

摘 要

(热声热机是一种完全新型的热机,它工作于热声效应机理。和传统的热机相比,它具有无污染、无运动部件等优点,而且其结构非常简单,可靠性高,寿命长。正是由于热声热机的诸多优点,在国内外形成一个研究热声热机的热点。目前,热声热机的研究已进入实用化阶段。)

本文(结合承担国家自然科学基金资助项目^①,在前人工作的基础上,)运用网络的方法对热声效应机理进行分析。并对热声热机和热声发动机进行了实验研究,研制出工程实用化的热声系统模拟和设计软件。

(分析流道内振荡流动的基本特点,对横向速度分布和横向导热分布进行了详细讨论。在此基础上对典型热声部件的微热力循环的特点进行了分析,根据它们在热声系统中的不同作用指出它们对应的微热力循环的区域。从热声效应的基本方程出发,运用网络的方法直观地分析了热声效应的本质。

从流体力学的基本方程出发,得到网络基本传输方程与热声基本方程完全一致的有源网络结构。在此基础上根据热声系统部件的特点建立各部件的传输矩阵。根据各部件的连接方式建立系统的网络模型。

作者运用 MATLAB 语言编制了热声系统的网络仿真的程序,模拟结果表明该程序在小振幅条件下能够较准确对热声系统进行模拟,可以有效指导热声系统的设计和优化。该程序不仅适用于各种复杂边界条件的热声系统,而且使用非常简单。

作者在前人工作的基础上,对热声发动机进行了重新设计和改进,建成了一台半波长的驻波热声热机,并对热声热机的基本特性进行了研究。

为了验证有源网络模型的准确性,建立了四传感器 H 矩阵参数的测量方法,并在热声发动机带热声制冷机的基础上,测量制冷机回热器的 H 矩阵参数。实验结果证明这种测量方法是可靠的,并且在小振幅条件下 H 矩阵参数的理论值与实验值能较好地吻合。

由于热声现象是典型的非线性现象,而有源网络模型是建立在线性理论的基础上,在大振幅条件下,模拟结果必然与实际过程产生偏差。为了使有源网络模型也能适用于大振幅的条件,必须在辨识的基础上对网络参数进行修正。本文提

^①能源学部, 1999, 59706003

华中理工大学博士学位论文

供了网络参数量化的方法和实验手段，并对制冷机回热器的源参数进行了初步辨识。

在热声发动机研究的基础上，将热声发动机与热声制冷机结合起来，实现无运动部件热声制冷。并对热声制冷进行了初步的实验研究。

关键词：热声热机 热声效应 网络模型 发动机
制冷机 振荡流动 驻波 行波

ABSTRACT

Thermoacoustic engine is a new type of engine, which is based on the thermoacoustic effect. Due to its no pollution, no moving part, simple structure and high reliability, thermoacoustic engine is becoming a new research hot-point. Now it is gradually come into practice use.

The basic characteristics of oscillation flow are analyzed. On basis of this, the mesoscale thermodynamic cycles of the thermoacoustic elements are discussed. The thermoacoustic effect is intuitively analyzed in the view of the network method from the basic equations of thermoacoustics.

The network modeling is an engineering method basing on irreversible thermodynamics. It is usable in design stage especially trimming stage for thermoacoustic system. A T-shape active network structure is developed for the flow channel with imposed temperature gradient. The transport matrixes of the thermoacoustic elements are built from it. Then the network model of the whole system is established.

Here a software (named ANMTD) by network method is developed for modeling the thermoacoustic devices. This software is written in MATLAB language. It is convenient to use this software to design new thermoacoustic devices or to optimize them.

On the basis of the former work, A half-wavelength prime mover has been designed and trimmed to regular operational mode. The basic performance of this device has been tested.

In order to test the accuracy of the active network model for thermoacoustic devices, four-transducer method for measuring the H-matrix parameters is developed. The H-matrix parameters of the regenerator of a refrigerator are measured. This refrigerator is driven by the prime mover mentioned above. It is demonstrated that the experimental result agrees the computation well under low-amplitude operation condition.

At very high amplitude, the actual behavior deviates significantly from the acoustic approximation, so the network parameter should be analyzed based on the experiment at high amplitude. Here we provided a method for parameter identification and tested it on

the regenerator of the refrigerator.

A thermoacoustic refrigerator driven by the thermoacoustic prime mover has been tested. This refrigerator has no moving parts.

Keywords: thermoacoustic engine, network model, prime mover, refrigerator, oscillation flow, standing wave, travelling wave

第一章 绪 论

§ 1-1 工程和学科背景

热机理论其实是热力学在能量转换方面的应用技术，即如何在严格的热力学定律和无孔不入的不可逆过程之间找到调和折衷的方案。许多精巧的热能动力机械正是这种折衷的杰作。

在给定热源温度和冷源温度的各种发动机中，卡诺循环的效率最高，但是真实的高转速往复热机是无法接近卡诺循环的，最根本的原因是从热源吸热和向冷源排热的等温换热器很难实现，严格按照减小不可逆因素的原则做出来的卡诺循环热机都是转速很低而且输出功率很小，因为只有这样热源和冷源换热器的不可逆损失才比较小。

利用工质的汽—液相变实现等温下的换热器是解决上述困难的一种重要方法，这就是朗肯循环。它的突出优点是充分利用了相变潜热，使工质的单位摩尔的比功率达到很高的水平，因而大大有利于提高热机的体积比功率。所以不论在大型热电站或小型的家用制冷系统中，朗肯循环都在竞争中获胜。

但是朗肯循环毕竟仍然使用换热器，它在尺寸上仍然不能满足运输机械的要求。

1893 年，笛赛尔提出将煤粉尘喷入燃烧以维持等温膨胀，并喷水以构成等温压缩从而实现卡诺循环的设想。其工程结果是出现了一系列内燃机循环。从热力学的角度看，内燃机靠控制气缸内的燃烧过程来调节燃料燃烧（热力学过程）和活塞运动位置（动力学过程）的相对关系（相位角）。用这种方法来取消热源换热器。其效率有了较大的提高，最高效率已达到 40%。内燃机在解决加入热量问题方面取得了很大的成功，但是在解决排热问题方面却并不成功。首先，工质排出热机时并未回到循环的初始状态，带来了相当大的不可逆损失；其次，排出气体中有大量污染成分，在环境问题日趋严重的今天，这成了决定内燃机循环前途的关键问题。

比卡诺循环提出还早 18 年的斯特林循环却既不利用工质相变也不利用直接加热的方法来解决不可逆换热问题。它的最大的不同之处在于它同时使用了两种工

质，气相（或液相）工质和固相工质，其中一种工质的热容远大于另一种工质的热容，因而可以视为等温。固体工质组成多孔填料型的回热器通道壁，它的两端分别接热源和冷源；气体工质则在回热器中在压缩活塞和排出器的驱动下做往复运动。于是，在理想换热的条件下，气体工质可以在每一个流动截面上都和固体工质处于局部热力学平衡，这就意味着，气体工质在运动周期中借助于一系列局部的等温过程完成自己的热力学循环。热量得以在等温条件下在热源、冷源和热机系统之间交换，解决高转速下的等温换热，使斯特林循环和卡诺循环具有相当的效率。实际的斯特林热机的循环只是准斯特林循环。图 1-1-1 是二者的对比，它们间的差别是实际热机仍然有压缩和膨胀过程，它们部分地取代了理想的等温换热过程。这个替换当然使气体工质的不可逆换热成份加大，偏离了局部等温的条件。

但是斯特林热机存在一个重要的热动力学问题：它需要精确地控制加入热量与压缩周期的相位角及排出热量与膨胀周期的相位角。如图 1-1-1 所示，如果让膨

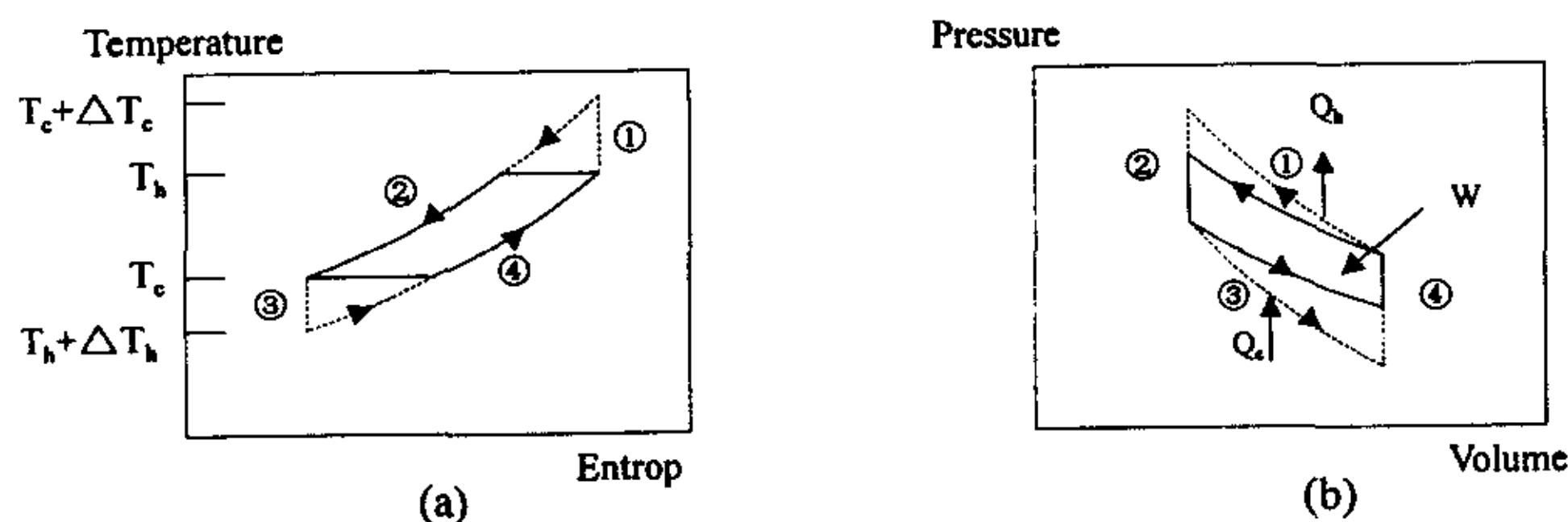


图 1-1-1 理想和实际的斯特林循环

胀周期发生在高温侧，而让压缩周期发生在低温侧，则这个热机可能由制冷机变成发动机。所以，要求它的换热过程和动力学过程之间有合适的相位差，它和内燃机一样也依靠这个相位差来达到能量转换的目的。但两者的控制方法不同，斯特林热机是靠控制回热器运动的相位角，这是通过机械机构来实现的。

在与朗肯循环和各种内燃机循环的竞争中，由于斯特林循环特殊的控制换热相位的方法要求有复杂的结构和精密的制造工艺，使它失去了充分发展的机会。但是在低温制冷机领域中得以发挥其高效紧凑的长处，出现了一系列具有回热器的热机，统称为回热式热机。它的结构已日趋简单，工艺逐渐成熟，但是在理论

上却落后于工程实践,在一系列方向性问题上无法作出判断,一些实验得出的重要现象无法用统一的理论解释。

目前,有两个因素可能促使回热式热机得到一个飞跃发展的机遇。首先,环保问题的严峻现实导致禁用 CFC 国际公约的签订。自从 CFC 被引入制冷领域后不久,它就在朗肯蒸汽制冷循环中成为主要的工质,并在所有中小型制冷及空调领域中占统治地位。这种地位已经面临激烈的挑战,目前有关产品向 HCFC 的过渡只不过是权宜之计。随着新的制冷方法的发展,这种局面会彻底改变。另一因素是在信息技术成为新技术革命中心的今天,高温超导的发现和低温电子学的迅速发展,迫切呼唤高效可靠的低温制冷技术。

热声理论的研究近十年来在热机方面有突破性的进展,给回热式热机的发展带来了新的理论基础。从而有可能把热力学和动力学结合起来,不仅在宏观层次上,而且也在微观层次上发展近代热机理论,这是一个有重大意义的工作。热声热机最突出的优点是无污染、可以减少运动部件甚至无运动部件,因而它符合时代的要求。

Wheatly 将驻波热声热机称为天然热机,因为它自发地利用不可逆过程来调节换热过程与振荡过程的相位角。而自然界正是充满了这种可利用的不可逆过程,所以称之为天然热机。天然热机和回热式热机一样,都以两种或两种以上的热力学工质为自己的首要特性,借助于工质间的能量交换,实现热与功之间的转换。

实际热机的设计并不以减少不可逆损失接近热力学的理想极限为目标,而是在价格、效率、尺寸、功率、可靠性、复杂性和公害等各重要因素中寻找协调。热机的应用也并不完全取决于它的效率,而是取决于效率、投资费用、维护费用等因素的综合。如图 1-1-2 所示,斯特林制冷机从理论上说可以达到它的卡诺效率,但是效率越高,对其材料和加工精度的要求也越高。实际上,费用的大幅度提高已经使效率的提高得不偿失。相反,蒸汽压缩制冷机所达到的最高效率远小于斯特林制冷机系统,但是在实际应用中是最广泛的制冷系统。这是因为在较为实用的效率范围内,它的投资费用和维护费用要比斯特林低得多。因此对于任何一个实用的热机来说,最重要的是效率与费用的比值。热声热机的效率与费用比的曲线在其它热机系统的左面,即在同样效率的情况下,其费用要低,如图 1-1-2 所示。因而从商业应用的角度来说,它的应用前景会更加优越,尽管它的最高效率要低于以前的热机系统。

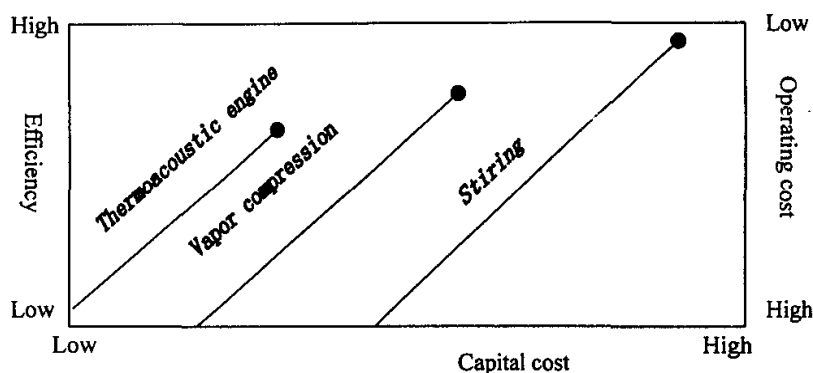


图 1-1-2 热机系统的投资和效率比曲线

传统热机由于得到充分发展而达到较高的效率，目前汽车发动机的热效率达到 30%，最大的内燃机的效率可达 40%。蒸汽压缩制冷系统的性能系数比通常也超过 50%。近年来，各国学者通过不懈的努力，在改进热声热机结构和提高热声热机的效率方面取得了长足的发展。尤其是美国的洛斯阿拉莫斯实验室建成的热声斯特林热机^[1]，其效率已经达到 30%，完全可以与普通内燃机的效率（0.25-0.4）相媲美。这个成就是相当令人欢欣鼓舞的。它必将大大加快热声热机的实用化进程。

热声热机要取代传统的热机还有许多困难亟待解决，难度也较大，因为它的竞争对手是已经发展了上百年的传统热机，包括内燃机、朗肯循环制冷机和蒸汽动力设备。它们无论在效率、经济性、可靠性和紧凑性方面都已经发展到相当高的水平了。而热声热机是完全新型的热机，无论从工程设计上还是从制造经验上都还没有达到完善的地步。但是从理论上讲，热声热机当然具有更高的可靠性和更低的造价，而且它没有运动部件、不需要珍贵的材料以及其结构非常简单。因此，与传统的热机相比有巨大的潜在优势，当然，实现这些潜在的优势需要付出巨大的努力。

§ 1-2 国内外研究现状

人们对热声现象的认识已有 200 多年的历史了。早在 1777 年，Higgins 在实验中发现^[2]：将氢火焰置于两端开口的垂直管的适当位置，管中就会激起声波振动，

从而发出声音。

1850 年, Sondhauss^[3]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, 后来人们就将一端封闭、一端开口的热声振荡管命名为 Sondhauss 管, 如图 1-2-1 所示。

1859 年 Rijke^[4]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 1-2-2 所示, 并对这种 Rijke 振荡现象进行了分析。1877 年 Bosscha 发现了一种所谓“逆” Rijke 振荡, 即把冷却的丝网放到上述空管的上半部分时, 同样会发生声振荡; 相反, 将冷的丝网置于下半部分, 振荡却发生衰减。

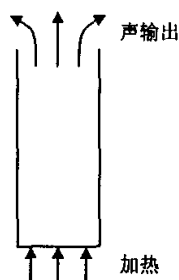


图 1-2-1 Sondhauss 管

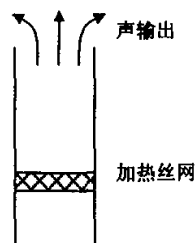


图 1-2-2 Rijke 管

热声理论的研究源于 1868 年, Kirchhoff 计算了声在管中由固体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^[5]。1878 年, Rayleigh 首先对热声现象给出了定性的解释^[6]: 对于作声振动的介质, 若在其最稠密的时候向其供热, 而在其稀疏时从中吸热, 声振动就会得到加强; 反之, 若在其最稠密的时候从其中吸热, 而在其稀疏时向其供热, 声振动就会衰减。这就是所谓的 Rayleigh 准则。到目前为止, Rayleigh 准则一直被认为是理解热声振荡的一个合理的解释。1949 年, Taconis^[19]在研究液氮的时候, 发现了著名的 Taconis 振荡, 即一根一端封闭的空管子接触到液氮的液面时, 管中就会发生振荡。这一发现对于正确认识和防止低温系统中的振荡问题具有重要的意义。

1969~1980 年, Zurich 联邦技术研究所的 Nilolaus Rott 首先对热声效应进行了定量的理论分析^[7-11]。他为了解决 Taconis 振荡的稳定性问题, 建立了理想气体的驻波声场, 在理论上描述了热声效应中存在着热和功的相互转化, 其导出的理

论框架为分析热声热机提供了坚实的理论基础。他的理论得到了 Yazaki^{[80][81]}等人的实验验证。随后, Merkli 和 Thomann^[12]讨论了另一种类型的热声效应, 即等温壁面的谐振管中, 驻波声场与外热源间存在的时均横向吸热与放热效应。实验发现: 如果理想气体的普朗特数小于 1, 在压力波节点附近, 流体从管壁时均地横向吸热, 在速度波节点处, 流体向管壁时均地放热。如果普朗特数大于 1, 则不存在横向的吸热效应。

日本学者 Tominaga 以热力学方法分析热声现象^{[13][16][18]}, 目的就是要得到回热器中各种不可逆因素对泵热量的影响, 并通过减少不可逆损失以提高回热器的效率。他认为回热器中的热流量是由三种热流组成:

$$Q = Q_{s \tan d} + Q_{prog} + Q_D \quad (1-2-1)$$

$$Q_{s \tan d} = -F_s X'' \beta T_m \frac{1}{2} P_0 U_{0s \tan d} \quad (1-2-2)$$

$$Q_{prog} = -F_s X' \beta T_m \frac{1}{2} P_0 U_{0prog} \quad (1-2-3)$$

其中, $U_{0s \tan d}$ 表示流速振荡中驻波分量;

U_{0prog} 表示流速振荡中行波分量;

F_s 为固相工质与流体的熵交换程度, 是等温可逆过程的无因次表示。

Q_{prog} 是等温可逆过程的结果, Q_{atand} 是不可逆过程的结果, Q_D 是往复损失。在此基础上, 对行波和驻波热机作以下总结:

- (1) 描述回热器热声效应的重要参数是压力振荡和速度振荡之间的相位差;
- (2) $F_s X$ 是表征回热器中流体振荡的热力学过程的参数;
- (3) 对驻波, 不可逆过程起很大的作用, 其 $F_s X''$ 应尽可能大;
- (4) 对行波, 可逆过程起关键的作用, 其 $F_s X'$ 应尽可能大;

他的研究表明: 热声过程造成两种类型的时均热流, 流体可压缩性贡献热流和流体容性贡献的热流, 前者可有热功转换, 后者则无热功转换。而且, 二者对频率有不同的依存关系, 因而, 可以通过频率匹配来提高回热器的效率。从而得出一个重要结论: 回热器的主要损失并非传热有限, 而是频率和填料的结构不合理。

1988 年, 美国 Los Alamos 的 G. W. Swift^[20]教授发表了“Thermoacoustic engine”一文。标志着 Rott 以后现代热声学研究进入一个新的阶段。该文是其实验小组在热声热机方面多年研究的总结。他根据 Rott 的理论基础上推出板叠通道中实际流

体的压力方程以及热流和功流的表达式。并得出一个重要结论：回热器内声功的产生是由于温度波动和压力波动不同相造成的，板叠在热声过程中起移相的作用。他的研究小组还从微观尺度上对热声效应进行了定性地分析。

热声理论的突飞猛进，大大促进了热声学的实验研究。现代热声热机最重要的发展是美国新墨西哥大学的 Carter 教授和他的研究生 Feldman 在 1962 年对 Sondhauss 管进行的有效改进^[30]。他们在管中采用适当结构来提高它的效率，大大增强管内的热声效应。Feldman 按照 Carter 的思想，完成了他的博士论文，以 600W 的热功率获得了 27W 的声功率。

在美国 Los Alamos 国家实验室，Wheatley 和 Swift 首先开展了对热声制冷机的研制工作。Wheatley^{[31][32]}研制了一台热声制冷机并对它进行了研究。认为声谐振驻波和表面泵热效应的组合可以形成一种完全新型的“天然发动机”。气体热声效应、固体介质与流体介质之间所需的时均相位差是通过自发不可逆过程实现的，他同时指出要产生热声效应必须具备三个必要条件。

- (1) 有两种或两种以上的热力学工质参与循环并相互做往复运动；
- (2) 用不可逆过程所造成的换热延滞形成热力学过程和动力学过程之间的相位差，以实现能量的转换；
- (3) 在沿着相对运动的方向上，可以利用热力学对称的破损来形成温差或改变热流方向。

1992 年 1 月发射进入太空“发现号”航天飞机上携带了一台空间用热声制冷机^[33]，标志着热声热机开始在太空领域进入实用阶段。如图 1-2-3 所示，这是一台 1/4 波长的热声热机，工作压力为 1Mpa，工质为 97% He 和 3% Ar 组成的混合气体。板叠的直径和长度分别为 38mm 和 79mm，由顶部的电动扬声器产生 400Hz 的声波，温差为 80K 时，获得 3W 的冷量，制冷系数在温差为 50K 时达到了同温下卡诺值的 16%，最大温降为 80K。

在南非有一台仿制的热声制冷机^[22]，如图 1-2-4 所示，它的原型用于美国的航天飞机上，用于食品冷冻。这是一台半波长热声热机，具有两个板叠及相应的换热器，驱动器也是经过改装的扬声器。采用双板叠的目的是增大扬声器的输出功率。为减小系统体积，将玻璃钢谐振管制成 U 形。其工作压力为 2Mpa，工质为 94% He 和 96%Ar 组成的混合气体，工作频率为 320Hz，两台扬声器产生的声功为 216W，获得的冷量为 419W。

1986 年，Hofler 在他的博士论文中设计并制作了一台实验用热声制冷机^[34]，如图 1-2-5 所示，这是一个 1/4 波长的驻波热声制冷机，回热器的位置靠近声源，

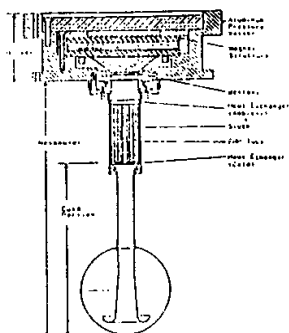


图 1-2-3 “发现号”航天飞机上的热声制冷机

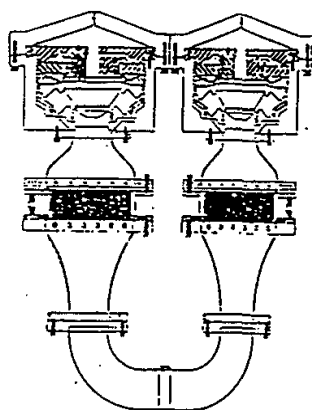


图 1-2-4 南非用于食品冷冻的热声制冷机

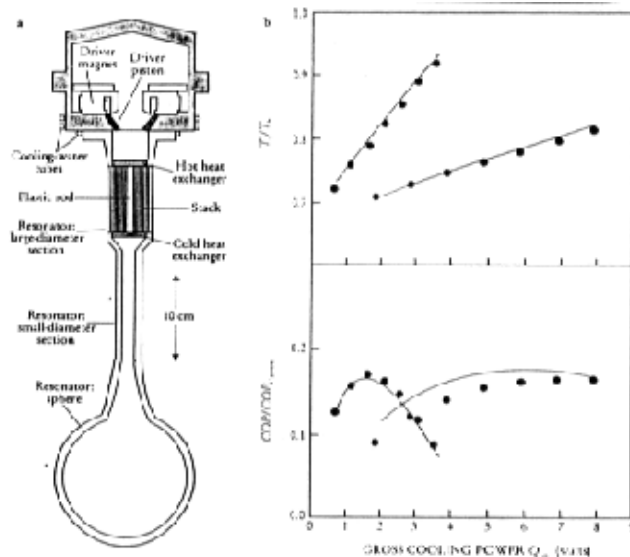


图 1-2-5 Hofler 热声制冷机及实验结果

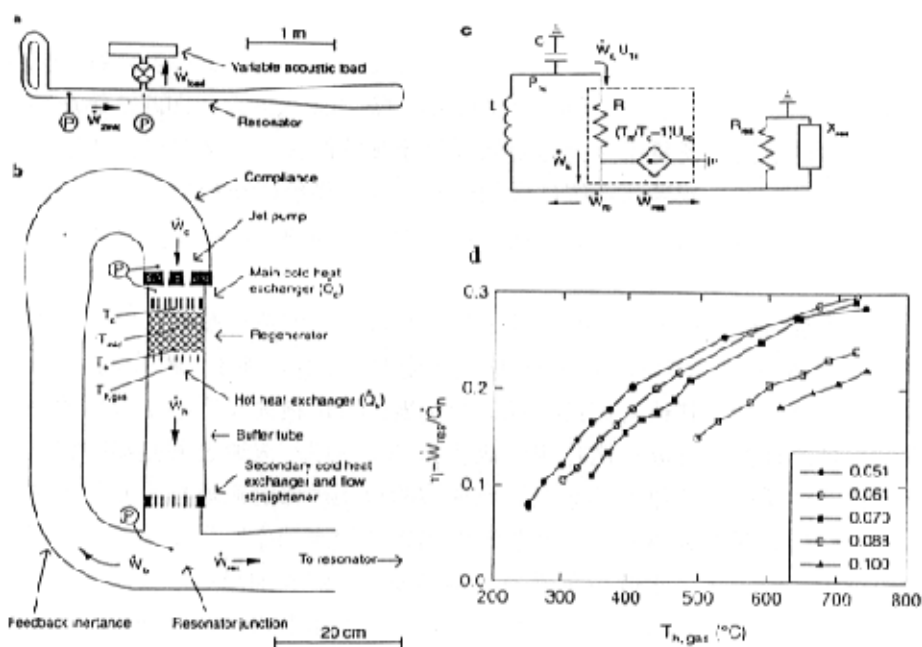


图 1-2-6 行波热声斯特林热机及其效率曲线

制冷机的下端使用了亥姆霍兹声共振器，有效地抑制了粘性和热损耗。板叠的一端保持在室温。样机工作于 540~590Hz 的频率范围，平均压力为 10 个大气压，平均温度为 255K。图 1-2-5 为该制冷机性能的实验和计算结果。在压比为 3% 的条件下，其冷端温度达到了 -70℃，并且产生了数瓦的冷量。它能达到的最低温度为 198K，在 246K 时，制冷量为 3W，性能系数为同温下卡诺循环的 12%。这是世界上第一台有效的热声制冷机。

以上的热声制冷机都是声驱动的，它只是取消的制冷环节的运动部件，而电声驱动头部分仍然是有运动部件。热驱动热声制冷机是把热声发动机和热声制冷机结合起来，从而完全取消了运动部件，使得系统的寿命可以大大延长。这对于太空电子器件冷却来说，是一种非常有吸引力的制冷机。1990 年，美国的 Swift 和 Radebaugh^[29]等合作制成了世界上第一台热声发动机带动脉管制冷的实验样机，在 77K 的低温下可以得到 5W 的制冷量。目前唯一建成的实用化的热驱动制冷机是美国 Los Alamos 实验室为 Cryenco 研制的燃气驱动的液化天然气装置^[28]。这可以说是热声热机工程化的一次飞跃，它在 115K 下液化燃气，设计产量是 500 Gallon，冷量约 7KW。它已在 1997 年运行，现已达到 100 Gallon 的日产量。这台装置用燃烧输入气量的 30% 来液化其余 70% 的天然气。明显的问题是效率不够高，相对效率仅为 5%。其主要原因是回热器的出口声功损失太大。因此，热声热机工程化的核心问题就是既要保持无运动部件这个独特的优点，又要提高其运行的效率。要做到这一点，就受到系统结构的制约，因为系统的结构决定声场的边界条件，从而决定声场的相位分布。因此声场匹配就成为热声热机工程化的必须解决的问题。

除了驻波热机热机外，还有一种工作于行波声场的热声热机，对于行波热机美国 George Mason 大学的 Ceperley 作出开创性的工作。他于 1979 年提出了一种共振型行波热机^[39]，其结构见第二章。回热器的流道横向尺度小于流体的热穿透深度，声场的行波分量取决定作用，他认为当工质以行波通过回热器时将产生与理想斯特林循环相同的热力学效应。他的实验以扬声器的声波作为回热器的入口声波，在回热器两端置温差，以回热器的出入口的声功率比为实验的目标函数。实验的结果表明，这个比值按负温差、零温差、正温差的趋势增大，回热器在一定的条件下是一个声功率放大器。尽管他的实验并未获得净声功增益，但是为斯特林热声热机的产生和发展提供了一个关键的思路。他的理论分析表明，回热器的阻抗大小对热机的效率影响较大，回热器的阻抗越大，其粘性损失越小。因此提高行波热机效率的关键是在保持行波相位的条件下，增大回热器的阻抗。这只

能通过改变系统的边界条件实现。

在 Ceperley 研究的基础上, Swift 研究小组建造了第一台高效热声斯特林热机。1999 年, Backhaus 和 Swift 在权威的 Nature 杂志上发表了题为热声斯特林热机的文章^[1], 公布了他们的研究成果。其结构如图 1-2-6 (a) (b) 所示, 它包括一个环形的行波管和一个 1/4 波长的谐振管, 两者的结合点正好是速度波节点。环形行波管包括回热器、热交换器、感 L 和容 C 组成。图 1-2-6c 为简化后热机的集总参数声网络图, 通过对此网络模型的分析得出:

$$U_{lc} = \frac{\omega^2 LC}{R} \frac{p_{lc}}{1 + i\omega L/R} \quad (1-2-4)$$

其中, p_{lc} 和 U_{lc} 分别为回热器两端的压力振幅和体积流率, R 为回热器和换热器的阻。从式 1-2-4 可以看出, 如果感抗 ωL 相比于回热器的阻 R 来说足够小, 则 p_{lc} 和 U_{lc} 基本上是同相的, 从而使系统满足斯特林循环所需的行波相位。另一方面, 由于谐振管和行波管的结合点被设计为驻波节点, 因此使得 $|p_{lc}/U_{lc}| \gg \rho_m c/A$, 从而大大减少回热器的粘性损失, 该系统阻抗设计值为 $|p_{lc}/U_{lc}| \approx 30 \rho_m c/A$ 。以上通过对系统边界条件的优化设计完全满足 Ceperley 行波热机的两个条件。

该热机采用氦气作为工作介质, 工作压力为 30bar。图 1-2-6 (d) 为其热效率曲线。在压比为 0.06、输入功率为 710W 及 $T_h=725^\circ\text{C}$ 条件下, 系统达到的最高热效率为 $\eta=0.30$, 为理论最大卡诺效率的 42%。当输出功率达到最大值 890W 时, 压比为 0.10, 其热效率为 0.22。

行波热声斯特林热机在提高效率方面取得了重大突破, 在保持无运动部件的条件下, 它的热效率已经达到普通内燃机的水平。实用化的效率为热声热机的工程化扫清了一大障碍, 而且它在结构上的特殊设计方法为热声热机的设计提供了一个新的思路。

在研制各种热声热机的同时, 各国学者对热声部件的优化及热声热机中的各种现象进行了广泛的研究。

由于 Rott 及其合作者仅对平板型流道和圆形流道进行了研究^[7], 考虑到其它形状的流道可能会产生更好的效果, 密西西比大学的 Arnott^[37]等人对方形和三角形流道进行了研究, 推导了适用于各种流道的普遍公式。最后得出了平行板叠流道最优的结论。在此基础上, Muller 和 Swift 和 Keolia^[27]提出了一种按六边形排列分布的针束结构(pin-array)。

Wetzel 和 Herman^[40]也进行了热声装置的优化设计工作。他们从板叠边界层近似理论出发, 根据热力学第一定律将其归纳为 19 个独立的设计参数, 在无量纲化

后进一步减少至 10 个独立设计参数, 然后对板叠长度进行优化设计。计算的结果表明, 热声制冷机的相对 COP 值完全可以达到普通制冷机的水平。从而为热声制冷机的工程设计以及一些复杂的设计工作提供了一种快速的设计方法。Minner, Mongeau 和 Braun^{[41][42]}也以热声制冷机的性能价格为目标函数, 运用单纯形法对热声制冷机进行了优化设计。

日本的 Kawamoto^[43]等在实验中对板叠上的温度分布进行了研究。结果发现实验测量值与线性温度分布有较大的偏差。他们对线性模型进行了改进, 将涡流与声流效应加以考虑, 改进后的结果与实验值的吻合程度大大提高了。

在对小振幅下的热声效应有了较全面的了解后, 众多研究人员逐渐转向了对大振幅下的热声效应的研究^{[103][104][132]}。美国海军研究生院的 Atchley 和 Hofler^[48]等到人于 1990 年对实验与理论的吻合情况进行了调查。结果表明: 在小振幅的情况下, 实验数据与理论结果吻合得很好; 随着振幅增大, 实验数据与理论结果之间逐渐出现偏差。

Merkli 和 Thomann^[49]以及 Akhavan, Kamm 和 Shapiro^[50]对波动中流态从层流向紊流的转化进行了研究。

国内的热声研究开始于 80 年代末, 起步较晚。不论在理论方面还是在实验方面, 与国外相比都有较大的差距。由于缺少巨大的财力支持, 目前的研究尚处于初期的探索阶段, 研究的机构也比较分散, 难以形成全面系统的研究。

中科院低温中心的肖家华^[51-57]首先开展了热声理论的研究。他根据固体处壁面与外热源的热接触情况将热声效应划分为三种情况: (1) 等温热声效应; (2) 绝热热声效应; (3) 一般情况的热声效应。他从简单的物理模型出发, 分别建立了等温热声效应和绝热热声效应的波动方程。在此基础上, 指出等温热声效应不会产生声功, 但对于低 Prandtl 数的流体, 存在一个临界声导, 在高声导区外热源横向从流体吸取热量, 在低声导区, 流体向外热源放热, 在中间声导区, 流体耗功并向处热源放热。

在此基础上, 他以孔隙率为特征参数, 建立了多孔介质中声波的纵向波动方程:

$$\begin{cases} \frac{d\tilde{p}}{dx} = -Z_F \tilde{u} \\ \frac{d\tilde{u}}{dx} = -\frac{1}{Z_C} \tilde{p} + f_{WT} \beta_0 \frac{dT_0}{dx} \tilde{u} \end{cases} \quad (1-2-5)$$

其中, Z_F 和 Z_C 分别为感性复阻抗和容性复阻抗。

这个波动方程可以描述回热器的热声过程, 他将热声理论直接建立在回热器

的多孔介质上, 这向实际的回热式热机更加接近了一步。但是他的理论还只是一个定性的框架。

此后, 热声理论与实验的研究在国内各高校及研究机构展开。

华中理工大学的郭方中和他的学生们运用网络理论和系统动力学的方法对回热器作了深入细致的研究工作^{[58-66][71][74-76]}, 首次揭示了回热器的波动本质, 提出了斯特林制冷机回热器的网络模型。邓晓辉^{[67][68]}在郭方中的网络理论的指导下, 讨论了热声转换的本质过程, 建立了回热器的有源网络模型, 但是他的模型仅限于作定性分析。向宇和匡波^{[70][72][73]}将热声理论推广应用到汽液两相流的研究中, 指导了欠热沸腾两相系统的研究; 余文峰^[77]将热声理论应用到快速变压吸附系统的气固两相流的研究中也取得了一定的成果; 罗运文^[78]将热声理论运用于 TAD—PTR 系统的匹配研究。此外, 他们率先在国内展开对热声谐振管的实验研究, 在采用氮气作为工质, 在 430K 的温差下获得频率为 106HZ、压比为 1.5% 的稳定的压力波^[68]。

中科院声学研究所戴根华^[152]和南京大学声学所王本仁、缪国庆对热声制冷的理论和机理进行了介绍和分析。

同济大学寿卫东和韩鸿兴等对热声制冷进行了实验探索^[62], 并于 1995 年研制了一套热声能量转换的能量装置, 在不稳定的情况下获得了近 10℃ 的温差。

浙江大学制冷与低温工程研究所也对热声进行实验研究^{[83][88-90]}, 并于 1996 年研制成一台采用丝网板叠的半波长热声压缩机^[88]。他们还于 1998 年研制了一台声驱动的热声制冷机, 以氮气作为工作介质, 获得 12℃ 的温降。

热声研究从兴起到现在经过短短十几年的发展, 成果斐然。无论在理论方面还是在工程应用方面都取得了长足的进步。小振幅理论已日趋完善, 为热声热机的优化提供了基础。设计和制造工艺的不断提高, 使得实验样机的结构和性能逐渐改善, 效率大幅度提高, 有些设计已接近应用阶段。随着热声热机在许多领域的应用前景已逐渐明朗, 将吸引更多的研究者对其进行开发。但是目前热声热机的设计还远没有达到其最佳工况, 理论方面和工程研究方面都还有许多工作要做。

(1) 理论研究: 由于小振幅热声理论已基本完善, 线性化后数学模型与实验结果能较好地吻合, 研究的重点已转向大振幅下的非线性热声机理, 如大振幅声波的特性、紊流传热机理等。研究的手段主要是以实验为主。在线性有源网络模型的基础上, 对网络参数进行辨识是最有效的方法之一。

(2) 数值模拟: 随着热声技术日益走向成熟, 迫切需要能适用于工程应用的模拟分析工具, 为热声热机的设计和优化提供准确的指导。各种热声数值模拟方法

应用而生^{[40][42][92-104][123]}，特别是 Swift 小组编制的一套热声计算程序 DELTAE (Designing Environment for Low amplitude Thermoacoustic Engines)^[98]，包括了各种常规的几何结构及边界条件，可广泛用于热声发动机、热机制冷机及其它复杂热声系统。它既可以用来预测系统的性能，也可用来设计新的系统。但是由于该程序基于对微分方程组的求解，难以适应复杂的边界条件，也不能直观地表达过程的物理意义。流体网络模型是分析振荡流动的一种有力武器，它可以通过各部件的声网络耦合得到系统的网络模型，从而使分析更加简便。目前越来越多的学者采用网络模型对热声热机进行模拟和设计^{[17][93-96]}，Swift 等^{[1][24][91]}也多次使用集总参数的网络模型来定性解释其研究成果。但是目前的各种网络模型大多用于定性的分析。近年来，华中理工大学低温实验室在郭方中教授的指导下，在热声热机系统的网络模型结构和参数量化方面取得丰富的成果^{[61][62][67][74][78]}，下一步的目标是建立工程实用化的网络模拟程序。

(3) 工程应用：由于热声热机的效率已接近或达到普通热机的水平，使得开发商业上实用型的热声热机成为可能。目前，热声热机无论从结构、材料方面还是加工工艺方面都还很很成熟，工程应用开发还有很多问题需要解决，尤其是国内的热机研究相对薄弱的情况下，加强实验研究，积累工程经验仍是当前的主要工作。

§ 1-3 本文研究的主要内容

本文的主要内容分为四个部分：第一部分由第一章至第三章组成，主要讨论热声热机的基本结构及其部件的微热力学循环，并用网络方法分析热声效应的实质。第二部分由第四章组成，本章完成对热声系统网络模型的量化及程序的编制；第三部分由第五章和第六章组成，主要对热声发动机的基本特性进行实验研究，并对回热器 H 矩阵参数的测量及源参数的辨识进行了研究；第四部分由第七章组成，主要在研究热声发动机的基础上，进一步对热声制冷机进行研究。

第一章介绍本文工作的背景及国内外研究现状，提出亟待解决的问题；

第二章介绍热声热机的结构并对其进行分类。详细讨论热声热机部件的微热力学循环。

第三章从流体力学基本方程出发，在线性化的前提下，推出非等温管道内流体振荡的基本传输方程，并用网络的方法对热声机理进行分析和讨论。

第四章推出有源热声网络模型的结构并对其进行量化，进一步求出热声系统总的网络模型，并运用网络模型对实际热声热机进行模拟分析。

第五章介绍了作者自行设计和加工的热声发动机实验台架及测量系统，并对热声发动机的基本特性进行了研究。

第六章对热声热机部件的阻抗进行测量，并对回热器源参数进行初步辨识。

第七章运用热声发动机带动热声制冷机，并对热驱动的热声制冷进行了验证和初步的实验研究。

第八章为全文工作总结及今后工作展望。

第二章 热声热机的结构及其微热力循环

§ 2-1 前 言

虽然热声效应现象从发现到现在已有 200 多年的历史,但是对热声本质的真正理解只是近十几年的事。热声理论的进展一方面促进大量新型热声热机的诞生,同时对工作于热声机理的传统热机提供理论指导。随着热声热机种类的增多,其结构也变得越来越复杂,各部件在系统声场中发挥的作用以及对声场的影响都非常复杂。目前,还没有对热声热机的完整的定义和分类,各种文献的表达方法并不统一,造成理解上的混乱,不利于热声理论及热声热机的普及与发展。为了对热声热机作一个清晰的理解,需要对热声热机的结构及其部件的作用作一总结。

本章作者根据自己的理解试图从总体上对热声热机进行分类和总结,并进一步对热声部件的微热力循环进行分析。

§ 2-2 热声热机的分类及基本结构

一、热声热机的分类

所有的热声热机 (Thermoacoustic engine) 都是工作于热声效应机理,即流体振荡与温度波动的耦合,因此,一个合理的定义就是所有工作于热声机理的热机都可以称为热声热机,包括斯特林热机和脉管制冷机。它们的共同特点是:都有一个能产生热声效应的回热器,回热器内的流体振荡与温度波动的耦合是通过声场的相位调节实现的,各种热声热机的复杂结构都是为回热器提供合理的相位,同时它们都有一对实现热力学对称破损的换热器。

从热声热机能量转化的方向来说热声热机可分为两种基本类型:热声发动机 (Thermoacoustic prime mover) 和热声制冷机 (Thermoacoustic refrigerator)。热声发动机是将热能转化为声能并储存于声场中,以供负载之用;热声制冷机是利用声能泵热实现制冷,它是以消耗外界提供的声能为代价的,通常是由活塞或喇叭驱动。对于复杂的热声系统来说,有时两者同时存在,如热驱动的热声制冷机。

热声热机按照其工作声场可分为两类:一类是驻波热机,一类是行波热机。

它们的结构如图 2-1-1 所示。驻波热机是将热声转换装置安装在两端封闭的谐振管中，这样声场中的入射波在封闭端反射并相互叠加而形成驻波，对于理想驻波其压力相位和速度相位相差为 90° （图 2-2-1c）。对于行波热机来说，情况比较复杂，最典型的情况是使用环形的行波导管以维持系统的行波声场（图 2-2-1b），如 Ceperley 的行波热声制冷机、Swift 的行波斯特林热声热机。但是对于斯特林制冷机来说，并没有行波导管，行波相位是通过系统机械机构的复杂的协调运动提供的，这也正是它的弱点所在。对于理想的行波来说，压力相位和速度相位同相。实际的热声热机不可能存在单纯的驻波和行波，因为单纯驻波是不能传播能量的，驻波热机的能量仍然是由行波来传递；对于行波热机来说，由于壁面和边界必然对声波造成反射，维持单纯的行波也是不可能做到的，只不过驻波分量相对于行波分量来说较小而已。

二、热声热机的基本结构

一个完整的热声热机应由两部分组成：一部分是热声转换装置，一部分是能量的输入和输出装置，即换能器。

如图 2-2-1 所示，热声热机转换装置包含三个部分：热端换热器、冷端换热器和回热器。三个部分被置于一个驻波管中构成所谓的热声谐振管。驻波管的作用是维持一个平面的声场，同时存贮部分声能。热端换热器、冷端换热器在横向上分别和高温热源 T_h 、低温热源 T_c 密切接触，使系统和外界产生能量交换，形成所

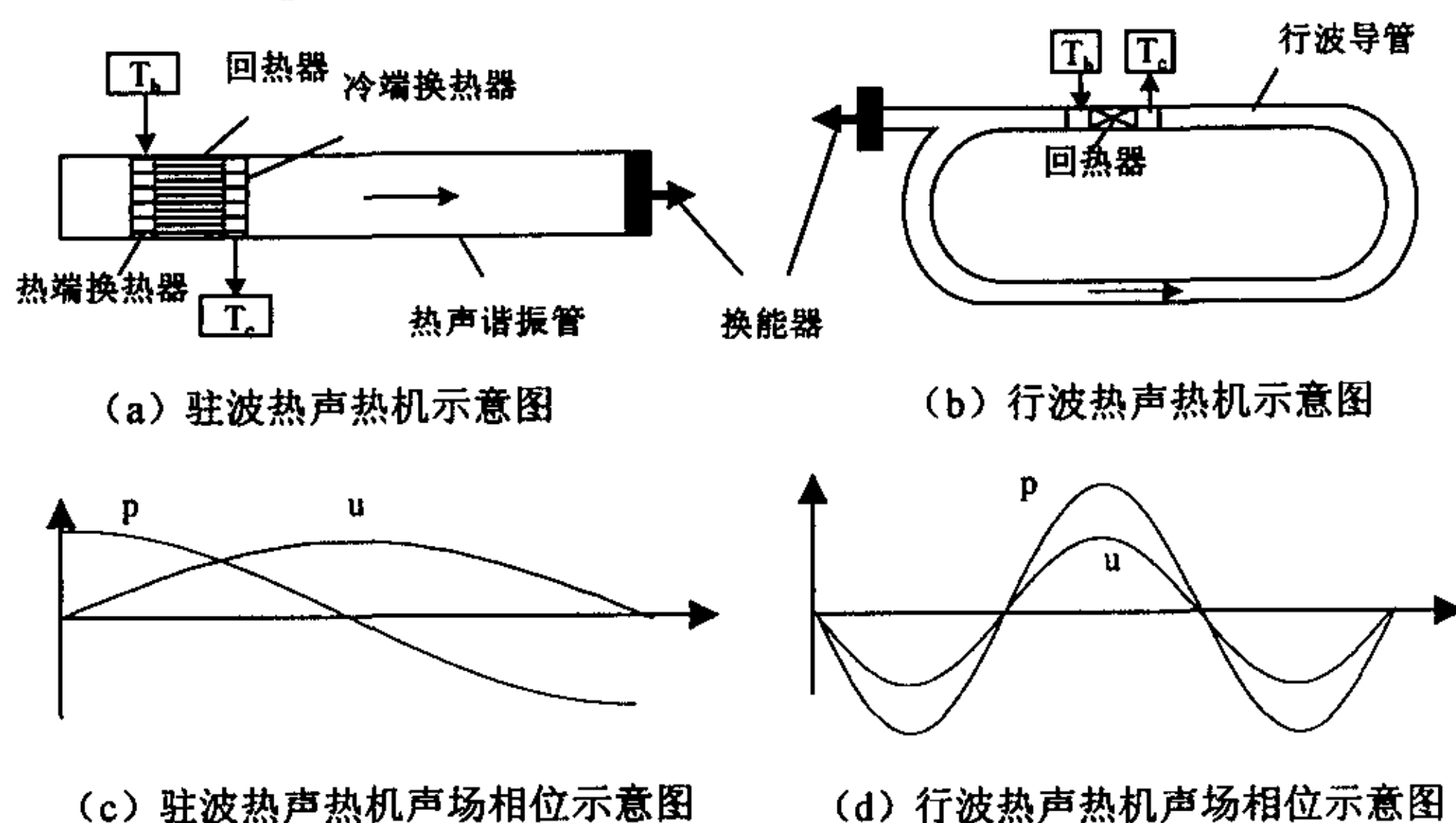


图 2-2-1 热声热机结构及其声场分布示意图

谓的热力学对称破损；在纵向上与回热器两端有良好的热接触，使回热器形成一个稳定的温度梯度。热端换热器和冷端换热器结构多种多样，一般采用平行板叠结构，材料选择导热较好的紫铜，如图 2-2-1 所示。换热器的长度和特征尺寸的选择非常重要，一方面要求它对回热器能均匀地导热；另一方面由于它处于声场之中，不可避免要消耗能量，因此要求其阻力尽量小。对于任何一个热声系统来说，换热器都有一个与系统相匹配的最优长度，文献^[20]推荐为 $2 \int_0^{T/4} u dt$ ，其中 u 为流体微团的振荡速度，对于正弦类振荡，这个长度为 $2u_A/\omega$ ， u_A 为流体振荡速度的振幅。

回热器是实现热声转换的关键部件，热声效应就是在回热器通道中完成的。有时称之为第二热力学介质。对于热声发动机来说，在回热器温度梯度超过临界值时热声谐振管将产生自激振荡，回热器就可以将热能转化为声能，这时回热器就相当于一个声发生器；对于制冷机来说，回热器将热量由冷端向热端传输，实现泵热制冷，这时回热器的温度梯度低与它的临界温度梯度。回热器填料的尺寸尤其重要，总的来说，其通道尺寸的选择是由其声场决定的，对于行波热机来说，回热器产生等温可逆热声效应，要求其通道尺寸要尽量小；对于驻波热声热机来说，回热器产生不可逆热声效应，其通道尺寸要稍大一些。除此之外，通道尺寸的确定还受粘性等复杂因素的影响，其定量的描述下面将详细讨论。回热器的固相填料应选择体积热容较大的固体材料。

热机谐振管应充有传递声波的流体介质，即所谓的第一热力学介质。适合于产生热声效应的工作介质应满足一定的要求：（1）流体是可压缩的。声速大的流体，在相同的体积和压力变化下，单位体积内的声能密度也大。（2）有较大的热膨胀系数。（3）流体具有低普朗特数。对气体介质而言，为了提高单位体积的声能密度，通常增大谐振管中充气压力。

热声热机的另一重要组成部分换能器是能量输入装置（对于制冷机）或输出装置（对于发动机）^[20]。由于声功是一种应用不太方便的功，要求输入和输出对内部声场的稳定性影响较小，因此换能器的特性和声场特性应当匹配。

§ 2-3 热声部件的微热力循环

热声热机和传统的热机一个很显著的差别是它的能量是以声波的形式传播的，因此热声系统内的各部件都对声场产生影响，声波在各部件之间传播也必然

和各部件之间形成各种热力学或动力学效果，即热声效应。本节将从流道内振荡流的特性分析出发，进一步讨论热声部件的微热力学循环。

一、流道振荡流的特性

从结构上看，热声系统的主要特点就是由各种形状的流体通道通过不同方式联接在一起构成的系统，因而分析管道内的流体和传热现象极为重要。各国有很多学者对管内振荡流动进行了研究^{[115][116][121][122][124]}，由于各自研究的背景不同，分析的角度也不相同，下面我们从热声的角度来分析流道内流体振荡的特性。

1. 流体横向速度分布

实际流体在流道中流动时都存在粘性，粘性的存在使流体的流速在通道内的分布并不均匀，在流道壁面处流体的流速为零，越远离流道壁面粘性影响越小，在流道内存在一个粘性穿透深度：

$$\delta_v = \sqrt{2\mu/\omega\rho} \quad (2-3-1)$$

在粘性穿透深度之外，粘性对流体影响消失。它与流体的动力粘度和振荡频率有关。为了了解流道内流速的横向分布，引入粘性分布函数 h_v ，第三章中给出各种形状通道的粘性分布函数的表达式，这里以平行板叠截面通道为例，其分布函数表达式为

$$h_v = \frac{\cosh[(1+i)y/\delta_v]}{\cosh[(1+i)y_0/\delta_v]} = \frac{\cosh[(1+i)\omega\tau_v y/y_0]}{\cosh[(1+i)\omega\tau_v]} \quad (2-3-2)$$

