a$  为流体中绝热声速。将式 (2.30) 代入式 (2.29) 中，可得：

$$\omega^2 \rho_m \alpha_p T_1 - \frac{\omega^2}{a^2} p_1 \left( \frac{\partial p_1}{\partial x^2} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu \frac{\partial^2 u_1}{\partial y^2} \right) \right) + i\omega \rho_m \frac{\partial v_1}{\partial y} = 0 \quad (2.31)$$

将式 (2.31) 中的  $u_1$ 、 $T_1$  分别用式 (2.17)、式 (2.23) 代入，并沿着  $y=0$  到  $y=y_0$  积分，从而得到一个  $p_1(x)$  的微分方程（注意， $y=0$  和  $y=y_0$  时， $v_1=0$ ），即波动方程为：

$$\left( 1 + \frac{(\gamma-1)\epsilon_s}{1+\epsilon_s} \right) p_1 + \frac{\rho_m a^2}{\omega^2} \frac{d}{dx} \left( \frac{1-f_1}{\rho_m} \frac{dp_1}{dx} \right) - \alpha_p \frac{a^2}{\omega^2} \frac{f_s - f_1}{(1-\text{Pr})(1+\epsilon_s)} \frac{dT_m}{dx} \frac{dp_1}{dx} = 0 \quad (2.32)$$

一旦  $p_1$  确定， $T_1$ 、 $u_1$ 、 $T_1$ 、 $\rho_1$ 、 $v_1$  就可以根据方程 (2.17)、(2.23)、(2.28)、(2.30) 确定。

在稳态情况下，对于与环境之间没有侧向热流的热机，其沿  $x$  方向的时均能流  $H_x$  必定与  $x$  无关。

现在推导精确到二阶的表达式。根据能量守恒方程：

$$\frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{1}{2} \rho v^2 + \rho \epsilon \right) = -\nabla \cdot \left[ \rho V \left( \frac{1}{2} v^2 + \omega \right) - K \nabla T - V \cdot \Sigma \right] \quad (2.33)$$

其中  $\epsilon$  是比内能， $\omega$  是比焓， $\Sigma$  是粘性应力张量；

$$\Sigma_s = \mu \left( \frac{\partial v_s}{\partial x_s} + \frac{\partial v_s}{\partial x_s} - \frac{2}{3} \delta_s \frac{\partial v_s}{\partial x_s} \right) + \xi \delta_s \frac{\partial v_s}{\partial x_s} \quad (2.34)$$

$Vv^2$  是三阶小量，因此可以忽略不计。对式 (2.33) 的其余各项从  $y=0$  到  $y'=0$  积分，并进行时间平均得：

$$\frac{d}{dx} \left[ \int_0^{\delta} \overline{\rho u \omega} dy - \int_0^{\delta} \overline{K \frac{\partial T}{\partial x}} dy - \int_0^{\delta} \overline{K_s \frac{\partial T_s}{\partial x}} dy' - \int_0^{\delta} \overline{(\bar{V} \cdot \bar{\Sigma})_x} dy \right] = 0 \quad (2.35)$$

式中上横线“—”表示取时间平均值。方括号内的是沿  $x$  方向单位周长的时均能流  $\dot{H}/\Pi$ ：

$$\frac{\dot{H}}{\Pi} = \int_0^{\delta} \overline{\rho u \omega} dy - \int_0^{\delta} \overline{K \frac{\partial T}{\partial x}} dy - \int_0^{\delta} \overline{K_s \frac{\partial T_s}{\partial x}} dy' - \int_0^{\delta} \overline{(\bar{V} \cdot \bar{\Sigma})_x} dy \quad (2.36)$$

精确到二阶，式 (2.36) 中第一项积分变为：

$$\int_0^{\delta} \overline{\rho u \omega} dy \approx \int_0^{\delta} (\rho_m \overline{u_1 \omega_m} + \rho_m \overline{u_2 \omega_m} + \rho_m \overline{u_1 \omega_m} + \rho_m \overline{u_1 \omega_1}) dy \quad (2.37)$$

其中右边第一项为零，因为  $\overline{u_1} = 0$ ；第二项与第三项之和为零，因为二阶时均质量流为零：

$$\int_0^{\delta} (\rho_m \overline{u_2} + \rho_m \overline{u_1}) dy = 0 \quad (2.38)$$

因而，

$$\int_0^{\delta} \overline{\rho u \omega} dy \approx \int_0^{\delta} \rho_m \overline{u_1 \omega_1} dy = \int_0^{\delta} [\rho_m c_p \overline{T_1 u_1} + (1 - T_m \alpha_p) \overline{p_1 u_1}] dy \quad (2.39)$$

式 (2.36) 中第二、第三项积分含各阶量，但只有零阶项有意义，因此：

$$- \int_0^{\delta} \overline{K \frac{\partial T}{\partial x}} dy - \int_0^{\delta} \overline{K_s \frac{\partial T_s}{\partial x}} dy' \approx -(\nu_0 K + lK_s) \frac{dT_m}{dx} \quad (2.40)$$

式 (2.36) 的最后一项积分结果有许多项，利用与推导出 (2.16) 式类似的数量级分析，我们得到  $\int_0^{\delta} \overline{(\bar{V} \cdot \bar{\Sigma})_x} dy$  中最大项的数量级为  $\nu_0 \mu u_1^2 / \lambda$ ，而  $\overline{\rho u \omega}$  的数量级为  $\rho_m u_1 \approx \rho_m a u_1^2$ ，所以：

$$\frac{\int_0^{\delta} \overline{(\bar{V} \cdot \bar{\Sigma})_x} dy}{\int_0^{\delta} \overline{\rho u \omega} dy} \approx \frac{\nu}{\lambda a} \frac{\delta}{2\lambda} < 1 \quad (2.41)$$

可见粘性项  $\overline{(\bar{V} \cdot \bar{\Sigma})_x}$  可以忽略不计。这样，式 (2.36) 变为：

$$\frac{\dot{H}_2}{\Pi} = \int_0^{\delta} [\rho_m c_p \overline{T_1 u_1} + (1 - T_m \alpha_p) \overline{p_1 u_1}] dy - (\nu_0 K + lK_s) \frac{dT_m}{dx} \quad (2.42)$$

下标“2”表示  $\dot{H}_2$  是精确到  $u_1$  一阶的能流。

式 (2.42) 中的  $u_1$ 、 $T_1$  分别用式 (2.17)、式 (2.23) 代入，经计算得时均能流方程为：

$$\begin{aligned} \dot{H}_2 = & \frac{\Pi \gamma_0}{2\omega \rho_m} \operatorname{Im} \left[ \frac{d\tilde{p}_1}{dx} p_1 \left( 1 - \tilde{f}_1 + \frac{T_m \alpha_p (f_k - \tilde{f}_1)}{(1 + \varepsilon_s)(1 + \operatorname{Pr})} \right) \right] + \frac{\Pi \gamma_0 c_p}{2\omega \rho_m (1 - \operatorname{Pr})} \frac{dT_m}{dx} \frac{dp_1}{dx} \frac{dp_1}{dx} \\ & \times \operatorname{Im} \left[ \tilde{f}_1 \frac{(f_k - \tilde{f}_1)(1 + \varepsilon_s f_s / f_k)}{(1 + \varepsilon_s dx)(1 + \operatorname{Pr})} \right] - \Pi (\nu_0 K + lK_s) \frac{dT_m}{dx} \end{aligned} \quad (2.43)$$

式中“-”标志表示取复数共轭值。

对式(2.32)和式(2.43)进行数值积分可以来预测热声热机的性能。分析一下模型方程,我们发现这两个方程其实是由三个联立二阶实变量 $T_m(x)$ 、 $\text{Re}[p_1(x)]$ 、 $\text{Im}[p_1(x)]$ 微分方程组成。若引入下面的定义式:

$$p_x = \frac{dp_1}{dx} \quad (2.44)$$

方程(2.32)、(2.43)、(2.44)就变成五个联立二阶实变量 $T_m(x)$ 、 $\text{Re}[p_1(x)]$ 、 $\text{Im}[p_1(x)]$ 、 $\text{Re}[p_x(x)]$ 、 $\text{Im}[p_x(x)]$ 微分方程组。板叠中的能流 $H_2$ 为给定的常数,且必定与 $x$ 无关,因为在稳态情况下,沿 $y$ 或 $z$ 方向没有能流(换热器处除外)。流体和板叠的热物理性质通过其关于 $T_m(x)$ 的依赖关系而间接地随 $x$ 变化,用龙格-库塔法沿着 $x$ 积分就能求出一组数值解,最常用的是把远离功率传感器的板叠端设置为积分起始点,另一端设为积分终点。一旦解出了 $p_1(x)$ 、 $T_m(x)$ ,各截面的声功流 $\dot{W}_2(x)$ 可由下式求得:

$$\dot{W} = \Pi \int_0^{y_0} \overline{p_1 u_1} dy = \Pi y_0 \text{Re} \left[ \frac{i \bar{p}_1 p_x}{2\omega \rho_m} (1 - f_x) \right] \quad (2.45)$$

为了获得数值解,需要选择五个初始条件:积分起始点的平均温度,复数压力振幅和复数压力梯度,积分起始点的平均温度就是换热器的温度。通常把相邻速度节点(或其他某个便利的共振器位置)的压力振幅设定为实数比较方便,并设定此处的振幅。然后,板叠起始点外侧的复数 $p_1$ 、 $p_x$ 就可以利用普通声学方法得到,或从速度节点到板叠起始点积分控制方程本身得到(把共振器管壁视作板叠)。接着利用板叠处压力和体积速度的连续性(式(2.17)的积分)就可以确定板叠起始点内侧的复数 $p_1$ 、 $p_x$ 。一旦板叠末端的 $p_1$ 、 $p_x$ 确定,也可以使用上述方法来确定功率传感器处的 $p_1$ 、 $p_x$ 。如果功率传感器处的 $p_1$ 、 $p_x$ 与功率传感器的阻抗不匹配,系统就无法共振,说明在整个计算过程中取了一个错误的 $\omega$ 值。

美国洛斯-阿拉莫斯国家实验室的Ward和Swift等开发了一个基于线性热声理论的热声系统计算程序DeltaE,能用来求解基于常用小振幅一维波动方程。该程序能对用户提供的部件序列(如管道,换热器和热声板叠或回热器等)中的气体或液体介质的波动方程进行求解。首先,分别计算各分段部件的近似一维波动方程,给出各自的解,然后,在两个部件的连接处对它们的压力和容积流速进行匹配。在板叠中,波动方程与能流方程同时求解,在求得声压的同时,得出温度分布情况。板叠中的能流是由相邻的换热器中的温度和(或)热流决定的。

波动方程(2.32)和能流方程(2.43)是热声基本理论的主要结论,它们是建立在以下几条假设基础之上的:(1)热声基本理论是一种完全线性理论。二阶能量效应仅仅根据一阶声学得到,避免了二阶振动量 $p_2$ 、 $T_2$ 及 $u_2$ 的复杂运算,忽略了非线性效应(例如激波),但在高马赫数时,非线性效应就显得很重要了。(2)声学振幅很小,不会发生紊流,即 $u_1 \delta_1 / \nu < 500$ 。(3)板叠是固定的、刚性的。这一点对于使用液体(或压力非常高的气体)工质的热机是不适用的,此时流体的声学阻抗同固体板叠材料的声阻抗相比不能忽略。(4)流体平均速度为零,尽管有时流体被强制性地稳定流过系统,例如为了加强换热。(5)波长比渗透深度大得多。

随着系统中振幅的增大,小振幅的假设不再成立,并且伴随着非线性效应的出现,上述的线性热声理论将无法适用,因而发展非线性热声理论就显得尤为必要。这一问题也正逐渐受到人们的关



注，不过此项研究目前尚处于起步阶段<sup>[39]</sup>，理论框架还不完善，可以预料这将成为热声研究的重点之一。限于篇幅，这里不作进一步讨论。

## § 2-4 热声机械设计原则

由于热声转换原理的复杂性，在热声机械的设计中遇到的首要困难就是直观性。换言之，很难根据热声理论进行实际热声系统的整体设计。通常的做法是根据一些已有的经验，对每一个关键部件进行初步设计，然后进行一定的校核计算，最后再进行适当的修改以期达到预定目标。因此，掌握一些关键部件的设计原则就显得尤为重要。在讨论设计原则之前，首先要特别强调一下设计目标，因为它将是整个设计的基础。

很显然，首先需要明确的是设计对象：热声驱动器还是热声制冷机？行波型还是驻波型？然后提出所要达到的目标：频率、压比和输出声功（驱动器）；制冷温度和制冷量（制冷机）。最后，还有非常重要的一点是限制条件，譬如空间大小将决定谐振管的长度和结构、驱动器动力源的种类和性质会影响到加热器的型式和结构等。

下面将主要针对热声驱动器的情况展开讨论，包括谐振管、板叠、换热器和工作流体等相关问题。

### § 2-4-1 谐振管

谐振管的型式对热声机械来说是一个非常重要的因素，它将直接决定着系统的谐振频率。

通常理想的分类主要有半波长和四分之一波长两种型式，分别如图 2.5 (a) (b) 所示。1/4 波长制冷机结构简单、尺寸小。对于图 2.5 (a) 所示的半波长系统，两端的速度波振幅为零，而压力波振幅则最大；对于 (b) 所示的四分之一波长系统，它的左端压力波振幅最大，速度波振幅为零，而右端则相反，即压力波振幅为零，而速度波振幅最大。1/2 波长型式通常可以采用双板叠结构，两个板叠之间存在 180 度的相位差。

然而，实际的谐振管却并不完全是这样的理想结构，往往会带有一些类似于亥姆霍兹共振腔的气库，如图 2.5 (c) (d) 所示。实际上，对于图 2.5 (c) 所示的情况，当其中的气库容积  $V$  为无穷大时，系统就成了 (b)；而当  $V$  为零时，它又将变成 (a) 的情况。因此，带有一定气库容积  $V$  的系统正是介于 1/2 和 1/4 波长之间。计算指出，气库的存在会对谐振管系统的谐振频率产生重大影响<sup>[40]</sup>。此外，末端气库还会带来额外的紊流损失。

相对于 1/2 波长系统来说，1/4 波长系统由于只有一个板叠，无法完成很大的加热功率的输入，虽然可以通过增大板叠横截面积等方法得到缓解，但同时也会带来新的问题，如板叠横截面积的增大会使管道中产生高次波，导致声能损失增大。相比之下，1/2 波长系统的双板叠结构可成倍增加输入量，因此当对输出声功量要求较大时，应选择半波长型式。

在确定了谐振管的型式后，接下去要考虑它的结构尺寸，即谐振管的直径和长度。很多其它部件（如热声板叠和换热器等）的结构都受制于它，由此，谐振管直径的大小将直接影响着系统的热量输入、热声转换、内部损失以及声功输出等，亦即影响着热声板叠和换热器的结构设计。

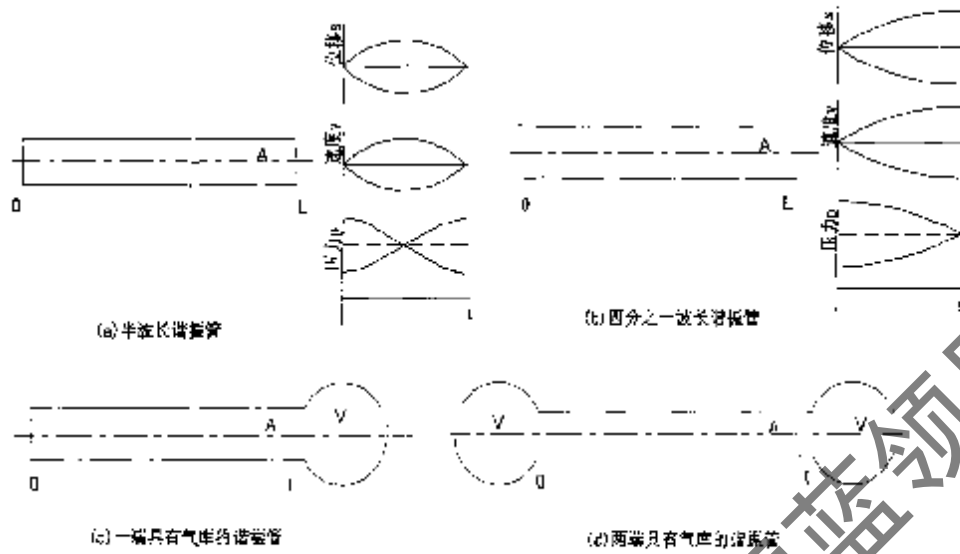


图 2.5 常见共振管结构示意图

需要指出的是，在实际系统中很少采用如图 2.5 (a) (b) 所示的不变截面，而大多采用变截面形式，如图 2.6 所示。而且往往是常温部分的直径比高温部分要小，因为适当减小常温管直径可降低谐振管部分由于粘滞和热耗散所造成的声功损失；而且还可有效地控制管中的高次谐波<sup>[27]</sup>。Swift 的分析表明：高次波所导致的非线性效应会增加各部分的声功损失<sup>[27, 24]</sup>。为减少损失，在大小管截面 A 和 B 之间可以增加截面连续变化的过渡件，如图中的虚线所示。



图 2.6 变截面谐振管示意图

确定了谐振管的直径后，我们就可计算谐振管长度。这主要取决于所要达到的系统谐振频率。对于理想半波长系统来说，它的频率可表达为：

$$f = \frac{a}{2L} = \frac{\sqrt{kRT}}{2L} \quad (2.46)$$

式中， $f$  为谐振频率， $a$  为声速， $L$  为谐振管长度， $k$  为气体的绝热指数， $R$  为气体常数， $T$  为流体温度。据此，我们就很容易得出所需要的谐振管长度。对于实际系统，由于引入了变截面，使得计算相对要复杂一些，但总的原则是一致的，即由谐振频率决定。具体的计算既可以用经验公式来计算<sup>[29]</sup>，也可采用网络模型进行<sup>[30]</sup>。

### § 2-4-2 板叠

板叠是热声机械中的最为关键的部件，是热声转换过程的发生地，因而也是设计中的重点，板叠的设计包括板叠型式的选择和板叠结构尺寸的确定。

#### 一、板叠型式

板叠有平板型、多孔材料型、细管型（包括圆孔和方形）、丝网型和针棒型等多种结构<sup>[140]</sup>，据 Swift 的研究结果<sup>[141]</sup>，其中针棒型板叠的效率最高，而平板型次之。然而，针棒结构虽有着最高的板叠效率，但其制作工艺复杂，目前尚未见有实际应用的报道。平板型板叠制作方便，具有较高的效率，是比较常用的一种型式（在热声制冷机中，为便于制作和放置，通常把平板板叠绕制成螺旋卷筒形）<sup>[22,155,124]</sup>。由于在制作和安装方面的方便性，丝网型和多孔材料型热声板叠也得到越来越多的应用<sup>[19,89,90]</sup>。然而，行波系统要求较小的结构尺寸，除丝网型外，其它型式的热声板叠很难符合水利半径远小于热渗透深度的要求，因此日数较人的丝网几乎成了唯一的选择。常用的板叠材料主要有不锈钢、黄铜和陶瓷等<sup>[141]</sup>。总之，板叠型式的确定要综合热声转换效率和制作工艺等多方面因素。

#### 二、板叠结构尺寸

从热声学基本原理可以看到，热声效应只发生于距平板大约一个热渗透深度（ $\delta_t$ ）范围内，故若板叠间距取得过大，必然有一部分面积不参与热声泵热，影响板叠效率；若板叠间距取得过小，则粘滞损失会增加。目前对板叠间距研究的报道甚少，其值基本由经验确定。Wheatley 提出板叠间距应取数倍的热渗透深度值<sup>[24]</sup>；Swift 建议间距取 2~4 倍的热渗透深度值<sup>[57]</sup>；而 Martin Wetzl 则认为取 2.5~5 倍的热渗透深度值更符合线性热声理论的假设<sup>[61]</sup>。综合来看，2~5 倍热渗透深度是板叠间距的一个比较合适的值。

除此之外，另一个重要的结构尺寸是板叠长度<sup>[61]</sup>。很显然，在冷热端温度一定的情况下，板叠的长度直接影响着板叠两端的温度梯度。若板叠长度太短，则热声效应赖以存在的气-固界面面积太小；而当板叠太长时，也会造成沿板叠长度上的温度梯度减小，转换效率降低；此外，板叠的长度还会影响到板叠在谐振管中的相对位置，进而影响相位关系，因而会存在一个最优的板叠长度。

### § 2-4-3 换热器

包括装在板叠两端的热端换热器（即加热器）和冷端换热器。换热器是热声机械中效率的最大制约因素之一。提高无均流（即时均流速为零）振荡流换热器的效率是提高热声转换效率的关键，也是必须克服的一个难题。Mozurkewich 等对热声效应中横向热交换进行了模拟研究，还对热声板叠中的温度分布进行了模拟计算，为热声机械换热器的设计提供了参考依据<sup>[60]</sup>。

Swift 等认为<sup>[87,142]</sup>：驻波热声装置中的换热器主要依靠振动的气团与换热器平板间的热声效应来传热，其热端换热器长度以约等于 2 倍的位移振幅（ $d = u_1(x)/\omega$ ）为宜；冷端换热器处因接近速度波腹，应略短于热端。Hofler 则提出换热器长度小于 2 倍位移振幅换热效果更好<sup>[143]</sup>，可惜尚未见到更详细论述的文章发表。

至于换热器的型式，冷端换热器（一般为水冷器）通常采用的有盘管式、管壳式、管翅式和填料式等<sup>[53]</sup>，具体的选择要取决于装置的热负荷量及几何尺寸。而加热器目前较多采用的有加热丝<sup>[97]</sup>、加热棒（或加热圈）加翅片式换热器<sup>[91]</sup>、以及镍铬带加陶瓷框架<sup>[140]</sup>等多种型式。

当然在设计换热器时，除换热量外还应该考虑其中的损失等其他因素。尽管尚没有能比较准确

地描述热声换热器的运行情况的模型可资利用, 我们仍假定 Swin 的方程可用于估算换热器损失。比较板叠与换热器, 它们除温度条件外其它皆一样, 故文献<sup>[14]</sup>中的式(80)加上温度梯度为零的条件后可用以计算换热器部分吸收的声功:

$$w_{ex} = \frac{W_{ex}}{\pi R^2} = \frac{1}{4} \frac{\Delta x^{ex} a}{y_0^{ex} + l^{ex}} \left\{ \frac{\delta_v (n-1) (p_{ex}^{ex})^2}{\rho a^2} + \frac{\delta_v (u_{ex}^{ex})^2}{1 - \delta_v / y_0^{ex} + \delta_v^2 / (2(y_0^{ex})^2)} \right\} \quad (2.47)$$

式中上标 ex 表示换热器, 冷、热端换热器的物性值分别用板叠冷端和热端温度计算。

可以说, 目前使用的换热器基本上都是凭经验确定的<sup>[33]</sup>, 尤其是有关的传热系数的选取都是基于稳定流动情况下的值<sup>[14, 145]</sup>, 并非对应于无均速振荡流。

### § 2-4-4 工作流体

工质在热声压机系统中起到非常重要的作用, 对热声转换效率、热声振荡的压比和频率等总体性能都有巨大的影响。通常采用的工质有氦气、氩气或氦气与其它惰性气体的混合物等<sup>[146, 147]</sup>。除气体工质外, 热声机械中还可以采用液体工质(如液态钠、乙烯)<sup>[23, 148, 149]</sup>。

通过热声机理的分析, 可以看到工质的热渗透深度和粘性渗透深度在其热声转换过程中起到颇重要的作用, 前者是热声效应的驱动因素, 后者则是动能损失的成因。这可以从热声热机的能量方程中看出。

根据 N.Rott 等<sup>[46, 50]</sup>的热声理论, 在热声循环中, 给流  $\dot{H}$  和功流  $\dot{W}$  的表达式分别如下:

$$\dot{H} = -\frac{1}{4} \Pi \delta_v \frac{T_m \rho_c u_c}{(1 + \varepsilon_s)(1 + Pr) \left( 1 - \frac{\delta_v}{y_0} + \frac{\delta_v^2}{2y_0^2} \right)} \times \left[ \frac{1 + \sqrt{Pr} + Pr - Pr \varepsilon_s}{1 + \sqrt{Pr}} \frac{\theta}{BR} \frac{1}{n-1} \frac{1}{t g \xi_c} \frac{1}{\xi} - \left( 1 + \sqrt{Pr} \frac{\delta_v}{y_0} \right) \right] \Pi (y_0 K_c + l K_s) \frac{dT_m}{dx} \quad (2.48)$$

假定为理想气体 ( $T_m \beta = 1$ ) 并忽略轴向导热, 则有,

$$\dot{H} = \frac{1}{4} \Pi \delta_v \frac{T_m u_c}{(1 + \varepsilon_s)(1 + Pr) \left( 1 - \frac{\delta_v}{y_0} + \frac{\delta_v^2}{2y_0^2} \right)} \times \left[ \frac{1 + \sqrt{Pr} + Pr + Pr \varepsilon_s}{1 + \sqrt{Pr}} \frac{\theta}{BR} \frac{1}{n-1} \frac{1}{t g \xi_c} \frac{1}{\xi} - \left( 1 + \sqrt{Pr} \frac{\delta_v}{y_0} \right) \right] \quad (2.49)$$

$$\dot{W} = \frac{1}{4} \Pi \delta_v \Delta x \frac{(n-1) \rho_c u_c^2}{\rho_n a^2 (1 + \varepsilon_s)} \left[ \frac{\theta}{BR} \frac{1}{n-1} \frac{1}{t g \xi_c} \frac{1}{\xi} - 1 \right] - \frac{1}{4} \Pi \delta_v \Delta x \frac{\omega \rho_c u_c^2}{1 - \frac{\delta_v}{y_0} + \frac{\delta_v^2}{2y_0^2}} \quad (2.50)$$

其中,  $Pr$  为普朗特数,  $\delta_{th} = \frac{\delta}{h}$ ,  $\xi = \frac{2\pi \Delta x}{\lambda} = \frac{2\pi f \Delta x}{a}$ ,  $\xi_c = \frac{2\pi x_c}{\lambda} = \frac{2\pi f x_c}{a}$ ,  $\theta = \frac{T_h - T_c}{T_m}$ ,

$BR = \frac{h}{\lambda}$ ,  $\varepsilon_s = \frac{\sqrt{\rho_c C_p K}}{\sqrt{\rho_c C_p K_s}}$ ,  $n$  为多变指数,  $h$  和  $t$  分别是平板的厚度与间距,  $\Pi$  为板叠平面周长,

$a$  为声速,  $p_c$  和  $u_c$  分别为压力与速度的波动量。

在式(2.49)中, 第一项与热渗透深度  $\delta_v$  成正比, 而第二项则与表示边界层内的粘性耗散的

$\delta_v$  成正比。因此, 增大工质的热渗透深度  $\delta_e$  和减小工质的粘性渗透深度  $\delta_v$  成为提高热声机械效率的途径之一。实际上, 上述两参数之比值  $\delta_v/\delta_e$  刚好等于  $Pr^{1/2}$ , 这意味着工质的  $Pr$  数越小, 则比值  $\delta_v/\delta_e$  也越小, 效率  $\eta$  或  $COP$  与焓流  $\dot{H}$  或声功  $\dot{W}$  有关,  $\dot{H}$  和  $\dot{W}$  增大了, 效率才增大。从而粘性渗透深度相对于热渗透深度也减小, 因而有利于提高热声机热力学效率。

由此可以看出  $Pr$  数在热声效应中的关键作用,  $Pr$  数是工质的热物性参数。可以通过选用不同的混合气体工质来得到不同的  $Pr$  值。下面就先来看一下混合工质氦气与其它惰性气体的二元混合工质的  $Pr$  数。

### 一、二元混合工质的 $Pr$ 数

由于混合气体的特性参数未必是各组元的摩尔量的线性函数, 例如二元组分的粘度同混合组分的关系就是非线性的。实际上, 许多热力性质的计算都会涉及到混合规则问题。因此混合气体的  $Pr$  数的计算是比较复杂的。

Giacobbe<sup>[146]</sup> 等对氦气与其它惰性气体的二元混合物的  $Pr$  数的计算进行了比较详细的研究。他们采用的 W-W (Wilke-Wassiljewa) 法<sup>[147]</sup> 计算  $Pr$  数:

$$Pr = [Y_1\mu_1(Y_2 + Y_1\phi_{21}) + Y_2\mu_2(Y_1 + Y_2\phi_{12})]C_{P,mix} / [Y_1k_1(Y_2 + Y_1A_{21}) + Y_2k_2(Y_1 + Y_2A_{12})] \quad (2.51)$$

$$C_{P,mix} = (5/2)R/[Y_1M_1 + Y_2M_2] \quad (2.52)$$

上述两式中,  $Y_i$ 、 $M_i$ 、 $\mu_i$  和  $k_i$  分别为混合物中第  $i$  组分的摩尔分量、摩尔质量、粘度和热导率;  $A_{ij}$  是一与各组分摩尔质量以及热导率有关的函数, 而  $\phi_{ij}$  则与各组分的摩尔质量以及粘度有关, 由图 2.7 所示的计算结果可以看到惰性气体混合物的  $Pr$  数要低于各纯组分。氦氖混合气 (He=60%) 的  $Pr$  数可低至 0.2, 小于纯氦或纯氖值的 1/3。

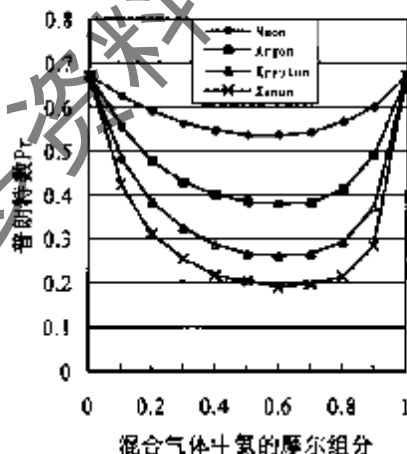


图 2.7 20℃时二元组分惰性气体的  $Pr$  数与组分的关系<sup>[146]</sup>

### 二、 $Pr$ 数对热声压机性能的影响

为了叙述  $Pr$  数对热声压机系统性能效率的影响情况, 首先我们定义热机效率如下:

$$\eta = \dot{W} / \dot{H} \quad (2.53)$$

為了便於與理想情況相比較，定義熱聲轉換相對效率  $\eta_R = \eta / \eta_c$ ，其中  $\eta_c = \Delta T / T_m$  為相同溫度位的卡諾效率。根據 Swift 的推導<sup>[57]</sup>，有

$$\frac{\eta}{\eta_c} = \frac{1}{\Gamma} \left[ 1 - \sqrt{\text{Pr}} \left( 1 + \frac{(1 + \varepsilon) (\rho_m a' u')^2 / p_0'}{(n-1)(\Gamma-1)} \right) \right] \left[ 1 + \frac{2\gamma_p \delta_k (1 + iK_1 / \gamma_p K) (1 + \varepsilon) (1 - \sqrt{\text{Pr}})}{((u')/a)^2 (1 - 1/\Gamma)} \right]^{-1} \quad (2.54)$$

其中：

$$\Gamma = \nabla T_m / \nabla T_{\text{env}} \quad (2.55)$$

$$\nabla T_{\text{env}} = T_m \beta \omega p_0' / (\rho_m c_p u_0') \quad (2.56)$$

以上各式中，Pr 為普朗特數， $\varepsilon = \sqrt{\frac{\rho_m c_p K}{\rho_0 c_p K_1}}$ ， $n$  為多變指數， $\Gamma$  為板疊平面周長， $a$  為聲速， $p_0'$

和  $u_0'$  分別為壓力與速度的波動量。

我們注意到在式 (2.54) 右端的方括号內和第三乘積項中出現的 Pr。對於整個方括号項內，Pr 越小，減數項也越小，於是整個項的值就越大，使得相對效率就越高；而對第三乘積項來說，Pr 越小，則大括号內的值越大，倒數值則越小，因而導致相對效率也將越低。由此可見，Pr 對效率的影響是有利和有弊兩個方面的綜合效果。

### 三、頻率特性

在工質的選擇中，除系統的热力学效率外，頻率特性也是一不可忽略的因素，它將直接關係到系統裝置的結構，並限制該系統的應用場合。在諧振管的結構尺寸確定的情況下，系統的諧振頻率主要取決於工質的聲速。而影響聲速的因素除溫度外，就是工質本身的热物性。氦的分子量最小，聲速大，頻率最高；氬氣，氬氣次之，而氬氣與氬氣或其他惰性氣體的混合物的聲速也比純氬要小，因而頻率也相對較低。

### 四、工質選擇原則

最後，來總結一下熱聲機械中工質的選擇原則。

#### 1) 低 Pr 數

由上述分析，可以看到工質的 Pr 數是熱滲透深度和粘性滲透深度相對大小的決定因素，只要降低工質的 Pr 數就達到減小  $\delta_t / \delta_v$  的目的，從而提高效率。如上面討論的氬氬混合氣 (He=60%) 的 Pr 數可低至 0.2。

另外，液態金屬（液態金屬鉀）的 Pr 數比氣體工質更低，可低至 0.01。這種工質在熱聲驅動器中有應用實例。由於工質的 Pr 數低、密度大，因而這種機型具有效率高和功率大的優點。但是，熱聲機械中採用液態金屬（如液態金屬鉀）時，要求有比較高的工藝條件和比較嚴格的安全防護措施，這一個對實際應用（尤其是民用）顯然是不利的。

#### 2) 低頻特性

低普朗特數只表示熱滲透深度與粘性滲透深度的相對比值；而較大的熱滲透深度值（即驅動因

素的绝对量)是热声效应强度的决定因素之一。由热渗透深度公式  $\delta_t = \sqrt{\frac{2\kappa}{\omega}} = \sqrt{\frac{2K}{\rho C_p \omega}}$  可知,  $\delta_t$

与角频率  $\omega$  的平方根成反比, 因此低频特性的工质有助于增大热渗透深度的值, 有利于增强热声效应。当系统的特征长度一定时, 系统的频率同工质的声速成正比, 因此低频特性实际上就是低声速特性。实际应用对频率的要求是不尽相同的, 如脉管制冷机的工作频率一般只有几个赫兹至几十赫兹, 这就要求在选用与之匹配的热声驱动器工质时予以考虑。

### 3) 操作条件

这里主要针对前面提到的液态金属工质进行讨论的<sup>[25]</sup>。液态碱金属虽然具有 Pr 数极低和密度高等优点, 但由于高温熔融状态下的它对周围事物有安全方面的威胁, 所以对防护措施要求特别严格, 对工艺的要求极高, 在一般的场合是不宜使用的。只有具备足够好的条件, 才能考虑采用该工质。

## § 2-5 本章小结

本章对热声驱动器的工作机理进行了热力学循环分析, 并综述了线性热声理论基础, 还着重讨论了热声机械中包括谐振管、板叠、换热器和工作流体等关键因素的设计原则, 根据前人的经验, 我们认为以下几点值得借鉴:

1. 谐振管的选择要从频率特性和系统损失等因素出发, 1/4 波长系统使我们能得到一个比较低的谐振频率, 而 1/2 波长系统则可以采用双边功率输入, 从而增大系统驱动力。此外, 变截面共振管能有效控制管中的高次谐波, 避免由此造成的声功损失。
2. 驻波型热声系统中, 热声板叠间距一般存在一个最佳值, 通常认为, 2~5 倍热渗透深度是板叠间距的一个比较合适的值。
3. 在选择工作流体时, 低 Pr 数和低频特性是两个比较重要的原则, 其中前者在一定程度上有利于增强热声效应, 而后者则是基于与脉管制冷机联接匹配的考虑。分析表明, 一定组分的氮气与其它惰性气体的混合物能满足这些要求。

## 第三章 驻波型热声驱动器

本章将介绍一台自行研制的以丝网为热声板叠的驻波型热声驱动器，并以氦气和氖气作为工质进行实验研究，考察结构参数、操作参数和工质等对系统整体性能的影响情况。此外，还将着重研究热声振荡的起振和消振行为，提出并实验验证热声振荡“滞后回路”现象。

### §3-1 前言

脉管制冷机的发展为解决一直困扰着低温制冷机长期稳定运转的可靠性问题提供了一条新的思路，其突出优点是消除了在低温区运动的排出器，因而比传统的回热式制冷机具有更长的寿命。然而，为了更好地满足低温制冷机长期无维修运转的要求，消除室温下的运动部件就成了人们下一个努力方向。热声机械由于不含有运动部件，具有结构简单、运行稳定、振动小、寿命长和成本低等优点，采用热声压缩机取代传统的机械压缩机来驱动脉管是一个可行的方案。

自 20 世纪 80 年代以来，现代热声研究得到了迅猛的发展，人们在继续探究热声机理的同时，也更关注实用化研究，而热声压缩机正是其中的热点之一。一直以来，热力学效率较低的缺点严重阻碍了热声机械的实用化进程，所以如何提高效率就成了迫在眉睫的问题。

此外，起振问题无疑是热声振荡中的首要问题，这也是自发现热声现象的 200 多年来，人们一直在探索的基本问题。早在 1777 年，Byron Higgins 就在实验中发现，将氢火焰放在两端开口的垂直管的“适当位置”，管中会激发出声音。此后，Sorchauss 定性地研究了一端封闭、一端开口所谓 Sorchauss 管的振荡情况，而 Rijke 则对一根两端开口的下半部分放有加热丝网的垂直空管进行了声振荡研究<sup>[6,7]</sup>。

Rott<sup>[8]</sup>和 Swift<sup>[9]</sup>等经过对热声现象进行的定量分析，对起振条件的认识也从纯经验阶段上升到比较精确的定量阶段，他们提出的“临界温度梯度”（即热声系统从无振荡状态转变到振荡状态对板叠两端存在的温度梯度）对于深入认识热声现象的本质是极其重要的。

1949 年，Taconis 在研究液氦系统的时候，发现了众所周知的 Taconis 振荡，即一根一端封闭的空管子接触到液氦的液面时，管中可能发生振荡<sup>[10]</sup>。Taconis 振荡的发现提出了一个严峻的课题：如何防止低温系统中的氦振荡的发生，这也就牵涉到与起振相对的消振问题。

基于不同的历史背景和出发点，对起振与消振的研究通常是分别进行的。虽然一些学者也试图把起振与消振联系起来进行研究，但他们的研究仍然是建立在稳态系统（假定在任一时刻的温度是不变的）起振点与消振点重叠的假设之上<sup>[11,12]</sup>。尚淑亮和松原洋一等对在一定加热功率下热声起振行为进行了观察，发现了起振温度与消振温度的不一致性<sup>[13]</sup>。

正是在这样的背景下，我们开展了热声驱动器的研究工作，主要目的在于研制一台用于驱动脉管制冷机的驻波型热声压缩机。在深入进行系统整体性能研究的同时，还开展了热声系统起振与消振行为方面的研究，提出了非稳态过程（假定任一时刻的温度是变化的）中存在的热声振荡“滞后回路”现象，并进行了实验验证<sup>[14]</sup>。

### §3-2 驻波型热声驱动器

正如我们在第二章中对热声压缩机进行的热力学分析，热声振荡是气体和同体壁面相互作用的



结果，发生在两端存在温差的热声板叠中，而且发生振荡的条件是板叠两端的温度梯度要超过某一临界值。

为提供实现热声转换所需的条件，驻波型热声驱动器应包括加热器、蓄热器（即热声板叠）、冷却器和谐振管等四个最基本的部分。

其中由加热器、热声板叠和冷却器这三个部分组成的单元通常被称为热声核，这是由于热声板叠是热声转换的场所，而冷、热端换热器则为系统提供必需的温度梯度，它们三者构成了最核心的部分。

谐振管在热声振荡系统中也是必不可少的。在热声核中产生的自激振动，要在谐振管中发生谐振，振动才能得到加强，使得振幅增大，从而形成要输出的压力波。谐振管的结构尺寸对振动特性有决定性的影响，谐振管的直径和长度是决定振动频率的最为主要的因素之一。

### § 3-3 实验装置

整个热声驱动器试验台由以下几个部分构成：（1）热声驱动器主机；（2）真空系统；（3）测量系统。

#### § 3-3-1 热声驱动器

同机械压机的作用相类似，热声驱动器的功能是产生压力波，因此亦称“热声压缩机”，它由如下部件构成：加热器、蓄热器（即热声板叠）、冷却器、谐振管和高温气库。图 3.1 示出了实验装置的示意图，结构参数见表 3.1。

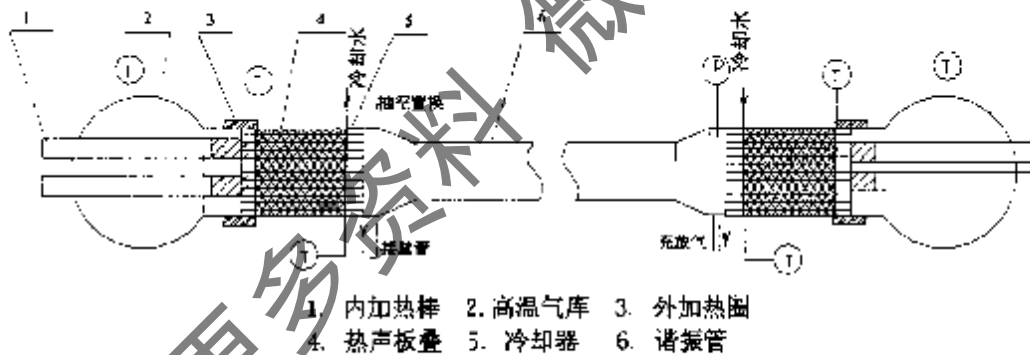


图 3.1 对称型热声驱动器实验装置示意图

表 3.1 热声驱动器的结构参数表

| 部件名称   | 高温气库 | 加热器 | 蓄热器    | 水冷却器 | 谐振管  |
|--------|------|-----|--------|------|------|
| 直径(mm) | /    | 52  | 56     | 56   | 36   |
| 长度(mm) | /    | 70  | 288    | 50   | 4000 |
| 其它     | 1.2L | /   | 6目、10目 | /    | /    |

### 一、加热器

加热器为热声驱动器提供能量。本实验装置中加热器的单边最大加热功率为 1100W, 受加热器材料耐高温性能的限制, 采用内加热器和外加热套分别加热的方式, 其中内加热器的功率为 600W, 外加热套的功率为 500W。而内加热器是由两根加热棒 (300W) 和一个散热器 (如图 3.2 所示) 组成的。散热器是一个铜制翅片换热器, 其周边制成 32 片翅片, 用以加热工质, 散热器内有两个加热棒套孔, 通过两根不锈钢管引出腔外, 以便将内加热棒插在两个套管内。



图 3.2 散热器结构简图

为了加热的稳定性以及加热棒与加热套更长的使用寿命, 利用调压器对加热器的输入电源 (即加热功率) 进行调节。此外, 还由继电器控制电源开合, 从而可以得到变化较缓慢的不同温度位, 以获得更准确的温度与压力波的对应关系。实际上, 由于原先只在高温气库上设置一温度传感器 (热电偶) 来测量热端温度, 若加热功率很大而加热速率过快, 测得的高温气库温度值将远低于加热器部位的温度, 导致较大的偏差。当然, 如果没有调压器, 可以采取如下的补救措施: 当温度升高到设定温度时不测量压力波信号, 而当温度重新回复到设定值时, 进行压力波测量。当温度升高到设定温度时同时由于比时继电器的控制使得加热器的电源断开, 即没有加热功率的输入; 一方面加热器部位高温所含的热量逐渐扩散到高温气库, 同时由于冷却水带走部分热量以及振动消耗了部分能量, 管内气体温度也随之下降, 当重新回复到设定温度时, 此时的温度位完全是由于传热的平衡造成的, 因而相对比较稳定, 可以进行压力波的测量。

值得注意的是, 在加热器处的温度很高, 因而散热器与不锈钢加热棒套管之间的连接方式成了一个比较严重的问题, 原先我们采用的是银焊方式, 但是在高达 500℃ 的温度和接近 3.0MPa 的压力下, 很容易烧毁, 发生泄漏。目前我们采用了一种比较先进的焊接方式: 铜-不锈钢氩弧焊, 这样就可以承受较高的加热温度。

### 二、蓄热器 (Stack)

“Stack”一词的原意为“板叠”, 这正体现了蓄热器的结构特征, 由一定的板叠结构组成。常用的板叠有平板状、丝网状、多孔材料、针状和圆管状等多种结构。本实验装置中采用丝网状填料, 由 6 目和 10 目的黄铜丝网构成, 其中 6 目与 10 目的数目比例为 1:2。

### 三、冷却器

冷却器是热声驱动器中非常重要的部件, 它同加热端共同产生的温差是产生振动的必要条件。本实验装置中采用冷却水夹套, 其结构如图 3.3 所示

为了便于连接, 采用法兰和冷却器合二为一的整体结构, 用黄铜材料制成, 水夹套内的换热面作成螺旋片状, 以强化换热。

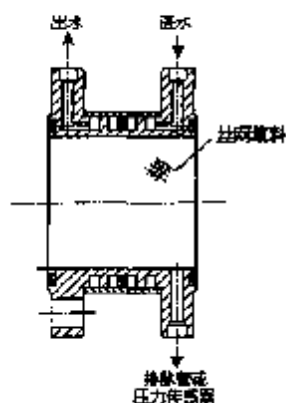


图 3.3 水冷却器结构简图

#### 四、谐振管

由于谐振管的作用是使在热声板叠中产生的自激振动在其中发生谐振，以使振动得到加强，因而在谐振管结构设计时，一方面应力图达到最佳的谐振效果，另一方面应尽量减少压力波在其中的粘性损失。所以除选择适当的结构尺寸（长度和管径）外，在法兰连接处要形成平滑的过渡，并保持管内表面光滑清洁。我们采用管径为 36mm，长 4m 不锈钢直管，由于水冷却器部分的管内径为 56mm，所以谐振管与水冷却器之间采用一个锥形管连接，实现平滑过渡。

#### 五、高温气库 (Hot buffer)

除上这四个基本组成部分外，我们还在系统的两端部各设置了一个体积为 1.2L 的高温气库。谐振管中产生的声波会传递到加热器部分管的末端，由声学原理可知<sup>[150,151]</sup>，声波的反射与散射过程中会产生不同频率的反射波和散射波，如果没有消声装置，则在末端会发生反射和散射，而产生的杂波又会影响谐振管中的压力波，因而必须采取消声措施，配备消声装置。此外，该结构还能在一定程度上降低系统的谐振频率<sup>[9]</sup>。

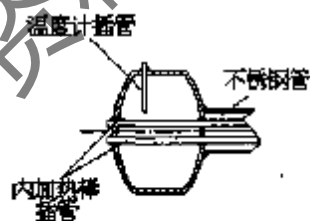


图 3.4 高温气库结构简图

#### § 3-3-2 真空系统

真空系统对于驱动器主要用于系统充气前的杂质气体的抽除。充入工作气体（氦气或氩气）前，需抽除系统内的空气、水分等杂质气体。这一工作由机械泵来完成，在最终充入工作气体前，需要多次用工质进行置换抽空。

真空系统的另一个重要用途是维持制冷机绝热腔中的高真空，这一点将在后面的热声驱动脉管制冷系统中提及。

### § 3-3-3 测量系统

#### 一、压力测量

热声驱动器是压力波发生源, 因而压力测量对研究热声驱动器是至关重要的。热声振荡的压力波的振幅、压比及频率反映了热声驱动器的质量特性, 对于热声驱动器同脉管的匹配, 以及了解压力波在系统中传递过程中损失情况, 乃至评价制冷效果也是非常重要的。

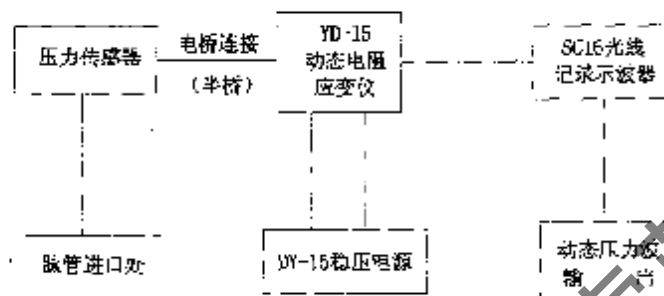


图 3.5 动态压力波测试系统配置图

实验中的压力是一动态压力波, 测量要求比较高, 采用压力传感器采集压力波信号, 然后经动态应变仪转换成电信号, 最后利用光线示波器输出动态压力波, 图 3.5 给出了系统配置图。