其中， $\tau_v = y_0^2/2\nu$ 为粘性弛豫时间， y_0 为通道的水力半径， $\omega\tau_v$ 为无因次粘性扩散波周期，对于特定的流体及通道形状来说，它只与通道尺寸和振荡频率有关，从式 (2-3-2) 可以看出，它决定流体的横向速度分布。通道横向速度分

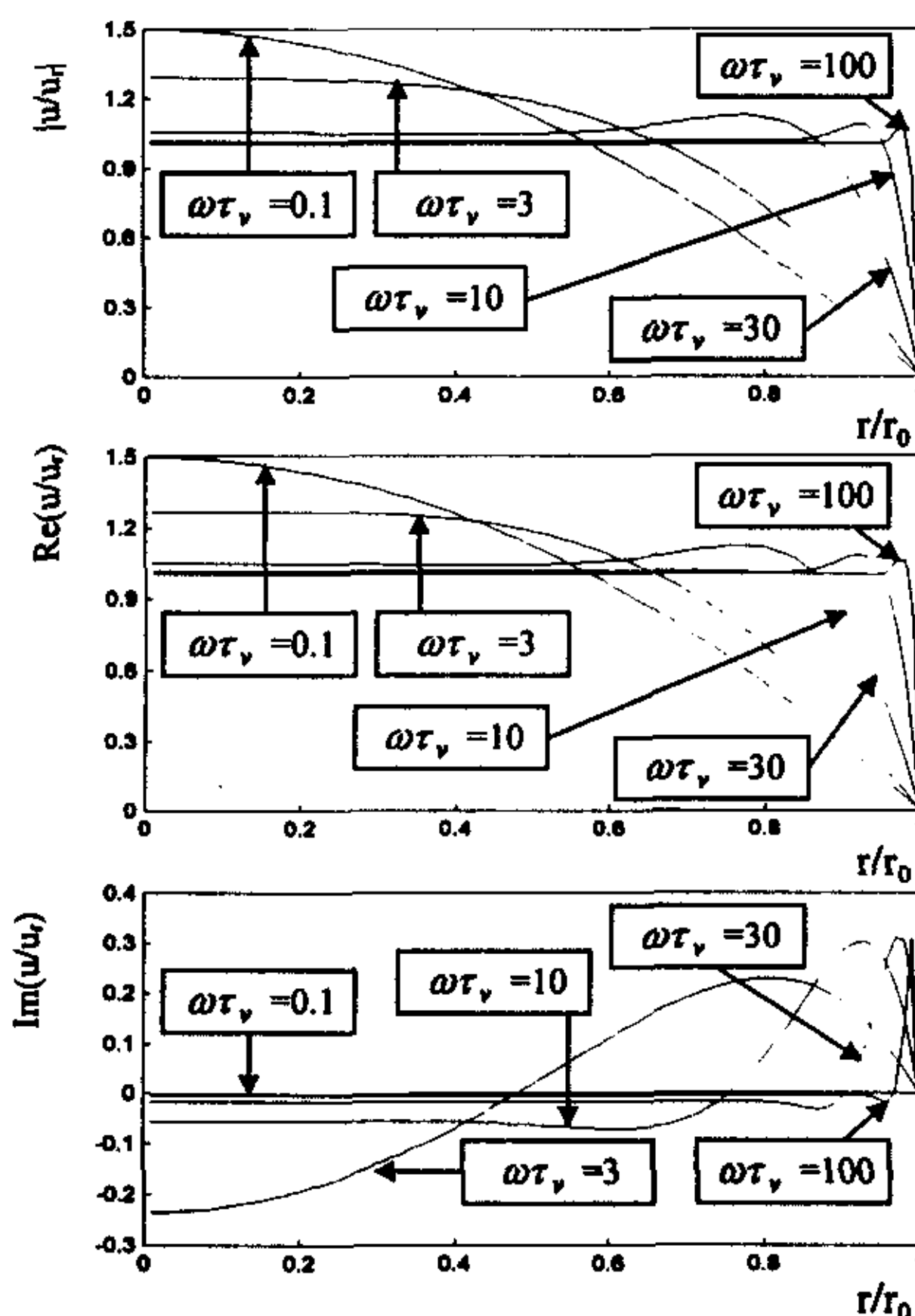


图 2-3-1 平行板叠横向速度分布图

布的表达式为^[13]

$$u = \frac{1-h_v}{1-f_v} u_r \quad (2-3-3)$$

其中, f_v 是 h_v 截面平均值, u_r 为速度的截面平均值。图 2-3-1 为不同 $\omega \tau_v$ 下流道的横向速度分布。从图中可以看出, $\omega \tau_v$ 越低(通道尺寸越小、振荡频率越低), 其粘性穿透深度越深, 在 $\omega \tau_v$ 小于 3 时, 整个流道都受到粘性影响, 其速度分布呈抛物线型; 相反, $\omega \tau_v$ 越大, 其粘性穿透深度越小, 粘性的影响集中于靠近壁面的薄层内, 而在流道的中间, 流速几乎是均匀的。粘性的影响不仅使流速的振幅分布不均匀, 而且使流速产生相位延迟, 从流速的虚部来看, 流速的相位延迟是非常明显的, 甚至流速方向相反。

2. 流体的横向导热分布

付立叶定律指出: 热流与温度梯度成线性正比关系。这意味着扰动的传播速度是无限的, 热只能以扩散的形式传播, 反映在动力学中, 则表示热似乎是无感的。但是, 热的传播速度不可能是无限大的, 因此它必然也具有波动的特性。造成这种错觉的原因是由于在一般的工程范围内, 由于涉及的热过程持续时间都比较大, 其波动的特性被掩盖。但是随着科学技术的发展, 在工程中有些特殊的场合涉及的热过程中持续时间很短(如激光加热)或在极低温条件下使热传播速度很快(如超流氦中的热过程), 热的扩散说已不能完善地解决问题。实际上, 热能同时以波动和扩散这两种方式传输, 当波动的传输很弱时, 能量总的传输方式表现为扩散的特性; 当扩散的传输很弱时, 能量的总的传输方式表现为波动的特性; 当两种传输都不能忽略时, 则能量的传输既

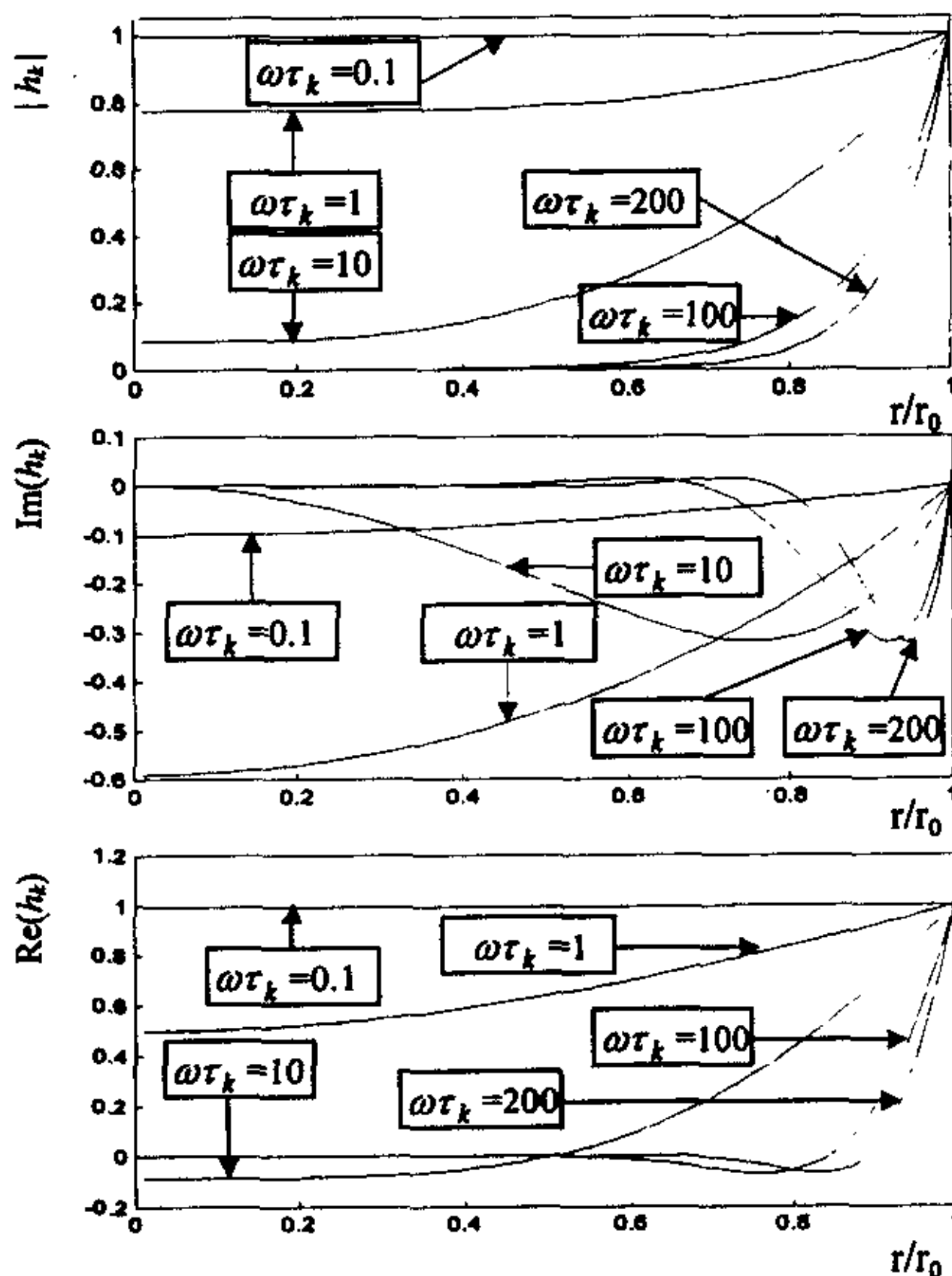


图 2-3-2 平行板叠导热分布函数的横向分布

表现为波动性，又表现为扩散性，即振幅衰减和相角滞后的振荡。

在通道流场中，温度在同一断面上具有不同的值形成横向的温度波，因此需要定义一个无因次热扩散波周期 $\omega \tau_k$ ，即完成热扩散过程所要求的无因次时间

$$\tau = r_0^2 / 2\alpha \quad (2-3-4)$$

和完成一次侵入振荡所要的时间 $(1/\omega)$ 之比，它和无因次的横向界面位置 r_0/δ_k 是一致的。 $\omega \tau_k \ll 1$ 表明热扩散的周期很短，远小于振荡周期； $\omega \tau_k \gg 1$ 表明热扩散波周期远远大于振荡周期。

流体的横向导热分布取决于流体的导热分布函数 f_k ，而这个分布函数与部件的几何形状及 $\omega \tau_k$ 密切相关，它们的表达式详见第二章的推导。对于平行板叠结构，其导热分布函数的表达式为

$$h_k = \frac{\cosh[(1+i)y/\delta_k]}{\cosh[(1+i)y_0/\delta_k]} = \frac{\cosh[(1+i)\omega\tau_k y/y_0]}{\cosh[(1+i)\omega\tau_k]} \quad (2-3-5)$$

如图 2-3-2 所示，为不同的 $\omega \tau_k$ 回热器板叠导热分布函数沿横向的分布情况，图中 r 为远离流道中心的距离。在 $\omega \tau_k = 0.1$ 时， $|h_k|$ 均为 1，说明在整个流道内扩散波在侵入层中的传播时间相比于流体的振荡周期来说几乎是瞬时的，时滞很小，流体表现为等温可逆。在 $\omega \tau_k$ 很大时， $|h_k|$ 呈抛物线型，在壁面附近的区域较大，流体的振荡为等温可逆的，在接近流道中心处 $|h_k|$ 基本上为零，这时流体的扩散波的影响可以忽略，波动特性占主要地位，流体表现为绝热振荡。在两者之间其虚部出现极值，在极值点处，由于有限的热扩散形成的不可逆过程的程度较大。

从上面可以看出，在扩散波存在的侵入层中，是靠扩散方式传播能量的，表现为能量的耗散即熵增；而在扩散波并不存在的侵入层之外，并无能量耗散，能量交换体现为理想的可逆波动。在两者之间，能量的传播是两者的相互耦合的不可逆过程。由此我们可以将流道中的流体分为三个区：等温可逆区，不可逆区及绝热可逆区，而它们是由 $\omega \tau_k$ 决定的。

为了反映流道截面的整体平均效果，将导热分布函数作截面积分得到其平均导热分布函数 f_k 。在 Tominaga 的热声理论中^[13]，分别用 χ' 和 χ'' 来表示等温可逆过程和不可逆过程的尺度， χ' 和 χ'' 分别为 f_k 的实部和虚部。 χ' 、 $-\chi''$ 与 $\omega \tau_k$ 的关系如图 2-3-3 所示，在 $\omega \tau_k$ 足够小时，流体和壁面接近热平衡，因此整个流道内流体的运动几乎等温可逆流动；相反，在 $\omega \tau_k$ 足够大时，流体和壁面来不及热交换，因此，流体的运动几乎是绝热可逆流动；在 $\omega \tau_k$ 处于中间值时，热交换介于中间状态，不可逆的程度较大。在平行板叠通道内，当 $\omega \tau_k = 1.27$ 时， $-\chi''$ 达到最大值；在圆形通道内，当 $\omega \tau_k = \pi$ 时，它达到最大值。

二、熵波与声波的耦合

热声效应的实质是压力波和温度波在适当相位下的耦合，即在压缩时吸热，膨胀时放热。下面讨论在行波和驻波条件下，热声热机回热器是如何实现热波和声波耦合的。

对于行波热声热机的回热器来说，回热器内主要是行波。理想行波的特点是压力和速度的相位同相。而速度相位总是和位移相位相差 90° 因而压力与位移也相差 90° 。行波热机回热器的 $\omega \tau_k$ 一般很小，从前面的分析可以看出，流道内流体的振荡是等温可逆的，换句话说，也就是，温度波在横向上没有延滞，它

与位移是同相的。从而可以得到，对于单纯的行波来说，压力波和温度波的相位差为 90° 。这个分析结果是出乎意料的，因为这样的相位使得固体介质上任意位置的横向熵波在一个周期内相互抵消，不可能产生宏观的泵热效应，即单纯的行波不能产生热声效应。这与实际的行波热机似乎是矛盾的，到底是什么原因产生行波热声效应呢？这是一个非常重要的问题。

首先，实际行波热声热机的声场并非是单纯的行波，回热器很小的流道必然对声波产生反射效果，因此声场的相位实际上是行波和驻波的叠加。从而使得行波的压力和位移的相位差减小。流道尺寸越小，驻波分量越大。

其次，由于粘性的存在，使得行波的速度在横向上产生相位延滞，进一步减小行波的压力和位移的相位差。

两者的影响使得压力波和温度波的相位差小于 90° ，从而满足热声效应的条件。因此可以得出结论，理想的行波热机并不是工作于单纯的行波声场，而是接近于行波声场，适当提高驻波率可以提高行波热声热机的效率。这一点可以从 Cepeley 的实验中得到证实：他的实验虽然证明了回热器在一定的条件下是声功率

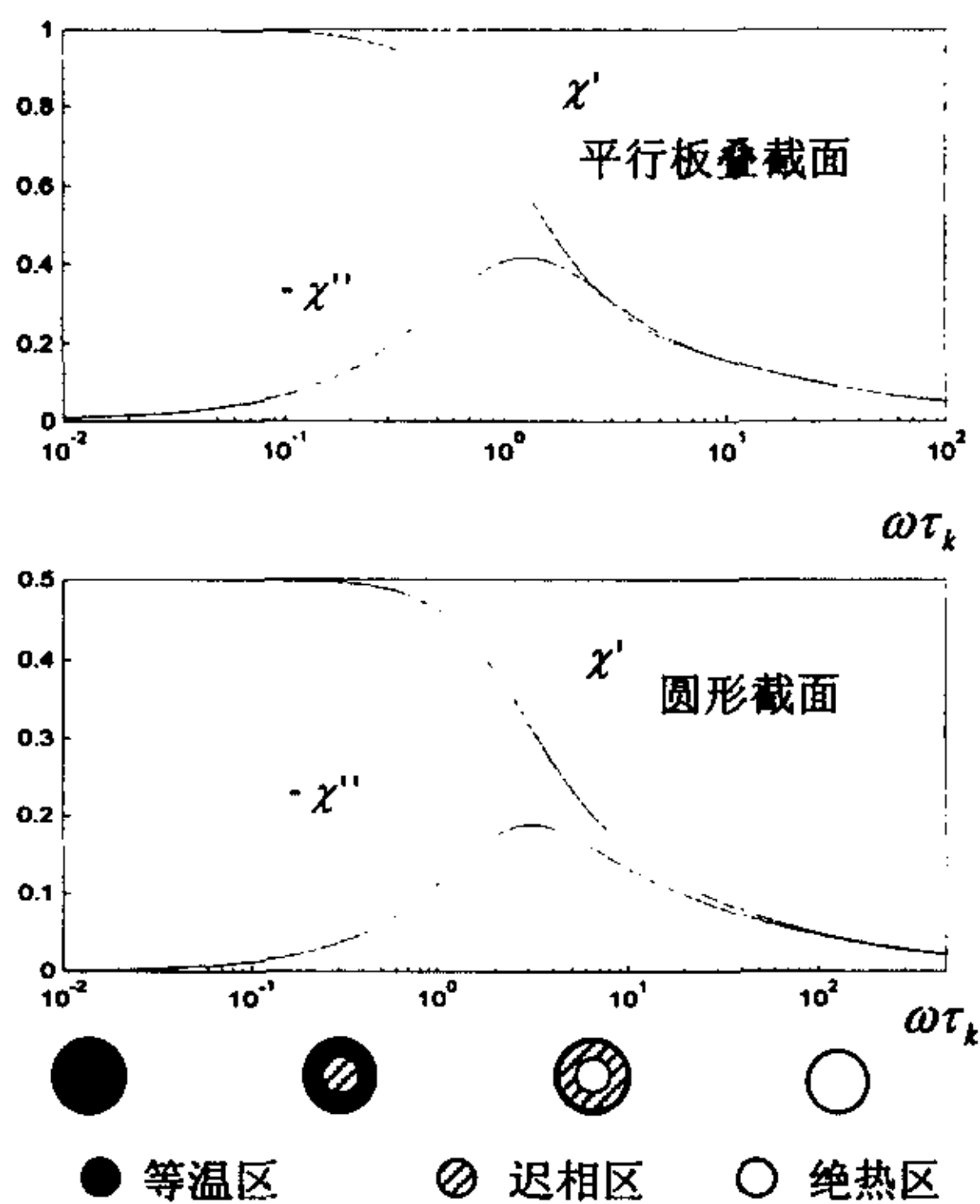


图 2-3-3 流体通道 $\omega \tau_k$ 与 χ' 和 χ'' 的关系

放大器, 他的实验结果并没有证明其声功率增率大于 1。他认为造成这种结果的原因是回热器的阻抗 (p_1/U_1) 太小。随后在 Swift 热声斯特林热机中^[1], 利用声学原理设计热声各部件, 提高了回热器的阻抗, 从而获得非常高的效率。提高回热器的阻抗实质上就是适当提高驻波分量。实际上, 斯特林制冷机的实验证明, 其最佳效率对应的回热器声场并非处于单纯的行波[74]。

对于理想的驻波来说, 作同样的分析可以得到其压力波和温度波是同相的, 从这一点上说, 驻波产生热声效应是很自然的, 因此自然界中常见的多是驻波热声效应。实际驻波热机回热器的相位同样受到粘性延滞和行波分量的影响, 使得声场相位的绝对值小于 90° 。另外, 由于驻波热声效应工作于迟相区, 横向热波产生相位延滞, 也对熵波和压力波的相位产生重大影响。但总的来说, 其熵波和压力波的相位差仍然接近驻波相位。

三、热声部件的微热力循环

从前面的分析可以看出, $\omega \tau_k$ 的大小决定通道内微热力循环特性。因此可以根据热声部件在系统中所起的作用, 选择合适的运行参数 $\omega \tau_k$ 以得到其理想的熵波相位, 并选择与之相匹配的流道尺寸。下面对热声热机的典型部件作一简单分析。

热声热机的关键部件当然是回热器, 对于行波热机来说, 回热器在 $\omega \tau_k \approx 0$ 的条件下工作, 其微热力循环主要是可逆的热声效应; 对于驻波热机来说, 回热器一般工作于 $\omega \tau_k \approx 1$ 的条件, 其微热力循环主要是有限导热产生的不可逆的热声效应。

热声热机的换热器的作用是外界和回热器之间热量传输的纽带。由于它是等温部件, 不参与热声效应, 因此希望它对声场的影响越小越好。从这个角度来说, 我们希望它工作于绝热区。但实际上, 由于要求它能均匀地为回热器导热, 并保证足够大的热交换能力, 使得其通道不能过大。另一方面, 由于粘性的影响回热器损失相当一部分能量, 有时甚至于达到 10% 以上, 回热器的通道尺寸也不能过小。因此在实际的工程化设计中, 要综合考虑三者的影响得到一个最优的方案。一般其工作区域介于迟相区和绝热区之间。

连接导管的作用只是维持平面波的声场, 因此它们一般工作于绝热区, 从而使声波的衰减最小, 其微热力循环是绝热可逆的。在特殊情况下, 如为了提供回热器的行波声场条件, 连接管的作用是提供特殊的边界条件, 其工作区域会略有改变。

四、驻波微团微热力循环的过程

为了深刻地理解微热力循环的过程。我们将以回热器板叠中的流体微团为对象，研究它在一个声波周期内的状态变化。下面分别就热致声和声致冷两种情况进行分析

1、热致声

图 2-3-4 为流体微团热致声示意图，图 2-3-4a 是回热器的板叠及流体微团的放大图，板叠内的流体微团在驻波作用下左右往复运动，同时使它压缩和膨胀。图 2-3-4b 表示在正温度梯度下，流体微团的温度变化。在 1、3 两点，流体微团的温度和该点的板叠温度相等。因此，流体微团和板叠之间没有热交换。微团的四个状态变化过程如下：（1）当流体微团由 1-2 时，它在驻波作用下向左运动同时被压缩，其温度低于板叠的温度，因此从板叠吸热，压力增大，微团对外做功。到达 2 点，流体的温度达到最高，压力最大，体积也达到最大压缩；（2）当微团由 2-3 时，流体在驻波作用下向右运动同时微团体积膨胀，压力减小，温度降低。但由于板叠的温度梯度较大，流体的温度仍然低于该处板叠的温度，因此，微团从板叠吸

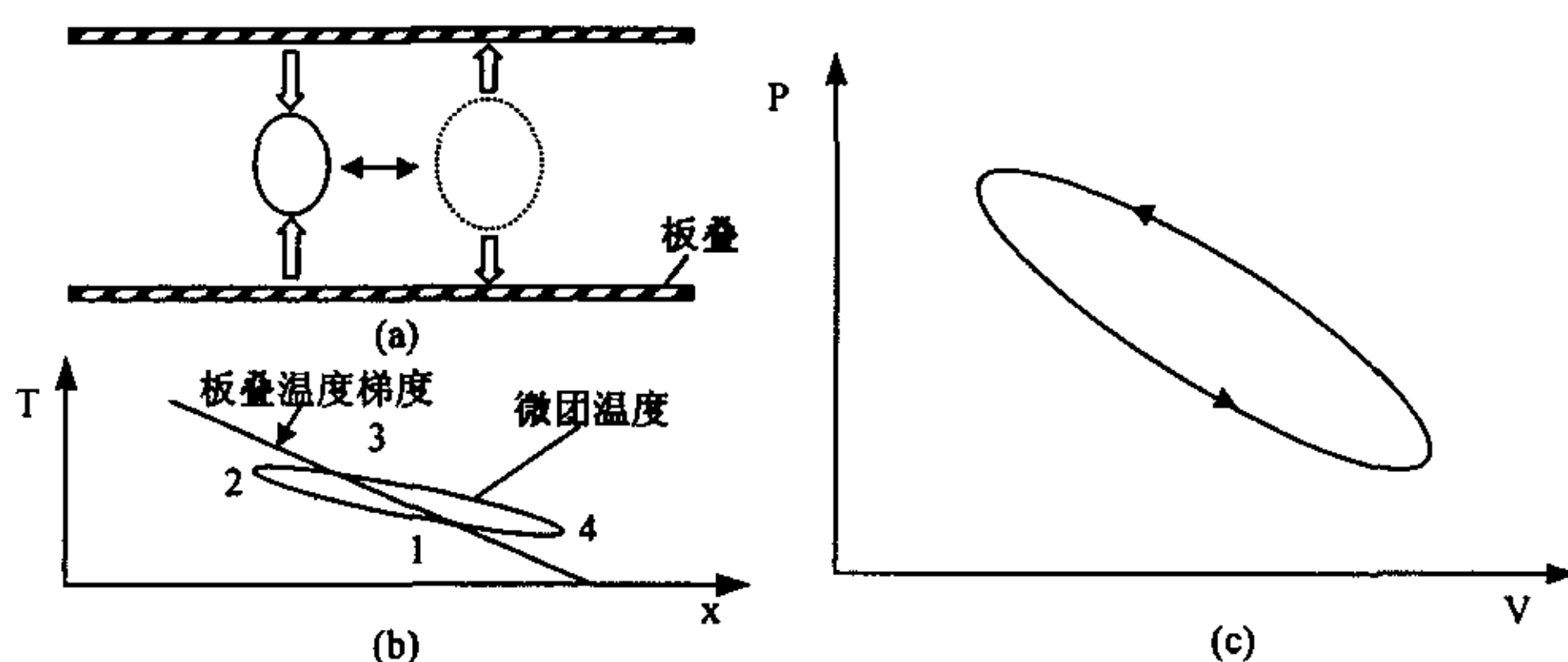


图 2-3-4 流体微团的热致声示意图

热；（3）当微团由 3-4 时，在驻波作用下微团继续向右运动，同时体积膨胀对外做功，压力减小，温度降低，但由于板叠的温度梯度较大，这时微团的温度高于板叠温度，因此对板叠放热。在 4 点，微团的温度最低，压力最小，达到最大膨胀；当微团由 4-1 时，它在驻波作用下向左运动同时被压缩，压力增大，但流体微团温度仍高于板叠温度，因此对板叠放热。流体微团的上述四个过程往复循环，不断地将热能转化为声能，其体积、压力、温度都呈现周期性的变化。图 2-3-4c 是流体微团的 P - V 图，该曲线所围成的面积是微团在一个周期内将热能转化为声能所

做的净功。

2、声致冷

声致冷基本可以看成是热致声的逆过程，其结构与热致声相同。如图 2-3-5 所示，它的四个过程可简单的概括如下：（1）微团由 1-2 向左运动时，温度升高，压力增大，流体微团绝热压缩温度高于板叠温度，对板叠放热；（2）微团由 2-3 向右运动时，温度降低，压力减小，但温度仍然高于板叠温度，对板叠放热；（3）微团由 3-4 向右运动时，压力继续减小，温度继续降低，这时温度低于板叠温度，从板叠吸热；（4）微团由 4-1 向左运动时，温度升高，压力增大，温度低于板叠温度，从板叠吸热；

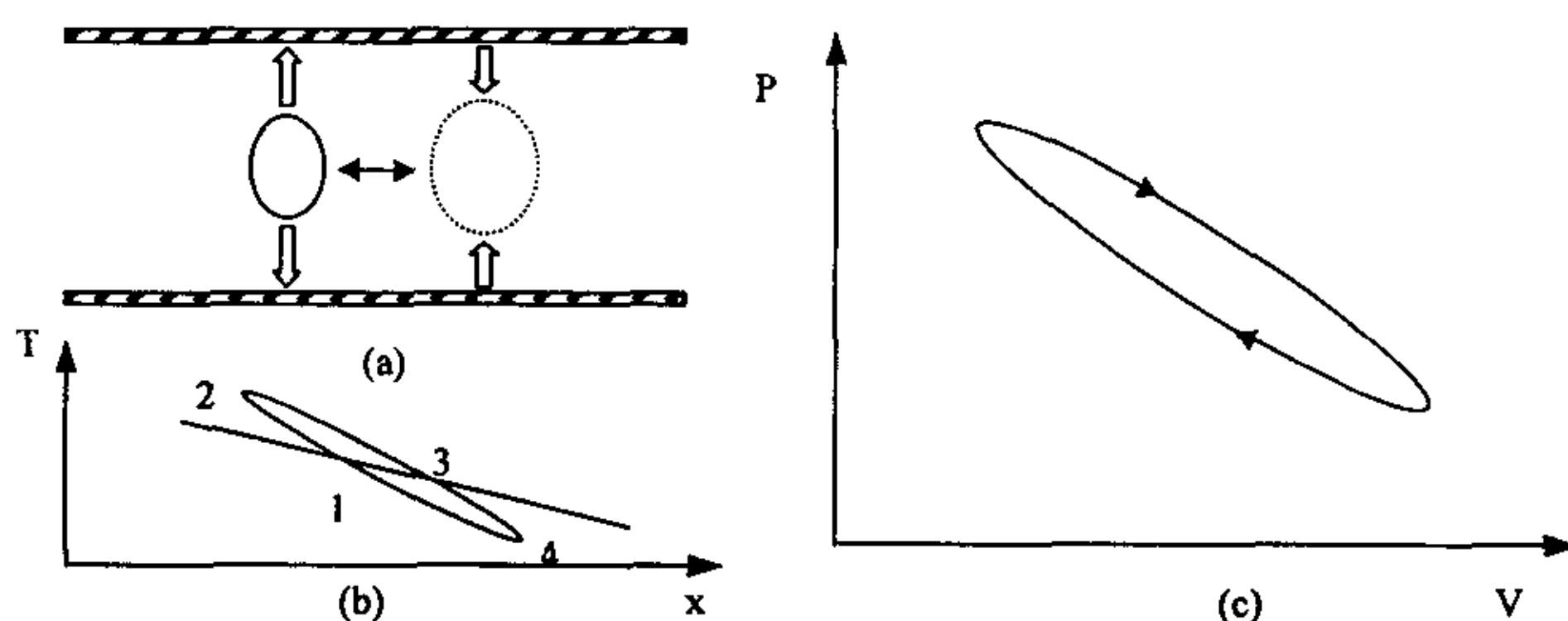


图 2-3-5 流体微团的声致冷示意图

从板叠吸热。这样大量微团协调的周期性的往复运动，不断地从右端吸热，到左端放热。相当于微团不断地把低温端的热量送到高温端。通常热端的热量直接排放到环境中，冷端的冷量作为冷源提供给负载，声波在泵热过程中是以消耗自身的声功为代价的。图 2-3-5 c 是流体微团的 P - V 图，该曲线所围成的面积是微团在一个周期内泵热产生的冷量。

§ 2-4 本章小结

1. 根据热声热机的特点将热声热机进行分类，按热声转化方向可将其分为热声发动机和热声制冷机；按热机的声场可将其分为行波热机和驻波热机。介绍了热声热机的基本结构，并对各部件的特点进行分析。
2. 分析了振荡流体的基本特点，对由粘性造成的横向速度分布和由热波造成的横向导热分布进行了详细地讨论。并根据 $\omega \tau_k$ 的大小将流道内的导热分为三个区域：等温区，迟相区和绝热区，分别对应于等温可逆过程、不可逆过程和绝

热可逆过程三个微热力循环。

3. 对典型热声部件的微热力循环的特点进行了分析, 根据它们在热声系统中的不同作用指出它们对应的微热力循环的区域。
4. 以微团为研究对象, 详细分析了微团在一个周期内的热力学和动力学的过程, 进一步理解热声效应的本质。

第三章 热声效应的基本方程及其网络分析

§ 3-1 前言

热声效应的理论研究源于 1868 年 Kirchhoff 对管中气流振荡衰减的研究^[5]。Rott 首先对热声效应进行了定量的理论分析,建立了理想气体的驻波声场。在理论上阐明了在热声效应中存在着热和功的转化,为指导热声热机的发展提供了理论基础。Merkli 和 Thomann 则讨论了另一类热声效应^[12],即声场中的热传输现象,他们的工作对热声制冷奠定了理论基础。随后 Wheatley^[109]、Swift^[20]等对热声理论进行了发展,并首先开展了对热声制冷机的研制工作。肖家华^[123-125]将驻波热声理论推广到行波声场。Tominaga^[13]从热力学角度分析热声现象,他的热声理论同时适用于驻波声场和行波声场。实际上,目前的热声理论在小振幅条件下已能较好地与实验结果相吻合,甚至在压比为 0.1 的大振幅条件下也能基本上与实验值接近。

本章介绍在小振幅假设的条件下,管内非等熵振荡热声效应的基本方程,在此基础上对热声系统内的各种能量流进行了详细地分析。并用热声网络的方法直观地分析热声效应的实质。

§ 3-2 管内非等熵振荡热声效应基本方程

在连续介质假设下,对于非等温管路,流体在 Euler 坐标系下由以下四个方程描述它的过程^[110]:

连续性方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \bar{u}) = 0 \quad (3-2-1)$$

动量方程:

$$\rho \frac{d\bar{u}}{dt} = \rho \bar{F} - \nabla p + \mu \nabla^2 \bar{u} \quad (3-2-2)$$

能量守恒方程:

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \bar{u} \cdot \nabla T \right) - \left(\frac{\partial p}{\partial t} + \bar{u} \cdot \nabla p \right) = k \nabla^2 T \quad (3-2-3)$$

状态方程:

$$\rho = \rho(T, p) \quad (3-2-4)$$

在小扰动条件下, 周期性振荡的参数可以看成是平均量与周期振荡量的线性叠加, 压力在横向上可以认为是均匀分布, 因此各波动量可表示为:

$$\begin{cases} p = p_m + \text{Re}[p_1(x)e^{i\omega t}] \\ U = \text{Re}[U_1(x)e^{i\omega t}] \\ u = \text{Re}[u_1(x, y, z)e^{i\omega t}] \\ T = T_m + \text{Re}[T_1(x, y, z)e^{i\omega t}] \\ \rho = \rho_m + \text{Re}[\rho_1(x, y, z)e^{i\omega t}] \\ \mu = \mu(x) \\ k = k(x) \end{cases} \quad (3-2-5)$$

其中, p 、 U 、 u 、 T 、 ρ 、 μ 和 k 分别表示流体的压力、体积流率、速度、温度、密度、粘度系数和导热系数。下标为 1 表示一阶的波动量, 下标为 m 表示该量的截面平均值。

为了使问题简化, 对热声系统作如下假设:

1. 固体介质是刚性的;
2. 流体为可压缩简单流体;
3. 流场轴向对称, 且为简单流体;
4. 流道的横向尺寸及流体的热穿透深度远小于声波波长, 因此在管路横截面上压力是均匀的, 同时忽略径向速度。
5. 管道壁面的热容量远大于流体的热容量, 其温度不受流体温度波动的影响。
6. 流体振幅较小, 即 $u_1 \delta_v / \nu < 500$, 流体可视为层流。

在静态声场中, $u_m=0$, $p_1=0$, 则上述方程线性化后在频域内可表示为:

$$\begin{cases} s\rho_1 + \rho_m \frac{du_1}{dx} = 0 \\ s\rho_m u_1 = -\frac{dp_1}{dx} + \mu \left[\frac{\partial^2 u_1}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_1}{\partial z^2} \right] \\ \rho_m c_p \left(sT_1 + u_1 \frac{dT_m}{dx} \right) - s\beta_0 T_0 p_1 = k \left[\frac{\partial^2 T_1}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_1}{\partial z^2} \right] \\ \rho_1 = \frac{\rho_m}{p_m} p_1 - \frac{\rho_m}{T_m} T_1 \end{cases} \quad (3-2-6)$$

根据边界条件在固体表面 $u_1=0$, 式 (3-2-6) 中动量方程的解为^[20]

$$u_1 = -\frac{1}{s\rho_m} [1 - h_v(y, z)] \frac{dp_1}{dx} \quad (3-2-7)$$

其中, $h_v(y, z)$ 为粘性分布函数, 由系统的几何结构决定。对上式两边求截面积分可得:

$$\frac{dp_1}{dx} = -\frac{s\rho_m}{A(1-f_v)} U_1 \quad (3-2-8)$$

f_v 为 h_v 在空间上的截面平均, U_1 为通过截面的体积流率。上式表明, 表示流体的运动体积流率产生压力梯度。如果 $f_v=0$, 则压力梯度完全是惯性引起的; 如果 $f_v \neq 0$, 则固体和流体之间有粘性存在, 则压力梯度有一阻项。

这里给出热声热机中几种常用的几何结构的粘性和导热分布函数的表达式:

1. 对于平行板叠结构, 假设在平行板叠之间中点处 $y=0$ 并且间距为 $2y_0=2r_h$:

$$\begin{aligned} h_v &= \frac{\cosh[(1+i)y/\delta_v]}{\cosh[(1+i)y_0/\delta_v]}, & f_v &= \frac{\tanh[(1+i)y_0/\delta_v]}{(1+i)y_0/\delta_v} \\ h_k &= \frac{\cosh[(1+i)y/\delta_k]}{\cosh[(1+i)y_0/\delta_k]}, & f_k &= \frac{\tanh[(1+i)y_0/\delta_k]}{(1+i)y_0/\delta_k} \end{aligned} \quad (3-2-9)$$

2. 对于圆孔结构, 半径为 $R=2r_h$:

$$\begin{aligned} h_v &= \frac{J_0[(i-1)r/\delta_v]}{J_0[(i-1)R/\delta_v]}, & f_v &= \frac{2J_1[(i-1)R/\delta_v]}{(i-1)R/\delta_v J_0[(i-1)R/\delta_v]} \\ h_k &= \frac{J_0[(i-1)r/\delta_k]}{J_0[(i-1)R/\delta_k]}, & f_k &= \frac{2J_1[(i-1)R/\delta_k]}{(i-1)R/\delta_k J_0[(i-1)R/\delta_k]} \end{aligned} \quad (3-2-10)$$

3. 对于方形结构, 截面尺寸为 $2y_0 \times 2z_0$:

$$\begin{aligned} h_v &= 1 - \frac{16}{\pi^2} \sum_{m,n \text{ odd}} \frac{\sin(m\pi y/2y_0) \sin(n\pi z/2z_0)}{mnC_v} \\ f_v &= 1 - \frac{64}{\pi^4} \sum_{m,n \text{ odd}} \frac{1}{m^2 n^2 C_v} \\ h_k &= 1 - \frac{16}{\pi^2} \sum_{m,n \text{ odd}} \frac{\sin(m\pi y/2y_0) \sin(n\pi z/2z_0)}{mnC_k} \\ f_k &= 1 - \frac{64}{\pi^4} \sum_{m,n \text{ odd}} \frac{1}{m^2 n^2 C_k} \end{aligned} \quad (3-2-11)$$

其中

$$C_v = 1 - i \frac{\pi^2 \delta_v^2}{8 y_0^2 z_0^2} (m^2 z_0^2 + n^2 y_0^2)$$

$$C_k = 1 - i \frac{\pi^2 \delta_k^2}{8 y_0^2 z_0^2} (m^2 z_0^2 + n^2 y_0^2)$$

同上，从式 (3-2-6) 中的能量方程式可以得到：

$$T_1 = \frac{1}{\rho_m c_p} (1 - h_k) p_1 - \frac{1}{sA} \frac{dT_m}{dx} \frac{(1 - h_k) - pr(1 - h_v)}{(1 - f_v)(1 - pr)} u_1 \quad (3-2-12)$$

对上式进行截面积分得：

$$\bar{T}_1 = \frac{1}{\rho_m c_p} (1 - f_k) p_1 - \frac{1}{sA} \frac{dT_m}{dx} \frac{(1 - f_k) - pr(1 - f_v)}{(1 - f_v)(1 - pr)} U_1 \quad (3-2-13)$$

由理想气体状态方程求其截面平均密度为

$$\bar{\rho}_1 = -\frac{\rho_m}{T_m} \bar{T}_1 + \frac{\rho_m}{p_m} p_1 \quad (3-2-14)$$

同理由连续性方程得

$$s\bar{\rho}_1 + \rho_m \frac{du_1}{dx} = 0 \quad (3-2-15)$$

将式 (3-2-14) 和式 (3-2-15) 代入上面式 (3-2-6) 中的能量方程得

$$\frac{dU_1}{dx} = -\frac{sA}{\gamma p_m} [1 + (\gamma - 1)f_k] p_1 + \frac{(f_k - f_v)}{(1 - f_v)(1 - pr)} \frac{1}{T_m} \frac{dT_m}{dx} U_1 \quad (3-2-16)$$

从这个方程可以对热声机理作出直观的解释：方程右面的两项表明，速度梯度是由压力和沿温度梯度方向的速度产生的。对于压力项，如果 $f_k=0$ ，则气体和固体之间没有热交换，密度振动是绝热的。在这种情况下， $1/\gamma p_m$ 为绝热压缩率，每一分段 dx 的容为 $A dx / \gamma p_m = dV / \gamma p_m$ 。在另一种极端的情况下，如果 $f_k=1$ ，则气体和固体之间的热交换非常充分。这时用等温压缩率 $1/p_m$ 比较合适。当 $0 < f_k < 1$ ，则气体和固体之间热交换介于两者之间，这时采用有效压缩率 $[1 + (\gamma - 1)f_k] / \gamma p_m$ ，它介于前两者之间，反应由压力振动引起的平均密度的振动；对于速度项，为分析方便，假设流体无粘性 ($f_v=0$, $pr=0$)，该项可简化成 $f_k U_1 dT_m / T_m$ 。如果 $f_k=0$ ，气体和固体之间没有热接触，速度项为零，则气体的流速不受该项的影响。如果 $f_k=1$ ，这时气体的温度总是等于与其接触的固体温度，所以，当它流向较高的温度点时，密度减小，速度增加。在实际的热声效应中， $0 < f_k < 1$ ，流体微团沿某一温度梯度运动，产生复杂的密度振动。

式 (3-2-8) 和式 (3-2-16) 是对热声效应分析的最基本的工具，可以广泛地用于各种热声环境。

§ 3-3 热声热机的能量和效率分析

一、声功流

前面我们得到热声热机中最基本的两个量 p_1 和 U_1 ，两者的标量积代表声功量，在热声热机和制冷机中，这是表示能量的最常见的量。根据声学的基本知识，声强的表达式为^[112]：

$$I = \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi} \text{Re}[p_1(x)e^{i\omega t}] \text{Re}[u_1(x)e^{i\omega t}] dt = \frac{1}{2} \text{Re}[p_1 \tilde{u}_1] \quad (3-3-1)$$

它表示声波在单位面积上的时间平均声强。对其作截面积分得声功流

$$W_2(x) = \frac{1}{2} \text{Re}[p_1 \tilde{U}_1] = \frac{1}{2} \text{Re}[\tilde{p}_1 U_1] = \frac{1}{2} |p_1| |U_1| \cos \phi \quad (3-3-2)$$

其中， ϕ 表示 p_1 和 U_1 之间的相位差， \sim 表示该复数向量的共轭复数， U_1 表示声波的体积流速，对于截面均匀的平面声波， U_1 等于流速 u_1 与截面积 A 的乘积。

从式中可以看出，声功率的大小直接取决于压力和流速之间的相角，当它们之间的相角为 90° 时，声场的为单纯驻波，显然，声功率为零。当它们之间的相角为零时，声场为单纯的行波，声功率为两者的幅值的一半。当 $|\phi| < 90^\circ$ 时，声功沿 X 轴正向传播；当 $90^\circ < \phi < 180^\circ$ 时，声功沿 X 轴负向传播。在热声热机和热声制冷机中，既不是纯粹的行波，也不是纯粹的驻波，而是一个既有驻波分量也有行波分量的混合波，混合波中行波分量当然也可以传播能量。在所谓的驻波热机和制冷机中，在大多数情况下其回热器中的相位介于 80° 到 100° 之间。因此这种混合波就不存在真正的压力和速度波节，在驻波分量的压力波节处的压力振幅并不为零，行波分量通过波节时仍有一定的振幅，因此该点的能量流也并不为零。

对式(3-3-2)两边对 X 求导得：

$$\frac{dW_2}{dx} = \frac{1}{2} \text{Re}[\tilde{U}_1 \frac{dp_1}{dx} + \tilde{p}_1 \frac{dU_1}{dx}] \quad (3-3-3)$$

前面我们已经导出 dp_1/dx ， dU_1/dx 表达式，代入上式得

$$\frac{dW_2}{dx} = -\frac{r_v}{2} |U_1|^2 - \frac{1}{2r_k} |p_1|^2 + \frac{1}{2} \text{Re}[\omega p_1 \tilde{U}_1] \quad (3-3-4)$$

上式表示沿声波传播方向功流的变化，右为前面两项总是负值，它们总是消耗声功的，第一项是由于粘性引起的耗散，第二项是由于热延滞引起的耗散。第三项可以为正值，也可以为负值，对于热声发动机来说，它为正值，热能被转换为声能，总的声能是增加的。对于热声制冷机来说，它是负值，声能被消耗以用来泵

热。为了便于讨论, 假设 $f_v=0$, 第三项可以写为

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \operatorname{Re}[\omega \tilde{p}_1 U_1] &= \frac{1}{2} \frac{1}{T_m} \frac{dT_m}{dx} \operatorname{Re}[p_1 \tilde{U}_1] \operatorname{Re}[f_k] + \frac{1}{2} \frac{1}{T_m} \frac{dT_m}{dx} \operatorname{Im}[p_1 \tilde{U}_1] \operatorname{Im}[-f_k] \\ &= \frac{1}{T_m} \frac{dT_m}{dx} W_2 \operatorname{Re}[f_k] + \frac{1}{2} \frac{1}{T_m} \frac{dT_m}{dx} \operatorname{Im}[p_1 \tilde{U}_1] \operatorname{Im}[-f_k] \end{aligned} \quad (3-3-5)$$

上式表明, 对于行波热机和制冷机来说, $\operatorname{Re}[f_k]$ 对声波的贡献较大, 因为在行波热机中和制冷机中, $\operatorname{Re}[p_1 \tilde{U}_1]$ 较大; 对于驻波热机和制冷机来说, $\operatorname{Im}[-f_k]$ 的贡献较大, 因为 $\operatorname{Im}[p_1 \tilde{U}_1]$ 较大。

对于驻波热机和制冷机, 为了使式中的源项简化, 假设不考虑粘性。则在驻波相位条件下式(3-3-4)中第一项为零。即

$$\frac{dW_2}{dx} = -\frac{1}{2} |p_1|^2 \frac{(\gamma-1)\omega A \operatorname{Im}(-f_k)}{\gamma p_m} + \frac{1}{2} \operatorname{Im}(p_1 \tilde{U}_1) \frac{1}{T_m} \frac{dT_m}{dx} \operatorname{Im}(-f_k) \quad (3-3-6)$$

由于 $c_p = \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{p_m}{\rho_m T_m}$, 上式可改写为

$$\frac{dW_2}{dx} = \frac{1}{2} |p_1|^2 \omega A \frac{\gamma-1}{\gamma p_m} \operatorname{Im}(-f_k) \left(\frac{dT_m/dx}{\nabla T_{crit}} - 1 \right) \quad (3-3-7)$$

其中, $\nabla T_{crit} = \frac{|p_1| A \omega}{|U_1| \rho_m c_p}$ 为临界温度梯度。当 $dT_m/dx = \nabla T_{crit}$ 时, $dW_2/dx = 0$, 回热器

既不产生声功, 也不消耗声功。当 $dT_m/dx < \nabla T_{crit}$ 时, $dW_2/dx < 0$, 回热器消耗声功产生泵热作用。当 $dT_m/dx > \nabla T_{crit}$ 时, $dW_2/dx > 0$, 回热器产生声功。产生(或消耗)声功的大小与 $\operatorname{Im}(-f_k)$ 成正比。对于驻波型热声热机的回热器 $r_h \sim \delta_k$, $\operatorname{Im}(-f_k) \approx 0.4$ 。

二、总能流

考虑一个声驱动的热声制冷机, 如图 3-3-1 所示, 左边由活塞往复运动提供声能为 W_F , 系统中除换热器以外, 所有部件均为绝热的。对于图 3-3-1 (a) 中的控制体, 在稳定的状态下, 其输入和输出的能量是恒定的, 根据能量守恒原理, 声能 W_F 应等于回热器中的总能流 H_2 与热端换热器释放到外界的热流 Q 之和。如果知道 H_2 和 W_F , 就可以推出热端换热器的热流, 相反, 如果知道 W_F 和 Q , 就可以推出进入回热器的总能流。如图 3-3-1 (b) 所示, 控制体只包括部分回热器, 由于回热器是绝热的, 进入回热器的总能流应等于流出回热器的总能流。在热声数值模拟中, 如何选择控制体取决于已知的边界条件。从图 3-3-1 (c) 可以看出, 总能流除了在换热器处发生突变外, 其它地方均保持一恒定值, 它与位置 x 无关, 这一点与声功流有很在大差别。总能流中的能量成分非常复杂, 它不仅包括声功

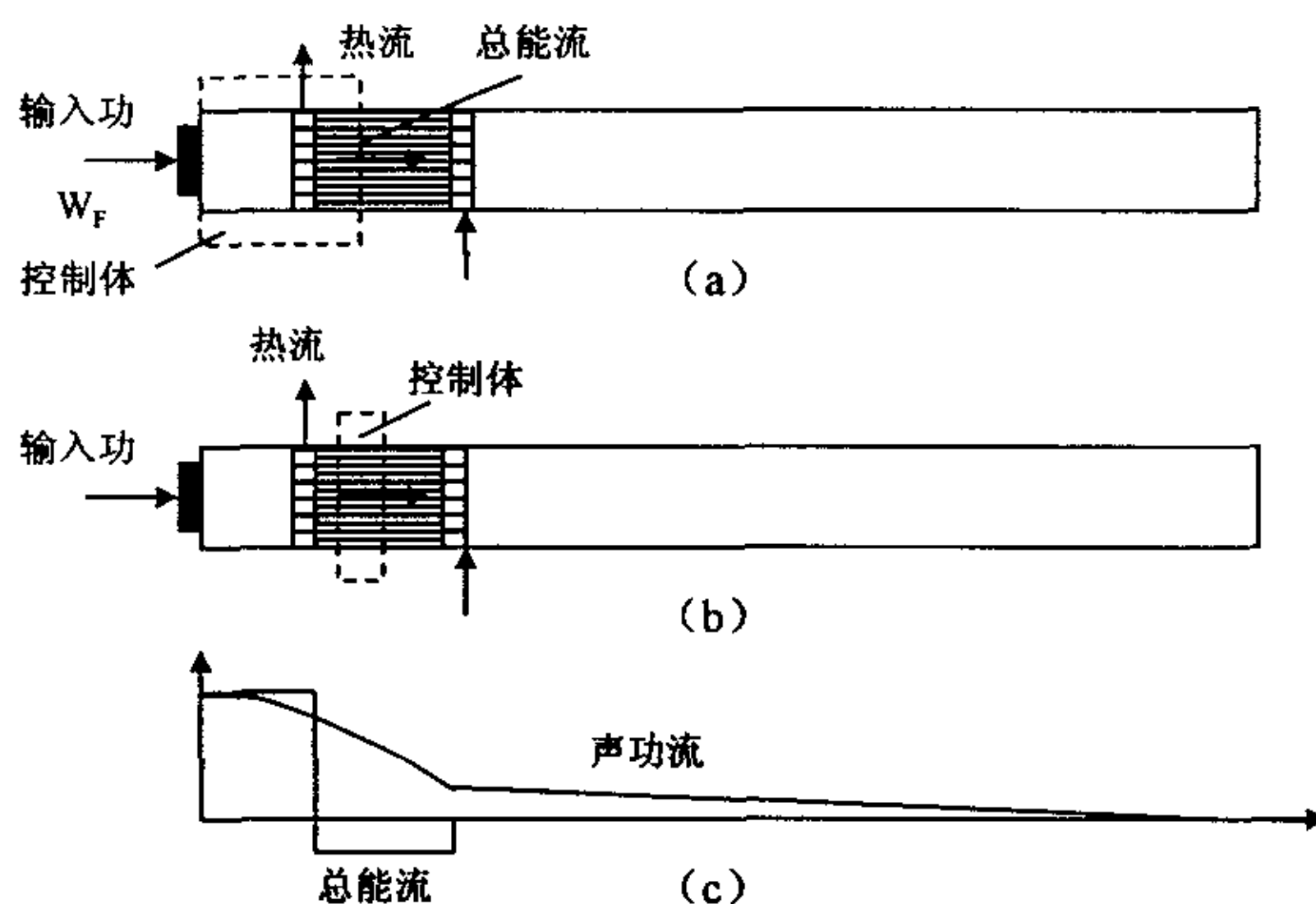


图 3-3-1 热声热机能量分布分析示意图

流，而且还包括轴向热流、气体的动能和内能、势能等。在流体机械中流体的总能量可以表示为^[113]

$$v(\rho v^2/2 + \rho h) - k\nabla T - v \cdot \Sigma \quad (3-3-8)$$

其中， h 是单位质量的焓， $\rho v^2/2$ 是动能密度， Σ 是粘性剪切应力。在小振幅声假设的条件下，忽略流体的动能和剪切应力项，总能流表达式可得化为

$$H_2(x) = \frac{1}{2} \rho_0 \operatorname{Re}[h_1 \tilde{U}_1] - (AK + A_s K_s) \frac{dT_m}{dx} \quad (3-3-9)$$

式中的右边第二项是气体和固体的导热项，第一项是焓流项。其中， h 为单位质量的焓流， A ， K 分别为气体的过流面积和导热系数， A_s ， K_s 分别为固体的横截面积和导热系数。下面我们分两种情况讨论：

1. 如果将焓表示为温度和压力的函数

$$dh = c_p dt + \frac{(1 - T\beta)dp}{\rho} \approx c_p dT \quad (3-3-10)$$

代入式 (3-3-9) 得

$$H_2(x) = \frac{1}{2} \rho_0 c_p \int \operatorname{Re}[T_1 \tilde{u}_1] dA - (AK + A_s K_s) \frac{dT_m}{dx} \quad (3-3-11)$$

并前面推导的 T_1 和 U_1 代入可得

$$H_2(x) = \frac{1}{2} \operatorname{Re}[p_1 U_1 (1 - \frac{(f_k - \tilde{f}_v)}{(1 + pr)(1 - \tilde{f}_v)})] + \frac{\rho_0 c_p |U_1|^2}{2A\omega(1 - pr^2)|1 - \tilde{f}_v|^2} \operatorname{Im}(f_k + pr\tilde{f}_v) \frac{dT_m}{dx} - (AK + A_s K_s) \frac{dT_m}{dx} \quad (3-3-12)$$

上式可以很方便地得出等温部件如换热器与外界的热交换能流。在等温元件中，由于 $dT_m/dx=0$ ，因此 H_2 即为换热器的对外界的热流率。

2. 如果焓表示为熵和压力的函数为

$$dh = Tds + dp/\rho \quad (3-3-13)$$

则总焓流可以表示为

$$H_2(x) = \frac{1}{2} \operatorname{Re}(p_1 \tilde{U}_1) + \frac{1}{2} \rho_0 T_m \int \operatorname{Re}[s_1 \tilde{u}_1] dA - (AK + A_s K_s) \frac{dT_m}{dx} = W_2 + \frac{1}{2} \rho_0 T_m \int \operatorname{Re}[s_1 \tilde{u}_1] dA - (AK + A_s K_s) \frac{dT_m}{dx} \quad (3-3-14)$$

式中第一项为声功，第二项为 T_m 与熵流的乘积，最后一项为热传导。对于工作于行波声场的理想回热器来说，其通过回热器的总功流近似等于零。因此在回热器的任何位置， $\frac{1}{2} \rho_0 T_m \int \operatorname{Re}(s_1 \tilde{u}_1) dA$ 等于声功 $\frac{1}{2} \operatorname{Re}(p_1 \tilde{U}_1)$ 。在热声斯特林制冷机中，由于有较大声功流通过回热器而总功流为零，因此回热器中产生较大的熵流，这就是斯特林制冷机产生冷量的原因。对于脉管、谐振管或热容管，其截面面积较大，流体的振荡表现为绝热振荡， s_1 等于 $(u_1/i\omega) ds_m/dx$ ，所以 $\operatorname{Re}(s_1 \tilde{u}_1) \approx 0$ ，即 $H_2 \approx W_2$ 。这就说明在脉管、谐振管或热容管中，其总能流近似等于声功流。

对于驻波声场来说，在不考虑粘性的情况下，总能流可以写成

$$H_2 \approx \frac{1}{2} |p_1| |U_1| \operatorname{Im}(-f_k) (\frac{dT_m/dx}{\nabla T_{crit}} - 1) - (AK + A_s K_s) \frac{dT_m}{dx} \quad (3-3-15)$$

或者

$$H_2 \approx \frac{1}{2} \rho_m T_m \int \operatorname{Re}(s_1 \tilde{u}_1) dA - (AK + A_s K_s) \frac{dT_m}{dx} \quad (3-3-15')$$

上式可以看出，驻波声场的总能流取决于温度梯度 dT_m/dx ，当 $dT_m/dx = \nabla T_{crit}$ 时，式 (3-3-15) 第一项为零，因此既没有声功流产生，也没有消耗声功流，总能流等于热流；当 $dT_m/dx > \nabla T_{crit}$ 时，第一项为正值，有声功流产生，总能流等于声功流和热流之和；当 $dT_m/dx < \nabla T_{crit}$ 时，第一项为负值，声功流被消耗，总能流等于热流和声功流之差。

三、烟流

能量不仅有数量多少而且有品质的高低,因而对于不同形式的能量,应该从量和质两方面综合评价其价值。焓代表能量中的有用功,能够全部转变为其它形式的能量。电能和机械能理论上能够全部转化为有用功,而热能不能全部转化为有用功,其品质低于电能和机械能。

图 3-3-2 为热声装置中微元控制体,由热力学第一定律,流入控制体的能量等于流出控制体的能量

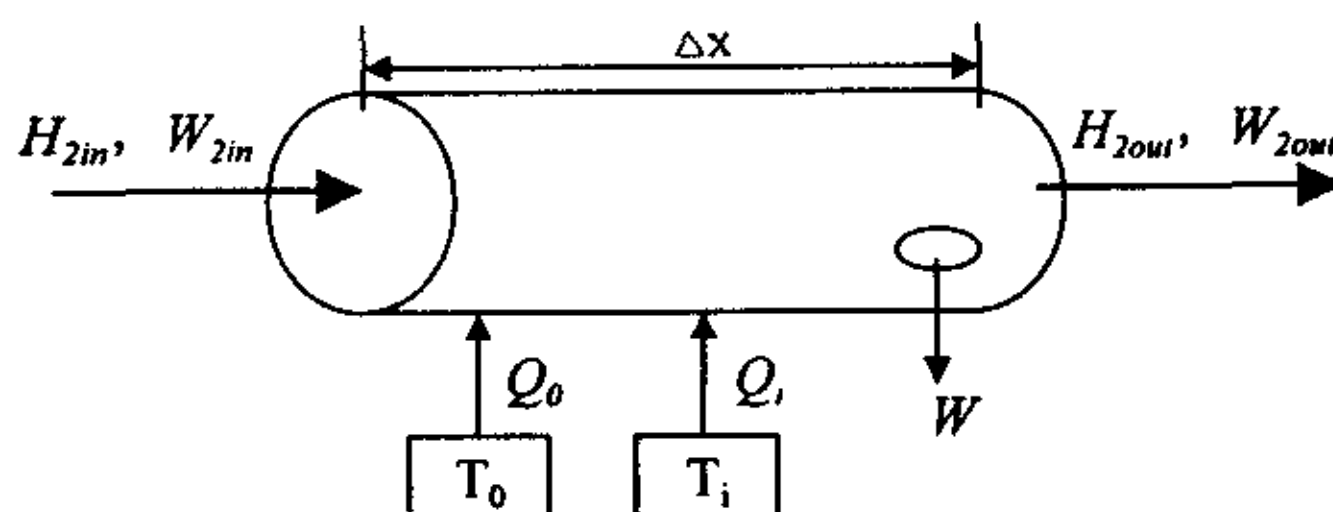


图 3-3-2 热声热机装置中的微元控制体的能量转化示意图

$$H_{2out} + W - H_{2in} - Q_0 - \sum Q_i = 0 \quad (3-3-16)$$

由热力学第二定律,流入和流出控制体的焓差等于其熵产

$$s_{gen} = \frac{H_{2out} - W_{2out}}{T_{mout}} - \frac{H_{2in} - W_{2in}}{T_{min}} - \frac{Q_0}{T_0} - \sum \frac{Q_i}{T_i} \quad (3-3-17)$$

方程 (3-3-16) 和方程 (3-3-17) 联立解得

$$T_0 s_{gen} = \frac{T_0}{T_{min}} W_{2in} + (1 - \frac{T_0}{T_{min}}) H_{2in} - \frac{T_0}{T_{mout}} W_{2out} - (1 - \frac{T_0}{T_{mout}}) H_{2out} - W + \sum Q_i (1 - \frac{T_0}{T_i}) \quad (3-3-18)$$

将上式写成焓的形式为

$$T_0 s_{gen} = X_{2in} - X_{2out} - X_W + \sum X_{Q_i} \quad (3-3-19)$$

其中

$$X_2 = \frac{T_0}{T_m} W_2 + (1 - \frac{T_0}{T_m}) H_2 \quad (3-3-20)$$

$$X_W = W \quad (3-3-21)$$

$$X_Q = Q(1 - \frac{T_0}{T}) \quad (3-3-22)$$

这三个用流表达式分别表示其焓焓流、功焓流和热焓流,反映各种能量在环境温度为 T_0 的情况下对外的做功能力。其功焓流等于功流,而焓焓流和热焓流只

是焓流和热流的一部分，而不能全部转化为有用功。对于回热器来说，由于和外界绝热，在垂直于 x 方向并没有熵损失。由高乌-斯托拉 (Gouy-Stodola) 理论得：

$$T_0 \frac{d \sum s_{gen}}{dx} = -\frac{dX_2}{dx} \quad (3-3-23)$$

$$\frac{dX_2}{dx} \leq 0 \quad (3-3-24)$$

这个方程是热力学第一定律和第二定律在热声系统中的表现。它表明在热声绝热部件中焓熵总是减少的，只有当熵产为零时，它才能守恒。对于等温部件 $T_m = T_0$ ，式 (3-3-20) 变为 $X_2 = W_2$ ，表明声功完全为有用功，其焓熵流的减少等于声功流的减少，即

$$-\frac{dX_2}{dx} = T_0 \frac{d \sum s_{gen}}{dx} = -\frac{dW_2}{dx} \quad (3-3-25)$$

对于非等温部件， $T_m \neq T_0$ ，考虑理想回热器有 $H_2 = 0$ ，则式 (3-3-20) 变为 $X_2 = W_2 T_0 / T_m$ ，这说明流道内流体的做功能力不仅与声功流的大小有关，而且与流体本身的温度有关。当 $T_m < T_0$ 时，其熵流大于声功流；相反，当 $T_m > T_0$ 时，其熵流小于声功流。

四、效率

如图 3-3-3 所示，对于热声发动机来说，假设热端和冷端温度分别保持在恒定值 T_1 和 T_2 ，由热力学第一定律，其理想效率称为卡诺效率：

$$\eta = 1 - \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = \frac{\Delta T}{T_1} \quad (3-3-26)$$

它规定了实际热机所能达到的最高效率，由于温差 ΔT 的提高比热端温度 T_1 的提高慢， T_1 越高，其效率越低，在实际的热声发动机的设计中，有时为了减小系统的体积，采取提高温差的手段来提高输出功率，从能量利用的角度来说，必然导致效率的降低。在对体积要求不高的情况下，应尽量

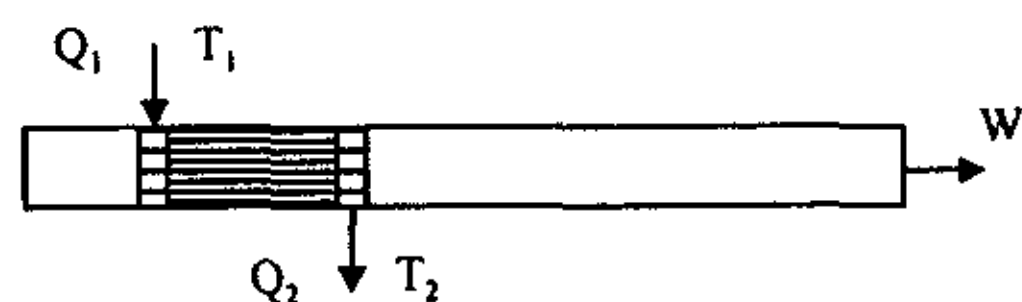


图 3-3-3 热声发动机能量转化图

通过增大横截面的面积来提高声功。对于实际的热声热机，其效率远远小于理想效率，目前效率最高的热机是 Swift 的行波热机^[1]，其最高效率为卡诺效率的 42%。假设回热器的声功产率为 W_0 ，则回热器实际热声转化的效率为 W_0 / Q_1 ，考虑回热器不可逆的耗散损失，则回热器的声发射效率为 $(W_0 - W_{fl}) / Q_1$ 。如果以热声系统为对象，换热器和连接管等热声部件仍然要消耗部分声功，系统总的输出功率为

W/Q_1 , 其中 W 为 $W_0 - W_f - W_p$ 。对于热声制冷机来说, 其制冷效率称为性能系数, 表示为

$$COP = \frac{Q_c}{W} \leq \frac{T_c}{T_0 - T_c} \quad (3-3-27)$$

式中后面部分表示同温下的卡诺循环性能系数 COP_c 。它规定了声制冷的性能系数所能达到的最大值。

§ 3-4 热声效应机理的网络分析

前面推导了定量描述热声效应的两个基本方程动量方程和连续性方程:

$$\begin{cases} \frac{dp_1}{dx} = -\frac{s\rho_m}{A(1-f_v)}U_1 \\ \frac{dU_1}{dx} = -\frac{sA}{\gamma p_m}[1+(\gamma-1)f_k]p_1 + \frac{(f_k-f_v)}{(1-f_v)(1-pr)}\frac{1}{T_m}\frac{dT_m}{dx}U_1 \end{cases} \quad (3-4-1)$$

运用网络的方法对上述方程进行描述, 更能深刻直观的理解热声效应。如图 3-4-1 所示, 考虑长度为 Δx 的流体通道。根据动量方程可以得它的惯性感性和粘性的阻; 根据连续性方程可以得到它的容和热阻及体积流源。基于这两点得出热声网络图解。

首先考虑动量方程, 将其写成如下形式:

$$\frac{dp_1}{dx} = -(sL + r_v)U_1 \quad (3-4-2)$$

如图左面所示, 单位长度的惯性感性和粘性阻分别为

$$L = \frac{\rho_m[1-\text{Re}(f_v)]}{A|1-f_v|^2} \quad (3-4-3)$$

$$r_v = \frac{\omega\rho_m}{A} \frac{\text{Im}(-f_v)}{|1-f_v|^2} \quad (3-4-4)$$

对于无限大流道来说, $f_v \rightarrow 0$, $L \rightarrow \rho_m/A$, $r_v \rightarrow 0$, 这时流体粘性的影响可以忽略不计。对于小道流道来说, 由于管壁对流体的粘滞作用, r_v 增大; 同时由于粘性渗透深度减小了流道的有效面积, 使得 L 也增大。在热声热机的回热器和换热器中, 两者的影响都不可忽略, 为了比较两者的影响程度, 定义一无因次比:

$$\frac{r_v}{\omega L} = \frac{\text{Im}(-f_v)}{1-\text{Re}(f_v)} \quad (3-4-5)$$

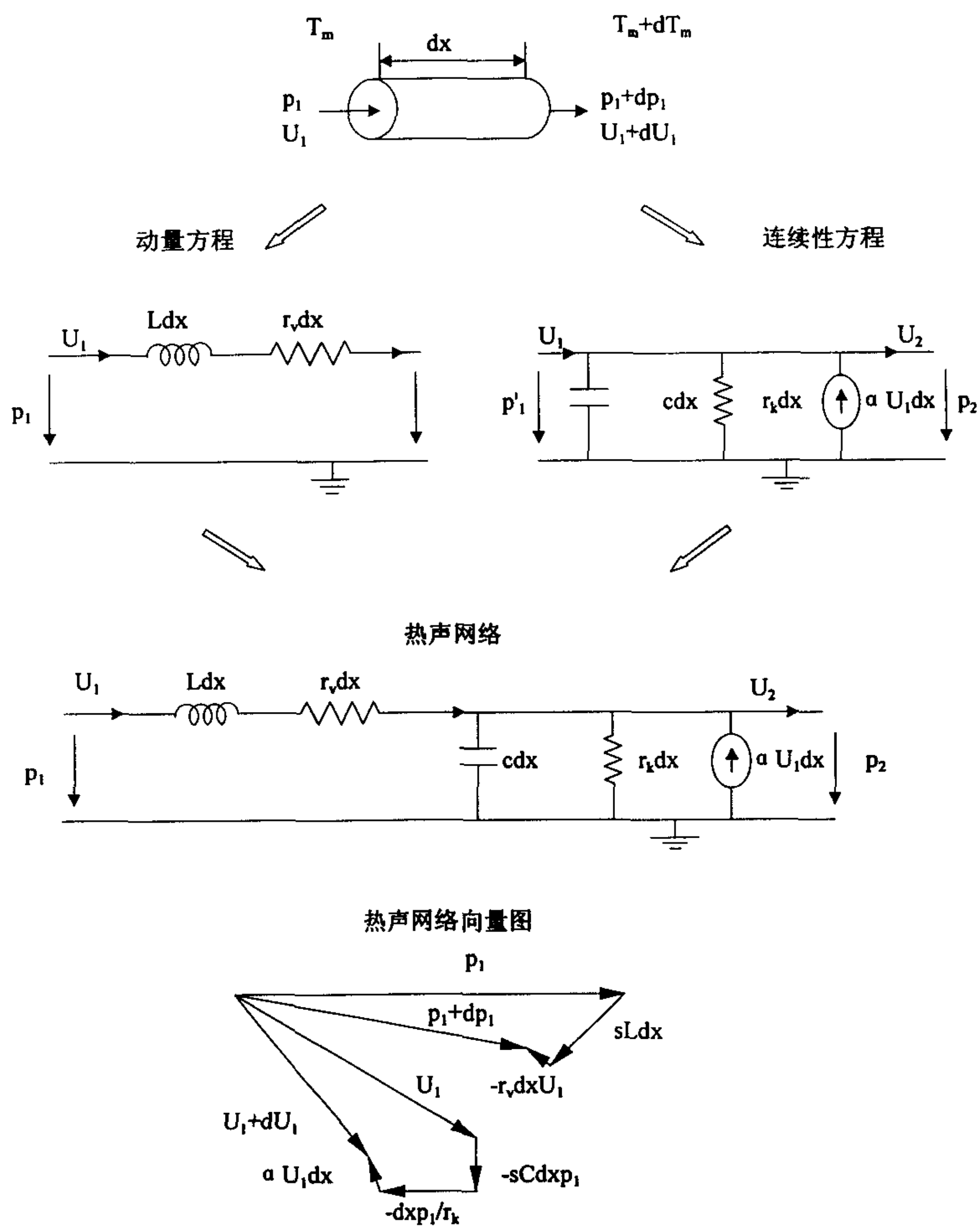


图 3-4-1 热声网络分析图解及网络向量图

显然, 当流道的水力半径和流体的粘性穿透深度接近时, 惯性感 and 粘性阻的影响是相当的。在驻波热机的回热器中就属于这种情况, 这时粘性阻和惯性感必须同时考虑; 在极小流道的情况下, 如在行波热机的回热器中, 惯性感相比于粘性阻来说相当小, 可以忽略不计。

其次考虑连续性方程, 可以将其写成如下形式:

$$dU_1 = -(sCdx + \frac{1}{r_k} dx)p_1 + edxU_1 \quad (3-4-6)$$

如图 3-4-1 右面所示, 其单位长度的流容为:

$$C = \frac{A}{\gamma p_m} [1 + (\gamma - 1) \operatorname{Re}(f_k)] \quad (3-4-7)$$

单位长度的热延滞导纳为:

$$\frac{1}{r_k} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{\omega A \operatorname{Im}(-f_k)}{p_m} \quad (3-4-8)$$

对于无限大流道来说, $f_k \rightarrow 0$, $C \rightarrow A/p_m$, $r_k \rightarrow \infty$, 这时流体热导的影响可以忽略不计。对于小道流道来说, 由于管壁对流体的热延滞作用, r_k 增大; 同时由于在管壁热渗透深度内流体的压缩率大于流道中间流体的压缩率, 使得 C 也增大。在热声热机的回热器和换热器中, 两者的影响都不可忽略, 同上, 定义一无因次比:

$$\frac{1}{\omega r_k C} = \frac{(\gamma - 1) \operatorname{Im}(-f_k)}{1 + (\gamma - 1) \operatorname{Re}(f_k)} \quad (3-4-9)$$

显然, 当流道的水力半径和流体的热穿透深度接近时, 流容和热导的影响是相当的。在驻波热机的回热器中就属于这种情况, 这时两者必须同时考虑; 在极小流道的情况下, 如在行波热机的回热器中, 热导相比于流容来说相当小, 可以忽略不计。

图中有一流控源项, 它的大小受流量的影响:

$$\alpha = \frac{(f_k - f_v)}{(1 - f_v)(1 - pr)} \frac{1}{T_m} \frac{dT_m}{dx} \quad (3-4-10)$$

只有当流道存在温差的情况下, 流源(也称流放大系数)才能对流量起放大作用。在连续方程中流源与 p_1 无关。为分析方便, 令 $p_1 = 0$, 这时流量与温度梯度成正比。在脉管和其它大直径流道中, 由于 f_v 和 f_k 都非常小, 即使有温度梯度存在, 流控恒流源 α 也很小, 可以忽略。对于小流道来说, 流控恒流源的影响非常重要。如果 $r_h \ll \delta_k$, $r_h \ll \delta_v$, 则有

$$\alpha U_1 \approx \frac{1}{T_m} \frac{dT_m}{dx} U_1 \quad (3-4-11)$$

在这种情况下, 源项 αU_1 在连续性方程中表示为: $dU_1/U_1 = dT_m/T_m$, 此式说明流放大倍数正比于温度梯度。

在实际的驻波热声热机的回热器中, $r_h/\delta_k \sim 1$, 根据边界层理论可得:

$$\alpha U_1 \approx \frac{1-i}{2} \frac{1}{1+\sqrt{pr}} \frac{\delta_k}{r_h} \frac{1}{T_m} \frac{dT_m}{dx} U_1 \quad (3-4-12)$$

在这种条件下, 流源正比于流量本身, 但是有一个-45度的相位差。如果将动量方程和连续性方程的阻抗图联合在一起, 就可以得到一个适用于任何流道的热声阻抗图。在 p_1 , U_1 , T_m , dT_m 以及几何结构给定的情况下, 可以从图中直观地看出由连续性方程和动量方程产生 dp_1 和 dU_1 的过程和途径。

在大多数情况下, 对于热声热机系统的某一部件, 阻抗图中某些可以忽略。下表是在理想气体假设下, 不同特征尺寸对应阻和流源的关系。

resonator	$\delta \ll r_h$	$r_v \ll \omega l$	$1/r_k \ll \omega c$	$\alpha = 0$
pulse tube	$\delta \ll r_h$	$r_v \ll \omega l$	$1/r_k \ll \omega c$	$\alpha \sim 0$
stack	$\delta \sim r_h$	$r_v \sim \omega l$	$1/r_k \sim \omega c$	α 较复杂
regenerator	$\delta \gg r_h$	$r_v \gg \omega l$	$1/r_k \ll \omega c$	$\alpha \approx \nabla T_m / T_m$

§ 3-5 本章小结

1. 从流体力学基本方程组出发, 在小扰动假设前提下, 推出热声效应的基本传输方程组, 并以压力和体积流率为自变量, 给出了流体工质的振荡速度、振荡温度和振荡密度在纵向的解析解。
2. 对热声热机的能量和效率进行了分析, 分别给出功流、总能流和焓流的表达式。在数值模拟时不同的边界条件下采用不同的能流形式为模拟带来方便。
3. 从热声效应的基本传输方程出发, 运用网络的方法直观地分析热声效应的本质, 根据动量方程得到它的惯性感性和粘性阻; 根据连续性方程可以得到它的容和阻及体积流源, 并由此得到它的总的网络图解。其物理意义十分明确, 可以定性地对热声系统及其部件进行分析。

第四章 热声系统网络模型及其仿真

§ 4-1 前言

流体网络理论是由研究管内流体传输和瞬变而发展起来的一门应用科学。由于复杂管路的内部流动现象的许多机理还不十分清楚,要完整准确地建立起描述其过程的流体力学方程式是很困难的。从工程应用的实际出发,需要得到的是管路各点处的压力和流量的瞬态特性,而对管路内部流动的详细过程一般并不要求精确地了解。因而可以把流体系统等效为流体网络,把系统的传输和瞬变问题化解为求解流体网络各个节点的瞬态压力和流量的问题,从而避开了单纯从流体力学方法去解决时所遇到的一些困难。

普遍的网络理论可以从非平衡热力学推出^[74],从不可逆热力学角度来说,不可逆过程可以用势和流来描述,以同一点表示相同的势,以两点之间的联系表示由这两点之间的势所驱动的流程,这就是不可逆过程的网络描述。因此,可以说网络是热力学和系统动力学之间的桥梁,是分析不可逆热力学过程的一个强有力的工具。它已在很多工程领域得到成功的应用。

目前对热声热机的模拟大多数采用数值模拟的方法,采用差分或有限元法求解其动态参数,但对于复杂的边界条件,它应用起来并不方便。目前国内外已有很多人运用网络分析热声系统特性并指导工程设计,但大多运用无源网络。在热声制冷机的研究中,郭方中、李青等^{[58-66][71][74-76]}最早将网络理论用于指导热声斯特林制冷机的研制。邓晓辉首先将源的概念引入热声网络,初步提出有源的网络模型,随后罗运文^[78]对有源网络的量化做了细致的工作。Swift 等也运用网络对热声系统的特性作定性的分析。但是到目前为止热声网络模型用于工程化的设计和模拟的开发工具还没有成型,严重阻碍了热声网络模型的推广应用。

本章首先从流体力学的基本方程出发,导出流体网络中每个元件和管路相对应的数学模型,从而建立起网络的等值线路和等值方程。在网络元件量化的基础上,进一步构建热声系统的总的网络模型。并建立能适用于热声系统及其它复杂管路系统工程化设计的应用仿真程序。

§ 4-2 热声网络模型

一、网络结构

前面我们在小扰动假设的前提下推导了热声效应的两个基本传输方程，将其写成网络的形式为

$$\begin{cases} \frac{dp_1}{dx} = -ZU_1 \\ \frac{dU_1}{dx} = -Yp_1 + \alpha U_1 \end{cases} \quad (4-2-1)$$

其中

$$Z = \frac{s\rho_m}{A(1-f_v)} \quad (4-2-2)$$

$$Y = \frac{sA}{\gamma p_m} [1 + (\gamma - 1)f_k] \quad (4-2-3)$$

$$\alpha = \frac{(f_k - f_v)}{(1 - f_v)(1 - pr)} \frac{1}{T_m} \frac{dT_m}{dx} \quad (4-2-4)$$

图 4-2-1 为无限小长度的非等温管路的有源热声网络模型，它是一个 T 型的四端网络，网络中包含两个串联阻抗 $Z\Delta x/2$ 和一个并联导纳 $Y\Delta x$ ，以及流控恒流源

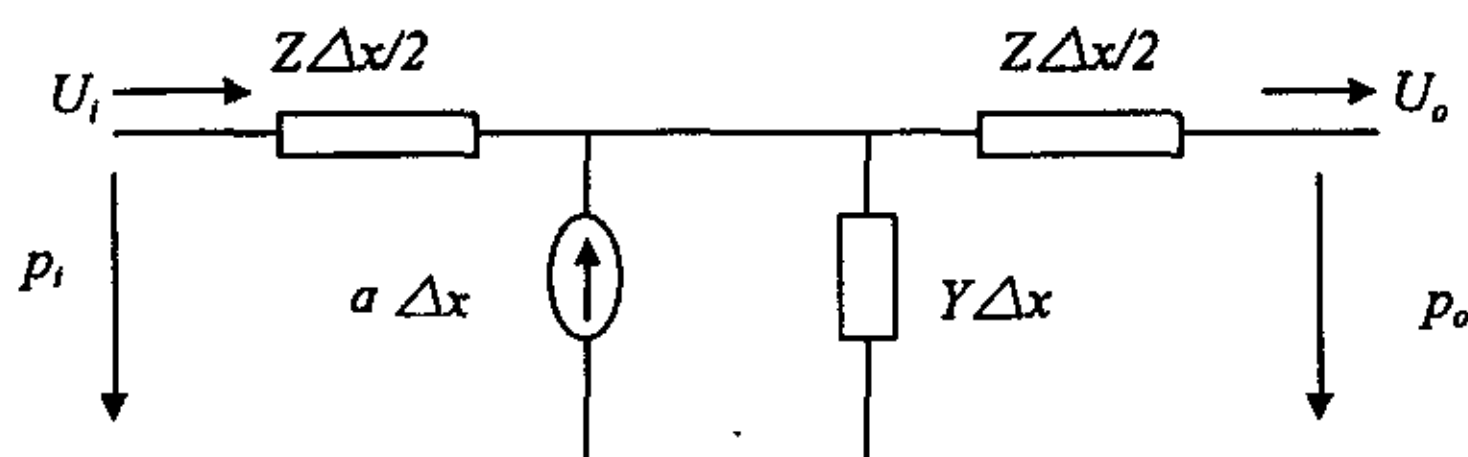


图 4-2-1 无限小长度的非等温管路的有源网络模型

$\alpha\Delta x$ ，其中， Z ， Y 分别为单位长度的串联阻抗和并联导纳。 α 单位长度流放大倍数。根据克希霍夫流定律和势定律，在忽略高阶无穷小情况下，很容易得到^[78]

$$\begin{cases} \frac{dp_1}{dx} = -ZU_1 \\ \frac{dU_1}{dx} = -Yp_1 + \alpha U_1 \end{cases} \quad (4-2-5)$$

式 4-2-5 为流体管路瞬态特性的基本方程，称为流体管路的基本方程，它对于理想流体和粘性流体两种情况都是适用的。对比式 4-2-1 和式 4-2-5 可以看出，两者具

有完全相同的形式, 因此, 用此有源声网络模型来描述热声效应的过程是很自然的。

在图 4-2-1, 当管路为非等温管路时, $\alpha \neq 0$ 时, 它表示一个有源网络, 在热声热机中回热器即属于非等温部件, 因此可以用有源网络来进行模拟。当管路为等温管路时, $\alpha = 0$, 这个有源网络退化为无源网络, 其基本传输方程为

$$\begin{cases} \frac{dp_1}{dx} = -ZU_1 \\ \frac{dU_1}{dx} = -Yp_1 \end{cases} \quad (4-2-6)$$

在热声热机中, 换热器及连接管路均属于等温部件, 因此可以用无源的网络模型来进行模拟。

根据网络矩阵的描述方法^{[105][107]}, 网络激励为 $U=[p_1, U_2]$, 网络响应为 $p=[U_1, p_2]$, 我们可以求得图 4-2-1 中单位长度非等温管路的混合矩阵为

$$H = \begin{bmatrix} 1 + \frac{1}{2}ZY & Z(1 + \frac{1}{2}\alpha + \frac{ZY}{4}) \\ Y & 1 + \alpha + \frac{ZY}{2} \end{bmatrix} \quad (4-2-7)$$

上式中, 令 $\alpha = 0$ 即可得到单位长度等温管路的传输矩阵

$$H = \begin{bmatrix} 1 + \frac{1}{2}ZY & Z(1 + \frac{ZY}{4}) \\ Y & 1 + \frac{ZY}{2} \end{bmatrix} \quad (4-2-8)$$

比较这两个传输矩阵可以看出, 无源管路的传输矩阵是对称的, 它与波的传播方向没有关系; 而有源网络的传输矩阵是不对称的, 它与温度梯度的方向有关, 这与实际的热声系统是相符合的。文献^[17]推导的无源网络的传输矩阵和上面推导的结果相同, 也从侧面证明有源网络的传输矩阵是正确的。但是它没有用有源网络对回热器进行描述, 并不能反映回热器的热声本质。

流体管路的基本传输方程是在无限小管路的条件下推出的, 忽略了高阶的无穷小量。而实际管路为有限长管路, 不能直接运用此网络模型进行描述。但是可以将整个管路看成是由 n 个无限小的分段组成。详细的模拟方法将在下一节中讨论。

§ 4-3 热声系统的网络模拟方法

一、热声热机系统的网络模型的构建

前面已经推导了一般等温和非等温管道内流体网络模型的结构和参数的量化。

将流体网络模型应用于热声热机的各部件从而得到各部件的网络模型，一般可将热声热机的部件分成四类典型部件：

(1) 连接管；(2) 换热器；(3) 回热器；(4) 换能器

1、连接管

连接管的几何特征非常简单，一般为圆管，由于其流道尺寸较大，热声效应的影响可以忽略，其源项为零。由于前面给出的是无限小长度管路的集总参数模型，而连接管为有限长度，与波长是可比的，因而必须用分布参数模型来描述。通常采用分布参数的集总近似模型来代替，即用有限个数的集总参数管路阻抗去近似代替分布参数管路阻抗。图 4-3-1 给出了由 n 个集总参数线路组成的流体管路近似模型图，其管路参数按管路长度集中，将连接管沿管长分成 n 段，构成 n 个环节，环节数越多，精确度越高。假设每段长度为 Δx ，对于无源网络来说每个环节的传输矩阵为：

$$h_i = \begin{bmatrix} 1 + \frac{1}{2}ZY\Delta x^2 & Z(1 + \frac{ZY\Delta x^2}{4})\Delta x \\ Y\Delta x & 1 + \frac{ZY}{2}\Delta x^2 \end{bmatrix} \quad (i = 1, 2 \dots n) \quad (4-3-1)$$

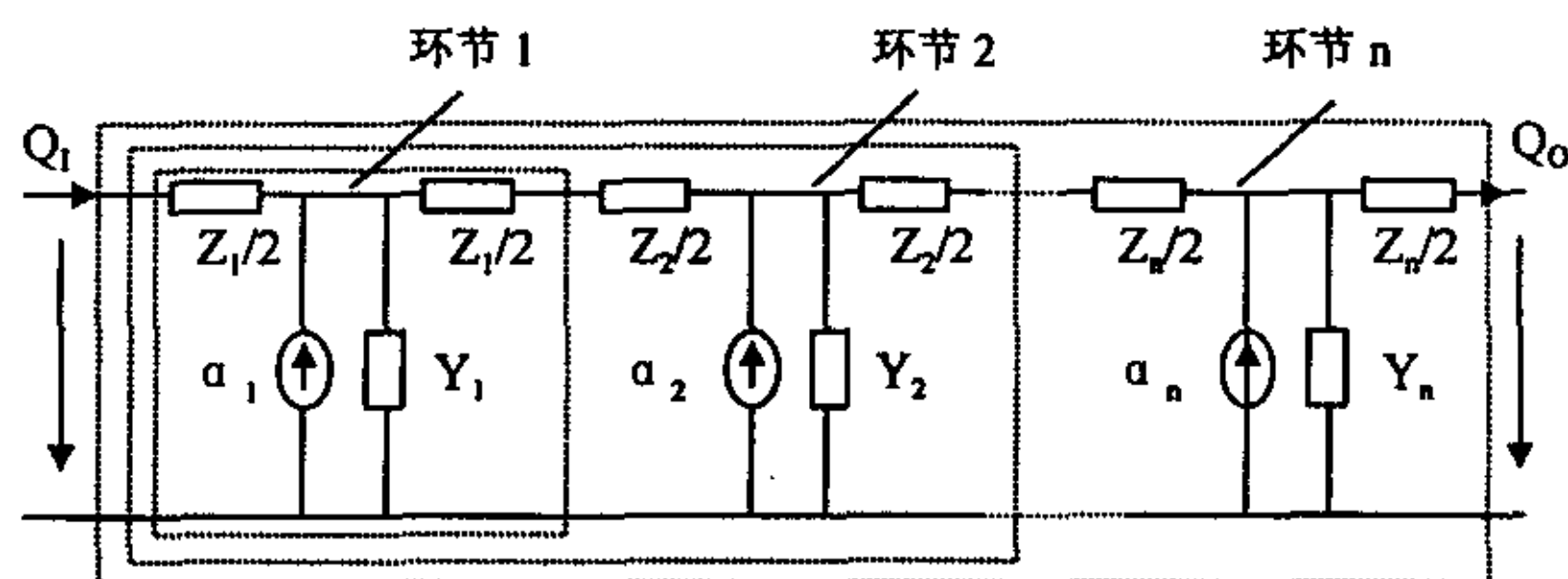


图 4-3-1 流体管路分布参数模型的集总近似

根据流体网络理论，当两流体网络串联连接时，其总的传输矩阵等于两个传输矩阵的乘积，因此其总的传输矩阵为：

$$H = \prod_{i=1}^n h_i \quad (4-3-2)$$

对于均匀的简单圆管我们可以直接运用上面的传输矩阵，由于每个环节的矩阵参数相同，只要求出一个环节传输矩阵，然后 n 次幂就可得到总的传输矩阵。对于非均匀圆管，则每个环节的矩阵参数各不相同，应分别求出各个环节的传输矩阵。

对于非圆管道, 则用它的水力直径等效圆管的直径。

2、换热器

热声换热器也是一个等温部件, 热端换热器与高温热源接触, 冷端换热器与低温热源接触。为了增加换热面积, 换热器内一般都加入填料, 因此它的结构比简单圆管要复杂得多。由于其填料结构不同, 结构特性参数 f_v 和 f_k 也不相同。上一节中已经列出常用的几种填料的特性参数表达式。

同样, 换热器也可以用分布参数的集总近似来进行描述, 由于在换热器内流体的物性参数是相同的, 因此各个环节的传输矩阵是相同的, 将各个传输矩阵相乘就可以得到换热器总的传输方程。

3、回热器

回热器是热声系统的关键部件, 在一定的条件下, 它能够实现热声和声能之间相互转化, 因而它必然是一个有源部件。与换热器一样它也是由各种填料填充而成, 其结构也是多种多样的。回热器的一个最显著的特点就是它在纵向上存在温度梯度, 声波沿回热器的传播是非等温的。因此我们可以用前面推导的有源网络模型对它进行模拟。

考虑流道中的物性参数变化较大, 在分布参数的集总近似中, 对于每一个环节, 其传输矩阵的参数是不同的。在环节数较多的情况下, 可以认为环节内部的物性参数相同, 其物性参数由它的平均温度决定。这样, 各个环节的传输矩阵相乘就可以得到回热器总的传输矩阵。

4、换能器

对于热声发动机来说, 其产生的声功最终是要用来做功的。声能是一种应用不太方便的能量, 它对负载非常敏感。负载的位置和大小都直接影响系统的声场, 甚至于使系统熄振。因此负载匹配对热声系统来说是至关重要的, 这个复杂的问题留待以后讨论。通常将负载作为热声系统的一部分, 因此首先要求出负载的网络模型, 然后接入热声系统的网络, 成为整体网络的一部分。也可以先假定负载的输入阻抗, 然后将其作为热声系统的输出阻抗接入网络。对于热声制冷机来说, 声能是由外部提供的, 而热声系统变成了负载, 因而可以按上述相反的方法来构建网络。

求出各部件的传输矩阵以后, 我们就可以按照系统各部件连接的方式来构建系统的整体网络模型。下面给出各种方式下连接部分的传输矩阵

1、容积元件的传递矩阵

在主管路中所有具有大容积的元件, 都可以当作容积元件来对待。在流体网

络中，它相当于一个流容元件，如图 4-3-2 (a) 所示，其传输矩阵为

$$M = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -j \frac{\omega V}{\rho_0 c_0^2} & 1 \end{bmatrix} \quad (4-3-3)$$

2、异径管连接部分的传递矩阵

两种截面不同的管路连接如图 4-3-

2 (b) 所示，其传输矩阵为

$$M = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4-3-4)$$

3、分支管路传输矩阵

分支管连接点上的传递矩阵相当于把分支管路等值变换到主管路，作为主管路的一部分。如图 4-3-2 (c) 所示，假设分支点上的输入阻抗为 Z ，则其传输矩阵为

$$M = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1/Z & 1 \end{bmatrix} \quad (4-3-5)$$

5、旁通回路的传输矩阵

某些管系既有分支管路又有旁通管路，形成旁通回路，如图 4-3-2 (d) 所示。为了方便，把它当作一个元件的传递矩阵来处理。假设 M_1 和 M_2 表示主管路和旁通管路的传递矩阵，将其表示为

$$M_1 = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix}, \quad M_2 = \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} \\ B_{21} & B_{22} \end{bmatrix} \quad (4-3-6)$$

则回路的总的传输矩阵为

$$M = \begin{bmatrix} A_{11} + A_{12} \left(\frac{B_{11} - A_{11}}{B_{12} + A_{12}} \right) & A_{12} \frac{B_{12}}{B_{12} + A_{12}} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4-3-7)$$

对于任何热声系统都可以按照其结构运用上述方法构建系统总的网络模型。

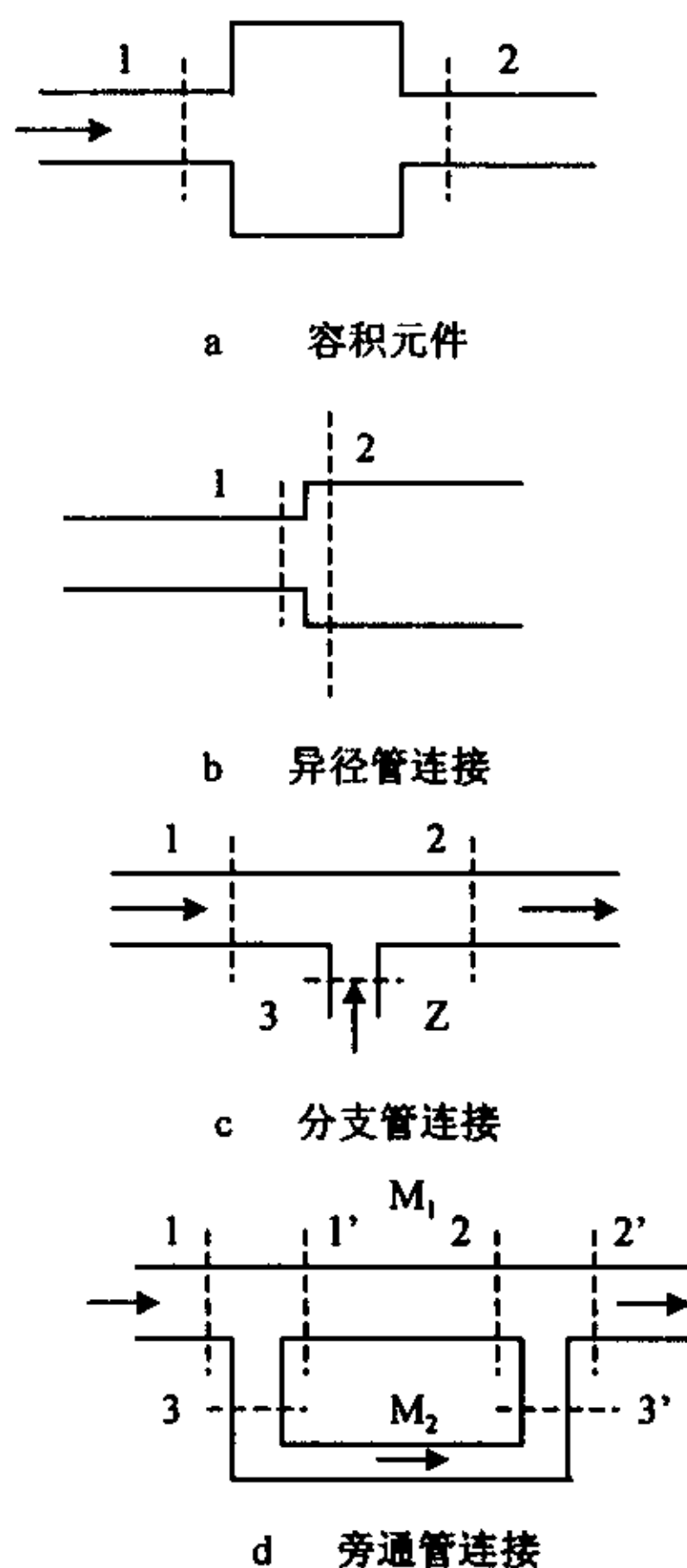


图 4-3-2 管路的连接方式

二、初始条件和边界条件的确定

1. 初始条件的确定

对于一般的热声热机来说其初始条件包括：

- ①热声各部件的结构及材料；
- ②各部件的形状和尺寸；
- ③气体工质类型；
- ④热端换热器和冷端换热器的温度。

对于系统设计来说，频率可以根据网络模型计算，对于已经运行的系统来说一般将实测的频率也作为初始条件，这样可以减小模拟的误差。对于任何热声系统来说其初始条件并不是唯一的。以上前三种条件是确定的，第四个条件应根据不同的情况而定，它可以在热端温度、冷端温度、热端输入热量及冷端带走的热量四者之间任意选择两个。通常将冷端的温度设为环境温度。但是有一点必须注意，不论其初始条件是什么，都必须先假定一个热端温度和冷端温度，因为各部件的传输矩阵是和物性相关的，而物性是温度的函数，求各部件的传输矩阵是在系统温度场完全确定的前提下完成的。程序中，通常以初始条件为目标，通过改变热端温度的叠代来满足初始条件。

2. 边界条件

边界条件一般包括边界截面上的流量和压力，下面就不同的热声热机，确定其边界条件：

(A) 声驱动的热声制冷机

$$\begin{cases} U_0 = U_p \\ P_0 = P_A \\ U_E = 0 \end{cases} \quad (4-3-8)$$

(B) 热声发动机

$$\begin{cases} U_0 = 0 \\ P_0 = P_A \\ U_E = 0 \end{cases} \quad (4-3-9)$$

(C) 斯特林热声制冷机

$$\begin{cases} U_0 = U_p \\ P_0 = P_A \\ U_E = U_p e^{-i\theta} \end{cases} \quad (4-3-10)$$

其中， P_0 和 U_0 对应于起始点的压力振幅和流量的振幅， U_E 对应于终点的流量振幅。

对于其它不同类型的热声热机，都可以根据其相应的结构建立边界条件。对于起始点的边界的压力，如果是设计热声系统，则为系统设计的工况压力振幅，如果是运行的热声热机，则为测量的压力振幅。

三、系统声场的求解

在系统结构、初始条件和边界条件确定的情况下，就可以计算系统内的声场

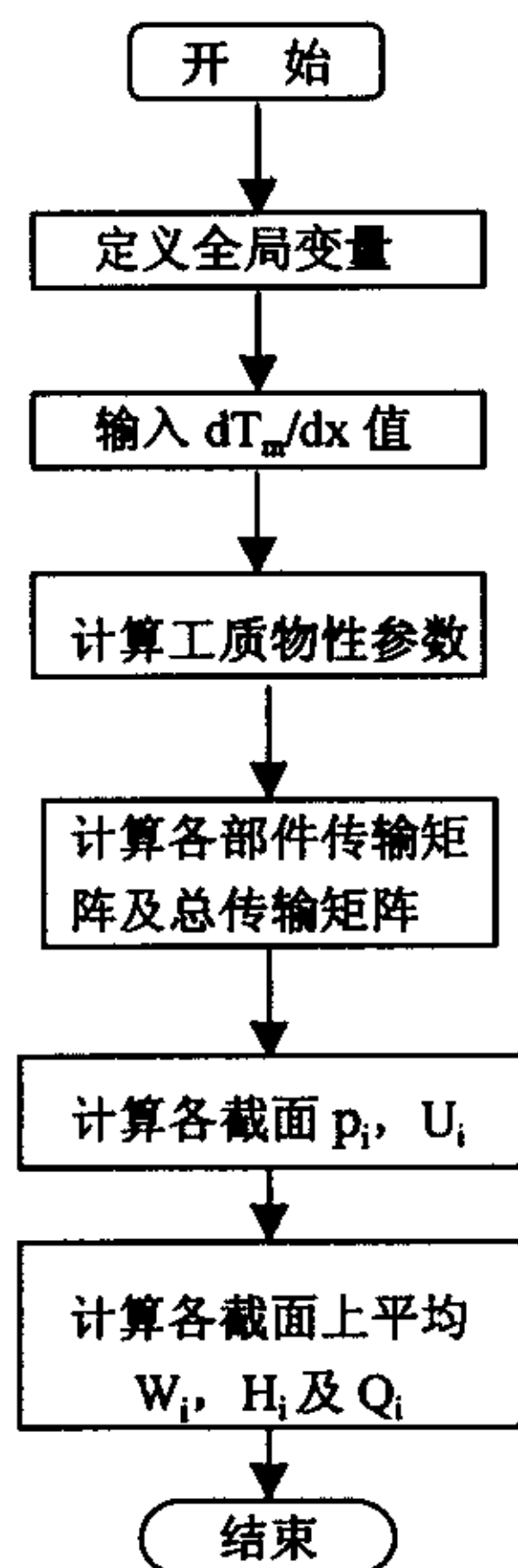


图 4-3-3 系统压力场计算子程序流程图

及二阶的能量流。图 4-3-3 为声场计算的子程序流程框图，为了维护程序方便，将系统参数中某些通用变量定义为全局变量，如平均压力、谐振频率等。程序中回热器的温度分布必须作为已知条件，其求解方法下面将详细介绍。

四、频率的求解

对于实际运行的系统来说，其频率可以通过实测得到。但是对于热声热机的

设计来说，事先并不知道系统的谐振频率，或者说并不知道所设计系统结构是否满足要求的频率。在这种情况下，就可以用网络模型对其进行计算。后面的实验证明运用网络模型预算的结果比较准确，其误差一般在 0.5Hz 以内。图 4-3-4 为频