我们采用了华东电子仪器厂生产的 BPR—2/5 型的压力传感器。动态应变仪则采用华东电子仪器厂生产的 YD—15 型动态电阻应变仪, 最后的波形则由上海电表厂生产的 SC—16 型光线记录示波器记录输出。

最近, 我们改进了压力测量系统, 目前的系统是由压力传感器、数据采集卡以及计算机等组成的基于 Labview 的数据采集系统, 其中压力传感器采用德国 Infineon Technologies 公司生产的型号为 KPY 46-R 的线性硅压电传感器 (Piezoresistive Silicon Pressure Sensors), 数据采集卡和 Labview 软件均由美国国家仪器公司 (NI) 出品, DAQ (data-acquisition) 采集卡型号为 6023E, 12 位精度, 采样频率 200ks/s, 可同时采集 16 路单端 (或 8 路差分) 模拟信号。

#### 二、温度测量及控制

温度是热声驱动器中非常关键的参量, 首先我们需要测量的无疑是热端的温度, 原先的高温测量点只设置在高温气库上, 后经过改进, 除了保持原有的高温气库测温点外, 还在加热器附近的板叠热端设置了另一个高温温度计, 从而可比较准确地观察板叠热端的温度变化情况。两个高温温度计均采用镍铬—镍硅热电偶温度计, 分度号为 K, 温度测量范围为 800°C。

此外, 为了计算板叠上的温度梯度, 除板叠热端温度外, 还需测量板叠冷端的温度, 这一测温点也是在改进后设置的, 在此之前, 我们是假定冷端温度为冷却水温度而保持不变的, 后来的实验表明, 这一假定同实际的情况有较大误差, 这一点在后面的问题讨论中还会提及。

需要指出的是, 本章的加热温度 (除非已经特别指明为高温气库温度或板叠热端温度) 均指从高温气库测得的温度。而在第五章中的加热温度则是指板叠热端的温度。

我们采用数显仪和继电器对加热温度进行控制, 采用浙江余姚电讯仪表实业公司生产的 XMT101 型数显仪, 分度号为 K, 可以通过加热器电源的通断来控制加热端的温度。

### § 3-4 热声压缩机整体性能实验

#### § 3-4-1 实验步骤

在完成实验装置的搭建工作后，我们开展了系列的实验研究。下面首先简单介绍一下最基本的实验步骤：

##### 1. 系统检漏：

由于实验中系统的工作压力可高达 3MPa，对系统有较高的耐压和密封要求。而且装置中涉及到许多联接件，如四通联接、三通联接、阀门接头等，在操作中容易发生泄漏，因而检漏工作非常重要。检漏的要求是系统在工作压力下 24 小时内压力读数保持不变。

##### 2. 检漏合格后，将系统置换抽空 2~3 次，然后充入工质气体；

系统置换抽空的目的是在充入工作气体（氮气或氦气）前抽除系统内的空气及其他杂质气体，保证工质气体的纯度。少量的剩余空气也会造成在高温时系统里面的构件（如蓄热材料、加热器等）的氧化，以致换热性能变差或管道堵塞。

##### 3. 设定温度，启动加热器

在开始加热时，先把调压器调到一较低电压（如 120V），使系统缓慢加热，随着温度的升高，逐步调高电压。

##### 4. 温度和压力测量

实验过程中测量各个有用的温度和压力参数，尤其是动态压力波。

在此以  $P=1.6\text{MPa}$  为例，其原始记录（光线示波器记录）如图 3.6 所示。



图 3.6 光线示波器记录的压力波形

#### § 3-4-2 实验结果及分析

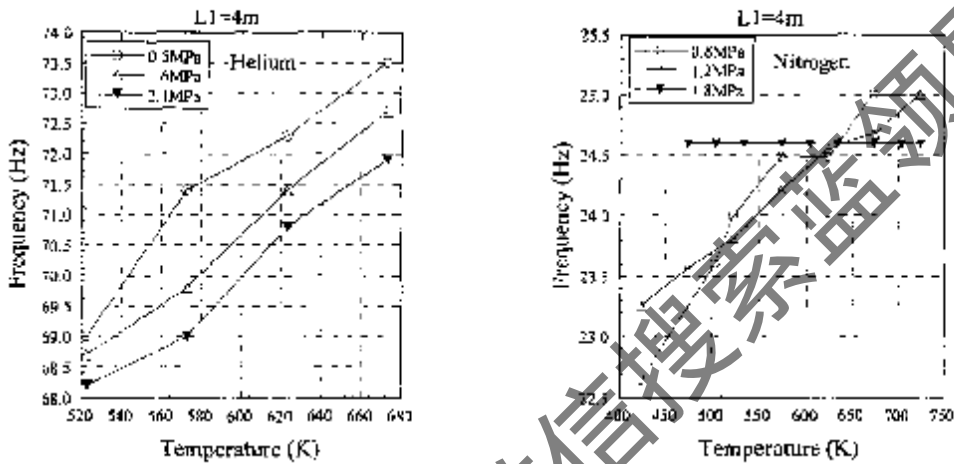
本阶段，我们主要进行了两个系列的实验。第一个系列是当谐振管长度固定为 4m 时，改变操作参数（包括充气压力和加热温度）和工质种类（以氮气和氦气为工质）进行实验，研究重点是工质对热声压缩机性能的影响。第二个系列是工质种类固定为氮气时，改变结构参数（主要是谐振管的长度）和操作参数进行实验，它的重点是谐振管长度对热声压缩机性能的影响。实验中，采用的最高工作压力为 2.0MPa（充气压力约为 1.6 MPa），最高加热温度为 450℃。

综合上述两个系列的实验结果，下面将分别讨论操作参数、工质种类和结构参数对热声压缩机性能（包括振幅、压比和频率）的影响情况。

一、操作参数对热声压缩机性能的影响

1、加热温度的影响

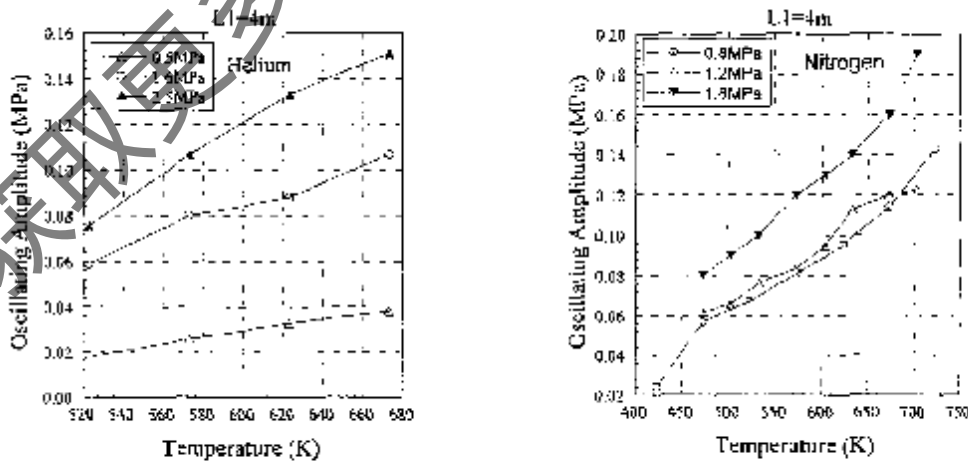
图3.7(a)和(b)分别为氦气和氮气的谐振频率—温度图，从图中可以看出，随着加热温度的升高，谐振频率也有所提高。但是，频率的提高幅度都很小，对于氦气，当温度从520K升高到670K时，频率的增长量小于5Hz，同样的加热温度下，氮气系统频率的增幅则小于3Hz。由热力学原理可知，理想气体的声速  $a = \sqrt{kRT}$ ，当加热器部分的上质气体温度上升时，整个谐振管内的气体平均温度也随之上升，于是声速提高，在其他结构尺寸不变的情况下，谐振频率自然会有所升高。



(a) 氦气的谐振频率—温度图 (b) 氮气的谐振频率—温度图

图 3.7 加热温度对谐振频率的影响

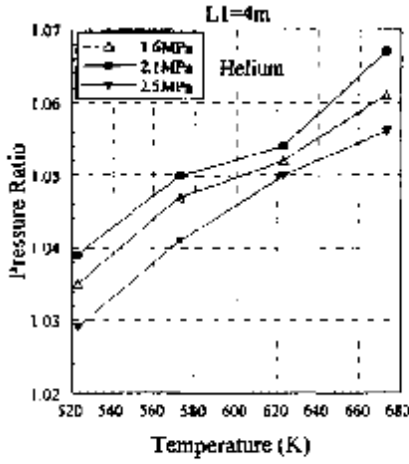
系统的压力波振幅则随加热温度的升高有较大的提高，如图3.8(a)和(b)所示。这主要是由于板簧两端的温差是产生热声振荡的驱动力，加热温度提高，即热端温度提高，冷端温度虽然由于换热器性能不好也有所提高，但其增长值却远小于热端温度的增长值，所以蓄热器两端的温度是随着加热温度提高而增大的，而热声振荡的驱动力增强，振荡幅度必然提高。



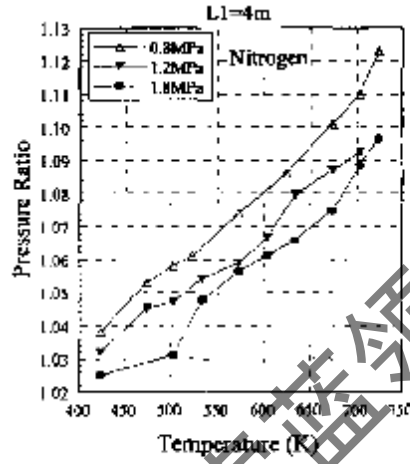
(a) 氦气的振幅—温度图 (b) 氮气的振幅—温度图

图3.8 加热温度对振幅的影响

处于同样的原因，对压比来说，它随加热温度的变化也有与压力振幅类似的趋势。图3.9(a)和(b)给出了氦气和氮气的压比—加热温度关系图。可以看到，随着加热温度的提高，压比也逐渐提高当长度为4m时，用氦气作工质获得的最大压比为1.068，用氮气作工质获得的最大压比为1.12。



(a) 氦气的压比—温度图



(b) 氮气的压比—温度图

图3.9 加热温度对压比的影响

以上的分析表明，加热温度对振动频率的影响不很明显，但随着加热温度的提高，压力波的振幅和压比则有明显的提高。可见提高加热温度对于提高热声机的性能大有好处，应采用尽可能高的加热温度。但在实际操作中，采用的最高温度要受加热方式和装置的耐高温、耐高压（加热温度提高，加热器和板叠热端的气体压力必然提高）的限制。

图 3.10 给出了板叠热端的温度随时间的变化曲线。符号“▲”代表高温气库的温度，而“■”代表板叠热端的温度。在起振前，两者的温度都随时间上升，但是由于高温气库的温度是靠气体对流进行传热，因而变化速率相对较慢。令人感兴趣的是，板叠热端温度在起振后，会急剧下降，降至一定温度后才重新缓慢上升，而高温气库的温度则一直是缓慢上升，板叠两端的温度梯度随时间

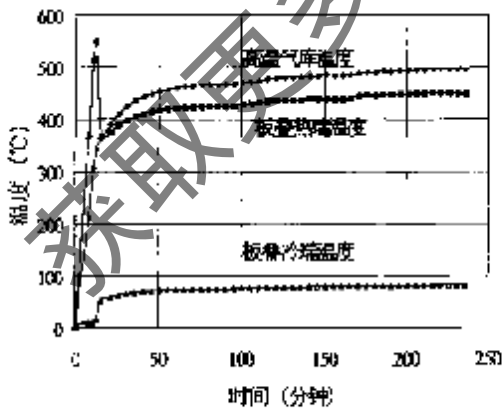


图 3.10 板叠冷热端和高温气库的温度变化

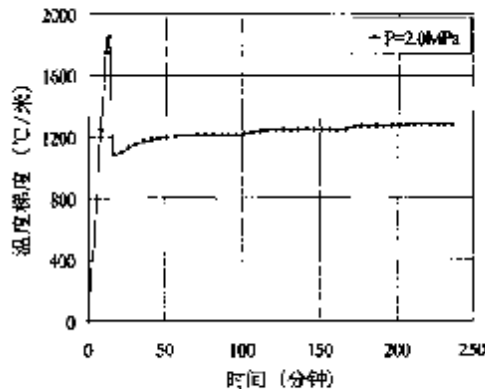


图 3.11 板叠两端的温度梯度

變化的行為則同板疊熱端的溫度變化趨勢是相似的，如圖 3.11 所示。不同之處在於，起振後它的變化相對較緩慢，這是由於板疊冷端的溫度也會在起振後急劇上升，從而在一定程度上削弱了板疊兩端的溫度梯度變化幅度。

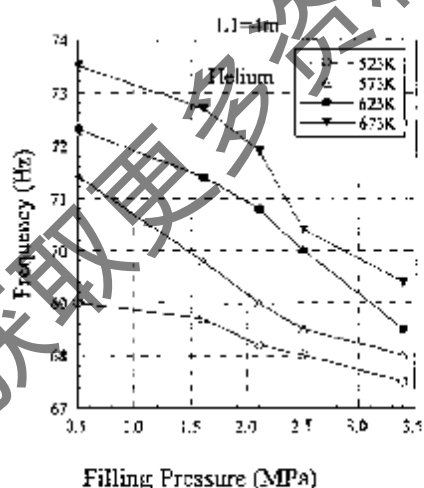
我們知道，產生熱聲效应的必要條件之一就是由板疊兩端的热、冷換热器在板疊上形成一定的溫度梯度，當板疊兩端的溫度梯度達到（或超過）某一臨界值時，氣體產生自激振蕩。這一溫度梯度將會直接影響熱聲效应的转化效率，因此在熱聲驅動器中換热器的性能十分重要。尤其是冷端換热器，它不僅關係到板疊溫度梯度的大小，而且直接決定了進入脈管的氣體溫度，也就直接影響了脈管的制冷性能。

在實驗中，我們發現本實驗裝置的水冷器的性能尚有待改進，當加熱溫度達到 500°C 左右時，水冷器出口處的氣體溫度很高，用手摸能明顯地感覺到燙手，不過冷却水的出口溫度仍接近於室溫，可見問題主要出現在管內氣體与冷却器內管壁之間的換热<sup>[152]</sup>。这样就使得在加熱溫度一定的情况下，減小了板疊兩端的溫度梯度，即減小了熱聲效应的驅動力，同時也造成大量的能量的浪費，使原本就不高的熱力學效率更加低下。

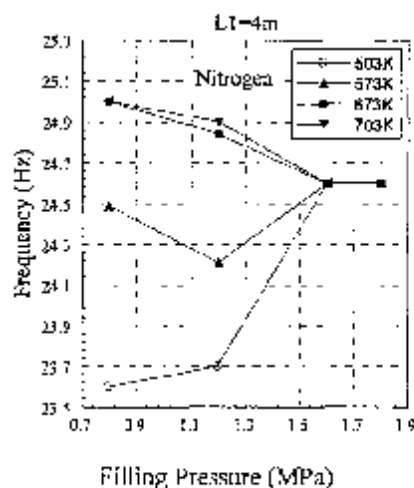
## II、充气压力的影响

首先要指出的是，由於熱聲壓縮機內的平均工作壓力會随着加熱溫度的升高而升高，在討論壓力的影响時，應該區分到底是充气壓力還是平均工作壓力。雖然可以通过放气或补气等方法使平均工作壓力保持恒定，鑒於在加熱溫度隨時变化的情况下，不太容易作到這一點，本節在分析平均壓力对熱聲壓縮機性能影响時，所用的壓力均為室溫下壓縮機的充气壓力值。

氦气和氮气系统的谐振频率随充气压力的变化关系可分别参照图 3.12(a)和(b)。从图中可以看到，对于氦气而言，在我们实验研究的范围内，随着充气压力的提高，谐振频率有所下降；对于氮气而言，随着充气压力的提高，谐振频率在某些加热温度下有所提高，在某些加热情况下它又有所降低。但总的看来，充气压力对谐振频率的影响的幅度不大，谐振频率是在较小的范围内变化。



(a) 氦气的谐振频率—充气压力图



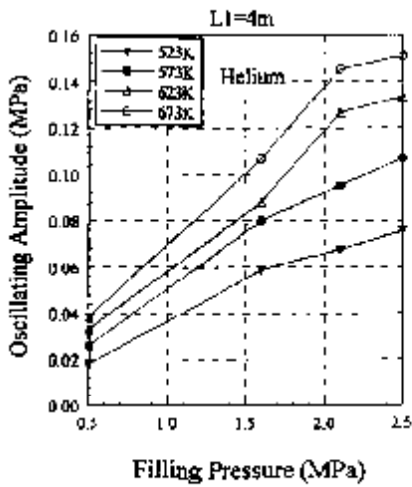
(b) 氮气的谐振频率—充气压力图

图 3.12 充气压力对谐振频率的影响

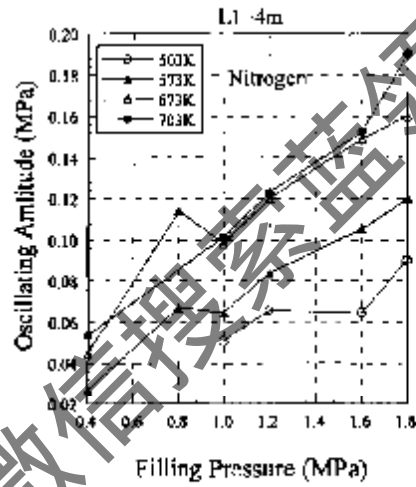


图3.13(a)和(b)分别为氦气和氮气的振幅—充气压力图。从图中可以发现对于氦气和氮气而言，随着充气压力的提高，振幅均增大。图3.14(a)和(b)分别为氦气和氮气的压比—充气压力图。从图中可以发现对于氦气和氮气而言，对于不同的加热温度，在我们实验研究的范围内都存在这一个最佳充气压力，在该压力下，热声压缩机的压比达到最大值。前面已经讨论了随着充气压力的提高，压力波的振幅增大，但由于压比与振幅和平均压力都有关，关键在于两者的相对增长速率，所以对于热声压缩机而言，存在着一个最佳充气压力值。

总结上述实验结果，充气压力对于谐振频率的影响不大。压力波的振幅则是随着充气压力的提高而增大。不过，对于压比而言，则存在着一个最佳充气压力，其值同工质种类有关。

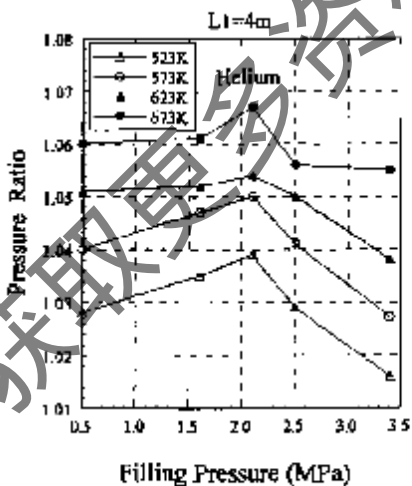


(a) 氦气的振幅—充气压力图

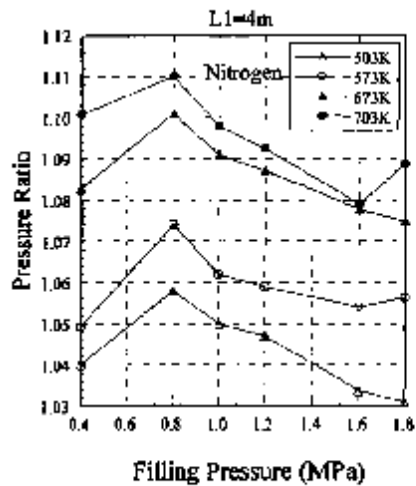


(b) 氮气的振幅—充气压力图

图3.13 充气压力对振幅的影响



(a) 氦气的压比—充气压力图



(b) 氮气的压比—充气压力图

图 3.14 充气压力对压比的影响

### 二、工质对热声压缩机性能的影响

图3.15给出了工质分别为氦气和氮气时的振荡频率随加热温度的变化关系。从图中可以看到，加热温度对同一种气体的谐振频率的影响很小。然而，工质种类的影响却是决定性的，不同的工质，它们频率就大相径庭了。以氦气为工质时，其谐振频率为72Hz左右，而以氮气为工质时，谐振频率仅为24Hz左右。这主要是由于声速与工质的性质有关，氦原子量比氮小得多，绝热指数（或比热比） $\gamma$ 比氮要大，所以其他条件相同的情况下，氦气中的声速远大于氮气，所以在热声压缩机的结构参数一定的情况下，氦气的谐振频率远高于氮气。

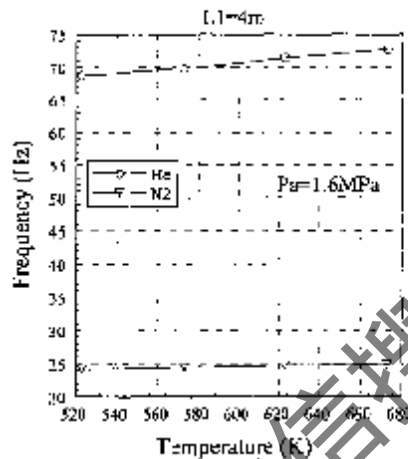


图3.15 不同工质的谐振频率与加热温度的关系

图3.16和3.17则分别为工质对振幅和压比的影响。前面已经讨论了加热温度和充气压力对振幅和压比的影响，在以氦气和氮气为工质所产生压力波的振幅和压比的比较中，我们发现以氦气为工质时所产生压力波的振幅和压比都比以氮气为工质时的大。这种差异的主要原因还是由于氦气的热导率比氮气的热导率大引起的。

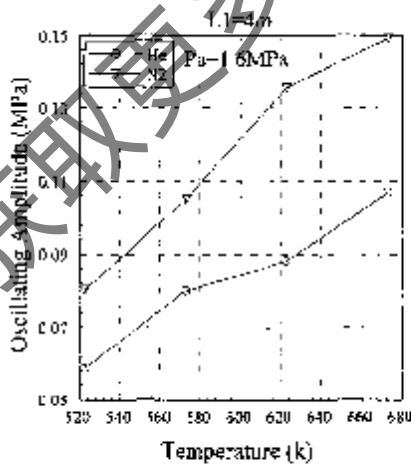


图3.16 工质对振幅的影响

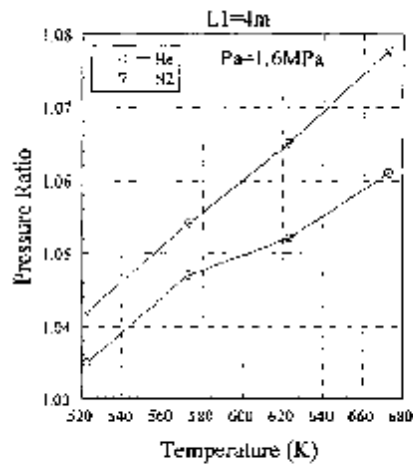


图3.17 工质对压比的影响

对于不同的工质,起振温度也是有所不同的。由热声理论,热声起振的临界温度梯度可以表达为:  $\nabla T_{crit} = T_m \beta \omega p_1^2 / \rho_m c_p u_1^2$ ; 其中  $T_m$  为平均温度,  $\beta$  为热膨胀系数,  $\omega$  为振荡角频率,  $\rho_m$  为密度,  $c_p$  为定压比热容,  $p_1^2$  和  $u_1^2$  则分别为压力和速度振幅。由此可见,临界温度梯度与系统的谐振频率成正比。我们知道,谐振频率首先取决于系统结构参数,而在系统的结构确定的情况下,频率则主要取决于采用的工质种类。此外,临界温度梯度还与工质的物性有关,如热膨胀系数、密度以及定压比热容等。

图3.18给出了充气压力均为2.0MPa的氮气、氦气以及两个配比的氮-氦混合工质的起振温度变化情况。氮气的起振温度为384℃,氦气为606℃,氮-氦混合物介于它们之间,其中氮-氦(94.8%-5.2%)为531℃,而氮-氦(89.1%-10.9%)则为511℃。可见,不同工质的起振温度是有很大的区别,氮气的起振温度比与氦气高200多度,在氮气中仅加入5.2%的氦气,也使之下降75℃,而当氦气成分达到10.9%时,则下降了近100℃。

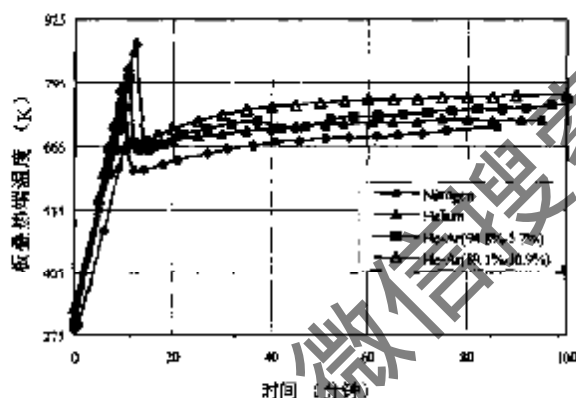


图3.18 不同工质的起振时板叠热端温度

上述结果表明,工质的种类对热声压缩机所产生压力波的特性有着很大的影响,通过氮气和氦气的比较,可以得知在我们的研究范围内,以氮气为工质所产生的压力波的频率低,振幅和压比大,这一点似乎更适用于用来驱动脉管制冷机。但令人失望的是,由于氮的传输性质比氦差得多,因而不能获得较好的制冷性能,由于氦气是脉管制冷机最佳的单组分工质,故如何提高以氮气或者氮与其它惰性气体的混合物为工质时热声压缩机的性能是值得进一步研究的。我们还将第四章中讨论氮-氦混合工质的对热声驱动器以及热声驱动脉管制冷机性能的影响情况。

### 三、结构参数对热声压缩机性能的影响

我们还进行了采用不同长度谐振管的实验,以考察谐振管长度对热声压缩机性能的影响。这一部分的实验中采用氮气作为工质。

如图3.19所示为不同谐振管长度下起振温度与充气压力的关系。起振温度与前面原理部分提及的临界温度梯度有着直接的联系。从图中可以看出,当其他参数保持不变时,随着谐振管长度的减小,起振温度逐渐上升;随着充气压力的提高,起振温度也逐渐上升。值得一提的是,当我们采用1m长的谐振管,充气压力为1.5MPa时,加热到400℃尚未起振,所以未能获得1m长的谐振管中的有关频率、压力振幅和压比的实验数据。此外,我们也曾在该装置上试验过单边加热的情况,当谐振

管长为4m, 平均压力为1.2MPa时, 起振温度为287℃, 其余条件完全相同时, 采用双边加热时的起振温度仅为145℃, 这说明两边加热产生的驱动力比单边加热要大。

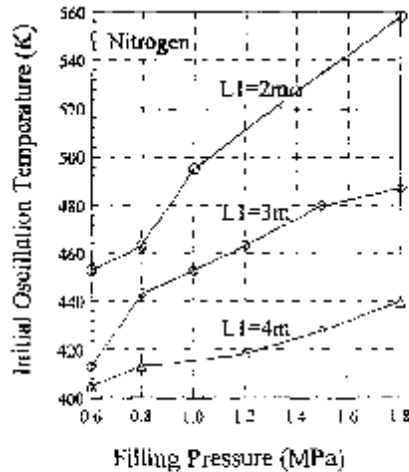


图3.19 不同谐振管长度下起振温度同充气压力的关系

图3.20和3.21分别是不同谐振管长度下谐振频率与加热温度、充气压力的关系。从图中可以发现, 谐振管的长度对热声压缩机产生的压力波的频率有很重要的影响, 谐振管越长, 谐振频率越低。然而高温气库的存在, 也会影响系统的频率。把气库体积当成一变量, 则当气库的体积为零时, 则谐振系统将成为1/4波长系统, 而当其体积趋于无穷大时, 则系统又将成为1/2波长系统。由于气库的体积比较小, 谐振管长  $\lambda/4 < L < \lambda/2$ 。表3.2所给出的计算结果和实验结果也显示, 目前的系统是介于半波长和1/4波长压缩机的频率之间的。其中, 理想1/2和1/4波长系统的谐振频率计算中所需的声速是常温下的氮气中的声速。

表3.2 几种热声压缩机谐振频率的对比

|              | 谐振管长<br>$L$ , (m) | 声速 $a$<br>(m/s) | 谐振管总长<br>$Z$ , (m) | 波长 $\lambda$<br>(m) | 频率 $f^*$<br>(Hz) | $\lambda/L$ |
|--------------|-------------------|-----------------|--------------------|---------------------|------------------|-------------|
| 半波长<br>压缩机   | 2                 | 352.6           | 2.896              | 5.792               | 60.9             | 2           |
|              | 3                 |                 | 3.896              | 7.792               | 45.3             | 2           |
|              | 4                 |                 | 4.896              | 9.792               | 36.0             | 2           |
| 1/4波长<br>压缩机 | 2                 |                 | 2.896              | 11.584              | 30.4             | 4           |
|              | 3                 |                 | 3.896              | 15.584              | 22.6             | 4           |
|              | 4                 |                 | 4.896              | 19.584              | 18.0             | 4           |
| 本文实<br>验装置   | 2                 |                 | 2.896              | 10.132              | 34.8             | 3.50        |
|              | 3                 |                 | 3.896              | 12.328              | 28.6             | 3.16        |
|              | 4                 |                 | 4.896              | 15.464              | 22.8             | 3.16        |

\*表中半波长和1/4波长压缩机的  $f$  值为计算值, 本文实验装置的  $f$  为实验值。

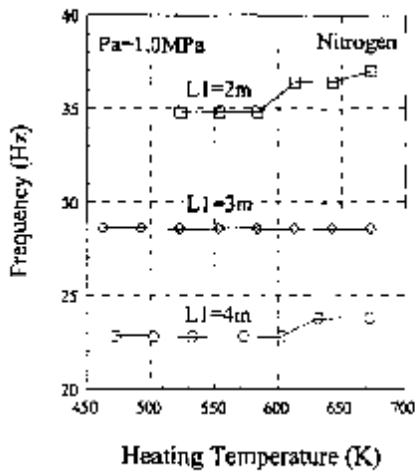


图 3.20 不同谐振管长度下谐振频率与加热温度的关系

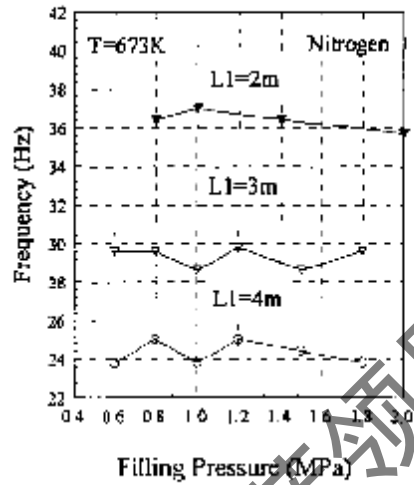


图3.21 不同谐振管长度下谐振频率与充气压力的关系

图3.22和3.23分别是以氮为工质时，不同谐振管长度下压力振幅与加热温度、充气压力的关系。在实验中采用的三种谐振管中，4m管中产生的压力波的振幅最大。

图3.24和3.25分别是不同谐振管长度下压比与加热温度、充气压力的关系，由图可见，在我们采用的三种不同长度的谐振管中，4m长谐振管中产生的压比最大。

在前面第二章我们已经提到，热声转换效应不仅取决于热声板叠的结构，还与板叠在声场中所处的位置有关。因此，当我们改变谐振管长度时，应该注意到板叠在整个声场中的相对位置也会随之改变，从而影响到其中的热声转换效率。

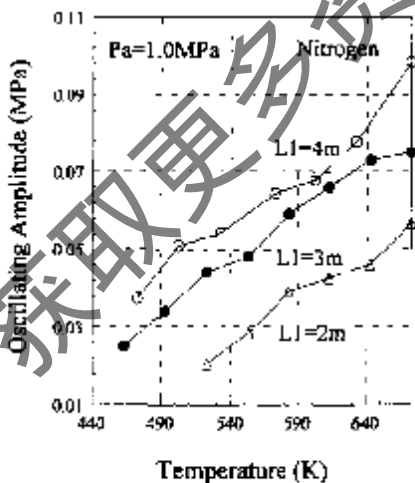


图3.22 不同谐振管长度下振幅与加热温度的关系

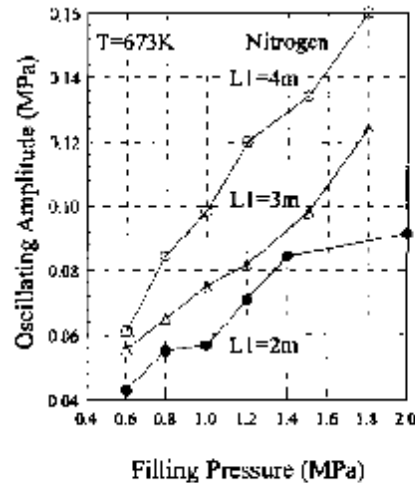


图3.23 不同谐振管长度下振幅与充气压力的关系

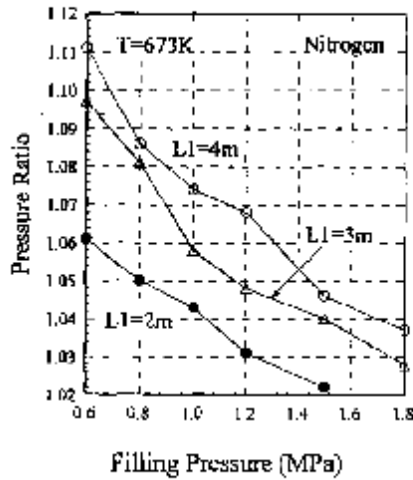


图3.24 不同谐振管长度下压比与充气压力的关系

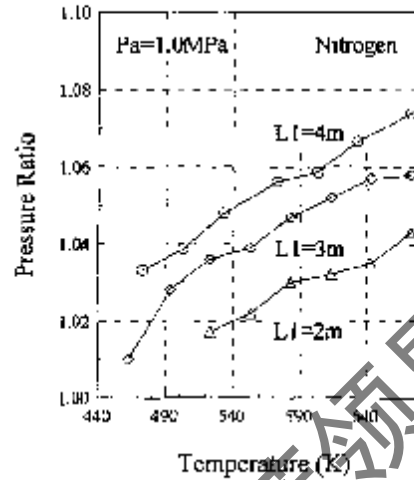


图3.25 不同谐振管长度下压比与加热温度的关系

此外，对于我们的丝网板叠来说，一个非常重要的参数是填充率，它会对热声转换效率带来非常大的影响。这一点，我们将在第四章中予以介绍，主要是考察它对叠后脉管的制冷性能的影响情况。

综合前面的讨论，我们还可以得出如下结论：热声压缩机的谐振频率主要由工质种类（声速）和压缩机的结构参数来决定，它们与操作参数共同决定了压缩机产生的压力波的振幅和频率。

### § 3-5 热声起振和消振行为研究

#### § 3-5-1 滞后回路

滞后现象在自然界是很多的，如光致化学反应<sup>[151]</sup>、沸腾换热中的滞后现象<sup>[152]</sup>和液氮的λ相变过程<sup>[153]</sup>等。综合分析一下这些现象可以发现，存在滞后现象的系统往往具有如下特征：系统具有多稳定状态和系统状态变化的突变性。

Zimmermann 等<sup>[154]</sup>在研究的光致化学反应  $S_2O_8F_2 \leftrightarrow 2SO_3F$  时发现，当入射激光的功率从零逐渐上升时，只有当功率达到一定的量时，系统才会突然发生反应而吸收功率，表现为吸收率从接近于零值突变到一定的值，之后，随着功率的增大，吸收率只是缓慢地升高，这样我们可以把整个过程理解为系统从一个稳定状态跃迁到另一个稳定状态；反之，当激光入射功率从突变后状态所处的较高值逐渐降低时，系统再次发生突变时的入射功率并不是原先突变点的值，而是比原来的低，当然，这一现象并不是在任何情况下都能出现的，正如他们指出的那样存在着“临界温度”，如图 3.26 所示。

回过头来考察一下我们将要讨论的热声驱动系统。从热声驱动实验可以看到，热声振荡的起振并不是一个渐变过程，而是一突变过程，即当加热温度达到临界温度时，系统就会突然发生振荡，测得的压比也是从接近于零的一个小量瞬间变为一个相当大的值。因而该系统显然同上述提到的那些系统一样具有两个特征：状态突变和多稳定状态。据此，我们预测热声振荡系统中也存在滞后现象，即温度上升时的起振温度与温度下降时的消振温度具有一滞后回路，如图 3.27 所示。

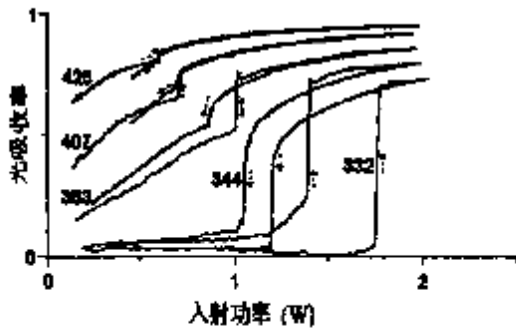


图 3.26 光致化学反应光吸收率与入射功率的关系图

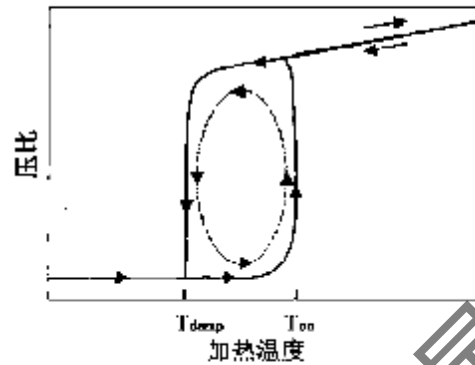


图 3.27 预测的热声振荡滞后回路

### § 3-5-2 实验过程

由于着这一部分的实验目的是要重点考察起振温度和消振温度及其影响因素，为了比较准确地测量出温度的变化趋势，实验过程中应缓慢加热，避免过大的温度测量误差，尤其需要注意下列步骤：

- 1) 起振前加热 将系统从室温加热至起振温度有相当大的温差，为了加快实验进程，本阶段采用约  $2^{\circ}\text{C}/\text{分钟}$  的升温速率，此时，由于相对较大的升温速率而造成温度测量上的误差对实验结果没有实质上的影响。
- 2) 起振及起振后加热 当升温接近起振温度时，应采用较低的加热速率，本实验采用约  $0.5^{\circ}\text{C}/\text{分钟}$  的速率。同时为了保证加热过程的对称性，要不断地微调加热电压使两边温度同步上升。此外，随着由温度梯度造成的传热量增大以及起振后部分输入功率转换成产功，加热功率也应相应地增大。在加热的同时，定时记录压力波。实际上，起振前温度逐步上升时系统中就已经有微小的振荡发生，也应进行记录，以便准确发现起振点温度。
- 3) 降温及消振 当温度达到一定值后，进行降温过程实验，调低加热电压，使加热功率一直小于平衡功率，这样温度就会逐渐缓慢下降。同时如 2) 中那样，在一定的温度间隔时记录压力波，特别注意消振点的记录。

分别进行了热声系统在不同压力下的对称加热和非对称(即单向)加热条件下的实验。单向加热情况与上述步骤基本相同，只是仅在热声机的一端进行加热升温或反之。

### § 3-5-3 实验结果及分析

#### 一、温度滞后和功率滞后

产生热声效应的必要条件之一就是由板叠两端的冷、热端换热器在板叠上形成一定的温度梯度，当板叠两端的温度梯度达到某一临界值时，气体产生自激振荡，这一温度梯度将会直接影响热声效应的转换效率。很显然，温度梯度直接牵涉到热端温度和冷端温度等温度参量。

为便于比较，在介绍起振消振实验之前，首先我们来看一下一般的热声振荡过程中各温度量的

变化情况。

当工质为充气压力 2.0MPa 的氦气, 加热功率一定时 (2180W), 驱动器的热端温度 (包括高温气库温度和板叠热端温度) 如图 3.28 所示, 其中符号“▲”代表高温气库的温度, 而“■”代表板叠热端的温度。起振前, 两者都是随时间上升的, 从图中我们还可以看出板叠热端温度比高温气库温度要高, 这是由于加热功率集中在板叠热端附近, 在起振前这里的温度显然会迅速上升, 而高温气库的温度升高则是靠传导和微弱对流传递过去的热量。然而, 令人感兴趣的是, 当系统起振后, 板叠热端的温度会由于振荡本身消耗热量以及振荡加强热传递而迅速下降, 经过一段时间后, 温度下降趋势会逐渐减弱, 直至重新缓慢上升, 最终又会趋于一个稳定值。这一最终温度的大小要视加热功率的大小而定。反观高温气库的情况, 我们没有发现它的温度在起振后有下降过程, 而是一直单调上升, 只是在起振后的上升速度有所减缓, 最终也会趋于一个稳定值。

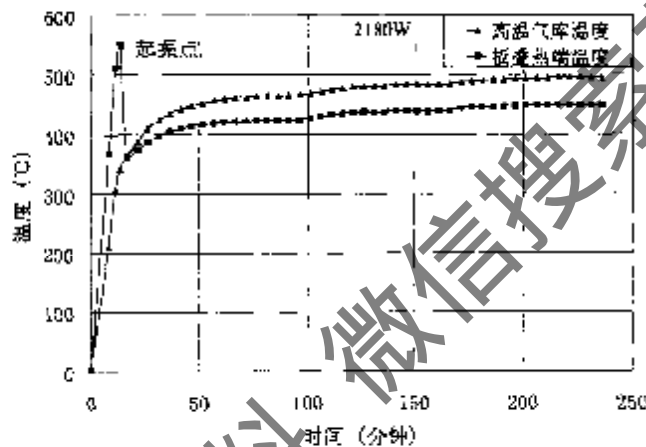


图 3.28 起振及起振后板叠热端和高温气库的温度变化

板叠两端的温度梯度随时间变化的行为则同板叠热端的温度变化趋势是相似的。不同之处在于, 起振后它的变化相对较缓慢, 这是由于板叠冷端的温度也会在起振后急剧上升, 从而在一定程度上削弱了板叠两端的温度梯度变化幅度。

正如上面实验过程部分所述, 为了更准确地观察热声起振和消振情况, 我们的实验步骤是有所不同的, 也就是说, 加热过程是缓慢进行的。图 3.29 正体现了这一过程, 起振前期间我们逐渐加大加热功率, 当在某一量值的功率下经过相当长的时间, 温度趋于稳定, 而系统没有起振, 这样我们才改变加热功率, 重复这一过程, 直至系统起振; 同样, 在消振实验过程中, 我们则是逐步降低加热功率, 重复等待系统稳定过程, 直至系统消振。这一点同图 3.28 所描述的情况是不一样的, 后者是在一个固定功率下进行的。显然, 此功率值要大于起振功率和消振功率, 否则就无法起振或在起振后无法维持振荡。

图 3.29 的实验是以充气压力为 1.8MPa 的氦气为工质的情况下进行的。需要指出的是, 时间轴 0 点并不是从常温开始加热的起点时间, 我们的实验是从有振荡存在的状态开始的, 然后把加热功率逐渐减至 260W、180W、130W 和 90W, 随着功率的减小, 加热温度也相应地降低。为了使温度达到一个比较稳定的值, 在每一个加热功率点都运行 2-3 小时。当加热功率降至 90W, 运行将近 2



小时，加热温度降至  $210^{\circ}\text{C}$ ，系统振荡消失。消振后，由于不再有能量被振荡所消耗，加热温度马上开始上升，直至建立热平衡。然而，从实验中我们发现  $90\text{W}$  是不足以使系统起振的，因此经过一段时间的恢复，系统停留在一个稳定状态。若想使系统重新起振，就必须加大输入功率，同样每一次的调整幅度不宜太大，直至系统起振。结果显示，系统起振时的临界功率大于  $220\text{W}$ ，此时的加热温度为  $440^{\circ}\text{C}$  左右。

很显然，我们从实验中证实了起振温度和消振温度是不一致的，存在一温度差。此外，对于加热功率也有类似的现象。温度差的存在曾经被日本大学的松原洋一教授等在实验中所发现<sup>[69]</sup>，然而他们却认为存在一临界功率，在此功率下系统会往复地起振和消振，也即该功率能够使系统起振，却又不利于维持振荡。而我们的实验结果是有所不同的，我们认为系统存在两个临界功率值，即临界起振功率和临界消振功率。事实上，临界起振功率是能够维持振荡的，而临界消振功率则是不能令系统起振的。

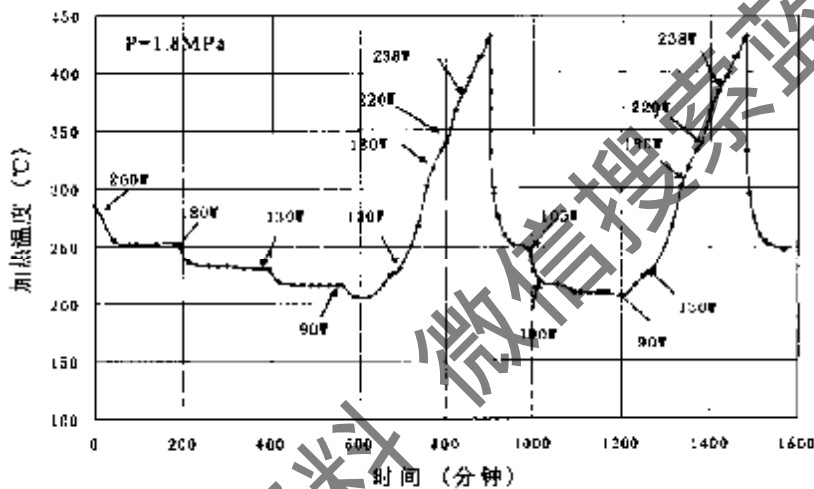


图 3.29 起振和消振过程中热端温度随时间的关系图（其中加热功率是缓慢分阶段变化的）

## 二、热声振荡滞后回路

在讨论了热声起振和消振过程中的温度和功率信息后，下面我们将着重地介绍有关压力波的情况。

同上面的实验有所不同，下面的结果是以氦气作为工质的。

首先，以充气压力为  $2.4\text{MPa}$  为例。图 3.30 和图 3.31 分别示出了对称加热时无量纲振幅-温度变化曲线和压比-温度变化曲线。可以明显地看到，在加热温度逐渐上升过程中，当温度达到  $227^{\circ}\text{C}$  时，无量纲振幅从约  $0.06\%$  突变为  $1.6\%$ ，压比则相应地从  $1.001$  变化到  $1.033$ ，这就是通常所指的起振温度，之后随着温度的上升，振幅与压比变化变得较为缓慢，系统处于相对稳定状态。更高温度范围内压比同加热温度的关系可参见文献<sup>[126]</sup>。需要指出的是，这里的加热温度指的是高温气库上的温度，由图 3.28 可知，起振时该温度值明显要比板叠热端温度要低。

当加热温度达到  $277^{\circ}\text{C}$  后，适当调低加热功率，加热温度开始下降，对应的振幅与压比均缓慢降低。但是，当温度降至起振温度  $227^{\circ}\text{C}$  时，系统仍然保持振动；最后，当温度继续下降到  $181^{\circ}\text{C}$

左右，对应的振幅与压比都降低到约为起振点的 50%，此时振荡突然消失，压力波又恢复到起振前的状态。

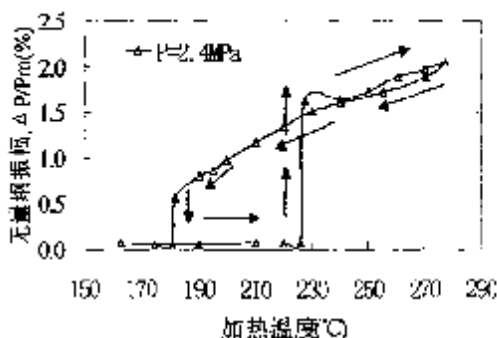


图 3.30 对称加热时无量纲化振幅和温度的关系

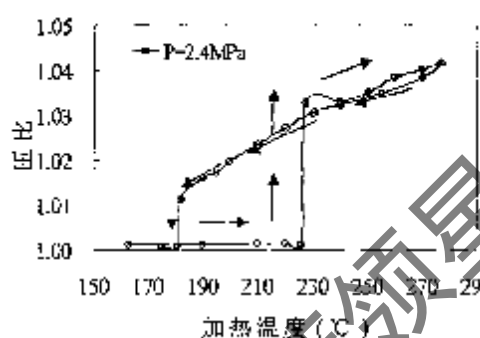


图 3.31 对称加热时压比和温度的关系图

图 3.32 和图 3.33 则给出了单向加热时无量纲振幅—温度变化曲线和压比—温度变化曲线，此时的起振点和消振点分别为 318°C 和 274°C，而其它的曲线形状同对称加热时相类似。

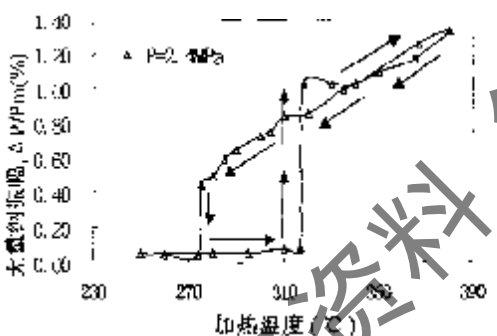


图 3.32 单向加热时无量纲化振幅和温度的关系图

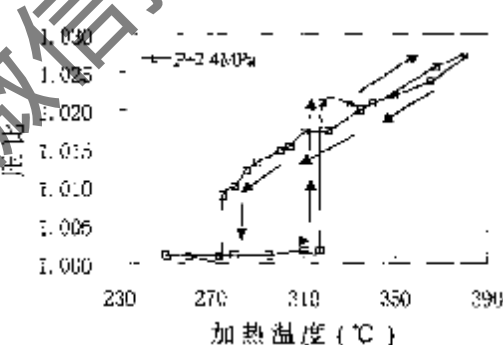


图 3.33 单向加热时压比和温度的关系图

从上面的实验结果中可以看到，消振点与起振点并不是重叠的，消振点温度一般是滞后于起振点的，内根突变线与内根相对稳态线因而形成了独特的“滞后回路”，验证了我们前面的预测。热声驱动系统的起振过程并不是一个渐变过程，显然也具有如下两个特征：状态突变和多稳态状态。因此，热声振荡滞后回路的存在是合理的。

### 三、压力的影响

我们还对不同充气压力下的氮气进行了实验，图 3.34 和图 3.35 分别给出了不同充气压力下对称加热与单向加热时的压比随加热温度的变化曲线。

由图 3.34 和 3.35 可见，滞后量跟充气压力有关，压力越高，滞后就越大。图 3.36 给出了温度与充气压力的关系，可以看到，温度滞后随压力的降低而减小，更为有趣的是我们发现起振线和消振线的斜率是不同的，而且在某一较低压力下存在一个交点，它代表着在此处起振与消振是重叠的，更有甚者，在比交点处更低的压力下滞后回路发生倒向（如图 3.34 和 3.35 中箭头所示），即消振点

比起振点的温度还要高。

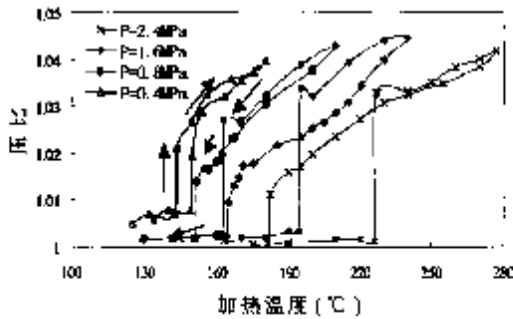


图 3.34 对称加热压比与温度的关系图

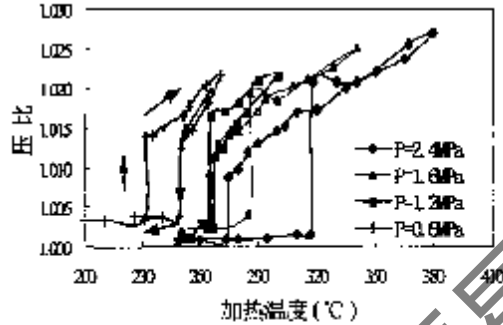


图 3.35 单向加热压比与温度的关系图

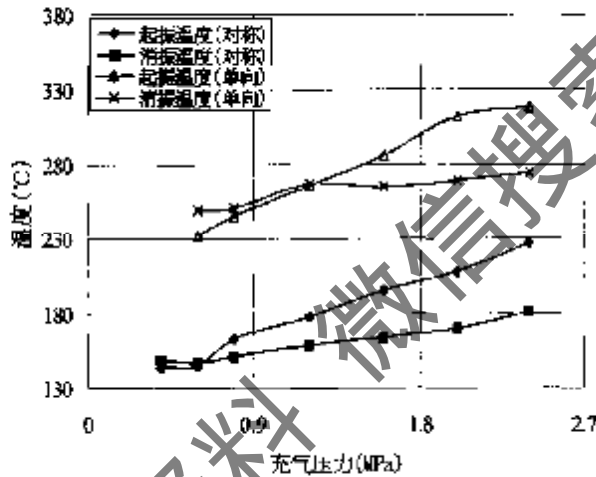


图 3.36 起消振温度与充气压力的关系图

#### 四、加热的影响

从图 3.34 和图 3.35 所示的实验数据中，还可以看出单向加热时的起消振温度均比对称加热时的高。这一点是非常容易理解的，这是由于振荡过程实际上是输入功率同各种损失的力量对比的结果。只有当输入能量足以抵消损失时，系统才会发生振荡。因此单向加热时由于输入功率集中在—端，所需的加热温度显然要高一些。

#### § 3-5-4 低品位能的利用——混合驱动源热声驱动器

这是专门针对低品位能源（如太阳能和废热等）提出的。一般情况下，热声振荡的起振温度都比较高，低温位的热源无法驱动系统工作，从而限制低品位的热能（如废热等）的利用。

然而，我们这里发现的热声振荡滞后现象，有助于解决这一问题。滞后现象告诉我们，热声振荡的起振温度和消振温度，以及起振临界功率和消振临界功率都是不同的。一般来说，是起振温度

远高于消振温度，例如起振温度可能达到  $400^{\circ}\text{C}$  以上；而消振温度，换言之，维持振荡温度则只需约  $200^{\circ}\text{C}$ 。在这个背景下，我们首次提出了利用电加热启动、和热源驱动运行的电热混合型热声驱动器解决方案，即先用低品位热能对系统进行加热，然后用电加热补充使系统达到起振温度，使系统启动；当系统起振后，转换成低品位热能加热来维持振荡的热声驱动方案。这样的系统在太阳能集热器热源或低品位的工业余热等的利用前景是非常诱人。

当然，在系统中要解决的问题也很多。首先是并列加热系统会增加系统的复杂性。此外，考虑到低温位热能本身的限制，应尽量采用高效的传热方式，例如热管技术等。

这种方案为低温位的热能在热声机械中的利用创造了条件。首先，在太阳能利用方面，虽然现在已经有人开发出太阳能驱动的热声驱动器，但是他们的系统所需的温度达到  $400^{\circ}\text{C}$  以上，这样对太阳能集热器的要求相对也就较高。如果我们采用电加热启动的方式就可以在相对较低的温度位下运行，从而降低了对集热器的技术要求，继而成本就会下降，为推广应用创造更有利的条件。

在工业废热（如电厂的废汽）利用方面，它的优点就更为突出，这是由于工业废热本身的特点决定的，它的温度一般相对较低（低于  $200^{\circ}\text{C}$ ），如果不借助于电加热的话，即使是行波型热声机，也是难以启动的，可以想象，电热混合型加热法是行之有效的办法。

### § 3.6 本章小结

1. 自行研制了一台以铜丝网作为热声板叠的驻波型热声驱动器，能输出最大振幅约为平均压力的  $3\sim 10\%$  的压力波。以氮气和氦气为工质时，获得的最大压比分别达 1.06 和 1.1，频率分别为 70Hz 和 35Hz。这是国内首台能获得足够声功用以驱动脉管制冷机的驻波型热声压缩机。
2. 系统地研究了各结构参数和操作参数对系统性能的影响情况。系统的谐振频率主要由工质和结构尺寸决定，而压力和温度等操作参数对它的影响很小。振荡压力波的振幅和压比随若加热温度的升高而增大，振源还随充气压力的升高而增大，而压比则在一定的压力下，存在一最佳值。而结构参数，这里指的是谐振管的长度，不仅会影响谐振频率的大小，还会影响到系统的压力波特性。
3. 分别以氮气和氦气为工质的进行了热声驱动系统的起振与消振实验，发现起振温度和消振温度的不一致性，存在滞后现象；起振和消振的临界加热功率也存在类似的滞后现象。在考察压力参数时，证实存在一带后回路。实验中还观察到在某一较低压力下滞后回路会消失甚至反向。在所有条件下，对称加热的起振温度和消振温度都比单向加热的低。滞后现象对于促进低品位能在热声机械中的利用有积极的作用，为此还提出了一混合驱动热声驱动器方案。

## 第四章 驻波型热声机驱动的脉管制冷特性

本章首先针对热声驱动器输出压力波的特性, 讨论热声驱动器及其驱动的脉管制冷机之间的结构、工艺及热力参数等方面的匹配问题。然后, 建立一台驻波型热声驱动脉管制冷机的实验系统, 并进行实验研究。在初步实验的基础上, 对系统进行优化和改进, 在最近的实验中获得了突破性进展, 无负荷最低制冷温度达到了 117.6K 的低温, 在国内首次利用热声驱动脉管制冷机进入低温温区。

### § 4-1 简介

脉管制冷机的发明已经解决了低温制冷机中的冷端运动部件问题, 但仍存在着室温下的运动部件——机械式压力波发生器, 其振动大, 无维修使用寿命短。

热声驱动脉管制冷机的结构方案正是基于上述的背景而提出的<sup>[14]</sup>。它消除了普通脉管制冷机中室温下机械压缩机这一运动部件, 在室温区与低温区均无运动部件, 具有结构简单, 运行可靠和寿命长等优点, 是一种新型的制冷机。

同机械式压缩机相比, 热声驱动器输出的压力波具有频率高, 压比低以及输出功率小等特点<sup>[14]</sup>。尤其是脉管制冷机通常都工作在较低的频率下, 针对这些问题, 我们的研究将从讨论热声驱动器及其驱动的脉管之间的结构、工艺及热力参数等方面的匹配问题入手。

虽然热声驱动技术已有相当长的历史, 但同脉管制冷机联用则是近十年来的事。1990 年前后, Swift、Martin 和 Radebaugh 等建议用热声驱动器(TAD)代替机械压机来驱动小孔型脉管制冷机。他们开展了一项联合研究后正式提出了热声驱动式改进型脉管制冷机流程方案, 而且达到 90K 左右的低温<sup>[14]</sup>, 这是世界上第一台完全无运动部件的低温制冷机, 其中, 热声驱动器的长度达 10m, 以氦气为工质时, 谐振频率为 40Hz 左右。虽然目前的 TAD 已经能产生大约 1.2 的压比, 但机械驱动的小孔脉管的最佳压比值在 1.3 到 1.5, 仍有较大差距。在工作频率方面, Godshalk 等采用 1m 长的 TAD, 工作频率在 350Hz 左右的热声脉管进行了实验, 取到了 147K 的制冷温度。

然而, 热力学效率低下却一直困扰着热声系统的实用化进程。如何提高系统的性能也就成了大家关注的焦点。影响热力学效率的因素很多, 首先是热声压缩机系统的热声转换效率, 然后是脉管制冷机的性能, 当然还有一点不能忽略的则是它们两者之间的匹配, 我们的研究正是从这几方面入手展开的。

### § 4-2 脉管制冷机

在开始研究热声驱动脉管制冷机之前, 先让我们来了解一下脉管制冷机及其工作机理和它的发展历史。

#### § 4-2-1 基本工作原理

脉管制冷机一般由蓄冷器、脉管、冷热端换热器、导流器以及调相机构等组成。根据供气方式

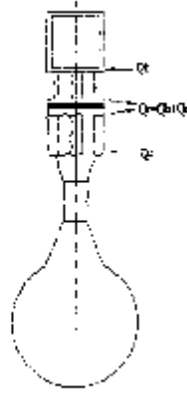


图 4.1 啤酒制冷机(Beer Cooler)

的不同,可分为斯特林型和 G-M 型脉管制冷机<sup>[157]</sup>。斯特林型是指蓄冷器热端连接无阀压缩机,因而输入系统的压力波接近正弦波;而 G-M 型机的蓄冷器热端则连接有阀压缩机和高低压切换阀,输入的压力波理论上为方波。

调相机构是脉管制冷机中最为重要的部分,其作用是调节脉管冷端的质量流量和压力波之间的相位差<sup>[1]</sup>。迄今为止,调相器的种类有小孔-气库、双向进气机构、四阀机构、双活塞机构、主动气库机构等。将在稍后部分予以介绍。

脉管制冷机的工作原理是利用高低压气体对脉管空腔的充放气过程而获得制冷效果的。蓄冷器是一个效率极高的换热器,它的作用是在每一次循环所得的冷量,并传递给下一次循环流入的气体使之温度逐渐降低。

论述脉管制冷机工作原理的理论很多,但总体上都还不够完善,缺乏一个非常准确的机理分析。

参照一般的制冷循环,脉管制冷机的工作过程大致如下(可参见图 4.2)<sup>[9]</sup>:

- 1) 高压气体通过被控制的切换阀流经蓄冷器、冷端换热器、导流器而以层状流动形式进入脉管,逐渐推挤管内气体向封闭端移动,同时使之受到挤压,压力升高,温度上升,在脉管封闭端气体的温度达到最高值。
- 2) 设在封闭端的换热器将热量带走,使管内气体因放热其温度和压力稍有降低。
- 3) 切换阀转动使系统与气源低压侧直接连通,脉管内的气体又以层状流动渐次向气源推移扩张,气体膨胀降低而获得低温。
- 4) 切换阀再次转换,使系统与气源高压侧连通,重复上述循环。

我们将无阀型脉管制冷机和有阀型脉管制冷机分别与斯特林制冷机和 G-M 制冷机相比较发现,其实脉管制冷机仅仅少了用于封闭冷腔的排出器。因此可以认为脉管中存在一个气体排出器,它只在脉管中来回运动作绝热压缩膨胀而不进出冷热端换热器,因此在靠近冷端处形成等效冷腔,气体活塞本身只起传递机械功的作用,于是,我们可以用斯特林或 G-M 制冷机的分析方法对脉管制冷机进行分析。

## § 4-2-2 脉管制冷机的发展

## 一、基本型脉管制冷机

1963年,美国 Syracuse 大学的 Gifford 和 Longworth 等利用气体对一空管进行了周期性的充排气实验,产生了制冷效应。随后串入一个蓄冷器,发明了第一代脉管制冷机,如图 4.2 所示<sup>[15]</sup>。这种最早的型式被称为“基本型脉管制冷机”,其特点是脉管的热端是封闭的,气体工质依“表面泵热”效应传递能量<sup>[1]</sup>。1967年,Longworth 用  $\phi 19\text{mm} \times 319\text{mm}$  的基本型脉管,在高低压分别为 2.38MPa 和 0.56MPa,频率 0.67Hz 的情况下,最低温度达到了 124K<sup>[158]</sup>。

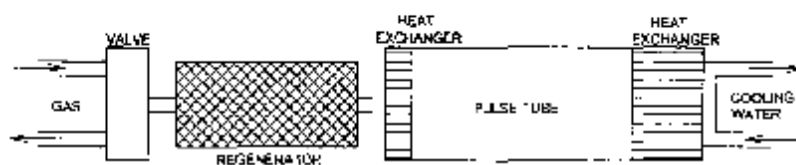


图 4.2 基本型脉管制冷机结构简图

为了消除基本型脉管制冷机中气体经过阀门时的节流损失, Gifford 将有机阀和切换阀用无阀压缩机取代,利用活塞在汽缸内的往复运动所产生的压力波直接驱动脉管为工质的压缩和膨胀产生制冷效应,并称之为“可逆型脉管制冷机”<sup>[159]</sup>,结构见图 4.3。

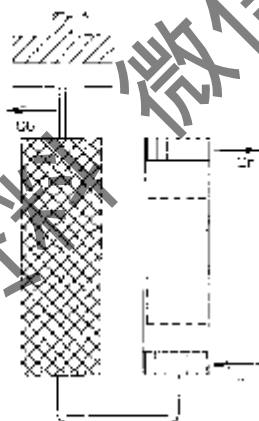


图 4.3 可逆脉管制冷机

对于可逆脉管制冷机, Gifford 用 4 根  $\phi 6.35\text{mm} \times 102\text{mm}$  的脉管,在工作压力为 1.23~0.3MPa,转速为 470r/s 的情况下,最低温度达到 165K<sup>[159]</sup>。

## 二、小孔型脉管制冷机

1984年,前苏联的 Mikulin 等人在基本型脉管制冷机的热端增加了一个气库,并在热端换热器和脉管之间设置了当流小孔,当时称之为气体分配器(见图 4.4)<sup>[160]</sup>,大大提高了脉管制冷机的制冷能力。他用空气作工质,达到的最低制冷温度是 105K。后来采用了氦气,当平均压力为 0.85MPa,工作频率为 18Hz,压比为 2 时,在  $\phi 13\text{mm} \times 350\text{mm}$  的脉管上获得了 64K 的低温。

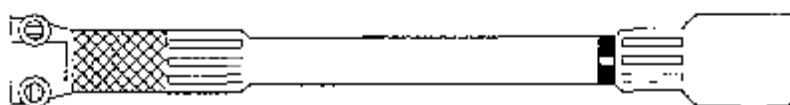


图 4.4 Mikulin 的小孔型脉管制冷机

1936年,美国学者 Radebaugh 等对 Mikulin 的方案进行了改进,将小孔从脉管与热端换热器之间移到气库与热端换热器之间,并用针阀代替了小孔,如图 4.5 所示。这样做的好处是可以很方便地通过调节小孔的开度,以达到调节进出气库气量的目的。Radebaugh 等采用  $\phi 12.7\text{mm} \times 237\text{mm}$  的脉管,平均压力为  $0.7\text{MPa}$ ,工作频率为  $9\text{Hz}$ ,工质为氦气,达到无负荷最低制冷温度为  $60\text{K}$ <sup>[64]</sup>。1989年,中科院低温中心梁惊涛等对蓄冷器进行了强化,研制的小孔型脉管制冷机的最低制冷温度达到了  $49\text{K}$ ,在  $77\text{K}$  时有  $12\text{W}$  的制冷量<sup>[61]</sup>,该机器的参数是:脉管尺寸  $\phi 19\text{mm} \times 400\text{mm}$ ,以氦气作工质,平均工作压力为  $0.9\text{MPa}$ ,频率  $8.5\text{Hz}$ ,压比  $1.4$ 。

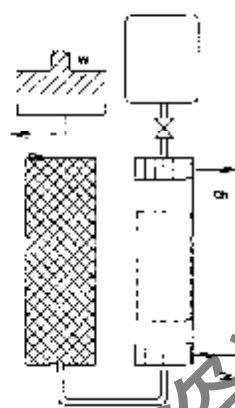


图 4.5 小孔型脉管制冷机

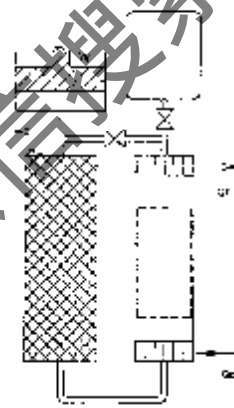


图 4.6 双向进气型脉管制冷机

### 三、双向进气型脉管制冷机

小孔型脉管制冷机的出现,使脉管制冷机的性能大大提高,单级最低温度达到了  $49\text{K}$ ,使脉管制冷机进入了一个崭新的时代。然而,与当时斯特林制冷机的  $35\text{K}$  的最低温度相比,仍有较大的差距。西安交通大学的朱绍伟等<sup>[11,62]</sup>在理论分析的基础上,提出了一种采用新型的调相结构的脉管制冷机—双向进气型脉管制冷机,如图 4.6 所示。它是在小孔型的基础上,用一气体分配器连接脉管热端和蓄冷器热端。当时,该方案单级最低制冷温度达到了  $42\text{K}$ <sup>[65]</sup>,随后法国 Ravex 等采用该方案的制冷机达到了  $28\text{K}$ <sup>[66,63]</sup>。不过,后来也发现由于第二进气口的存在,脉管壁面靠近热端处往往会形成一个温度峰值,这一温度远大于室温并随着平均压力的增大而升高。如何移去这一温度峰值,成了进一步提高双向进气型脉管制冷机性能的关键。

### 四、采用其它调相器的脉管制冷机

双向进气型脉管制冷机的出现证明了引入新型的调相机构是一种可行的研究方法,于是各种各



样的调相机构相继出现。

1988年,日本大学松原洋一等提出了“双活塞型脉管制冷机”,见图4.7。从图中可见双活塞型在结构和原理上与斯特林制冷机很接近,可以回收膨胀功,降低因小孔引起的不可逆损失,进而提高了制冷机的性能。其不足之处在于增加了一个膨胀活塞,降低了脉管制冷机的可靠性。1992年,日本电器技术公司(ETC)的Ishizaki等采用双活塞型脉管制冷机获得了23.5K的低温<sup>[166]</sup>。

图4.8给出的四阀型脉管制冷机在脉管热端用不带气库的阀门机构来取代移动活塞及小孔气库<sup>[167]</sup>,该结构的调相作用不是通过小孔气库而是通过另一对连接脉管热端与压缩机进排气管的切换阀来实现。调节阀门可以将脉管冷端的等效P-V图调整至与斯特林制冷机膨胀腔的P-V图相类似,从而增大了单位质量气体流的膨胀功,改善了蓄冷器的性能。最近,日本住友机械重工的李瑞、金尾宽一等制造的单级四阀型脉管制冷机实现20.5K的最低制冷温度,80K时的制冷量可达33.5W(压缩机输入功率2.4kW,充气压力为1.67MPa)<sup>[12]</sup>。

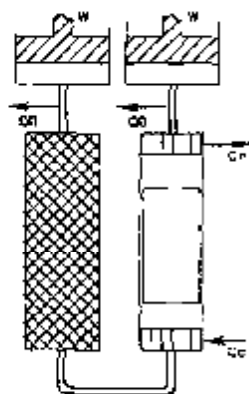


图 4.7 双活塞型脉管制冷机

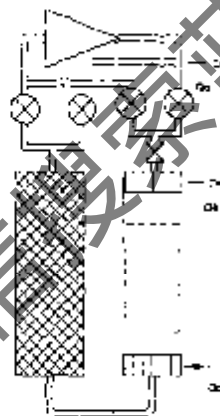


图 4.8 四阀型脉管制冷机

1992年,中科院低温中心周延等人提出了一种新的布置方案,称为“多路旁通型脉管制冷机”<sup>[168]</sup>。在脉管中部与蓄冷器中部之间通过一个小孔相连,让蓄冷器中部一部分气体进入脉管中间温度点,产生制冷效应。采用多路旁通型结构,脉管冷端从59K降低到33K。可以将多路旁通脉管制冷机看作是串联的多级脉管制冷机,但是由于没有通常的多级机复杂的结构,仍有可取之处。采用多路旁通的同轴和非同轴单级脉管制冷机分别达到了33K和23.8K无负荷最低温度<sup>[169]</sup>。并被NASA列为21世纪空间微型脉管制冷机的研究方向之一。

1996年,朱绍伟等发明了“主动气库型脉管制冷机”<sup>[170,171]</sup>。在双向进气型和小孔型脉管制冷机中,在进气阀和排气阀开启前,它们两端存在着相当大的压力差,这造成了内在损失。这种损失的大小与脉管和蓄冷器的空容积大小成正比,即使增大进、排气阀的孔径也无法减小它。

如图4.9所示,在G-M型脉管制冷机的基础上引入三个气库buffer1-buffer3和阀门V1-V3,由于气体的移动、膨胀和压缩不再单纯由压缩机、 $V_H$ 和 $V_L$ 决定,各气库也通过阀门的开闭主动地参与了压缩膨胀过程,因此取名为主动气库型。根据该原理制作的单级原形机在输入功率为3.65kW条件下,可达到的最低制冷温度为28K,80K时的制冷量高达160W,其卡诺效率为11%。

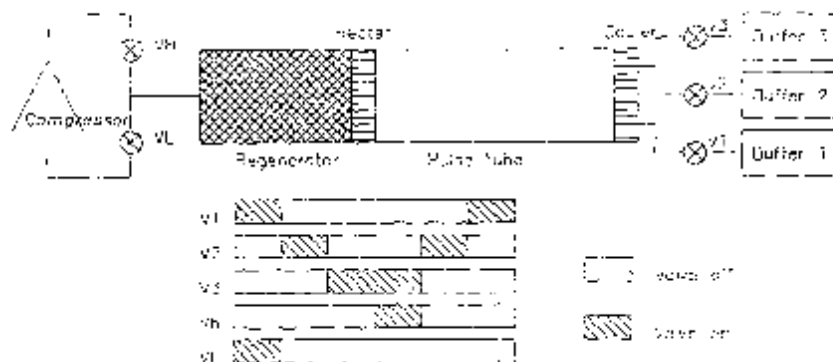


图 4.9 主动气库型脉管制冷机

调和方式还有热膨胀型<sup>[172]</sup>、变截面积<sup>[173]</sup>、增大气库压力法<sup>[174]</sup>以及双阀双小孔型<sup>[175]</sup>等。

根据脉管和蓄冷器的布置方式,可以分为直线型、U型和匝绕型脉管<sup>[176]</sup>。

此外,为了获取更低制冷温度(如液氮温区),必须采用多级脉管制冷机。目前,多级脉管制冷已能可靠地获得液氮温区制冷温度,包括日本学界的 Matsubara 和高金林等的 3.6K 三级机<sup>[176]</sup>,浙江大学陈国邦和邱利民等的 3K 双小孔型二级机<sup>[177]</sup>,吉森大学王超和 Heiden 等的 2.2K 二级机<sup>[178]</sup>,以及许名尧和 de Waele 等 1.7K 以  $^3\text{He}$  为工质的二级机<sup>[179]</sup>。

#### § 4.3 驻波型热声驱动脉管制冷机

与一般的脉管制冷机不同,热声驱动脉管制冷机是以热声压缩机代替机械式压缩机作为驱动源进行制冷,图 4.10 为驻波型热声驱动脉管制冷机的示意图。

它由驻波型热声驱动器和脉管制冷机两部分组成,工作过程如下:首先通过热声驱动器加热器的加热和冷却器的冷却在热声板叠两端产生一温度差,当温度梯度达到临界温度梯度后,谐振管内就会自发发生振荡,产生一压力波;然后,打开驱动器与脉管之间的连接阀,利用热声谐振管中的压力波输入脉管进行制冷。

脉管制冷机采用热声压缩机驱动,具有两个突出的优点:

(1)内在的简单性和和谐性:热声驱动的脉管制冷机无需提供外在的机械来保证压缩活塞(或原动机)与膨胀活塞(或排出器)之间合适的相位,它通过内在的不可逆性自发地调节相位差,即通过有限温差的不可逆传热调节相位差。这个内在的简单性非常有价值,它消除了机械调相机构,使制冷机整体无运动部件,因此运转可靠,大大提高了低温制冷机的无维修使用寿命,较之常规制冷机,具有性能更可靠、振动更小、电磁干扰更低,对侧向负荷不敏感等优越性,从根本上解决可靠性的问题,可望实现长寿命运行。

(2)热能驱动:热声驱动脉管制冷机采用的热声压力波发生器,可以用太阳能集热或燃气作热源,对于电能短缺或热能富集的场所非常有利,从而拓宽了它的应用领域,增强了实用性,现美国正在研制一种用于天然气液化的脉管制冷机,以燃烧 30% 的天然气来液化 70% 的天然气<sup>[20,21]</sup>。与机械式

压缩机相比，其热效率高、清洁、低噪音，尤其是可以利用低品位热能，使其具有较高的系统效率，使该热力学单元更为完善。

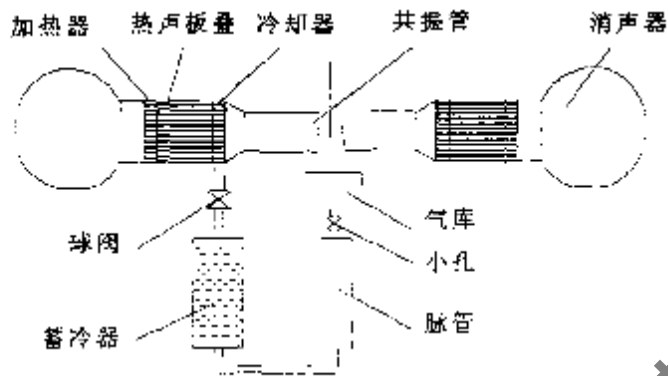


图 4.10 热声驱动脉管制冷机示意图

然而，热声驱动脉管制冷机也具有一些先天的不足。首先是热声驱动器的热声转换效率较低，这一方面是因为热声效应本身就是基于不可逆的热力过程之上，不可逆损失是必然的；另一方面是冷热端换热器中存在的不可逆损失；再加上谐振管的粘性损失以及在大振幅下的非线性效应等，这些都导致较低的效率。其次是热声系统具有频率较高的特点，这对于脉管制冷机来说是不利的。再者，热声驱动器产生的压力波的振幅较小，因而声功输出较小，与机械式压机相比较，这一点就更显突出。最后是热声驱动器中的压力波是一驻波，驻波是不能传递能量的，而脉管制冷系统却需要输入一定的功量。能否解决好这些问题是热声驱动脉管制冷机立足于制冷领域的基础。

#### § 4.4 匹配问题

在研制热声驱动脉管制冷机的装置时，热声驱动器与脉管制冷机之间的匹配是必须考虑并加以解决的问题。

##### § 4.4.1 驱动器与脉管的联接匹配

讨论匹配问题，理所当然要首先从连接管道出发。这一点对于通常的脉管制冷机来说或许并不重要，然而对于热声驱动脉管制冷机来说是非常重要的。

首先是系统中的压力波的低振幅和小声功，要求我们尽量减少管路的粘性损失。

其二是由于热声系统中压力波的声学特性，它的管路损失中除粘性损失外，还有一个特别重要的损失，即声波在变截面管道中反射损失，如图 4.11 所示。由声学原理可以得出，平均声能流或功率的透射系数为<sup>[26,121]</sup>：

$$t_w = \frac{I_2 S_2}{I_1 S_1} = \frac{4S_{12}}{(1 + S_{12})^2}$$

其中,  $\tau_w$  为透射系数,  $I_i$  为入射声声强,  $I_t$  为透射声声强,  $S_1$  和  $S_2$  分别为两根管的截面积,  $S_D$  分别为两截面积之比  $S_1/S_2$ 。显然有  $4S_D \leq (1 + S_D)^2$ , 即有  $\tau_w \leq 1$ , 也即有部分声功被反射损失。我们通常所用的针阀或大小管接头中就含有这样的结构, 因而成了一个非常重要的损失元件, 必须加以克服。

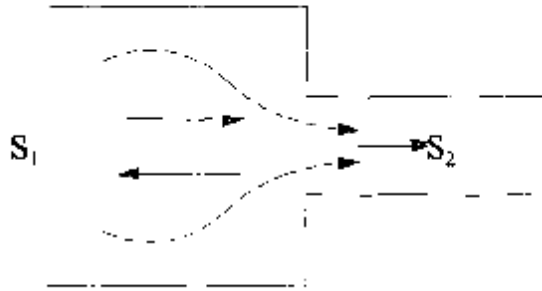


图 4.11 变截面声传播管道示意图

另一个重要的是, 连接管的尺寸匹配。声功的传递是靠行波来进行的, 驻波是不能输出能量的, 但谐振管中的压力波却是驻波。因而当脉管没有与驱动器连接时, 驱动器中产生的声功是靠整个系统装置的震动损失而消耗的。因此, 要想输出一定的声功就必须设法产生一定成分的行波, 热声驱动脉管系统中的连接管就起到了这一功能。然而行波成分的多少是同连接管的尺寸密切相关的。若连接管直径过小, 则会导致不能完全输出驱动器中的声功; 相反, 若直径过大, 又会导致行波成分过多, 从而破坏了谐振管中的驻波声场。

#### § 4-4-2 频率的匹配

频率对热声驱动脉管制冷机来说是非常重要的因素, 这是由于驱动器和脉管的工作频率的巨大差异而造成的。脉管制冷机通常的工作频率相对较低(几个赫兹), 而热声振荡频率却相对较高, 一般为几十到几百赫兹的频率范围。这样, 当把两者联接起来时就必须考虑它们之间的匹配问题。基于两者的频率特性, 匹配宗旨应该是尽量使它们的最佳频率相对接近。下面就分别就驱动器和脉管制冷机加以讨论。

##### 一、驱动器

为了与脉管制冷机匹配工作, 热声驱动器的工作频率要尽量降低。对半波长共振系统, 工作频率可由下式计算:

$$f = \frac{a}{2L} = \frac{\sqrt{\kappa RT}}{2L}$$

其中,  $f$  为频率,  $a$  为声速,  $L$  谐振管长度,  $\kappa$  为绝热指数,  $R$  为气体常数,  $T$  为温度。从中可以看到, 频率同谐振管的长度以及工质的声速有关。谐振管越长, 频率越低; 谐振管越短, 频率则越高。声速越大, 频率越高; 声速越小, 频率则越低。因此, 要达到降低频率的目的, 就要向选择较长的谐振管和低声速的工质的方向努力。然而, 这也会受到其他因素的影响, 如谐振管长度在实

际中不可能过长，一方面是占用太大的空间，另一方面是谐振管中的损失过大。同样工质的选择也会受到限制，这将在稍后进行讨论。

## 二、脉管

由于受条件的限制，驱动器很难被完全调整到脉管的适用频率范围。这样，我们还必须从脉管方面入手，针对输入压力波的特性，设计一具有高频特性的小脉管。

首先由于输入声功有限，脉管的总体尺寸要与之相适应。对不同的驱动器应具体考虑，假如驱动器本身的输入功率较大，而能输出相当大的声功，就完全可以驱动相对较大的脉管。通常可以通过理论预测或者实验测定声功，然后确定脉管的尺寸。

其次是蓄冷器的结构。由于频率较高，在同样的条件下，瞬时换热效果相对较差。这可以通过增大蓄冷器的直径，从而降低工质在蓄冷器中的流速，尽量使流体与填料充分换热来实现。另外，由于压力波具有振幅和功率小的特点，尽量减少损失是重要的，可以适当缩短蓄冷器的长度。同时增大蓄冷器的直径和缩短其长度，也使蓄冷器同脉管的体积比的变化趋势相互抵消，不至于变化太大。

### § 4-4-3 工质的匹配

不管对热声驱动器还是脉管制冷机来说，工质的选择都是至关重要的，正如上面所提到的，小的共振频率要求驱动器的工质具有低频率特性，譬如，氦气的声速显然要比氩气要小得多，因而以氦气为工质时的振荡频率要比氩气低，大约前者只有后者的  $1/3$  左右<sup>[4]</sup>。然而，这并不表明氦气是比氩气更理想的工质。我们知道氦气作为制冷机的工质的性能远不如氩气，因为它的传热特性和流动性质并不理想，这就要求我们综合考虑。实际中一般它采用的工质多为氦气或氩与其它惰性气体的混合物。

## § 4-5 实验研究

### § 4-5-1 实验系统

图 4.12 给出了自行研制的驻波型热声驱动脉管制冷机实验装置的系统图<sup>[4,5]</sup>。主要由驱动器主机系统、脉管制冷机系统、测量系统及真空系统组成。

#### 一、驱动器主机系统

热声驱动器的结构及主要尺寸可参阅第三章的“实验装置”部分。

本阶段实验中，我们对热声驱动器中的加热器结构进行了改进，还对铜制换热器与不锈钢制套管之间的连接采用氩弧焊来取代原先的银焊，从而保证实验台能在更高的温度下安全稳定地运行。

针对通常所用的针阀的“瓶颈”结构对于声波的反射作用，这里取消了阀门这一结构，这样就可以使通道畅通，从而减少了不必要的损失环节。当然，没有安装阀门也带来一些不便，如无法进行在热声振荡达到一定程度后，然后连通脉管进行制冷，而只能是系统一起振脉管就开始工作。

至于连接管的直径，目前采用 6mm 的紫铜管，这只是一个经验值，这个参数可以用实验的方法测定，即在驱动器尺寸不变的情况下，采用不同直径的连接管（实验中也可以用阀门的开度来代替），测量输出声功，就可以画出声功—直径图。显然当开度为 0 时，输出功率为 0，而当开度趋向无穷时，由于破坏了谐振管中的驻波声场，使实际输出功率也将趋近于 0，因而中间必然存

在一个最佳开度，也即存在一个最佳管径。（实际上，我们已经在改造后的装置中设置了不同直径的声输出口，由于时间关系，这一部分工作尚未开展。）

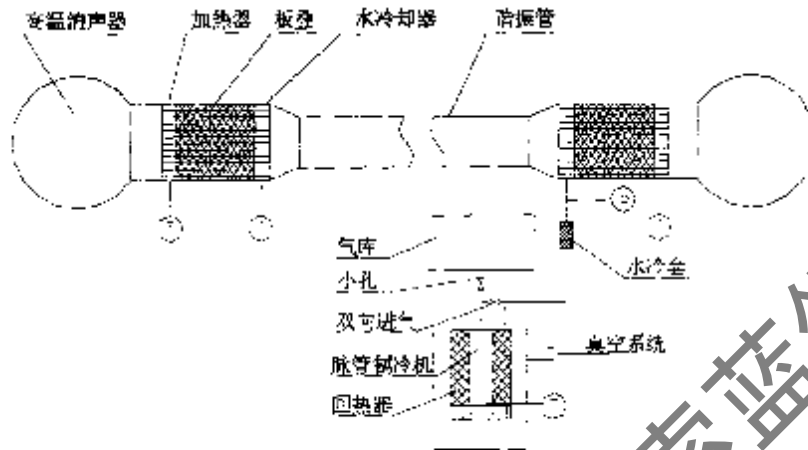


图 4.12 热声驱动脉管制冷机实验系统图

### 二、脉管

系统中采用的脉管制冷机为单级同轴双向进气型脉管。表 4.1 给出了它的主要结构尺寸。由于该制冷机与热声压机连接后也要承受大约 3.0MPa 的最高工作压力，而原脉管铝制气库不能承受 2.5 MPa 以上的压力，我们重新加工了一个不锈钢制气库。此外，由于热声压机出口气体的温度往往达到 80℃ 以上，不利于脉管的正常制冷，为此，在热声压机出口和脉管进气口之间还安装了一个水冷却器夹套，用以将脉管进气预冷。

表 4.1 脉管制冷机的结构尺寸与蓄冷器填料

| 脉管 (mm)           | 蓄冷器 (mm) | 蓄冷器填料      | 气库体积 (cm <sup>3</sup> ) |
|-------------------|----------|------------|-------------------------|
| 同轴型，外径为 12，长度 150 | 长度 150   | 250 目不锈钢丝网 | 100                     |

### 三、测量系统

目前的系统在温度测量方面较先前有了很大的改进。首先是，在板叠的冷端各安装一温度计，这样便可以避免先前冷端温度不变的假定对温度梯度计算所带来的误差。此外，除了原先在高温气库处安装的温度计外，在加热器和板叠热端的交接处又设置一高温温度计，这样我们就可以准确地测量到计算板叠上的温度梯度所需的温度信息。

制冷量在低温制冷机实验中是一个非常重要的参数，一定的温度下制冷量的大小也是衡量一台制冷机性能好坏的重要依据。通常采用热量平衡法测量制冷量。

### 四、真空系统

由一台高真空泵组成，系统运行时，脉管绝热夹套内的真空度大约为 10<sup>-4</sup> mmHg。

### § 4-5-2 实验步骤

实验的步骤同热声压缩机的实验基本相同，具体的实验步骤已经在第三章中详细描述过。不过，由于这里的实验目的主要是观察热声驱动脉管制冷机制冷温度，所以热声压机的加热速度相对较快，一般是满负荷加热，除非是为了特别观察不同功率或不同加热温度下的情况。这样，系统往往在加热开始后不久就会开始振荡，一般在 15 分钟以内。当然，当工作压力较低时，起振温度也较低，甚至在 10 分钟内就能起振。当系统起振后，脉管也就开始工作。在此之前，我们要作好脉管实验前的准备工作，主要是真空夹套内的真空度要求。

由于热声振荡在起振时是一突变过程，也就是说，在瞬间就能达到一个比较高的压比，因此，脉管的制冷效应非常明显，对应的降温速度很快。

## § 4-6 实验结果与讨论

### § 4-6-1 典型的降温曲线

先来看一下热声驱动脉管制冷机制冷特性的典型降温曲线，如图 4.13 所示。在实验系统中充入 2.0MPa 的氦气作为工质，然后输入 2100W 的加热功率对系统进行加热，经过 13 分钟，板叠热端温度达到 550℃ 左右，此时系统起振，同时脉管的冷端温度迅速下降，起振后仅 45 分钟就降至低于 130K 的温度。再过一个半小时，系统基本趋于稳定，脉管的最低制冷温度达到 120K，此时系统的工作压力为 2.7MPa。可见，热声驱动脉管制冷机的降温速率还是相当快的，尤其在起始阶段，由于热声振荡的发生是一个突变过程，使得系统在一个较大的压比驱动下迅速降温。

### § 4-6-2 热声驱动和机械压缩机驱动的性能比较

为更好地了解热声驱动脉管制冷机的操作特性，我们将测定的典型降温曲线与机械压缩机驱动的脉管制冷机典型降温情况进行了比较。表 4-2 列出了脉管制冷机驱动器（热声压缩机和机械压缩机）经过优化之后的操作参数。图 4.14 给出了分别采用热声方法和机械方法驱动脉管制冷机的典型降温曲线。热声驱动脉管制冷机在起振前冷端温度随加热温度的快速上升而略有提高（提高了 0.2K），15 分钟之后热声压缩机起振，起振温度为 390℃；起振之后，加热温度的上升速度减缓，而冷端温度迅速下降，并且在 150 分钟之内达到了 120K，而使用扫气容积为 33cm<sup>3</sup> 的机械压缩机驱动同样的脉管制冷机可在 140 分钟之内达到 74K 的制冷温度。

从热声驱动脉管制冷机与机械压缩机驱动脉管制冷机的典型降温曲线的比较可以看出：二者具有相似的降温趋势，但采用热声压缩机驱动无论在降温速率还是在最低制冷温度方面都具有一定的差距。通过对典型操作参数的比较，我们还看到在驱动同样的脉管制冷机并使用同样的工质时用机械压机具有更低的操作频率、更小的输入功率、更低的充气压力、更高的压比。这也就是说机械方法具有更高的效率，很明显热声驱动脉管制冷机的热效率还有待进一步的提高。

由图 4.14 还可看到，起振前，脉管冷端温度随加热温度的升高而略有升高，这是因为脉管制冷机与热声压缩机的冷端始终保持连通，随着加热功率的加入，板叠冷端温度也随之升高，不过由于起振前板叠两端的温度梯度主要是靠热传导建立的，沿轴向只有少量的热流，冷端温度变化幅度非常有限。

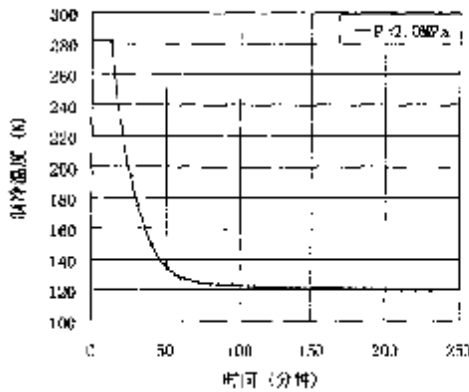


图 4.13 充气压力为 2.0MPa 时制冷系统的降温曲线

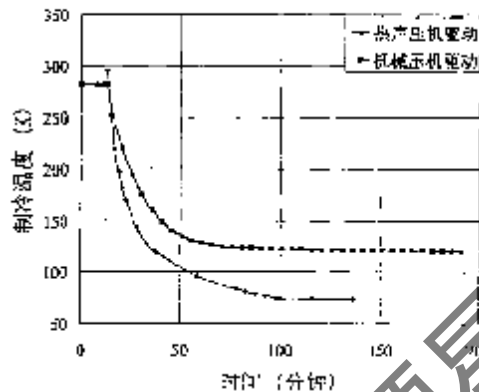


图 4.14 热声压缩机和机械压缩机驱动脉管制冷机的典型降温曲线

表 4.2 热声驱动脉管制冷机和机械压缩机驱动脉管制冷机的操作特征

| 驱动器        | 热声压机 | 机械压机  |
|------------|------|-------|
| 脉管类型       | 双向进气 | 双向进气  |
| 工质         | 氦    | 氦     |
| 充气压力 (MPa) | 2.0  | 0.6   |
| 压比         | 1.05 | 1.5   |
| 频率 (Hz)    | 10   | 15    |
| 加热温度 (°C)  | 540  | ---   |
| 加热/输入功率(W) | 2180 | 约 800 |

### § 4-6-3 操作参数对总体性能的影响

#### 一、小孔和双向进气

由于从热声压机输入到脉管的压力波特性与机械式压机有很大的区别，从相位调节的角度来看，与机械式压机正配对得到的脉管小孔和双向进气最佳开度就不再适用，要重新进行优化调节。图 4.15 给出了脉管制冷机的制冷温度随小孔开度的变化关系。实验时的工作条件为：工质为氦气，充气压力 1.8MPa，输入功率 914W（保持输入功率不变，而加热温度在 410°C 左右有小幅波动），丝网填充率 1.56 片/mm。实验中可以发现，小孔型脉管比基本型（当小孔开度为 0）的性能要好。然而，小孔的开度并不是越大越好，在一定的双向进气开度下，而是存在一个最佳开度。在此小孔开度下，我们继续对双向进气进行优化，可以得到类似的关系图。经过反复的优化过程，最终得到了一最佳的阀门开度，即小孔开度为 315° 和双向进气为 330°。下面的实验结果都是基于此开度下获得的。

#### 二、加热温度的影响

图 4.16 给出了脉管制冷温度与热声压机加热温度之间的关系曲线。系统内的工质为氦气，充气压力为 1.8MPa。通过改变加热功率，可以观察在相应的加热温度下所能达到的最低制冷温度。由图可见，制冷温度随着加热温度的增高而降低，但是随着温度的进一步提高，变化趋势逐渐减缓。



这一方面是由于脉管制冷机本身随着制冷温度的降低，制冷性能系数也会下降，也就是说，要想达到更低的温度就显得愈加困难；另外，热声驱动器也由于在大振幅下会出现高次谐波，各种损失增大，压比的增大趋势不再象在较低加热温度时那样随加热温度近似线性增长（见图 3.9），而是趋于平缓。