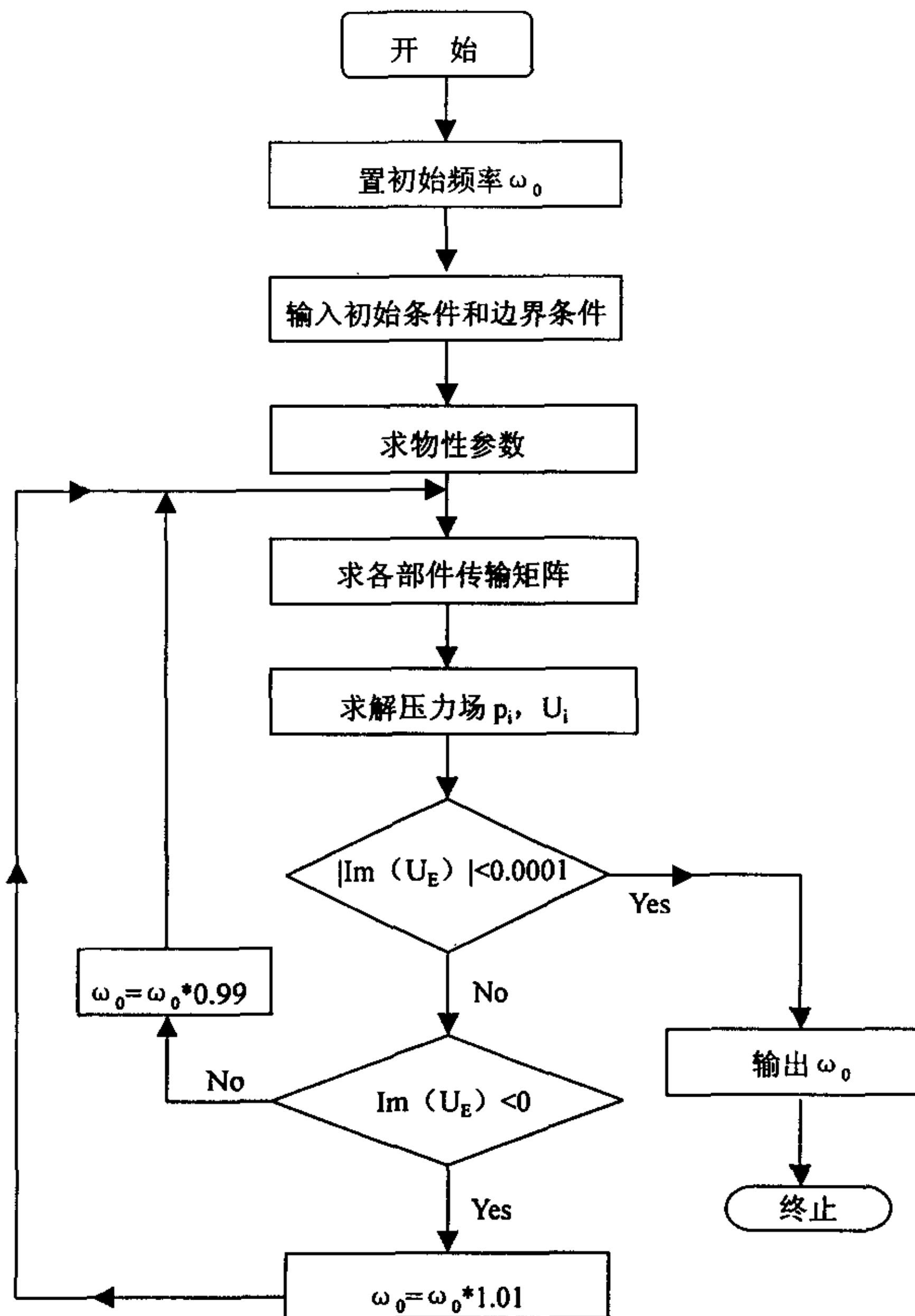


图 4-3-4 系统谐振频率计算程序流程图

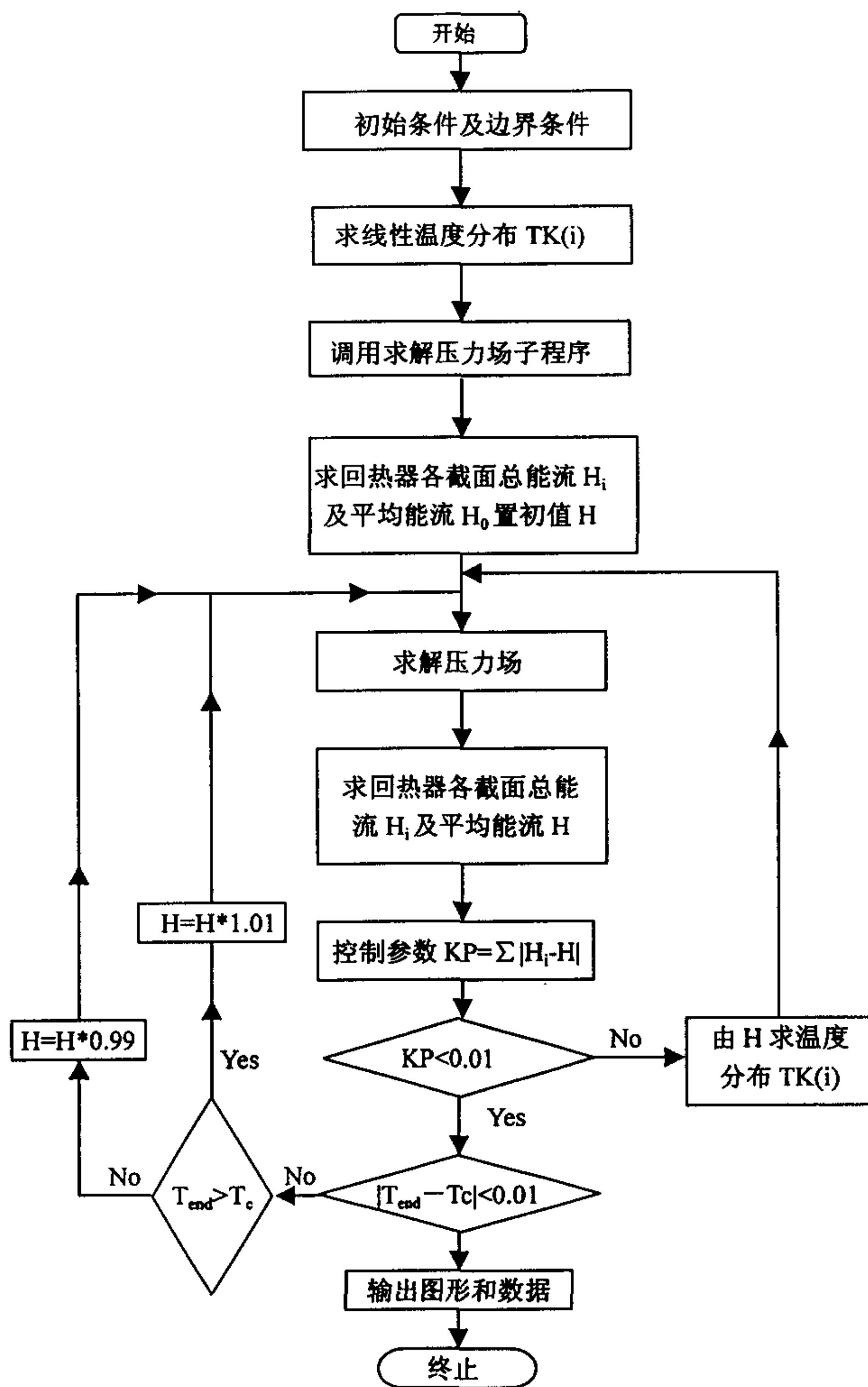


图 4-3-5 回热器温度梯度分布的计算流程图

率计算的程序流程图，由于系统的固有频率与振幅无直接关系，因此其初始条件中压力振幅可以设置为任意值，回热器的温度分布设为线性分布对频率的影响可以忽略不计，一般可设为线性分布。但是有一点必须注意，冷端换热器的温度对频率影响很大，因为它决定系统大部分区域的声速，因此其温度的确定一定要准确。

五、回热器温度梯度的求解

由于热声热机回热器的温度分布并不是线性的，确定回热器的温度分布是准

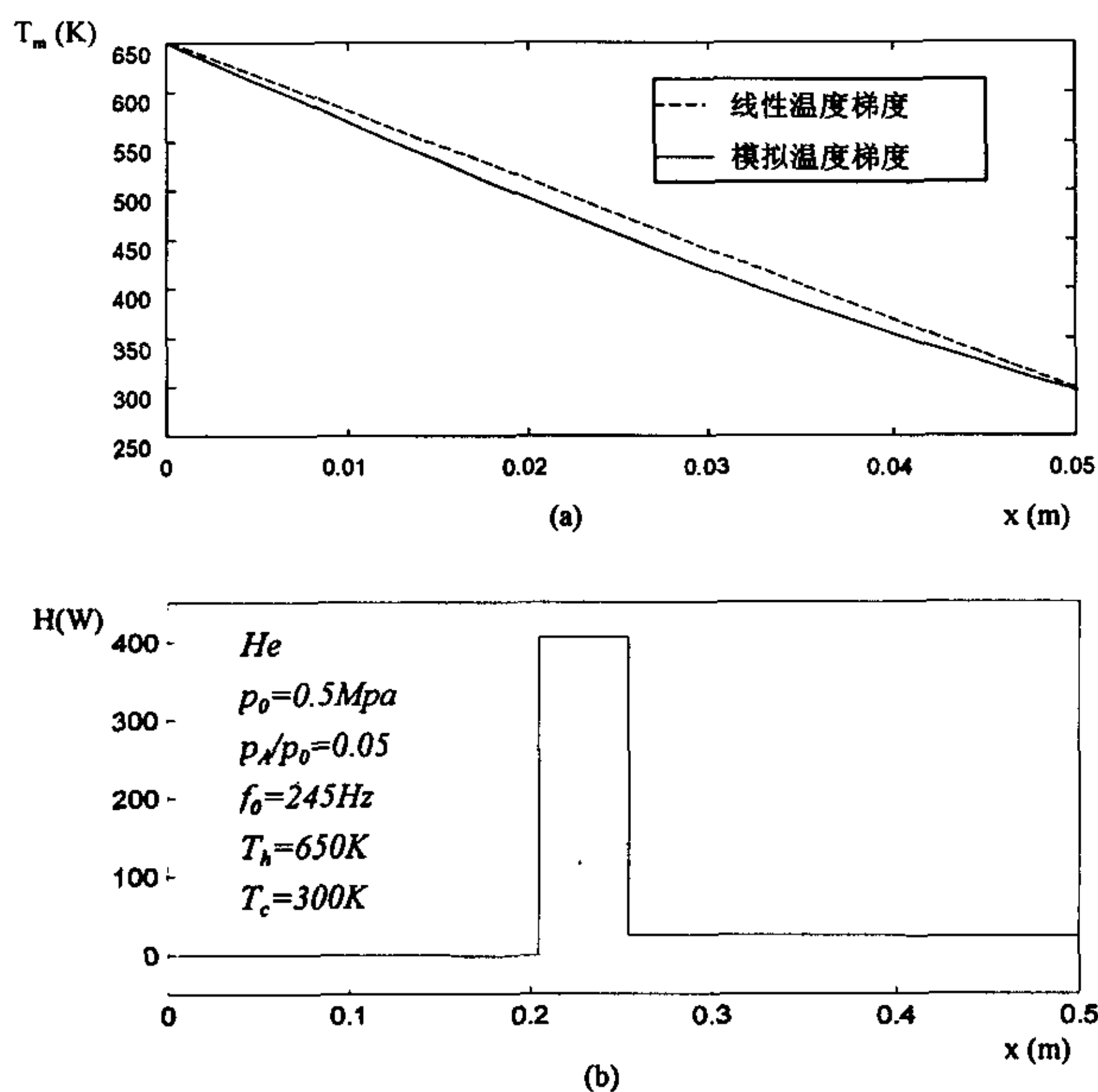


图 4-3-6 回热器的温度分布及总能流分布的模拟结果

确模拟声场的前提条件。由于回热器为绝热部件，因此回热器的各截面的总能流相等。以此为控制条件，我们可以求得回热器的温度分布。图 4-2-5 为回热器温度梯度计算的流程图。该程序计算的边界条件是已知回热器的热端和冷端的温度，开始假定回热器的温度分布为线性的，计算得到的温度分布作为下次的修正输入

值,直到满足各截面的总能流为常数为止。由于计算是以热端温度为基础,这时即使回热器总能流满足条件,还要看冷端温度是否满足条件,如果计算的冷端温度高于已知冷端温度,说明温差比要求的小,应增大总能流 H 值;如果计算的冷端温度低于已知冷端温度,则说明温度梯度过大,应减小总能流 H 值。反复叠代后直到冷端温度满足条件,这时求得的总能流为通过回热器的总能流。对于其它的边界条件,其流程图略有不同。如在边界条件为总能流和冷端温度时,其目标条件就变为改变热端温度而达到冷端温度条件。图 4-3-6 为模拟的结果,其初始条件见图 (b),从图中可以看出,回热器的温度梯度与线性梯度有较大的偏差,最大可达 30K。在满足温度初始条件下,得回热器内总能流为 420W。

§ 4-4 模拟实例及分析

上一节建立了热声热机的网络模型,这一节运用网络模型对热声热机进行模拟。下面分几种情况进行讨论:

一、简单圆管

先考虑一个简单圆管内声场的基本情况,图 4-4-1 为一直径为 34mm 的圆管,在右边有一活塞驱动。在稳定的情况下,在管内建立一个驻波声场。假设管内的平均压力为 1MP,驱动频率为 100HZ,管长为 8m。在圆管的左端的初始条件为 $[p; U]=[1; 0]$ 。将圆管分成若干小段,运用前文所述的分布模型的集总近似进行模拟,求出各点的压力和流速,从而可以方便地分析管内的声场和能量的分布情况。

① 首先考虑 $f_v=0, f_k=0$ 的情况,在此理想条件下,圆管无粘性,管内流体和管壁间没有热交换,流体是绝热的。模拟结果如图 4-4-2 (a) 所示,这时管内建立的是理想驻波,声场中压力和速度的相位差为 90 度,但是在压力波节处其相位差有一个突变,由 90 度变为 -90 度,为了更清楚地显示声场偏离驻波相位的大小,以下取相位差的绝对值。压力振幅沿声波的传播方向没有衰减。压力和速度的虚部均为零,说明管中无行波分量,是严格的理想驻波,因而沿声波的传播方向的声功流为零。维持声波的振动并不需要外界做功。

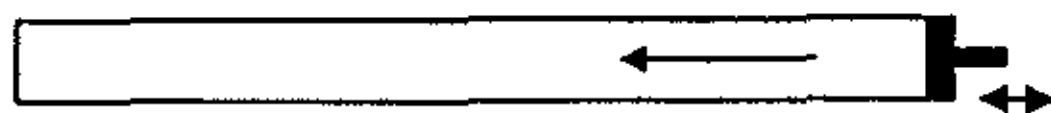
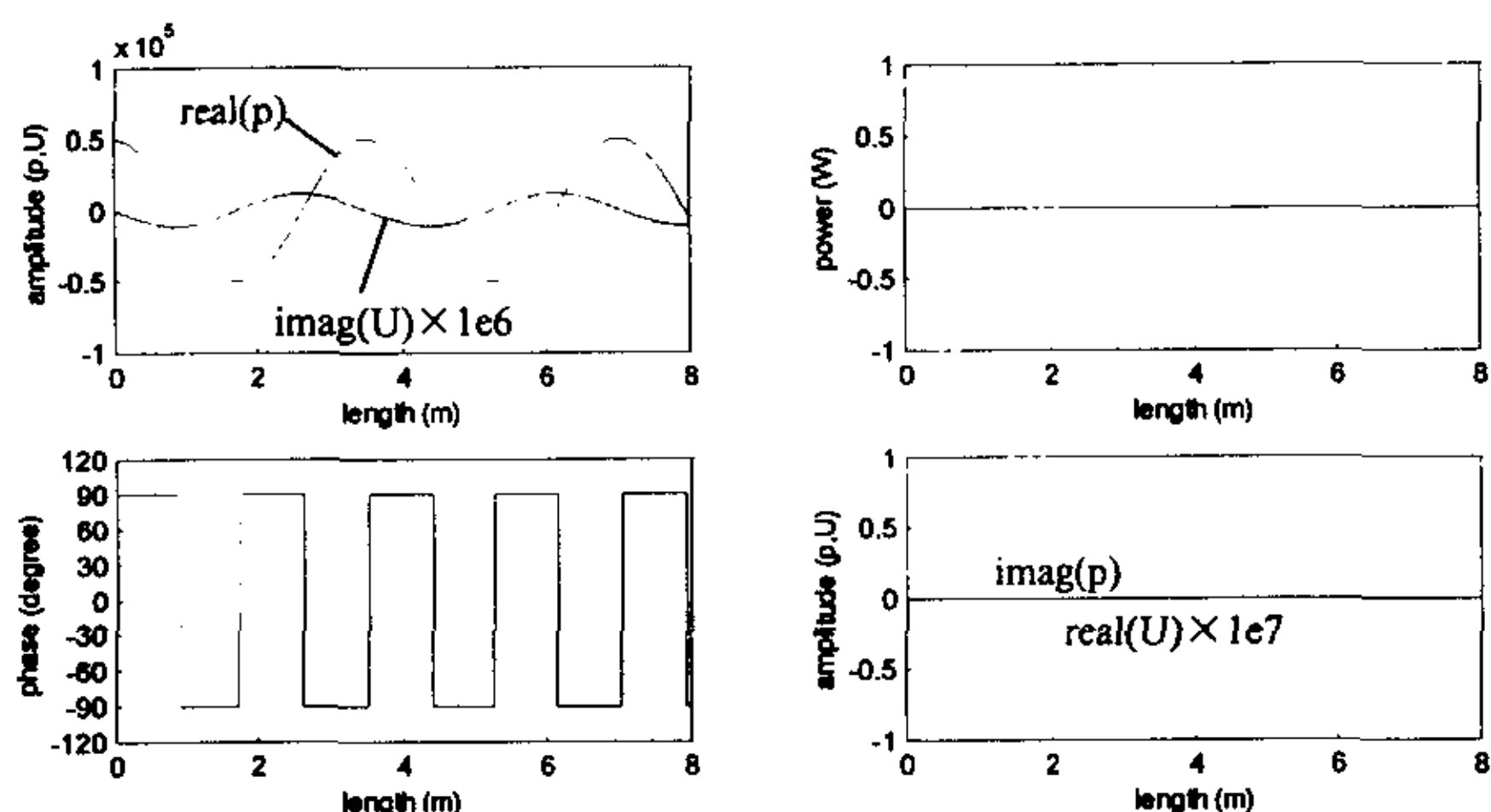
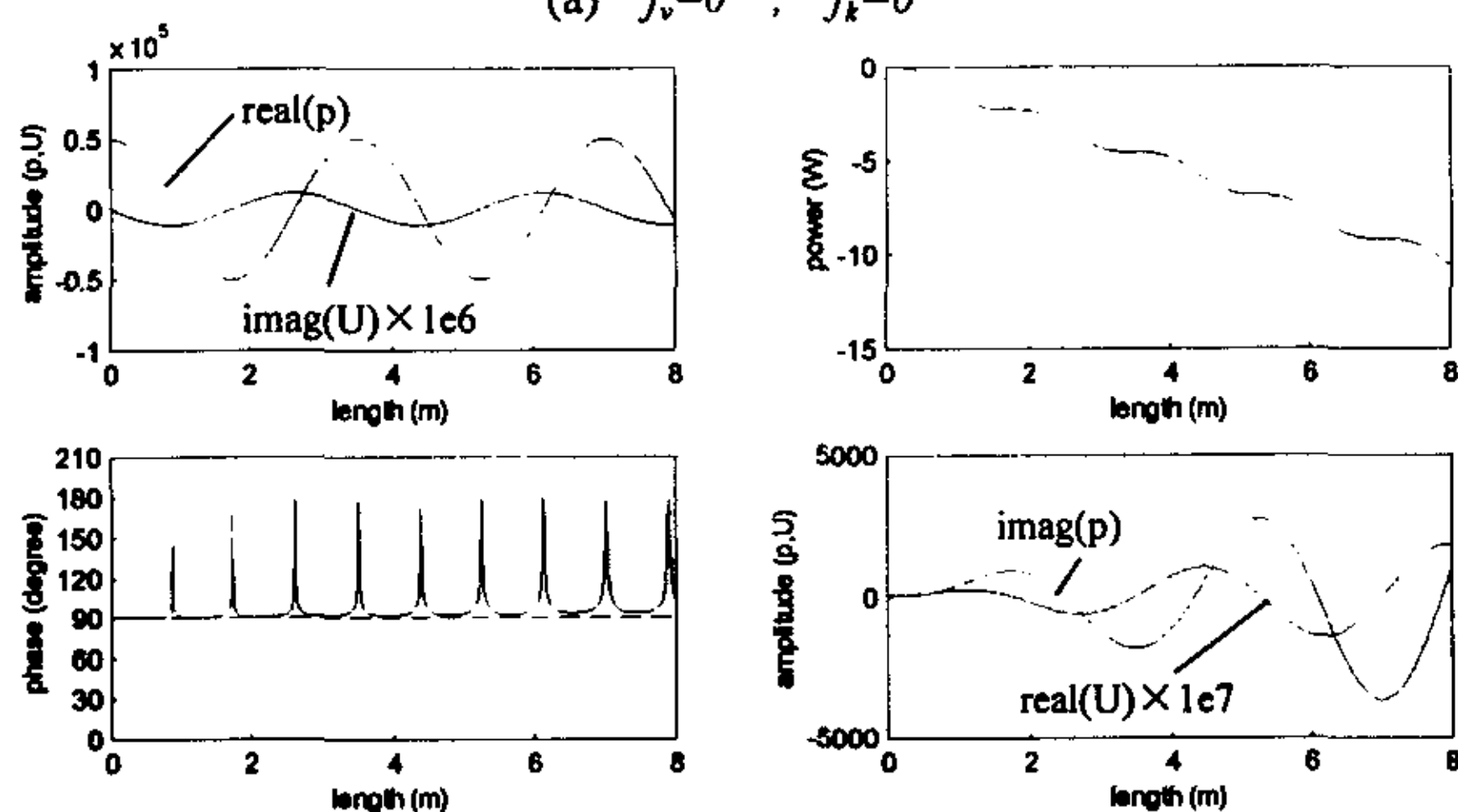


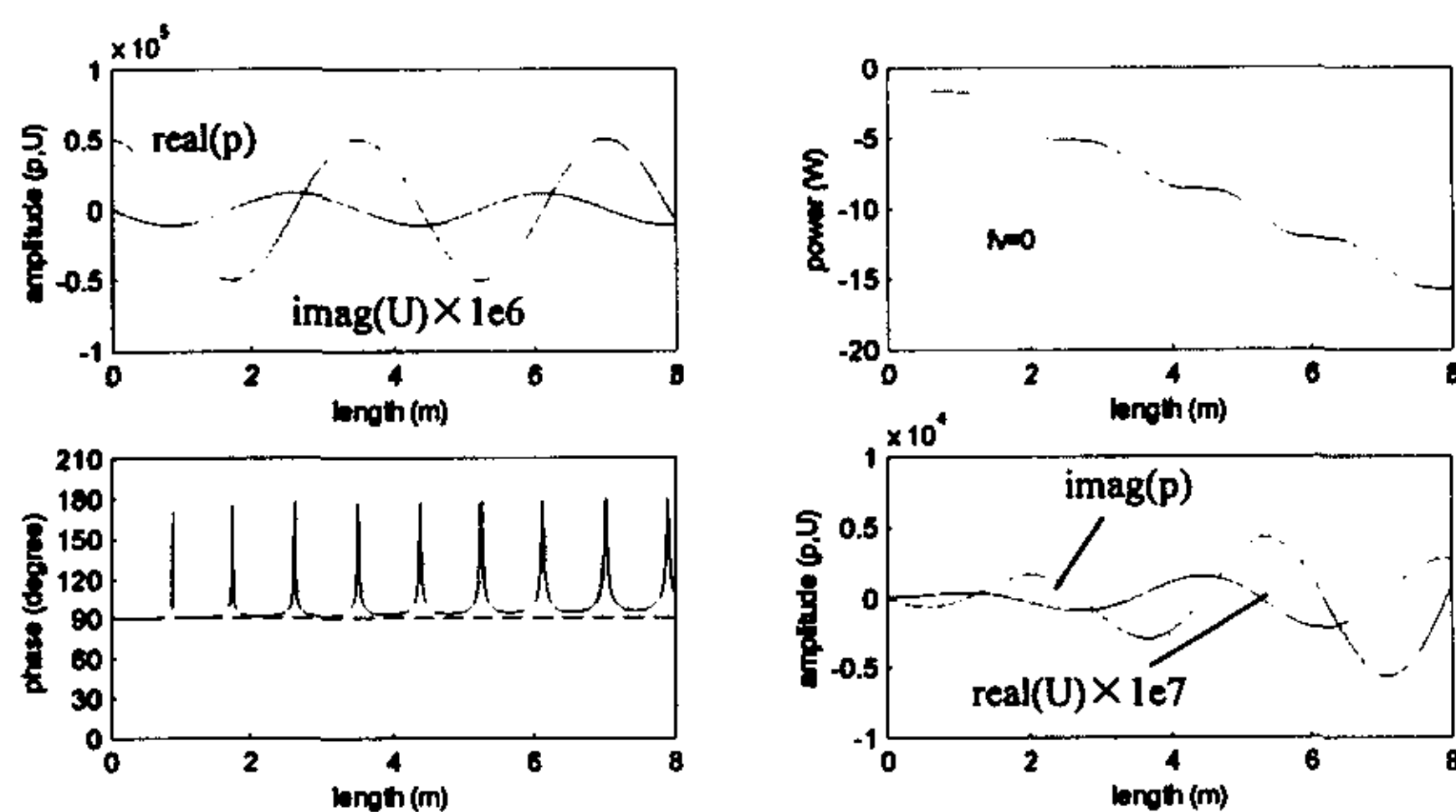
图 4-4-1 简单圆管内的驻波声场



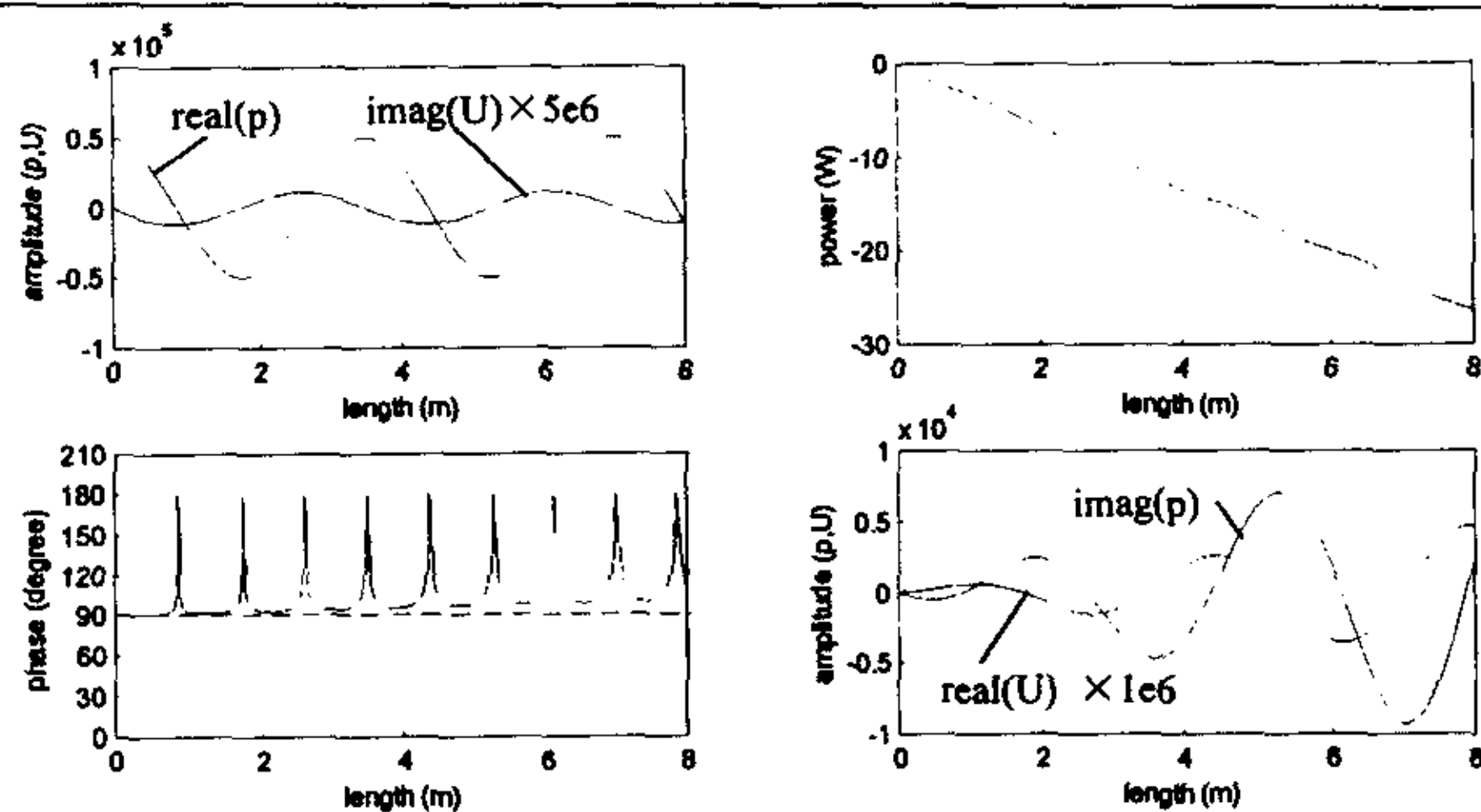
(a) $f_v=0$, $f_k=0$



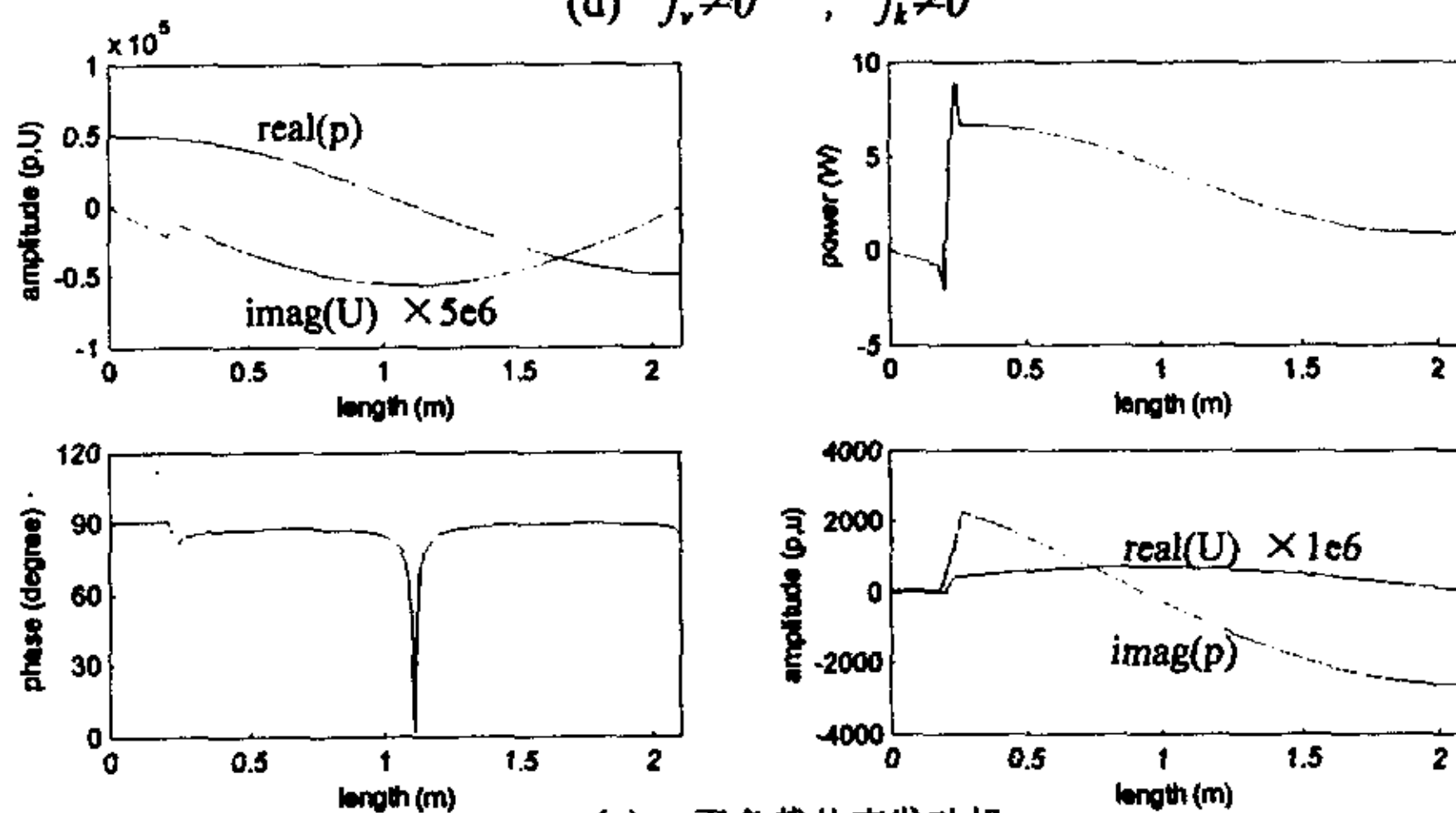
(b) $f_v \neq 0$, $f_k=0$



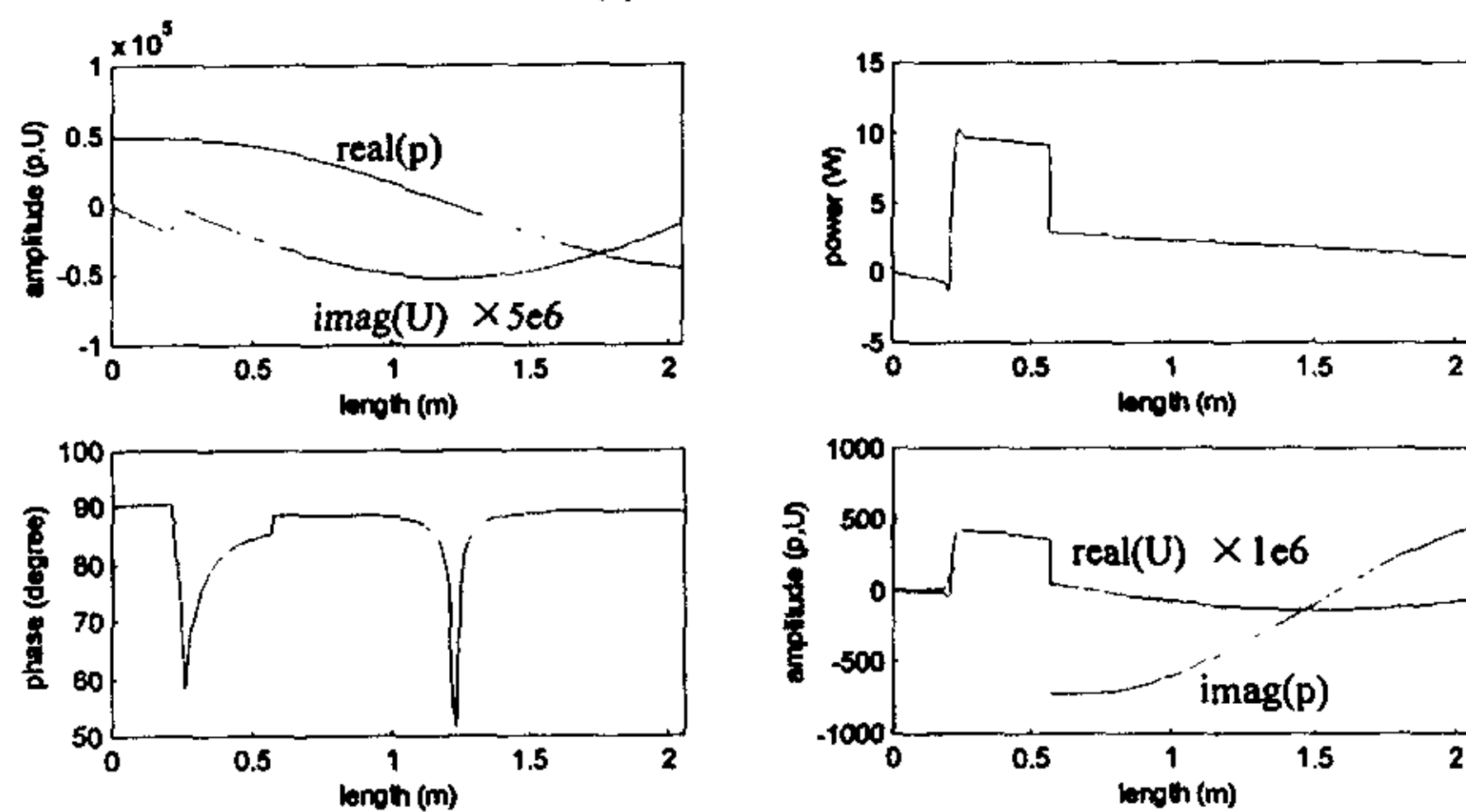
(c) $f_v=0$, $f_k \neq 0$



(d) $f_v \neq 0$, $f_k \neq 0$



(e) 无负载热声发动机



(f) 有负载热声发动机

图 4-4-2 热声系统的模拟结果

② 设 $f_v=0$, $f_k \neq 0$, 在此条件下忽略粘性阻力的影响, 只考虑流体和管壁之间的热交换。如图 4-4-2 (b) 所示, 声场中压力实部和速度虚部的相位差为 90 度。但压力虚部和速度实部并不为零, 声场中有行波分量的存在。严格地讲, 这时管内的声场是一个混合波, 由驻波和行波叠加而成, 而不是一个单纯的驻波。从图中可以看出, 压力虚部和速度实部幅值沿波的传播方向逐渐减小, 相应地其行波分量也逐渐减小。从能量的角度来说, 驻波分量并不能传播能量, 在传播过程中能量也并没有减少, 图中的压力实部和速度虚部实部振幅并没有减小; 对于行波来说, 由于没有反射波, 相对于能量源来说, 能量一去不复返, 沿波的传播方向逐渐耗散掉, 图中压力虚部和速度实部幅值沿波的传播方向逐渐减小。行波和驻波叠加后, 声场中的压力和速度的相位差不再是 90 度, 而且越接近声源, 相位差改变越明显。叠加后混合波的振幅沿声波传播的方向是逐渐减小的。

从图中的可以看出, 功率沿波的传播方向衰减, 这是容易理解的, 因为声功在传播过程中有能量耗散。当输入端的能量等于耗散的总能量时, 管内就可以维持稳定的声场。但图中显示出功率的衰减并非线性的, 在压力波节点处, 其斜率最小, 在压力波腹处, 其斜率最大。这是因为气体的压力振幅越大, 由它引起的温度振幅也越大, 由于壁面是等温的, 因此气体和壁面之间的热交换也越大, 声波的能量损失也越多。为了减小声能的损失, 在热声热机声场的压力波幅处, 应选用绝热的材料。

③ $f_v \neq 0$, $f_k = 0$, 在此条件下, 只考虑流体粘性的影响, 忽略气体和管壁之间的热交换, 模拟结果如图 4-4-2 (c) 所示。同上, 由于粘性影响声功沿声波传播的方向衰减, 它的衰减也是非线性的, 在速度波节点处, 其斜率最小, 在速度波腹点处, 其斜率最大。因此, 在声波的速度波腹点处粘性耗散较大, 在实际的热声热机中, 该处的管壁应具有较好的光洁度, 以减小粘性损失。

④ $f_v \neq 0$, $f_k \neq 0$, 同时考虑粘性和热传递的影响。模拟结果如图 4-4-2 (d) 所示。实际的热声热机都存在这两种影响。这时声功的衰减是上面两者之和。行波分量比以上两者较大, 因此压力和速度的相位差也相应增大。从图中可以看出, 对于理想驻波来说, 它的声场中压力和速度的相位差在长度方向上均为 90 度 (图中虚线)。对于混合波来说, 整个声场内的声场分布是比较复杂的。总的趋势是沿声波传播的反向, 相位差偏离 90 度的值就越大。在同一个波长内, 在压力波腹附近的一段范围内, 其相位差相等。在压力波节或波腹处, 其相位差接近 180 度。这是因为在该点处驻波分量的压力或流量的方向发生突变, 行波分量的对相位的影响较大。

从上面简单圆管的模拟可以得出以下结论:

1. 对于理想的驻波来说, 声场中压力和速度的相位差为 90° , 管内的功率为零, 对于混合波来说, 声场的相位比较复杂, 总的来说, 沿声场传播反向相位差偏离 90° 值越大。在驻波波节点处, 相位差接近 180° 。

2. 声波在传播过程中由于粘性和热传导的影响而不断耗散, 声波的衰减并不是线性的。在压力波腹处, 热传导的影响较大, 粘性的影响较小; 在压力波节处, 热传导的影响较小, 而粘性的影响较大。这对于实际热声热机的建造具有指导意义。在压力波腹处, 圆管内表面应选用绝热材料, 而对其光洁度要求不高; 在压力波节处, 内表面光洁度要好, 而对其绝热性要求不高。

二、实际热声热机的模拟

图 4-4-2 (e) 是无负载热声发动机的模拟结果, 系统总长度为 2.2m 。采用氮气为工作介质, 平均压力为 1Mpa , 谐振频率为 64Hz , 振幅为平均压力的 5% , 温差为 250K , 回热器和换热器的结构和尺寸见第五章第二节。从模拟的结果可以看出, 对于无负载热声热机来说, 在稳定的工况下, 其回热器产生的声能全部被系统各部件消耗, 系统并无声功输出。由于回热器是有源部件, 图中体积流速的虚部在回热器处产生一个突变, 这是流放大作用的结果, 除此之外, 流放大作用还使得回热器内的行波分量增加, 因而图中的声场相位也产生一个突变。

图 4-4-2 (f) 是有负载热声发动机的模拟结果, 其结构与上述无负载热声发动机相似, 只是在距离系统左端 0.55m 处增加一纯阻性的负载, 负载大小为 $4 \times 10^7 \text{ N} \cdot \text{s/m}^5$, 回热器的温差为 350K 。从图中可以看出, 由于负载的分流作用, 在负载位置其声功和相位差的绝对值都产生一个突变。系统输出功率为 6W 左右。

§ 4-5 本章小结

1. 确定了热声部件统一的网络结构, 并从流体力学的基本方程出发, 推导出非等温管路网络结构的基本传输方程, 它与热声效应基本方程是一致的。在此基础上对网络结构参数进行量化。
2. 根据各部件的特点确定各部件的网络模型, 所有部件的分布参数网络模型都用多环节集总近似模型代替, 环节数越多, 其集总近似模型越接近于分布参数模型。根据各部件的连接方式, 确定系统总的网络模型。
3. 在网络模型确定的情况下, 根据系统的边界条件和初始条件来对系统进行

模拟。并详细讨论了系统频率和回热器温度梯度的求解方法。

4. 运用网络模型对简单圆管和热声发动机进行模拟和分析，为热声热机的优化提供指导。

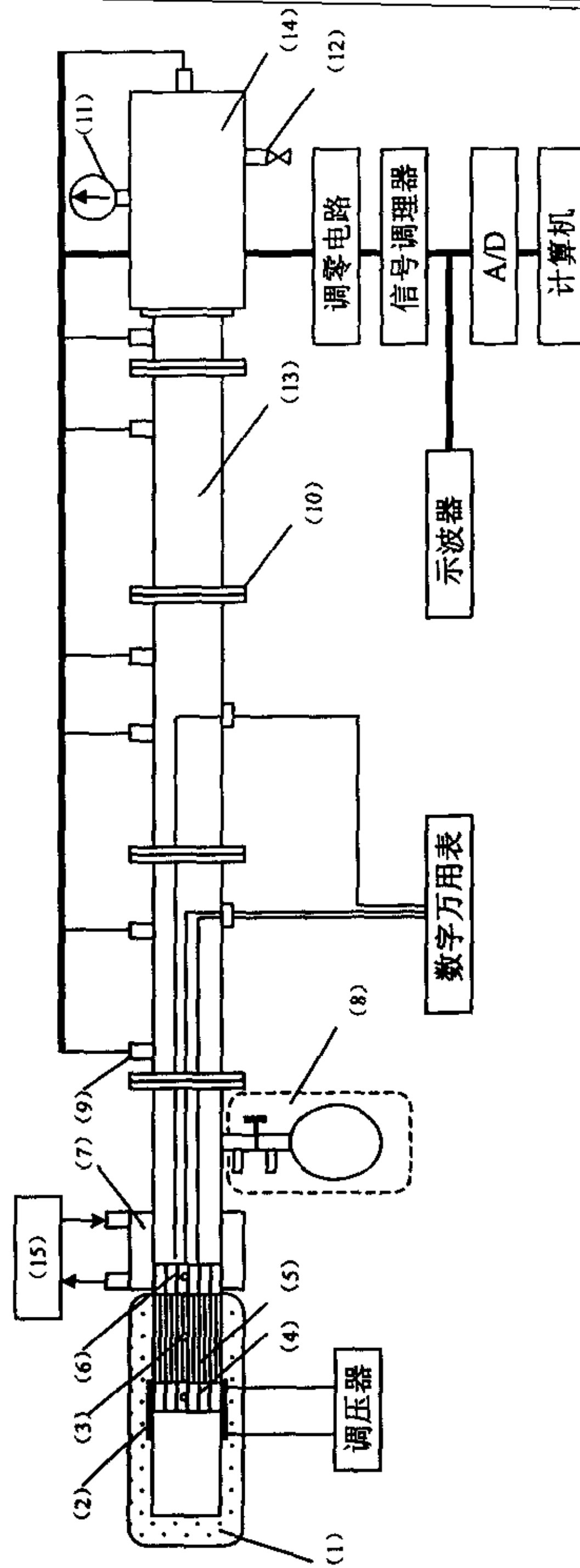
第五章 热声发动机的实验研究

§ 5-1 前 言

热声发动机是利用热声自激振荡,将热能转化为声能的装置。它具有结构简单,无运动部件等优点,管内的工质一般为简单的单原子气体或混合气体,因此其工质符合环保的要求。自 Rott 在 1969~1980 年首次对热声效应进行了定量的理论分析^[7-11],世界各国对热声热机的开发进入了一个高潮。美国的研究处于较领先的地位,八十年代中期,在热声理论的指导下对热声发动机进行了改进,提高了热声发动机的热功转化的效率,同时由热声发动机驱动的制冷机的突破性进展,进一步推动了对热声发动机的研究发展。目前美国的已经研制出包括采用混合工质在内的各种热声发动机,并且在利用热声谐振管实现无污染制冷方面取得了巨大的成功,已经在天然气液化、医用低温存贮箱等领域进入应用阶段^[22]。尤其是 Swift 制造的行波热声斯特林热机^[1],在提高热声热机的效率和功率方面取得较大的进展,在 700W 的声功输出的情况下,其最高的热声转化效率为 30%,为同样工况下卡诺效率的 42%,热声热机的应用前景变得更加明朗。在日本^[148-151]、俄罗斯及法国也开展了广泛的研究。在我国,从九十年代初期开始进行热声效应的研究,已经在低温制冷机和电驱动热声制冷方面取得了一定的进展。九十年代中期,华中理工大学低温实验室在国家自然科学基金的资助下首先在国内展开对热声发动机的研制,取得了丰富的成果^[68]。但由于实验开始处于摸索阶段,以及加工工艺的限制,发动机的输出功率较小,效率也较低。作者在原有工作的基础上对热声原动机进行重新设计和改进,在输出功率和效率方面都有较大的提高,并能够实现带负载制冷。本章介绍作者在热声发动机实验研究方面的进展。

§ 5-2 热声实验装置及测量方法

热声发动机实验装置台如图 5-2-1 所示,实验主要由三部分组成:(1)热声发动机系统,主要由回热器、热端换热器,冷端换热器、谐振腔、谐振管及供热系



(1) 绝缘层 (2) 电加热丝 (3) 热电偶 (4) 热端换热器 (5) 回热器 (6) 冷端换热器 (7) 冷却水套 (8) 声功测量系统 (9) 压力传感器 (10) 法兰 (11) 压力表 (12) 充气阀 (13) 谐振管 (14) 谐振腔 (15) 循环水

图 5-2-1 热声发动机实验系统示意图

统组成，回热器、热端换热器和冷端换热器构成热声转换的核心，实现热能和声能之间的转换；（2）测量系统，主要由压力测量系统和温度测量系统组成；（3）计算机采集系统。下面分别介绍各部分的构造及组成：

（一）热声发动机系统

（1）谐振腔

谐振腔由内径为 $\phi 110\text{mm}$ 、长度为 200mm 的铝筒构成，一端封闭，另一端由法兰与谐振管连接。在谐振腔上安装有压力表和充气阀，以测量热声谐振管系统内的平均压力，通过充气阀对系统抽真空和输入工质。谐振腔的主要作用是帮助系统谐振和减小系统长度，并存贮部分能量。

（2）谐振管

谐振管主要由内径为 $\phi 34$ 、长度不等的黄铜管由法兰连接而成，总长度可以按实验需要进行调节，谐振管的管壁上安装有压力传感器及温度传感器的接口，便于实验测量。

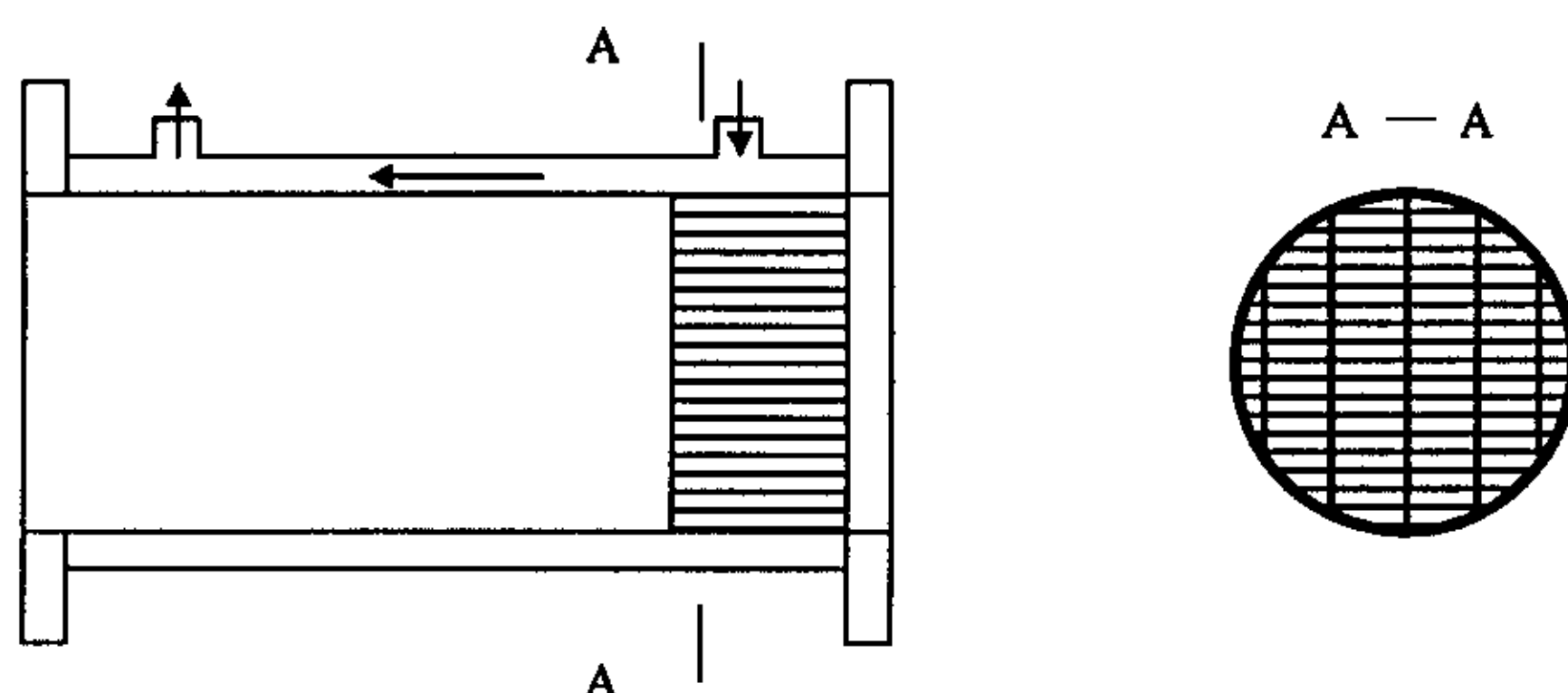


图 5-2-2 冷端换热器结构示意图

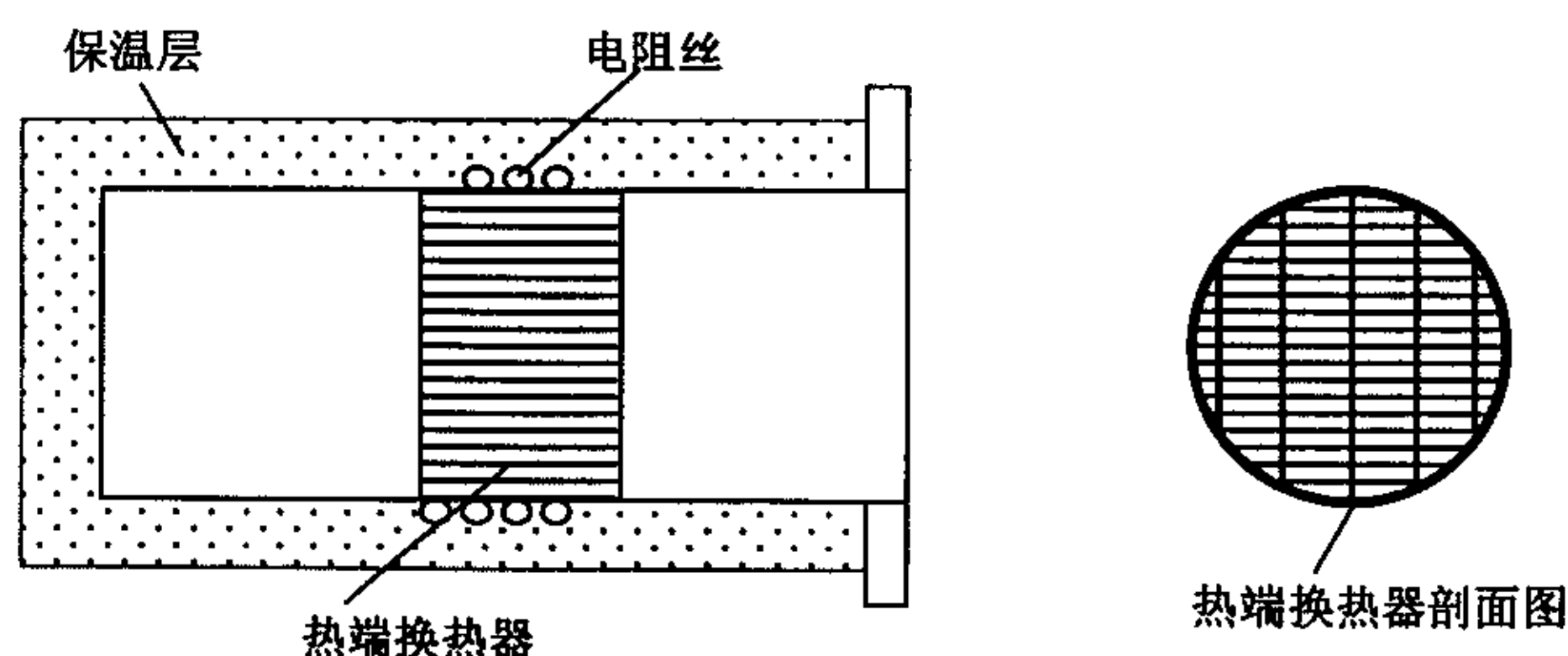


图 5-2-3 电加热系统及热端换热器结构示意图

(3) 冷端换热器与热端换热器

冷端换热器的结构如图 5-2-2 所示, 换热器由厚度为 0.2mm 的紫铜板叠置而成并放入紫铜管中, 中间夹有由 0.8mm 的银丝并与板叠钎焊在一起。冷端换热器长度为 10mm, 放入冷却水套内, 冷却水套长度为 100mm, 冷却水套外套材料为不锈钢, 保证其结构强度; 内套材料为黄铜, 以保证其较强的导热能力。它采用螺旋式结构的逆流水道, 以循环水将热量带走。热端换热器和冷端换热器的结构相同, 如图 5-2-3 所示, 其长度为 20mm。热端换热器和冷端换热器分别置于回热器的两端, 以保证回热器两端建立一定的温差。