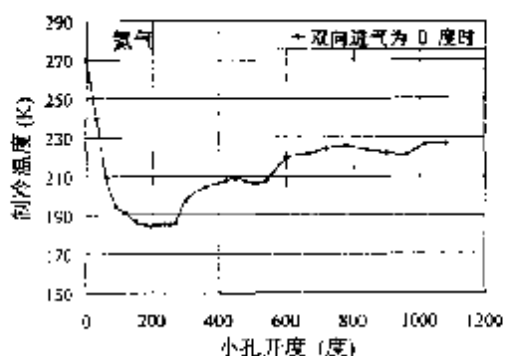


图 4.15 制冷温度与小孔开度关系图

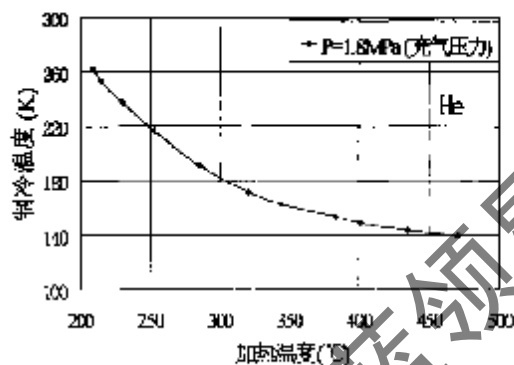


图 4.16 充气压力一定时制冷温度与加热温度关系图

### 三、加热功率的影响

加热功率是热声振荡系统的驱动源，它对系统性能起着决定性作用。图 4.17 给出了在 904W 和 1316W 两个不同加热功率下的脉管制冷机降温曲线。很显然，在大的加热功率下，系统的起振较快，而且脉管冷端的降温速率也较快。

图 4.18 给出了制冷温度及加热温度与加热功率之间的关系曲线。制冷温度是随着加热功率的增大而降低。与上面制冷温度随加热温度的变化一样，出于类似的原因，变化趋势也随着加热功率的进一步增大而减缓。

### 四、工作压力的影响

压力对热声压缩机和脉管制冷机两部分分别有显著的影响。下面就此进行详细的考察。

#### 1. 压力对热声压缩机性能的影响

在第三章中我们已经考察过压力对热声压缩机性能的影响情况。随着充气压力提高，系统内的气量增大，同样的热量要提供给更多的气体，表现为加热温度下降，热声压缩机的驱动力减弱；同时以往的研究表明对热声压缩机而言提高压力将引起压力振幅的增大，但对压比的影响却不是单调的，而是存在某一最佳充气压力值，见图 3.14 (b)。两方面的综合作用结果是一定范围内的压力提高将有助于改善热声压缩机的性能，增大能流密度，提高热声压缩机的输出功，因为热声压缩机的能流密度与压力振幅的二次方成正比，与温度梯度的一次方成正比。实验结果证实，在加热温度一定的情况下，随平均工作压力的提高，热声压缩机产生的压力振幅会增大，工质流经丝网板叠和脉管管冷端的阻力损失也随之增大，从而使压比呈现先增大后减小的变化趋势，即压比存在最佳值。

此外，在工质、丝网板叠填充率、加热功率、小孔开度相同的情况下，起振温度随充气压力的增大而增大，充气压力为 1.8MPa 时起振温度为 451℃，充气压力升为 2.0MPa 则需 484℃。这是因为充气压力越高，系统内工质的质量越大，整个系统起振所需的能量也就越高，因此只有在较高的加热温度下才能起振。

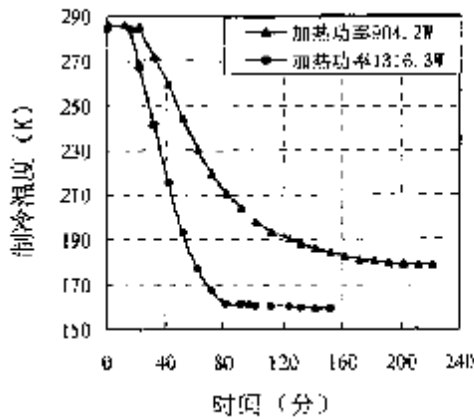


图 4.17 不同加热功率率下的降温曲线

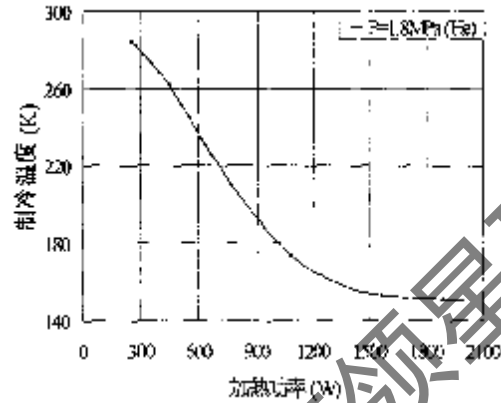


图 4.18 制冷温度与加热功率关系图

## 2. 工作压力对热声驱动脉管制冷性能的影响

为了了解平均工作压力、加热温度及加热功率对热声驱动的脉管制冷机性能的耦合作用，我们分别进行了固定加热功率不变和固定加热温度不变的实验。

首先，我们进行了加热功率一定的情况下，脉管制冷温度与工作压力、加热温度关系的实验。图 4.19 和图 4.20 为氦为工质，加热功率分别为 316W、966W、1389W、1439W、2188W 时的制冷温度和加热温度随工作压力的变化关系。由图 4.19 可见，当加热功率较小时，制冷温度随着工作压力的升高而下降。但当加热功率加大到 1400W 以上时，制冷温度不但没有随工作压力的提高而下降，反而略有升高。图 4.20 示出在各种加热功率情况下，加热温度都随平均工作压力的增大而降低。这是因为在加热功率一定的条件下，系统容积一定，系统中的工质随平均工作压力增大而增多，必然导致加热温度降低。而制冷温度在各加热功率下的不同的变化趋势，反映了加热功率一定时，平均工作压力与加热温度的耦合作用对整机性能的影响。板叠的温度梯度是热声效应产生声功的根本驱动力，当加热功率一定时，随平均工作压力的增大，加热温度降低，在冷端温度不变情况下，温度梯度减小，热声效应产生声功的驱动力也减小，必然导致声功减小，从而使脉管制冷机的性能变差。脉管制冷机的制冷量是由脉管冷端的质量流率和压比及其相位共同决定的。在加热温度一定的情况下，随着平均工作压力增大，压力振幅增大，使脉管冷端的质量流率增大，从而获得更低的制冷温度。但同时工质流经丝网板叠和脉管蓄冷室的阻力损失也随之增大，使得压比呈现先增大后减小的变化趋势，即压比存在最佳值，因此制冷温度也不可能随平均工作压力的不断增大而无限降低。在加热功率一定的情况下，平均工作压力增大，加热温度随之下降，压力振幅的增大幅度会减小，甚至不增大反而减小，脉管的制冷效果会比加热温度一定时的情况更差。脉管的制冷性能同时受平均工作压力和加热温度两方面的综合作用，使得在加热功率一定的条件下，随平均工作压力的增大制冷温度可能出现如图 4.20 所示的不同变化趋势。由于实验系统承压能力和承受加热温度能力的限制，目前我们还未能获得加热功率条件下制冷温度随平均工作压力增大而具有相反变化趋势的连续变化过程，这将是以后的努力方向。

接着，我们在保持加热温度不变（793K）的条件下，进行了不同工作压力下脉管的制冷温度

的实验研究,并且测量了相应压力下所需的加热功率。由图 4.21 和图 4.22 所示,当加热温度一定时,脉管的制冷温度随工作压力提高而下降;而加热功率则随工作压力升高而增大。说明当加热温度一定时,假设板叠冷端温度不变,则板叠的温度梯度保持恒定,即热声驱动器产生热声效应的驱动力保持恒定,此时所产生的声功的压力振幅主要受平均工作压力的影响。以往的实验结果表明,压力振幅随平均工作压力的提高而增大,从而增大了脉管冷端的质量流率,可以获得更低的制冷温度。但脉管的制冷量同时还受压比的影响,而压比并不总是随工作压力的增大而增大,因此工作压力的提高不能无限地改进脉管的制冷性能,加热温度恒定时,随着工作压力的增大,系统中工质质量相应增加,所需的加热功率也随之增大。

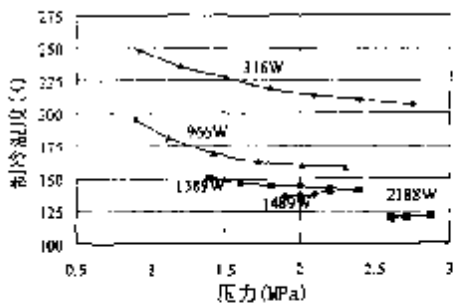


图 4.19 加热功率一定时制冷温度与工作压力的关系

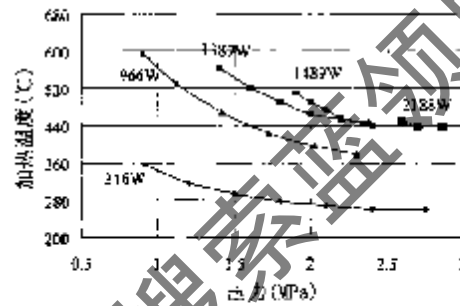


图 4.20 加热功率一定时加热温度与工作压力的关系

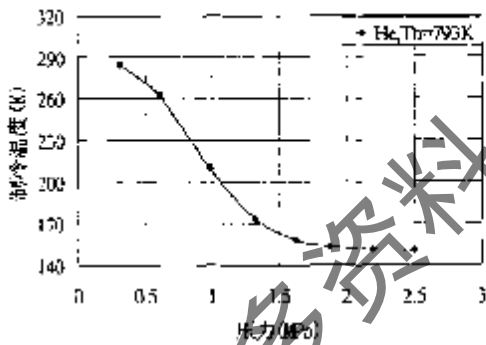


图 4.21 加热温度一定时制冷温度与工作压力的关系

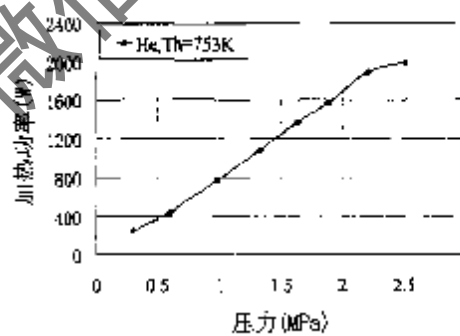


图 4.22 加热温度一定时加热功率与工作压力的关系

在实验中还发现板叠冷端温度随着工作压力的提高而升高,这可能是受水冷却器换热性能的限制,这对于热声驱动脉管制冷机来说是一个很不利的因素。它不仅使板叠上的温度梯度减小,而且直接提高了脉管的进气温度,因而降低了脉管的制冷性能。因此,设计一个高效的水冷却器将可能对热声驱动脉管制冷机性能有很大的改善。

##### 五、丝网填充率的影响

丝网板叠是系统中最为关键的结构之一,它是热声转换的依赖介质。由热声原理可知,对于驻波型热声压缩机,它的总体性能(即热声转换效率)主要取决于热声板叠的热渗透深度与水力半径之比 $\delta_x/r_h$ <sup>[74,113,163]</sup>。然而,对于采用铜丝网作为热声板叠的热声压缩机来说,它不象以平板作为

板疊那麼簡單，除了板疊的目數外，還有一個非常重要的參數，即板疊絲網填充率，它對熱聲壓縮機的性能和脈管制冷機的性能具有重要影響。因為從本質上看，低溫制冷機中的蓄冷器本身也是熱功轉換的部件。蓄冷器將功轉換為熱量，表現為從低溫熱源吸熱，產生制冷效應；而熱聲板疊將熱轉換為功的形式，表現為在系統中產生壓力波。熱聲制冷效應的本質就是將熱聲板疊與蓄冷器有機地組合起來，從而獲得較高的熱力學效率。在此，絲網填充率用單位長度填充的絲網片數來表示。

在相同的充氣壓力（2.0MPa）和小孔閥及双向進氣閥開度下，我們進行了一系列旨在尋找最佳絲網填充率的實驗。以氬氣作為工質。實驗中，我們保持輸入的加熱功率不變，僅改變絲網填充率，這樣就可以通過獲得的最低制冷溫度，來比較相應絲網填充率的優劣。圖 4.23 為最低制冷溫度與絲網填充率之間的關係圖。從圖中可以看出，當絲網填充率為 1.25-1.30 片/mm 左右時，脈管的制冷溫度最低。若絲網填充率遠大於 1.30 片/mm，由於沿板疊軸向導熱和流阻的增加，最低制冷溫度將顯著上升。我們還對板疊冷端溫度進行了監測，來估計沿板疊軸向導熱的大小。在實驗過程中，我們觀察到當加熱溫度上升到 500℃ 時，板疊冷端溫度高達 80-100℃，可見沿板疊的軸向導熱比較嚴重，造成大量輸入熱量的浪費，使得整機性能下降，效率降低。由於當板疊的填充率往更小的方向改變時，我們遇到了一個棘手的問題，絲網無法填滿整個空間，因而會出現中間某一部位可能在兩片絲網之間很大的空隙。即便如此，從得到的實驗中我們已經能夠看出絲網填充率存在一個最佳值。

同時，絲網填充率對加熱溫度和起振溫度也有一定的影響。圖 4.24 給出了高溫氣庫和板疊熱端溫度隨填充率的变化關係。在相同的輸入功率的情況下，獲得最低制冷溫度時的加熱溫度基本上隨絲網填充率的变化在小範圍內上下波動，但總體趨勢是隨填充率上升而上升的。圖 4.25 給出了起振溫度與絲網填充率關係圖。可以看出，起振溫度則是隨着絲網填充率的降低而上升。

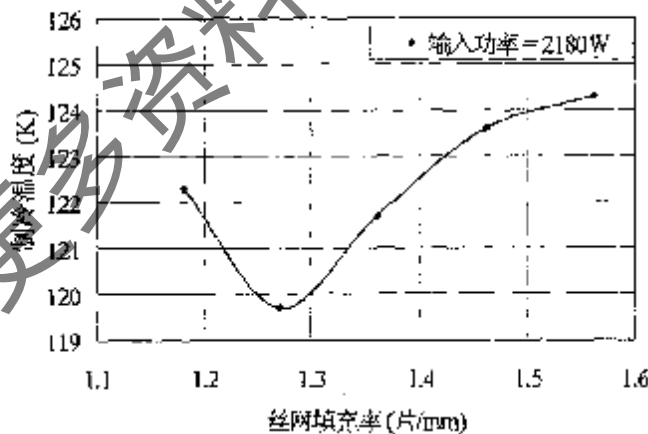


圖 4.23 最低制冷溫度同絲網填充率的關係圖

## 六、工質對脈管制冷機性能的影響

工質無疑是另一個值得我們特別關注的問題，因為無論是熱聲驅動器還是脈管制冷機，工質對它們的性能都有巨大的影響。

在热声驱动器中普遍采用的气体工质是氦气和氩气。以氦气为工质的热声驱动器系统在相同的加热温度下，能够得到比以氩气为工质的系统更高的压比和更低的振荡频率，这已经在前面的驻波型热声驱动器一章中得到实验验证，很显然，高压比和低频率对于驱动脉管制冷机来说是有利的。然而，综合工质的热力学物性以及传热和流动特性，氩气的制冷性能比氦气更佳，一般回热式制冷机中都采用氩气作为工质。

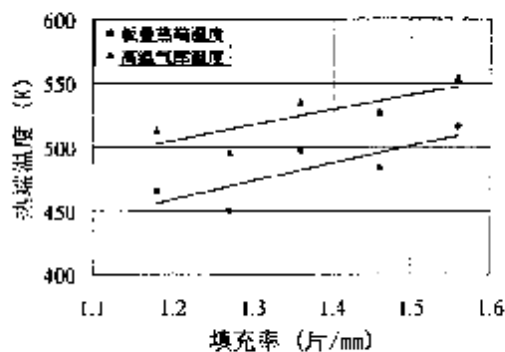


图 4.24 热端温度同丝网填充率的关系图

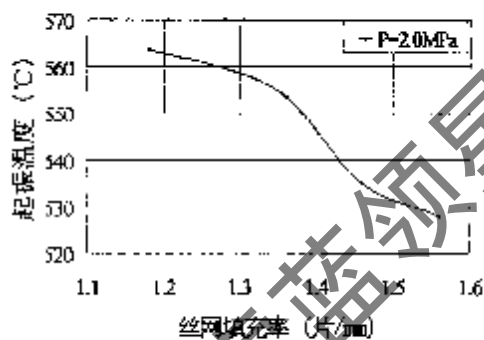


图 4.25 起振温度与丝网填充率的关系

近年来，也有学者试图分别在热声机械和脉管制冷机中采用混合工质，包括氦氩气与其它惰性气体的混合物，氦氩混合以及氦氖混合等。而且，理论和实验都表明适当的混合工质是有助于提高系统性能的。例如，在脉管制冷机中氦氩混合物在 80K 温区对 COP 和制冷量都有近 4% 的提高<sup>[178-181]</sup>，而在电驱动热声制冷机中采用氦氩混合工质 (94%Ne-6%Ar) 也被证实有助于提高系统 COP<sup>[2]</sup>。

首先让我们来看一下采用不同工质时，热声驱动脉管制冷机的降温曲线的比较，如图 4.26 所示。从图中可以看到，氦气的性能明显不如其他三种工质（纯氩，94.8%氦-5.2%氩，89.1%氦-10.9%氩），而其它三条曲线则大体上是重合的。

鉴于这种情况，下面我们着重来研究一下氦氩混合工质对我们的系统性能的影响情况。

首先，我们从脉管制冷机的角度进行考察。由于目前的系统已经达到了 120K 以下的温区，所以我们着重考察一下 100K 时的情况。文献[179]中的图 2.14 (b) 给出了氦氩混合工质与纯氩工质 COP 之比  $COP_{He-Ar}/COP_{Ar}$  的情况。从图中可以看到，一定组分的氦氩混合工质在该温区下有助于提高脉管制冷机的 COP。

正如在第三章中所述，对于一般的纯质单原子气体而言，普朗特数约等于 2/3。而一种重单原子气体与另一种轻单原子气体的混合可以使普朗特数远小于 2/3。但是，在降低普朗特数的同时，气体的声速也随之下降，亦即降低了输出功的密度。因此需要选择普朗特数适中的混合工质。实际中一般采用的工质多为氦气或与其它惰性气体的混合物。我们这里考察的氦氩混合工质就是其中的一种。工质的粘性渗透深度  $\delta_v$  和工质的热渗透深度  $\delta_t$  之比值  $\delta_v/\delta_t$  等于  $Pr^{1/2}$ ，前者是动能损失的成因，后者则是热声效应的驱动因素，因而，低 Pr 数就意味着驱动因素与损失因素之比的增大，有利于增强热声效应。

此外，对于结构参数一定的情况下，频率主要取决于工质的种类，图 4.27 给出了我们的驻波型热声驱动器谐振频率的计算和实验结果。可以看到随着氦气成分的减少，也即氩气的组分的增加，

系统的工作频率也随之降低。我们已经多次提到，低频率特性对于脉管与驱动器的匹配是有利的，而且低频特性也有助于增强热声效应。所以说，单从频率的角度出发，氦氩混合工质是有其积极作用的。

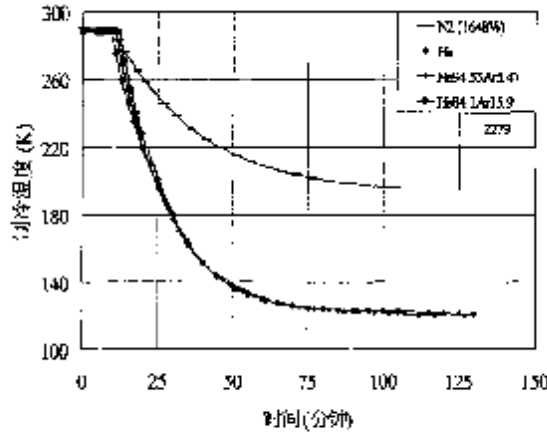


图 4.26 采用不同工质时的降温曲线

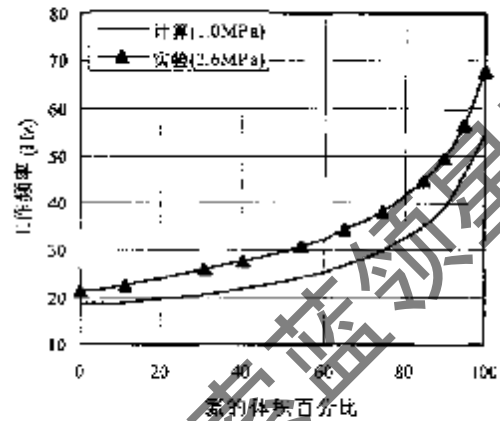


图 4.27 不同组分 He-Ar 混合工质的工作频率

从上述三个方面的情况来看，适当组分的氦氩混合工质对提高热声驱动脉管制冷机性能是有利的。对此，我们也进行了初步实验研究。在固定输入功率（1979W）和工作压力（2.61MPa）的情况下，我们采用不同配比的氦氩混合工质进行了实验。图 4.28 给出了系统的起振温度和起振功率随氦气在混合工质中的百分比变化的关系，可见，它们都是随氦气组分的增大而降低的。此外，从输出的压力波特性来说，振幅和压比都是随氦气组分的增大而升高的，如图 4.29 所示。这些都对与脉管的匹配是有利的。

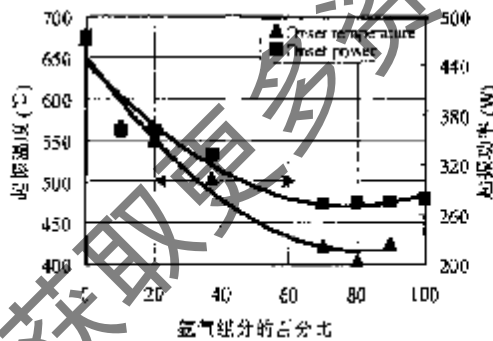


图 4.28 起振温度和功率随氦气组分的关系

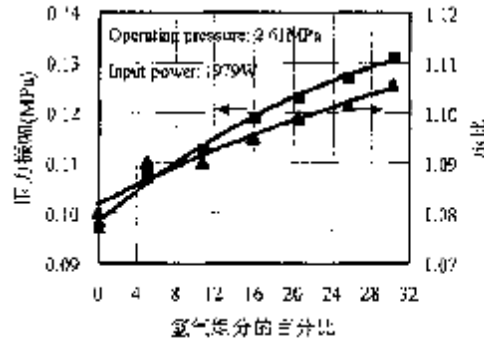


图 4.29 压力振幅与压比与氦气组分的关系

图 4.30 给出了最低制冷温度随氦气组分的变化情况。可以看到，一定量氦气组分的加入的确使最低制冷温度有所降低。然而，由于对脉管制冷机来说，氦气的传输特性比氩气要差，过多的氦气组分又会使制冷性能降低。

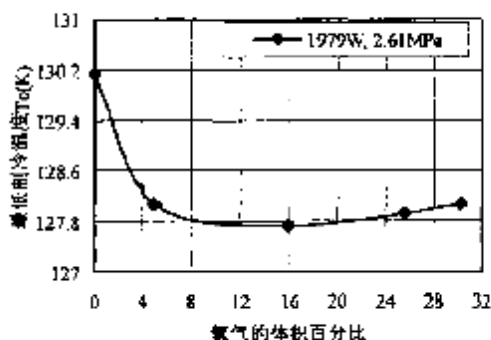


图 4.30 不同组分 He-Ar 混合工质下的最低制冷温度

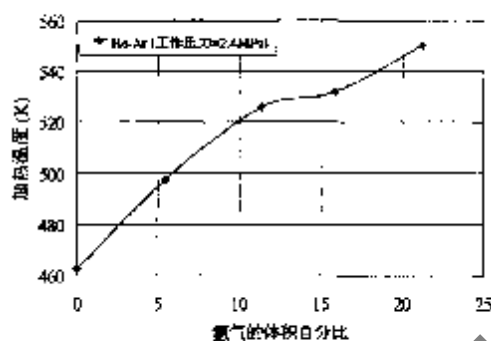


图 4.31 加热温度随氦气组分的变化

我们还在另一加热功率 (2200W) 和工作压力 (2.4MPa) 的情况下进行了实验, 实验中获得了类似的结果。当氦气组分在 20% 左右时, 我们获得了 117.6K 的最低制冷温度。但是由于随着氦气组分的增大, 加热温度也会相应大幅度升高 (如图 4.31), 使得我们无法进行更高氦气组分的实验。

#### § 4-6-4 问题讨论

冷、热端换热器在板叠两端形成的温度梯度为系统提供了的热声振荡驱动力, 它将会直接影响热声效应的转化效率。尤其是冷端换热器, 它不仅关系到板叠温度梯度的大小, 而且还影响到进入脉管的气体温度。然而, 在实验中我们发现本实验装置的水冷器的性能有待改进。当加热温度超过 500℃ 左右时, 水冷器出口处的气体温度可高于 80℃, 这一方面使得在加热温度一定的情况下, 减小了板叠两端的温度梯度, 即减小了驱动力, 使原本就不高的热力学效率更加低下。此外, 要想使板叠两端的温度梯度保持一个固定值, 则要求热端的温度也相应地升高, 这会给系统的安全运行带来隐患。更为重要的是, 脉管进气温度过高使得脉管的制冷性能大为下降, 因此, 改善板叠冷端换热器的性能, 降低脉管的进气温度成为一个亟待解决的问题。

经过分析, 我们发现其中的主要热阻在于其中的丝网与换热器表面之间的接触热阻<sup>[12]</sup>。于是, 考虑在换热器的两端和中部设置了三个孔板肋片充当“热桥”来改善传热。图 4.32 给出了新旧水冷器中冷热端温度对比情况, 这里的对比试验是在相同加热功率下进行的。从图中的情况来看, 冷却器的这一改进确实改善了冷端的换热, 从而使冷端温度有大幅度的下降, 平均降幅超过 20℃。然而, 出乎意料的是, 板叠热端温度也以几乎相同幅度下降, 因而从温差的角度来说, 这一改善并没有产生温差增大这一预期效果。即便如此, 冷端温度降低可以改善脉管的进气情况, 而热端温度的降低也能为我们在现有的工艺条件下提供输入更大的加热功率的空间。

此外, 从上面丝网填充率的情况来看, 丝网对于系统的性能的影响是不容忽视的, 也可以说, 在这一方面或许还有提高的余地。不管是丝网目数的优化, 还是其它板叠结构的选择, 都值得我们去研究。

对于目前的系统中, 还有一个有待解决的问题, 即设计制作一个与驱动器匹配的高频脉管。针对这个问题, 我们已经在前面的匹配分析中作过定性的讨论。要想在目前系统的基础上有更大的改进和突破, 我们不得不重新关注这个问题, 这也将是我们下一步工作重心之一。

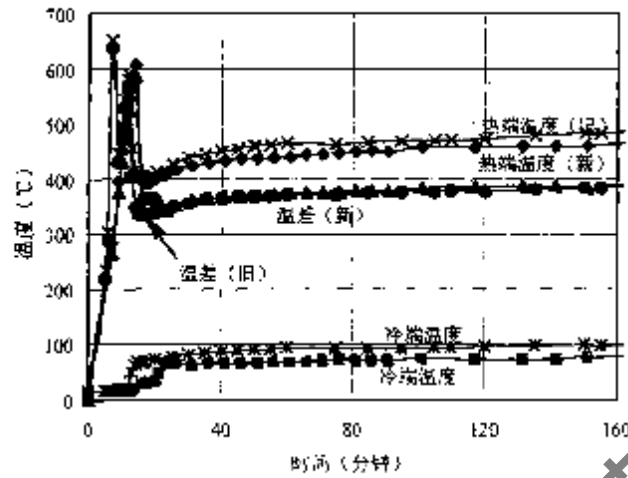


图 4.32 新旧水冷器中板叠冷热端温度情况

#### § 4-7 本章小结

在简单地介绍了脉管制冷机和热声驱动脉管制冷机的基本情况之后，首先对热声驱动脉管制冷系统中的匹配问题进行了分析，并得出如下结论：

1. 驱动器与脉管的联接匹配是非常重要的，它的首要任务是产生一定量的行波成分，同时必须考虑尽量减少粘性损失和反射损失；
2. 脉管与驱动器之间悬殊的频率差异可以通过选择合适工质种类和结构参数而得到缓解；
3. 工质的匹配要同时兼顾驱动器和脉管对它的要求，通常所用的工质为氦气以及同其它惰性气体的混合物。

在此基础上，建立了一台驻波型热声驱动脉管制冷机，并开展了详尽的实验研究，实验结果主要包括以下几部分：

1. 在自行研制的驻波型热声驱动器驱动脉管制冷机系统中取得了突破性进展，达到了 117.5K 的最低制冷温度，进入了低温温区，达到了能够进行天然气液化的水平，这是国内用热声机驱动脉管制冷机取得的最好成绩。
2. 对脉管制冷机的小孔和双向进气进行了优化实验，得出了一最佳匹配：分别对不同充气压力和加热温度下的运行工况进行了实验研究；
3. 采用 He-Ar 二元混合工质进行了初步的实验研究，发现在 He 中添加一定量的氩气有助于提高系统的整体制冷性能，对脉管本身来讲，在平均压力、压比和频率等操作参数保持不变的情况下，氩气能一定程度地改善系统的性能。同时，适量的氩气有助于降低工质的 Pr 数，从而增强热声效应，提高驱动器的性能，使脉管的输入源增强。此外，频率的降低也有助于改善驱动器和脉管之间的匹配。
4. 对水冷器中存在的问题进行了分析，指出它的性能优劣将对热声驱动脉管制冷性能有着重大影响。



响。合理设计水冷器，提高水冷效率能增大板叠两端的温度梯度，有利于改善脉管的制冷性能。

当然，要实现该系统的实用化推广，尚需进行更深入的研究，从系统优化入手来提高系统的效率，以期在液化点温位获取足够的制冷量，从而达到天然气液化的目标，这正是我们下一步研究工作的努力方向。即便如此，目前的研究成果为我们对此类系统的实用化增添了巨大的信心。

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

## 第五章 行波型热声驱动器

在介绍了行波热声驱动器的研究背景、工作原理及发展历史之后，将着重介绍实验系统的设计和制作情况，详细叙述各个部件的结构及制作工艺，并将利用 DeltaE 热声计算软件对系统进行性能预测。然后，介绍实验情况并给出一些初步实验结果。本章的最后，还将就下一步的实验工作提出一些建议和设想。

### § 5-1 前言

在过去的二十年里，热声驱动器的研究不管是理论、技术还是实际应用方面都已经取得了可喜的进步。但是，以往的研究更多地集中在驻波型热声驱动器上，由于驻波型热声机的运行基于一个内在不可逆的热力循环，其热力学效率往往不可能很高，一般都在 0.20 以下。为提高系统的总体效率，除了在器件（即各构件，如加热器、板叠和冷却器等）的性能改进方面作努力外，我们有必要从循环本身入手进行探讨。

研究表明<sup>[10]</sup>，从相位角度来看，斯特林热机回热器中的压力波与速度波相位同与波声波的相位是一致的，也就是说，完全可以利用声波来控制气体的运动和压力的波动，从而消除斯特林热机中除工质气体外的所有运动部件，换言之，我们可以利用斯特林发动机的工作原理来设计出一种新型的热声发动机，即行波型热声机。

然而，早期利用这一理念研制的实验热机却并没有得到声功放大的效果<sup>[10]</sup>或者效率较低<sup>[109]</sup>。这可能是由于工质气体的低声阻抗导致高流速对大的粘性损失所造成的，同时，也由于没有考虑到几种形式的声流的存在，包括在环路绝热中可能发生的“Gedeon 直流”<sup>[104]</sup>和由管壁边界层效应引起的“漏流”，它们都会造成一些额外损失，从而降低系统效率。

Backhaus 和 Swift 于 1999 年建立的新型热声驱动器（或称斯特林发动机），由于采用了内可逆的斯特林循环，其效率比内在不可逆的驻波系统高得多。他们的实验结果表明<sup>[10,109]</sup>，热声斯特林发动机的效率可高达 0.30，这比以往任何热声发动机的效率要高出 50% 以上。通常的内燃机中，汽油机的热效率大约为 0.25，而柴油机的效率为 0.40。因而可以说，斯特林热声驱动器的效率已经可以同它们相媲美了。我们有理由相信高效行波热声驱动器用来驱动脉管制冷机也将获得比驻波型更高的总体性能，这是本章研究最根本的出发点。不过，本章内容还处于驱动器研究阶段，尚未涉及用它来驱动脉管制冷机。

### § 5-2 基本原理

#### § 5-2-1 行波系统与驻波系统的区别

为更好地认识行波系统的优越性，有必要从了解行波与驻波的区别入手。图 5.1 给出了行波和驻波的位移、速度以及压力振荡的相位关系图。从图中可以看到，无论驻波还是行波，由于速度是位移对时间的导数，故速度振荡与位移振荡都是相差 90 度相位，不同之处表现在：驻波的压力振荡与位移振荡同相位，而行波的压力振荡与速度振荡同相位。在平面行波声场中，声速波形和声压

波形一致，相位差为零（这一点可以根据理想流体介质中小振幅声波传播的运动方程推出）；驻波则是由两列传播方向相反，频率和波长都相同的行波叠加而成，结果在声场中有的地方振动得到了加强，有的地方振动得到了衰减，甚至不发生振动（振动最强的点称作波腹，不发生振动的点称作波节），根据声波的运动方程可以得出驻波声速波形和声压波形相位差 90 度的结果。

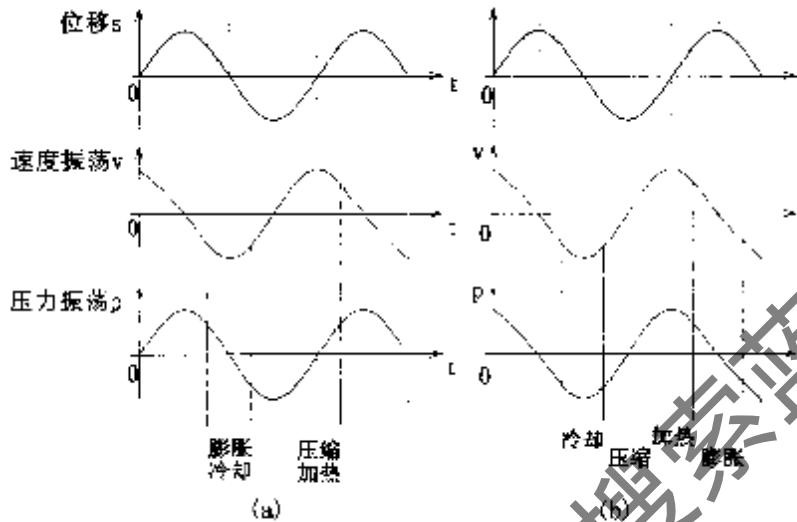


图 5.1 驻波 (a) 和行波 (b) 的位移、速度、压力振荡的相位关系图

我们知道，热声系统中有两个非常关键的控制参数<sup>[100]</sup>，首先是 $\omega\tau$ ，其中 $\omega$ 是气体振荡的角频率， $\tau$ 由 $r^2/2\alpha$ 给定（ $r$ 是流道的特征尺寸， $\alpha = \kappa/c_p\rho_m$  气体的热扩散率， $\kappa$ 、 $c_p$ 、 $\rho_m$  分别是热导率、定压比热容和平均密度），是流道横截面上达到热平衡所需要的时间。若 $\omega\tau \ll 1$ ，流道内气体经历等温过程，与局部壁面温度维持平衡。如果 $\omega\tau \gg 1$ ，气体则经历绝热过程。然而，当 $\omega\tau \sim 1$ 时，由于气体与壁面之间的不理想热交换导致气体振荡变成热力学不可逆的。第二个控制参数则是压力 $P = p e^{i\omega t}$ 与横截面平均速度 $V_m = v_m e^{i(\omega t + \phi)} = v_m \sin \phi e^{i(\omega t - \pi/2)} + v_m \cos \phi e^{i\omega t}$ 之间的相位差。其中 $v_m \sin \phi$ 是 $V_m$ 的驻波成分（SWC），与 $P$ 的相位差为 $\pi/2$ ； $v_m \cos \phi$ 是 $V_m$ 的行波成分（TWC），与 $P$ 同相。

行波热声机和驻波热声机之间最显著的区别在于：由于行波热声机的临界平衡时间 $\tau_c$ 要短得多（在温度比 $T_h/T_c \sim 3$ 时，减少了大约 70%），气体与板叠壁面之间良好的热接触对环形管路热机是利，相反，非理想热接触却对驻波热机有利。但是，板叠和换热器中的粘性耗散损失会强烈抑制行波热声振荡，随着 $\omega\tau$ 的减少， $\delta = (2\mu/\rho_m\omega)^{1/2}$ 的粘性边界层将充满整个流道。所以，当 $\omega\tau \ll 1$ 时，只有在粘性耗散损失足够小的情况下才会出现自发振荡。

从压力 $P$ 和速度 $V_m$ 之间的相位差来看，行波热机回热器实质上与 Stirling 机是相同的。但是，Stirling 热机与行波热声机之间还是有明显差别：回热器中 $v_m/a \ll p/P_m$ （ $a$ 是绝热声速， $p$ 是压力振幅），实际 Stirling 热机的 $v_m/a \sim 10^{-2} p/P_m$ ；而热声板叠的 $v_m/a \sim p/P_m$ 。所以，Stirling 热机可以克服回热器中微小的粘性耗散损失，可以在 $\omega\tau \approx 10^{-1}$ 情况下运行；而行波热声机却不能在 $\omega\tau$ 值如此小的情况下工作。此外，行波热声机与依赖不可逆过程工作的驻波热声机相

比, 具有较低的起振温度比。实验结果表明<sup>[100]</sup>: 在  $\omega\tau \sim 2$  时, 临界温度比降低了大约 25%, 这对热声机的应用具有重要意义。

在驻波热声热机中, 压力波和速度波之间的相位差使得板叠附近的气体经历了加热与压缩同时发生, 冷却与膨胀同时发生的热力过程 (见图 5.1)<sup>[100]</sup>。如果不是因为加热和冷却过程的热滞后允许一部分加热发生在压缩过程之后, 一部分冷却发生在膨胀过程之后, 这种循环是根本无法实现热功转化的。事实上, 当热滞后引起加热和冷却过程的相位比压缩和膨胀过程的相位落后 90 度时, 驻波热声热机将处于最佳工作状态。因此, 热滞后对于驻波热声机的有效工作十分重要。

行波热声热机的回热器由尺寸足够小的填料组成, 以保证回热器任何一部分中的气体基本上与该处的填料温度相同, 但填料尺寸又能过于微小以避免过大的阻力引起声波的过多衰减。

由图 5.1 (b) 可知, 行波在回热器中传播的一个循环中会发生如下 4 个过程: (1) 压力的建立 (压缩); (2) 接着是流向热端的气流 (加热); (3) 然后是压力降落 (膨胀); (4) 最后是流向冷端的气流 (冷却)。该循环与普通 Stirling 热机中气体所经历的热力循环相同。

斯特林发动机是通过重复等容加热、等温膨胀、等容冷却和等温压缩等四个热力过程来实现功的输出<sup>[5,6]</sup>。图 5.2 给出了斯特林热机循环的 P-V 图。过程 1-2 为等容加热过程, 气体压力升高; 过程 2-3 为等温膨胀过程, 工质气体进行等温膨胀, 发动机产生功; 过程 3-4 为等容冷却过程, 气体压力降低; 过程 4-1; 等温压缩过程, 工质气体经历等温压缩。

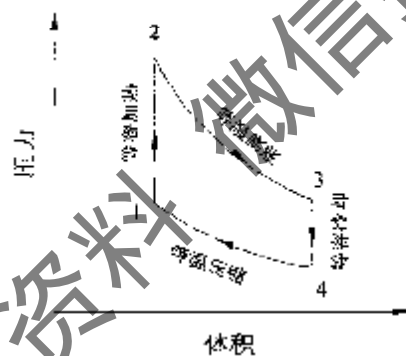


图 5.2 斯特林发动机循环的 P-V 图

通过回热器我们可以利用等容冷却过程中释放的热量来进行等容加热过程, 而且在等容冷却过程 (3-4) 中释放的热量等于在等容加热过程 (1-2) 中加进的热量, 此时循环效率为:

$$\eta = 1 - \frac{T_c}{T_h} \quad (5.1)$$

其中  $T_h$  为高温,  $T_c$  为低温。这个效率等于卡诺循环效率, 因而理想斯特林循环具有最高效率。

值得注意的是, 实际热声机中的声波既不是纯粹的行波, 也不是纯粹的驻波, 而是这两种波形的组合。行波成分 IWC 和驻波成分 SWC 二者都可以实现热流到功流的能量转换, 它们分别通过可逆和不可逆热力学过程来实现热流到功流的能量转换。在行波中加入少量驻波 SWC 不但可以改善板叠中的临界平衡时间  $\tau_c$ , 从而提高热机效率, 而且可以通过降低板叠中的速度振幅来减少板叠的粘性耗散损失。因为工作流体的可逆过程 ( $\omega\tau \ll 1$ ) 可以实现纯粹行波能量转换, 但只有在粘度为零的情况下才能实现理想 Stirling 热力学循环。此外, 在行波热声机中引入少量驻波成分因

可以调节行波热机在热交换过程中不可避免的热滞后，从而提高热机效率<sup>[103]</sup>。

### § 5-2-2 行波型热声驱动器

在介绍了行波系统和驻波系统的区别及斯特林发动机的工作原理后，下面就回到行波型热声驱动器上来。

图 5.3 为行波型热声驱动器的示意图。该结构在驻波热声机谐振管的速度波节（压力波腹）处引入行波反馈，既利用了行波的压力、速度同相振动关系造就的具有高效率的斯特林循环，同时又利用驻波实现了板叠处  $p_1/u_1 \gg \rho_m c/A$ ，从而大大提高整机热效率。

斯特林发动机的核心是回热器中的气体在高压时经历热膨胀，而在低压时则经历热压缩。因而，气体在每个循环中都做功，把声功加入到声波中，而声波又能提供交变压力和振荡运动，从而通过热力膨胀和热力压缩使回热器中的气体经历振荡温度。当回热器热端温度足够高时，这些复杂的、相互关联的交变量同时出现。沿回热器温度梯度方向的气体速度同振荡压力基本上是同相的，因而要求气体与回热器之间的热接触要相当好，以致热膨胀和热压缩过程与振荡压力同相。我们可以通过选择回热器中的流道特征尺寸远小于热渗透深度来实现良好的热接触。

图 5.3 中的下图是行波型热声驱动器的简单网络模型<sup>[106]</sup>，其中用熟知的电路元件来类比系统中的各部件主要特征，每个元件由理想化的集成元件来比拟。把谐振管简化为并行的电阻抗和电抗，即  $R_{res}$  和  $iX_{res}$ 。 $R_{res}$  取决于谐振管的耗散以及可调的声负荷，此处，两者在作用机理上并没有实质性差别的。在通常的工作条件下  $X_{res} \ll R_{res}$ 。回热器  $R$  和反插管  $L$  的阻抗要远小于声容  $C$  的阻抗。因此， $\omega$  主要由谐振管的阻抗条件  $X_{res}$  和  $C$  决定，如  $X_{res}(\omega) \approx 1/\omega C$ 。

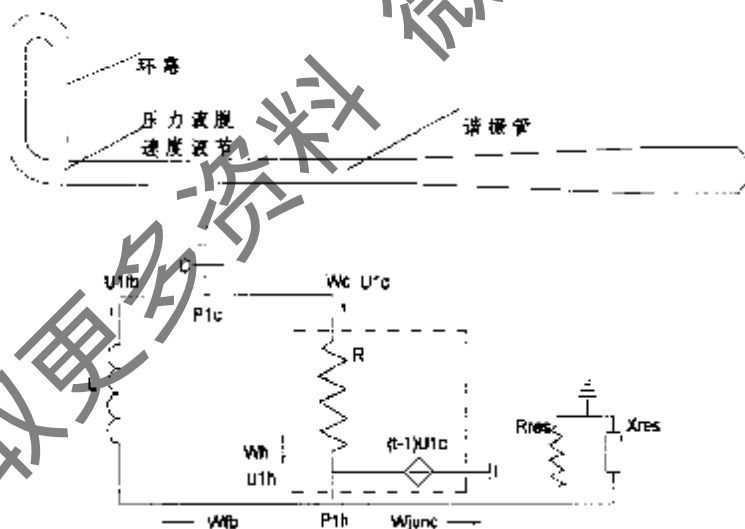


图 5.3 行波型热声驱动器示意图及其网络模型

根据网络理论<sup>[102-105]</sup>，回热器与其相邻的换热器可以被分别简化为阻性元件和体积流速源（图中虚线内部分）。阻性是由回热器紧密丝网的粘性流动引起，而容积流速源则由温度分布造成的。平均温度  $T_m$  在回热器的轴向上是变化的，因而平均密度  $\rho_m$  也将随之而变化， $\rho_m \propto 1/T_m$ 。为保

证一次质量流守恒, 对一个忽略内部声顺的理想回热器, 则要求  $\rho_m U_1 = const$ 。体积流速  $U_1$  必须随  $T_m$  增大。因此, 回热器热端的体积流速  $U_{1h}$  可以理想地表示为  $\tau U_{1c}$ , 其中  $\tau = T_h/T_c$  是回热器两端的绝对温度之比值。为满足这一条件, 体积流速源被设定为  $(\tau - 1)U_{1c}$ 。

实际上, Ceperley 早在 1979 年就已经提出了行波型热声驱动器的概念 (图 5.4 所示), 但是他的实验装置却没有得到放大声功的效果<sup>[102]</sup>。1998 年, Yazaki 等人<sup>[103]</sup>首先实现了这一类型的驱动器, 不过效率较低。Ceperley 和 Yazaki 虽然都意识到这是由工质气体的低声阻抗造成的, 低声阻抗会导致高声速时大的粘性损失, 但他们并没有考虑到几种形式的声流的存在, 包括环路结构中可能发生的“Gedeon 直流”和由管壁边界层效应引起的“涨利流”。下面就让我们来具体介绍一下这两种声流的情况。

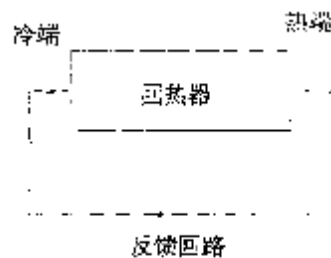


图 5.4 Ceperley 的行波热声电机概念

### 1. Gedeon 直流

Gedeon 直流是存在于回路中的声直流。Gedeon 分析指出<sup>[104]</sup>, 当斯特林系统中包含一个回路时, 就有可能存在二阶时均质量流, 图 6 所示声学网络结构中的环路明显地为此提供了条件。其中, 二阶质量流  $M_2$  可表示为:

$$M_2 = \text{Re}[\rho_1 \bar{U}_1] / 2 + \rho_m U_{20} \quad (5.2)$$

其中  $U_{20}$  为二阶容积速度, 与时间无关。因为  $\rho_1 \propto 1/p_1$ , 方程中右边第一项只要声功流为非零时, 亦为非零。

现在让我们来看一下“Gedeon 流”对行波型热声驱动器带来的危害<sup>[105]</sup>。当  $U_{20}$  为零时, 则公存在质量流  $M_2 = \text{Re}[\rho_1 \bar{U}_1] / 2$ , 由此造成的热漏为:

$$Q_{\text{leak}} = M_2 c_p (T_h - T_c) = c_p (T_h - T_c) \text{Re}[\rho_1 \bar{U}_1] / 2 \quad (5.3)$$

其中  $c_p$  为工质气体的定压比热容,  $T_h$  和  $T_c$  分别为热端温度和冷端温度。在回热器的冷端, 还有

$$\text{Re}[\rho_1 \bar{U}_1] / 2 = \rho_m \bar{W}_c / p_r \quad (5.4)$$

其中  $\rho_m$  是温度  $T_c$  下的平均密度, 假定  $T_1$  为零。

为了评价这一热漏所造成的影响, 我们将把它与我们从不路系统中获得的有用声功 (即输入到谐振管的功流) 作一比较。参照图 5.3 所示的网络模型, 在环路中由于要求一阶质量流守恒, 使得  $\rho_m U_1$  为一常数, 而且由于平均温度  $T_m$  沿回热器的长度方向上是变化的, 也即  $\rho_m$  将按照  $\rho_m \propto 1/T_m$  的规律变化, 于是  $U_1$  将与温度  $T_m$  成正比。从而冷热端的速度将有如下关系式:

$$U_{1h} = \frac{T_h}{T_c} U_{1c} \quad (5.5)$$

而且，由于反馈回路和回热器的并联阻抗要远小于声容或谐振管的阻抗，声波通过它们时对压力所造成的损失可以忽略，于是有：

$$P_{1b} \approx P_{1c} \quad (5.6)$$

综合上述两式，我们可以得到：

$$\dot{W}_h = \frac{T_h}{T_c} \dot{W}_c \quad (5.7)$$

此外，忽略在反馈管中的损失，则冷端的功流就是反馈的功流，即

$$\dot{W}_c = \dot{W}_{fb} \quad (5.8)$$

$$\text{于是有， } \dot{W}_{\text{net}} = \dot{W}_h - \dot{W}_{fb} = \dot{W}_h - \dot{W}_c = \frac{T_h}{T_c} \dot{W}_c - \dot{W}_c = \left( \frac{T_h}{T_c} - 1 \right) \dot{W}_c \quad (5.9)$$