(4) 电加热系统

加热系统由电阻丝、功率调节装置和绝热层组成。电阻丝绕在换热器所在位置的壁面外, 中间使用云母带隔离, 可保证良好的电绝缘和导热性。电阻丝为特制的材料制成, 以保证在高温下不易熔断。电阻丝输入的热量由外面的变压器来调节, 为了实验的安全, 电阻丝的电阻很小, 将三根电阻丝并联后总的电阻为 3 欧, 这样在保证较大的热量输入的情况下, 变压器的输出电压也很小, 其最大输入功率可达到 1000W。绝热层由石棉板捆扎而成, 厚度约为 50mm, 可以保证加热器和外界的热绝缘。

(5) 回热器

热声回热器是实现热声转换的关键部件, 回热器仍然采用板叠结构, 板叠材料为 0.1mm 厚的不锈钢带, 板叠的一侧焊有 0.7mm 的钢丝, 由激光点焊而成, 将不锈钢带叠制后加工成圆形截面并放入壁厚为 1mm 的不锈钢管中, 钢管内径为 $\phi 34\text{mm}$, 这样就构成了一个间距为 0.7mm 的平行板叠结构的回热器。根据不同的实验需要制成长度分别为 50mm、100mm、150mm 三种回热器。

(二) 测量系统

(1) 压力测量系统

在热声谐振管系统中, 其压力信号的变化范围较大, 因此选用两种类型的压力传感器: 一类是驻极体传感器; 一类是压阻式压力传感器。驻极体传感器主要是用来测量起振开始阶段小的压力信号。在稳定的工况下, 用压阻式传感器来进行测量。压阻式传感器采用了秦岭晶体管厂生产的 CYG 系列传感器, 量程分别为 $10\text{Kg}/\text{cm}^2$ 和 $30\text{Kg}/\text{cm}^2$ 两种, 精度为 B 级, 频响范围为 15KHz, 可以满足实验的

要求。

(2) 信号调理放大器

信号调理放大器采用扬州无线电厂生产的信号调理器, 信号调理器有两个作用: 一方面它可以给压阻式压力传感器提供标准工作电源; 另一方面对传感器的输出信号进行放大。实验中放大倍率一般选用 400 倍。由于实验系统内的压力比较小, 因此要求其调零范围很大, 此信号调理器的调零不能满足要求, 作者自己设计了一个专门的调零电路, 调零范围在 0~200mv, 能够满足实验的要求。放大后的信号能满足 A/D 转换器的要求。信号调理器具有零漂移小、噪声低等特点, 每台仪器能够实现四路信号同时采集, 为实验提供良好的条件。

(3) 温度传感器

温度的测量使用热电偶, 对于冷端换热器和回热器的冷端采用铜-康铜热电偶, 其测量范围为-200~400℃; 对于热端换热器和回热器的热端采用镍铬-镍硅热电偶, 其测量范围为-200~1100℃。对于起振时的温度变化采用信号采集系统进行测量, 对于稳态系统来说, 由于温度的变化较慢, 可以采用精度较高的数字电压表来进行测量。热电偶在安装前都必须进行标定以保证测量的精度。

(三) 信号采集系统

信号采集系统主要由 A/D 转换器、IBM PC 计算机及相应软件组成。A/D 转换器有十六个通道, 它要求输入的电压为-2.5~+2.5V。相应的采集软件由课题组自行编制, 可实现实时数据采集和存储, 并能够动态显示波形。采集系统的单通道最大采样频率为 20KHz, 通过设置延时参数, 可以完成 0~20KHz 频率范围内的信号采集。

(四) 实验一般步骤

1. 开启测量系统及信号采集系统电源, 测量系统预热半小时, 以消除测量系统的零漂误差;
2. 打开冷却水源;
3. 接通加热器电源, 给系统加热, 同时记录各测点温度的变化, 控制加热功率以使加热速度在合理的范围内;
4. 观察示波器上的压力变化, 直至热声发动机产生自激振荡;
5. 在信号稳定的条件下, 采集各传感器的压力信号;
6. 改变系统运行工况 (如调节系统的加热功率、改变平均均匀压力及改变负载等),

在稳定情况下采集相应的压力信号；

7. 实验结束后，首先关闭加热系统、测量系统的电源，半小时后再关闭冷却水源。
8. 整理实验数据，做好实验记录，并将数据存盘备份。

（五）实验数据的处理方法

通常实验中获得的信息是通过对采集信号的处理得到的，通过数据处理一般可以得到三个最基本的信息：（1）各次谐波分量及其频率；（2）各次谐波分量的振幅；（3）同频率两信号之间的相位差。

1. 频率和振幅的标定

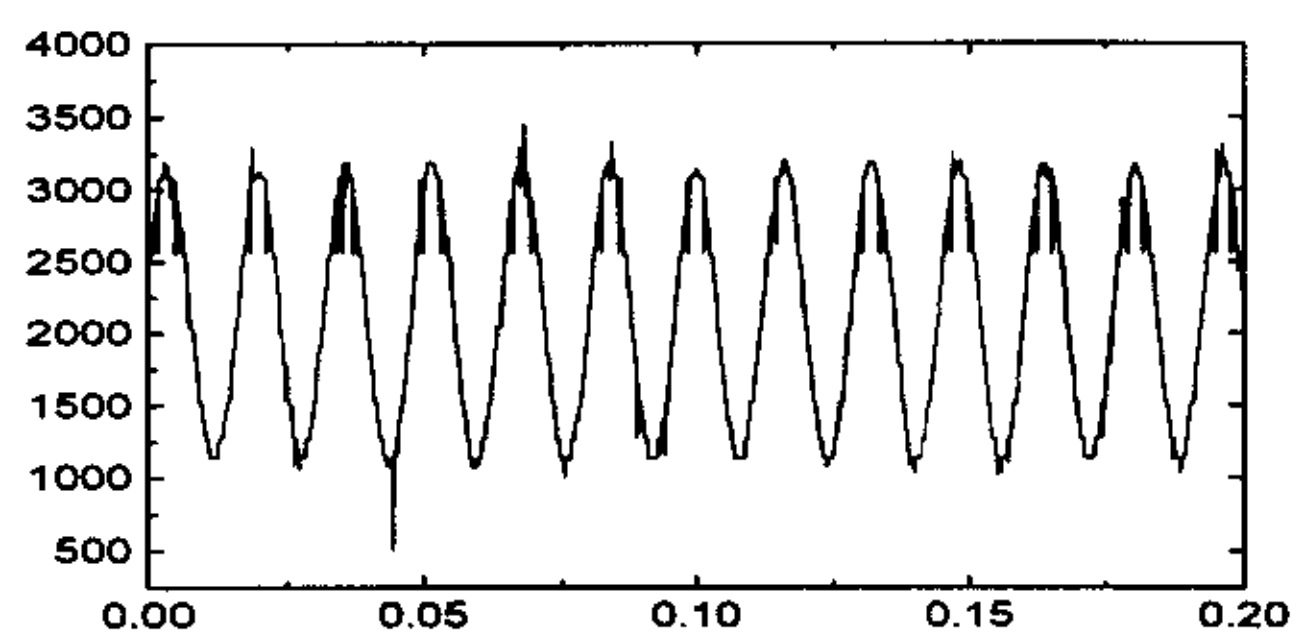
虽然实验中的采样频率是预先设定的，但是要精确得到实际采集间隔时间，必须通过实验的标定，本实验采用 50HZ 标准电源进行标定的。由于没有标准的声源信号，实验中振幅的标定只有通过静态标定来代替。

2. 信号噪声的抑制

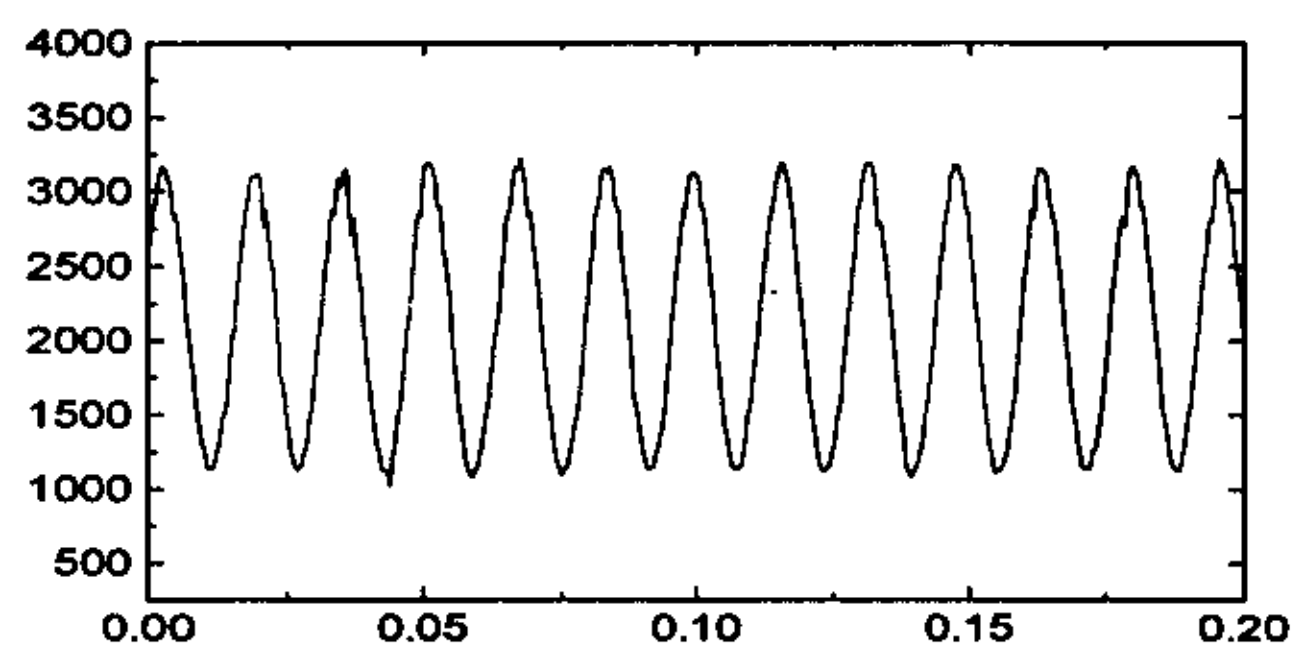
在数据采集的过程中，由于 A/D 板存在着电磁耦合及外界干扰，一般在输入短路时，其变换后的输出并不为零，一般都有 5mv 以上的噪声。采集噪声必然为实验结果带来影响。为了抑制这种采集噪声，在数据处理过程中运用小波变换将数据信号进行预处理，它相当于用一组中心频率不同的带通滤波器对信号做滤波。图 5-2-4 中，（a）和（b）分别为原始采样数据波形和小波变换后的波形，从图中明显可以看出，小波变换后的波形比原始波形光滑，信噪比大幅度提高，可以在一定程度上提高实验的精度。

3. FFT 变换

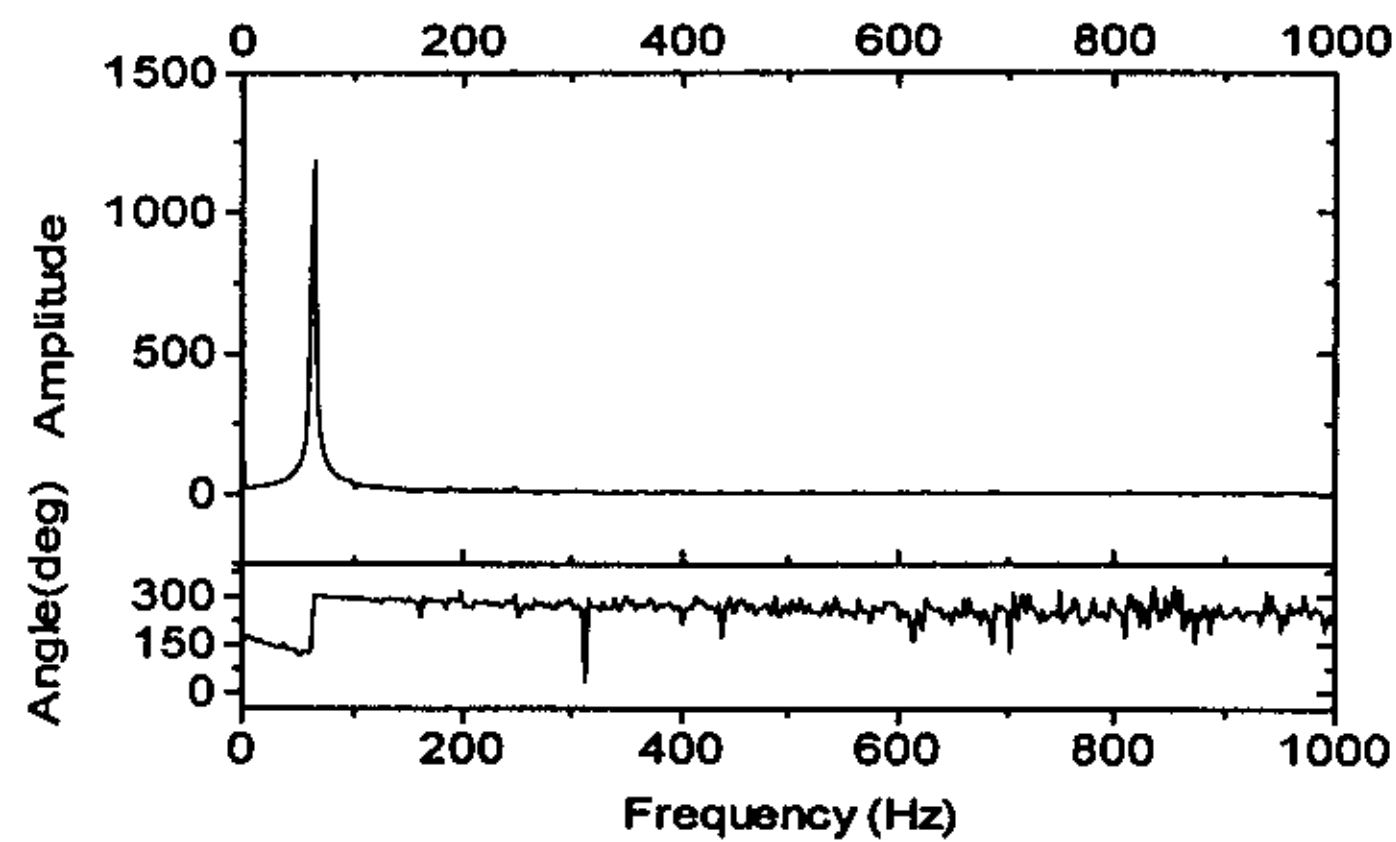
为了得到系统的谐振频率和振幅，我们对数据进行快速 FFT 变换得到其幅频图，如图 5-2-4（c）所示，从幅频图上可以方便地读出各次谐振频率及相应的振幅。注意在 FFT 变换前应根据时间和幅值标定对数据进行变换。求两组信号相位差则有两种方法，一种方法是在两种信号作小波变换后，运用自编的程序分别拾起各自对应的峰值点，按峰值点间的时间差可转化为相位差；另一种方法是直接在两组信号的幅频图中读取相位值，两者的差值即为其相位差。作者分别用两种方法对同一组数据进行处理，其结果基本相同，误差非常小，说明两种方法都是可靠的，而后一种方法则更简单方便。



(a) 热声发动机稳定工况下的原始信号波形



(b) 原始信号经小波变换后的波形



(c) 信号经过 FFT 变换得到的幅频图

图 5-2-4 实验数据的处理方法

§ 5-3 热声发动机基本特性的实验研究

利用研制成功的热声发动机实验台，对其性能作了初步的实验，以加深对其工作机理的认识，理解其热力学本质，并根据实验结果积累宝贵的经验，为工程实践提供第一手技术资料。

一、谐振频率

热声系统的固有谐振频率主要取决于工作介质的声速和系统的有效长度，工质的绝热声速由下式决定：

$$c_0 = \sqrt{\gamma RT} \quad (5-3-1)$$

其中， γ 为绝热指数， R 为气体常数， T 为绝对温度。在热声发动机系统中，其加热段及热端换热器内的工质的温度变化较大，造成这个区域内声速的变化，在冷端温度保持不变的情况下，它对整个系统频率的影响较小，实验的研究表明，对于图 5-2-1 所示的热声发动机，当热端温度升高 300K 时，其频率变化仅为 0.2Hz，当热端和冷端温度同时升高时，其频率的变化较大，其关系也比较复杂，因为对于不同的系统来说其热端温度和冷端温度的关系是不同的。但热端和冷端的温度变化必然引起系统内平均压力的变化，频率的变化可以用压力的变化来描述：

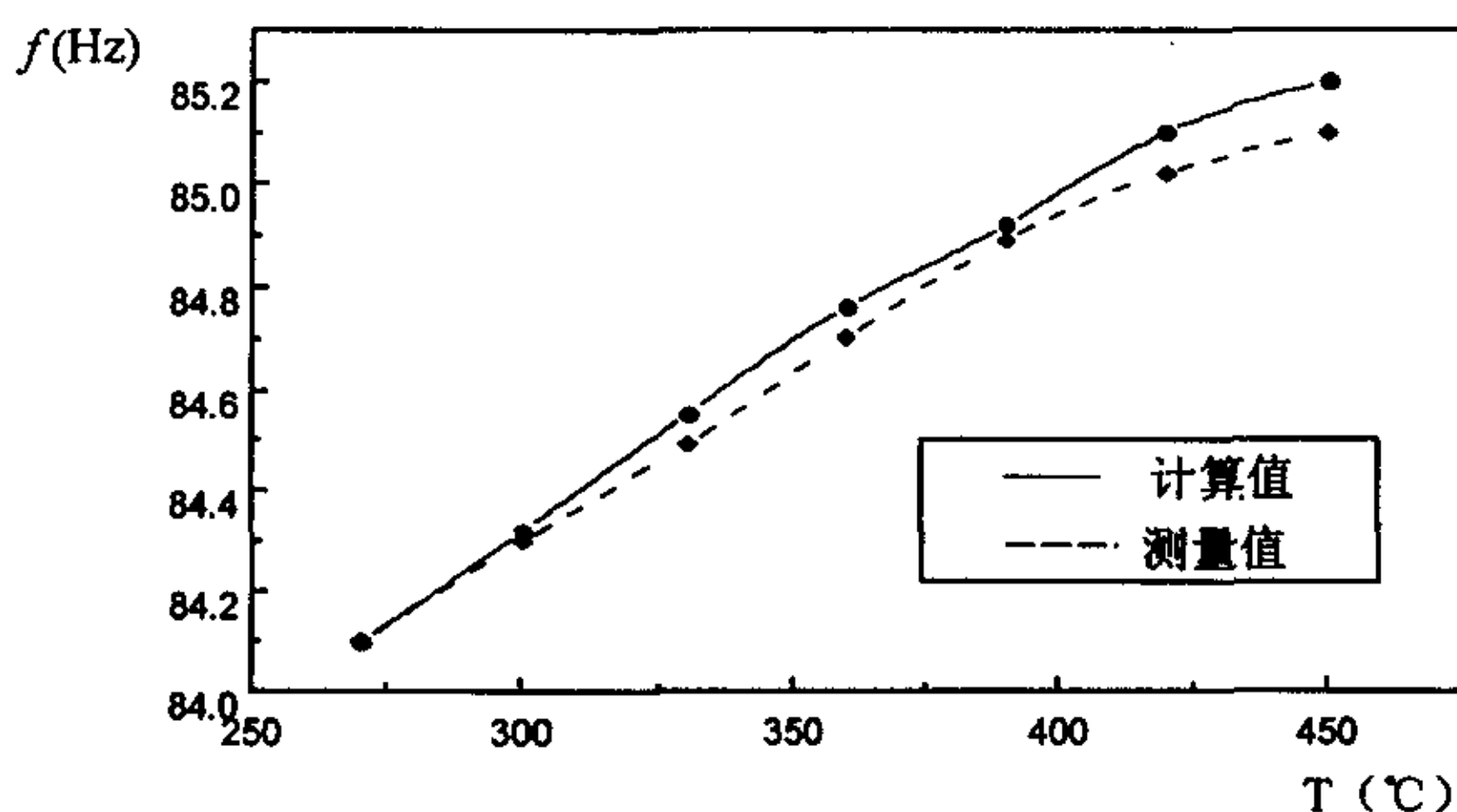


图 5-3-1 热声发动机系统固有频率随热端温度变化

$$f = f_0 \sqrt{p_{01} / p_0} \quad (5-3-2)$$

其中, f 和 f_0 为分别对应于平均压力为 p_{01} 和 p_0 的固有频率。这样通过测量其平均压力的变化就可以得到其频率的变化, 十分方便。图 5-3-1 为在不同的工况下, 其固有频率随热端温度变化的趋势, 实验中保持冷端的循环水量不变, 这样冷端温度随热端温度的升高而同时升高。实线表示根据平均压力的升高计算得到的值, 虚线表示压力信号经过数据处理得到的测量值。从图中可以看出计算值和测量值较好地符合。在热端温度变化 200K 时频率变化可达 1.2Hz。

在实际的热声系统中, 其频率主要是由系统的有效长度决定的。对于等直径热声系统来说其固有频率可表示为

$$f_0 = \frac{c_0}{2L} \quad (5-3-3)$$

其中 L 为热声系统的总长度, f_0 为系统的基频, 高次频率为基频的整数倍。对

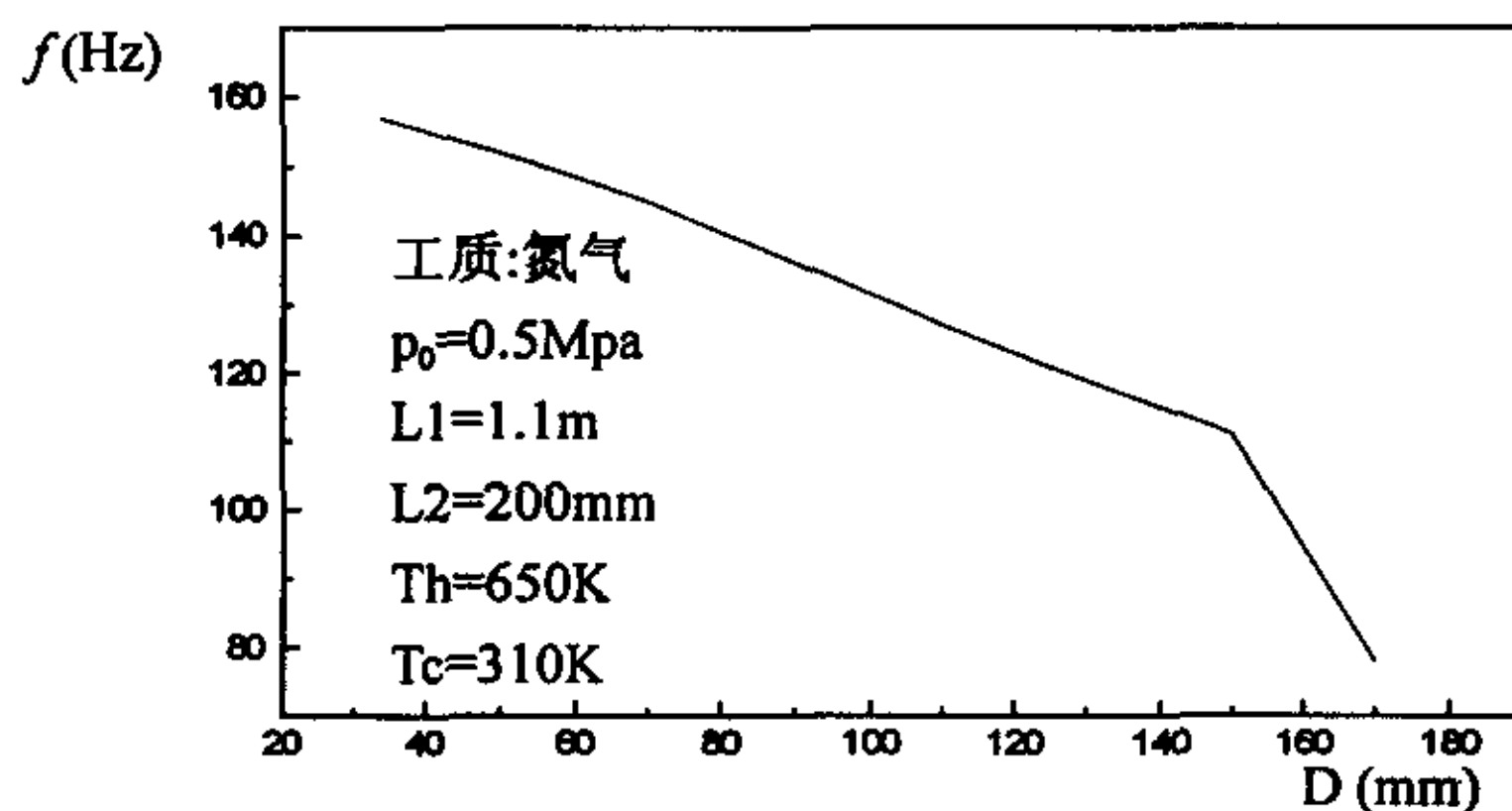


图 5-3-2 谐振腔的体积对系统谐振频率的影响

于截面变化较小的系统可以按体积等效来计算其总的长度, 计算所得的误差较小。对于带有谐振腔的热声系统来说, 其谐振频率受谐振腔的影响较大。为了考察谐振腔容体对系统频率的影响, 运用网络模型对不同直径的谐振腔进行模拟, 图 5-3-2 为模拟的结果, 工况条件如图中所示, 其中 L_1 为谐振管长度, L_2 为谐振腔长度。从结果可以看出, 直径越大, 其谐振频率愈低, 其压力波节愈接近谐振腔, 当谐振腔的直径足够大时, 系统内压力波节与谐振腔十分接近, 这时热声系统实际上为 $1/4$ 波长。因此谐振腔可以减小系统的长度。在实际的热声发动机带脉管制冷机时, 要求频率较低, 必然导致系统长度过长, 因此用 $1/4$ 波长热机来代替半波长热

机, 可以大幅度减小系统长度。

二、起振温差

热声发动机的起振温差是一个非常重要的问题, 因为在热机的实际应用中, 其高温端的温度受到热源温度的限制。起振温差越低, 其应用的范围越广。国外很多学者作过细致的研究^{[44][45][46]}。总的来说, 起振温差受以下几个因素的影响:

(1) 回热器的结构; (2) 回热器的长度; (3) 平均压力; (4) 负载。

1. 回热器结构

从目前的研究来看, 回热器的结构一般有板叠结构、丝网结构、毛细管结构三种^{[20][68]}。用得最多的是板叠结构和丝网结构。华中理工大学低温实验室对这三种结构的回热器的温差进行了实验研究^[68], 结果表明, 毛细管结构的热声回热器的起振温差最小, 丝网结构的回热器的起振温差最大, 板叠结构介于两者之间。具有针状 (pin-array) 结构的回热器具有较好的热功转换能力。由于作者实验中使用的是板叠结构, 所以没有研究各种回热器的起振温差。

2. 回热器长度

回热器长度对起振温差的影响非常明显, 长度越长, 其起振所需的温差也越大, 我们对长度分别为 50mm 100mm 200mm 三种回热器的起振温差进行了研究, 在使用氮气作为工质, 充气压力为 0.5Mpa 的条件下, 起振温差分别为 184K、243K、302K。相应的温度梯度分别为 3860K/m、2430 K/m、1510 K/m。由此可以看出, 回热器的长度越长, 起振所需要的温度梯度越小。原因可能是因为回热器的长度越长, 其产生的声功率愈大, 克服系统的阻尼耗散的能力就越强。

3. 平均压力

许多研究者对充气压力对起振温差的影响进行了研究^{[44][153]}, 得出基本相同的结论, 即在不同的充气压力下, 系统的起振温度不同, 并且存在一个最优的充气压力, 在这个压力下, 系统的起振温差最小。图表 5-3-3 是在回热器长度为 50mm、频率为 224Hz 及以氦气为工质下得到的实验结果。结果表明该系统在平均压力为 0.4Mpa 下其起振温度较低, 与文献^[44]所得的结果相一致, 但是为何存在这样一个最优平均压力, 文献中都没有给出令人信服的解释。这里作者运用网络模拟结合实验, 对其原因进行了分析。前面已经推出了流体的网络模型, 并对回热器的网络参数 Z 、 Y 及 α 进行了量化。实际上, 流体网络的各参数是有其固定的物理意义的, 阻抗 Z 的实部是单位长度的流阻, 表现为流体的粘性, 虚部为单位长度的流感, 表现为流体的惯性; 导纳 Y 的实部为单位长度流导, 表现为流体的热传导,

虚部为单位长度流容, 表现为流体的压缩性。流放大系数 α 表示回热器的热声转化能力, 对于行波热机来说, 流放大作用主要取决于它的实部, 对于驻

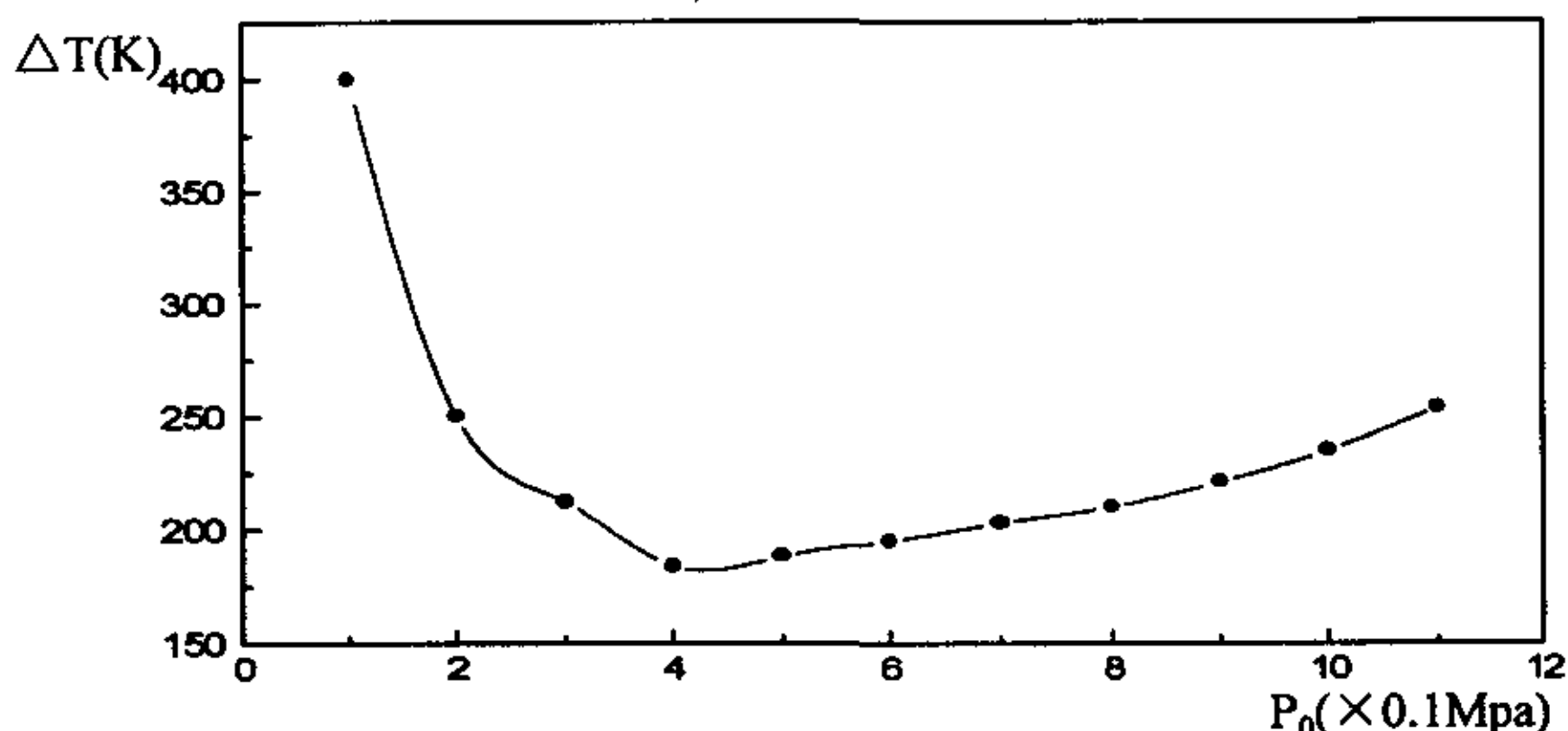


图 5-3-3 不同充气压力下热声发动机的起振温差

波热机来说流放大主要取决于它的虚部。图 5-3-4 是运用网络模型对不同压力下的回热器的阻抗和导纳模拟的结果。从图中可以看出, 随着平均压力的增大, 其阻抗逐渐增大, 而导纳逐渐减小。它们都是单调变化的, 流放大系数的实部也是单调上升的。但是它的虚部存在一个极值, 即在平均压力为 0.4Mpa 处存在一个极大值, 说明系统在这个工况下有较强的换热作用, 产生的声功率最大, 因而它的起振温差最小。图中流放大系数曲线的趋势和实验得到的温差曲线的趋势是相对应的, 也证明这种解释是正确的。

对于不同频率的工况下, 其最优平均压力也是不同的, 图 5-3-5 给出在不同频率下最优频率的模拟结果, 从图中可以看出, 频率越高其最优平均压力值越小。为了验证这个模拟结果, 在回热器、换热器及工质不变的情况下, 通过调节系统长度来改变系统的谐振频率, 然后求出该频率下的最优平均压力, 实验结果如图 5-3-5 所示, 当频率从 170~270 变化 100Hz 时, 最优平均压力变化 0.1Mpa, 其趋势是随着频率的升高最优平均压力减小, 与网络模拟结果相符合。实验证明运用网络模型可以对热声系统的特性作出较为准确的预测, 从而为工程设计提供指导。

4. 负载

负载对起振温差的影响也非常明显, 负载越大, 起振温差越大, 实际热声系统的负载应分为两部分: 一部分是系统本身维持声场所必需的能量耗散, 这种耗散分散于热声系统各部件上, 是无用功; 另一部是用来驱动外带负载, 是有用功。前一种负载应尽量减小, 可以通过对系统的优化来实现, 如提高管内的光洁度减少粘性损失。后一种负载需根据系统的输出功率来决定, 负载过大, 系统就不能起振。因此在实际的热声带负载系统中, 为了减小起振温差, 通常先将负载关闭, 待系统起振后再打开负载。

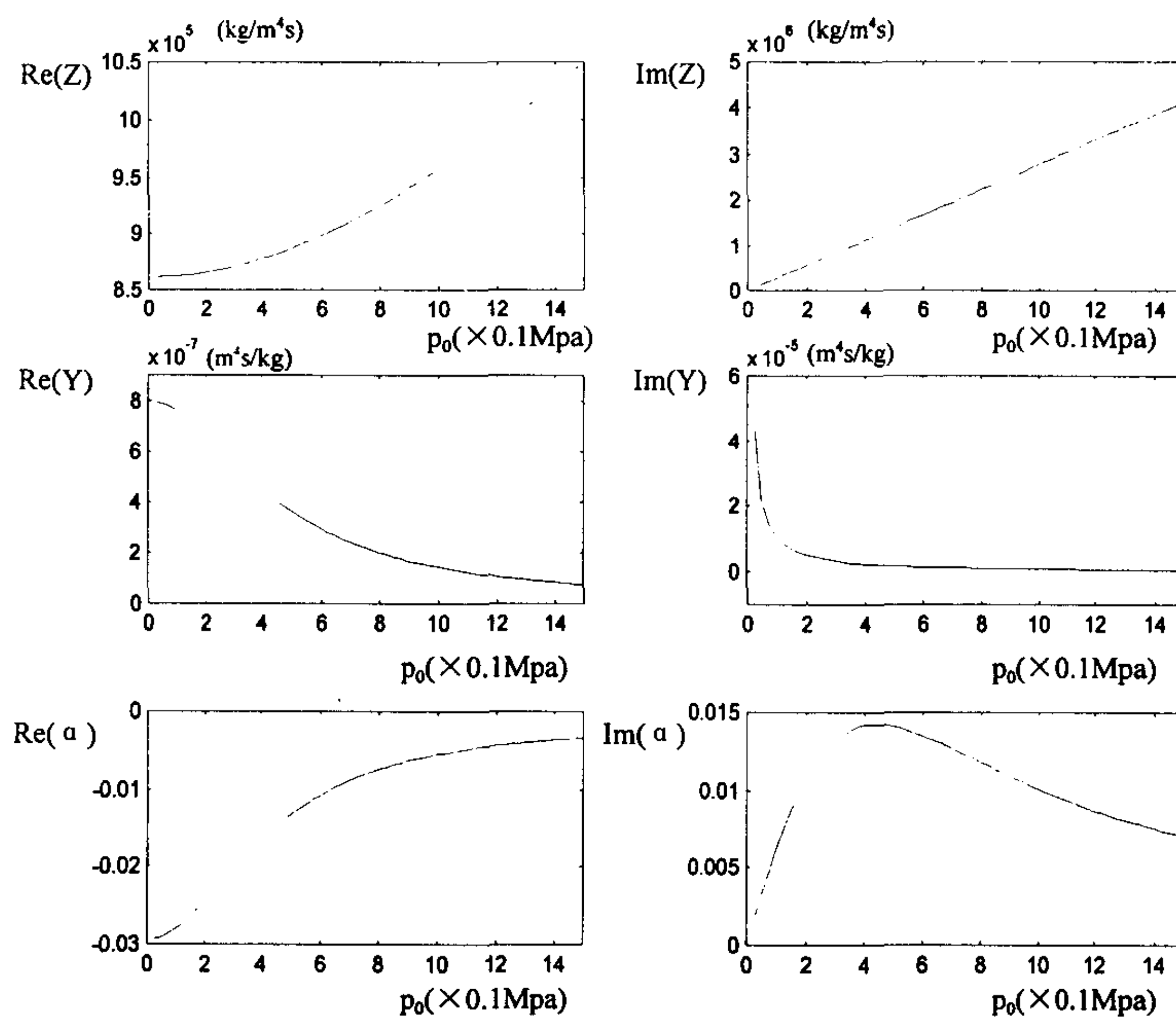


图 5-3-4 不同充气压力下回热器阻抗、导纳及流放大系数

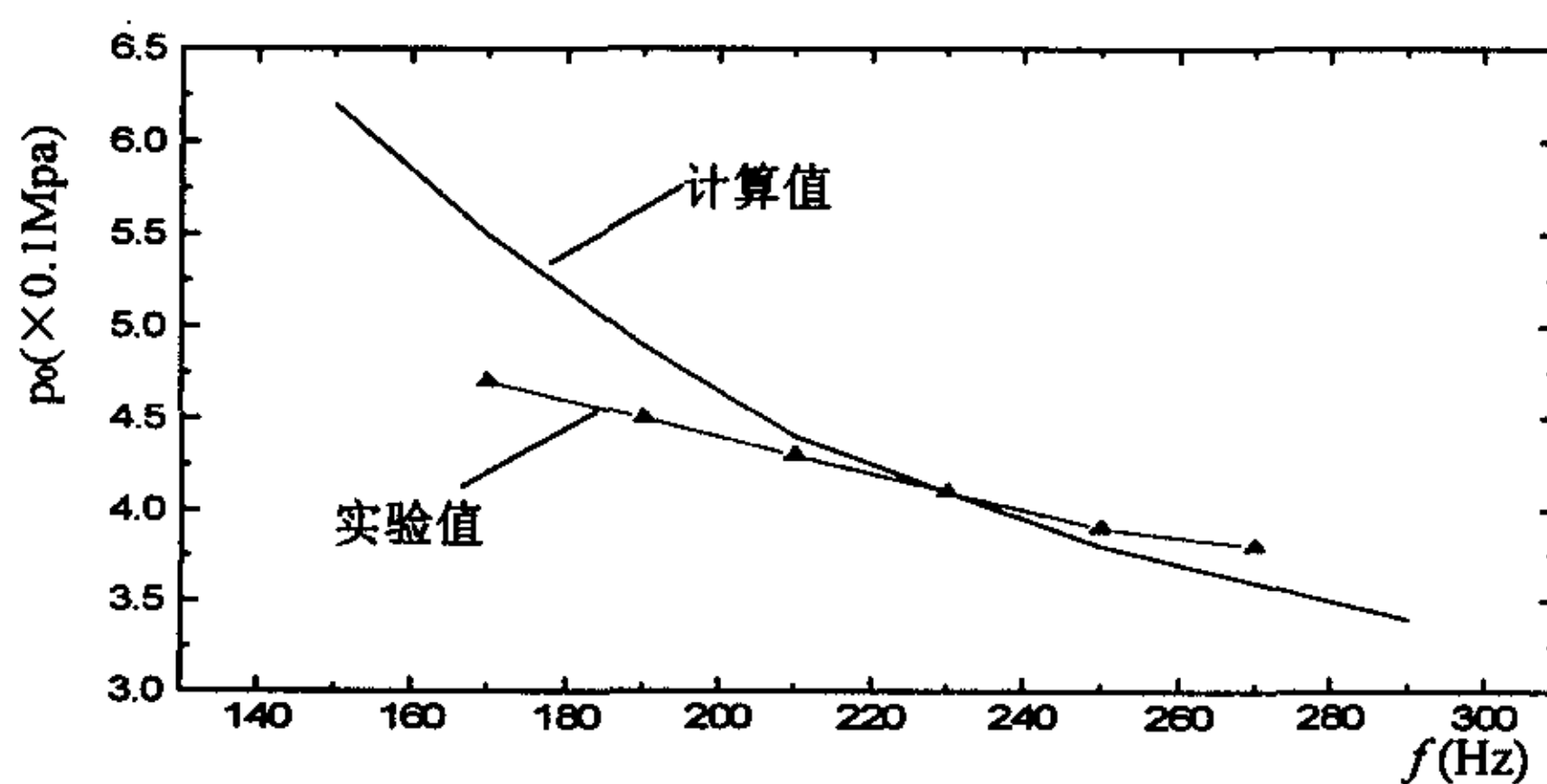


图 5-3-5 不同频率下系统的最优压力

三、回热器的特征尺寸

回热器作为热声转换部件，其特征尺寸对其性能的影响很大，选择合适的特征尺寸不仅能够提高声功率，而且可以提高热声转化的效率。我们取 R/δ_k 作为回

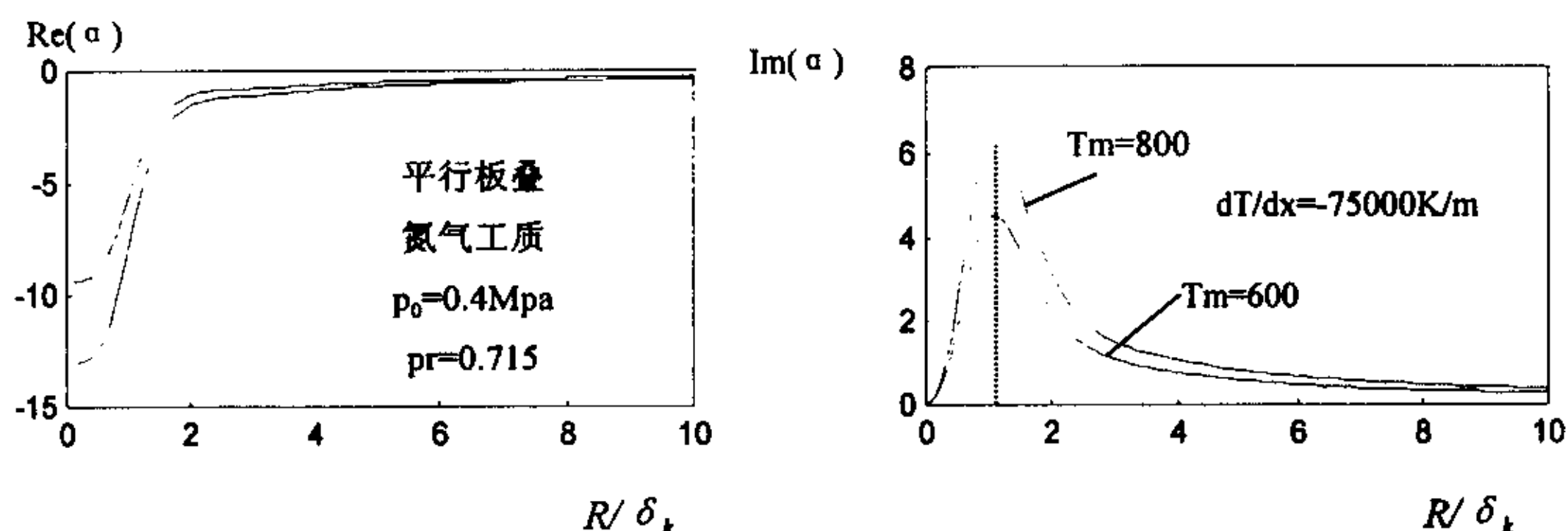


图 5-3-6 回热器特征尺寸对源放大系数的影响

热器的特征尺寸，其中 R 为回热器填料的水力半径，对于平行板叠式回热器来说为板叠间距的一半。 δ_k 为回热器的热穿透深度。图 5-3-6 为回热器特尺寸对流放大系数影响的网络模拟结果。模拟结果表明，回热器存在一个最优的特征尺寸，当 $R/\delta_k=1.2$ 时，流放大系数达到最大值，说明在此条件下，热声转换的效率最高。模拟的结果还表明，在相同的温度梯度下，平均温度越高，流放大系数越大。这个结果得到了实验的验证，同时调节热端加热功率和冷端循环水量，在保持温差不变的条件下，提高回热器的平均温度，在不同工况下在同一位置测量其压力振幅，实验的结果表明，回热器的平均温度越高，声场的振幅越大，与模拟的结果相符。由于实验条件及时间的限制，本实验只加工了一种特征尺寸的回热器，没有对不同声特征尺寸的回热器进行深入研究，这是作者下一步继续进行研究的内容。

四、回热器位置

回热器是被放置在谐振管内的，对于驻波热机来说，在谐振管的不同位置处，其声场特性各不相同。因此回热器的位置选取，是热声系统优化的重要课题。

事实上，从前面的网络模型可以看出，回热器声功的产生是流放大的结果，声功的产生不仅与流放大系数有关，而且与通过回热器的流本身有关，通常回热

器内气体的流速是由该处的声场决定的。当回热器处于同样的温度梯度、平均压力、平均温度以及同样工质的条件下，由源参数的定义可知流放大系数是不变的。其声功的大小仅由回热器的位置决定，图 5-3-7 是在相同流放大系数下回热器在不同位置下的声功率，横坐标为回热器左端离热端封闭端的距离。从图中可以看出，在 $x=0.6$ 时，其声功率最大可达 12W。回热器偏离这个位置越远，其声功率越小，当回热器越过声波波节点后，回热器的声功率为负值，这时它消耗声功产生纵向的输热作用。当然，在温度梯度改变方向时，回热器就会产生声功而不是消耗声功，当两个温度梯度方向相反的回热器分别置于谐振管两端时，就形成一个对称的双头热声发动机^[88]。 $x=0.6$ 处接近于 1/4 管长处，该处的声场具有最优的幅值和

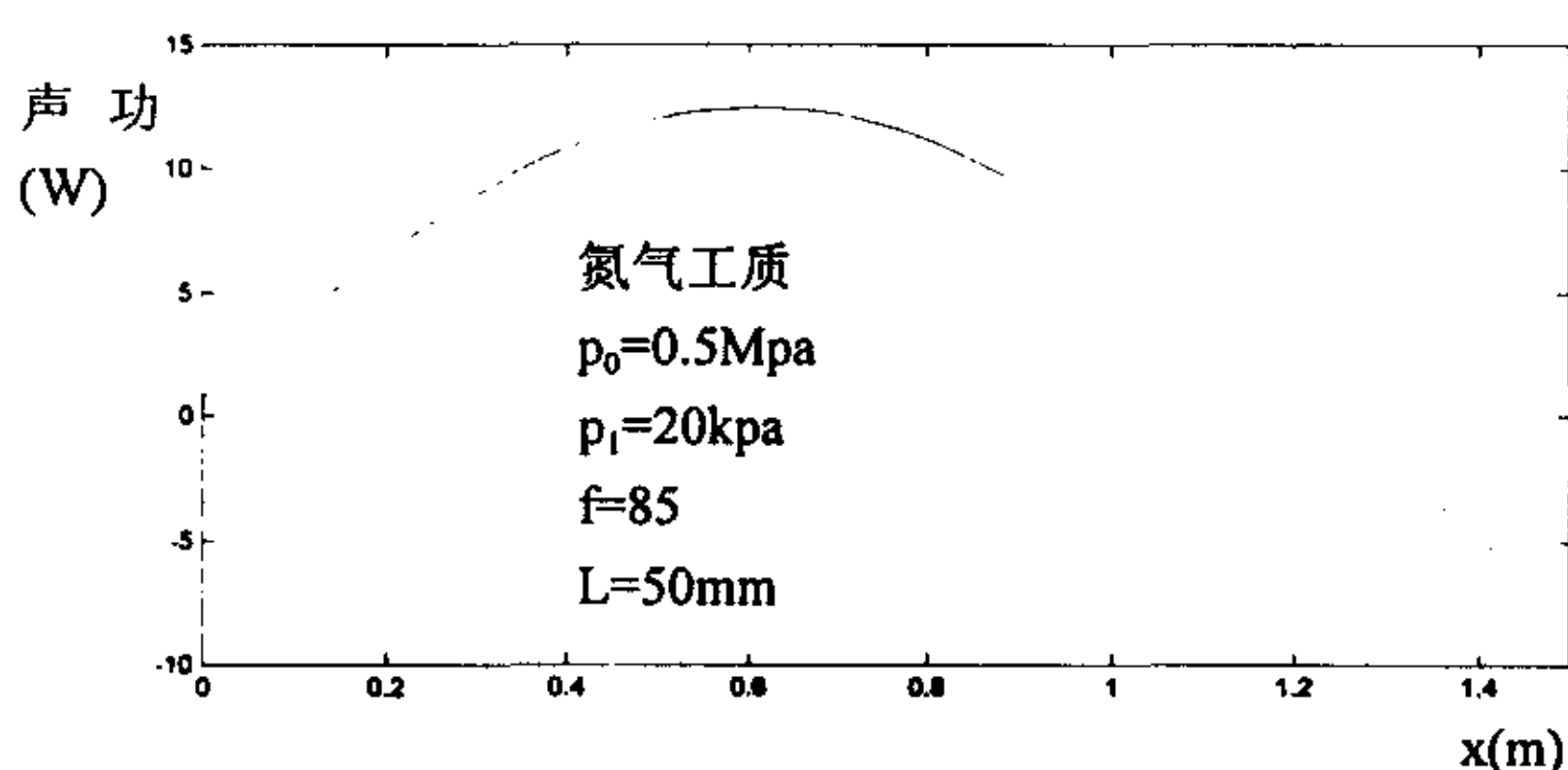


图 5-3-7 在相同条件下回热器处于谐振管不同位置时的声功率

相位，使得该处的热声效应最为强烈。从第二章中的热声网络分析中，我们也得到了回热器声产率的公式为 $\text{Re}(\alpha p_1 \tilde{U}_1)/2$ ，该公式也说明回热器的声功产生与声场幅值和相位的复杂联系。下表为回热器处于不同位置的实验结果