这样，我们就可以比较热漏与输出声功的相对值：

$$\frac{Q_{\text{leak}}}{\dot{W}_{\text{net}}} = \frac{c_p (T_h - T_c) \text{Re}[\rho \bar{U}_1] / 2}{(T_h/T_c - 1) \dot{W}_c} = \frac{T_c c_p \rho_m \dot{W}_c / P_m}{\dot{W}_c} = \frac{\rho_m c_p T_c}{P_m} = \frac{c_p}{R} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \quad (5.10)$$

若  $U_{2,0} = 0$ ，对单原子理想气体，比值为 2.5。为了更好地了解该漏热量的大小，我们可以打如下比方。当可逆热机的  $T_h \rightarrow \infty$  时，卡诺效率  $\eta_c \rightarrow 1$ ，而漏热的存在将会使最大可能效率减至 0.29。可见，该直流会给热端换热器增加可观的负荷，应当引起重视，并尽量消除它。

由此可见，为保证二阶质量流  $M_2 = 0$ ，环路中须有一个在相反方向上的非零时均流速  $U_{2,0}$ ，而为了获得流速  $U_{2,0}$ ，要求环路中有一相应的驱动源——压差  $\Delta p_p$ 。

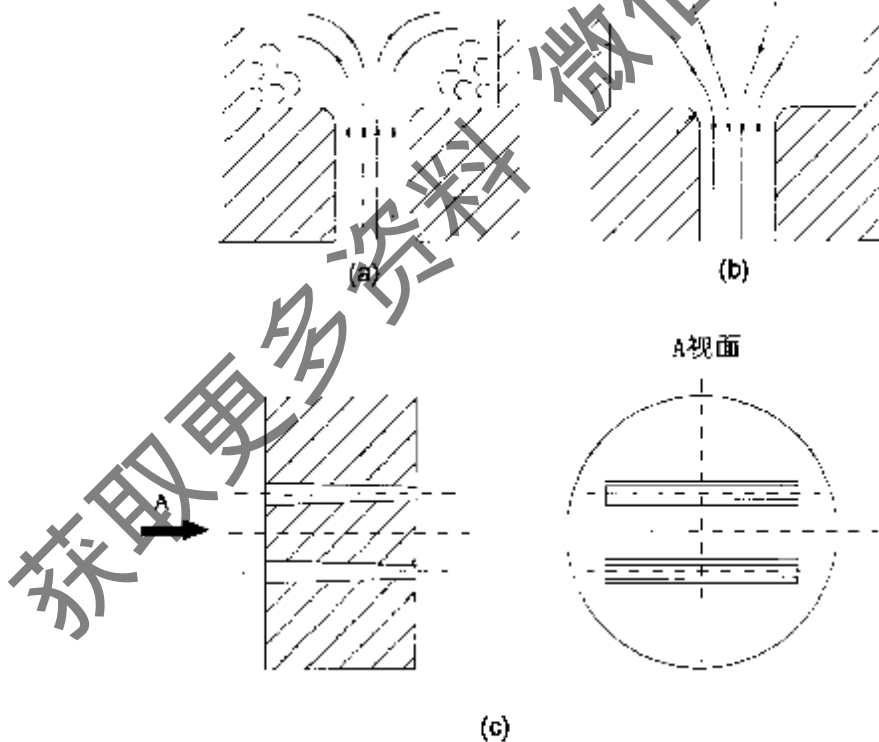


图 5.5 端口效应的非对称性和“喷射泵”的结构

由流体力学常识可知<sup>[186]</sup>，当流体的流动（尤其是高雷诺数的流动）经历流道截面突变时，势必伴随着射流和紊流，从而产生附加的压降和耗散，此时伯努利（Bernoulli）方程将不再成立，压降  $\Delta p_{mi}$  可表示如下：

$$\Delta p_{mi} = K \rho v^2 / 2 \quad (5.11)$$

其中  $K$  为损耗系数，它取决于几何结构。

而且，流动从小截面空间突变流向一个大截面空间和流动方向刚好相反的流动所造成的压降和耗散是不一样的，通常我们把这种效应称为端口效应的非对称性，如图 5.5(a,b)所示。对于我们目前考虑的系统中所涉及的是一振荡流，在前后两个半周期内，流动方向是相反的，于是端口效应的非对称性会给我们带来一个某一个方向上的净压差。这正好为我们提供了一种获得驱动压差  $\Delta p_{sp}$  的方法。

很显然，这种非对称性能通过损耗系数的值来体现出来。在稳流的情况下，当流动从小截面的空间突变流向一个大得多的截面空间时，损耗系数  $K = K_{exp} \approx 1$ ， $K_{exp}$  的值趋于一个常数，同流道的突变几何结构无太大的关系。而相反，当稳流从大截面流向小截面时，情况则大不一样，此时  $K = K_{con}$  将同流道的具体几何结构有着密不可分的关系。当流道入口处有锋利的边缘时， $K_{con} \approx 0.5$ ；若对入口边缘进行倒角，则  $K_{con}$  会明显减小，具体值同倒角半径  $r$  的大小有关。其中  $D$  为入口开口的水力直径。当倒角半径  $r$  使  $r/D \geq 0.15$  时， $K_{con} \approx 0.04$ 。此时突变的流阻很好地展示了近乎完全的流动方向非对称性。

下面我们来考察一下振荡流经过如图 5.5(c)所示的“喷射泵”所造成的压降情况<sup>[186]</sup>。假定瞬时速度为  $v_x(t) = v_{i,s} \sin \omega t$  和  $v_y(t) = (a_y/a_x)v_x(t)$ ，向右的方向为正，这样由一阶速度造成的瞬时压力可表示为：

$$\Delta p_{sp}(\theta \leq t \leq \pi/\omega) = \frac{\rho_m}{2} (K_{con,b} v_x^2 + K_{exp,b} v_y^2) \quad (5.12)$$

$$\Delta p_{sp}(\pi/\omega \leq t \leq 2\pi/\omega) = -\frac{\rho_m}{2} (K_{exp,b} v_x^2 + K_{con,b} v_y^2) \quad (5.13)$$

于是，经过喷射泵的时均压降可表达为：

$$\bar{\Delta p}_{sp} = -\frac{\rho_m |U_{i,sp}|^2}{8\sigma_p^2} \left[ (K_{exp,b} - K_{con,b}) + \left(\frac{a_y}{a_x}\right)^2 (K_{con,b} - K_{exp,b}) \right] \quad (5.14)$$

其中  $U_{i,sp}$  为喷射泵中一阶容积速度振幅， $\Delta p_{sp}$  的符号刚好适合于消除沿反馈回路方向的质量流。

在行波型热声驱动器中，已于系统的流动是一振荡流动，在两个半周期内，流动的方向是相反的。于是，图 5.5(a) 和 5.5(b) 所示的两种不同的流动方式恰好代表两个声半周期内的一阶声流情况。图 5.5(c) 所示的“喷射泵”，是两个平行的带有锥角的矩形流道，而且出口端的边缘进行了倒角，这样大大降低了  $K_{con,b}$ ，甚至接近于 0。由于损耗同时发生在两端，因而喷射泵的非对称性将很难显现出来，而锥度增加了大口端的横截面积，从而降低了流速，而流速的降低又会减少压降损失。

## 2. 瑞利流

首先来看一下“瑞利流”的产生机制<sup>[186]</sup>。我们考察对象是内部存在一振荡流的圆管壁面的边界层内的气团，如图 5.6(c) 所示。当管子的两端存在温度差时，我们这里假定上端的温度比下端的高，因而往上流动的气团温度比往下流动时要低，此外，考虑到气体粘度与温度的关系，这里假定



温度是唯一的影响因素，而且有如下关系： $\mu(T) = \mu_0 (T/T_0)^0$ 。这样，粘度是随气体温度升高而增大的。再回到我们所讨论的边界层，由于往下流动时的气体粘度要比往上的大，于是往下的气团就不可能回到原先往上运动的出发位置，而会产生一个整体位移量。这样，整体效果就是在管壁附近的边界层内会有一个向上的时均净流量。由于对于整个管截面来说，它的时均流速应为零，因而为了补偿这一边界层内的净流量，将必然导致离壁面一个热渗透深度以外的区域内产生一个方向与之相反的时均质量流。鉴于气体具有粘性，这一环形薄层将带动附近的气体随之一起运动，因而在管内产生一个抛物线形的质量流分布，管中心的气流方向同壁面附近的方向刚好相反，如图 5.6 (a) 所示。

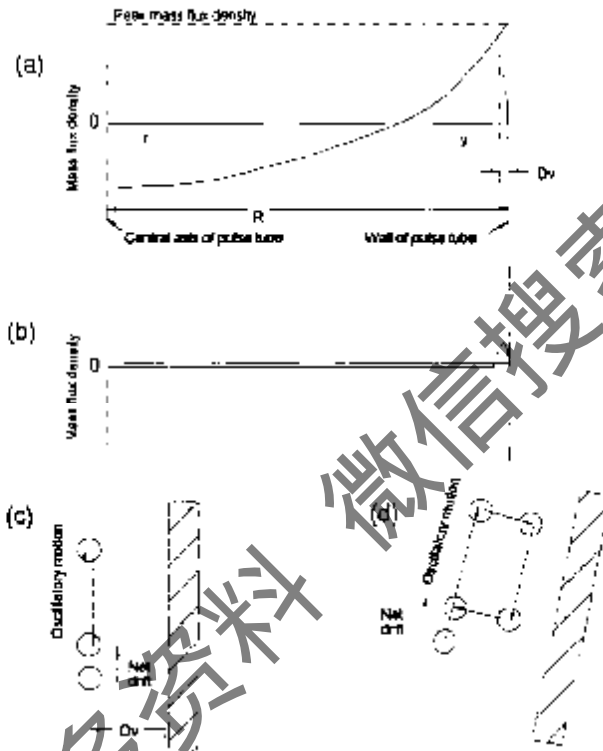


图 5.6 瑞利流作用机理示意图

应当指出，上述的边界层分析是针对层流情况的，对于振幅比较小的振荡流，管内处于弱紊流区时，仍然适用，此时紊流只发生在粘性边界层和热边界层之外，边界层之内的速度和温度分布图同层流时相同，但是，当  $p_{w1}/p_w$  增大时，热缓冲管常温端的流动就会进入紊流区，此时边界层分析将不再适用。

这一流型同环形对流相类似，在行波型热声驱动器中，它将产生一从热端向常温换热器的热漏，这一方面会增加换热器的负荷，而且损失的热量最终会导致系统热力学效率降低，这些都是我们所不希望看到的，应该采取措施加以抑制。

为减弱瑞利流，通常采用了一锥形管来代替直圆管<sup>[6]</sup>。图 5.6 (d) 给出了锥型管壁面边界层内气团的运动情况。很显然，上面所说的气体粘度的差异仍然存在，不能忽略它的效应。不过，在现

在的情况下, 当气团往上运动时, 由于管的横截面积是变化的, 所以气团的流速却应当减小的, 相反, 往下运动时, 流速确是增大的。也就是说, 在其它条件相同的情况下, 往下的位移量应当是有所增大的, 这样就可以部分抵消 (具体的抵消程度取决于锥度角的大小) 上面由于粘度差造成的净位移量以及因此而带来的质量流量。当然, 锥度也同时带来不利因素, 当气团往上流动时, 它很显然有往远离边界层的趋势, 因而粘性更小, 而往下流动则相反, 粘度变得更大, 从而在一定程度上加剧了粘度差所带来的问题。所幸的是, 由于边界层内的连续性要求, 使得气体无法真正“进入”或“远离”边界层, 因而这一问题并非特别严重。

据 Olson 等估算<sup>[61]</sup>, 为了抑制端流的发生, 所需的管壁锥角可用下式表示:

$$\frac{\phi}{2} = \frac{\pi R^2 \omega |p_1|}{2 \rho_a |U_1|} \left[ \left( 1 + \frac{2(\gamma-1)(1-b\text{Pr}^2)}{3\sigma(1+\text{Pr})} \right) \cos \theta \right] + \frac{(1-b)(1-\sqrt{\text{Pr}})}{6(1+b)(1+\sqrt{\text{Pr}})} \frac{R}{T_m} \frac{dT_m}{dx} \quad (5.15)$$

$$\approx (7.4 \cos \theta + 6.3 \sin \theta) \frac{R^2 f_1 p_1}{\rho_a |U_1|} - 0.0029 \frac{R}{T_m} \frac{dT_m}{dx}$$

其中  $f$  为频率, 氮气的比热比  $\gamma = 5/3$ , 普朗特数  $\text{Pr} = 0.69$ , 而  $b = \int (1/\mu) d\mu/dT = 0.68$ , 此外,  $\theta$  取管中声阻抗 ( $Z = p_1/U_1$ ) 相角的负值。

### § 5-3 实验系统的研制

为深入理解行波型热声驱动器的工作原理, 我们设计制作了一台行波型热声驱动器的实验装置。系统主要包括两大部分: 行波环路和谐振管, 如图 5.1 所示。热声效应发生在环路中, 而且声波是以行波形式存在于回路中的。

为了实现回热器 (即热声板叠) 中的等温过程, 行波热声板叠的空隙率应非常小, 以保证板叠材料 (通常是压紧的金属丝网) 的高热容使得气体温度在任何时刻都与板叠材料的温度保持一致。然而, 板叠材料过小的空隙尺寸又会导致气体流过板叠时产生显著的流动损失。这可以通过两个方面来解决: 首先, 我们必须在板叠的空隙率方面有所妥协, 也就是说, 空隙率要比通常的回热式热机大一些; 此外, 我们可以从压力波和速度波本身随位置的变化关系入手。我们知道, 在驻波谐振管的封闭端, 气体运动速度很小 (因为气体不能穿透封闭端), 压力波动却可以非常大, 而流动损失是与流速的平方成正比的, 于是较小的运动速度显然能使回热器中的流动损失大大降低。于是考虑把环路布置在靠近驻波谐振管封闭端附近。同驻波型驱动器相类似, 谐振管的型式将直接决定着系统工作频率。我们采用的 1/4 波长型能获得相对较低的谐振频率, 这将有利的热声驱动器与脉管制冷机之间的匹配运行。

下面将对各主要部件的结构和设计进行详细的讨论。

#### § 5-3-1 行波环路

图 5.8 给出了环形回路的结构示意图。环路中的加热器、回热器和主冷端换热器构成了系统中的热声核 (即热声转换部件)。主冷端换热器上面的“喷射泵”用来消除由于环路结构导致的“Gedeon 直流”; 在加热器下方, 有热缓冲管和副冷端换热器, 它们防止热量回到反馈回路或谐

振管内，热缓冲管由两部分组成，上面部分为首圆柱体，而下半部分则为一锥形管，该结构被用来消除所谓的“瑞利流”。环路中还有一个很重要的单元—反馈部件，它包括声阻部分和声容部分，以获取合适的行波所要求的相移。

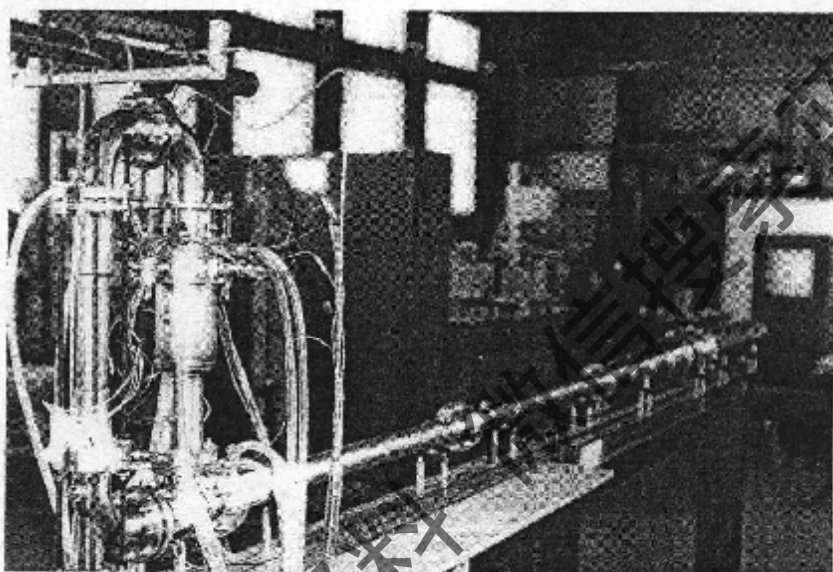
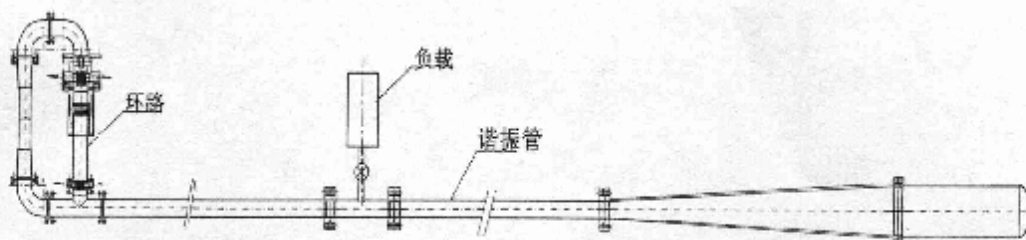


图 5.7 行波型热声驱动器示意图及照片

环路中还有一个 T 型管，既是环路的一部分，起到反馈作用，还起到联接谐振管的作用，把声功转向谐振管。此外，还有其它一些联接部件，尤其是有三处需要弯头结构，在顶部的两个弯头与一直管构成系统中的容性部件。第三个弯头位于底部，用来联接阻性管和 T 型管。

#### 一、喷射泵

前面我们已经提到，喷射泵的作用是为了消除“Gedeon 直流”。“喷射泵”位于主冷端换热器上方。前面在介绍“Gedeon 直流”时已经提到过一种由两个平行的带有锥角的矩形流道构成的喷射泵形式，但目前我们采用的是一种更简单的“孔板”结构，即在铝制圆柱体上挖出一些直径比较大的孔，如图 5.9 所示。

为了估算喷射泵的时均压降，假定损耗系数  $K_{exp}$  和  $K_{con}$  在振荡流中的值同稳流中相同，需要指出的是这种假定的精确度还有待验证。

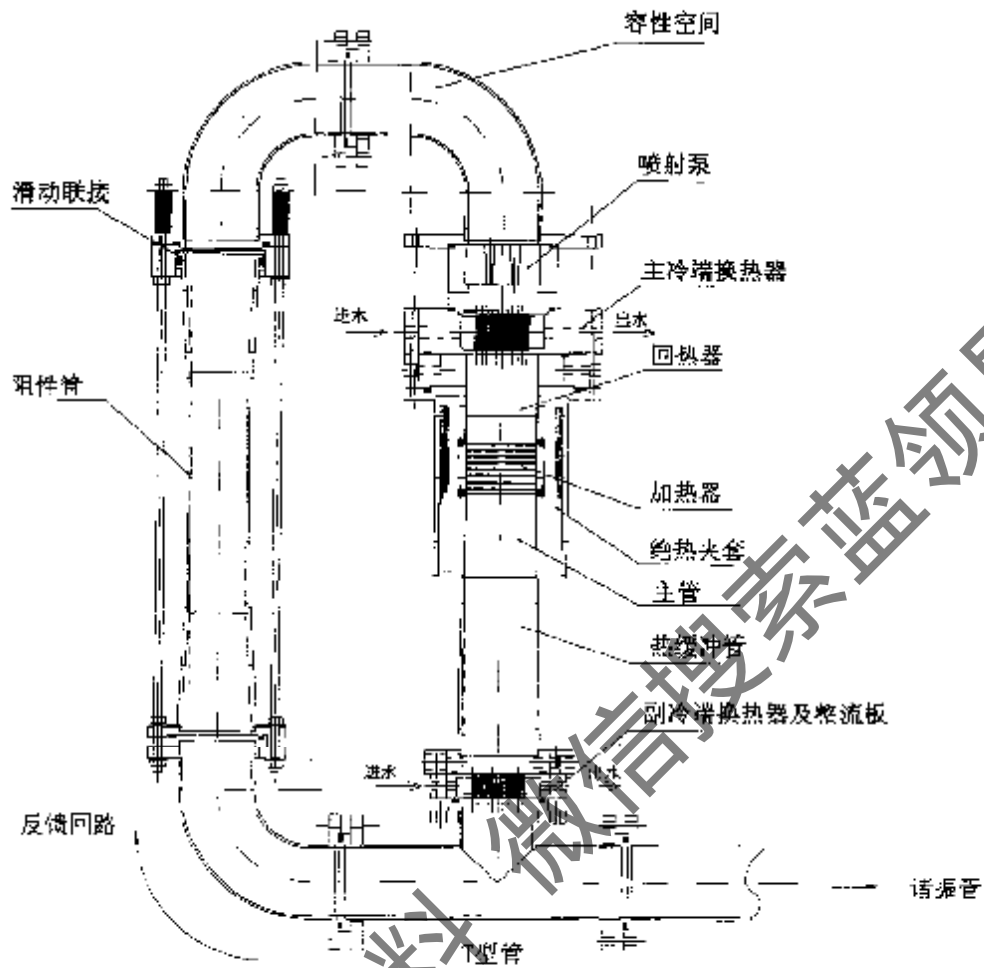


图 5.8 行波环路

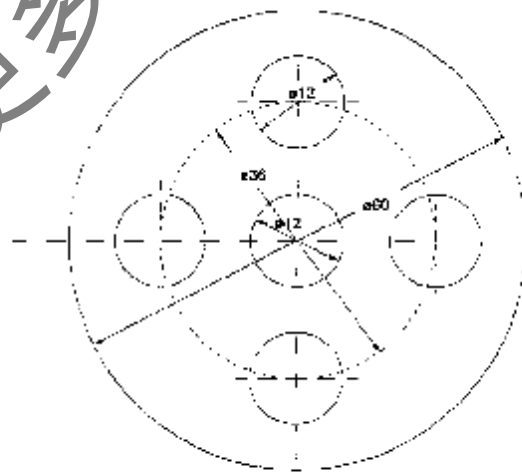


图 5.9 喷射泵

## 二、阻性管

阻性管能为相移提供阻性成分。它由三部分组成：一直径为 44.3mm 的直管及其两端的两根锥形管。锥形管两端的内径分别为 44.3mm 和 56.3mm。

为平衡加热器部分的热膨胀，在阻性管的顶端我们采用了一滑动联接结构，如图 5.10 所示。四根两端带有螺纹的长杆被用来固定阻性管和其相邻的部件，尤其是上端的弯头，因为所有由内外压差和其它预紧力等造成的力都需要由此来承受。



图 5.10 滑动联接示意图 (a) 和弹性环 (b)

弹性环则为平衡系统充气时的压差造成的压缩和运行过程中由加热产生的热膨胀所需的自由度。首先，当系统为充气时，联接部件上除了安置螺栓的预紧力外没有其它力。当系统充入 3MPa 的工质气体后，压差会带来应力，于是弹性环被压缩到一定的量；此后，当系统运行过程中加热温度达到 700-800°C 时，由加热侧的热膨胀量可达 3mm。虽然，我们在加热器中已经采取了一定的措施用来平衡部分的膨胀量，仍有部分的膨胀量需要由反馈部件一侧的滑动联接结构来平衡。这一补偿量大致为 1-2mm，具体大小还取决于加热器处的绝热效果，它直接关系到外管的温度。为达到所需的空间和所需承受的应力，我们采用了弹性环组：总共有 12 组，每一组中又有三个弹性环组成，具体结构如图 5.10(b) 所示。

## 三、T 型管

T 型管（三通管）用来联接系统中驻波（即谐振管部分）和行波部分（即环路部分）。作为行波环路的一部分，它从热声核（回热器+相邻的换热器）部分接受声功，把部分的声功反馈到回路中去，以维持环路中的行波；其余部分的声功则被送入到谐振管中去，这一部分的声功除了管中的粘性和紊流耗散外，均可作为有用声功输出。

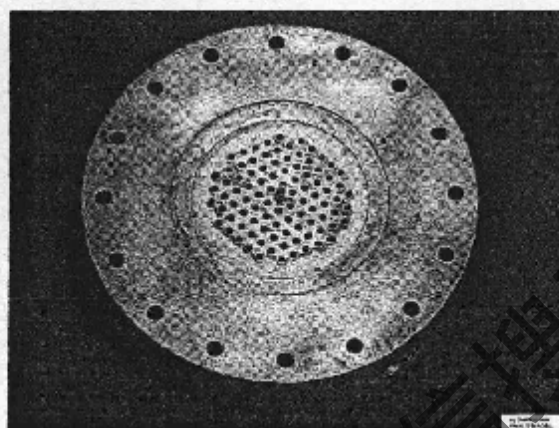
T 型管的三个支路的直径都为 56.3mm，但是各边的长度不尽相同，以适应与相邻部件的联接。

## 四、主、副冷端换热器

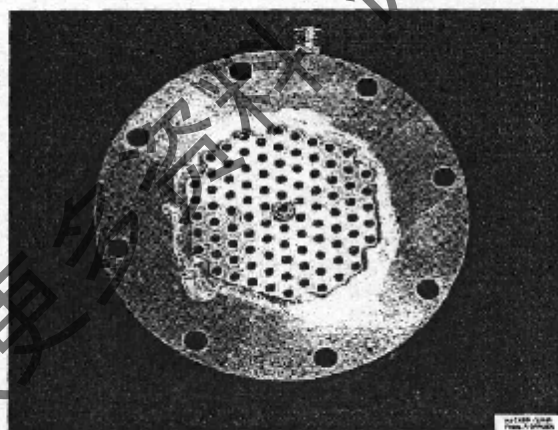
在环路中有两个冷端换热器，我们分别称之为主冷端换热器和副冷端换热器。前面已经提到前者是热声核的组成成分之一，它的作用同驻波型机中的水冷器相同；而副冷端换热器则不同，它不

参与热声转换过程，只起到冷却从加热器部分过来的高温气体，防止高温气体反馈到回路中或者到谐振管支路。

两个冷端换热器都是壳管式结构，其中气体从管中通过，而冷却水则从壳中经过，除厚度和外部结构（与相邻部件联接所需）有所不同外，它们都是由 95 根内径为 3mm 壁厚为 0.5mm 的紫铜细管焊到两厚度为 3mm 的铜质管板上(其中下圆板是同壳体作成一体式的)。主、副冷端换热器的轴向高度分别为 35mm 和 20mm。实物照片如图 5.11 所示，其中 (a) 为主换热器，(b) 为副换热器。



(a) 主冷端换热器



(b) 副冷端换热器

图 5.11 冷端换热器的实物照片

## 五、加热器

加热器是系统的动力源，是最为重要的部件之一。

在加热器的设计和制作过程中，我们面临着如下几点困难：(1) 单位体积加热功率大；(2) 高温区(800°C)的电源连接线以及热电偶引出线；(3) 结构紧凑性；(4) 在高温高压下的强度要求。

针对上述的问题并参照别人以往的经验，首先考虑采用镍铬带和陶瓷框架结构。它的优点是加热功率高，散热面积大，因而比较短，流道的比流通面积大等。然而它的最大的难点在于加工工艺，尤其是陶瓷框架，它的结构复杂，成本高而且易碎，这些都成了最终放弃的原因。

最后，我们决定采用电绝缘的加热丝(由 THERMOCOAX 公司生产)，丝径为 1mm，电阻为 12.5 ohm/m。加热丝被绕成螺旋结构，丝间距为 2mm。由于受流道内径的限制，螺旋的最大外径不能超过 56mm。每一根加热丝的设计电阻为 12.5 ohm，设计功率为 200W，而整个加热器的外形高度为 47mm，设计加热功率为 1200W。

考虑到临界局部传热系数的限制，要提供 1200W 的加热功率需要相当大的表面积。显然只用一根加热丝是不够的，我们共采用了六根加热丝，利用串、并联联接方式，以达到所需的功率和散热面积，具体连接如图 5.12 所示。不过，在安装过程中 6 根加热丝是依次叠成堆的，为增强换热效果和使温度场更均匀，在两片螺旋型加热丝之间还夹上几片铜丝网。加热丝和铜丝网被放入一内径为 56mm 的圆柱体内，两端用一厚度为 1mm 的圆孔板封盖。沿着圆柱体的侧面留有一宽度为 18mm 的口子，用来引出加热电源线和热电偶线，加热器的具体装配过程见图 5.13。

图 5.14 为组装后的回热器和加热器部分的示意图。在实物照片中(图 5.15)，回热器部分被一个铝制部件临时代替，以方便加热器安装时固定位置，在加热器中，安装了两根热电偶，其中一根在加热器的中心的加热丝上，测量最高加热温度，以便控制加热功率，防止加热丝烧毁；而另一根则在靠近回热器端的气体中，用来测量此处的气体温度。电热丝的连接线由于连接头的电流限制，并不是一起合并后引出的，而是分别引出，逻辑连接是在外面实现的。

需要再一次注意的是热膨胀平衡问题，上面在介绍滑动联接时已经提及这一问题。在图 5.14 中，可以发现加热器是被固定在回热器上的，而另一端则是自由的，它并没有同热缓冲管的上半部分(即盲圆柱管)固定，而只是一般的自由配合，它们之间在轴向上留有 2mm 的自由空间，这样当系统加热时，加热器以及管子的热膨胀量就由此来补偿。

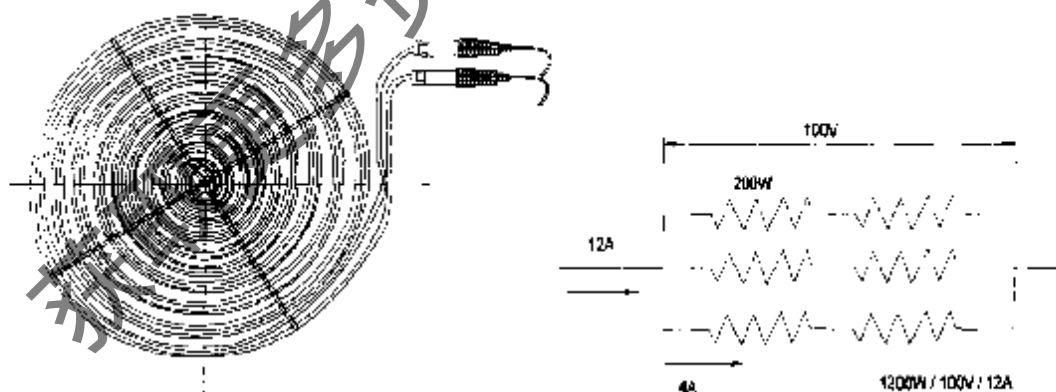


图 5.12 绕成双螺旋状的加热电阻丝及其串并联接(丝径为 1mm，0 丝间距为 2mm)

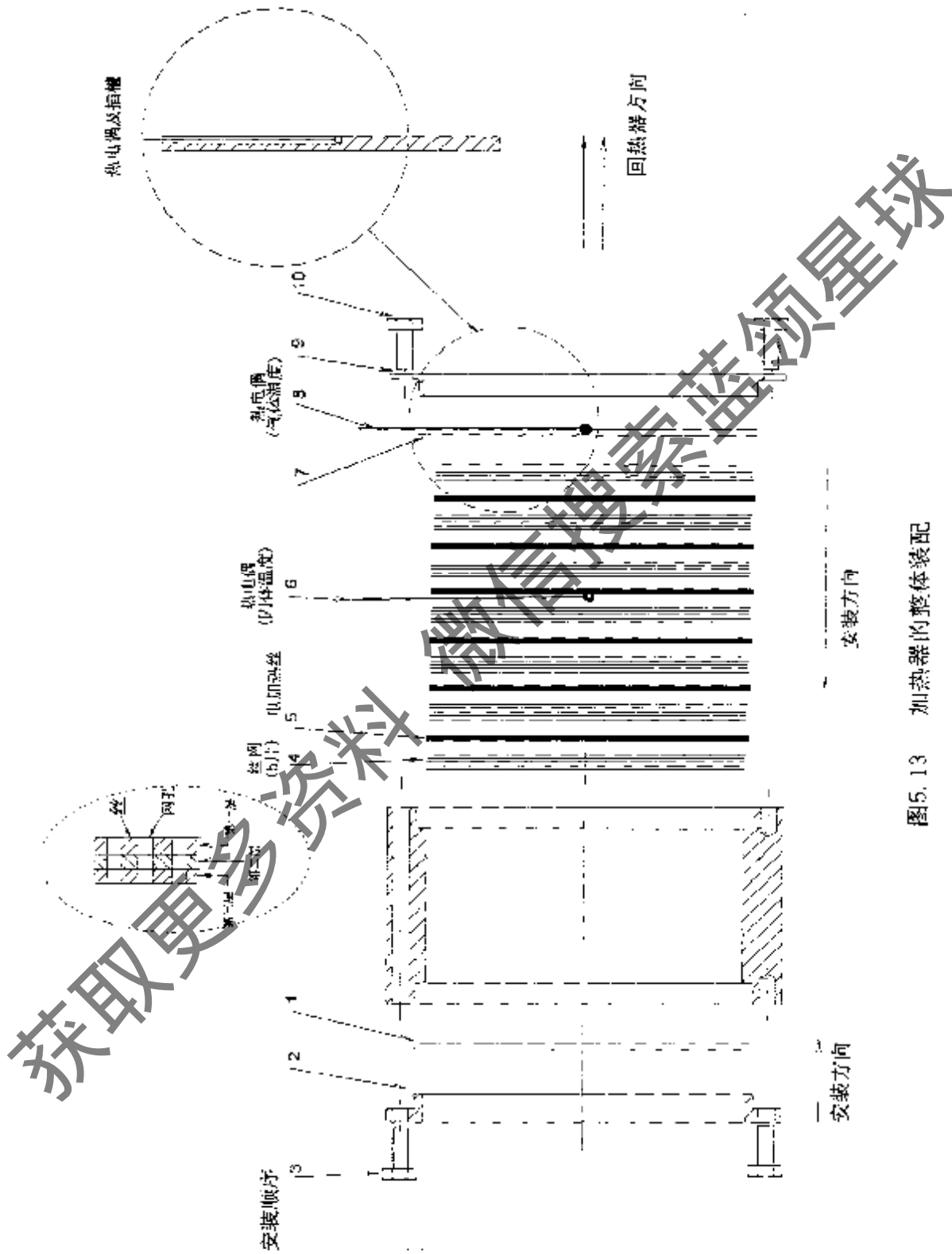


图5.13 加热器的整体装配



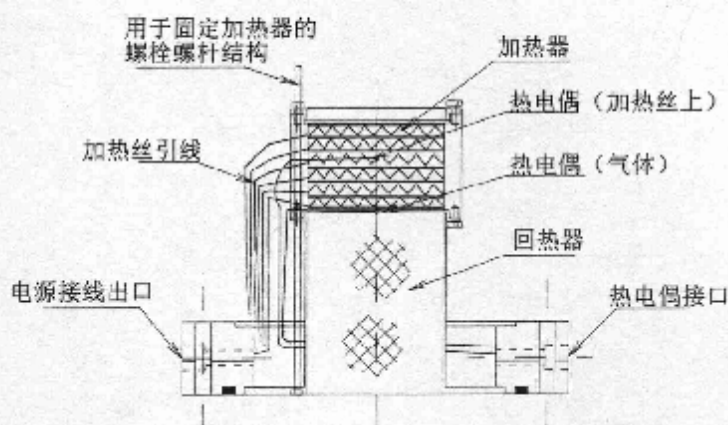


图 5.14 加热器和回热器部分示意图

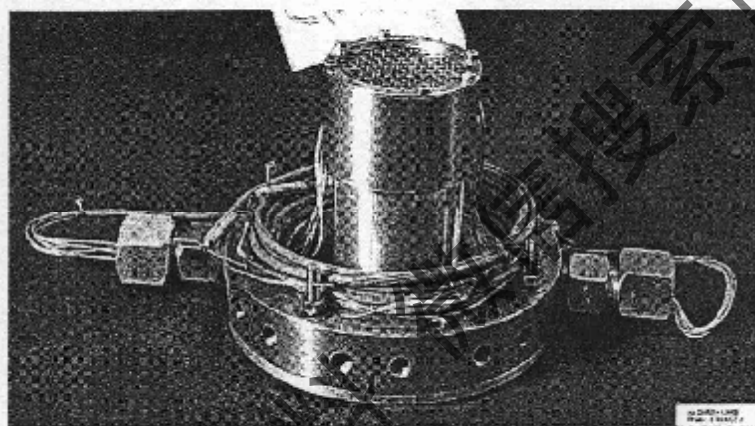


图 5.15 加热器和回热器部分实物照片

## 六、回热器

同通常的热声系统一样，在主冷端换热器和加热器之间，热声板叠结构（这里称之为回热器）是必不可少的，它是热声效应的发生地，即热声系统的核心。

不过，这里的“回热器”是有别于驻波系统“板叠”（有时也称为“回热器”）的。在驻波系统中，热声效应是基于一个不可逆的热力循环，要求气体与固体介质之间的热接触程度是较差的，因而板叠的特征尺寸同气体的热渗透深度相当；而行波型热声驱动器则要求气体与固体介质之间有极好的热接触效果，这是由系统经历可逆的新特林循环所要求的，于是板叠的特征尺寸应远小于热渗透深度。

回热器是由填料和壳体两部分组成。其中填料则由直径为 56 $\mu\text{m}$  的 120 目不锈钢丝网片堆叠而成；壳体又由一个内径为 56mm 薄壁不锈钢管和一個相对较大的不锈钢圆板构成，如图 5.16 所示，显然前者用来容纳丝网填料，而后者则用来把整个回热器与相邻部件固定。在薄壁管两端用肋条来固定压紧的丝网，同时又为回热器与相邻的换热器之间提供一定的空间。

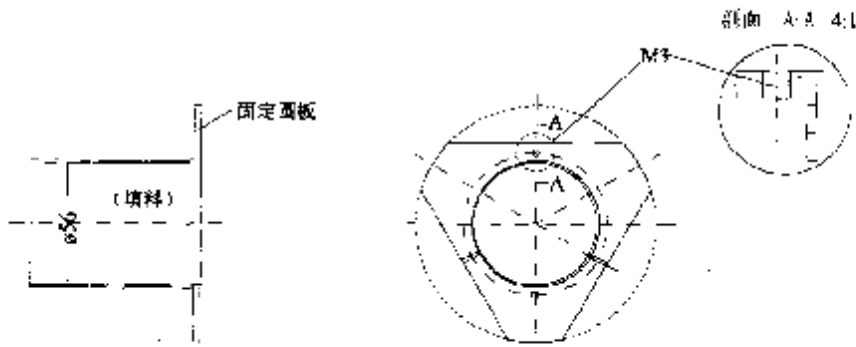


图 5.16 用于装回热器丝网的不锈钢套管  
(固定圆板上的两个小孔用来把整个部件固定到下面的加热器上, 圆板上的两个浅槽则是热电偶的通道)

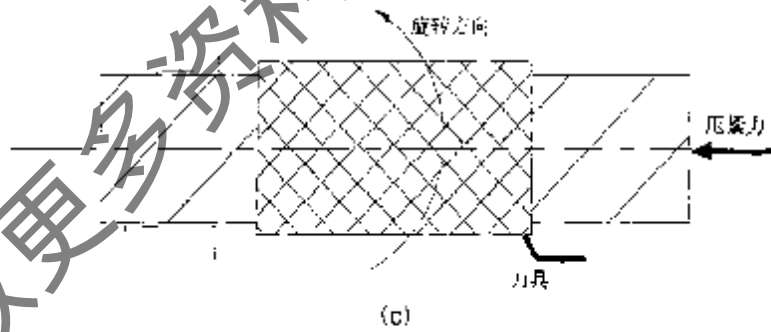
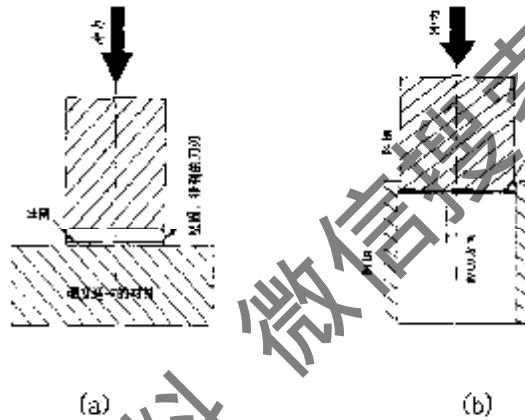


图 5.17 制作丝网的三种方法

回热器的长度为 75mm, 约需 500 片不锈钢丝网。通常采用的丝网制作方法有四种 (图 5.17 给出其中二种): 方法一 是利用带有坚硬、锋利、薄壁刀片的圆柱, 下面垫有一硬度适中的材料 (PVC 或硬木等), 把丝网夹在两者之间, 再在圆柱上作用一个冲击力 (如用榔头敲打) 即可, 如图 (a) 所示; 方法二 则是利用阴模和阳模, 同样要用到一个冲击力, 注意该方法需要有很好的同轴度保证, 通常是把两个模具夹在车床上, 通过摇杆产生冲击力, 如图 (b) 所示; 方法三是把丝

网按四方块叠好，压紧，然后在车床上进行切削加工，如图（c）所示；最后一种方法是把丝网叠好压紧，然后用线切割。

第一种方法采用手工操作难以控制精度，此外垫在下面的材料易损，不宜用于大量制作，否则会导致丝网形状的不规则；方法一、二的一个共同缺点是加工效率太低、太费时，尤其当有上千片需求时；相反，方法三、四都适合于大量生产，相比之下线切割的成本要高一些。最后，我们决定采用方法三来制作丝网。需要注意的是加工时一定要压紧，否则轴向的稍许移动都会导致不规则的形状，而无法使用。

### 七、热缓冲管（TBT）

热缓冲管为系统提供了一个加热器与副冷端换热器之间的“绝热层”，以防止热量流回到反馈支路或流到谐振管中。然而，热缓冲管的存在又会产生瑞利流，因此有必要采取措施加以抑制；前面已经就此进行了专门的讨论，采用的抑制手段为一锥形管。

### 八、保温层

由于系统中的加热器工作在高温下，必须进行绝热保温，以防止（减少）向外部的热损。

考虑到从高温端引出加热器引线的困难，我们选择从常温端引出的方案。为此，在主管和回热器外，我们又设置了一个更大的套管，这样引线就可以穿过它们之间的空间，从高温端过渡到常温端，然后从法兰上引出。同时，需要在这些空间内填入绝热材料，填满该空间，这从声场角度来说也是必需的，否则这里的空腔将会造成声波损失；其次，由于高温下金属的强度将大大降低，所以绝热后的套管外壁的温度降低，可以采用管壁相对较薄的管子，从而可以减少轴向的导热损失。

虽然，内绝热层已经阻止了部分的热损，但毕竟限于空间，无法达到使套管壁处于室温的程度，因而还需要外绝热层。

此外，从热缓冲管直至副冷端换热器，除上面部分已被置于套管内，其余部分的管壁温度仍是相当高的，也需进行绝热。

### § 5-3-2 谐振管

谐振管是系统的另一主要部分。虽然，热声效应和行波并不在这一部分发生，但如果没有谐振管，则整个系统将变成传统的纯行波系统，如 Yazaki 提出的方案。在传统的行波系统中，谐振频率是取决于环路的结构和尺寸的，于是，在相同结构尺寸的情况下，系统的工作频率将会大大提高，如 300-400Hz。这样的话，回热器就必须采用更细的丝网，导致动力损失的增大。另外，高频输出又会影响驱动器的匹配应用，尤其对于脉管制冷机，通常是工作在几到几十赫兹，即便是所谓的高频脉管也只在 100 赫兹以下。颇长的谐振管为系统提供了一较低的工作频率，而且环路位于谐振管的端部，此处接近于流速节点，气体流速振幅较小，从而在环路中（尤其是回热器中）的动力损失也将相应降低，因而大大提高环路中的总体效率。最后，谐振管也为系统提供了更多的声功输出点，这样我们就可以按不同的要求设置声功输出位置。

实际上，谐振管部分同驻波型是相似的。由如下三部分组成：内径为 56.3mm 的直圆柱管，长为 2m；第二部分为 1.011m 的锥形管，内径从 56.3 增至 162.3mm；最后一段为内径为 162.3mm，长度为 1m 的圆管，因而其总长约为 4.0m。当然，在最端部还有一个封盖。

在谐振管的第一段直管的中点处，安装了一个 T 型支管，用于联接阻性负载。这个负载是用来测量系统的输出功率。实际应用时，它将被一个有效负载替代，如脉管制冷机。

阻性负载由阀门、阻力元件和气罐组成。阻力元件可以为多孔材料。操作时, 通过调节阀门的开度来控制输出功率的大小。

### § 5-3-3 测试系统

温度、压力是系统测量的两个最为基本的量, 而功率、相移、压降和温差等都可以通过它们获得, 如声功率就可以利用双扬声器法由两路压力信号获取, 我们将之视为与温度压力同等重要。图 5.17 给出了系统的测量点。

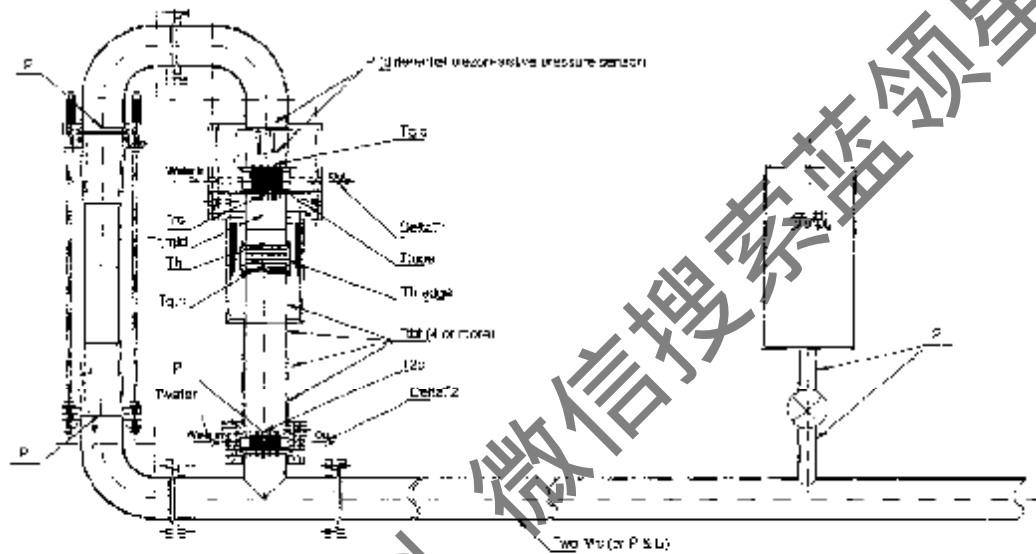


图 5.17 测量系统的测量点

#### 一、温度测量

在主冷端换热器和副冷端换热器上分别设置三只热电偶, 其中一个用以测量管内气体的温度, 而其余两个则用来测定冷却水的进出口温度。

在回热器中则布置着四只热电偶, 其中三只位于回热器的两端和中心的中轴点上, 第四个则位于热端的壁面附近, 这样我们可以通过热端的两个热电偶观察中轴点与壁面的温差, 以推断径向的传热情况。

在加热器内, 我们也布置了两个热电偶, 一个用来测气体温度, 而另一个则测加热电阻丝的温度, 这对于保护加热器是非常重要的, 当温度超过限定值时, 我们就可以通过控制系统暂时切断输入电源, 测气体温度的热电偶位于靠近回热器一端的端部, 这样我们可以观察加热器同回热器之间的温差, 经验表明这个值还是比较大, 高温时甚至于达几十度。