表 5-3-1

X (m)	0.05	0.2	0.4	0.6	0.80	1.10
功率(W)	0.5	2.3	2.5	1.5	1.2	不起振

实验中，将输入功率控制在 100W，在不同工况下测量其输出功率，功率的测

量方法将在下一节中详细介绍。从上面的实验结果可以看出，回热器在 $x=0.4$ 处输出的声功率最大，在此位置两侧声功的输出减小。在 $x=1.10$ 处，由于回热器产生的声功小于系统的耗散能量，系统不能起振。实验结果表明，回热器的位置在 0.4m 处其声功率最大。实验结果与模拟结果有一点差别，可能是由于在越靠近压力节点处，气体的流速越大，因而声功率的耗散越大，输出功必然会减小。在实验中，为了保证热端和回热器的热绝缘及实验的方便，其热头不宜过长，回热器处于 $x=0.2$ 处，本文实验中如果不作特别说明，回热器均位于该位置。

五、振幅

热声发动机的振幅是衡量热声回热器热声转化能力的量，回热器产生的声功越大，其振幅越大。对于一个特定的系统来说，其振幅的大小主要由回热器两端的温度梯度决定。由于热声发动机系统是一个复杂的非线性系统，其振幅随温度梯度的增长也并非线性的，而是有其特殊的规律。

表 5-3-2 为热声发动机系统在无负载情况下不同的加热功率下的温差、压力振幅及压比，压力测量的位置在冷端换热器右面附近。工况条件为：氮气工质，基频为 64Hz ，回热器长度为 50mm ，充气压力为 0.4Mpa 。

表 5-3-2

加热功率 (W)	回热器温差 (K)	压力振幅 (pa)	压比 p_1/p_0 (%)
100	183	7440	1.86
150	225	10201	2.55
200	263	17246	4.31
250	300	23484	5.87
300	326	28082	7.02
400	355	39365	9.84
500	362	39523	9.88
600	374	39525	9.88

从图 5-3-8 可以看出，随着热端加热功率的增大，回热器的温差逐渐增大，但回热器两端的温差增长速度逐渐变慢，这是由于冷端换热器的散热能力有限，热量来不及散出，导致冷端换热器的温度升高加快，这时热流没有被充分利用，从这里也可以看出，回热器的长度应与输入功率相匹配。图 5-3-9 显示在较小的温差范围内，压力振幅随温差的增加而线性地增长，但是在压力振幅增长到一定的值后，

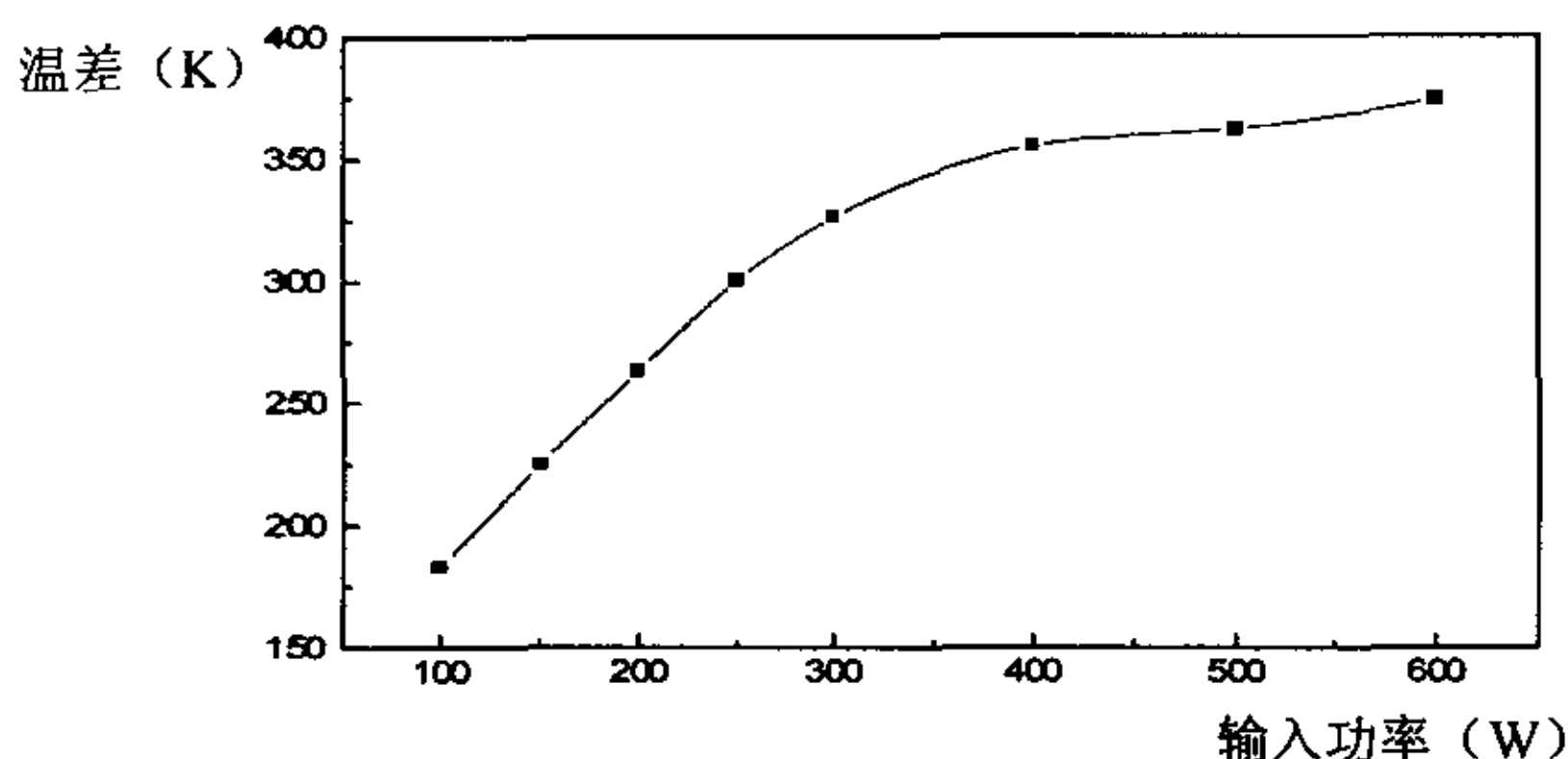


图 5-3-8 不同输入功率下温差的变化

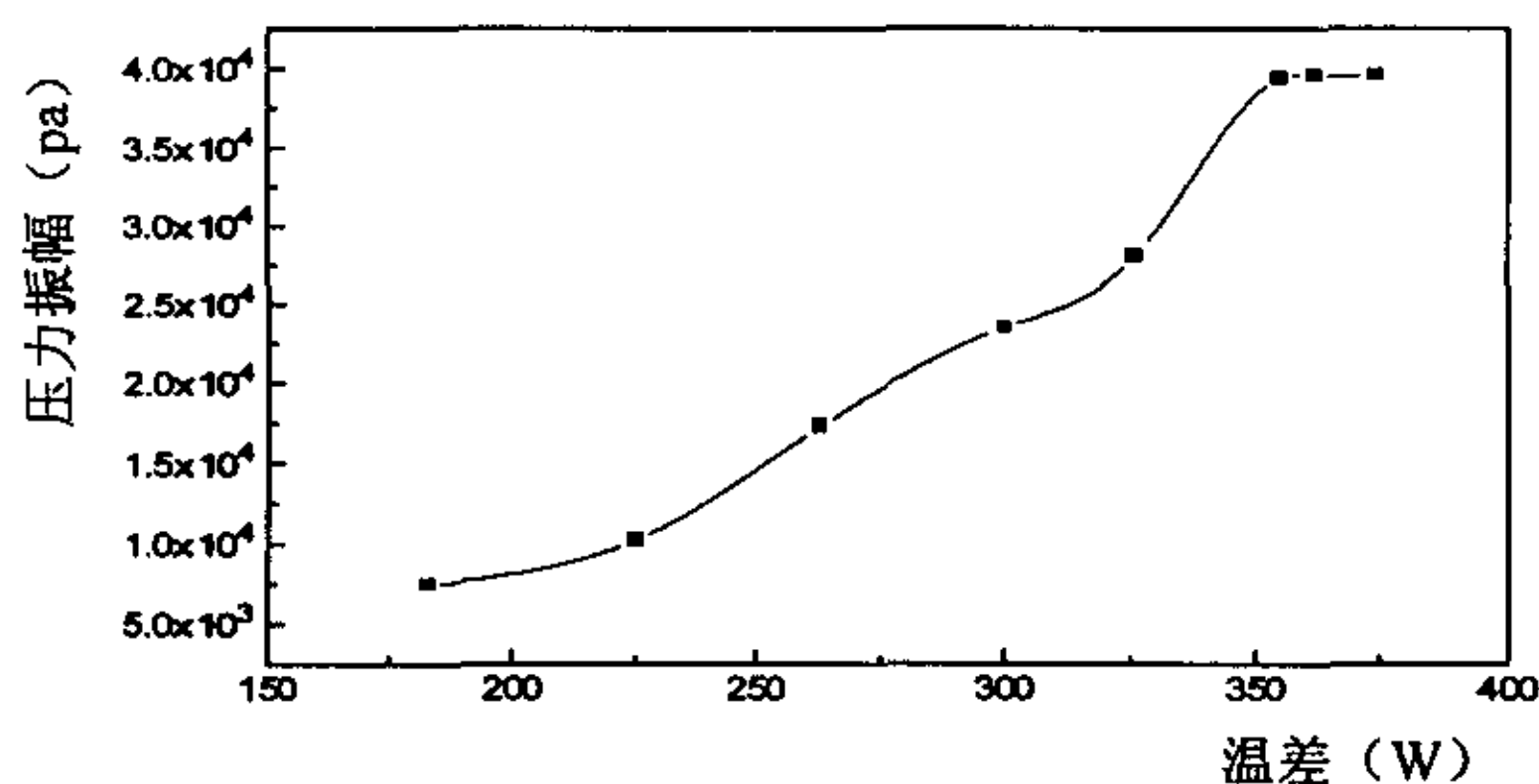


图 5-3-9 不同温差下压力振幅的变化

温度的增长对压力的增长的影响很小，压力几乎不再增长。这一点可以从系统能量的角度来进行分析，对于无负载热声发动机来说，回热器产生的声功主要用于系统内的耗散，当回热器产生的声功大于耗散时，必然引起振幅的提高，而振幅的提高又导致系统耗散能量的增加，只有当两者达到平衡时，系统才能处于一个稳定的工况。由于系统消耗的能量有限，当振幅增大到一定的值时，系统产生的声功无法输出，也无法消耗，因此抑制了振幅的增长，回热器的效率减小。系统在这个模态下已经达到饱和，进一步加大输入功率就会产生模态的变化。在这种情况下如果打开负载，声功的输出便有了通道，回热器的温差减小，压力振幅大大降低，回热器的效率也明显提高。

§ 5-4 热声热机系统的声功率测量

热声热机是实现热能和声能之间转换的装置，声功输出是反映热声热机系统效率和带负载能力的重要参数，因此准确地测量声功率对于了解热声系统的特性非常重要。目前声学测量中广泛采用双传感器来测量流体管道中声特性^{[134][139]}。它在热声工程的实验研究中也已得到广泛应用，根据不同的条件有不同的测量方法。本节对各种测量方法给予详细介绍，并通过实验给预验证。

一、可变负载测量法

根据声学测量的知识，对于管路中的平面声波其声强的表达式为

$$I = \overline{p(t)u(t)} \quad (5-4-1)$$

其中， p 和 u 为某截面的声波的压力和速度，上面横线表示时间平均值。压力可以通过压力传感器直接测量，但是速度的直接测量是比较困难。为了方便准确地测量流速，在热声发动机谐振管上加上一个可变负载，如图 5-2-1 所示，可变负载位

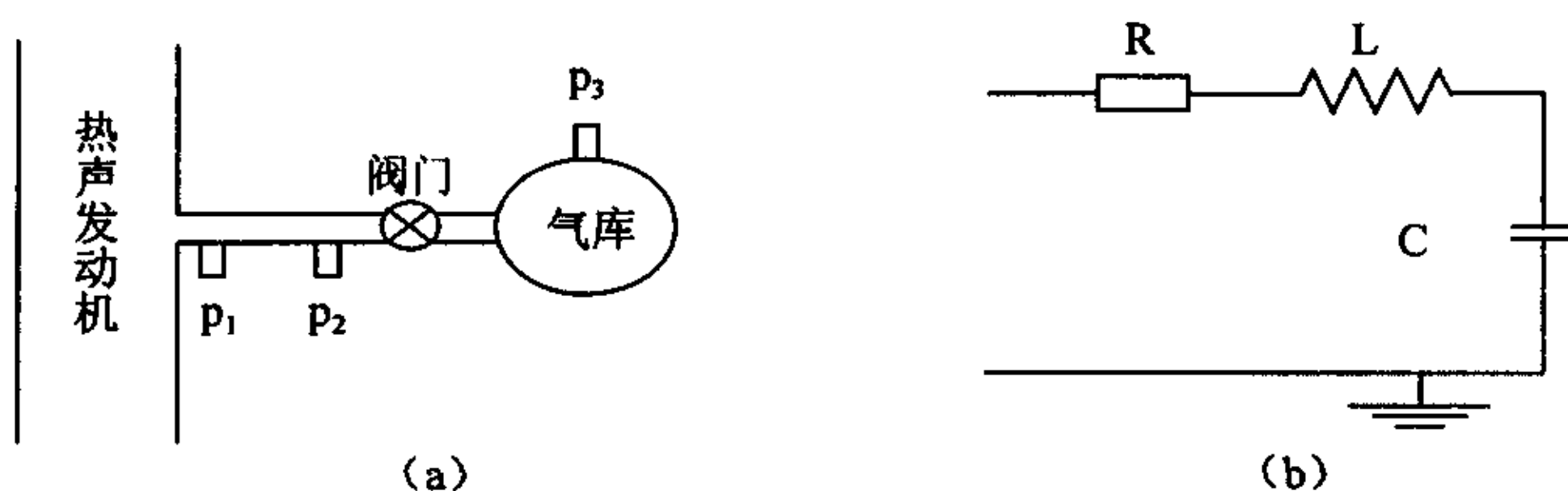


图 5-4-1 可变负载法测量声功率示意图及其等效网络图

于冷端换热器右侧附近，将其局部放大如图 5-4-1 (a) 所示，可变负载由导管和气库构成，中间通过阀门调节进入气库流量的大小以控制消耗在负载上的声功。实际上，负载结构可以用一个集总参数的网络模型来描述，如图 5-4-1 (b) 所示，圆管相当于一个感，阀门相当于一个阻，气库相当于一个容。当圆管长度较小时，感可以忽略。而对于脉管制冷机来说，其热端有一个吸收声功的负载，它相当于一个调相的感，由于其管道细长，这种情况下感不可忽略。根据网络模型流入气

库的体积流量为

$$U_1 = i\omega C = \frac{i\omega V}{\gamma p_0} p_3 \quad (5-4-2)$$

其中, 气库的体积 V 可以通过它的结构和尺寸计算, 气库内气体的比热比 γ 和平均压力 p_0 也可以从热声发动机的工况条件加以确定, 气库内的压力 p_3 可以用压力传感器精确测量。由于在阻和感处的流损失可近似忽略, 因此可以认为通过网络各元件的流是相等的。这样就可以得到流入网络入口的声功率为

$$E_{load} = \frac{1}{2} \operatorname{Re}(p_1 \tilde{U}_1) = \frac{\omega V}{2\gamma p_0} \operatorname{Im}(p_1 \tilde{p}_3) = \frac{\omega V}{2\gamma p_0} |p_1| |p_3| \sin \theta \quad (5-4-3)$$

其中, θ 为 p_1 和 p_3 之间的相角, 如果感等于零, 则 p_1 超前 p_3 90° 因此有

$$E_{load} = \frac{\omega V}{2\gamma p_0} \operatorname{Im}(p_1 \tilde{p}_3) = \frac{\omega V}{2\gamma p_0} |p_1| |p_3| \quad (5-4-4)$$

方程(5-4-3)能准确地给出耗散到集总参数的 RC 回路或 RLC 回路声功率。由于平均温度与此测量无关, 因此无需保证各元件在同一温度, 为实验带来极大的方便。如果考虑流体和壁面之间的换热的影响, 采用上述公式会使测量产生微小的误差。更为精确的表达式为^[134]

$$E_{load} = \frac{\omega V |p_1| |p_3|}{2\gamma p_0} \left[\sin \theta + \frac{(\gamma - 1) A \delta_k}{2V} (\sin \theta + \cos \theta) \right] \quad (5-4-5)$$

其中, A 为气库的表面积, δ_k 为气体热穿透深度。上式中所有的未知量都可以通过计算或测量得到。通常情况下, 在声场中含有少量的高频谐波成份。上式是在单频下推导的, 对含有高次谐波的声场同样适用, 这时总的耗散能量是各次谐波分量的能量之和。

二、双传感器声功测量

可变负载声功测量方法可以准确地测量热声热机的输出功率, 但是其前题条件是有声功耗散在负载里, 因而必然改变系统内的声场。而且它只能测量系统某截面的输出功流, 而不能测量截面的声功流。在实际的工程测量中, 当然希望能够在不影响系统声场的情

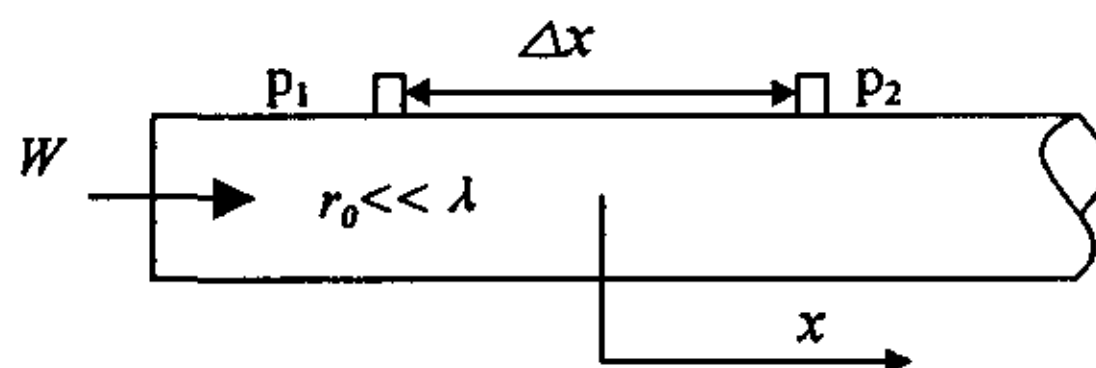


图 5-4-2 双传感器声功率测量示意图

况下测量任意截面的声功流,以便在没有外加干扰的情况下了解系统的真实特性。因此必须探索更加简便有效的声功测量方法。

如图 5-4-2 所示,对于截面均匀的圆管,其内径远小于声波波长,在管壁上装有两个压力传感器,相距 Δx 米。在层流边界层假设下,其速度可表示为

$$u = \frac{i}{\omega \rho_0} \frac{dp}{dx} \left(1 - \frac{(1-i)\delta_v}{r_0}\right) \quad (5-4-6)$$

通过圆管截面的声功流为

$$W = \int_A p \tilde{u} dA = \frac{\pi r_0^2}{2\omega \rho_0} \operatorname{Re} \left[i \tilde{p} \frac{dp}{dx} \left(1 - \frac{(1-i)\delta_v}{r_0}\right) \right] \quad (5-4-7)$$

假定待测点为两传感器之间的中点处,其坐标为 $x=0$,对于单频率声波来说,两个压力传感器处的压力可表示为

$$p_1 = A \exp(-ik\Delta x/2) + B \exp(ik\Delta x/2) \quad (5-4-8)$$

$$p_2 = A \exp(ik\Delta x/2) + B \exp(ik\Delta x/2) \quad (5-4-9)$$

因为 p_1 和 p_2 为可测的值,因此可以求出 (5-4-8) 和 (5-4-9) 中的待定系数 A 和 B 的值,再通过一些简单的推导最后可得声功的表达式为[]

$$W = \frac{\pi r_0^2}{2\rho_m a \sin(\omega\Delta x/a)} \times \left(\operatorname{Im}(P_1 \tilde{P}_2) \left\{ 1 - \frac{\delta_v}{2r_0} \left[1 - \frac{\gamma-1}{\sqrt{\sigma}} + \left(1 + \frac{\gamma-1}{\sqrt{\sigma}} \right) \frac{\omega\Delta x}{a} \cot\left(\frac{\omega\Delta x}{a}\right) \right] \right\} \right. \\ \left. + \frac{\delta_v}{4r_0} (|P_1|^2 - |P_2|^2) \left[1 - \frac{\gamma-1}{\sqrt{\sigma}} + \left(1 + \frac{\gamma-1}{\sqrt{\sigma}} \right) \frac{\omega\Delta x}{a} \csc\left(\frac{\omega\Delta x}{a}\right) \right] \right) \quad (5-4-10)$$

对于热声发动机和热声制冷机来说,由于其驻波比较高,因此式 (5-4-10) 要求两个压力之间的相位差的测量要准确。通常将压力传感器置于驻波压力波节点两侧,以改善测量的精度。

三、活塞及喇叭的声功率测量

对于活塞或喇叭驱动的热声系统,其发射声功率的测量相对来说比较容易。因为驱动部件的横截面积 A 、运动的位移幅值 x_l 、运动的速度 u_l 或者加速度 a_l 都可以方便地测出,活塞表面处的压力也可以通过压力传感器进行测量,因而从活塞或喇叭发射的声功率可表示为

$$W = -\frac{\omega A}{2} \text{Im}(p_1 \tilde{x}_1) = \frac{A}{2} \text{Re}(p_1 \tilde{u}_1) = \frac{A}{2\omega} \text{Im}(p_1 \tilde{a}_1) \quad (5-4-11)$$

这种测量方法也存在一定的误差,对于活塞驱动装置来说,活塞与壁面的接触并不是理想的,有一定的旁流泄露,如果泄露的体积流量较大,则计算所得的结果存在一定的误差。对于喇叭驱动装置来说,驱动头的形状如果不规则,面积 A 的计算将比较困难,实际的驱动头一般都经过改造变得比较规则。

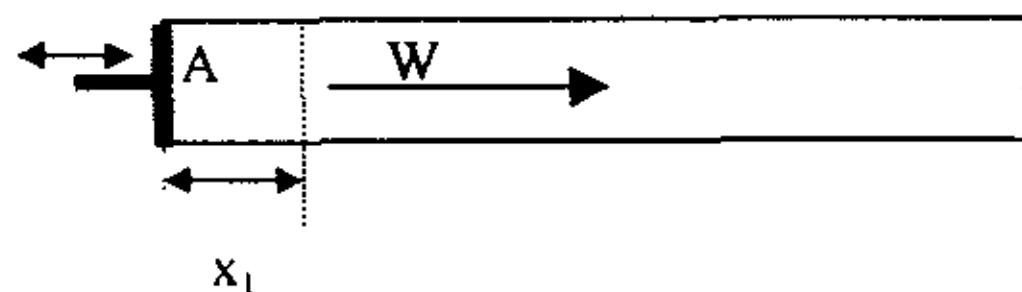


图 5-4-3 活塞及喇叭的声功率测量

四、声功测量的实验及分析

为了验证双传感器法声功测量的准确性,通过实验对前两种方法进行实测并比较测量的结果。实验的声源由热声发动机提供,实验采用氮气工质,谐振频率为 64Hz,充气压力为 0.5Mpa,加热功率为 300W。负载装置如图 5-4-1 (a) 所示,其入口距离冷端换热器 150mm,我们用两种方法测量图中两传感器的中点处的声功流。气库的体积为 300cm³,连接管的内径为 4mm,长度为 250mm,两传感器之间的距离为 40mm。当热声谐振管处于稳定的工况下,通过计算机采集各传感器的压力信号。同时调节阀门的开度,改变负载耗散功率,在不同的开度下采集数据。

对采集的数据进行快速付立叶变换得到所需的相位差,利用 (5-4-5) 和 (5-4-10) 计算两种方法所得到的声功,其结果如图 5-4-4 所示。实线为可变负载法测

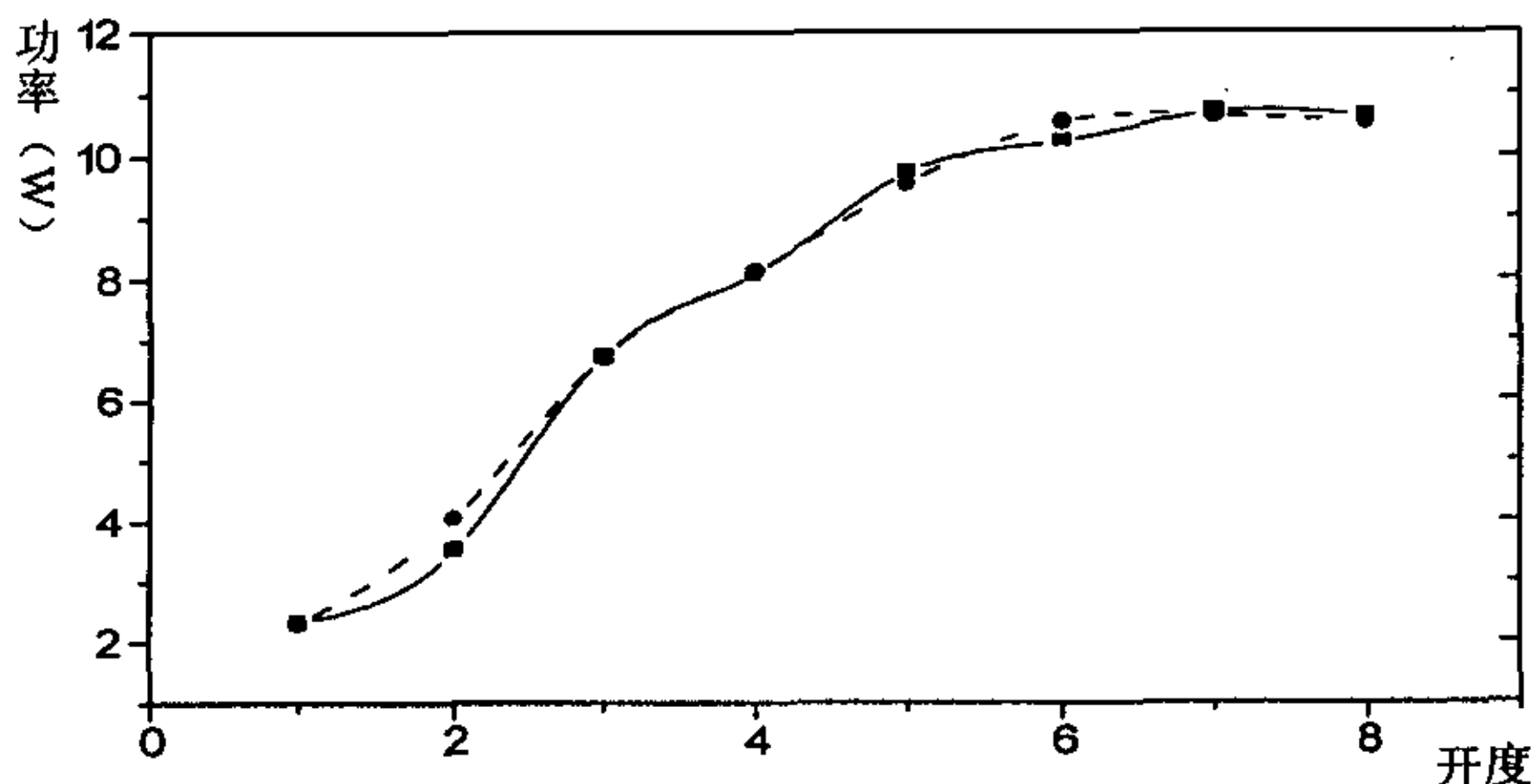


图 5-4-4 在阀门不同开度下输入负载的声功率

量的声功率, 虚线为双传感器法测量的声功率。从图中可以看出两种测量方法所得的结果非常接近, 随着阀门开度的增大, 其输出功率增大。因此采用双传感器法测量热声系统的声功率是准确的。在以后的实验中, 经常要用到这种测量方法。

§ 5-5 热声系统声场相位和功流分布的实验研究

热声热机内的能量是以声波的形式传播和存贮的, 对于驻波热声热机, 通常认为它的声场相位 (即压力和流速的相位差) 为 90° ^[20], 因而在相应的理论设计中也以驻波声场为假设进行计算。但是从声学的角度来说, 驻波并不能传送功率, 这与实际热声热机的对外做功能力相矛盾。实际上热声热机是工作于混合波, 既有驻波分量, 也有行波分量, 其相位分布比较复杂。在热声热机带负载工作时, 其相位必须匹配, 才能达到最高效率, 因此准确测量声场的相位分布, 对于负载匹配具有重要意义。热声热机产生的能量并不能全部用于对外做功, 为了维持谐振的声场, 它本身的各部件也会消耗一部分功。为了提高热机效率, 减小额外功流损失, 首先应了解其功流的分布。本节将对热声发动机沿轴向的声场相位和功流的分布情况进行实验测量, 并和网络模拟的结果进行了比较。

1. 实验装置

测量装置仍然使用前面所述的热声发动机, 由于谐振管上布置的测点有限, 实验中可以同时布置六个传感器。为了能尽量多地测量谐振管各处的相位和声功率, 实验中测量分多次完成, 每次都要调整谐振管各段的顺序以改变测点的位置。而且保持充气压力和加热功率不变, 以保证工况条件的一致。

2. 实验数据的处理方法

由于声场相位直接测量起来比较困难, 所以运用近几年声学信号处理的新技术——双传感器法测量声场的相位。双传感器技术主要根据声强与声压信号互谱之间的关系, 应用了声场中二定点声压的差分近似求声速的原理。设相距为 Δx 的两个传感器测量的压力波动分别为 P_1 和 P_2 , 则其中点的压力和速度振荡的表达式分别为

$$P = \frac{P_1 + P_2}{2}, \quad u = -\frac{j}{\omega \rho} \left(\frac{P_1 - P_2}{\Delta x} \right) \quad (5-5-1)$$

压力振荡和速度振荡的相位差为

$$\theta = \theta_p - \theta_u \quad (5-5-2)$$

其中, θ_p, θ_u 分别为压力和速度的相角。

根据前文双传感器测量声功的原理, 谐振管两传感器之间中点处的声功流为^[134]

$$W = \frac{\pi r_0^2}{2\rho_m a \sin(\omega\Delta x/a)} \times \left(\operatorname{Im}(P_1 \tilde{P}_2) \left\{ 1 - \frac{\delta_v}{2r_0} \left[1 - \frac{\gamma-1}{\sqrt{\sigma}} + \left(1 + \frac{\gamma-1}{\sqrt{\sigma}} \right) \frac{\omega\Delta x}{a} \cot\left(\frac{\omega\Delta x}{a}\right) \right] \right\} \right. \\ \left. + \frac{\delta_v}{4r_0} (|P_1|^2 - |P_2|^2) \left[1 - \frac{\gamma-1}{\sqrt{\sigma}} + \left(1 + \frac{\gamma-1}{\sqrt{\sigma}} \right) \frac{\omega\Delta x}{a} \csc\left(\frac{\omega\Delta x}{a}\right) \right] \right) \quad (5-5-3)$$

其中, r_0 为谐振管的半径, ω 为谐振频率, ρ 和 a 分别为气体的密度和声速, σ 、 γ 和 δ_v 分别为气体的普朗特数、比热比和粘性穿透深度。 \tilde{P}_2 为 P_2 的共轭复数。

3. 实验结果及分析

实验分两种情况讨论, 一种是负载的阀门关闭, 这时热声热机工作于无负载状态, 声功全部用于沿程的耗散; 另一种开启阀门, 让部分声功流入负载。实验中发现, 在压力波节处, 相位差产生一个突变, 在压力波节的左侧, 相位差为 90 度时, 在压力波节右侧的相位差为 -90 度, 反之亦然。这也是不难理解的, 因为在整个谐振管的轴向上, 流体总是向同一个方向运动, 速度是同向的, 而驻波的压力在波节点的两侧是反向的。图 5-5-1 是应用网络模型对单纯驻波相位的模拟结果。注意, 图

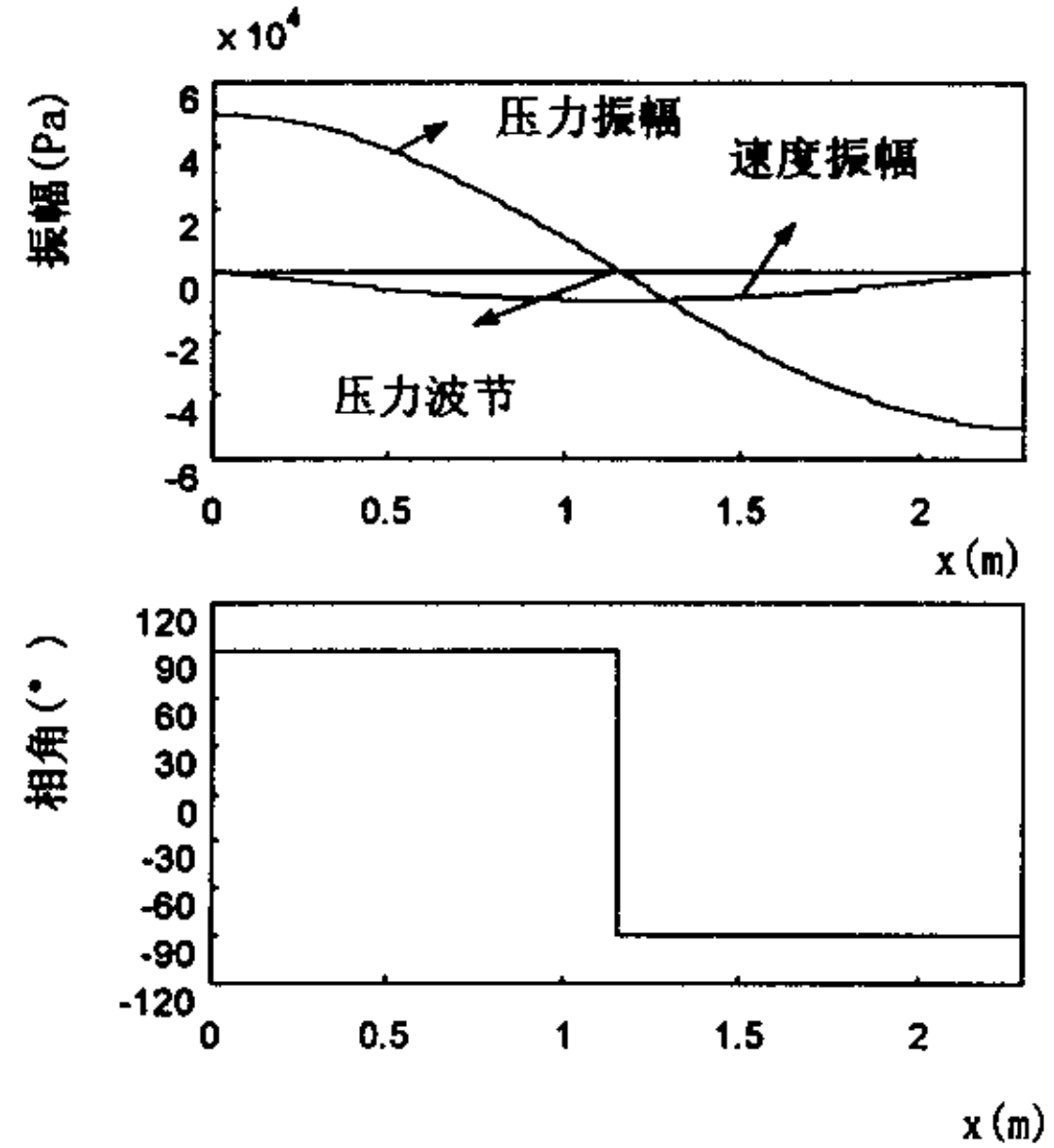


图 5-5-1 单纯驻波的压力、速度和相角的分布图

中的横坐标表示沿谐振管轴向的位置, 速度振幅是流量振幅, 它等于流速和横截面积的乘积。从图中可以看出, 谐振管的两端是驻波的压力波腹点, 速度波节点; 谐振管的中点是驻波的压力波节点, 速度波腹点。在压力波节点两侧, 压力和速度的相位差为 90° , 在压力波节处有一突变。但是对于混合波来说, 其相位差就不是 90° , 而是有一定的偏差, 为了便于比较沿轴向相位差偏离驻波相位的大小, 以下取相位差的绝对值进行比较。

(1) 无负载

实验中采用氮气作为工作介质, 充气压力为 1Mpa , 工作频率为 85Hz , 在稳定的工况下, 热端换热器和冷端换热器的温度分别为 510K 和 304K , 输入功率为 120W , 在稳定的工况下, 测量各点的功率和压力值如图 5-5-2 所示, 实线为网络模拟的结果, 各点为实验测量结果。由于实验条件的限制, 布置的测点较少, 回热器和换热器内的功率和相位也无法测量。但实验的结果和网络模拟的结果基本相符。从实验结果可以看出, 回热器所产生的声功除本身的耗散外还有 7W 左右, 由于没有负载, 发射的声功完全用于换热器和管路的耗散。其中, 热端换热器耗散声功 1W , 冷端换热器耗散 2W , 管路的沿程耗散 3.5W , 还有 0.5W 的声功可能是由于声波反射损失造成的。从图中还可以看出, 在管路的沿程耗散也是不均匀的, 在压力波节处, 其斜率较大, 消耗的声功较多; 而在压力波腹处, 其斜率较小, 消耗的声能较小。这是由于在压力波节处, 其流速较大, 粘性耗散相流也较大, 因此, 在热声热机的压力波节处, 内壁的光洁度应较高, 以减小粘性的损失, 而且负载应尽量布置在压力波节的前面, 这对于实际热声热机的研制具有指导意义。从相位分布图中可以看出, 其相位分布很不均匀, 整体趋势是沿声波发射的方向离声源越远, 声场相位越接近于 90° , 这是由于行波分量越来越小, 驻波比越来越大。在驻波波节点处, 相位偏离非常明显, 相位差甚至接近于零度。这是因为在驻波的波节处其压力接近于零, 驻波对声场的相位影响减小, 行波对相位的影响增大, 对于小振幅的驻波来说, 该点的相位几乎等于行波相位。在回热器中, 其相位也有一个明显的偏差, 这是由于回热器的流放大作用, 它是行波的波源, 其驻波比最小。

(2) 有负载

在充气压力不变的情况下, 加大输入功率到 370W , 同时逐渐开大负载阀门, 使部分声功流入负载。在稳定的工况下, 其热端和冷端的温度分别为 764K 和 336K 。测量和模拟的结果如图 5-5-3 所示。回热器发射的声功为 25W , 负载获得 10W 功率, 其余的功率为热声谐振管各部件所耗散。负载功率的测量方法参见前面一节,

测量的结果为 9.2W，略小于模拟结果。从相角分布图来看，由于驻波的振幅较大，其对相位的影响也相应增大，在压力波节处相角的最小值为 55 度。在负载处，由

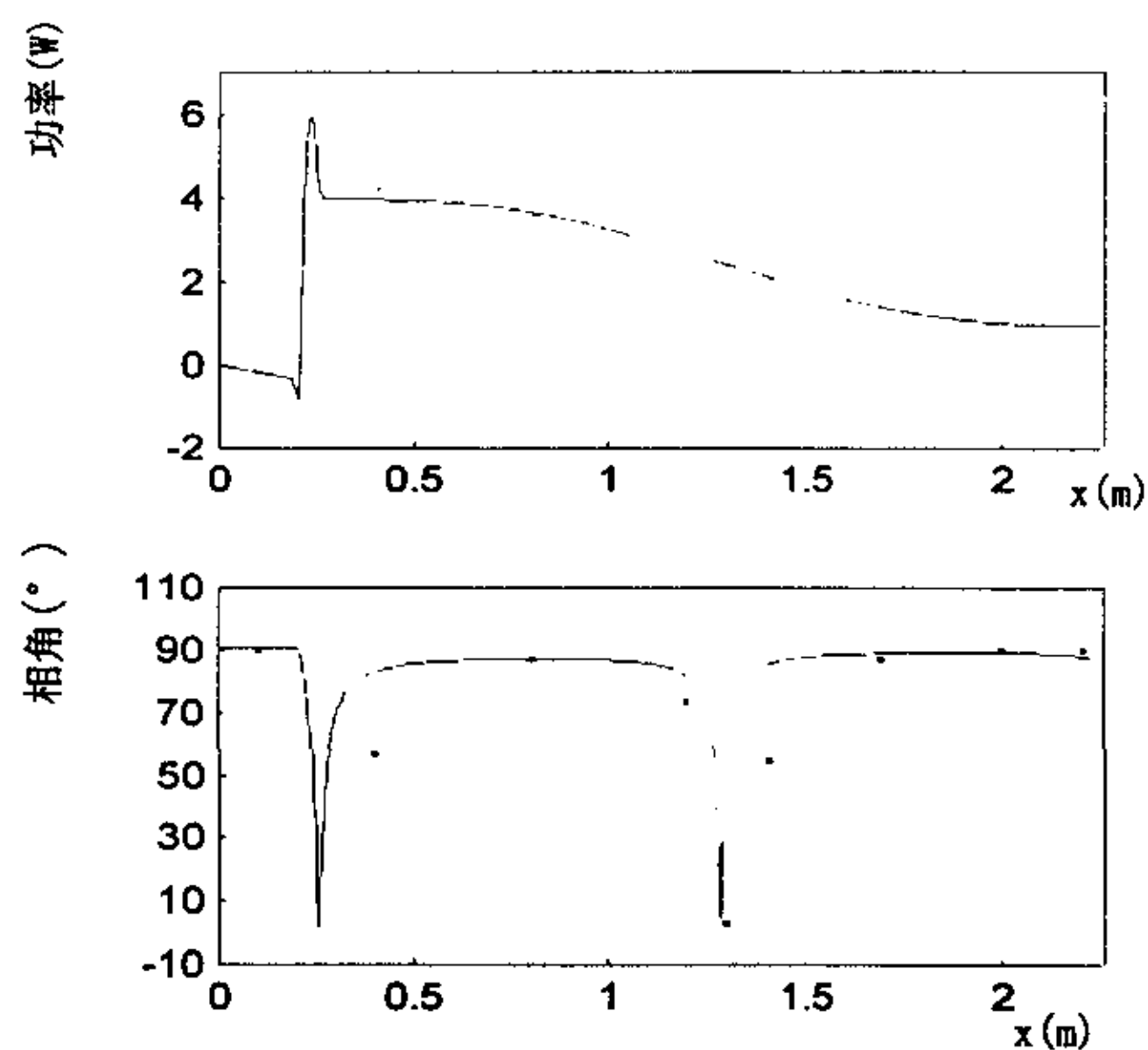


图 5-5-2 无负载情况下功流和相角的分布

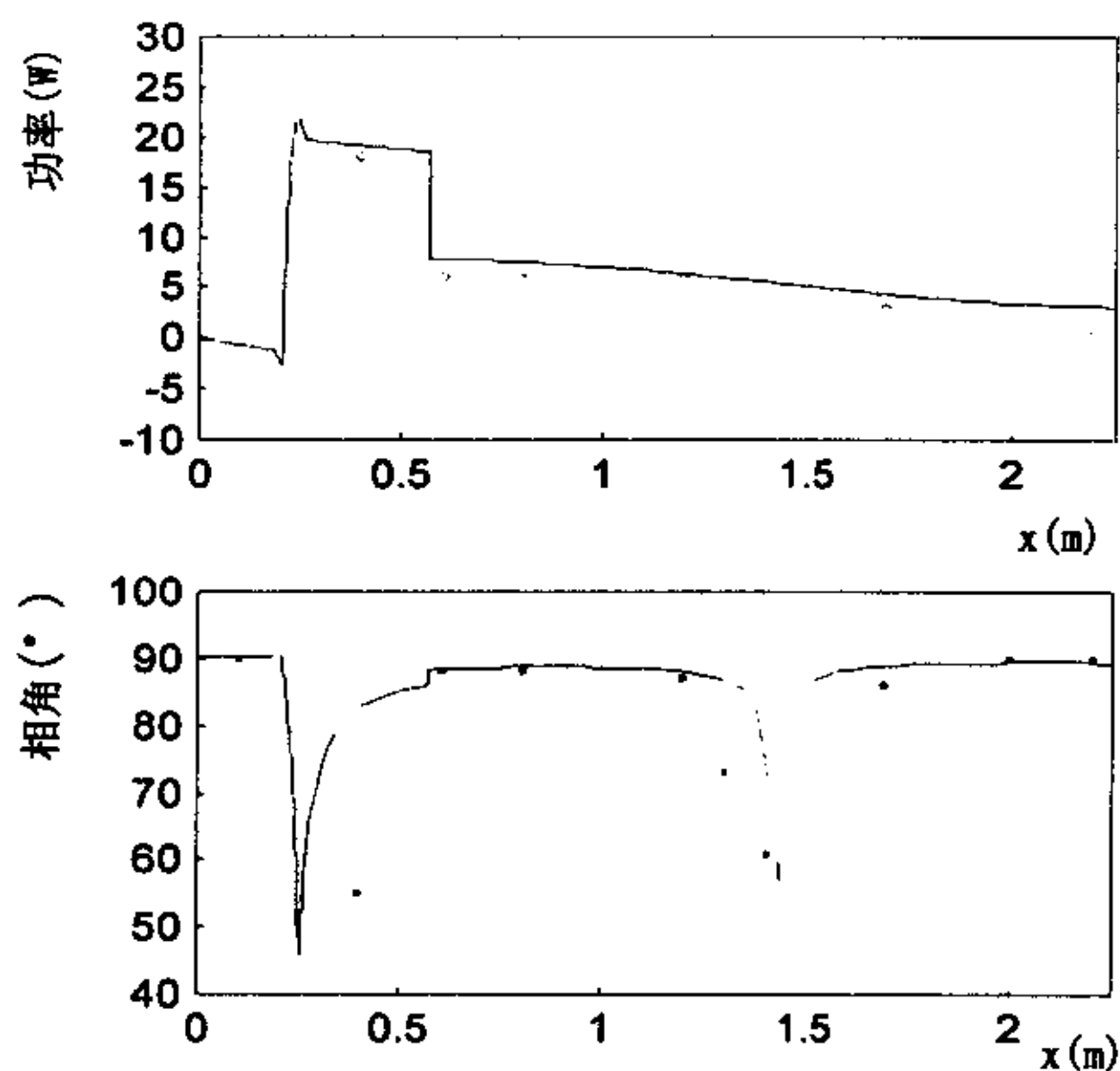


图 5-5-3 有负载情况下功流和相角的分布

于行波分流作用，部分流进入负载，使负载后的管路驻波比提高，相位有一个 2 度的突变，负载前的相位为 83 度左右，尽管它的位置仍然靠近压力波腹，但与驻

波相位仍有较大的偏差。因此,在带有负载的热声热机中,其相位分布受多种因素的影响,尤其在大振幅大功率输出的情况下,运用驻波假设存在有较大的误差。

通过实际研究及模拟结果我们可以得出以下结论:

- (1) 热声谐振管的相位分布在压力波节处存在一个突变,在压力波节前后其压力和速度的相位差符号相反;
- (2) 热声谐振管的相位分布比较复杂,不仅受驻波比的影响,而且受驻波位置的影响,在压力波节点,相位受行波影响相对较大。负载对相位分布有较大的影响,在负载处相位有一突变。在大振幅大负载情况下,负载前的相位与驻波假设有一定的偏差。
- (3) 热声谐振管产生的声功有较大部分耗散于热声部件,其声功的耗散沿管路分布也并不均匀,在压力波节处,能量耗散明显增大,因此在热声热机的压力波节处要求其内壁光洁度较高,同时负载应尽量放置在压力波节的前方。

§ 5-6 本章小结

1. 在实验室前人工作的基础上,作者对热声发动机进行重新设计和改进,建造了一台用于实验的热声发动机,并配备相应的测量系统和采集系统。
2. 对热声热机的基本特性谐振频率、起振温差、回热器特征尺寸、回热器位置以及系统的振幅进行了实验研究。
3. 讨论了热声系统声功率的测量方法,通过实验对比双传感器声功测量方法和可变负载测量方法,说明双传感器测量方法是可靠的。
4. 对热声系统声场和功流分布进行了实验研究,结果表明热声系统声场和功流分布是比较复杂的,各截面的声场和功率分布并不均匀。对于驻波型热声发动机来说,回热器和负载处的声场相位与驻波假设有一定的偏差。

第六章 H 矩阵参数的测量和源参数的辨识

§ 6-1 前 言

在第三章中, 我们建立了一般热声热机的网络模型, 并对网络模型中的网络参数进行了量化。实际上, 系统的网络模型是通过各部件的网络模型按一定的方式连接而成。而各部件的网络特性是通过阻抗矩阵即 H 矩阵来描述的, H 矩阵参数的量化是基于一定的线性化前提条件下, 实际的系统过程远比这复杂, 它能否与实际的过程相符合, 以及在多大程度上相符合, 必须通过实验的验证。实际上, 在小振幅条件下, 线性网络模型已能很好地与实验相符。在大振幅条件下, 模型与实验值有一定的偏差, 因此对网络参数进行实验辨识, 是完善网络模型不可缺少的一步。本章将报告在热声热机带热声制冷机的条件下, 对无源的圆管和有源的制冷机回热器的矩阵参数进行测量和分析, 并对源参数进行初步辨识。

§ 6-2 H 矩阵参数的测量

在等温部件的网络模型中, 其声阻抗特性是由串联阻抗和并联导纳共同决定的。对于非等温部件, 除了串联阻抗和并联导纳外, 流放大系数对声场也产生重大影响, 对于热声系统(包括热声热机和热声制冷机)的回热器来说, 流放大是实现热致声和声致冷的最关键因素。无论对于等温部件还是非等温部件, H 矩阵的测量最终要归结于阻抗和流放大倍数的测量, 它也是对网络参数进行辨识的实验基础。回热器是热声系统中最复杂最关键的部件, 因此, 对回热器 H 矩阵的测量无疑具有重要的意义。在回热器阻抗特性的研究方面, 华中理工大学低温实验室率先做了大量工作^[58-60], 他们的实验结果能够很好地解释回热器中的波动特性, 但都只限于定性上。实际上, 对于某个热声部件来说, 在压力振幅变化不大的情况下, 可以认为其阻抗与频率有关, 与通过它的波的性质无关, 无论是行波、驻波还是混合波, 都不会改变部件特性阻抗的大小, 因此不必考虑反射波的影响。只要测出声波的输入和输出值, 就可以反求出 H 矩阵参数。有一点必须强调, 回热器的阻抗的测量必须和源放大系数同时进行, 因为它们都是系统过程中同时存

在的量，忽略流放大系数就偏离了实验的真实过程。对于热声发动机来说，其高温端的温度较高，一般为 400~700℃，这对于普通的传感器来说，难以耐此高温。而且传感器对高温端的热绝缘影响较大，为了避免高温测量带来的一系列困难，将热声发动机与热声制冷机结合起来，用热声发动机来带动热声制冷机，对热声制冷机的回热器进行测量。

一、实验方法

如图 6-2-1 所示，实验系统由两部分组成，左侧部分为热声发动机，将热能转变为声能，发射声波，提供给右面的负载。右侧部分为热声制冷机，它实际上是由一组长度为 44mm 的板叠组成的回热器，当声波通过回热器，由热声效应产生泵热作用，热量由左端向右端输运，构成一个简单的热声制冷机。整个系统实际上是一个热驱动的热声制冷机，对它的性能的研究留待下一章详细讨论。显然，制冷机的回热器是一个有源部件，根据前面的有源网络模型，其传输矩阵为

$$H = \begin{bmatrix} 1 + \frac{1}{2}ZY & Z(1 + \frac{1}{2}\alpha + \frac{ZY}{4}) \\ Y & 1 + \alpha + \frac{ZY}{4} \end{bmatrix} \quad (6-2-1)$$

其传输方程为

$$\begin{bmatrix} p_B \\ U_B \end{bmatrix} = H \begin{bmatrix} p_A \\ U_A \end{bmatrix} \quad (6-2-2)$$

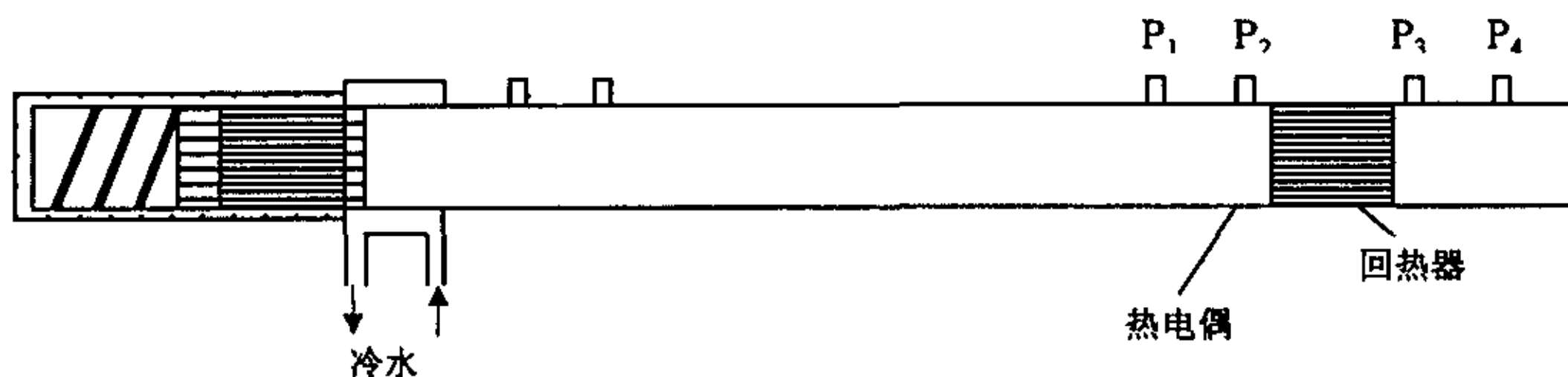


图 6-2-1 H 矩阵实验测量装置示意图

其中， p_A ， U_A 和 p_B ， U_B 分别为回热器入口和出口的压力和体积流量。从式 (6-2-2) 可以看出，只要测量出回热器的输入及其响应（输出）就可以求出 H 矩阵的网络参数。但是由于矩阵参数中有三个未知量，一组数据并不能求解，因此可用两组数据求解，这是可以通过改变热声发动机的压力振幅来实现。回热器的特性阻抗与输入和输出无关，而流放大系数是与它有关的，这样用两组数据求解四个未知数 Z, Y, α_1, α_2 是完全可行的。

由于流量难以直接测量, 可以使用双传感器间接测量法, 具体方法前面已详细介绍, 这时不再细述。如图 6-2-1 所示, 四个传感器分别置于回热器的两侧, 根据双传感器原理, 入口端的压力和流量分别为

$$\begin{cases} P_A = \frac{P_1 + P_2}{2} \\ U_A = -\frac{jA}{\omega\rho} \left[\frac{P_2 - P_1}{\Delta x} \right] \end{cases} \quad (6-2-3)$$

出口端的压力和流量分别为

$$\begin{cases} P_B = \frac{P_3 + P_4}{2} \\ U_B = -\frac{jA}{\omega\rho} \left[\frac{P_4 - P_3}{\Delta x} \right] \end{cases} \quad (6-2-4)$$

两传感器之间的距离为 Δx 为 40mm, 其中点距离回热器 30mm, 这段圆管的阻抗相比于回热器的阻抗来说非常小, 可以忽略不计。这样就可以通过四个传感器同时测量压力的频域特性, 求出回热器的 H 矩阵参数。

二、实验内容

实验中采用氮气作为工作介质, 通过改变输入电压的大小控制热端热流的输入, 从而控制系统内声场的压力振幅。注意每次调节电压后都要等待较长时间, 使系统达到稳定状态, 才能进行数据采集。通过改变系统内的平均压力以及调节系统长度来改变回热器的阻抗。

实验的内容包括以下几个方面:

1、无源网络的 H 矩阵测量

实验段为介于热声发动机和热声制冷机之间的一段圆管, 圆管直径为 34mm, 长度 1m。由于简单圆管的特性阻抗的计算方法较成熟, 通过实验结果和计算的比较可以验证实验方法的准确性。

2、有源网络的 H 矩阵测量

- a、改变系统的平均压力下, 对回热器有源网络的矩阵参数进行测量。比较测量结果和计算结果, 分析平均压力对阻抗和流放大系数的影响;
- b、改变系统长度, 从而改变系统的频率, 对回热器的矩阵参数进行测量, 比较测量结果和计算结果, 分析频率对回热器阻抗和流放大系数的影响;

三、实验结果及分析

(一)、无源部件圆管的实验结果

实验对象为热声热机系统中间段均匀圆管, 长度为 1 米。考虑到热声系统在较大压力下起振温度较高。因此开始时热端输入功率较大, 为 300W。开始时, 系统内平均压力为 0.1Mpa, 起振后等待半小时, 待系统稳定后采集数据。增大系统内的平均压力, 每次增加 0.1Mpa 直到 1Mpa 为止。为了增加实验的准确性, 每个工况采 4 次, 实验结果取平均值。

为了直观地表示其物理意义, 将串联阻抗 Z 和并联导纳 Y 表示成特征阻抗和传播常数

$$\text{特征阻抗: } Z_c = \sqrt{Z/Y} = \text{Re}(Z_c) + j\text{Im}(Z_c)$$

$$\text{传播常数: } \phi = \sqrt{ZY} = \alpha + j\beta$$

特征阻抗为无限大长管的输入阻抗。传播常数中 α 代表单位长度的幅值衰减, β 代表单位长度的相位衰减。图 6-2-2 为在不同的压力下, 测量的特征阻抗和相位常数的计算值和实验值。从实验和测量的结果可以看出, 其特征阻抗的实部随平均压力的升高而增大, 而虚部随平均压力的升高而减小, 虚部为负值说明阻抗的容较大, 感较小。传播常数的实部和虚部是减小的, 这说明在平均压力增高的情况下, 其振幅的衰减反而减小, 其能量的耗散也相应的减少。其实这也是不难理解的, 在热声热机发射相同的声功率的情况下, 平均压力的增大必然导致压力振幅的增大 (当然压比是不会增大的) 和流量的减小, 流量的减小也必然导致粘性耗散的减小。因此适当提高工作压力对提高热声系统的品质因子的有效手段。

上述的实验结果和理论的计算值能够很好地相符合, 因此, 用双传感器法测量声场是有效的, 实验得出的结果有较高的准确性, 下一步对有源的制冷机回热器的 H 矩阵参数进行测量。

(二)、有源部件回热器

a、平均压力对阻抗和流放大倍数的影响

实验段回热器为不锈钢片叠制而成, 长度为 44mm, 直径 36mm, 孔隙率为 0.7。距离热声系统右端 250mm, 在回热器位置保持不动的情况下, 改变系统的平均压力, 测量矩阵参数, 同时测量回热器两端的温度。测量的过程同上, 测量时一定要注意必须在工况稳定的情况下才能采集数据。图 6-2-3 为工作压力在 1Mpa 下采集到的回热器两端的压力波形, 从波形可以看出, 在回热器的两端其压力有明显

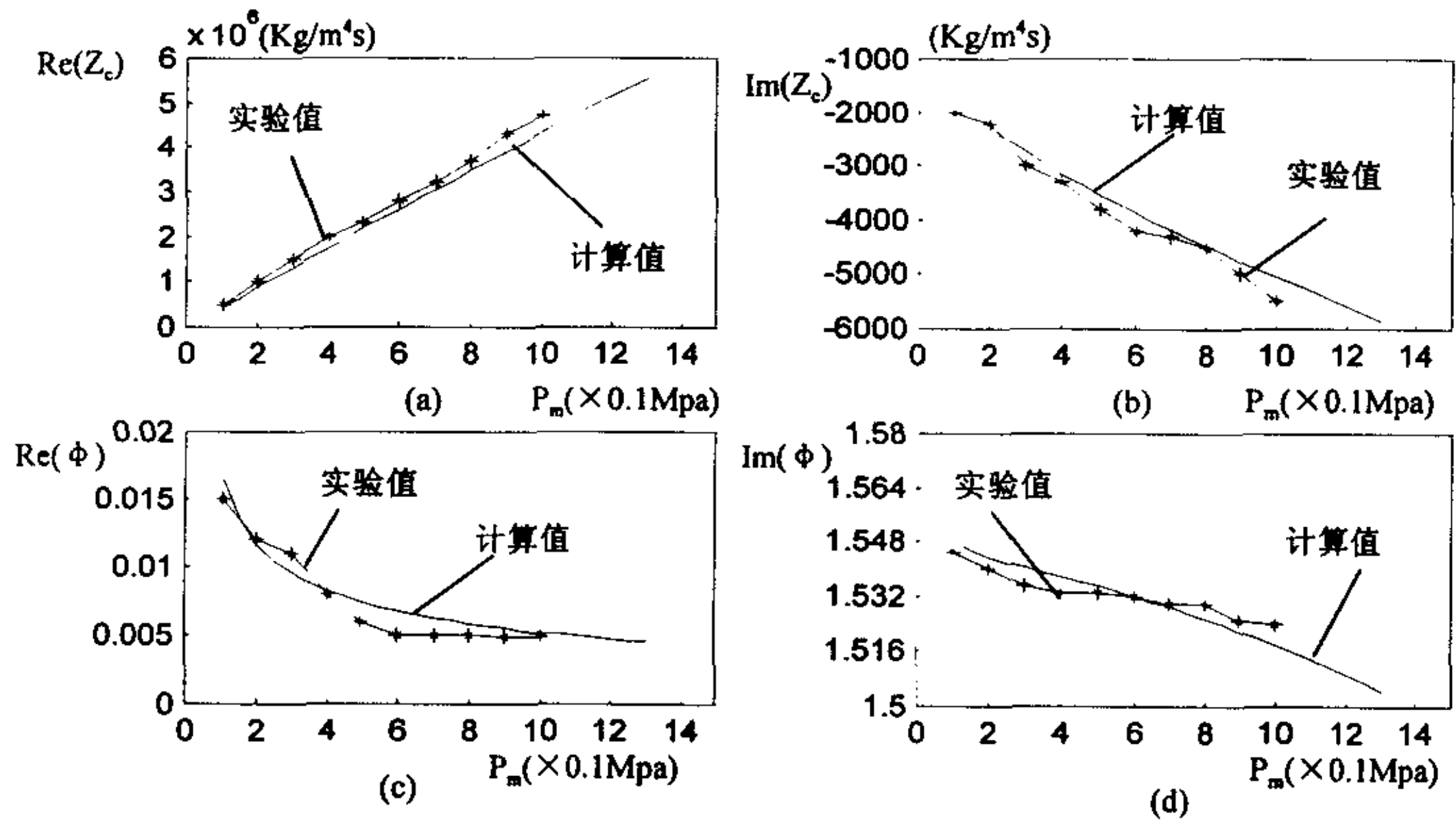


图 6-2-2 无源部件圆管的阻抗和相位常数的实验值和计算值

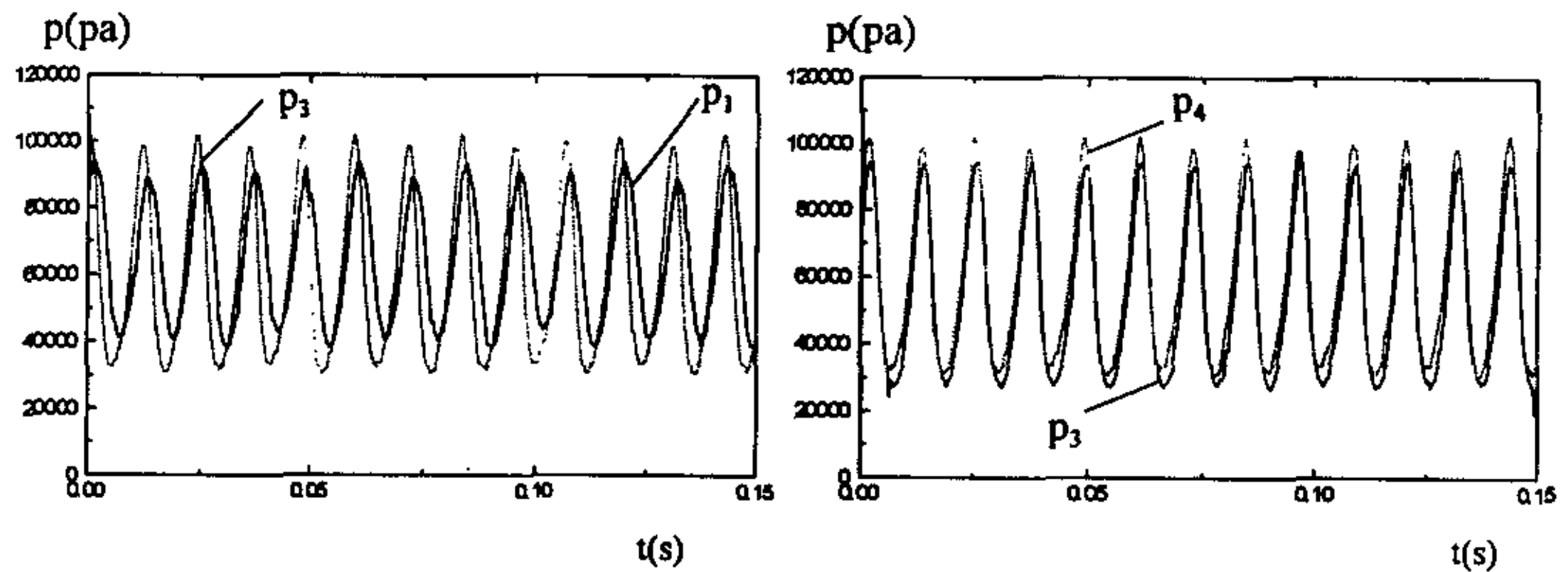


图 6-2-3 工作压力为 1Mpa 下各传感器的压力波形图

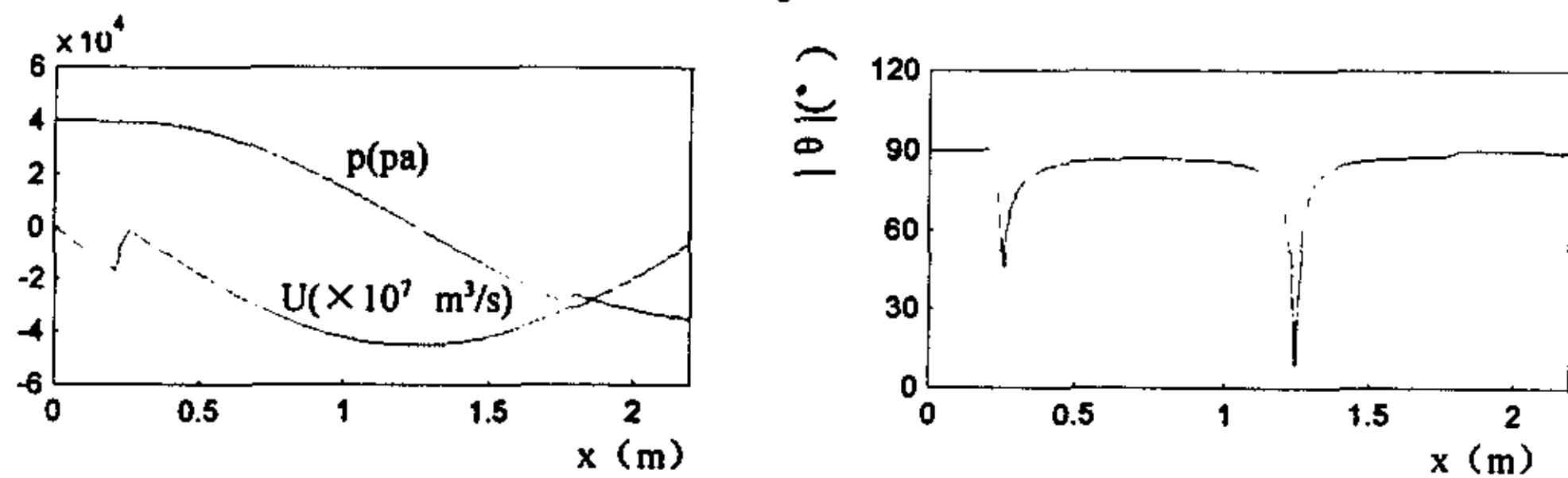


图 6-2-4 声场的压力和速度以及它们之间的相位差沿系统轴向的分布

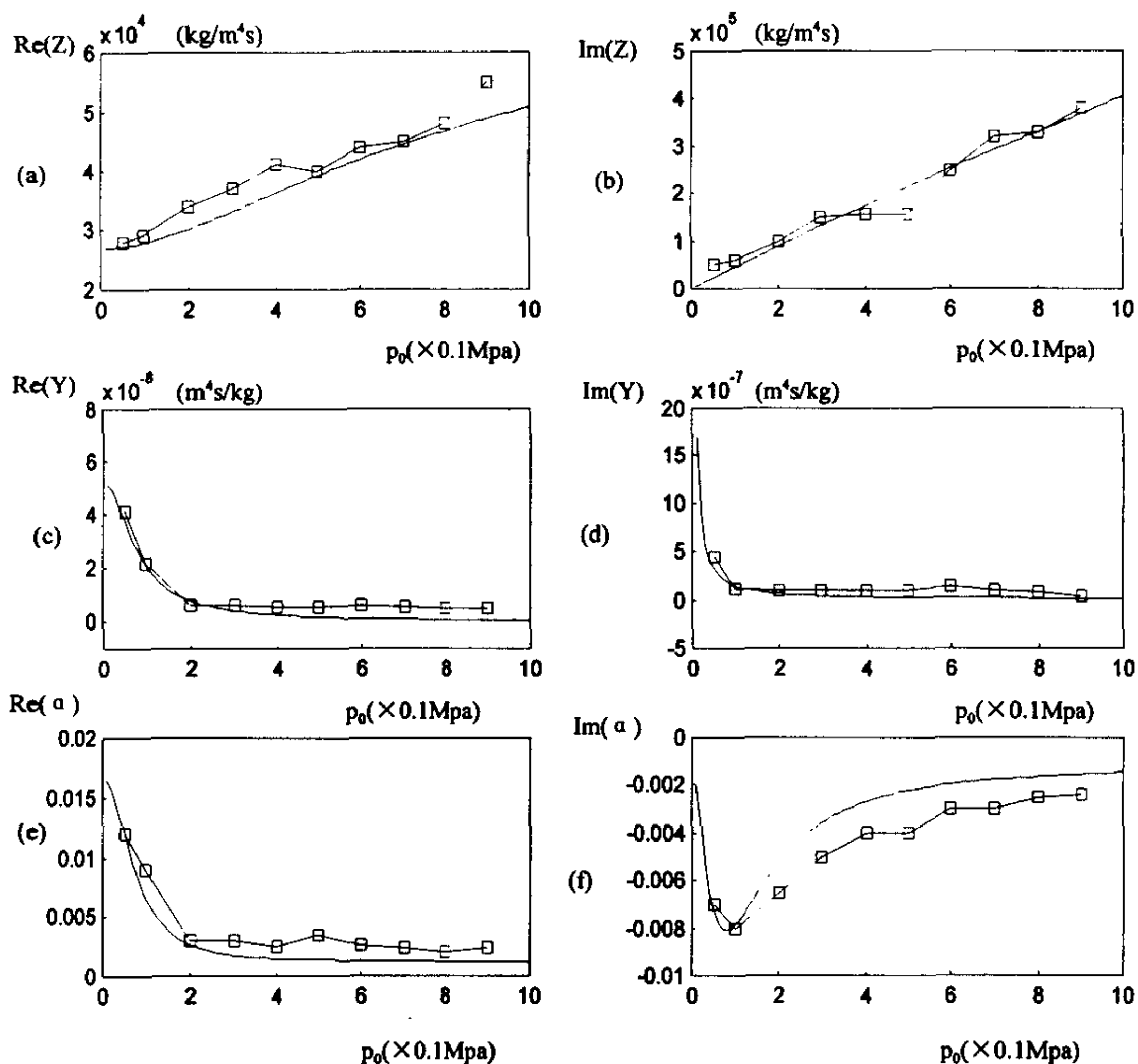


图 6-2-5 在不同压力下回热器的阻抗、导纳和流放大倍数的测量和计算值

(a) 和 (b) 为阻抗的实部和虚部

(c) 和 (d) 导纳的实部和虚部

(e) 和 (f) 为流放大倍数的实部和虚部

—— 为计算值

\square 为实验值

的相位差, 压力衰减也较大, 而双传感器之间的相位差则比较小, 通过数据处理才能得到它们的相位差。图 6-2-4 是网络模拟的得到的速度和压力以及相位沿系统轴向的分布。从图中可以看出, 在制冷机的回热器的两端其压力和相位都有一个比较明显的突变。相位图上有三个突变, 第一个突变是回热器的流放大结果, 这时声场相位开始偏离驻波相位; 第二个突变是在驻波的波节点处, 由于行波分量的影响造成的; 第三个突变是制冷回热器的源作用的结果。因为其温差较小, 相应的源也较小。所以较热声发动机的回热器造成的相位突变要小得多。随后, 声场又基本上恢复到驻波相位。

图 6-2-5 为不同压力下, 对回热器的阻抗、导纳和流放大倍数的测量结果。从结果可以看出, 其阻抗的实部和虚部都随平均压力的升高而增大, 导纳的实部和虚部随平均压力的升高总的趋势是减小的。流放大系数的实部减小, 虚部在平均压力为 0.1Mpa 处有一负的极小值。流放大系数虚部为负值, 说明制冷机的回热器是消耗声功的, 在平均压力为 0.1Mpa 处它达到最小值, 这时制冷的效果最好。这种现象并不是偶然的, 在前面热声发动机的起振实验中, 我们同样发现, 有一个最优的平均压力, 在此压力下, 起振温差最小。当然, 对于不同的系统来说, 这个平均压力是不同的, 前面的发动机实验中, 当工作工质为氦气时, 最优压力为 0.4Mpa 。但是有一点可以肯定, 不论是热声压缩机还是制冷机, 系统都存在一个最优的平均压力, 在此压力下, 其热声效应最为强烈, 这一结论对于设计热声热机的工况压力是非常重要的。

b、频率对矩阵参数的影响

调节系统的长度, 从而达到改变系统工作频率的目的, 系统的平均压力保持为 1Mpa , 保持制冷机回热器离右端的距离不变。同时调节输入功率以调节系统的压力振幅, 为了使测量值具有可比性, 我们保证制冷机回热器在不同频率下对应的热端和冷端温度不变, 当然, 由于 H 矩阵参数的测量必须有两个工况点, 在同一频率下, 对应于两个工况点的热端和冷端温度是不同的。在不同频率下测量 H 矩阵参数。如图 6-2-6 所示, 其阻抗和导纳的实部和虚部都随频率的升高而增大。流放大系数的实部随频率的增大而减小, 虚部在 105Hz 处有一个极小值, 这说明, 制冷机回热器存在一个最优的频率, 在这个频率下回热器的流放大系数最大。

对比以上测量的结果作计算的结果可以看出, 测量的结果和计算的结果能较好地吻合。这一方面说明这种测量手段是可靠的, 另一方面也说明在小振幅的条件下, 网络模型能较准确地描述实验过程。当然计算结果和实验结果之间也存在一些误差, 尤其流放大系数有时偏离实验值较大。这是由两方面原因造成的: 一

方面, 由于回热器结构并不十分规整, 对实验的结果造成影响; 另一方面, 由于热声效应是一个复杂的非线性现象, 运用线性假设计算的结果也必然与真实值有一定的差别。

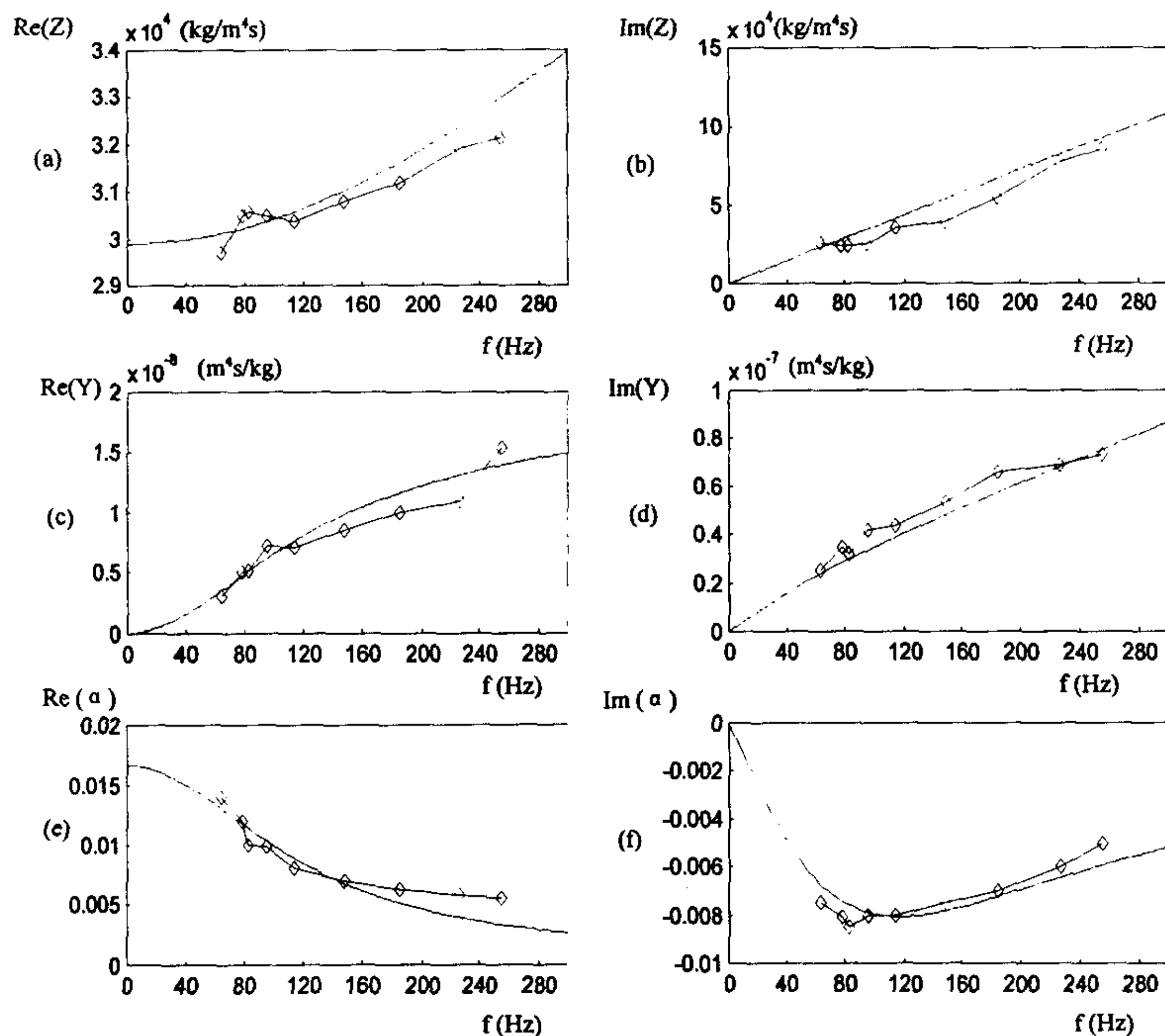


图 6-2-6 在不同频率下回热器的阻抗、导纳和流放大倍数的测量和计算值

(a) 和 (b) 为阻抗的实部和虚部

(c) 和 (d) 导纳的实部和虚部

(e) 和 (f) 为流放大倍数的实部和虚部

—— 为计算值 —◇— 为实验值

§ 6-3 回热器源参数的辨识

在前一节中对小振幅下回热器 H 矩阵参数进行了测量和分析, 实验的结果与计算的结果能够较好地吻合。这说明线性假设在小振幅条件下基本能够符合实际的过程。实际上, 热声效应是一个典型的非线性现象, 运用线性模型不可能对全部过程作出精确的模拟, 实验已经证明在大振幅条件下, 运用线性假设计算所得的结果与实验值有较大的偏差^[48]。为了使网络模型能够在更大范围内能准确描述实际过程。必须将线性前提下的网络参数向非线性区域延伸, 其解决的最好方法就是通过参数辨识。

一、系统辨识的过程

辨识方法(即反课题法)是随着控制论的深入应用而发展起来的, 它的主要任务就是在测量现象或过程的基础上建立和优化数学模型, 以最好地拟合来辨识系统的动态特性。

对于一个复杂的系统, 人们总是希望能够预先知道它的特性, 以便能够更好地控制它, 模型就变成了解系统对象特性的普遍方法。一般模型是根据系统的特性通过一定的简化而建立的一种近似模型, 根据模型与系统对象的相符程度可以将模型分为三类:

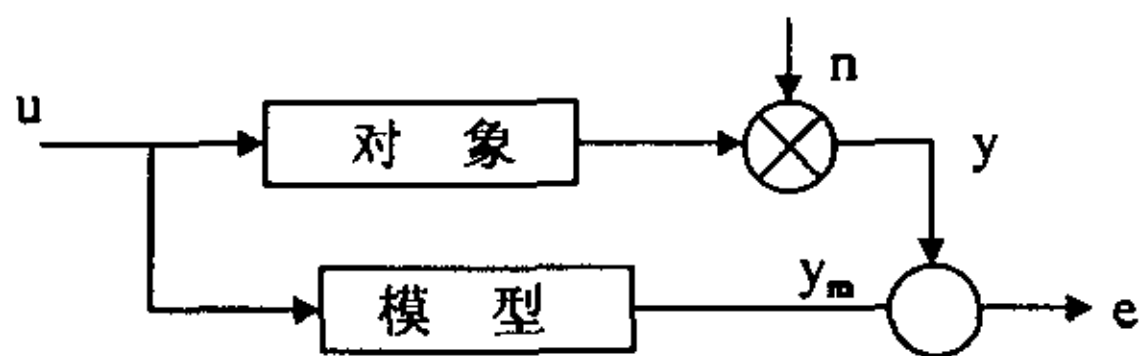


图 6-3-1 模型和对象的对比

(1) 透明盒或白系统: 模型

$E(u)$ 用完全能够定量地描述对象的方程组来描述, 其中没有未知的系数, 在模型上可以进行任何层次的研究, 所得的结果完全适用于对象。这种理想的透明盒在实际中几乎不存在。

(2) 半透明盒或灰系统: 模型 $E(u)$ 用相应于对象过程的物理定律来描述, 有未知的系数, 或者有大体上知道的系数或函数。即有

$$y = E(u, F) \quad (6-3-1)$$

其中 F 为未知的系数矢量。如果 F 可以从 u, y 的实测数据中求出, 那么这个模型就是可用的。实际上, 多数模型属于这种类型的, 其应用也最为广泛。

(3) 黑盒: $E(u)$ 的方程未知或非常复杂, 实际上无法从它得出 y , 于是只好挑选合适的函数或微分方程来充任 E 算子。

一般情况下, 由于系统的数学模型不可能完全描述系统的全部特征, 因此模型的输出和对象的输出总是存在一定的偏差 e , 如图 6-3-1 所示, n 为测量噪声, 为了使问题易于讨论, 一般假定, 这噪声的数学期望为零, 散度有限。在不同的情况下, 我们对模型的要求是不同的, 有时候只需要定性的了解对象, 因此要求模型能粗略地描述对象, 有时候需要定量地了解对象, 要求模型能准确地描述对象, 而且不同的情况其定量的层次也不一样。总之, 可以通过控制偏差 e 的大小使模型的精度满足要求。这就需要通过辨识来实现。辨识是指用求未知矢量 F 的方法来研究对象, 因此它是工程热物理研究的主要内容。主要使用半透明盒模型, 完全用黑盒的机会比较少。辨识的任务是通过对比模型输出 y_m 和对象输出 y , 求出待辨识的、无法观测的诸未知参数:

$$F = F(F_1, F_2, F_3 \cdots F_k) \quad (6-3-2)$$

显然, 变换算子 $E(u, F)$ 在各个不同的 F 取值下是通过 y 集来映射输入集的。在输出集 y_m 和 y 中都可以找到各个 F 取值的最合理判据, 这就是说, 必定存在一个使 $y_m - y$ 为极小值的最优 F 集。当 F 集最优时, y_m 和 y 之间的最小二乘偏差应为最小, 因此它的目标函数可以表示为:

$$E = \{y, y_m, F\} = \int (y - y_m)^2 dt \quad (6-3-3)$$

由 $\frac{\partial E}{\partial F_i} = 0$, 可以求出最优的 F 集。

二、热声网络模型辨识的方法

系统辨识的实质就是寻找最优的 F 集使模型得到优化。首要前提是建立系统的模型, 系统建模的方法多种多样, 网络方法是一种非常好的方法, 它能方便地描述系统间各部分的相互联系。在网络建模的过程中, 通常可分为如下三个步骤:

- (1) 对系统进行结构分析, 建立系统的结构网络模型, 明确系统各部分之间的逻辑联系;
- (2) 对结构网络进行量化, 建立能初步反映系统特性的量化模型;
- (3) 对网络模型的参数进行辨识, 建立能精确描述系统特性的辨识模型。

如果经过上述三步之后, 模型仍然与实际系统存在关差距, 就需要重新进行结构

分析、量化、辨识过程。

在第三章中我们已经建立了热声系统的网络模型，并对模型的参数进行了量化。由于量化后的网络模型中没有未知数，因此并不需要对网络参数进行辨识，在小振幅条件下，模型能够较准确地描述系统动态特性，为了使模型在大振幅的条件下也能精确地描述系统，必须将网络参数重新量化并对其进行辨识。

这里，我们不考虑网络结构模型的改变，认为其结构模型是合理的，因为它能够在小振幅的条件下准确描述系统特性。在前面推导的网络结构模型中，有三个参数：串联阻抗、并联导纳和流放大系数，在第三章中，我们在线性假设前提下对这三个参数进行了量化。严格地说，这三个参数都是非线性的参数，都必须通过参数的辨识来获得比较准确的量化值。但是由于实验台各部件加工精度和实验测量精度的限制，准确地辨识各参数是非常困难的，而且在热声系统中，最主要的参数是流放大系数，它是确定热声转化强度的最关键的量。有理由相信，模拟的误差主要是由于流放大系数的非线性引起的。因此首先可以通过源参数的辨识来优化模型，将其模拟范围延伸到非线性的区域。

多项式模型是最简单、最方便的非线性模型构式，它是线性模型的直接推广^[159]。采用多项式作为非线性数学模型时，必须根据物理意义选择参数以及参数的阶数，一般取二阶到三阶。在前面的网络参数量化中，其源参数的表达式为：

$$\alpha = \frac{(f_k - f_v)}{(1 - f_v)(1 - pr)} T(x), \quad T(x) = \frac{1}{T_m} \frac{dT_m}{dx} \quad (6-3-4)$$

从上面的表达式可以看出，源参数与 $T(x)$ 成正比，通过对实验结果的观察发现源参数与 $T(x)$ 并不是简单的线性关系，因此必须对源参数重新量化，这里采用多项式模型。在源参数中加入一个非线性的二次项 $C_2 T^2(x)$ 和一个常数项 C_1 ，这样源参数可表示为

$$\alpha = \frac{(f_k - f_v)}{(1 - f_v)(1 - pr)} [C_1 + T(x) + C_2 T^2(x)] \quad (6-3-5)$$

下面通过实验对源参数中的系数 C_1 和 C_2 进行辨识。

三、源参数的辨识结果及分析

实验装置与第一节相同，测量的对象是制冷机的回热器。这里同样用四个传感器测量回热器的流放大系数。系统的充气压力为 0.4Mpa，通过调节发动机热端的输入功率来改变声场的振幅，从而改变流放大系数。我们保持制冷机回热器热

端温度为常温，因此在振幅增大的情况下其冷端温度逐渐降低，温差增大。图 6-3-2 为回热器源参数的测量及辨识结果。图中虚线是源参数与温度梯度呈线性关系条件下的计算结果，实线为辨识后的计算结果，另一曲线为实验测量的结果。由于

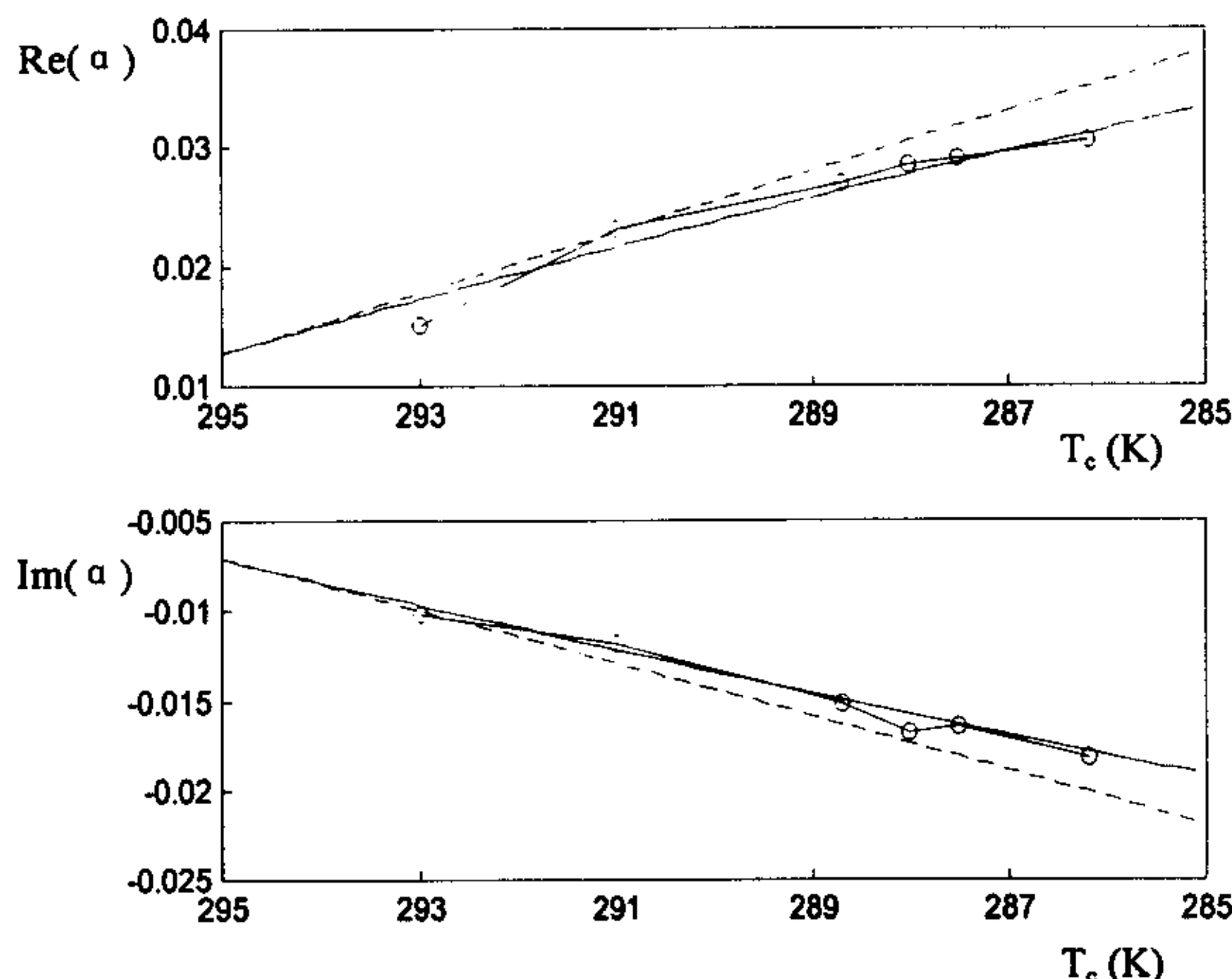


图 6-3-2 回热器源参数测量及辨识结果

辨识为简单的单输入和单输出关系，因此将测量数据进行曲线拟合求出待定系数。辨识结果得到的待定系数为：

$$C_1 = 0.02 \quad , \quad C_2 = -0.113$$

从图中可以看出，随着温度梯度的增大，测量得到的流放大系数的增长率逐渐减小，其增长并非线性的。在温差较小的情况下，线性模型的计算结果基本与实验结果相符合，在温差较大的情况下，实验结果与其计算结果偏离逐渐增大。

由于实验对象的加工精度的限制，本实验对源参数的辨识是比较粗糙的，实验数据的数量和测量的精度都还是不够的，实验的结果也许并没有普遍的指导意义，但对本实验台来说能够在一定程度上提高模拟的精度。作者的主要目的是为了提供辨识的手段和方法，希望为模型向非线性区域延伸作出有益的探索。下一步作者的任务是在提高台架加工精度的基础上，进一步实现阻抗和流参数多个参数同时辨识，提供模型参数在非线性区域的量化结果。

§ 6-4 本章小结

- 1、在热声热机带热声制冷机系统上, 测量制冷机回热器的 H 矩阵参数, 避免了直接在热声发动机回热器上进行高温测量所带来的困难。
- 2、建立了四传感器 H 矩阵的测量方法, 此方法无需考虑反射波的影响, 适合于任何相位的声场。
- 3、对简单圆管的实验验证, 证明了这种方法有较高的准确性, 为网络模型的量化提供了重要的实验手段。
- 4、实验结果表明, 对于热声系统来说存在一个最优的平均压力 and 最优的工作频率, 使得热声回热器的热声效应最为强烈。
- 5、运用辨识的方法对网络模型参数的进一步量化进行了探索, 提出了网络参数量化的方法和实验的手段, 并初步对制冷机回热器的源参数进行了辨识, 将网络模型的应用范围延伸到非线性的区域。

第七章 热声制冷的实验研究

§ 7-1 前 言

近几十年来,制冷和低温技术得到充分地发展和完善。但是新兴的航天技术及超导技术等现代科学技术的发展对制冷及低温技术的要求越来越高。尤其在空间技术方面,要求制冷机较长的寿命及高度的稳定可靠性。传统的制冷机如分置式斯特林制冷机、G-M 制冷机,由于其结构中存在至少两个运动部件:压缩机和排出器。它们运动造成的机械耗损限制了制冷机的寿命。另一方面,环保的要求对目前的制冷机提出了挑战。传统的制冷工质氟里昂不仅对臭氧层有破坏作用,而且还会加剧温室效应,严重恶化人类居住的环境。现代科技的发展呼唤新型的制冷技术。

热声制冷是一种完全新型的制冷方法,它由于无运动部件和无污染两大优点而备受瞩目,美国 Los Alamos 国家实验室的 Swift 和 Wheatly 首先开展了对热声制冷机的研制工作^{[31][32]}。目前热声制冷机已经开始进入应用阶段。1986 年, Hofler 在他的博士论文中设计并制作了一台实验用热声制冷机^[20],该制冷机为电声驱动的 1/4 波长热声制冷机。在压比为 3% 的情况下,其冷端温度达到 -70°C ,并且产生数瓦的冷量。1992 年 1 月发射升空的“发现号”航天飞机上使用了一台空间用热声制冷机^[33],这是一台 1/4 波长的热声制冷机,工作压力为 1Mpa,工质为 97% 氮气和 3% 氩气的混合物,板叠的直径和长度分别为 38mm 和 79mm,由电动扬声器驱动,驱动频率为 400Hz,在 80K 温差下获得 3W 的冷量。在此制冷机的基础上,美国海军研究生院在研究一个制冷量与普通家用冰箱和冷冻箱类似的空间有热声制冷机(制冷量分别为 $200\text{W}/4^{\circ}\text{C}$ 和 $120\text{W}/-22^{\circ}\text{C}$),以替代目前航天飞机中用于生命科学实验的冰箱和冷冻箱;南非建造了一台用于食品冷冻的热声制冷机^[22],能获得 419W 的冷量。这些制冷机都不是热驱动的,因而都不能完全消除可动部件,只是在制冷环节上消除了可动部件,其寿命仍然面临考验。目前真正实现热驱动的制冷机是由美国 Los Alamos 国家实验室与 Cryenco 公司合作研制的用于液化天然气制冷机^[28],可以利用 1/3 的天然气液化其余的 2/3 的液化气。在我国热声制冷的实验和理论研究都处于起步阶段,所做的研究主要是声驱动的热声热机^{[82][90]},

还没有完全消除运动部件。目前还没有看到用热声原动机带热声制冷机的实验报导, 因此对无运动部件热声制冷机的研究意义十分重大。

前文介绍了作者自行研制的发动机, 由于其性能较以前有了较大的改善, 输出功率大幅度增加, 为带负载提供了条件。本章作者在研制的热声发动机的基础上, 进一步探索用热声发动机来带动热声制冷机, 进行热声制冷的实验工作, 并进一步增加对热声效应机理的理解以及验证模型的准确性。本章将报告热声制冷的初步实验结果。

§ 7-2 热声制冷的实验验证

一、实验装置

实验装置如图 7-2-1 所示, 由两部分组成: 热声发动机系统和热声制冷机系统。热声发动机结构前面已详细说明, 回热器长度仍为 50mm。热声制冷系统基本结构与热声发动机相似, 主要由冷端换热器、回热器及热端换热器构成, 回热器长度有 44mm 和 150mm 两种, 直径为 38mm, 距离右面封闭端为 250mm。

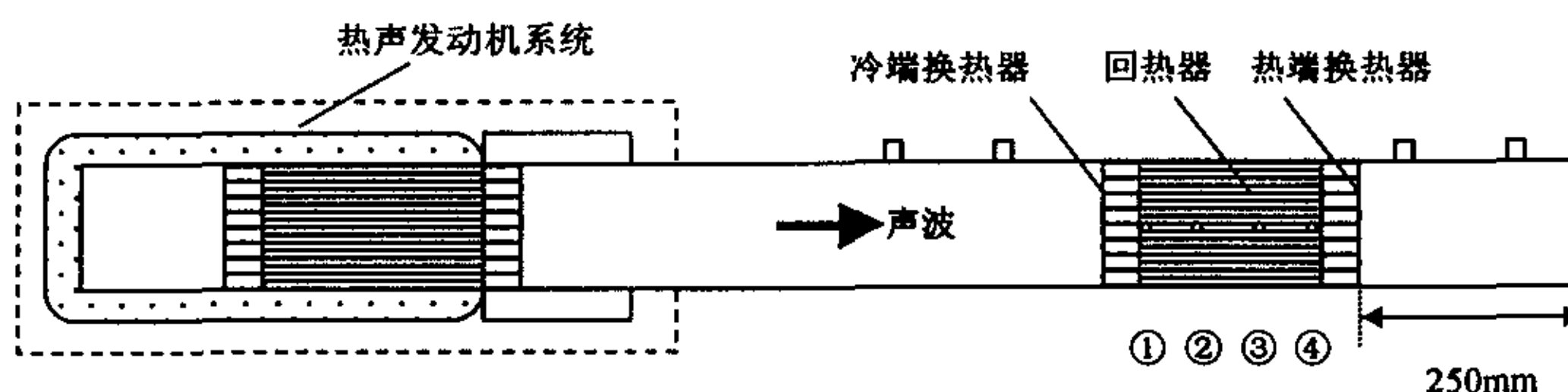


图 7-2-1 热声制冷实验装置示意图

系统总长度为 2.1 米。换热器长度均为 10mm, 在实验中由于没有设计冷量测量系统, 换热器没有安装。在回热器板叠中安装四个铜-康铜热电偶以测量回热器各点处的温度变化。在氮气和氦气的充气压力为 0.4Mpa, 回热器的平均温度为 295K 时, 回热器的热声指标见下表

工质 种类	谐振频率 (Hz)	热穿透深度 (m)	粘性穿透深度 (m)	板叠间距 (m)
氮气	85	1. 40e-4	1. 20e-4	7e-4
氦气	245	2. 44e-4	1. 99e-4	7e-4

二、热声制冷的实验验证

在进行实验研究以前,首先对实验装置进行了试运行,以验证热声制冷和实验装置的可靠性。实验中,系统平均压力为 0.4Mpa,充气工质为氮气,制冷机换热器处没有冷却装置及热绝缘,直接置于室内环境中,室内温度为 6.5℃。发动机

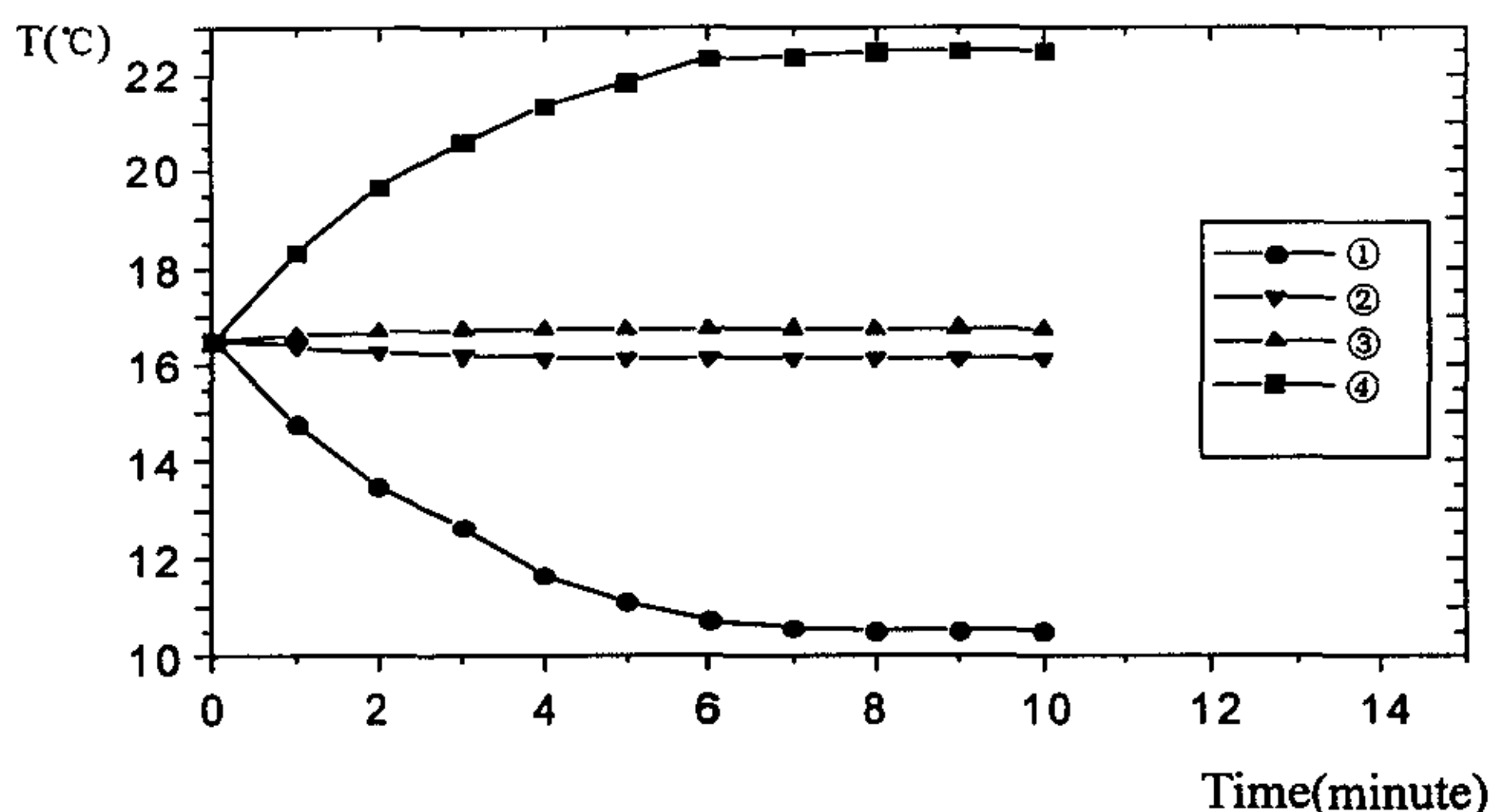


图 7-2-2 制冷机回热器板叠各点处温度随时间的变化曲线

的热端输入功率为 300W 时,起振后测得其压比为 0.036。起振后测量制冷机回热器各热电偶信号,图 7-2-2 为各点的温度随时间的变化曲线。从图中可以看出,热声发动机起振后,板叠两端的温度立刻发生明显变化,热端温度开始上升,冷端温度开始下降。大约十分钟左右,温度曲线逐渐稳定,制冷机与外界达到热平衡,这时其温差为 11℃。由于热声制冷机回热器和换热器与外面的不锈钢管直接接触,不锈钢管又直接暴露在空气中,因此其负荷是相当大的。由此可见在压力振幅不大的情况下,回热器仍具有较强的泵热能力。从图中还可以看出,在回热器板叠中间的位置,温度变化相比于两端来说要小得多,这说明声波泵热的速度非常快,回热器的两端来不及与外界进行充分的热量交换,导致热流在回热器的两端积累,而在回热器的中间由于声波的泵热作用,使热量积累比较困难,因而造成回热器两端的温度变化大,而中间的变化小。进一步研究发现,中间的温度变化与负荷的大小有关,当负荷很小时,其温度变化较大,当负荷较大时,其温度变化较小。