此外, 沿着热缓冲管的轴向均匀地布置着 4 个 (有条件的话, 可以更多) 热电偶, 用来观察管轴向的温度分布情况, 进而推断管内的传热情况, 主要是“瑞利流”的发生情况, 如果存在瑞利流的话, 温度分布将是非线性的。

## 二、压力测量

首先，我们在阻性管的两端各设置了一个压力传感器，主要用于测量阻性管的两端的压力信号。此外，在喷射泵的两端放置一微分压阻式压力传感器，以检测喷射泵的效率。最后，我们在副冷端换热器的附近也有一个压力传感器。

微分压力传感器的作用是测量喷射泵的压降和相移信息，它的两个接口中，一个位于泵下 3mm 处，而另一个则位于其上 33mm 处。

## 三、功率测量

很显然，第一点要测量功率的就是输出功率（负载功率），测量结果就是系统可输出的可用功的量，因此它具有很大的实际意义。

另外一声功率测量点则位于 T 型管的谐振管侧，这是测量从环路输出到谐振管的点功率，通过这一量就可以直接反映出回路中的热声转换效率。

当然，我们还应该测量输入加热器的电功率。我们的加热系统采用直流电源，输入电压与电流的乘积就是输入功率量。

## 四、数值采集系统

所有从压力传感器和热电偶获得的信号都被输入到基于 PC 机的数字采集系统，系统的软件支持是 NI (National Instruments) 出品的 LABVIEW。

### § 5-4 数值模拟分析

在这一部分里，我们利用 DeltaE 热声系统计算平台（试用版）对前面设计的系统进行了性能预测计算。

#### § 5-4-1 DeltaE 热声计算程序

DeltaE 是由 LANL 的 Ward 和 Swift 等开发的基于线性热声理论的热声系统计算程序，分商业版和试用版两个版本，而且不断地进行修改和完善，程序版本在不时地进行升级。作者所了解的目前最新版本是 4.6 版<sup>[159]</sup>。

DeltaE 能解决基于常用小振幅一维波动方程。该程序分别计算用户提供的各分段部件（如管道，换能器，和热声板叠或回热器等）中的气体或液体介质的近似一维波动方程，给出各自的解，然后在两个部件的连接处对它们的压力和容积流速进行匹配。而在板叠中，波动方程与能流方程则同时求解，在求得声压的同时，得出温度分布情况。板叠中的能流是由相邻的换热器中的温度和（或）热流决定的。

用户可以有很大的自由度来选择哪些变量作为要求解的值。譬如，在一根简单的平面波谐振管中，DeltaE 可以把输入阻抗处理成频率的函数，或者给定气体和几何结构的谐振频率，或者对一个给定的谐振频率所需的长度，甚至是在给定几何结构中设定的谐振频率所需的二元气体的组分情况。对不太复杂的热声系统来说，一般要求给出一组由 3-5 个变量组成的解。通常象换热器的温度、热流、声功和效率等都是我们感兴趣的参量。

需要指出的是，DeltaE 通常并没有考虑非线性效应，而非线性现象却在大振幅系统中普遍存在，所以在使用过程中，要非常注意高马赫数和高雷诺数的情况。

DeltaE 为我们提供了一个计算平台,留给用户的是要对系统进行分段,然后对它们进行分类或计算平台能够接受的分块,确定各个部分的具体边界条件(包括结构尺寸、流体种类、固体材料和压力、温度等操作参数等),同时要确定系统的可变参量和输出参量。用户要把这些信息输入到一个以“.in"为扩展名的输入文件,该文件可以用任何文本编辑器创建,应当注意的是,DeltaE 的输入文件必须是无格式的文本文件,同时该文件要被放置与 DeltaE.exe 可执行文件相同的目录下。接下去我们运行 DeltaE 程序,系统要求输入一个输入文件名,当用户输入一个不带扩展名的文件时,系统会首先默认一个以".out"为扩展名的文件作为输入文件,只有当没有此文件时,才会取以".in"为扩展名的文件,这一点要求我们在已经进行过计算,然后在输入文件中做一些修改,重新进行计算时尤其要注意,应当输入一个带扩展名的文件,否则容易造成混乱。系统进行的是迭代算法,在输入文件中我们已经为各可变参量提供一个初变量,计算过程中经过迭代,对它们进行不断地调整,直至各个参量都归于收敛,迭代计算结束,此时系统会输出预先设定的输出参量,这就是我们所需要的目标参数。而且,在计算过程中,程序会以一定的频度显示收敛情况,如果出现不收敛或其他问题,则会输出错误信息,从而用户可以根据这些信息有针对性地调整参量。

#### § 5-4-2 计算模型确定

我们这里计算的并不是整个热声斯特林系统,而是其中的环路,这是考虑到与环路相连的谐振管中除了一些损失和负载外,并没有其他复杂的结构,而且系统中的热声效应发生在环路中。当然,谐振管对于计算来说也是非常重要的,这是因为整个系统的频率是由它来决定的。我们的计算中,当工质为氦气时,设定系统的谐振频率为 84.12Hz,而当采用氮气为工质时,则取频率的值为 30Hz,这样的取值当然是基于一定结构的谐振管结构的。既然如此,我们在计算时就省去了谐振管这一部分,这将大大地简化了计算模型的建立。

此外,还需要说明的是,在计算过程和下面的讨论中,我们涉及到一个“恒定压比”的概念,也就是说,我们设定系统输出一个一定量的压比。这一点与一般的实验中遇到的情况似乎有点不同,通常情况下,我们会设定一定的加热温度或输入功率,一定的工作压力,然后希望得到一个压比,这里的压比是随上面这些量改变的。这里的计算中的假定压比不变则是通过设在谐振管上的一个可调节负载来实现的。

模型中主要的工作参数如下:平均工作压力为 3.1MPa,主冷却器温度 300K,副冷却器温度 290K,谐振频率当工质为氦气和氮气时分别为 84.12Hz 和 30Hz,120 目不锈钢丝网板管材料的空隙率为 0.719,取压比为某一设定值(1-8%),加热温度和输入功率被设定为待定的输出参数,而输出声功则被设定为一定量值的目标参数,其他的结构尺寸同上述设计中的取值。

#### § 5-4-3 计算结果与讨论

典型的计算模型输出文件可参见附录二。首先说明一下,下列各图中出现的百分比均指压比。

首先来看一下以氮气为工质的情况。图 5.18 给出了输出声功与加热温度的关系。从中我们可以看到在某一压比下,输出声功是随加热温度上升而增大的,这一点是很好理解的,实际上,我们从图 5.20 的加热温度与输入功率的变化关系中可以看到,随着加热温度的上升,所需的输入功率相应地也应该增大。图 5.19 我们还给出了输出声功与输入功率之间的关系,对每一个压比的情况,输出声功都是随输入声功单调上升的。

比较不同压比下的曲线，我们发现它们随时间变化的斜率是不同的，总的来说，大压比下的斜率越大。

在图 5.18 和图 5.19 中，当我们取输出声功为 0 值时，这就是系统要维持该压比所需的最小温度或输入功率，也即临界消振温度和临界消振输入功率。很显然要维持的大压比的振荡，相应的这两个值都相对较大，例如当设定压比为 2% 时，临界温度和临界输入功率分别为 483.8K 和 133W，而对于 8% 的压比它们的值则分别为 722.9K 和 1351.5W。

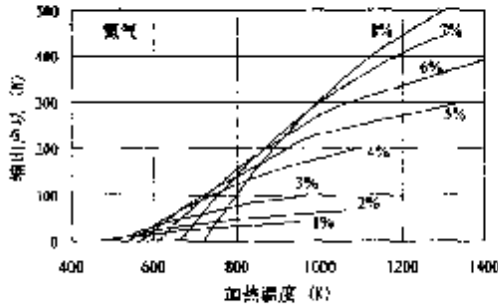


图 5.18 以氮气为工质时输出声功与加热温度的关系

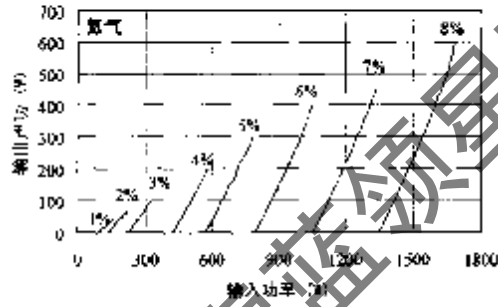


图 5.19 以氮气为工质时输出声功与输入功率的关系

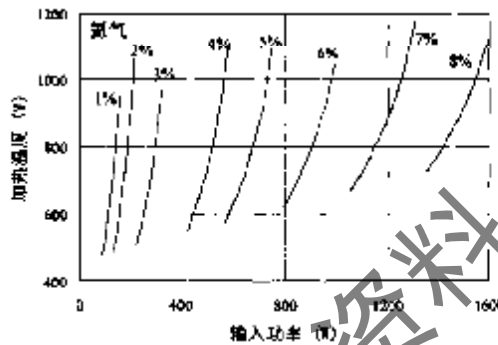


图 5.20 以氮气为工质时加热温度与输入功率的关系

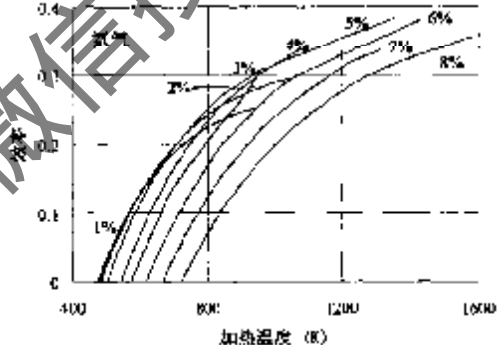


图 5.21 以氮气为工质时系统效率与加热温度的关系

图 5.21-22 分别给出了热声转换效率与加热温度、效率与输入功率之间的关系，从图 5.21 可以得出这样的结论：在其他情况相同时，高的加热温度有利于提高系统的热声转换效率；而在加热温度相同时，除了比较低（1-3%）的情况，一般情况下，压比低时，效率较高。但是应当注意的是：在高温与高压比所带来非线性效应，有可能会影响到计算结果的精确度。由于受实际条件限制，加热温度一般不会超过 1000°C（1273K），从图 4 可以看到，此时的热声转换效率可达 35% 左右，即便当加热温度处于 1000K 左右（这一温度是相对比较容易实现的），热声转换效率也能达到 20-30% 的水平。因此，行波系统的转换效率是比较高的。当然随着加热温度的升高，热声振荡的加剧，系统中的各项损失也会相应增大，这一点在图中也能反映出来，随着温度的不断上升效率的增长速度也趋于缓慢。

图 5.23 则是加热器中金属（散热器或加热丝）表面同气体之间的温差。对某一压比，输入功率越大，该温差也越大。而对于不同压比，在同一加热功率下，高压比的情况温差相对较低，这是由于高压比时的更强的振荡导致大的传热系数，因而在相同的加热功率时，势必有更低的温差。这里观察和讨论此温差的原因在于，通常我们讨论热声系统中的加热温度往往指的是板叠热端气体的温度，而加热器中固体的温度则要在气体温度的基础上加上我们讨论的温差，因而处于对加热器安全运行的考虑，有必要了解这一信息，尤其是当加热温度很高的情况下。

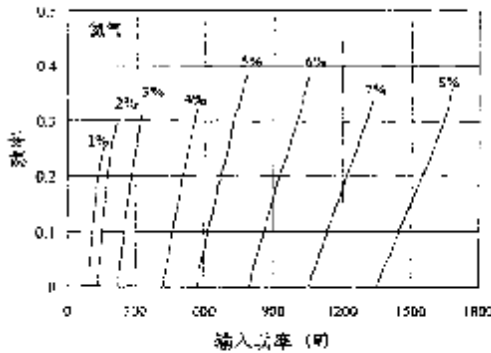


图 5.22 以氩气为工质时系统效率与输入功率的关系

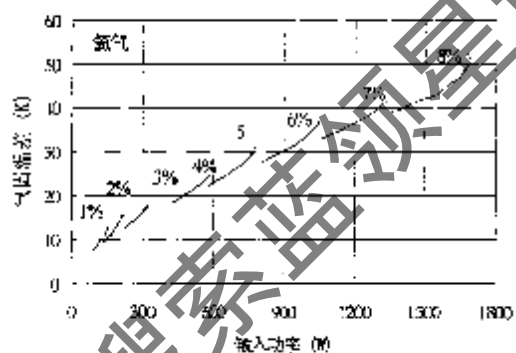


图 5.23 以氩气为工质时加热器中金属与气体之间的温差与输入功率的关系

当以氩气为工质时，计算结果如图 5.24-5.25 所示，总体上，我们可以发现各条曲线的基本变化趋势是相似的。

当然，分别以氩气和氮气为工质时，在某些方面还是有区别的，下面对临界温度、临界输入功率、效率和加热温度等进行一下简单的比较分析。

首先是，在相同的设定条件下，氮气系统的临界温度要比氩气的低。例如在 6% 的压比下，氮气系统的临界温度为 550K，而氩气则为 643.7K。

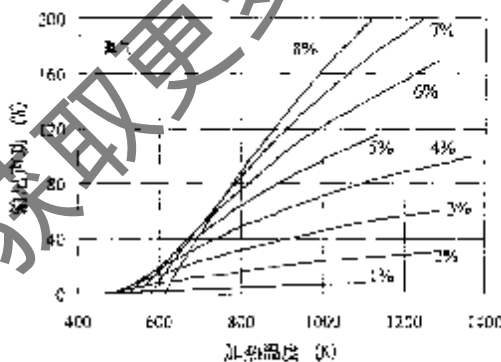


图 5.24 以氩气为工质时输出声功与加热温度的关系

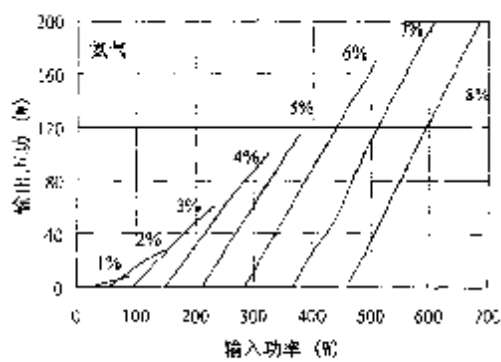


图 5.25 以氩气为工质时输出声功与输入功率的关系



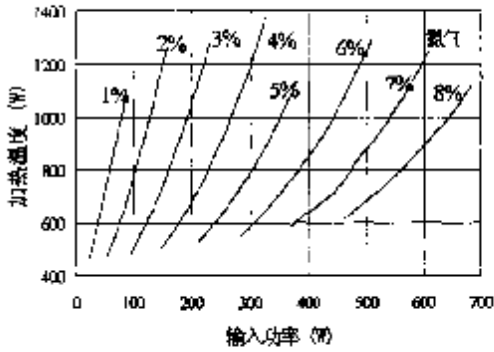


图 5.26 以氮气为工质时加热温度与输入功率的关系

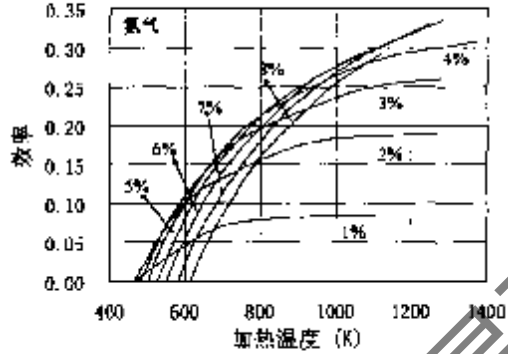


图 5.27 以氮气为工质时系统效率与加热温度的关系

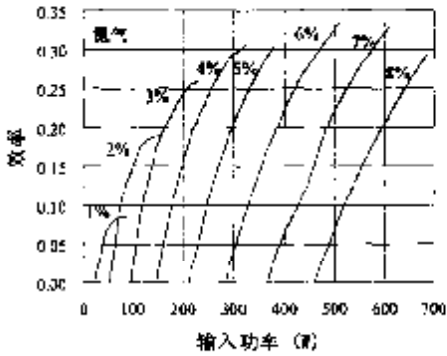


图 5.28 以氮气为工质时系统效率与输入功率的关系

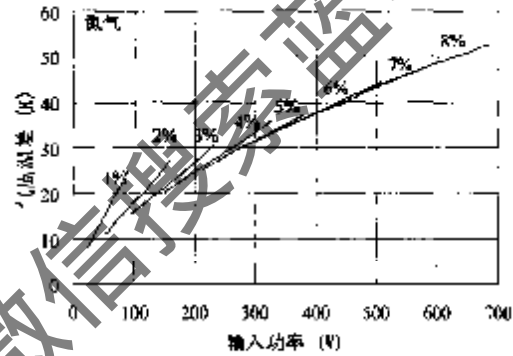


图 5.29 以氮气为工质时加热器中金属与气体之间的温差与输入功率的关系

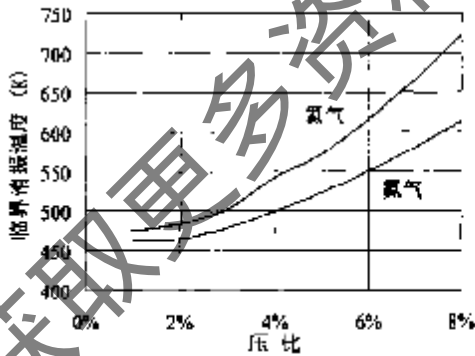


图 5.30 氮气和氩气系统的临界加热温度

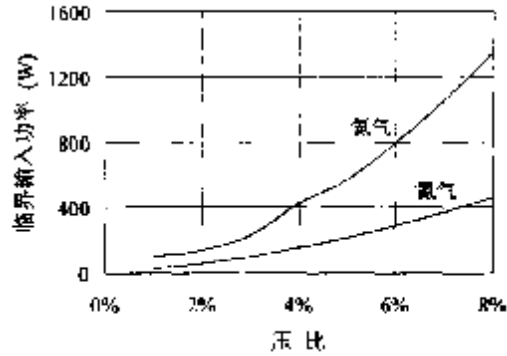


图 5.31 氮气和氩气系统的临界输入功率

图 5.32 给出了氮气和氩气系统的效率与加热温度的关系。可以看到，当温度较低时，在一定的加热温度下，以氮气为工质时比氩气的高。然而，当温度较高时，则前者的效率趋近甚至超过后者。然而，由于本身两者的所处的功率区域不同，无法对效率与输入功率的关系进行详细的比较。

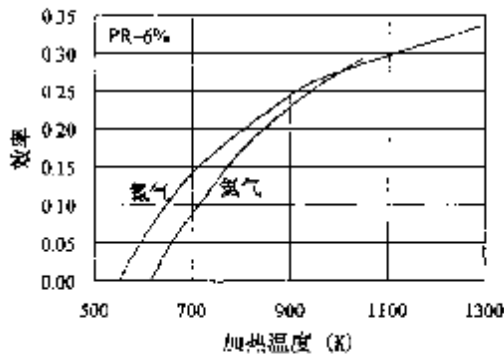


图 5.32 氦气和氩气系统的效率与加热温度的关系

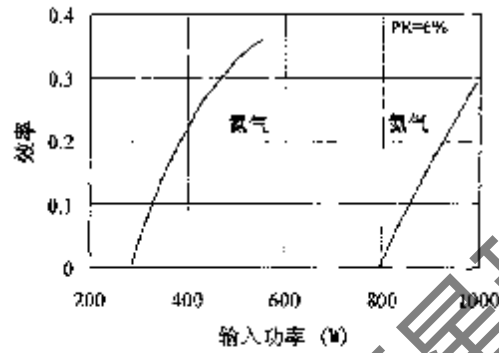


图 5.33 氦气和氩气系统的效率与输入功率的关系

同上述效率与输入功率的情况相似, 加热温度也是随输入功率单调上升的。然而, 从图 5.34 我们可以发现它们也处于不同的区域, 对于氦气系统基本上处于 500W 以下, 而氩气系统则是在 800W 以上, 所以无法进行比较。相对来说, 氦气的变化斜率比氩气的小一些。

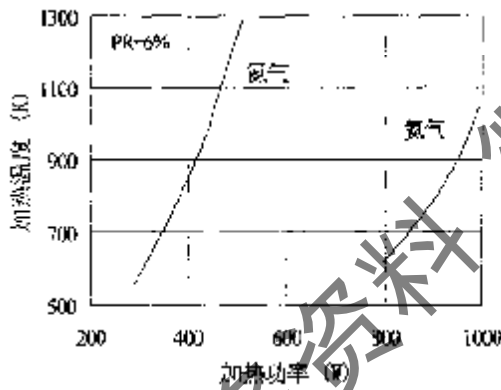


图 5.34 氦气和氩气系统的加热温度与加热功率之间的关系

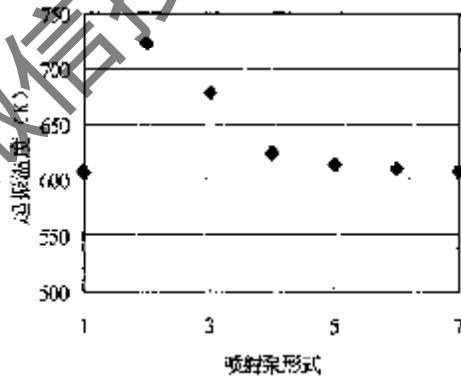


图 5.35 起振温度与喷射泵形式的关系图

此外, 比较图 5.23 与图 5.29, 我们发现两者还是有细微的差别。在图 5.23 中, 在不同的压比下, 当输入功率相同时, 压比大的情况, 气固两者的温差小, 这一点上面已经进行了解释。然而, 在图 5.29 中我们发现在几条曲线都趋近于重合, 也就是说它们在对压比影响并不灵敏, 换言之, 此时的压比对传热系数的影响并不大。

最后, 让我们来看一下喷射泵的影响情况, 表 5.1 列出了如下三类: 1) 没有喷射泵; 2) 变截面窄矩形流道 (两个流道, 每一流道的上开口面积为  $90.5\text{mm}^2$ , 下开口面积为  $294\text{mm}^2$ ); 3) 圆孔 (按 1-5 孔数分为 5 种情况, 每一个圆孔的直径均为  $12\text{mm}$ )。喷射泵的厚度均为  $33\text{mm}$ , 其中设定系统输出压力波的压比为 8%, 在计算加热功率和效率时, 输出声功值设为  $400\text{W}$ 。

表 5.1 喷射泵对系统性能的影响情况

| 喷射泵形式    | 无喷射泵   | 矩形      | 1个圆孔   | 2个圆孔   | 3个圆孔    | 4个圆孔    | 5个圆孔    |
|----------|--------|---------|--------|--------|---------|---------|---------|
| 型式代号     | 1      | 2       | 3      | 4      | 5       | 6       | 7       |
| 起振温度 (K) | 606.8  | 722.9   | 677.3  | 623.6  | 613     | 609.3   | 607.5   |
| 起振功率 (W) | 1464.8 | 1351.48 | 1394.3 | 1419.3 | 1422.9  | 1424.4  | 1425.7  |
| 加热功率 (W) | 1710.7 | 1599.8  | 1642.4 | 1663.5 | 1666.3  | 1667.6  | 1668.9  |
| 输出声功 (W) | 400    | 400     | 400    | 400    | 400     | 400     | 400     |
| 效率       | 0.2338 | 0.25    | 0.2435 | 0.2405 | 0.24005 | 0.23986 | 0.23967 |

图 5.35-5.37 中的横坐标中的 1-7 分别代表如表 5.1 中所列的个喷射泵型式。图 5.35 为起振温度受喷射泵的影响情况。对于圆孔型喷射泵，起振温度随孔数的增加而降低，并逐渐趋近于无喷射泵的情况。而窄矩形喷射泵的起振温度则最高。

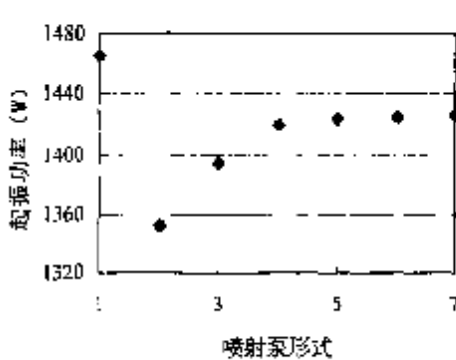


图 5.36 起振功率随喷射泵形式的变化

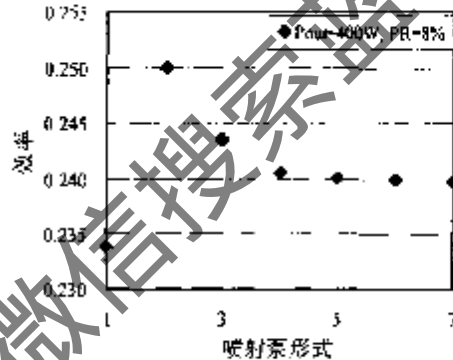


图 5.37 效率与喷射泵形式的关系

但是，不管是图 5.36 所示的起振功率还是图 5.37 所示的热声转换效率受喷射泵的影响情况则有很大的不同。很显然安装窄矩形喷射泵时的起振功率要比其他情况都要低，而转换效率确实最高的。

由此看来，喷射泵虽然对于降低起振温度这一目标并不是有利的，但对于提高系统的热声转换效率却是有利的。

### § 5-5 实验结果及分析

在完成实验台的搭建工作之后，我们进行了初步实验，包括安装有“喷射泵”和没有安装两个系列。下面给出一些初步实验结果。

首先介绍安装有喷射泵的情况。装置中采用了一个非常简单的喷射泵结构，即在一个铝制圆柱体上钻出 5 个直径为 12mm 的圆孔。以氮气为工质，平均工作压力为 1.02MPa。系统的起振温度为 700℃ 左右。与驻波系统类似，当系统起振后，加热温度会迅速下降，压力波形如图 5.38 所示，此时系统稳定工作在 600℃ 左右。由快速傅立叶变换结果（见图 5.39）可见，系统的工作频率为 23Hz。

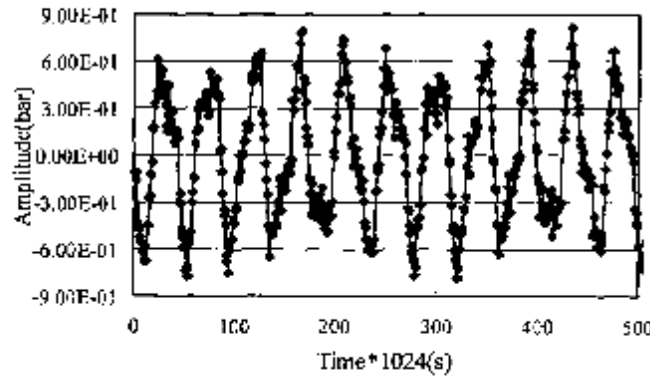


图 5.38 采集的压力波波形 (采样频率为 1024)

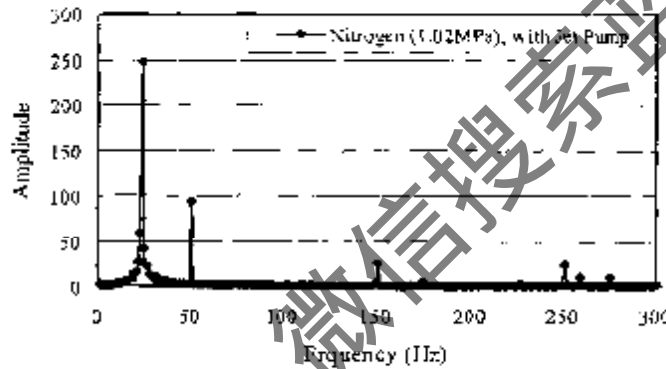


图 5.39 压力波的快速傅立叶变换结果

此外，我们还进行了不安装喷射泵的实验，当采用的工质气体为氮气，工作压力为 3.1MPa 时，起振温度为 550℃ 左右，工作频率为 66Hz。图 5.40 为振幅与加热功率的关系曲线。很显然，压力振幅随着功率的增加而增大。尤其是在曲线的开始部分，变化趋势几乎是线性的，但是后来趋势变缓，这可能由于振幅的增强导致各种损失也会随之增大。图 5.41 为压力振幅随加热温度的变化关系。

对于加热温度，我们也发现有类似的现象，如图 5.42 所示。

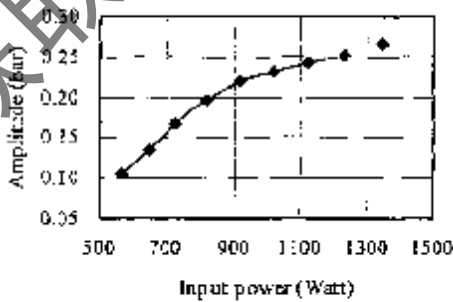


图 5.40 压力振幅与加热功率的关系图

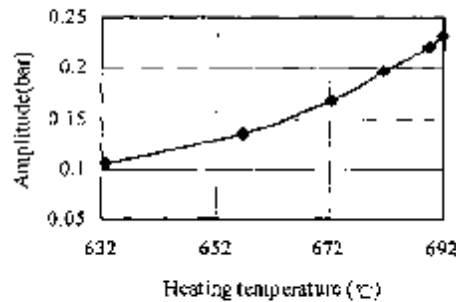


图 5.41 压力振幅与加热温度的关系

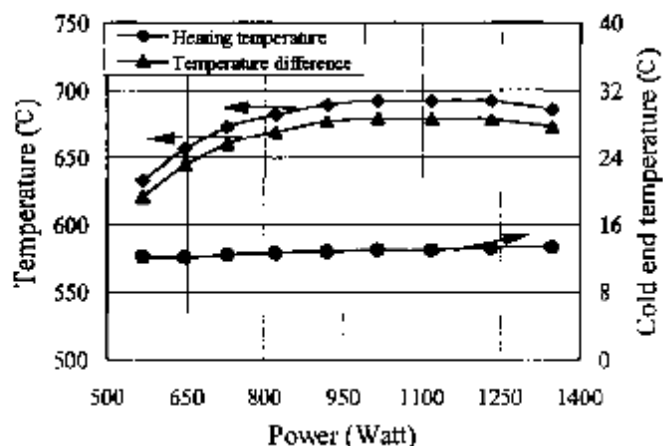


图 5.42 温度与加热功率的变化关系

实验中测得的起振温度值比前面的计算值要高，这可能是由在计算各种损失时所取的系数的不准确造成的，尤其是采用了许多取自稳定流动的参数，而我们这里涉及的却是振荡过程。即便如此，我们发现安装了喷射泵后的起振温度明显要比无喷射泵时的高，这与模拟计算结果所给出的趋势是一致的。

#### § 5-6 下一步的工作

由于时间关系，我们只进行了少量的初步实验，深入的实验研究和改进工作还有待进行，尤其是喷射泵与整个环路的匹配问题将是一个非常关键的问题，这也是我们在进行喷射泵试验时所得到的体会。

#### § 5-6-1 系统的整体性能实验

##### 一、起振温度

对系统来说，起振温度是一个非常重要的参数。由于加热器的限制，最高加热温度往往是系统的一个限制因素，而相对较低的起振温度无疑是有利的，尤其当我们考虑采用如太阳能和天然气等作为输入能源时，这一点就显得更加至关重要了。起振温度主要取决于气体的种类和回热器的结构，此外，还受工作压力和工作频率的影响。

##### 二、最大压比

这是系统性能的最重要的参量之一。这里所指的最大压比是指无负荷（除自身的粘性损失和耗散）情况下的最大压比。

##### 三、效率

效率是指在一定的压比下系统的输出功量同输入的热量之比。这是一个衡量系统优劣的最为直观的参考依据。

## § 5-6-2 对比实验

### 一、环路—纯行波系统

行波环路对系统来说当然是至关重要的,然而我们不能忽视谐振管的作用。实际上,可以说热声斯特林发动机的最大的创新点并非是环路的采用,而是在于把行波型同驻波型巧妙地结合在一起。系统中,环路位于谐振管的端部,此处流速较低,因而损失较小,从而效率较高;此外,系统的工作频率是取决于驻波部分的,而不是由环路的结构决定的。总之,纯行波系统是完全不同的,因此,有必要对环路进行单独的测试。系统设计中我们已经考虑了该方案,只需要包丁型管用两个 $90^\circ$ 弯管来替代就能实现。

### 二、喷射泵效应

喷射泵效应是受它的结构影响的,如喉流道的横截面积和倒角半径都是其决定因素,而喷射泵用于消除 Gedeon 直流,是一个比较重要的部件。除了上述的两个因素外,我们还可以考虑采用不同的结构,观察它们的作用效果,以期找到一种简单易行的结构,如圆形流道的制作通常比长方形的易于实现,这是我们考察的重点。

### 三、阻性管

阻性管对环路来说是相当重要的,因为要获得行波系统就必须有相应的相移,而阻性和容性成分的适当比例是获取相移的手段。锥形管和突变截正是获取阻性的方法。为了检验其重要程度,我们可以用一根直圆柱来代替两根锥形管和一根直径较小的圆管。

### 四、热缓冲管—锥形管效应

由于“端流”会把更多的热流带到冷端换热器,我们应当尽量避免,于是采用了一根具有合适角度的锥形管。为了检验锥形管的作用,我们采用了一根直圆柱来替代,同时分别在锥形管和圆柱壁上安装一定数量的热电偶温度计,观察沿管轴方向上的温度分布情况,以推断管中的对流情况。

### 五、回热器

回热器在系统中是能量转换元件,可以说是整个系统的核心。它的结构将大大地影响着系统的性能。我们可以采用不同的材料、尺寸或填充率的丝网进行性能测试。

### 六、工作频率

应该指出的是,该系统的工作频率主要取决于“驻波部分”,而非“行波部分”;因此谐振管的结构将会极大地影响系统的运行。

在行波回路的结构确定的情况下,我们自然可以设想对它来说会存在一个最佳的工作频率,以获得最高的效率。我们只需对谐振管进行适当的改动就可以实现本实验计划,这比起纯行波系统要容易得多,这也是目前系统的优点之一。

## § 5-7 本章小结

设计制作了一台行波型热声驱动器,系统主要由行波回路和谐振管两部分组成。我们着重于实现这一实验装置的技术部分,详细介绍了各主要部件的结构尺寸和设计制作过程。

我们还利用 DeltaE 对系统进行了性能预测计算。结果显示系统具有较高的热声转换效率,而喷射泵存在及其型式对热声起振和热声转换效率都有明显的影响。

在初步实验中，以氩气和氮气为工质，成功地获得了频率分别为 66Hz 和 23Hz 的压力振荡。此外，还对比试验了安装与不安装喷射泵的情况。

最后，为下一步的实验工作提供了一些方案和建议。特别值得指出的是，行波型热声驱动脉管制冷机的方案是一种被赋予更高期望的机型，也将是下一步工作的重点。

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

## 第六章 全文总结

本文主要对驻波型与行波型两类热声驱动器, 以及热声驱动脉管制冷机进行了系统的研究, 现总结如下:

1. 首先研制成国内首台实用的热声驱动器, 这是一台采用丝网板叠的半波长驻波型热声发动机, 以氦气和氮气作工质时分别获得了 1.12 和 1.06 的最大压比。系统的实验研究表明, 工质的种类、压缩机的结构参数以及操作参数对其系统性能有巨大的影响。系统的共振频率主要由工质种类和结构参数决定, 这两种参数还和操作参数(如压力、温度和输入功率)共同决定压缩机产生的压力波振幅和频率。针对加热器和冷却器存在的问题, 进行了改进, 有助于系统的安全稳定运行。

2. 在驻波型驱动器的研究中, 还着重地研究了热声起振与消振行为。在系统地考察其它具有滞后现象的非稳态过程特性的基础上, 首次提出并实验验证了热声起振和消振过程中存在“滞后回路”, 发现热声起振和消振过程中的临界温度和临界功率都存在滞后现象, 同时发现滞后现象的大小受充气压力的影响。在这一部分的最后, 还利用滞后现象提出了一个混合驱动热声驱动器的方案, 即加热启动-热驱动, 这有助于低品位热能在热声机械中的利用。

3. 研究了行波型热声驱动器的情况。这种机型中由于采用了可逆的斯特林循环, 它的能量转换效率较驻波型有质的提高, 甚至可以同传统的发动机(如内燃机)相媲美。在消化理解行波型热声驱动器工作原理的基础上, 设计制作了一台热声斯特林发动机, 并已经得到了初步的实验结果。用氦气和氮气为工质时, 获得了工作频率分别为 66Hz 和 23Hz 的热声振荡。还利用 DelftE 热声计算软件对系统的环路部分进行了数值模拟分析, 用来预测系统性能。此外, 还着重讨论了系统的起振临界温度和临界加热功率、效率与加热温度的关系、喷射泵的作用以及不同工质(氦气和氮气)的比较等, 得出一些有意义的结论。此外, 还就下一步的实验工作提出了一些具体方案和设想。

4. 基于对热声驱动器和脉管制冷机联接的匹配分析, 建立了我国首台热声驱动脉管制冷系统, 并进行了实验研究。针对不同因素进行优化实验, 包括丝网填充率、脉管的小孔及双向进气开度、压力等的优化。在 2000 年获得了 138K 温度的基础上, 经过对系统的改进和优化, 最近取得了突破性进展, 达到了 117.6K 的最低制冷温度。在国内首次使热声驱动脉管制冷机进入了低于 120K 的低温区域, 使该类型的制冷机达到能液化天然气的温区, 显示出该系统具有的诱人应用前景。此外, 还从普朗特数、频率和脉管性能等方面入手, 探索了氮-氦混合工质在热声驱动脉管制冷机系统中的作用效果。初步实验结果显示, 在氮气中加入一定量的氦气确实有助于改善制冷系统的总体性能。

5. 此外, 还对热声机械的应用前景进行了展望, 列举了几种可能的应用场合。

本文的研究已经使热声驱动脉管制冷机达到了能进行液化天然气的水平, 然而, 要使该系统真正实现实用化, 进一步的旨在提高效率的研究是必不可少的, 这将成为我们下一步研究的重点。其中, 工业化大系统中的换热器性能以及一台与热声驱动器达到真正匹配的制冷机将是重中之重, 这也是目前系统中不够完善的部分。此外, 在实验研究获得很大进展的情况下, 基础理论方面的加强就显得尤为必要, 这将是取得更大突破的根本保证。尤其是在大振幅下的非线性现象, 已经超出了传统的小振幅热声理论的范畴, 目前的理论体系还很不完善, 有待于深入讨论。

当然, 就实验研究而言, 在实验手段(尤其是测试手段)方面亟待加强, 以便保证全面地了解系统中的各种信息。



## 参 考 文 献

- [1] Radebaugh R. A review of pulse tube refrigeration. *Adv Cryo Eng*, 1990; 35 (B): 1191-1025
- [2] Radebaugh R. Recent developments in cryocoolers. *Proceedings of 19<sup>th</sup> Int'l Congress on Refrigeration*, 1995; IIIb: 973-988
- [3] Radebaugh R. Advances in cryocoolers. *Proceedings of the ICEC16/CMC*, Japan, 1996: 33
- [4] Walker G. *Miniature refrigerators for cryogenic sensors and cold electronics*. Oxford: Oxford University Press, 1989
- [5] Walker G. *Stirling engines*. Oxford: Clarendon, 1960
- [6] Organ A J. *Thermodynamics and gas dynamics of the Stirling cycle machine*. Cambridge University Press, 1992
- [7] Gifford W E. The Gifford-McMahon cycle. *Adv Cryo Eng*, 1961; 11: 152
- [8] Gifford W E, Longworth R C. Pulse tube refrigeration. *Trans ASME, J Eng Ind*, 1964; 86: 264-270
- [9] Gifford W E, Longworth R C. Surface heat pumping. *Adv Cryo Eng*, 1966; 11: 171-179
- [10] Mikulín E I et al. Low-temperature expansion pulse tube. *Adv Cryo Eng*, 1984; 29: 629
- [11] Zhu S W et al. A single-stage double inlet pulse tube refrigerator capable of reaching 4.2K. *Cryogenics*, 1995; 35: 1207
- [12] Li R, Kanao K et al. A single stage four-valve pulse tube cryocooler with a cooling power over 30W at 80K. *Proceedings of 5<sup>th</sup> JSJS*, Osaka, Japan, 1997: 60-65
- [13] Xu M Y, de Waele A T A M, Ju Y L. A pulse tube refrigerator below 2K. *Cryogenics*, 1999; 39 (10): 865-869
- [14] Radebaugh R et al. Development of a thermoacoustically driven orifice pulse tube refrigerator. *Proceedings of 4<sup>th</sup> Interagency Meeting on Cryocoolers*, Plymouth, MA, David Taylor Research Center, 1990; Navy Report DTRC91/003: 205
- [15] Swift G W, Radebaugh R. Acoustic cryocooler. U. S. Patent, 4953366, 1990
- [16] Godshalk K M, Jin C, Kwong Y K, Hershberg E L, Swift G W, Radebaugh R. Characterization of 350 Hz thermoacoustic driven orifice pulse tube refrigerator with measurements of the phase of the mass flow and pressure. *Adv Cryo Eng*, 1996; 41: 1411-1418
- [17] Chen G B, Qiu L M, Jiang N et al. Experimental investigation on a pulse tube refrigerator driven by thermoacoustic prime mover. *Cryocooler*, 2001; 11: 301-308
- [18] Chen R L, Garrett S L. Solar/heat-driven thermoacoustic engine. *J Acoust Soc Am*, 1998; 103 (5) Pt 2: 2841
- [19] Adef J A, Hofler T J. Design and construction of a solar powered, thermoacoustically driven thermoacoustic refrigerator. At web site: <http://www.physics.nps.navy.mil/hofler>, 2000
- [20] Swift G W. Thermoacoustic natural gas liquefier. *DOE Natural Gas Conference*, Houston, 1997: 1-5
- [21] Wollan J J, Swift G W, Wijngaarden W V. Development of a thermoacoustic natural gas liquefier. *Proceedings of American Gas Association Operations Conference*, Denver, 2000: 1-10
- [22] Hofler T J. Concepts for thermoacoustic refrigeration and a practical device. *Proceedings of the 5<sup>th</sup>*

- Int'l Cryocooler Conference, Monterey, CA, 1988: 93
- [23] Garrett S L, Hofler T J. Thermoacoustic refrigeration. *ASHRAE Journal*, 1992; 34: 28-36
- [24] Wheatley J C, Hofler T J, Swift G W, Migliori A. An intrinsically irreversible thermoacoustic heat engine. *J Acoust Soc Am*, 1983; 74: 153
- [25] Swift G W, Migliori A, Hofler T J, Wheatley J C. Theory and calculations for an intrinsically irreversible acoustic prime mover using liquid sodium as primary working fluid. *J Acoust Soc Am*, 1985; 78: 767
- [26] Backhaus S, Swift G W. A thermoacoustic Stirling engine. *Nature*, 1999; 399: 335-338
- [27] 金滔, 陈国邦, 应哲强. 关于热声驱动脉管匹配问题的讨论. *低温工程*, 1999; (3): 27
- [28] Lou E C, Xiao J H, Zhou Y. A simplified thermoacoustic modeling for pulse tube refrigerator. *Proceedings of the 4<sup>th</sup> JSJS*, Beijing, 1993: 94
- [29] 肖家华. 热声效应和回热式低温制冷机(热机)的热声理论. 中国科学院物理研究所博士学位论文, 1990年12月
- [30] 邓晓辉, 胡晓, 郭方中. 回热器的热声网络模型. *低温工程*, 1996; 50(2): 6-13
- [31] 邓晓辉. 回热器的热声机理及热声热机的设计理论. 华中理工大学博士学位论文, 1994年5月
- [32] Xiao J H. Thermoacoustic heat transportation and energy transformation part I: formulation of the problem. *Cryogenics*, 1995; 35: 15-19
- [33] Xiao J H. Thermoacoustic heat transportation and energy transformation part 2: isothermal wall thermoacoustic effects. *Cryogenics*, 1995; 35: 23-26
- [34] Xiao J H. Thermoacoustic heat transportation and energy transformation part 3: adiabatic wall thermoacoustic effects. *Cryogenics*, 1995; 35: 27-29
- [35] Swift G W. Thermoacoustics: A unifying perspective for some engines and refrigerators. *Textbook on Thermoacoustics (Fourth Draft)*, Los Alamos National Laboratory, web site: <http://www.lanl.gov/projects/thermoacoustics/>, 1999
- [36] Rijke P L. Notiz über eine neue Art, die in einer an beiden Enden of feinen Röhre enthaltene Luft in Schwingungen zu versetzen. *Ann Phys (Leipzig)*, 1859; 107: 339
- [37] Feldman K T. Review of the literature on Sondhauss thermoacoustic phenomena. *J Sound Vib*, 1968; 7(1): 71-82
- [38] Sondhauss C. Ueber die Schallschwingungen der Luft in erhitzten Glasröhren und in gedeckten Pfeifen von ungleicher Weite. *Ann Phys (Leipzig)*, 1850; 79: 1
- [39] Feldman K T. Review of the literature on Rijke thermoacoustic phenomena. *J Sound Vib*, 1968; 7(1): 83-89
- [40] 金滔, 白旭, 颜鹏达, 甘哲华, 陈国邦. 可视化 Rijke 型热声振荡演示器的研制. *低温与超导*, 1998; 26(3): 42-46
- [41] Kirchhoff G. Ueber den Einfluss der Wärmeleitung in einem Gas auf die Schallebewegung. *Ann Phys (Leipzig)*, 1850; 79: 1
- [42] Rayleigh L. *The theory of sound*. UK: Dover Publications, 1896; Sections 322f-322k
- [43] Taconis K W. Vapor-liquid equilibrium of solutions of  $^3\text{He}$  in  $^4\text{He}$ . *Physica*, 1949; 15: 738
- [44] Kramers H A. Vibration of a gas column. *Physica*, 1949; 15: 971

- [45] Yazaki T, Tominaga A, Narahara Y. Stability limit for thermally driven oscillations. *Cryogenics*, 1979; 19: 393-396
- [46] Rott N. Thermoacoustics. *Adv Appl Mech*, 1980; 20: 135
- [47] Rott N. Damped and thermally driven acoustic oscillations in wide and narrow tubes. *Z Angew Math Phys*, 1969; 20: 230
- [48] Rott N. Thermally driven acoustic oscillations, part II: Stability limit for helium. *Z Angew Math Phys*, 1973; 24: 54
- [49] Rott N. Thermally driven acoustic oscillations, part III: Second-order heat flux. *Z Angew Math Phys*, 1975; 26: 43
- [50] Rott N, Zouzoulas G. Thermally driven acoustic oscillations, part IV: Tubes with variable cross-section. *Z Angew Math Phys*, 1976; 27: 197
- [51] Zouzoulas G, Rott N. Thermally driven acoustic oscillations, part V: Gas-liquid oscillations. *Z Angew Math Phys*, 1976; 27: 325
- [52] Rott N. The influence of heat conduction on acoustic streaming. *Z Angew Math Phys*, 1974; 25: 417
- [53] Rott N. Linear thermoacoustics. *First Workshop on Thermoacoustics, the Netherlands, April 2001*: 8
- [54] Merkli P, Thomann H. Thermoacoustic effects in a resonance tube. *J Fluid Mech*, 1975; 70: 161-177
- [55] Thomann H. Acoustical streaming and thermal effects in pipe flow with high viscosity. *Z Angew Math Phys*, 1976; 27: 709-715
- [56] Merkli P, Thomann H. Transition to turbulence in oscillating pipe flow. *J Fluid Mech*, 1975; 68: 567-575
- [57] Swift G W. Thermoacoustic engines. *J Acoust Soc Am*, 1988; 84: 1145-1180
- [58] Wheatley J C, Cox A. Natural engines. *Physics Today*, 1985; 38: 50
- [59] Olson J R and Swift G W. Similitude in thermoacoustics. *J Acoust Soc Am*, 1994; 95 (3): 1405-1412
- [60] Olson J R, Swift G W. Acoustic streaming in pulse tube refrigerators: Tapered pulse tube. *Cryogenics*, 1997; 37: 769-776,
- [61] Olson J R, Swift G W. Suppression of acoustic streaming in tapered pulse tubes. in Ross R G Jr., editor. *Cryocoolers 10*, Plenum, New York, 1999: 307-313
- [62] Ward W C, Swift G W. Design environment for low-amplitude thermoacoustic engines. *J Acoust Soc Am*, 1994; 95 (6): 3671
- [63] Worlikar A S and Knio O M. Numerical simulation of a thermoacoustic refrigerator. *J Computational Physics*, 1996; 127: 424-451
- [64] Weizel M, Herman C. Design optimization of thermoacoustic refrigerators. *Int J Refrigeration*, 1997; 20 (1): 3-21
- [65] Gu Y F, Timmerhaus K D. Mass-spring analyses of thermal acoustic oscillations in a helium system. *Proceedings of 19<sup>th</sup> Int'l Congress of Refrigeration*, 1995; IIIb: 1115-1122
- [66] Mozurkewich G. A model for transverse heat transfer in thermoacoustics. *J Acoust Soc Am*, 1998; 103 (6): 3318-3326
- [67] Tominaga A. Thermodynamic aspects of thermoacoustic theory. *Cryogenics*, 1995; 35: 427-440
- [68] Tominaga A. The second step of thermoacoustic theory. *Cryogenic Engineering*, 1992; 27: 43 (in Japanese)

- [69] Tominaga A. Thermoacoustic theory of viscous fluid part 1—Energy conversion and energy flux of small cycles. *Cryogenic Engineering*, 1992; 27 (7): 543-548 (in Japanese)
- [70] Tominaga A. Thermoacoustic theory of viscous fluid part 2—Average over the cross-sectional area of flow channel. *Cryogenic Engineering*, 1992; 27 (7): 549-554 (in Japanese)
- [71] Tominaga A. Thermoacoustic theory of viscous fluid part 3—Radial distribution of velocity and entropy. *Cryogenic Engineering*, 1993; 28 (2): 99-107 (in Japanese)
- [72] Tominaga A. Thermoacoustic theory of viscous fluid part 4—Axial variations. *Cryogenic Engineering*, 1993; 28 (2): 108-113 (in Japanese)
- [73] Tominaga A. Thermoacoustic theory and its applications to refrigerators. Proceedings of 3<sup>rd</sup> ISJS, Okayama, 1989: 141-146
- [74] Tominaga A. Thermoacoustic theory of regenerator in refrigerator. *Cryogenic Engineering*, 1992; 26 (1): 30-36 (in Japanese)
- [75] Tominaga A. Phase dependance of energy flows in a regenerator. *Cryogenic Engineering*, 1993; 27 (1): 63-69 (in Japanese)
- [76] Tominaga A. Phase dependence of pulse tube refrigerators. *Cryogenic Engineering*, 1993; 27 (1): 134-141 (in Japanese)
- [77] 富永昭. 热声声学 (Fundamental Thermoacoustics). 日本: 内田鹤圃, 1998 (日语)
- [78] 韩飞, 沙家正. Rijke 管热声非线性地不稳定增长过程的研究. *声学学报*, 1996; 21 (4): 362-367
- [79] 韩飞, 岳国森, 沙家正. Rijke 热声振荡的非线性效应. *声学学报*, 1997; 22 (3): 5
- [80] 韩飞, 杨磊, 沙家正. Rijke 热声振荡的有源控制. *声学学报*, 1997; 22 (5): 9
- [81] 戴绍华. 声致冷与声制冷机. *物理*, 1992; 2: (1): 48-5
- [82] 王本仁, 缪国庆. 热声热机方程的改进计算. *应用声学*, 1994; 13 (4): 38-43
- [83] Feldman K. T. A study of heat driven pressure oscillations in a gas. *J Heat Transfer (Transaction of the ASME)*, 1970; 92: 536-540
- [84] Swift G. W. Analysis and performance of a large thermoacoustic engine. *J Acoust Soc Am*, 1992; 92 (3): 1551-1563
- [85] Swift G. W. et al. Measurement with an optimized regenerator for a liquid-working-substance heat engine. *J Appl Phys*, 1983; 54(12): 12
- [86] Swift G. W. A Stirling engine with a liquid working substance. *J Appl Phys*, 1989; 65(11): 1
- [87] Migliori A. and Swift G. W. Liquid sodium thermoacoustic engine. *Appl Phys Lett*, 1988; 53: 355-357
- [88] Zhu S. W., Matsubara Y. Theoretical and experimental study of thermal acoustic engine. Proceedings of 3<sup>rd</sup> Int'l Conf on Stirling Cycle Machines, 1995: 579-584
- [89] Zhou S. L., Matsubara Y. Experimental research of thermoacoustic prime mover. *Cryogenics*, 1998; 38(8): 813-822
- [90] 陈国邦, 赵利, 金滔, 方良. 用于脉管制冷机的热声压缩机的实验研究. 全国低温制冷机学术会议, 北京, 1996: 217-221; *低温工程*, 1997; (3): 6-11
- [91] Chen G. B., Jin T. et al. Experimental study on a thermoacoustic engine with brass screen stack matrix. *Adv Cryo Eng*, 1998; 43b: 713-718

- [92] 白炬, 金滔, 陈国邦. 热声压缩机的实验研究. 低温与超导, 1997; (4): 10-17
- [93] Bai X, Jin T, Chen G B. Experimental study on a thermoacoustic driver. Proceedings of the 5<sup>th</sup> JSJS, Osaka, Japan, 1997: 205-209
- [94] Bai X, Jin T, Chen G B. Experimental study on a thermoacoustic prime mover. Proceedings of ICCR'98, Hangzhou, China, 1998: 522-525
- [95] 白炬. 脉管制冷用热声压缩机的实验研究. 浙江大学硕士学位论文, 1997年12月
- [96] 蒋建平. 热声压缩机的理论和实验研究. 浙江大学硕士学位论文, 2000年12月
- [97] Millet C, Deng X H, Francois M X et al. Acoustic work flux measurement of a thermoacoustic prime mover. Proceedings of ICCR'98, Hangzhou, 1998: 518-521
- [98] 邓晓辉, 李青等. 热声谐振管的实验研究. 全国低温制冷机学术会议, 北京, 1996: 230-234
- [99] Garrett S L, Backhaus S. The power of sound. American Scientist, 2000; 88: 516-525
- [100] West C D. Liquid piston Stirling engines. New York: van Nostrand Reinhold Company, 1983
- [101] Ceperley P H. A pistonless Stirling engine—the traveling wave heat engine. J Acoust Soc Am, 1979; 66 (5): 1508-1513
- [102] Ceperley P H. Gain and efficiency of a short traveling wave heat engine. J Acoust Soc Am, 1985; 77: 1239-1244
- [103] Yazaki T et al. Traveling wave thermoacoustic engine in a looped tube. Physical Review Letters, 1998; 81: 3128-3131
- [104] Gedeon D. DC gas flows in Stirling and pulse tube cryocoolers. In R.G.Ross Jr., editor. Cryocoolers 9, Plenum, New York, 1997: 385-392
- [105] Swift G W, D.I..Gardner, Backhaus S. Acoustic recovery of lost power in pulse tube refrigerators. J Acoust Soc Am, 1999; 105: 711-724
- [106] Backhaus S and Swift G W. A thermoacoustic-Stirling engine: detailed study. J Acoust Soc Am, 2000; 107 (6): 3148-3166
- [107] Swift G W. Hybrid thermoacoustic-Stirling engines and refrigerators. Proceedings of Int'l Symposium on Energy Engineering (SEE 2000), Hong Kong, 2000: 2-17
- [108] Garrett S L. Reinventing the engine. Nature, 1999; 399: 303-304
- [109] Jin T. Realization of a travelling wave thermoacoustic engine—thermoacoustic Stirling engine. Research Report of LIMSI-CNRS(France), 2000
- [110] 刘海东, 罗二仓等. 高效热致声发动机的新方案探索及其热力分析. 低温工程, 1999; (4): 90-94
- [111] Garrett S L, Swift G W. Thermoacoustic refrigeration and its relationship to the Stirling cycle. Proceedings of the 7<sup>th</sup> Int'l Conf on Stirling Cycle Machines, Tokyo, 5-8 November 1995: 23-28
- [112] Fitzpatrick M. Electrodynamics driver for the space thermoacoustic refrigerator. Master's of Science in Physics, 1988; NTIS Report No. AD A196958
- [113] Garrett S L, Perkins D K, Gopinath A. Thermoacoustic refrigerator heat exchangers: design, analysis and fabrication. Heat Transfer (Proceedings of 10<sup>th</sup> Int'l Heat Transfer Conf), 1994; 4: 375-380
- [114] Hotler T J. Effective heat transfer between a thermoacoustic heat exchanger and stack. J Acoust Soc Am, 1993; 94: 1772

- [115] Garrett S L et al. Thermoacoustic refrigerator for space application. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer (AIAA)*, 1993; 7(4):
- [116] Garrett S L. Thermoacoustic life sciences refrigerator. NASA Tech. Report No. LS-10114. Houston, Texas: Johnson Space Center, Space and Life Sciences Directorate. 10, 1991
- [117] Garrett S L et al. TALSRS PDS. Naval Postgraduate School, 1991
- [118] McKelvey et al. Shipboard electronics thermoacoustic cooler. *J Acoust Soc Am*, 1995; 98 (5) Pt 2: 2961
- [119] Grant A et al. Extended performance measurements for SETAC. *J Acoust Soc Am*, 1998; 103 (5) Pt 2: 2841
- [120] Poesse M E, Garrett S L. Performance measurements of a thermoacoustic refrigerator driven at high amplitudes. *J Acoust Soc Am*, 1998; 103 (5) Pt 2: 2841
- [121] Chen R L, Garrett S L. Design construction and measurement of a large solar powered thermoacoustic cooler. First Int'l Workshop on Thermoacoustics, the Netherlands, April 2001: E10
- [122] 袁鹏, 寿卫东. 热声制冷效应的实验研究. *同济大学学报*, 1995; 23 (6): 687-690
- [123] 韩鸿兴, 寿卫东等. 热声制冷的研究. *上海轻工业*, 1995; (2): 31-35
- [124] 张肇刻. 热声制冷的理论与实验研究. 浙江大学硕士学位论文, 1998
- [125] 应哲强. 热声制冷机的理论研究和设计方法. 浙江大学硕士学位论文, 1999年12月
- [126] Tijani M E H, Zeegers J, de Waele A. Design, development, and operation of a thermo-acoustic refrigerator cooling to below  $-60^{\circ}\text{C}$ . *Cryocooler*, 2001; 11: 309-316
- [127] Tijani M E H, Zeegers J, de Waele A. The experimental study of the influence of the prandtl number and the spacing in the stack on the thermoacoustic cooler performance. First Int'l Workshop on Thermoacoustics, the Netherlands, April 2001: A6
- [128] Swift G W. Efficiency issues for large-scale thermoacoustic liquefaction of gases. First Int'l Workshop on Thermoacoustics, the Netherlands, April 2001: 31
- [129] Qiu L M, Chen G B, Jiang N et al. Optimum packing factor for mesh stack in a standing wave thermoacoustic engine. Proceedings of 6<sup>th</sup> JSJS, Lanzhou, China, 2000: 101-106
- [130] 邱利民, 蒋宁等. 热声驱动脉管制冷机的实验研究. *低温工程*, 2000; (3): 1-7
- [131] 蒋宁. 热声驱动脉管制冷机的实验研究. 浙江大学硕士学位论文, 2000年12月
- [132] Jin T, Chen G B and Shen Y. Study on thermoacoustic prime mover and its application to pulse tube refrigeration. First Workshop on Thermoacoustics, the Netherlands, April 2001: 36
- [133] 张士基. 锅炉和加热炉的声除尘. *应用声学*, 2001; 20 (1): 34-40
- [134] Hilder R A, Swift G W. Continuous-flow thermoacoustic dehumidifier. *J Acoust Soc Am*, 1998; 104 (3) Pt 2: 1772
- [135] Chen G B, Jin T. Experimental investigation on the onset and damping behavior in the thermoacoustic oscillation. *Cryogenics*, 1999; 39 (10): 843-846
- [136] 曾丹苓等编. *工程热力学*. 北京: 人民教育出版社, 1980
- [137] 苏长赫等编. *高等工程热力学*. 北京: 高等教育出版社, 1987
- [138] 吴沛宜, 马元. *变质量系统热力学及其应用*. 北京: 高等教育出版社, 1983
- [139] Lotton P et al. Theory of nonlinear waves in a thermoacoustic prime mover. *J Acoust Soc Am*, 1998; 103 (5) Pt 2: 2842

- [140] Atchley A A et al. Acoustically generated temperature gradients in short plates. *J Acoust Soc Am*, 1990; 88:251-263
- [141] Swift G W et al. Thermoacoustics in pin-array stacks. *J Acoust Soc Am*, 1993; 94 (2) Pt 1: 8
- [142] Swift G W. Thermoacoustic engines and refrigerators. *Encyclopedia of Applied Physics*, 1997; 21: 245-264
- [143] Hofler T J. Effective heat transfer between a thermoacoustic heat exchanger and stack. *J Acoust Soc Am*, 1993; 94: 1772
- [144] 杨世铭. 传热学. 北京: 高等教育出版社, 1987
- [145] 卓宁, 孙家庆等编. 工程对流换热. 北京: 机械工业出版社, 1989
- [146] Giacobbe F W. Estimation of Prandtl numbers in binary mixtures of helium and other noble gases. *J Acoust Soc Am*, 1994; 96: 3568-3580
- [147] Wilke C R. A viscosity equation for gas mixtures. *J Chem Phys*, 1950; 18: 517-519
- [148] Atchley A A, Bass H E, Hofler T J, Lin H T. Study of a thermoacoustic prime mover below onset of self-oscillation. *J Acoust Soc Am*, 1992; 91: 734
- [149] Atchley A A. Standing wave analysis of a thermoacoustic prime mover below onset of self-oscillation. *J Acoust Soc Am*; 1992; 92 (5): 2907
- [150] 汤训仁等译. 理论声学. 北京: 科学出版社, 1986
- [151] 杜功焕等著. 声学基础. 上海: 上海科学出版社, 1981
- [152] 金滔, 陈国邦, 应哲强, 张国平. 热声驱动器冷却器性能分析. *低温与超导*, 1999; 27 (2): 49
- [153] Zimmermann E C and Ross J. Light induced bistability in  $S_2O_8F_2 \leftrightarrow 2SO_2F_2$ : Theory and experiment. *J Chem Phys*, 1984; 80: 720
- [154] Collier J G. Convective boiling and condensation. McGraw Hill, 1972
- [155] Caspi S et al. Oscillations and hysteresis of helium during lambda transition above the thermodynamic critical pressure in the presence of heat flow. *Adv Cryo Eng*, 1978; 23: 349
- [156] 金滔, 陈国邦等. 热声振荡滞后回路. *低温与超导*, 1999; 27 (3): 28
- [157] 陈国邦等. 最新低温制冷技术. 北京: 机械工业出版社, 1994
- [158] Gifford W E and Longworth R C. Pulse tube refrigeration progress. *Adv Cryo Eng*, 1965; 10B: 69
- [159] Gifford W E and Kyanka G H. Reversible pulse tube refrigeration. *Adv Cryo Eng*, 1967; 12: 619
- [160] Radebaugh R, Zimmerman J et al. A comparison of three types pulse tube refrigerators: new methods for reaching 60K. *Adv Cryo Eng*, 1986; 31: 779
- [161] Liang J, Zhou Y, and Zhu W. Development of a single stage pulse tube refrigerator capable of reaching 49K. *Cryogenics*, 1990; 30: 49
- [162] 朱绍伟. 脉管制冷机的热力学原理及其重要改进: 双向进气脉管制冷机. 西安交通大学博士学位论文, 1991年11月
- [163] Zhu S W, Wu P Y et al. A single stage double inlet pulse tube refrigerator capable of reaching 42K. *Proceedings of ICEC 13, Cryogenics*, 1990; 30 (Supp): 257-261
- [164] Ravex A, Rolland P, and Liang J. Experimental study and modelisation of a pulse tube refrigerator. *Proceedings of ICEC 14, Kive, Cryogenics*, 1992; 32 (Supp): 9-11

- [165] Liang J T. Development and experimental verification of a theoretical model for pulse tube refrigeration. Doctoral Thesis in CAS, 1993
- [166] Ishizaki Y et al. Experimental performance of modified pulse tube refrigerator below 80K down to 23K. Proceedings of 7<sup>th</sup> Int'l Cry Conf, Santa Fe, USA, Air Force Phillips Laboratory Report PL-CP-93-1001, 1993: 140
- [167] Matsubara Y et al. Four-valve pulse tube refrigerator. Proceedings of 4<sup>th</sup> JSJS, Beijing, 1993: 54
- [168] Cai J H, Wang J J, Zhu W X, and Zhou Y. Experimental analysis of the multi-bypass principle in pulse tube refrigerators. Cryogenics, 1994; 34: 713
- [169] Wang C, Wang S Q, Cai J H, Zhou Y. Experimental study of multi-bypass pulse tube refrigerator. Cryogenics, 1995; 35: 555
- [170] Zhu S W et al. Proposal for a tube expander. Cryogenics, 1996; 36 (6): 403-408
- [171] Zhu S W, Kakimi Y et al. Active-buffer pulse tube refrigerator. Proceedings of the ICEC16/ICMC, Japan, 1996: 291
- [172] Peters M M, Peskett G D, and Brito M C. Isothermal model of a warm expander pulse tube. Cryocoolers 9, Plenum Press, New York, 1997: 319
- [173] 许名尧等. 变截面脉管制冷机——一种新结构脉管制冷机. 工程热物理学报, 1996, 17 (2): 153
- [174] Kuriyama F, and Fukasaku Y. Increase in reservoir pressure of orifice pulse tube refrigerators. Proceeding of the ICEC16/ICMC, Japan, 1996: 279
- [175] 陈登科. 双阀双小孔脉管制冷机低温与超导. 1996, 24 (1): 1-4
- [176] Matsubara Y, Gao J L. Novel configuration of three-stage pulse tube refrigerator for temperature below 4K. Cryogenics, 1994; 34: 259
- [177] Chen G B et al. Experimental study on a double-orifice two-stage pulse tube refrigerator. Cryogenics, 1997; 37: 271
- [178] Wang C et al. A two-stage pulse tube cooler operating below 4K. Cryogenics, 1997; 37: 159
- [179] 甘智华. 混合工质脉管制冷特性理论和实验研究. 浙江大学博士学位论文, 2000年11月
- [180] Chen G B, Gan Z H, Thummes G, Heiden C. Thermodynamic performance prediction of pulse tube refrigeration with mixture fluids. Cryogenics, 2000; 40: 261-267
- [181] Gan Z H, Chen G B, Thummes G, Heiden C. Experimental study on pulse tube refrigeration with helium and nitrogen mixtures. Cryogenics, 2000; 40: 333-339
- [182] 罗志昌. 流体网络理论. 北京: 机械工业出版社, 1988
- [183] Peuter R. Study in thermodynamics of network. Delft, 1986
- [184] Meixner J. Network theory in its relation to thermodynamics. Proceedings of the Symposium on Generalized Network, Polytechnic Press, Brooklyn, 1991
- [185] Temkins S. Elements of acoustics. John Wiley & Sons Inc., 1981
- [186] 费祥麟. 高等流体力学. 西安: 西安交通大学出版社, 1989
- [187] Idelchik I E. Handbook of hydraulic resistance. 3<sup>rd</sup> Edition, CRC Press Inc., 1994
- [188] Ward W C and Swift G W. Tutorial and user's guide for DeltaE: Version 4.6. Los Alamos National Laboratory, March 1998

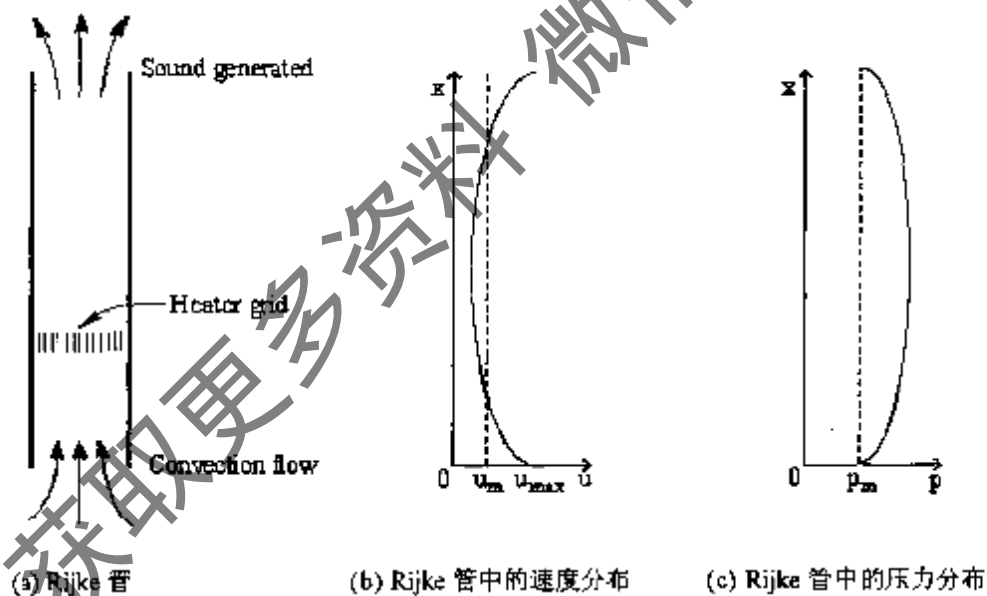


## 附录一 可视化 Rijke 管热声教学演示器

Rijke 管是一种广泛地被现代声学家们用作热声振荡教学演示的装置<sup>[29]</sup>。在一根两端开口的管子入口处放置一个稳定的热源，当气流从管子中流过时就有可能发生振荡，该结构最早由声学家 Rijke 提出，因而得名 Rijke 管。然而，传统的热声演示器是利用一根两端开口的管子进行的，虽然能在一定程度上给人以感性认识，但它仅限于听觉上，而视觉上的信息往往给人以更深刻的印象，一台可视化的装置能更好地起到演示的效果。这里介绍一可视化结构，它用玻璃作外壳，通过改变管内水位来调整加热器在 Rijke 管中的相对位置等，便于直接观察热声振荡现象，为感性地理解影响热声振荡的关键因素提供了一种很好的手段。

### 1 Rijke 管

如上所述，Rijke 管广泛地被用作热声振荡教学演示装置（见附图 1a）。在一根两端开口的管子入口处放置一个稳定的热源，当气流从管子中流过时就有可能发生 Rijke 振荡。产生 Rijke 振荡有两个必不可少的条件：一是向上流动的对流气体；另一个是放在管子下半部分的热源。当热源位于离管子底部  $1/4$  管长的位置时，热声振荡最强烈。Rayleigh 在观察 Rijke 振荡时发现：如果热源放在管子的上半部分，热声振荡将不能发生；热源放在管子某些位置时，将会有高于基声波（指频率高）的声波产生。Rayleigh 用其著名的 Rayleigh 准则对 Rijke 振荡给出了合理的定性解释。



附图 1 Rijke 管的示意图

从驻波声学的角度来看，产生 Rijke 振荡的管子长度等于振荡基声波波长的  $1/2$ 。附图 1b 所示为 Rijke 管中基声波的速度分布，由于管子两端开口，基声波在管子两端的声速最大，即基声波的速度波腹位于管子两端。附图 1c 所示则为 Rijke 管中基声波的压力分布，由于压力和速度之间的相

位差为  $90^\circ$ , 所以基声波的声压在管子两端的最小, 即基声波的声压波节位于管子两端, 其波腹位于管子中部。实验和理论都指出: 只有当热源位于一个声速领先于声压  $1/4$  周期时间的地方, 热声振荡才能够发生, 这也就是热源必须放在管子下半部分的原因。

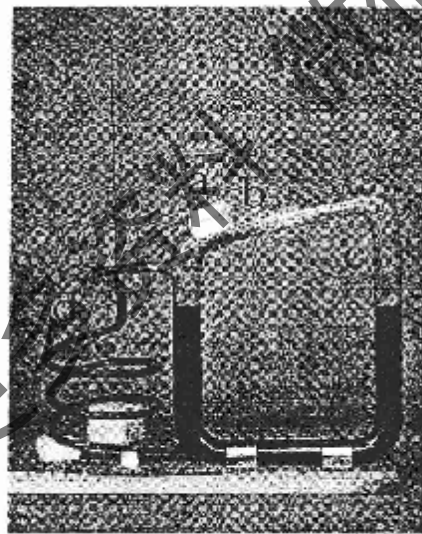
## 2 装置制作

为增强对热声现象的感性认识, 我们设计制作了一可视化的 Rijke 管<sup>[40]</sup>, 该振荡器的整体由玻璃管制成, 用水作隔离器(用以封闭一段气体), 为定性理解产生热声振荡的关键条件提供一种可视化的手段。附图 2 所示为实验装置的实物照片, 其中 a、b、c 和 d 分别代表热端换热器、蓄热板叠、玻璃管和玻璃盘管。各部分的结构尺寸及制作过程如下:

(1) 热端换热器 在经过除污的直径为 1mm 的铜丝表面均匀地涂上一薄层焊锡, 然后将沾锡的 3cm 宽的 60 目磷青铜丝网窄条绕在铜丝上, 一直卷至外径约为 25mm 的丝网卷。第一层丝网与铜丝之间、以及丝网条与丝网条的接头处应用锡焊固定, 以防止丝网滑动, 便于缠绕, 但丝网卷最外层暂不固定, 要根据玻璃管 a 的内径最后调整丝网卷的外径。

(2) 蓄热板叠 板叠 b 的材料为外径 3~5mm、壁厚约为 0.3mm 的薄壁玻璃管, 每根玻璃管的长度均为 6cm, 要求同一根玻璃管的外径要尽可能均匀, 以便填充。

(3) 玻璃管 由外径为 26mm, 壁厚为 1mm 的玻璃管制成梯形管架, 首先选择一根长为 54cm 的玻璃管, 在煤气火焰灯上将它弯成 U 型, U 型管三段的长度基本相等, 均为 18cm 左右。然后另外选择一根长为 30cm 左右的玻璃管, 将它在距离左端 4cm 的位置将玻璃管弯成  $105^\circ$  左右。



附图 2 Rijke 管实验装置实物照片

30cm 的玻璃管被弯成所需形状以后, 将热端换热器填料从其右端填入, 并用一根细棒将丝网卷推到左端弯处不能推动为止。这也是前面将 30cm 玻璃管弯成  $105^\circ$  的原因, 它既有利于以后热声振荡时形成向上的气流, 又可以防止填料缺少左端支撑力而从管中滑出。注意适当调整丝网的外

径，使之与玻璃管的内壁紧密配合，以增强摩擦力，防止今后由于热声振荡可能产生的移位。将填料加热后，它就构成了 Rijke 振荡器中的热源。

然后将薄壁小玻璃管填入粗管，同样也要求玻璃管间紧密配合，以防止滑移。这些填在粗管中的相互平行的薄壁小玻璃管就构成了热声装置中的板簧，其作用是用来增强热声效应，提高 Rijke 热声振荡器的性能。

将 30cm 玻璃管根据已经做好的 U 型管的尺寸在它右端的合适位置弯成  $75^\circ$  角，并截去多余的管子，使其左右两端平齐，将它和 U 型管焊在一起。最后，在梯形框架玻璃管靠近换热器的地方（距 a 的距离为 3cm 左右）接上一个锥型玻璃接口以供今后向实验装置中添加水以及根据需要调整被水封闭在玻璃管中气体的压力（实验中，该接口应封牢）。

(4) 玻璃盘管 将总长约为 40cm，外径 8mm，壁厚 1mm 的玻璃管，弯成盘管 d，并将它与 c 连通。盘管与大气连通，便于管内气体流动；另外，由于内径和斜率均较小，能起到放大器的作用，以便观察。

最后将实验装置固定在一块大小合适的木质底板上。

### 3 演示过程

向实验装置中加入适量的水（为便于观察，在水中加入少许颜料），并调整好合适的盘管液面高度。然后利用一个额定功率为 250W 的幻灯机用灯泡对蓄热器进行加热，外面包上铝箔用以反射光线，并用调压器调节电压，以控制输入功率。当蓄热器一端的温度逐渐升高时，首先由于封闭在管中的气体受热膨胀，可以发现玻璃盘管中的液面逐渐上升。当温度足够高时，热声振荡自然被激发，并且随着加热温度的升高，液面的波动范围增大，这说明由于热声振荡产生的压力振幅增大。到目前为止，我们在该实验装置玻璃盘管中观察到的最大压差可达 25cm 水柱；玻璃管 a 中观察到的最大压差约为 5cm 水柱。

该 Rijke 管演示器具有一些明显的优点，如可以通过改变水位来很方便地调整加热器在 Rijke 管中的相对位置；用玻璃管作外壳，使我们能够直接地观察热声振荡过程，为感性地理解影响热声振荡的关键因素提供了一种很好的手段。从这台振荡器的研制和实验中得到如下一些定性的启发：

(1) 装置试制过程中看到，蓄热器玻璃管离弯头处的距离应尽可能小。因为液面的位置决定着产生振荡的剧烈程度，如果加热前的液面距离蓄热器较远，随若加热以后气体温度的升高，液面还将继续下降，产生的振荡较弱甚至根本没有振荡产生。这正验证了前人关于热源在 Rijke 管中的相对位置对热声振荡有影响<sup>[29]</sup>的观点。

另外，当振荡产生以后，如果将玻璃盘管的开口端封住，振荡将立刻停止，这也验证了前人关于对流气流必要性的观点<sup>[29]</sup>。

(2) 压力对热声振荡的影响。在我们所能得到的关于 Rijke 振荡的文献中，人们都是在两端直接与大气连通的管中进行的实验，无法改变压力。而本实验装置采用液面封闭气体，由于液面的封闭性和可移动性，通过玻璃接口可在小范围内方便地调节压力，进而研究压力对 Rijke 振荡的影响，实验中发现：当其它条件相同时，气体的初始压力越低，从加热到产生热声振荡所需的时间越短，这说明起振温度较低；反之，气体的初始压力越高，产生的热声振荡的温差的绝对值越大。

总之，该演示器是热声实验室较理想的演示装置。

附录二 行波系统计算模型输出文件

```

TITLE      Thermoacoustic Stirling heat engine at 8% /with taper
!->xb8.out
!Created@21:42:17 21-Dec 00 with DeltaE Vers. 4.5b7 for the IBM/PC-Compatible
!----- 0 -----
BEGIN      the setup
3.1030E+06 a Mean P      Pa      -4.0253E+07 A Re(Zb) G( la)      P
34.120     b Freq.      Hz      4.7025E+07 B Im(Zb) G( lb)      P
325.00     c T-beg      K      -647.85   C HeatIn G(4le)      P
3.1120E+05 d |p|@0      Pa      1599.8    D HeatIn G(4fe)      P
0.0000     e Ph(p)@0    deg
0.0000     f U @0      m^3/s
0.0000     g Ph(U)@0    deg
helium     Gas type
ideal      Solid type
!----- 1 -----
BRANCH     Split
-4.0258E+07 a Re(Zb) Pa-s/m^3 G      3.1120E+05 A |p|      Pa
4.7025E+07 b Im(Zb) Pa-s/m^3 G      0.0000     B Ph(p)      deg
5.0272E-03 c U      m^3/s      -130.57    D Ph(U)      deg
-508.70    E Hdot      W
-508.70    F Work      W
508.70     G Work_T      W
helium     Gas type
ideal      Solid type
!----- 2 -----
ISODUCT     Jetting space 1
2.4630E-03 a Area      m^2      3.1112E+05 A |p|      Pa
0.1759     b Perim      m      1.0618E-02 B Ph(p)      deg
1.8000E-02 c Length    m      6.3740E-03 C U      m^3/s
3.0000E-04 d Srough
-122.03    D Ph(U)      deg
-509.53    E Hdot      W
509.53     F Work      W
-0.8298    G HeatIn      W
helium     Gas type
stainless  Solid type
!----- 3 -----
RPNTARGET  Capture of here
0.0000     a Target      (t)      ( 3.1112E+05, 58.744 ) A
p1
!----- 4 -----
ISODUCT     Jetting space 2
2.4630E-03 a Area      m^2      3.1110E+05 A |p|      Pa
0.1759     b Perim      m      1.2626E-02 B Ph(p)      deg
3.0000E-03 c Length    m      6.3756E-03 C U      m^3/s
3.0000E-04 d Srough
-120.91    D Ph(U)      deg
-509.67    E Hdot      W
-509.67    F Work      W
-0.1383    G HeatIn      W
helium     Gas type
stainless  Solid type
!----- 5 -----
RPNTARGET  Calculate jet pump minor loss resistor
1.2500     a Target      (t)      1.8960E+06 A RPNval
0.424 rho * 4C * 7a / 7a / 5e *
!----- 6 -----
IMPEDANCE  Jet pump minor loss Res.
sameas 5A a Re(Zs) Pa-s/m^3      3.1749E+05 A |p|      Pa
0.0000     b Im(Zs) Pa-s/m^3      1.8846     B Ph(p)      deg
6.3756E-03 c U      m^3/s      6.3756E-03 C U      m^3/s
-120.91    D Ph(U)      deg
-548.21    E Hdot      W
-548.21    F Work      W
-38.540    G HeatIn      W
helium     Gas type
ideal      Solid type
!----- 7 -----
ISOCONE     Jet pump
9.0500E-05 a Areal      m^2      3.1552E+05 A |p|      Pa
0.2030     b Perim      m      2.346E     B Ph(p)      deg

```

3.3000E-02 c Length m  
 2.9400E-04 d AreaF m<sup>2</sup>  
 0.2030 e PerimF m  
 3.0000E-01 f Srough  
 sameas 0 Gas type  
 stainless Solid type

6.5792E-03 C |U| m<sup>3</sup>/s  
 -120.01 D Ph(U) deg  
 -555.57 E Hdot W  
 -555.57 F Work W  
 -7.3575 G HeatIn W

8

ISODUCT straight duct plus stainless connecting flange  
 2.4895E-03 a Area m<sup>2</sup>  
 0.1769 b Perim m  
 3.3000E-02 c Length m  
 1.7500E-03 d Srough

3.1530E+05 A |p| Pa  
 2.3676 B Ph(p) deg  
 8.9423E-03 C |U| m<sup>3</sup>/s  
 -110.91 D Ph(C) deg  
 -557.14 E Hdot W  
 -557.14 F Work W  
 -1.5741 G HeatIn W

sameas 0 Gas type  
 stainless Solid type

9

RPNTARGET Capture p1 here  
 0.0000 a Target  
 p1

(t) ( 3.1503E-05, 1.3025E+04) A

10

ISODUCT short straight duct  
 2.4895E-03 a Area m<sup>2</sup>  
 0.1769 b Perim m  
 1.0000E-02 c Length m  
 1.7500E-03 d Srough

3.1522E+05 A |p| Pa  
 2.3739 B Ph(p) deg  
 0.6882E-03 C |U| m<sup>3</sup>/s  
 -109.05 D Ph(U) deg  
 -557.62 E Hdot W  
 -557.62 F Work W  
 -0.4771 G HeatIn W

sameas 0 Gas type  
 stainless Solid type

11

ISODUCT 90 bend 1  
 2.4895E-03 a Area m<sup>2</sup>  
 0.1769 b Perim m  
 0.1194 c Length m  
 1.7500E-03 d Srough

3.1360E+05 A |p| Pa  
 2.4573 B Ph(p) deg  
 1.8948E-02 C |U| m<sup>3</sup>/s  
 -98.478 D Ph(U) deg  
 563.33 E Hdot W  
 563.33 F Work W  
 -5.7041 G HeatIn W

sameas 0 Gas type  
 stainless Solid type

12

RPNTARGET Cal minor loss resistor for 90 bend 1  
 0.2500 a Target (t)  
 0.424 rho \* I1C \* I2a \* I1a / I1a

1489.5 A RPNval 12

13

IMPEDANCE Minor loss resistor for 90 bend 1  
 sameas 12A a Re(Zs) Pa·s/m<sup>3</sup>  
 0.0000 b Im(Zs) Pa·s/m<sup>3</sup>

3.1361E-05 A |p| Pa  
 2.4564 B Ph(p) deg  
 1.8948E-02 C |U| m<sup>3</sup>/s  
 -98.478 D Ph(C) deg  
 563.59 E Hdot W  
 -563.59 F Work W  
 -0.2674 G HeatIn W

sameas 0 Gas type  
 ideal Solid type

14

ISODUCT Short straight duct  
 2.4895E-03 a Area m<sup>2</sup>  
 0.1769 b Perim m  
 7.8000E-02 c Length m  
 1.7500E-03 d Srough

3.1195E+05 A |p| Pa  
 2.5084 B Ph(p) deg  
 2.5097E-02 C |U| m<sup>3</sup>/s  
 -95.825 D Ph(U) deg  
 -567.33 E Hdot W  
 -567.33 F Work W  
 -3.7366 G HeatIn W

sameas 0 Gas type  
 stainless Solid type

15

ISODUCT 90 bend 2  
 2.4895E-03 a Area m<sup>2</sup>  
 0.1769 b Perim m  
 0.1194 c Length m  
 sameas 11d d Srough

3.0849E+05 A |p| Pa  
 2.5909 B Ph(p) deg  
 3.4469E-02 C |U| m<sup>3</sup>/s  
 -93.593 D Ph(U) deg  
 -573.07 E Hdot W  
 -573.07 F Work W  
 -5.7427 G HeatIn W

sameas 0 Gas type  
 stainless Solid type

|                                     |  |                     |                          |   |        |                   |  |  |    |
|-------------------------------------|--|---------------------|--------------------------|---|--------|-------------------|--|--|----|
| 16                                  |  |                     |                          |   |        |                   |  |  |    |
| RPNTARGET                           | Cal minor loss resistor for 90 bend 2                  |                     |                          |   |        |                   |  |  | 16 |
| 0.2500                              | a Target   | (-)                 | 2701.3                   | A | RPNval |                   |  |  |    |
| 0.424 rho * 15C * 16a * 15a / 15a / |  |                     |                          |   |        |                   |  |  |    |
| 17                                  |  |                     |                          |   |        |                   |  |  |    |
| IMPEDANCE                           | Minor loss resistor for 90 bend 2                      |                     |                          |   |        |                   |  |  | 17 |
| sameas 16A                          | a Re(Zs)   | Pa-s/m <sup>3</sup> | 3.0850E+05               | A | p      | Pa                |  |  |    |
| 0.0000                              | b Im(Zs)   | Pa-s/m <sup>3</sup> | 2.8082                   | B | Ph(p)  | deg               |  |  |    |
|                                     |  |                     | 3.4489E-02               | C | U      | m <sup>3</sup> /s |  |  |    |
|                                     |  |                     | -93.593                  | D | Ph(f)  | deg               |  |  |    |
|                                     |  |                     | -574.68                  | E | Hdot   | W                 |  |  |    |
| sameas 0                            | Gas type   |                     | -574.68                  | F | Work   | W                 |  |  |    |
| ideal                               | Solid type   |                     | -1.6126                  | G | HeatIn | W                 |  |  |    |
| 18                                  |  |                     |                          |   |        |                   |  |  |    |
| ISODUCT                             | short straight duct                                    |                     |                          |   |        |                   |  |  | 18 |
| 2.4895E-03                          | a Area   | m <sup>2</sup>      | 3.0816E-05               | A | p      | Pa                |  |  |    |
| 0.1769                              | b Perim  | m                   | 2.6152                   | B | Ph(p)  | deg               |  |  |    |
| 1.0000E-02                          | c Length   | m                   | 3.5273E-02               | C | U      | m <sup>3</sup> /s |  |  |    |
| 1.7500E-03                          | d Strough  |                     | -93.460                  | D | Ph(f)  | deg               |  |  |    |
|                                     |  |                     | 575.17                   | E | Hdot   | W                 |  |  |    |
| sameas 0                            | Gas type   |                     | -575.17                  | F | Work   | W                 |  |  |    |
| stainless                           | Solid type   |                     | -0.4871                  | G | HeatIn | W                 |  |  |    |
| 19                                  |  |                     |                          |   |        |                   |  |  |    |
| RPNTARGET                           | Capture pl here  |                     |                          |   |        |                   |  |  | 19 |
| 0.0000                              | a Target   | (t)                 | (3.0784E+05, 4.4051E-04) | A |        |                   |  |  |    |
| pl                                  |  |                     |                          |   |        |                   |  |  |    |
| 20                                  |  |                     |                          |   |        |                   |  |  |    |
| ISODUCT                             | straight duct plus stainless connecting flange         |                     |                          |   |        |                   |  |  | 20 |
| 2.4895E-03                          | a Area   | m <sup>2</sup>      | 3.0816E-05               | A | p      | Pa                |  |  |    |
| 0.1769                              | b Perim  | m                   | 2.6152                   | B | Ph(p)  | deg               |  |  |    |
| 4.1000E-02                          | c Length   | m                   | 3.8477E-02               | C | U      | m <sup>3</sup> /s |  |  |    |
| 1.7500E-03                          | d Strough  |                     | -92.930                  | D | Ph(f)  | deg               |  |  |    |
|                                     |  |                     | 577.23                   | E | Hdot   | W                 |  |  |    |
| sameas 0                            | Gas type   |                     | 577.23                   | F | Work   | W                 |  |  |    |
| stainless                           | Solid type   |                     | -2.1085                  | G | HeatIn | W                 |  |  |    |
| 21                                  |  |                     |                          |   |        |                   |  |  |    |
| USCONE                              | 56 to 44.3 Concentric reducer                          |                     |                          |   |        |                   |  |  | 21 |
| 2.4895E-03                          | a Area   | m <sup>2</sup>      | 3.0163E-05               | A | p      | Pa                |  |  |    |
| 0.1769                              | b Perim  | m                   | 2.7394                   | B | Ph(p)  | deg               |  |  |    |
| 9.7000E-02                          | c Length   | m                   | 4.4522E-02               | C | U      | m <sup>3</sup> /s |  |  |    |
| sameas 24a                          | d AreaF  | m <sup>2</sup>      | -92.249                  | D | Ph(f)  | deg               |  |  |    |
| 0.1392                              | e PerimF   | m                   | -583.96                  | E | Hdot   | W                 |  |  |    |
| sameas 11d                          | f Strough  |                     | -583.96                  | F | Work   | W                 |  |  |    |
| sameas 3                            | Gas type   |                     | -8.6846                  | G | HeatIn | W                 |  |  |    |
| stainless                           | Solid type   |                     |                          |   |        |                   |  |  |    |
| 22                                  |  |                     |                          |   |        |                   |  |  |    |
| RPNTARGET                           | Calculate minor loss resistor for 56.3 to 44.3 reducer |                     |                          |   |        |                   |  |  | 22 |
| 5.2300E-02                          | a Target   | (t)                 | 2264.5                   | A | RPNval |                   |  |  |    |
| 0.424 rho * 21C * 21d / 21d / 22a * |  |                     |                          |   |        |                   |  |  |    |
| 23                                  |  |                     |                          |   |        |                   |  |  |    |
| IMPEDANCE                           | Minor loss resistor for 56.3 to 44.3 reducer           |                     |                          |   |        |                   |  |  | 23 |
| sameas 22A                          | a Re(Zs)   | Pa-s/m <sup>3</sup> | 3.0166E-05               | A | p      | Pa                |  |  |    |
| 0.0000                              | b Im(Zs)   | Pa-s/m <sup>3</sup> | 2.7585                   | B | Ph(p)  | deg               |  |  |    |
|                                     |  |                     | 4.4522E-02               | C | U      | m <sup>3</sup> /s |  |  |    |
|                                     |  |                     | -92.249                  | D | Ph(f)  | deg               |  |  |    |
|                                     |  |                     | -586.21                  | E | Hdot   | W                 |  |  |    |
| sameas 0                            | Gas type   |                     | -586.21                  | F | Work   | W                 |  |  |    |
| ideal                               | Solid type   |                     | -2.2443                  | G | HeatIn | W                 |  |  |    |
| 24                                  |  |                     |                          |   |        |                   |  |  |    |
| ISODUCT                             | 44.3 PB Duct   |                     |                          |   |        |                   |  |  | 24 |
| 1.5413E-03                          | a Area   | m <sup>2</sup>      | 2.8634E+05               | A | p      | Pa                |  |  |    |
| 0.1392                              | b Perim  | m                   | 3.0402                   | B | Ph(p)  | deg               |  |  |    |
| 0.1950                              | c Length   | m                   | 5.3638E-02               | C | U      | m <sup>3</sup> /s |  |  |    |
| sameas 11d                          | d Strough  |                     | -91.477                  | D | Ph(f)  | deg               |  |  |    |
|                                     |  |                     | 605.47                   | E | Hdot   | W                 |  |  |    |
| sameas 0                            | Gas type   |                     | -605.47                  | F | Work   | W                 |  |  |    |
| stainless                           | Solid type   |                     | -19.257                  | G | HeatIn | W                 |  |  |    |
| 25                                  |  |                     |                          |   |        |                   |  |  |    |

|   |   |            |                     |          |                          |   |        |                   |  |
|---|---|------------|---------------------|----------|--------------------------|---|--------|-------------------|--|
| ISOCONE 44.3 to 56 Concentric expander 25                     |   |            |                     |          |                          |   |        |                   |  |
| sameas 24a  | a | Areal      | m <sup>2</sup>      | S=-2     | 2.7993E+05               | A | p      | Pa                |  |
| 0.1392  | b | PerimI     | m                   | Fnc(25a) | 3.1598                   | B | Ph(p)  | deg               |  |
| 9.7000E-02  | c | Length     | m                   |          | 5.9269E-02               | C | U      | m <sup>3</sup> /s |  |
| 2.4895E-03  | d | AreaF      | m <sup>2</sup>      |          | -91.086                  | D | Ph(U)  | deg               |  |
| 0.1769  | e | PerimF     | m                   |          | -614.16                  | E | Hdot   | W                 |  |
| sameas 11d  | f | Srough     |                     |          | -614.16                  | F | Work   | W                 |  |
| sameas 0  |   | Gas type   |                     |          | -8.6988                  | G | HeatIn | W                 |  |
| stainless   |   | Solid type |                     |          |                          |   |        |                   |  |
| ----- 26 -----  |   |            |                     |          |                          |   |        |                   |  |
| RPNTARGET Calc minor loss resistor for 44.3 to 56 expander 26 |   |            |                     |          |                          |   |        |                   |  |
| 6.0000E-02  | a | Target     | (t)                 |          | 1118.2                   | A | RPNval |                   |  |
| 0.424 rho * 25C * 25d / 25d / 26a *                           |   |            |                     |          |                          |   |        |                   |  |
| ----- 27 -----  |   |            |                     |          |                          |   |        |                   |  |
| IMPEDANCE Minor loss resistor for 44.3 to 56 expander 27      |   |            |                     |          |                          |   |        |                   |  |
| sameas 26A  | a | Re(Zs)     | Pa-s/m <sup>3</sup> |          | 2.7994E+05               | A | p      | Pa                |  |
| 0.0000  | b | Im(Zs)     | Pa-s/m <sup>3</sup> |          | 3.1734                   | B | Ph(p)  | deg               |  |
|   |   |            |                     |          | 5.9269E-02               | C | U      | m <sup>3</sup> /s |  |
|   |   |            |                     |          | -91.086                  | D | Ph(U)  | deg               |  |
|   |   |            |                     |          | -616.13                  | E | Hdot   | W                 |  |
| sameas 0  |   | Gas type   |                     |          | -616.13                  | F | Work   | W                 |  |
| ideal   |   | Solid type |                     |          | -1.9641                  | G | HeatIn | W                 |  |
| ----- 28 -----  |   |            |                     |          |                          |   |        |                   |  |
| ISODUCT straight duct plus stainless connecting flange 28     |   |            |                     |          |                          |   |        |                   |  |
| 2.4895E-03  | a | Area       | m <sup>2</sup>      |          | 2.7709E+05               | A | p      | Pa                |  |
| 0.1769  | b | Perim      | m                   |          | 3.2209                   | B | Ph(p)  | deg               |  |
| 4.8000E-02  | c | Length     | m                   |          | 6.2685E-02               | C | U      | m <sup>3</sup> /s |  |
| 1.7500E-03  | d | Srough     |                     |          | 90.872                   | D | Ph(U)  | deg               |  |
|   |   |            |                     |          | -619.91                  | E | Hdot   | W                 |  |
| sameas 0  |   | Gas type   |                     |          | -619.91                  | F | Work   | W                 |  |
| stainless   |   | Solid type |                     |          | -2.7849                  | G | HeatIn | W                 |  |
| ----- 29 -----  |   |            |                     |          |                          |   |        |                   |  |
| RPNTARGET Capture pl here 29                                  |   |            |                     |          |                          |   |        |                   |  |
| 0.0000  | a | Target     | (r)                 |          | (2.7665E+05, 1.5568E-04) | A |        |                   |  |
| pi  |   |            |                     |          |                          |   |        |                   |  |
| ----- 30 -----  |   |            |                     |          |                          |   |        |                   |  |
| ISODUCT straight duct 30                                      |   |            |                     |          |                          |   |        |                   |  |
| 2.4895E-03  | a | Area       | m <sup>2</sup>      |          | 2.7709E+05               | A | p      | Pa                |  |
| 0.1769  | b | Perim      | m                   |          | 3.2209                   | B | Ph(p)  | deg               |  |
| 0.0000  | c | Length     | m                   |          | 6.2685E-02               | C | U      | m <sup>3</sup> /s |  |
| 1.7500E-03  | d | Srough     |                     |          | -90.872                  | D | Ph(U)  | deg               |  |
|   |   |            |                     |          | -619.91                  | E | Hdot   | W                 |  |
| sameas 0  |   | Gas type   |                     |          | -619.91                  | F | Work   | W                 |  |
| stainless   |   | Solid type |                     |          | 0.0000                   | G | HeatIn | W                 |  |
| ----- 31 -----  |   |            |                     |          |                          |   |        |                   |  |
| ISODUCT 90 bend 3 31  |   |            |                     |          |                          |   |        |                   |  |
| 2.4895E-03  | a | Area       | m <sup>2</sup>      |          | 2.6932E+05               | A | p      | Pa                |  |
| 0.1769  | b | Perim      | m                   |          | 3.3473                   | B | Ph(p)  | deg               |  |
| 0.1194  | c | Length     | m                   |          | 7.1030E-02               | C | U      | m <sup>3</sup> /s |  |
| sameas 11d  | d | Srough     |                     |          | -90.431                  | D | Ph(U)  | deg               |  |
|   |   |            |                     |          | -630.30                  | E | Hdot   | W                 |  |
| sameas 0  |   | Gas type   |                     |          | -630.30                  | F | Work   | W                 |  |
| stainless   |   | Solid type |                     |          | -10.382                  | G | HeatIn | W                 |  |
| ----- 32 -----  |   |            |                     |          |                          |   |        |                   |  |
| RPNTARGET Cal minor loss resistor for 90 bend 3 32            |   |            |                     |          |                          |   |        |                   |  |
| 0.2500  | a | Target     | (t)                 |          | 5583.9                   | A | RPNval |                   |  |
| 0.424 rho * 31C * 32a * 31a / 31a /                           |   |            |                     |          |                          |   |        |                   |  |
| ----- 33 -----  |   |            |                     |          |                          |   |        |                   |  |
| IMPEDANCE Minor loss resistor for 90 bend 3 33                |   |            |                     |          |                          |   |        |                   |  |
| sameas 32A  | a | Re(Zs)     | Pa-s/m <sup>3</sup> |          | 2.6934E+05               | A | p      | Pa                |  |
| 0.0000  | b | Im(Zs)     | Pa-s/m <sup>3</sup> |          | 3.4315                   | B | Ph(p)  | deg               |  |
|   |   |            |                     |          | 7.1030E-02               | C | U      | m <sup>3</sup> /s |  |
|   |   |            |                     |          | -90.431                  | D | Ph(U)  | deg               |  |
|   |   |            |                     |          | -644.38                  | E | Hdot   | W                 |  |
| sameas 0  |   | Gas type   |                     |          | -644.38                  | F | Work   | W                 |  |
| ideal   |   | Solid type |                     |          | -14.086                  | G | HeatIn | W                 |  |
| ----- 34 -----  |   |            |                     |          |                          |   |        |                   |  |
| ISODUCT FB connector/connecting flange/part of tec 34         |   |            |                     |          |                          |   |        |                   |  |

|                |  |                     |          |             |          |                   |
|----------------|--|---------------------|----------|-------------|----------|-------------------|
| 2.4895E-03     | a Area   | m <sup>2</sup>      | S--2     | 2.5792E+05  | A  p     | Pa                |
| 0.1769         | b Perim  | m                   | Γnc(34a) | 3.6181      | B Ph(p)  | deg               |
| 0.1540         | c Length   | m                   |          | 8.1432E-02  | C  U     | m <sup>3</sup> /s |
| sameas 11d     | d Srough   |                     |          | -89.984     | D Ph(U)  | deg               |
| sameas 0       | Gas type   |                     |          | -659.82     | E Hdot   | W                 |
| stainless      | Solid type                                       |                     |          | -659.82     | F Work   | W                 |
|                |  |                     |          | -15.438     | G HeatIn | W                 |
| ----- 35 ----- |  |                     |          |             |          |                   |
| RPNTARGET      | Cal minor loss resistor for FB-Res               |                     |          |             |          | 35                |
| 0.4220         | a Target   | (t)                 |          | 69.953      | A RPNval |                   |
| 0.424 rho *    | 63C SQRD *                                       | 34C / 34a SQRD /    | 25a *    |             |          |                   |
| ----- 36 ----- |  |                     |          |             |          |                   |
| IMPEDANCE      | Minor loss resistor for FB to resonator junction |                     |          |             |          | 36                |
| sameas 35a     | a Re(Zs)   | Pa-s/m <sup>3</sup> |          | 2.5792E+05  | A  p     | Pa                |
| 0.0000         | b Im(Zs)   | Pa-s/m <sup>3</sup> |          | 3.6194      | B Ph(p)  | deg               |
|                |  |                     |          | 8.1432E-02  | C  U     | m <sup>3</sup> /s |
|                |  |                     |          | 89.984      | D Ph(U)  | deg               |
|                |  |                     |          | -660.05     | E Hdot   | W                 |
|                |  |                     |          | -660.05     | F Work   | W                 |
| sameas 0       | Gas type   |                     |          | 0.2319      | G HeatIn | W                 |
| ideal          | Solid type                                       |                     |          |             |          |                   |
| ----- 37 ----- |  |                     |          |             |          |                   |
| SOFTEND        | End of feedback branch                           |                     |          |             |          | 37                |
| 0.0000         | a Re(Z)  | (t)                 |          | 2.5792E+05  | A  p     | Pa                |
| 0.0000         | b Im(Z)  | (t)                 |          | 3.6194      | B Ph(p)  | deg               |
|                |  |                     |          | 8.1432E-02  | C  U     | m <sup>3</sup> /s |
|                |  |                     |          | -89.984     | D Ph(U)  | deg               |
|                |  |                     |          | -660.05     | E Hdot   | W                 |
|                |  |                     |          | -660.05     | F Work   | W                 |
|                |  |                     |          | -0.1017     | G Re(Z)  |                   |
|                |  |                     |          | 1.6111      | H Im(Z)  |                   |
| sameas 0       | Gas type   |                     |          | 325.00      | I T      | K                 |
| ideal          | Solid type                                       |                     |          |             |          |                   |
| ----- 38 ----- |  |                     |          |             |          |                   |
| ISODUCT        | Dummy duct used to get input properties          |                     |          |             |          | 38                |
| 1.0000         | a Area   | m <sup>2</sup>      |          | 3.1120E-05  | A  p     | Pa                |
| 1.0000         | b Perim  | m                   |          | 0.0000      | B Ph(p)  | deg               |
| 0.0000         | c Length   | m                   |          | 5.0272E-03  | C  U     | m <sup>3</sup> /s |
| 0.0000         | d Srough   |                     |          | 49.434      | D Ph(U)  | deg               |
|                |  |                     |          | 508.70      | E Hdot   | W                 |
| sameas 0       | Gas type   |                     |          | 508.70      | F Work   | W                 |
| ideal          | Solid type                                       |                     |          | 0.0000      | G HeatIn | W                 |
| ----- 39 ----- |  |                     |          |             |          |                   |
| RPNTARGET      | Streamline mass flux in grams/sec                |                     |          |             |          | 39                |
| 0.0000         | a Target   | (r)                 |          | 0.7535      | A RPNval |                   |
| rho 38F *      | 0a / 1000 *                                      |                     |          |             |          |                   |
| ----- 40 ----- |  |                     |          |             |          |                   |
| BEGIN          | Reset temp at HX input                           |                     |          |             |          | 40                |
| sameas 0a      | a Mean P   | Pa                  |          |             |          |                   |
| sameas 0b      | b Freq.  | Hz                  |          |             |          |                   |
| 310.00         | c T-deg  | K                   |          |             |          |                   |
| sameas 38a     | d  p;00  | Pa                  |          |             |          |                   |
| sameas 38b     | e Ph(p)0   | deg                 |          |             |          |                   |
| sameas 38c     | f  U;00  | m <sup>3</sup> /s   |          |             |          |                   |
| sameas 38d     | g Ph(U)0   | deg                 |          |             |          |                   |
| sameas 0       | Gas type   |                     |          |             |          |                   |
| ideal          | Solid type                                       |                     |          |             |          |                   |
| ----- 41 ----- |  |                     |          |             |          |                   |
| TXFRST         | Main room temp water HX                          |                     |          |             |          | 41                |
| 2.4630E-03     | a Area   | m <sup>2</sup>      |          | 3.1148E+05  | A  p     | Pa                |
| 0.2583         | b GasA/A   |                     |          | -5.8472E-02 | B Ph(p)  | deg               |
| 2.0400E-02     | c Length   | m                   |          | 4.6745E-03  | C  U     | m <sup>3</sup> /s |
| 1.2700E-03     | d radius   | m                   |          | 46.168      | D Ph(U)  | deg               |
| -647.85        | e HeatIn   | W                   | G        | -139.14     | E Hdot   | W                 |
| 300.00         | f Est-T  | K                   | (-)      | 503.65      | F Work   | W                 |
| sameas 0       | Gas type   |                     |          | -647.85     | G Heat   | W                 |
| stainless      | Solid type                                       |                     |          | 287.96      | H Metall | K                 |
| ----- 42 ----- |  |                     |          |             |          |                   |
| STEDUCT        | Regen cold end dead space due to ribs            |                     |          |             |          | 42                |
| 2.0000E-03     | a Area   | m <sup>2</sup>      |          | 3.1149E 05  | A  p     | Pa                |



|  |  |                |             |          |                   |
|--|--|----------------|-------------|----------|-------------------|
| 0.3000   | b Perim  | m              | -6.0083E-02 | B Ph(p)  | deg               |
| 2.1750E-03                                     | c Length                                       | m              | 4.5748E-03  | C  U     | m <sup>3</sup> /s |
| 1.1000E-02                                     | d WallA  | m <sup>2</sup> | 44.958      | D Ph(U)  | deg               |
|  |  |                | -139.14     | E Hdot   | W                 |
|  |  |                | 503.65      | F Work   | W                 |
|  |  |                | 319.30      | G T-beg  | K                 |
|  |  |                | 327.81      | H T-end  | K                 |
| sameas 0                                       | Gas type                                       |                | 5.1527E-03  | I StkWrk | W                 |
| stainless                                      | Solid type                                     |                |             |          |                   |
| ----- 43 -----                                 |  |                |             |          |                   |
| STKSCREEN                                      | Regenerator                                    |                |             |          | 43                |
| 2.4630E-03                                     | a Area   | m <sup>2</sup> | 2.7486E+05  | A  p     | Pa                |
| 0.7190   | b VolPor                                       |                | -1.5399     | B Ph(p)  | deg               |
| 7.3000E-02                                     | c Length                                       | m              | 1.0814E-02  | C  U     | m <sup>3</sup> /s |
| 4.2200E-05                                     | d r_H  | m              | -6.9191     | D Ph(t)  | deg               |
| 0.3000   | e KsFrac                                       |                | -139.14     | E Hdot   | W                 |
|  |  |                | 1479.6      | F Work   | W                 |
|  |  |                | 327.81      | G T-beg  | K                 |
|  |  |                | 1124.8      | H T-end  | K                 |
| sameas 0                                       | Gas type                                       |                | 975.92      | I StkWrk | W                 |
| stainless                                      | Solid type                                     |                |             |          |                   |
| ----- 44 -----                                 |  |                |             |          |                   |
| RPNTARGET                                      | Estimated heat leak through Insulator material |                |             |          | 44                |
| 0.0000   | a Target                                       | (t)            | 353.47      | A RPNval |                   |
| 43H 273 - 1.89 * 43H 273 - 1.11E-4 * 0.125 + * |  |                |             |          |                   |
| ----- 45 -----                                 |  |                |             |          |                   |
| INSDUCT  | All regen hot end dead space                   |                |             |          | 45                |
| 2.4630E-03                                     | a Area   | m <sup>2</sup> | 2.7485E+05  | A  p     | Pa                |
| 1.0000   | b Perim  | m              | -1.5458     | B Ph(p)  | deg               |
| 8.7000E-03                                     | c Length                                       | m              | 1.0857E-02  | C  U     | m <sup>3</sup> /s |
| 6.0000E-04                                     | d Strough                                      |                | -10.299     | D Ph(t)  | deg               |
|  |  |                | -139.14     | E Hdot   | W                 |
|  |  |                | 1474.8      | F Work   | W                 |
| sameas 0                                       | Gas type                                       |                | 0.0000      | G HeatIn | W                 |
| stainless                                      | Solid type                                     |                |             |          |                   |
| ----- 46 -----                                 |  |                |             |          |                   |
| HXMIDL   | HMX heat xfer arc used/not acoustic area       |                |             |          | 46                |
| 2.4630E-03                                     | a Area   | m <sup>2</sup> | 2.7476E+05  | A  p     | Pa                |
| 0.7000   | b GasA/A                                       |                | -1.5833     | B Ph(p)  | deg               |
| 3.8000E-02                                     | c Length                                       | m              | 1.1097E-02  | C  U     | m <sup>3</sup> /s |
| 1.0000E-03                                     | d y0   | m              | -21.414     | D Ph(U)  | deg               |
| 1599.8   | e HeatIn                                       | W              | 1460.7      | E Hdot   | W                 |
| 800.00   | f Est-T  | K (t)          | 1434.1      | F Work   | W                 |
| sameas 0                                       | Gas type                                       |                | 1599.8      | G Heat   | W                 |
| stainless                                      | Solid type                                     |                | 1169.9      | H Metall | K                 |
| ----- 47 -----                                 |  |                |             |          |                   |
| STKDUCT  | HMX dead space                                 |                |             |          | 47                |
| 2.0000E-03                                     | a Area   | m <sup>2</sup> | 2.7475E+05  | A  p     | Pa                |
| 0.3000   | b Perim  | m              | -1.5853     | B Ph(p)  | deg               |
| 2.6830E-02                                     | c Length                                       | m              | 1.1146E-02  | C  U     | m <sup>3</sup> /s |
| 1.6500E-03                                     | d WallA  | m <sup>2</sup> | -22.153     | D Ph(t)  | deg               |
|  |  |                | 1460.7      | E Hdot   | W                 |
|  |  |                | 1433.6      | F Work   | W                 |
|  |  |                | 1124.8      | G T-beg  | K                 |
|  |  |                | 1122.0      | H T-end  | K                 |
| sameas 0                                       | Gas type                                       |                | -0.5194     | I StkWrk | W                 |
| stainless                                      | Solid type                                     |                |             |          |                   |
| ----- 48 -----                                 |  |                |             |          |                   |
| STKDUCT  | 1st straight section of pulse tube             |                |             |          | 48                |
| 2.4630E-03                                     | a Area   | m <sup>2</sup> | 2.7461E+05  | A  p     | Pa                |
| 0.1769   | b Perim  | m              | -1.6334     | B Ph(p)  | deg               |
| 7.1000E-02                                     | c Length                                       | m              | 1.3672E-02  | C  U     | m <sup>3</sup> /s |
| 4.5000E-04                                     | d WallA  | m <sup>2</sup> | -42.209     | D Ph(U)  | deg               |
|  |  |                | 1460.7      | E Hdot   | W                 |
|  |  |                | 1425.8      | F Work   | W                 |
|  |  |                | 1122.0      | G T-beg  | K                 |
|  |  |                | 920.17      | H T-end  | K                 |
| sameas 0                                       | Gas type                                       |                | -7.7529     | I StkWrk | W                 |
| stainless                                      | Solid type                                     |                |             |          |                   |
| ----- 49 -----                                 |  |                |             |          |                   |
| STKCONE  | Tapered section of pulse tube                  |                |             |          | 49                |
| sameas 48a                                     | a Area   | m <sup>2</sup> | 2.7342E+05  | A  p     | Pa                |
| sameas 48b                                     | b Perim  | m              | -1.8006     | B Ph(p)  | deg               |

|  |  |                |          |            |          |                   |
|--|--|----------------|----------|------------|----------|-------------------|
| 0.1460                                   | c Length                                       | m              |          | 2.2735E-02 | C  U     | m <sup>3</sup> /s |
| 3.1074E-03                               | d AreaF  | m <sup>2</sup> | S=-3     | 64.628     | D Ph(U)  | deg               |
| 0.1976                                   | e PerimF                                       | m              | Fnc(49d) | 1460.7     | E Hdot   | W                 |
| 4.5000E-03                               | f f_wall                                       |                |          | 1419.3     | F Work   | W                 |
|  |  |                |          | 920.17     | G T-beg  | K                 |
|  |  |                |          | 298.83     | H T-end  | K                 |
|  |  |                |          | -6.4814    | I StkWrk | W                 |
| sameas 0                                 | Gas type                                       |                |          |            |          |                   |
| stainless                                | Solid type                                     |                |          |            |          |                   |
| 50                                       |  |                |          |            |          |                   |
| RPNTARGET                                | Calc minor loss resistor for 56 to 53 expander |                |          |            |          | 50                |
| 8.0000E-02                               | a Target                                       | (t)            |          | 399.24     | A RPNval |                   |
| 0.424 rho * 49C * 49d / 49d / 50a *      |  |                |          |            |          |                   |
| 51                                       |  |                |          |            |          |                   |
| IMPEDANCE                                | Minor loss resistor for 56 to 53 expander      |                |          |            |          | 51                |
| sameas 50A                               | a Re(Zs) Pa-s/m <sup>3</sup>                   |                |          | 2.7341E+05 | A  p     | Pa                |
| 0.0000                                   | b Im(Zs) Pa-s/m <sup>3</sup>                   |                |          | -1.7989    | B Ph(p)  | deg               |
|  |  |                |          | 2.2735E-02 | C  U     | m <sup>3</sup> /s |
|  |  |                |          | -64.628    | D Ph(L)  | deg               |
|  |  |                |          | 1419.2     | E Hdot   | W                 |
|  |  |                |          | 1419.2     | F Work   | W                 |
|  |  |                |          | -0.1032    | G HeatIn | W                 |
| sameas 0                                 | Gas type                                       |                |          |            |          |                   |
| ideal                                    | Solid type                                     |                |          |            |          |                   |
| 52                                       |  |                |          |            |          |                   |
| SUCT                                     | 2nd straight section of pulse tube             |                |          |            |          | 52                |
| 2.4895E-03                               | a Area   | m <sup>2</sup> |          | 2.7308E+05 | A  p     | Pa                |
| 0.1769                                   | b Perim  | m              |          | -1.8339    | B Ph(p)  | deg               |
| 1.5000E-02                               | c Length                                       | m              |          | 2.3667E-02 | C  U     | m <sup>3</sup> /s |
| 4.5000E-04                               | d WallA  | m <sup>2</sup> |          | -65.789    | D Ph(U)  | deg               |
|  |  |                |          | 1419.2     | E Hdot   | W                 |
|  |  |                |          | 1418.8     | F Work   | W                 |
|  |  |                |          | 298.83     | G T-beg  | K                 |
|  |  |                |          | 298.28     | H T-end  | K                 |
|  |  |                |          | -0.3922    | I StkWrk | W                 |
| sameas 0                                 | Gas type                                       |                |          |            |          |                   |
| stainless                                | Solid type                                     |                |          |            |          |                   |
| 53                                       |  |                |          |            |          |                   |
| RPNTARGET                                | Capture pl here                                |                |          |            |          | 53                |
| 0.0000                                   | a Target                                       | (t)            |          | 2.7294E+05 | A RPNval |                   |
| pl                                       |  |                |          |            |          |                   |
| 54                                       |  |                |          |            |          |                   |
| RPNTARGET                                | Calc minor loss resistor for flow straighter   |                |          |            |          | 54                |
| 3.5000                                   | a Target                                       | (t)            |          | 8.9252E+05 | A RPNval |                   |
| 0.424 rho * 52C * 52d / 52d / 54a *      |  |                |          |            |          |                   |
| 55                                       |  |                |          |            |          |                   |
| IMPEDANCE                                | Minor loss resistor for flow straighter        |                |          |            |          | 55                |
| sameas 54A                               | a Re(Zs) Pa-s/m <sup>3</sup>                   |                |          | 2.6448E+05 | A  p     | Pa                |
| 0.0000                                   | b Im(Zs) Pa-s/m <sup>3</sup>                   |                |          | 2.2809     | B Ph(p)  | deg               |
|  |  |                |          | 2.3667E-02 | C  U     | m <sup>3</sup> /s |
|  |  |                |          | -65.789    | D Ph(U)  | deg               |
|  |  |                |          | 1168.9     | E Hdot   | W                 |
|  |  |                |          | 1168.9     | F Work   | W                 |
|  |  |                |          | -249.95    | G HeatIn | W                 |
| sameas 0                                 | Gas type                                       |                |          |            |          |                   |
| ideal                                    | Solid type                                     |                |          |            |          |                   |
| 56                                       |  |                |          |            |          |                   |
| TXLAST                                   | Small water kger                               |                |          |            |          | 56                |
| 2.4630E-03                               | a Area   | m <sup>2</sup> |          | 2.6237E+05 | A  p     | Pa                |
| 0.2533                                   | b GasA/A                                       |                |          | 2.1401     | B Ph(p)  | deg               |
| 2.0000E-02                               | c Length                                       | m              |          | 2.3998E-02 | C  U     | m <sup>3</sup> /s |
| 1.5000E-03                               | d radius                                       | m              |          | -66.162    | D Ph(U)  | deg               |
| -150.00                                  | e HeatIn                                       | W              | (t)      | 1168.9     | E Hdot   | W                 |
| 290.00                                   | f Est-T  | K              | -56H?    | 1168.9     | F Work   | W                 |
| sameas 0                                 | Gas type                                       |                |          | -4.9513    | G Heat   | W                 |
| ideal                                    | Solid type                                     |                |          | 290.00     | H MetalY | K                 |
| 57                                       |  |                |          |            |          |                   |
| RPNTARGET                                | Calc minor loss resistor for 2nd CHX           |                |          |            |          | 57                |
| 1.3000                                   | a Target                                       | (t)            |          | 1.6818E+05 | A RPNval |                   |
| 0.424 rho * 56C * 56a 56b * sqrd / 57a * |  |                |          |            |          |                   |
| 58                                       |  |                |          |            |          |                   |
| IMPEDANCE                                | Minor loss resistor for 2nd CHX                |                |          |            |          | 58                |
| sameas 57A                               | a Re(Zs) Pa-s/m <sup>3</sup>                   |                |          | 2.6091E+05 | A  p     | Pa                |
| 0.0000                                   | b Im(Zs) Pa-s/m <sup>3</sup>                   |                |          | 2.9636     | B Ph(p)  | deg               |
|  |  |                |          | 2.3998E-02 | C  U     | m <sup>3</sup> /s |
|  |  |                |          | -66.162    | D Ph(U)  | deg               |

|   |   |                     |       |                                 |          |                   |    |
|---|---|---------------------|-------|---------------------------------|----------|-------------------|----|
| sameas 0                                      | Gas type                                    |                     |       | 1115.5                          | E Hdot   | W                 |    |
| ideal   | Solid type                                  |                     |       | 1115.5                          | F Work   | W                 |    |
|   |   |                     |       | -48.425                         | G HeatIn | W                 |    |
| ----- 59 -----                                |   |                     |       |                                 |          |                   |    |
| ISODUCT                                       | PT connector                                |                     |       |                                 |          |                   | 59 |
| 2.4895E-03                                    | a Area                                      | m <sup>2</sup>      |       | 2.5903E+05                      | A  p     | Pa                |    |
| 0.1769  | b Perim                                     | m                   |       | 2.8224                          | B Ph(p)  | deg               |    |
| 6.9000E-02                                    | c Length                                    | m                   |       | 2.8317E-02                      | C  U     | m <sup>3</sup> /s |    |
| 6.0000E-04                                    | d Strough                                   |                     |       | -69.506                         | D Ph(U)  | deg               |    |
|   |   |                     |       | 1113.4                          | E Hdot   | W                 |    |
| sameas 0                                      | Gas type                                    |                     |       | 1113.4                          | F Work   | W                 |    |
| stainless                                     | Solid type                                  |                     |       | -2.1338                         | G HeatIn | W                 |    |
| ----- 60 -----                                |   |                     |       |                                 |          |                   |    |
| RPNTARGET                                     | Cal velocity in arter union for minor loss  |                     |       |                                 |          |                   | 60 |
| 0.0000  | a Target                                    | (t)                 |       | 0.1084                          | A RPNval |                   |    |
| 59D 37D - cos 59C * 37C - sqrd                |   |                     |       | 59D 37D - sin 59C * sqrd + sqrd |          |                   |    |
| ----- 61 -----                                |   |                     |       |                                 |          |                   |    |
| RPNTARGET                                     | Cal minor loss resistor for PT to resonator |                     |       |                                 |          |                   | 61 |
| 0.9100  | a Target                                    | (t)                 |       | 1.3297E+05                      | A RPNval |                   |    |
| 0.424 rho * 60A sqrd * 59C / 59a sqrd / 61a * |   |                     |       |                                 |          |                   |    |
| ----- 62 -----                                |   |                     |       |                                 |          |                   |    |
| IMPEDANCE                                     | Cal minor loss resistor for PT to resonator |                     |       |                                 |          |                   | 62 |
| sameas 61A                                    | a Re(Zs)                                    | Pa-s/m <sup>3</sup> |       | 2.5792E+05                      | A  p     | Pa                |    |
| 0.0000  | b Im(Zs)                                    | Pa-s/m <sup>3</sup> |       | 3.6194                          | B Ph(p)  | deg               |    |
|   |   |                     |       | 2.8317E-02                      | C  U     | m <sup>3</sup> /s |    |
|   |   |                     |       | -69.506                         | D Ph(U)  | deg               |    |
|   |   |                     |       | 1060.1                          | E Hdot   | W                 |    |
| sameas 0                                      | Gas type                                    |                     |       | 1060.1                          | F Work   | W                 |    |
| ideal   | Solid type                                  |                     |       | -53.314                         | G HeatIn | W                 |    |
| ----- 63 -----                                |   |                     |       |                                 |          |                   |    |
| UNION   | Rejoin                                      |                     |       |                                 |          |                   | 63 |
| 37.000  | a TendSg                                    |                     |       | 2.5792E+05                      | A  p     | Pa                |    |
| 2.5792E+05                                    | b  p End                                    | Pa                  | =63A? | 3.6194                          | B Ph(p)  | deg               |    |
| 3.6194  | c Ph(p)E                                    | deg                 | =63B? | 0.1084                          | C  U     | m <sup>3</sup> /s |    |
|   |   |                     |       | 84.741                          | D Ph(U)  | deg               |    |
|   |   |                     |       | 400.00                          | E Hdot   | W                 |    |
| sameas 0                                      | Gas type                                    |                     |       | 400.00                          | F Work   | W                 |    |
| ideal   | Solid type                                  |                     |       | 0.0000                          | G HeatIn | W                 |    |
| ----- 64 -----                                |   |                     |       |                                 |          |                   |    |
| FREETARGET                                    | Power output                                |                     |       |                                 |          |                   | 64 |
| 400.00  | a Target                                    | =64A?               |       | 400.00                          | A FreeT  |                   |    |
| 63F   | b ResAdr                                    |                     |       |                                 |          |                   |    |
| ----- 65 -----                                |   |                     |       |                                 |          |                   |    |
| RPNTARGET                                     | Regenerator pressure drop                   |                     |       |                                 |          |                   | 65 |
| 0.0000  | a Target                                    | (t)                 |       | 5.3798E+04                      | A RPNval |                   |    |
| 63A 63B sin * 1 38A 63A 63B cos * -           |   |                     |       | -1.6282E+04                     | B RPNval |                   |    |
| ----- 66 -----                                |   |                     |       |                                 |          |                   |    |
| RPNTARGET                                     | let pump pressure drop                      |                     |       |                                 |          |                   | 66 |
| 0.0000  | a Target                                    | (t)                 |       | 3832.8                          | A RPNval |                   |    |
| 8A 8B sin * 8A 8B cos * 1A -                  |   |                     |       | 1.3025E-04                      | B RPNval |                   |    |
| ----- 67 -----                                |   |                     |       |                                 |          |                   |    |
| RPNTARGET                                     | Normalized jp+regen pressure drop           |                     |       |                                 |          |                   | 67 |
| 0.0000  | a Target                                    | (t)                 |       | ( 0.1822 , -1.7871E-02)         | A        |                   |    |
| 65A 65B I * + 66A 66B I * + 9A /              |   |                     |       |                                 |          |                   |    |
| ----- 68 -----                                |   |                     |       |                                 |          |                   |    |
| RPNTARGET                                     | tau-1                                       |                     |       |                                 |          |                   | 68 |
| 0.0000  | a Target                                    | (t)                 |       | 2.5228                          | A RPNval |                   |    |
| 43H 42G / 1 -                                 |   |                     |       |                                 |          |                   |    |
| ----- 69 -----                                |   |                     |       |                                 |          |                   |    |
| RPNTARGET                                     | Wload                                       |                     |       |                                 |          |                   | 69 |
| 0.0000  | a Target                                    | (t)                 |       | 3.0518E-05                      | A RPNval |                   |    |
| 64A 400 -                                     |   |                     |       |                                 |          |                   |    |
| ----- 70 -----                                |   |                     |       |                                 |          |                   |    |
| RPNTARGET                                     | Diss from hbx to chx                        |                     |       |                                 |          |                   | 70 |
| 0.0000  | a Target                                    | (t)                 |       | 525.38                          | A RPNval |                   |    |
| 37F - 38F - 46F 62F - +                       |   |                     |       |                                 |          |                   |    |

```
----- 71 -----
RPNTARGET Regenerator loss          71
      0.0000 a Target          (s)    248.64    A RPNval
      42F 43H 43G / * 43F -

! The restart information below was generated by a previous run
! You may wish to delete this information before starting a run
! where you will (interactively) specify a different iteration
! mode. Edit this table only if you really know your model!
INVAR5      1 1 1 1 2 41 5 46 5
TARUS       4 56 8 63 2 63 3 64 1
SPECIALS    6 21 -3 24 -2 25 -2 34 -2 45 -2 49 -3
```

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

## 附录三 攻读博士学位期间发表(投稿)文章目录

在攻读博士期间,共撰写(或合作)论文 42 篇,已发表 37 篇,投稿 5 篇(其中 2 篇已录用),其中杂志文章 27 篇,会议文章 15 篇。第一作者 14 篇,第二作者 6 篇(其中 3 篇导师为第一作者),第三作者 6 篇。被 SCI 收录文章 2 篇,EI 收录 2 篇,ISTIP 收录 5 篇,现分述如下:

## 一、杂志文章

1. Chen G B, Jin T. Experimental investigation on the onset and damping behavior in the thermoacoustic oscillation. *Cryogenics*, 1999; 39 (10): 843-846 (SCI, EI 收录)
2. Chen G B, Zheng J Y, Qiu L M, Bai X, Gan Z H, Yan P D, Yu J P, Jin T, and Huang Z X. Modification test of staged pulse tube refrigerator for temperature below 4K. *Cryogenics*, 1997; 37 (9): 529-532 (SCI 收录)
3. 金滔,陈国邦,应哲强,颜鹏达,甘智华. 热声制冷中的工质选择. *低温工程*, 1999; (4): 50-54
4. 金滔,白焯,颜鹏达,甘智华,陈国邦. 可视化 Rijke 型热声振荡演示器的研制. *低温与超导*, 1998; 26 (3): 42-46
5. 金滔,陈国邦,应哲强,张国平. 热声驱动器冷却器性能分析. *低温与超导*, 1999; 27 (2): 49
6. 金滔,陈国邦,应哲强. 热声理论的研究及其发展. *低温与超导*, 1999; 27 (3): 49
7. 金滔,陈国邦,应哲强. 关于热声驱动脉管匹配问题的讨论. *低温工程*, 1999; (3): 27
8. 金滔,陈国邦,应哲强,颜鹏达,甘智华. 混合工质在热声制冷中的作用机理. *低温与超导*, 1999; 27(1): 37
9. 金滔,陈国邦,应哲强,徐友仁,冯绍苏. 热声振荡滞后回路. *低温与超导*, 1999; 27 (3): 28
10. 金滔,陈国邦,应哲强,徐友仁,冯绍苏. 热声振荡起振消振行为实验研究. *低温工程*, 2000; (1): 27-31
11. 金滔,陈国邦,应哲强,甘智华,颜鹏达. 热声驱动脉管的匹配问题及系统设计. *低温工程*, 1999; (4): 37-42
12. 白焯,金滔,陈国邦. 热声压缩机的实验研究. *低温与超导*, 1997; 25 (4): 10-17
13. 陈国邦,赵莉,金滔,方良. 用于脉管制冷的热声压缩机实验研究. *低温工程*, 1997; (3): 6-11
14. 陈国邦,邱利民,金滔,郑建耀,颜鹏达,甘智华,白焯,黄志秀,余建平. 4K 双小孔二级脉管制冷机研究. *低温物理学报*, 1997; (4): 31-32
15. 郑建平,陈国邦,金滔,蒋彦其,蒋宁. 缓冲器对热声机谐振频率的影响. *低温工程*, 2001; (2): 17-22
16. 沈漪,陈国邦,金滔等. 压力对热声驱动脉管制冷机性能的影响. *低温与超导*, 2001; (2): 1-5
17. 夏中民,陈国邦,赵莉,邱利民,金滔,郑建耀. 三级脉管制冷机的热力计算. *低温与超导*, 1996; 24 (4): 6-10
18. 颜鹏达,白焯,甘智华,邱利民,金滔,陈国邦,郑建耀,余建平,黄志秀. 液氮温区二级脉管制冷机的制作与调试. *低温工程*, 1997; (3): 1-5
19. 郑建耀,陈国邦,邱利民,甘智华,白焯,颜鹏达,金滔,余建平,黄志秀. 低于 4 K 温度工作的二级脉管制冷机研制. *低温工程*, 1997; (2): 1-4
20. 郑建耀,邱利民,陈国邦,甘智华,白焯,颜鹏达,金滔,余建平,黄志秀. 三级脉管制冷机的实验研究. *深冷技术*, 1997; (4): 1-4
21. 邱利民,陈国邦,郑建耀,甘智华,白焯,颜鹏达,金滔,黄志秀,余建平. 液氮温区多级脉管制冷机的双小孔的作用和实验验证. *低温与超导*, 1997; 25 (1): 1-6
22. 余建平,陈国邦,郑建耀,邱利民,黄志秀,甘智华,白焯,颜鹏达,金滔. 液氮温区二级脉管制冷机的试验研究. *深冷技术*, 1997; (3): 14-17
23. 邱利民,甘智华,陈国邦,郑建耀,白焯,颜鹏达,金滔,余建平,黄志秀. 三种形式二级脉管制冷机实验研究. *低温工程*, 1998; (2): 14-17

## 二、会议文章

24. Jin T, Chen G B and Shen Y. Study on thermoacoustic prime mover and its application to pulse tube refrigeration. *First International Workshop on Thermoacoustics*, the Netherlands, April 2001
25. Chen G B, Jin T et al. Experimental study on a thermoacoustic engine with brass screen stack matrix. *Adv Cryo Eng*, 1998; 43 (b): 713-718 (ISTP 收录)
26. Chen G B, Jin T. Hysteretic loop in thermoacoustic oscillation. *Adv Cryo Eng*, 2000; 45 (a): 75-79 (CEC-99, Québec, Canada, July 1999)
27. Bai X, Jin T, Chen G B. Experimental study on a thermoacoustic prime mover. *Proceedings of ICCR'98*, Hangzhou, China, 1998: 522-525 (EI, ISTP 收录)
28. Bai X, Jin T, Chen G B. Experimental study on a thermoacoustic driver. *Proceedings of the 5th Japanese-Sino Joint Seminar on Cryocooler and its Application (JS/S-5)*, Osaka, Japan, 1997: 205-209
29. Jiang J P, Chen G B, Jin T et al. Discussion on resonance frequency of standing wave thermoacoustic engines. *First International Workshop on Thermoacoustics*, the Netherlands, April 2001
30. 陈国邦, 赵莉, 金滔, 方良. 用于脉管制冷的热声压缩机实验研究. *第八届全国低温制冷学术会议*, 北京, 1996: 217-221
31. Chen G B, Gan Z H, Yu J P, Jin T And Yan P D. Study on two-component gas mixture in regenerative refrigerators. *ICEC17*, England, 1998: 197-200 (ISTP 收录)
32. Chen G B, Yu J P, Gan Z H, Jin T. Experimental investigation on pulse tube refrigerator with binary mixtures. *Adv Cryo Eng*, 2000; 45 (a): 183-187
33. Yu J P, Chen G B, Gan Z H, Jin T and Yan P D. Discussion on regenerator performance improvement with binary gas mixture. *ICEC17*, England, 1998: 117-122 (ISTP 收录)
34. 夏中民, 陈国邦, 赵莉, 邱利民, 金滔, 郑建耀. 二级脉管制冷机的热力计算. *第八届全国低温制冷学术会议*, 北京, 1996: 51-54
35. Chen G B, Qiu L M, Zheng J Y, Yan P D, Bai X, Gan Z H, Jin T. Experimental study on a 3K two-stage pulse tube refrigerator with double orifices. *Proceedings of the 5th Japanese-Sino Joint Seminar on Cryocooler and its Application (JS/S-5)*, Osaka, Japan, 1997: 41-46
36. Qiu L M, Gan Z H, Chen G B, Zheng J Y, Bai X, Yan P D, Jin T, Yu J P et al. Comparison tests of three types two-stage pulse tube refrigerators. *Proceedings of the 5th Japanese-Sino Joint Seminar on Cryocooler and its Application (JS/S-5)*, Osaka, Japan, 1997: 142-146
37. Chen G B, Qiu L M, Zheng J Y, Yan P D, Gan Z H, Bai X, Jin T. 3K double-orifice two-stage pulse tube refrigerator. *Adv. Cryo. Eng.*, 1998; 43 (b): 2063-2068 (ISTP 收录)

## 三、投稿文章

38. Jin T, Chen G B, Shen Y et al. Cryogenic-temperature thermoacoustically driven pulse tube refrigerator. *CEC-2001*, USA, July 2001 (会议, 已录用)
39. Jin T, Chen G B and Shen Y. A thermoacoustically driven pulse tube refrigerator capable of working below 120K. *Cryogenics*, April 2001 (投稿)
40. 金滔, 陈国邦, 沈颖. 124K 热声驱动脉管制冷机. *低温工程*, 2001.5 (已录用)
41. 金滔, 陈国邦, 沈颖. 低温温区热声驱动脉管制冷机. *低温工程*, 2001.3 (投稿)
42. 沈颖, 陈国邦, 甘智华, 金滔等. 采用 He-Ar 混合工质的热声压缩机的制冷性能研究. *低温工程*, 2001.5 (投稿)

## 附录四 参加科研项目情况简介

**项目名称:** 没有运动部件的新型压缩机-热声压机研究 **经费来源:** 浙江大学曹光标高科技基金项目

**参与情况:** 主要成员之一

**完成情况:** 完成 (1996-1998)

**简介:** 热声压缩机(或称热声发动机)是利用热声效应由热能产生机械能的装置,由于没有传统的发动机中的曲柄连杆机构,因而具有运行稳定、无润滑(因而无污染)、寿命长、可利用热能(尤其是太阳能以及其它低品位能)等优点。然而,相比于传统的机器,它的效率相对较低,因此,我们的工作主要是通过优化各部件以达到提高总体热力效率的目的。我们采用的以丝网为板叠机构的实验装置,在以氩气和氦气为工质、加热温度为400℃时,分别获得1.12和1.06的最大压比。

**项目名称:** 热声驱动的脉管制冷机研究(596103)

**经费来源:** 浙江省自然科学基金项目

**参与情况:** 主要成员之一

**完成情况:** 完成(1997-1999)

**简介:** 低温制冷机的广泛应用对其提出了更高的可靠性要求,脉管制冷机由于消除了通常所用的斯特林和G-M制冷机中存在的排出器,解决了冷端运动部件的问题。但仍没有彻底解决压缩机这一运动部件,于是人们又提出了热声驱动脉管制冷机方案。即以热声压缩机取代机械式压缩机,因而做到在室温区与低温区均无运动部件的简单结构。然而,它的代价是效率相对较低,问题在于热声驱动器输出的压力波具有频率高、压比低以及输出功率小等特点,而与之联接的脉管制冷机通常都工作在较低的频率下,它们之间存在不匹配。我们的工作讨论热声驱动器及其驱动的脉管之间的结构、工艺及热力参数等方面的匹配问题,研制出一台有高频特性的脉管制冷机;实验结果表明系统性能良好,运行可靠。

**项目名称:** 热声板叠、回热器与混合工质耦合作用强化热声制冷效应研究(59976034)

**经费来源:** 国家自然科学基金项目

**参与情况:** 主要成员之一

**完成情况:** 取得进展,尚未结题(2000-2002)

**简介:** 热声制冷(包括热声驱动脉管制冷和电驱动热声制冷)是一个复杂的热声转换过程,而热声效率同很多因素有关,如板叠结构、工质种类、以及频率匹配等。而且,这些因素之间又是相互关联的,因此,有必要对一些主要的影响因素进行关联分析,通过他们之间的耦合作用来强化达到强化热声制冷效应的目的。我们初步的研究结果表明了这些因素之间确实存在一定的关联,通过试验,在热声驱动脉管制冷机上取得了138K的低温。

**项目名称:** 行波型热声驱动器研究

**经费来源:** 法国国家科研中心与浙大合作项目

**参与情况:** 负责主持

**完成情况:** 系统设计制作完成

**简介:** 由于驻波型驱动器中的热声转换过程经历的是内在不可逆的过程,因此系统的效率受到很大的限制。而行波型热声驱动器,由于其中部分采用环型结构,并且设有调相装置,因而其中的热声过程是一个可逆的类似斯特林发动机循环,最新的研究结果表明,它的效率完全可以达到目前应用广泛的发动机(如内燃机等)的水平。由于这是一个全新的领域,在效率方面还有提高的余地,因而可以说这是一个更有前途的领域。于是,我们同法国的LIMSI-CNRS合作进行行波型热声器的开发研制工作,在克服了包括高温加热器、冷却器以及锥形管等在内的技术难点后,制作完成了一台行波型热声驱动器。具体实验工作很快就会得到开展,期望这一系统能在更低的起振温度下,获得更高的压比及效率。

**项目名称:** 液氮温区脉管制冷机研究(59376264) **经费来源:** 国家自然科学基金项目

**参与情况:** 参与实验

**完成情况:** 完成(1994-1996)

**简介:** 可靠性越来越成为影响低温制冷机的进一步发展的重要因素,这是由它的应用对象(如航天业)对其提出的要求。传统的斯特林和G-M制冷机中由于存在的排出器,因而在低温端就会产生振荡,这一方面会带来测量中“噪声”,更会影响其使用寿命。而脉管制冷机由于采用“气体活塞”代替排出器,很好地解决了冷端运动部件的问题,但同时又导致其效率相对低下的结果。在我们的研究中,采用了磁性蓄冷材料,还提出了一全新的调相机构—第二小孔,在二级结构的实验中获得3.03K的低温,是同类结构中首次达到液氮温度,这一结果当时达到了国际先进水平。

## 附录五 奖励、荣誉及作者简介

### 奖励和荣誉称号

- 2001年 浙江大学优秀毕业研究生, 浙江省优秀毕业生  
2000年 浙江大学能源系富尔顿奖学金  
1999年 浙江大学十佳研究生, 浙江大学学生学术论文评比第三名  
浙江大学研究生一等奖学金, 浙江大学东方通信奖学金, 浙江大学三好研究生  
1997年 浙江大学光华奖学金, 浙江大学三好研究生

### 作者简介

姓名: 金滔

性别: 男

出生年月: 1975年9月

籍贯: 浙江永嘉

个人简历:

1996年9月 - 2001年6月 浙江大学能源系制冷与低温工程专业, 博士生

1999年10月 - 2000年10月 法国国家科研中心机械与工程信息实验室, 联合培养博士生

1992年9月 - 1996年7月 浙江大学能源系制冷设备与低温技术专业, 本科

1989年9月 - 1992年7月 浙江省永嘉中学, 高中

永久邮箱: jintao75@hotmail.com



## 致 谢

光阴似剑，日月如梭，一晃五年时间就过去了，令人留恋的学生时代也将就此结束了，此时此刻我心激荡，百感交集。

值此毕业之际，首先要感谢我的恩师陈国邦教授，他不仅是我的课题导师，更是我的人生导师。自本科毕业设计至今的五年半时间里，无时无刻不受到他的指导、关心与鼓励。他在学术上的耐心、一丝不苟、严谨的科学态度，他耿直的人生性格，潜移默化地影响着我，将使我受益终生。每当遇到困难的时候，陈老师的鼓励总是伴随着我。老师的精心指导是本人完成学业的保证。

在这年，还要感谢法国国家研究中心 IJMSI 实验室的导师弗朗索瓦教授 (M. X. Francois)，他不仅为我提供了在他的热声科研小组学习工作的机会，在科研上给予耐心的指导，还为我于法国一年的生活提供了很大的帮助，使我顺利完成在法一年的学习科研任务。

感谢低温所的所有老师：陈光明老师、郑建耀老师、冯伯涌老师、李武雄老师、沈永年老师、朱福荣老师、葛双燕老师、刘楚芸老师等多年来无微不至的关心和谆谆教诲。同时还要感谢平祖国师傅、缪铭忠师傅、石克坤师傅和陈辰明师傅在技术上的支持。

特别要感谢师兄白焜和师妹沈漪分别在热声驱动器和热声电动机管制冷机的实验研究中所作的贡献，大家愉快的合作令我受益匪浅，使我顺利完成课题。

感谢所有的师兄师弟（妹）们，特别是邱利民博士、甘智华博士、颜超达硕士、应哲斌硕士和蒋宁硕士。

借此机会，还要感谢法国国家研究中心 IJMSI 实验室的 J. B. Chalfen 工程师和博士生 E. Bretagne 在实验装置的设计制作过程中的鼎力合作和热心帮助。同时感谢华工理工大学的张瑜行博士、浙江工业大学的史鹤鑫副教授以及在巴黎奥塞地区的所有中国学生学者的帮助，与他们共渡的一年将令我终生难忘。

感谢美国洛新-阿拉莫斯国家实验室的 Swift 教授、宾夕法尼亚州立大学的 Gamedl 教授以及荷兰爱因霍温技术大学 Zeegers 博士的帮助和鼓励。

最后（但绝非最少），我非常感激家人的倾力支持，我取得的任何成绩都离不开他们的关怀和鼓励。他们是我最坚强的精神支柱和最强大的工作动力。

本论文课题先后受浙江大学青光源高科技基金、浙江省自然科学基金、国家自然科学基金、法国国家科研中心和法国外交部交流基金资助，在此一并表示感谢！

我将以努力工作来报答所有关心过和关心着我的人。

金 涛

2001年5月

于求是园