§ 7-3 热声制冷的初步实验研究

由于实验条件和时间的限制，我们只能对热声制冷作初步研究，下面对压比以及回热器的位置对热声制冷的影响进行研究。

一、压力振幅对热声制冷的影响

波动压力在热声制冷中是一个重要的影响因素。本实验在平均压力保持在 0.4Mpa 的情况下，回热器长度为 150mm，通过改变压力振幅来考察压比对制冷的影响。

按前面的实验步骤，在一定的输入功率下使热声发动机带动热声制冷机起振，由于热声发动机存在热声滞后现象，为了尽量扩大研究的范围，首先减小变压器的输出电压，使系统刚好维持振荡，然后再逐渐增大电压，提高系统内的压力振幅。为了调查回热器冷端的制冷效果，我们用软水管缠绕在热端换热器的外壁，并通过循环水流以保证回热器的热端维持在常温温度。回热器及冷端换热器外的管壁用脱脂棉包裹起来，在一定的程度上与外界绝热。分别以氮气和氦气作为工质，在不同工况下测量冷端的温度。

图 7-3-1 为室温为 16.5℃ 时实验测量的结果，从图中可以看出，压力振幅越大，制冷的效果越好，其冷端的温度越低。对于氮气来说，冷端的最低温度为 -0.2℃，

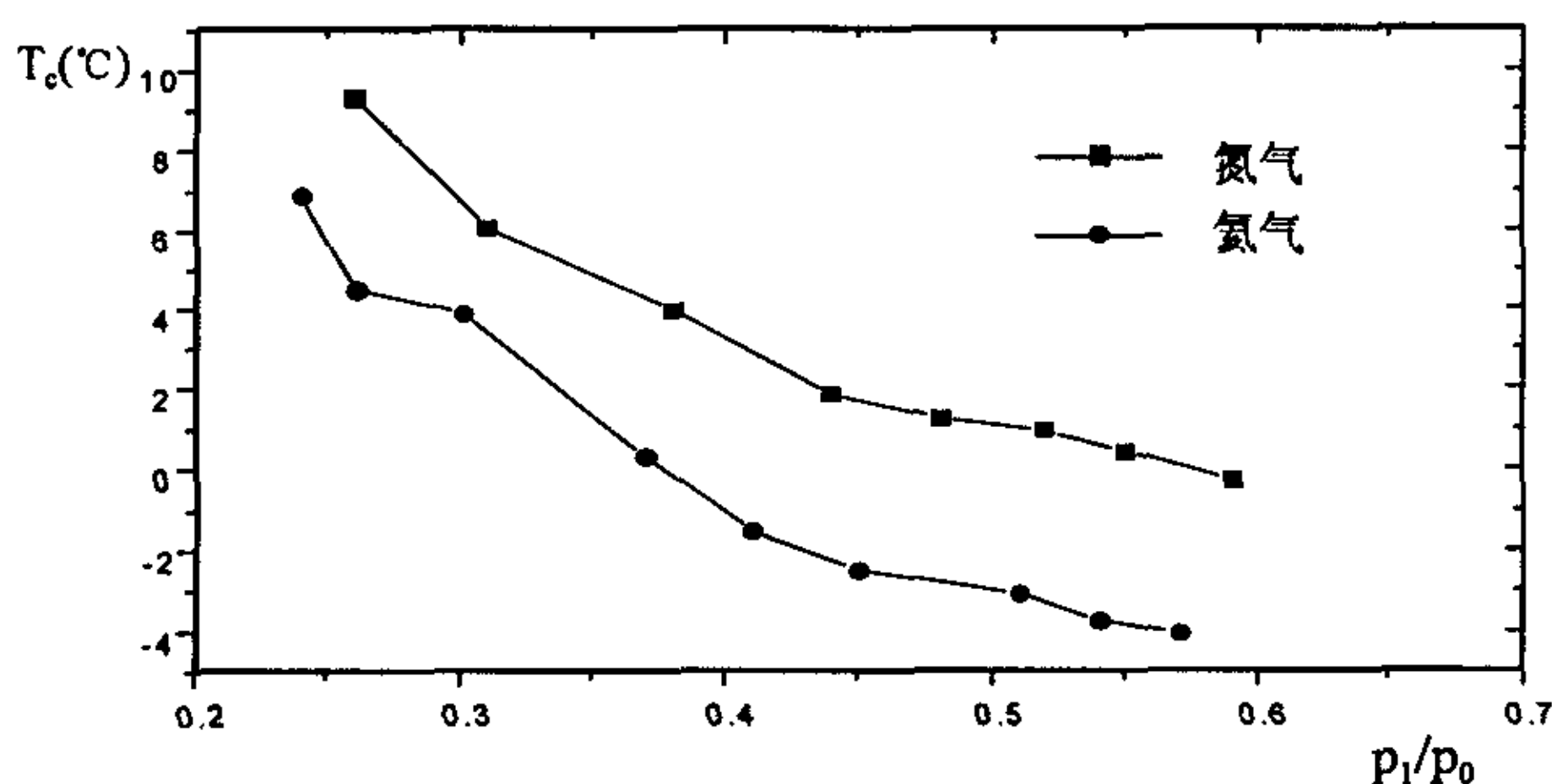


图 7-3-1 氮气和氦气在不同振幅下对应的冷端温度

最大温差为 16.7°C 。对于氦气来说,冷端的最低温度为 -4°C ,回热器两端的最大温差可达 20.5°C 。这说明使用氦气比使用氮气的制冷效果要好得多。这主要是由于氦气的普朗特数比氮气低。对于热声发动机来说,在同样的输入功率下,氦气产生的声功比氮气工质的声功要大;对于热声制冷机来说,在同样的输入声功条件下,氦气的制冷效果也比氮气好。在热声发动机带热声制冷机时,工质有双重作用,因此其制冷的效果具有比较明显的差异。由于热声发动机回热器的直径较小,因此单纯依靠提高温差的手段来提高声场的振幅是有限的,这也是下一步热声热机设计中要考虑的问题。在热声发动机带制冷机的条件下,输入功率为 650W ,系统声场的最大压比为 6% 。

二、回热器位置对制冷的影响

回热器的位置也是影响制冷效果的一个重要因素。为了在改变回热器位置时按装简便,回热器选用长度较短的一种,为 44mm 。工质为氦气。我们仍然将回热

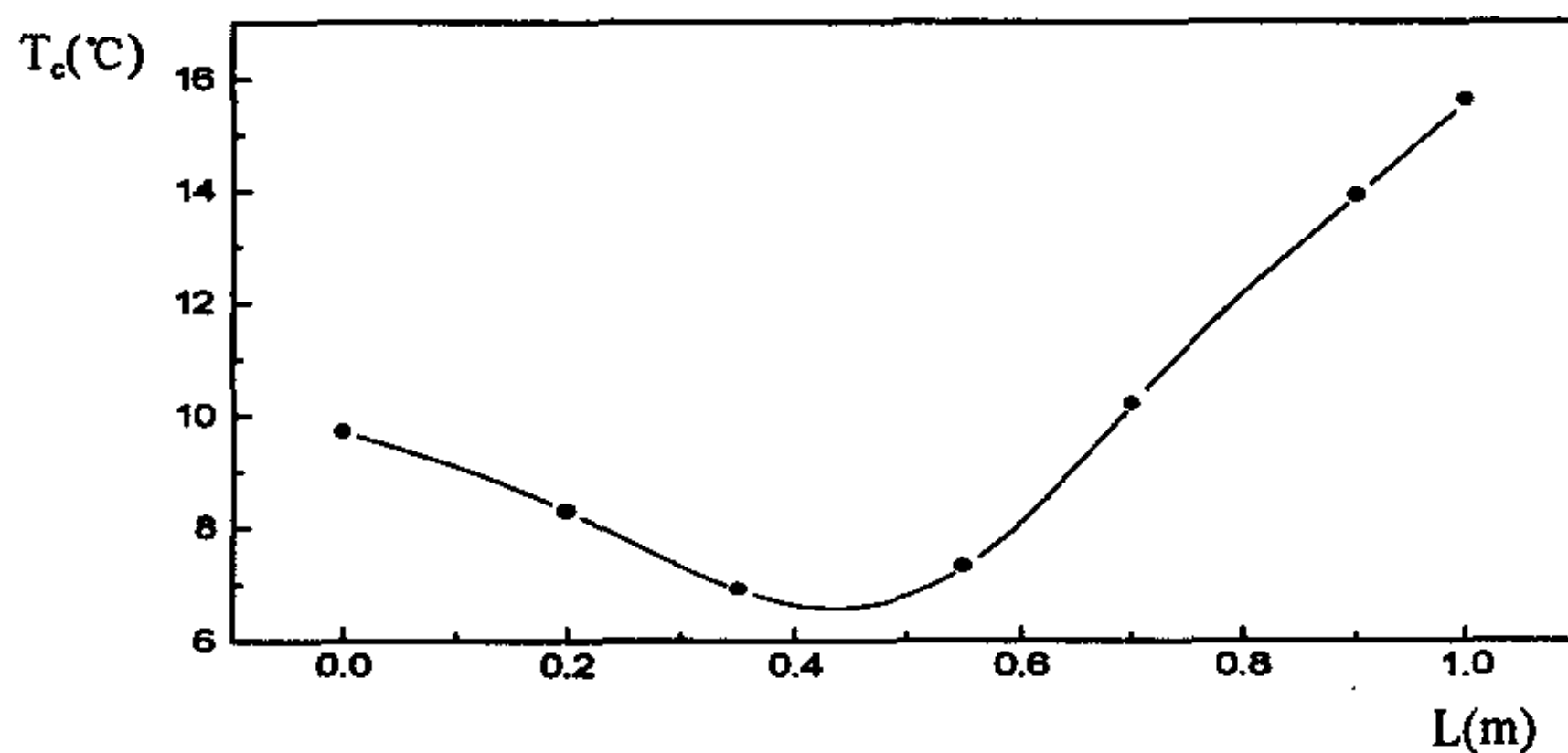


图 7-3-2 回热器在不同位置下其冷端的温度

器热端温度保持在常温,冷端换热器及回热器的外壁由脱脂棉包裹,通过测量冷端的温度来考察制冷的效果。回热器位置的调节是通过改变谐振管各段的安装顺序来实现的。回热器的变化范围从波节点到谐振管的最右端终点。

在热声发动机的输入功率相同的情况下,在回热器处于不同位置时测量其冷端的温度,如图 7-3-2 所示,横坐标 L 表示回热器右端与谐振管最右端之间的距离。从图中可以看出,在 $L=0.4\text{m}$ 处,其冷端的温度最低,制冷的效果最好。回热器越接近波节点,制冷的效果越差。

§ 7-4 热声制冷的网络模拟

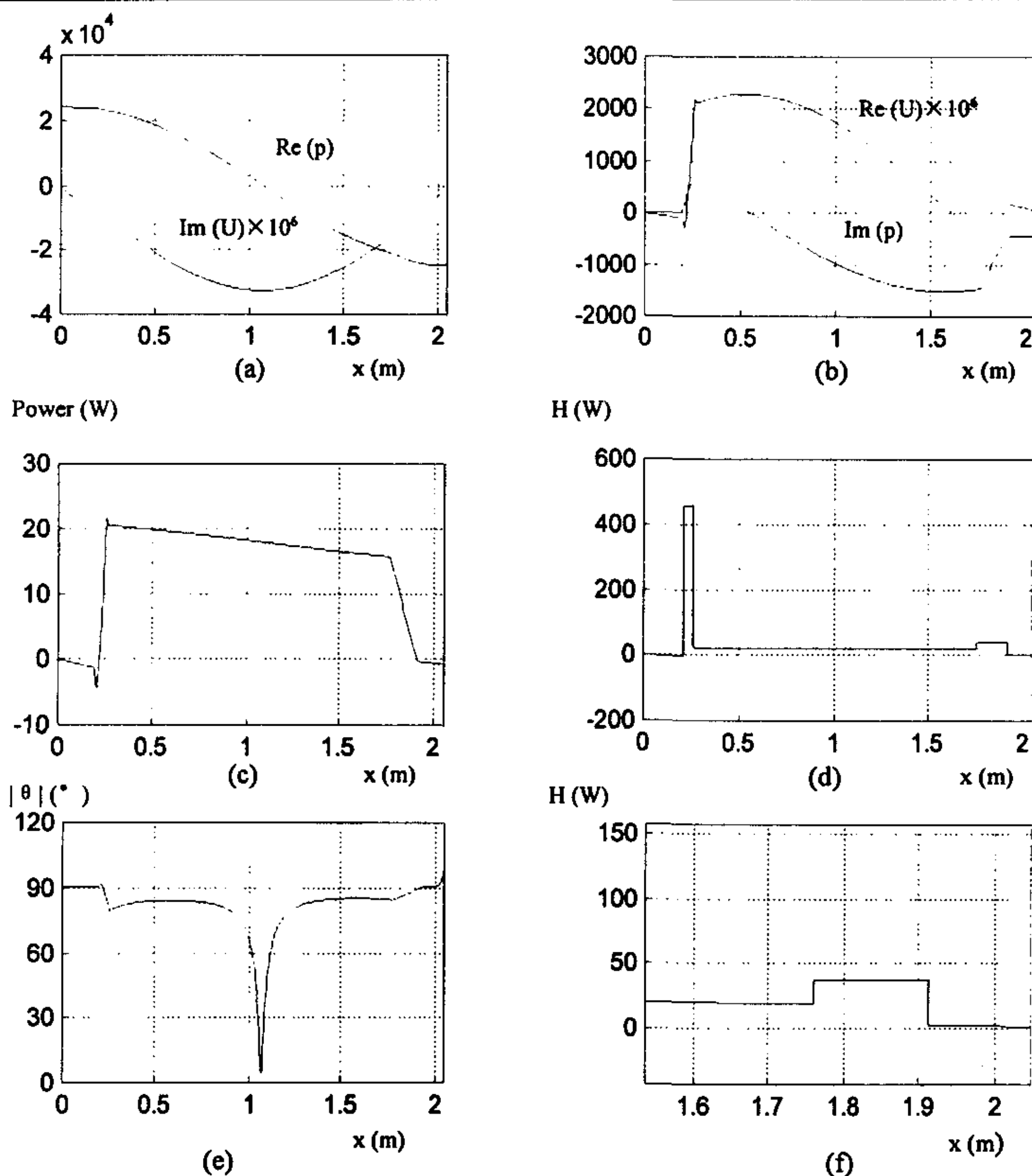
为了进一步验证模型的准确性和了解热声制冷的性能，我们运用模型对该系统进行模拟。热声热机带热声制冷机系统的网络模型的建立参照前面热声系统网络模型的构建方法。

这里将用实测的量作为已知条件反过来验证边界条件。将实测的热声发动机回热器的热端和冷端温度、制冷机回热器的热端和冷端温度及谐振频率作为初始条件，将终端压力振幅作为边界条件，对于某一稳定的工况其测量的结果如表 7-4-1 所示。模拟的结果应满足另一边界条件，即终端体积流速实部和虚部均为零。

工质 种类	频率 (Hz)	平均压力 (Mpa)	压比 (%)	T_h (发动机) (℃)	T_c (发动机) (℃)	T_h (制冷机) (℃)	T_c (制冷机) (℃)
He	245	0.4	5.96	435	81	16.5	-4

表 7-4-1 实验测量稳定工况下的各参数值

图 7-4-1 是运用模型模拟的结果。图 7-4-1(a)是系统内声场驻波分量的轴向分布图，从图中可以看出，在系统的右面终端流速的虚部为零，压力的实部达到最大值，是驻波的波节点，完全满足驻波的边界条件。图 7-4-1(b)是声场行波分量的轴向分布图，流速的实部几乎为零，近似满足边界条件，因此模拟结果的误差非常小。图 7-4-1(c)为系统功流分布图，热声回热器的声功产率为 28W 左右，制冷机回热器消耗的声功率为 19W，而其它声功则消耗在其它部件上。图 7-4-1(d)是系统总能流分布图，由于无法测量热端的漏热，热声发动机热端的输入热量也无法准确进行测量，从总能流分布图可以看出，由换热器输入的热量为 450W，而实际的加热功率为 650W，可见有相当一部分热量通过其它的形式耗散。冷端带走的热量为 430W，其余的热能转化为声能。其能量的转化效率为 6.2%，为同等条件下卡诺效率的 7.64%。图 7-4-1(f)是总能量图的热声制冷机部分的局部放大，从图中可以看出，回热器冷端的冷量为 15W，热端由循环水带走的热量为 43W。由于实验时间的限制，没有设计冷量的测量系统，因此无法对冷量的模拟结果进行验证。这是作者下一步将要完成的工作。



(a) 驻波分量的压力和流量沿轴向分布图
 (b) 行波分量的压力和流量沿轴向分布图
 (c) 声场声功流沿轴向分布图
 (d) 总能流沿轴向分布图
 (e) 声场压力和速度的相位差沿轴向分布图
 (f) 总能流分布图(d)的局部放大图

图 7-4-1 热声发动机带热声制冷机的网络模拟结果

本章小结

1. 本章在前热声发动机研究的基础上, 将热声发动机与热声制冷机结合起来, 实现无运动部件热声制冷。
2. 对热声制冷机的性能进行了初步的研究, 在室温为 16.5°C 条件下, 回热器的冷端得到的最低温度为 -4°C , 获得较好的制冷效果。
3. 实验的结果表示, 工质对热声制冷有较大的影响, 在同样条件下, 氦气的制冷效果明显优于氮气, 而且波动压力越大, 回热器冷端的温度越低。对于一定的热声制冷机来说, 回热器存在一个最佳位置, 使得制冷性能最优。
4. 运用网络模型对热声发动机—热声制冷机系统进行模拟, 并对实验的稳定工况进行了验证, 结果表明, 在小振幅条件下, 运用此网络模型对热机系统进行模拟是比较精确的。模拟的结果表明, 在 20.5°C 温差的条件下, 回热器的冷端仍然能够得到 15W 的冷量。

第八章 全文总结及今后工作展望

§ 8-1 全文总结

总的来说, 本文的主要工作可概括为三个方面: 一是完成了热声热机网络模型的理论分析和建模工作, 将国外已有的建立在热力学平衡基础上的热声热机理论过渡成热动力学网络工程方法; 二是建成了一台 $1/2$ 波长驻波热机, 并对热致声和声制冷进行了实验研究; 三是建立并验证了工程实用的热声热机网络模拟程序, 并已能用来指导热声热机的研制。主要成果和结论归纳如下:

1. 对热声热机进行分类, 介绍其基本结构并对各部件的特点进行分析。分析流道内振荡流动的基本特点, 对横向速度分布和横向导热分布进行了详细讨论。根据 $\omega \tau_v$ 的大小将流道内的流体分为三个区域: 等温区、迟相区和绝热区, 分别对应于等温可逆过程、不可逆过程和绝热可逆过程三个微热力循环。在此基础上对典型热声部件的微热力循环的特点进行了分析, 根据它们在热声系统中的不同作用指出它们对应的微热力循环的区域。

2. 从流体的基本方程出发, 在小扰动假设前提下, 推出热声效应的基本方程, 并以压力和体积流率为自变量, 给出了流体工质的振荡速度、振荡温度和振荡密度在纵向的解析解。对热声热机的能量和效率进行了分析, 分别给出了功流、总能流和焓流的表达式。

从热声效应的基本方程出发, 运用网络的方法直观地分析了热声效应的本质, 由其动量方程得到它的惯性感性和粘性阻, 由其连续性方程得到它的容、阻及体积流源, 并由此得到它的总的网络图解, 其物理意义十分明确, 可以得到热声系统定常工况的线性解, 对热声热机系统的实际声场分析作初步的定量预算。

3. 从流体力学的基本方程出发, 得到网络基本传输方程与热声基本方程完全一致的有源网络结构, 它是由两个串联阻抗、一个体积流源和一个并联导纳构成的 T 型网络。对比两方程组得到网络结构参数的量化结果。在此基础上根据热声系统部件的特点建立各部件的传输矩阵, 根据各部件的连接方式建立系统的网络模型。

作者运用 MATLAB 语言编制了热声系统的网络仿真的程序, 模拟结果表明该程序在小振幅条件下能够较准确地对热声系统进行模拟, 可以有效指导热声系统的设计和优化。至此, 有源热声网络理论由郭方中教授提出后, 经过不断地发展, 终于第一次建立了能对热声系统进行定量模拟的实用化程序。该程序不仅适用于各种复杂边界条件的热声系统, 而且使用非常简单, 从这一点上来看, 它优于 Swift 的 DELTAE 程序。

4. 作者在前人工作的基础上, 对热声发动机进行了重新设计和改进, 建成了一台 $1/2$ 波长的驻波热声热机, 并对热声热机的基本特性进行了研究。网络源参数的引入合理解释了最优平均压力。

对热声系统的声功测量技术进行了研究, 对比双传感器法和负载测量法的实验结果, 证明双传感器声功测量的方法有较高的准确性。

对热声发动机纵向相位和功流分布进行了实验研究, 研究的结果表明热声系统的相位分布不仅受驻波比的影响, 而且受驻波位置的影响, 在压力波节点其相位发生突变。

热声发动机产生的声功有部分耗散于热声部件, 其声功的耗散沿管路分布并不均匀, 在压力波节点处, 能量耗散明显增大, 因此热声热机的设计中, 要求波节点处内壁光洁度较高, 同时负载应尽量置于压力波节点前方。

5. 为了验证有源网络模型的准确性, 建立了四传感器 H 矩阵的测量方法, 并在热声发动机带热声制冷机的基础上, 测量制冷机回热器的 H 矩阵参数。实验结果证明这种测量方法是可靠的, 并且在小振幅条件下 H 矩阵参数的理论值与实验值能较好地吻合。

由于热声现象是典型的非线性现象, 而有源网络模型是建立在线性理论的基础上, 在大振幅条件下, 模拟结果必然与实际过程产生偏差, 为了使有源网络模型也能适用于大振幅的条件, 必须在辨识的基础上对网络参数进行修正, 本文提供了网络参数量化的方法和实验手段, 并对制冷机回热器的源参数进行了初步辨识。

6. 在热声发动机研究的基础上, 将热声发动机与热声制冷机结合起来, 实现无运动部件热声制冷。并对热声制冷进行了初步的实验研究, 在室温为 16.5°C 的情况下, 回热器冷端获得的最低温度为 -4°C , 获得较好的制冷效果。模拟的结果表明, 在此工况下, 回热器的冷端仍然能够得到 15W 的冷量。

§ 8-2 今后工作展望

通过对热声理论及热声热机系统的研究, 作者对热声热机有了较为深入的理解, 积累了丰富的工程经验, 同时也深深体会到工作中的不足之处, 许多地方有待于进一步完善和进行更深入的研究:

一、 运用热声网络模型程序设计我国急需的工程用无运动部件制冷机, 并在研制中不断发展其支持软件, 将其发展成热声热机的动态仿真软件。

二、 进一步发展有源热声网络, 建立为各种热声热机设计和优化服务的网络模型参数数据库。在大振幅非线性条件下, 对网络参数进行实验辨识, 使得修正后的网络参数同时适用于线性和非线性区域。

三、 加强对行波和驻波热声机理的研究, 优化热声热机结构以得到回热器声场的最佳工作相位。从 Swift 的行波热声斯特林热机及脉管的声功回收的成功可以得到启发: 在保持无运动部件的优势下, 完全可以从声学设计的角度, 通过改变边界条件的手段来控制回热器内的声场相位, 从而提高热机的效率, 发展结构多样化的高效热声热机。

作者在攻读博士学位期间发表的论文

[1] Experimental Research of a Thermoacoustic Prime Mover and a Refrigerator

Chinese Journal of Acoustic (已录用)

[2] Network Modeling for Thermoacoustic Devices

ICEC18 India 2000 (EI 检索)

[3] 热声谐振管的试验研究 低温工程 1999 年 第 6 期

[4] 热声热机及其应用 热能动力工程 2000 年 第 2 期

[5] 热声谐振管功流及相位分布的实验研究 低温工程 2000 年 第 4 期

[6] 热声谐振管的实验研究 华中理工大学学报 1999 年 第 2 期

[7] 热声热机的网络模型与仿真研究 低温工程 2000 年 第 3 期

[8] 热声热机中回热器特性参数影响的模拟分析及优化 低温工程 2000 年 第 4 期

致 谢

本文是在郭方中教授的亲切关怀和悉心指导下完成的。无论从选题、实验方案的确定以及最后的写作，郭教授无不倾注了大量的心血。在求学期间，作者从导师的言传身教中获得许多宝贵的启示。尤其是导师渊博的专业知识，严谨的治学态度，勇于创新的精神以及导师为人处事的豁达与宽容，将对我的一生产生深远的影响。在此作者谨向导师表示深深的谢意。

特别感谢李青教授在实验中对作者的指导。李青教授丰富的的实践经验和平易近人的态度给作者留下很深的印象。

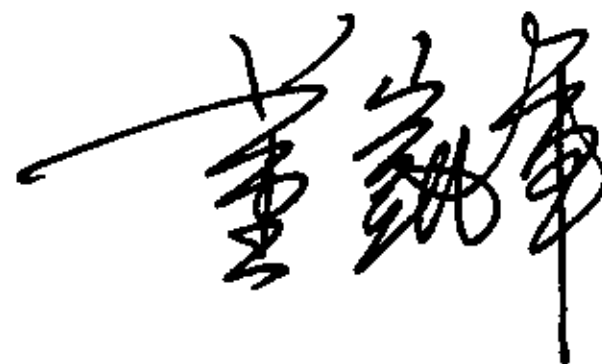
在实验中，作者有幸与罗运文博士合作，共同设计和制造实验台架。罗运文博士丰富的工作经验、积极进取的精神使作者受益匪浅。尤其在实验最困难的阶段，我们互相鼓励，密切合作，终于克服了一个个难题。这段友情将使我终身难忘。

汤朝放师傅在实验装置的加工和安装上，给予作者很大的帮助，这里表示感谢。另外感谢王师傅在作者学习期间提供的帮助。

作者在求学期间得到同窗好友及师弟师妹的帮助，他们是：余文峰博士、张小青博士、伍继浩博士、包黎新博士、肖理生博士、柴捷博士、刘永全博士、张宇硕士、孙峰硕士、黄勇超硕士、张巍硕士、冯玉荣硕士。这里向他们表示感谢。

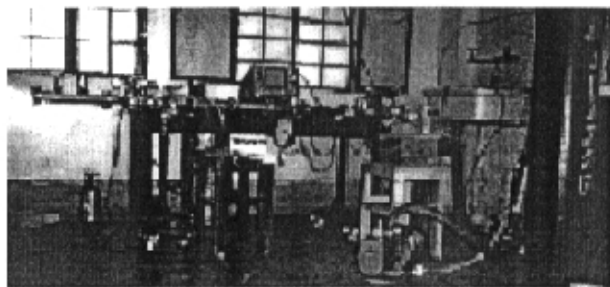
感谢远方的父母及家人在作者读博期间给予的物质和精神的大力支持，尤其是妻子陈娟在作者最困难的时候，与作者同甘共苦，共同渡过这清贫而又艰苦的岁月，谨以此文献给他们，并表示深深的谢意！

最后感谢各位评委在百忙之中抽出时间来审阅我的论文。



2000年8月
于华工园

附 录



热声系统实验装置照片



声功测量装置局部放大照片

参考文献

- [1] S.Backhaus & G.W.Swift, A thermoacoustic stirling heat engine, Nature, Vol.399,1999,p335-338
- [2] B.Higgins, Nicholson's J.I, 130(1802)
- [3] C.Sondhauss, Ueber die Schallschwin,ungen den Luft in erhitzten Glasrohren und in gedeckten Pfeifen von ungleicher Weite, Ann. Phys.(Leipzig),1,1850,p 79
- [4] P.L.Rijke, Notiz über eine neue Art, die in einer an beiden Enden offenen Röhre enthaltene Luft in Schwingungen zu versetzen Ann. Phys. (Leipzig) 107, 1859, p339
- [5] G.Kirchhoff, Ueber den Einfluss der Wärmeleitung in einem Gas auf die Schallbewegung, Ann. Phys.(Leipzig) 177,1868,p134
- [6] Rayleigh, J. W. S., "The theory of sound," Dover Publications, UK, 1945
- [7] Rott, N., "Damped and thermally driven acoustic oscillations in wide and narrow tubes," Z. Angew. Math. Phys. Vol. 20, 1969, p. 230
- [8] Rott, N., "Thermally driven acoustic oscillations, Part II: Stability limit for helium," Z. Angew. Math. Phys. Vol. 24, 1973, p. 54
- [9] Rott, N., "Thermally driven acoustic oscillations, Part III: Second order heat flux," Z. Angew. Math. Phys. Vol. 26, 1975, p. 43
- [10] Rott, N., and Zouzoulas, G., "Thermally driven acoustic oscillations, Part IV: Tubes with variable cross section," Z. Angew. Math. Phys. Vol. 27, 1976, p. 197
- [11] Rott, N., "Thermoacoustics," Adv. Appl. Mech., Vol. 20, 1980, p. 135
- [12] Merkli, P., and Thoman, H., "Thermoacoustic effects in a resonance tube," J. Fluid. Mech. Vol. 70, Part I, 1975, p. 161
- [13] Tominaga, A., "Thermodynamic aspects of thermoacoustic theory," Cryogenics, Vol. 35, No. 7, 1995, p. 427
- [14] Tominaga, A., "Thermoacoustic theory and its application to refrigerator," Proc. of JSJS-3, Japan, 1989, p. 141
- [15] Tominaga, A., "Phase dependence of energy flows in a regenerator," Cryog. Eng.(in Japan), Vol. 27, 1992, p. 63
- [16] Tominaga, A., "Basic notion of thermoacoustic theory and some results of

- simulations,” JSJS-4, Beijing, China, 1993, p. 79
- [17] Tominaga, A., and Haruyama, T., “Electronic analog of pulse-tube refrigerators,” *Cryog. Eng.(in Japan)*, Vol. 31, No. 5, 1996, p. 267
- [18] Tominaga, A., The second step of the thermoacoustic effects in a resonance tube, *Cryogenic Engineering* Vol.29,558
- [19] Taconis, K. W., Beenakker, J. J. M., Nier, A.O. C., and Aldrich, L. T., “Measurements concerning vapor-liquid equilibrium of solutions of ^3He - ^4He ,” *Physica*, Vol. 15, 1949, p. 733
- [20] Swift, G. W., “Thermoacoustic engines,” *J. Acoust. Soc. Am.* Vol. 84, No. 4, 1988, p. 1145
- [21] Swift, G. W., “Analysis and performance of a large thermoacoustic engine,” *J. Acoust. Soc. Am.* Vol. 92, No. 2, 1992, p. 1151
- [22] Swift, G. W., “Thermoacoustic engines and refrigerators,” *Physics Today*, July, 1995, p. 22
- [23] Swift, G. W., and Ward, W. C., “Simple harmonic analysis of regenerators,” *J. Thermophysics Heat Transfer*, Vol. 10, 1996, p. 652
- [24] Swift, G. W., Gardner, D. L., and Backhaus, S., “Acoustic recovery of lost power in pulse tube refrigerators,” *J. Acoust. Soc. Am.* Vol. 105, No. 2, 1999, p. 711
- [25] Swift, G. W., Migliori, A., Hofler, T., and Wheatley, J. C., “Theory and calculations for an intrinsically irreversible acoustic prime mover using liquid sodium as primary working fluid,” *J. Acoust. Soc. Am.* Vol. 78, 1985, p. 767
- [26] Swift, G. W., “A liquid metal magnetohydrodynamic acoustic transducer,” *J. Acoust. Soc. Am.* Vol. 83, 1988, p. 350
- [27] Swift, G. W., and Keolian, R. M., “Thermoacoustics in pin-array stacks,” *J. Acoust. Soc. Am.* Vol. 94, No. 2, 1993, p. 941
- [28] Swift, G. W., “Thermoacoustic natural gas liquefier,” *Proceedings of the DOE Natural Gas Conference*, Houston TX, March 1997
- [29] Swift, G. W., “Acoustic cryocooler,” U. S. Patent, No. 4953366, 1990
- [30] Feldman K.T., Review of the literature on Rijke Thermoacoustic phenomena, *J.Sound Vib.*, 7(1),1968,83
- [31] Wheatley, J. and Cox, A., “Natural engines,” *Phsics Today*, August, 1985, p. 51
- [32] Wheatley, J.C., Hofler T., Swift G.W and Migliori A., An intrinsically
-

- irreversible thermoacoustic heat engine, J. Acoust. Soc. Am. Vol. 74, 1983, p. 153
- [33] Garrett, S. L., Adeff, J. A., and Hofler, T. J., "Thermoacoustic refrigerator for space applications," J. Thermophysics and Heat Transfer (AIAA), Vol. 7, 1993, p. 595
- [34] Hofler, T. J., "Thermocoustic refrigerator design and performance," Ph.D Thesis, Physics Department, University of California at San Diegom, USA, 1986
- [35] Ceperley, P. H., "A pistonless Stirling engine—the travelling wave heat engine," J. Acoust. Soc. Am. Vol. 66, 1979, p. 1508
- [36] Ceperley, P. H., "Gain and efficiency of a short travelling wave heat engine," J. Acoust. Soc. Am. Vol. 77, No. 3, 1985, p. 1239
- [37] Arnott, W. P., Bass, H. E. and Raspet, R., "General formulation of thermoacoustics for stacks having arbitrarily shaped pore cross sections," J. Acoust. Soc. Am. Vol. 90, No. 6, 1991, p. 3228
- [38] Arnott, W. P., Bass, H. E., and Raspet, R., "Specific acoustic impedance measurements of an air-filled thermoacoustic prime mover," J. Acoust. Soc. Am. Vol. 92, No. 6, 1992, p. 3432
- [39] Arnott, W. P., Belcher, J. R., Raspet, R., and Bass, H. E., "Stability analysis of a helium-filled thermoacoustic engine," J. Acoust. Soc. Am. Vol. 96, No. 1, 1994, p. 370
- [40] Wetzel M. and Herman C., Design optimization of thermoacoustic refrigerators, Int. J. Refrig., Vol.20, No.1,1997,3
- [41] Minner, B. L., Braun, J. E., and Mongeau, L., "Theoretical evaluation of the optimal performance of a thermoacoustic refrigerator," ASHARE Trans. Vol. 103, 1997, p. 873
- [42] Minner, B. L., Mongeau, L., Braun, J. E., Optimization of thermoacoustic engine design variables for maximum performance, J. Acoust. Soc. Am. Vol. 98, 1995, 2961
- [43] Kawamoto A., Ozawa M. and Arikawa F., Temperature distribution along stack in an acoustic-resonance tube 日本机械学会论文集 (B 编) Vol.63 605, 1997
- [44] Atchley A. A., Bass, H. E., Hofler, T. J. and Lin, H., "Study of a thermoacoustic prime mover below onset of self-oscillation," J. Acoust. Soc. Am. Vol. 91, No. 2, 1992, p. 734
-

- [45] Atchley A. A., "Standing wave analysis of a thermoacoustic prime mover below onset of self-oscillation," J. Acoust. Soc. Am. Vol. 92, No. 5, 1992, p. 2907
- [46] Atchley A. A., and Kuo, F., "Stability curves for a thermoacoustic prime mover," J. Acoust. Soc. Am. Vol. 95, No. 3, 1994, p. 1401
- [47] Atchley A. A., and Kuo, F., "Analysis of the initial buildup of oscillation in a thermoacoustic prime mover," J. Acoust. Soc. Am. Vol. 95, No. 3, 1994, p. 1661
- [48] Atchley A. A., Hofler T.J., Muzzerall M.L. and Kite M.D., Acoustically generated temperature gradients in short plates, J. Acoust. Soc. Am. Vol.88, No. 1, 1990, p. 251
- [49] Merkli, P., and Thoman, H., "Transition to turbulence in oscillating pipe flow" J. Fluid. Mech. Vol. 68, Part 3, 1995, p. 567
- [50] Akhavan R., Kamm R.D. and Shapiro A.H., An investigation of transition to turbulence in bounded oscillatory Stokes flows, Merkli, P., and Thoman, H., "Thermoacoustic effects in a resonance tube," J. Fluid. Mech. Vol. 225, 1991, p. 395
- [51] Xiao, J. H. and Guo, F. Z., "Analytical network model on the flow and thermal characteristics of cyclic flow cryogenic regenerators," Cryogenics, Vol. 28, 1988, p. 762
- [52] Xiao, J. H., "Thermocoustic theory for cyclic regenerator, Part I: fundament," Cryogenics, Vol. 32, No. 10, 1992, p. 895
- [53] Xiao, J. H., "Thermocoustic heat transportation and energy transformation, Part 1: Formulation of the problem," Cryogenics, Vol. 35, No. 1, 1995, p. 15
- [54] Xiao, J. H., "Thermocoustic heat transportation and energy transformation, Part 2: Isothermal wall thermocoustic effects," Cryogenics, Vol. 35, No. 1, 1995, p. 21
- [55] Xiao, J. H., "Thermocoustic heat transportation and energy transformation, Part 3: Adiabatic wall thermocoustic effects," Cryogenics, Vol. 35, No. 1, 1995, p. 27
- [56] 肖家华, "低温交变流动回热器流动和热力特性的解析模型及实验装置", 华中理工大学硕士学位论文, 1986
- [57] 肖家华, "热声效应与回热式制冷机(热机)的热声理论", 中国科学院博士学位论文, 1990
- [58] Guo, F. Z., "On the theory of cyclic flow cryogenic regenerator," Proc. of INCONCRYO, India, 1985, p. 227
- [59] Guo, F. Z., Chou, Y. M., and Lee, S. Z. et al., "Flow characteristics of a cyclic

- flow regenerator," *Cryogenics*, Vol. 27, 1987, p. 152
- [60] Guo, F. Z., "The investigation on cyclic flow regenerator for Stirling cycle cryocooler," *Proc. of JSJS-3*, Japan, 1989, p. 59
- [61] Guo, F. Z., "Network model of cyclic flow regenerator for Stirling cryocooler (invited)," *Proc. of ICEC-13*, Beijing, 1990, p. 199
- [62] Guo, F. Z. and Li, Q., "Progress of the research work on network modeling of split cycle Stirling cryocooler," *Proc. of JSJS-4*, Beijing, 1993, p. 152
- [63] 郭方中, "热声制冷理论和工程研究的进展", 第八届全国小型低温制冷机学术会, 1996, p. 3
- [64] 郭方中, "动态传热学", 华中理工大学出版社, 1997
- [65] 左远志, "分置式斯特林制冷机系统的建模与仿真", 华中理工大学硕士学位论文, 1994
- [66] 王月兰, "分置式自由活塞斯特林制冷机中的回热器—整机关系研究及动圈式直线电机研制", 华中理工大学硕士学位论文, 1989
- [67] 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
- [68] 邓晓辉, "热声谐振管的实验和理论研究", 华中理工大学博士后研究报告, 1996
- [69] Xiang, Y., Li, Q., and Guo, F. Z., "Identification of the negative feedback relationship in split cycle Stirling cryocooler system," *Cryogenics*, Vol. 30, 1990, p. 216
- [70] Xiang, Y., Kuang, B., Guo, F. Z. and Deng, X. H., "The temperature feedback relationship in regenerator," *Proc. of JSJS-4*, Beijing, China, 1993
- [71] Xiang, Y., Kuang, B., and Guo, F. Z., "Parity simulation of thermoacoustic effect in regenerator of Stirling cryocooler," *Cryogenics*, Vol. 35, No. 8, 1995, p. 489
- [72] 向宇, "汽液两相欠热沸腾声辐射及其自激热声振荡形成机理的实验和理论研究", 华中理工大学博士学位论文, 1995
- [73] 匡波, "基于动力学方法的欠热沸腾两相热声系统的机理和实验研究", 华中理工大学博士学位论文, 1995
- [74] 李青, "低温动力机械的研制—热机研制的系统动力学方法", 华中理工大学博士学位论文, 1996
- [75] 李晓静, "网格填料中气体交变流动特性研究", 华中理工大学硕士学位

论文, 1983

- [76] “863” 科学技术报告, 华中理工大学, 1991
- [77] 余文峰, “快速变压吸附系统的动力学研究”, 华中理工大学博士学位论文, 1999
- [78] 罗运文, “TAD-PTR 系统的有源热声网络模型及参数匹配方案”, 华中理工大学博士学位论文, 2000
- [79] Chang, Z. C., and Chen, P. H., “Flow channeling effect on a regenerator’s thermal performance,” *Cryogenics*, Vol. 38, No. 2, 1998, p. 191
- [80] Yazaki, T., Tominaga, A., and Narahara, Y., “Stability limit for thermally driven acoustic oscillations,” *Cryogenics*, Vol. 19, 1979, p. 393
- [81] Yazaki, T., Tominaga, A., and Narahara, Y., “Experiments on Thermally driven acoustic oscillation of gaseous helium,” *J. Low Temp. Phys.* Vol. 41, 1980, p. 45
- [82] 寿卫东, 热声制冷的实验探索, 同济大学博士学位论文, 1995
- [83] Bai, X., Jin, T., and Chen, G. B., “Experimental study on a thermoacoustic prime mover,” *ICCR’98*, Hangzhou, China, 1998, p. 522
- [84] Adeff, J. A., Hofler, T. J., and Atchley, A. A., “Measurements with reticulated vitreous carbon stacks in thermoacoustic prime movers and refrigerators,” *J. Acoust. Soc. Am.* Vol. 104, No. 1, 1998, p. 32
- [85] Abom, M., and Boden, H., “Error analysis of two-microphone measurements in ducts with flow,” *J. Acoust. Soc. Am.* Vol. 83, 1988, p. 2429
- [86] De Boer, P. C. T., “Thermodynamic analysis of the basic pulse-tube refrigerator,” *Cryogenics*, Vol. 34, No. 9, 1994, p. 699
- [87] De Waele, A. T. A. M., Hooijkaas, H. W. G., Steijaert, P. P., and Benschop, A. A. J. J., “Regenerator dynamics in the harmonic approximation,” *Cryogenics*, Vol. 38, 1998, p. 995
- [88] 白烜, 脉管制冷用热声压缩机的实验研究, 浙江大学硕士论文, 1995
- [89] 陈国邦等, “用于脉冲管制冷的热声压缩机实验研究” 第八界小型低温制冷机学术会, 1996, p. 217
- [90] 张肇刻, 热声制冷的理论与实验研究, 浙江大学硕士论文, 1998
- [91] Gardner, D. L., and Swift, G. W., “Use of inertance in orifice pulse tube refrigerators,” *Cryogenics*, Vol. 37, No. 2, 1997, p. 117
- [92] Atrey, M. D., and Heiden, C., “Performance evaluation of an optimized two-

- stage, free-displacer plastic Stirling cryocooler with gap regenerator," *Cryogenics*, Vol. 36, No. 1, 1996, p. 47
- [93] Huang, B. J. and Lu, C. W., "Dynamic response of regenerator in a cyclic-flow system," *Cryogenics*, Vol. 33, 1993, p. 1046
- [94] Huang, B. J. and Lu, C. W., "Linear network analysis of regenerator in a cyclic-flow system," *Cryogenics*, Vol. 35, No. 3, 1995, p. 203
- [95] Huang, B. J., and Chuang, M. D., "System design of orifice pulse-tube refrigerator using linear flow network analysis," *Cryogenics*, Vol. 36, No. 11, 1996, p. 889
- [96] Huang, B. J., Yang, Y. P., Chen, F. M., Chien, S. B. and Shieh, T. F., "A system dynamics model of split-type Stirling refrigerator," *Cryogenics*, Vol. 36, No. 7, 1996, p. 513
- [97] Wang, C., Cai, J. H., Zhou, Y. et al., "Numerical analysis and experimental verification of multi-bypass pulse tube refrigerator," *Adv. Cryog. Eng.* Vol. 41B, 1996, p. 1389
- [98] W.C.Ward and G.W.Swift, Design environment for low amplitude thermoacoustic engine (DeltaE), *J. Acoust. Soc. Am.* Vol.95, 1994, p. 3671
- [99] A.S.Worlikar, O.M.Kio, and R.klein, Numerical simulation of a thermoacoustic refrigerator, I: Unsteady adiabatic flow around the stack, *J.comp.Phys.*, Vol.127, 1996, p424
- [100] A.S.Worlikar, O.M.Kio, and R.klein, Numerical simulation of a thermoacoustic refrigerator, II: stratified flow around the stack, *J.comp.Phys.*, Vol.127, 1996, p424
- [101] Cao N., Olson J. R. and Swift G. W., Energy flux density in a thermoacoustic couple, *J. Acoust. Soc. Am.* Vol.99, 1996, p. 3456
- [102] Olson, J. R., and Swift, G. W., "Similitude in thermoacoustics," *J. Acoust. Soc. Am.* Vol. 95, No. 3, 1994, p. 1405
- [103] Watanabe M., Prosperetti A. and Yuan H., A simplified model for linear and nonlinear processes in thermoacoustic prime movers. Part I: Model and linear theory, *J. Acoust. Soc. Am.* Vol.102, 1997, 3484
- [104] Yuan H., Karpov S. and Prosperetti A. A simplified model for linear and nonlinear processes in thermoacoustic prime movers. Part II: nonlinear oscillations, *J. Acoust. Soc. Am.* Vol.102, 1997
-

- [105] B.D.O. 安德森著, 董达生等译, “网络分析与综合”, 人民教育出版社, 1981
- [106] 罗志昌, “流体网络理论”, 机械工业出版社, 1988
- [107] 陈惠开著, “有源网络与反馈放大器理论”, 科学出版社, 1987
- [108] Peuster R., Study in thermodynamics of network. Delft, 1986
- [109] Wheatley, J., Hofler, T., Swift, G. W., and Migliori, A., “An intrinsically irreversible thermoacoustic heat engine,” J. Acoust. Soc. Am. Vol. 74, No. 1, 1983, p. 153
- [110] Temkin, S., “Elements of Acoustics,” John Wiley & Sons, Inc., 1981
- [111] 马大猷, 声学基础, 科学出版社, 1983
- [112] P.M (美). 莫尔斯, 理论声学(上,下册), 科学出版社, 1986
- [113] L. D. Landau and E. M. Lifshitz, Fluid Mechanics. Pergamon, 1982
- [114] Bauwens, L., “The near-isothermal regenerator: A perturbation analysis,” J. Thermophysics Heat Transfer, Vol. 9, 1995, p. 749
- [115] Bauwens, L., “Oscillating flow of a heat-conducting fluid in a narrow tube,” J. Fluid Mech. Vol. 324, 1996, p.135
- [116] Kurzweg, U. H., “Enhanced heat conduction in fluids subjected to sinusoidal oscillations,” J. of Heat Transfer, Vol. 107, May, 1985, p. 459
- [117] 居怀明、徐元辉等 载热质热物性计算程序及数据手册 原子能出版社 1990
- [118] 郑令仪等, 工程热力学, 兵器工业出版社, 1983
- [119] 郑德馨等编, “低温工质热物理性质表和图”, 机械工业出版社, 1982
- [120] 沈壕, “声学测量”, 科学出版社, 1986
- [121] Kurzweg, U. H., “Enhanced heat conduction in oscillating viscous flows within parallel-plate channels,” J. Fluid Mech. Vol. 156, 1985, p. 291
- [122] Zhao, T. S., and Cheng, P., “Oscillatory pressure drops through a woven-screen packed column subjected to a cyclic flow,” Cryogenics, Vol. 36, No. 5, 1996, p. 333
- [123] Mozurkewich, G., “A model for transverse heat transfer in thermoacoustics,” J. Acoust. Soc. Am. Vol. 103, No. 6, 1998, p. 3318
- [124] Karpov, S., and Prosperetti, A., “Linear thermoacoustic instability in the time domain,” J. Acoust. Soc. Am. Vol. 103, No. 6, 1998, p. 3309
- [125] Bauwens, L., “Thermoacoustics: Transient regimes and singular temperature

- profiles," *Physics of fluids*, Vol. 10, No. 4, 1998, p.807
- [126] De Waele, A. T. A. M., "Optimization of pulse tubes," *Cryogenics*, Vol. 39, 1999, p. 13
- [127] Gaitan, D. F., and Atchley, A. A., "Finite amplitude standing waves in harmonic and anharmonic tubes," *J. Acoust. Soc. Am.* Vol. 93, No. 5, 1993, p. 2489
- [128] Olson, J. R., and Swift, G. W., "Suppression of acoustic streaming in tapered pulse tubes," *ICC10*, 1998
- [129] Olson, J. R., and Swift, G. W., "Acoustic streaming in pulse tube refrigerators: Tapered pulse tubes," *Cryogenics*, Vol. 37, 1997, p. 769
- [130] Millet, C., Deng, X. H., Francois, M. X., et al., "Acoustic work Flux measurement of a thermoacoustic prime mover," *ICCR'98*, Hangzhou, China, 1998, p. 518
- [131] T. J. Hofler, Accurate acoustic power measurements with a high-intensity driver, *J. Acoust. Soc. Am.* Vol. 91, 1992, p. 2229
- [132] Y. Il'inskii, B. Lipkens, T. S. Lucas, T. W. Van Doren, and E. Zabolotskaya. Nonlinear standing waves in an acoustical resonator, *J. Acoust. Soc. Am.* Vol. 104, 1998, p. 2664
- [133] Stinson, M. R., "The propagation of plane sound waves in narrow and wide circular tubes of arbitrary cross-sectional shape," *J. Acoust. Soc. Am.* Vol. 89, 1991, p. 550
- [134] Fusco, A. M., Ward, W. C., and Swift, G. W., "Two-sensor power measurements in lossy ducts," *J. Acoust. Soc. Am.* Vol. 91, No. 4, Part 1, 1992, p. 2229
- [135] Stinson, M. R., and Champoux, Y., "Assignment of shape factors for porous materials having simple pore geometries," *J. Acoust. Soc. Am. Suppl.1* Vol. 88, 1990, p. S121
- [136] Mozurkewich, G., "Time-average temperature distribution in a thermoacoustic stack," *J. Acoust. Soc. Am.* Vol. 103, 1998, p. 380
- [137] Qvale, E. B., and Smith, J. L., Jr., "An approximate solution for the thermal performance of a stirling-engine regenerator," *J. Eng. Power. Trans. ASME* 91, Ser. A. No. 2, 1969, p. 109
- [138] Roh, H. S., Arnott, W. P., and Sabatier, J. M., "Measurement and calculation of
-

- acoustic propagation constants in arrays of small air-filled rectangular tubes," J. Acoust. Soc. Am. Vol. 89, No. 6, 1991, p. 2617
- [139] Seybert, A. F., "Two-sensor methods for the measurement of sound intensity and acoustic properties in ducts," J. Acoust. Soc. Am. Vol. 83, 1988, p. 2233
- [140] Gopinath, A., Tait, N. L., and Garrett, S. L., "Thermoacoustic streaming in a resonant channel: the time-averaged temperature distribution," J. Acoust. Soc. Am. Vol. 103, 1998, p. 1388
- [141] F. S. 谢, "机械振动—理论及应用", 国防工业出版社, 1984
- [142] 应怀樵, "波形与频谱分析及随机数据处理", 中国铁道出版社, 1986
- [143] 边绍雄, "小型低温制冷机", 机械工业出版社, 1982
- [144] Boden, H., and Abom, M., "Influence of errors on the two-microphone method for measuring acoustic properties in ducts," J. Acoust. Soc. Am. Vol. 79, 1986, p. 541
- [145] 蒙以正, MATLAB5.X 应用技巧, 科学出版社, 1999
- [146] Garrett S. L., Perkins D. K., and Gopinath A., Thermoacoustic refrigerator heat exchangers: design, analysis, and fabrication, Proceedings of the tenth international heat transfer conference, Vol.IV, 1994, 375
- [147] Gaitan D. F., Gopinath A., and Atchley A., Experimental study of acoustic turbulence and streaming in a thermoacoustic stack, J. Acoust. Soc. Am. Vol. 96, 1994, p. 3220
- [148] Shuliang Zhou, and Yoichi Matsubara, Experimental research of thermoacoustic prime mover, Cryogenic Vol. 38, 1998, 813
- [149] Zhu, S. W., Wu, P. Y., and Chen, Z. Q., "Double inlet pulse tube refrigerator: an important improvement," Cryogenics, Vol. 30, 1990, p. 514
- [150] Zhu, S. W., Kakimi, Y., and Matsubara, Y., "Investigation of active-buffer pulse tube refrigerator," Cryogenics, Vol. 37, No. 8, 1997, p. 461
- [151] Zhu, S. W., Zhou, S. L., Yoshimura, N., and Matsubara, Y., "Phase shift effect of the long neck tube for the pulse tube refrigerator," In R. G. Ross, editor, Cryocoolers 9, 1997, p. 269
- [152] 戴根华, 声制冷和声制冷机, 物理, 21 卷 1 期, p49
- [153] Arnott W.P. et al Stability of the initial buildup of oscillation prime mover, J. Acoust. Soc. Am. Vol. 95, 1994, 1661
-

- [154] 黄世霖, “工程信号处理”, 人民交通出版社, 1986
- [155] 康华光, “电子技术基础: 模拟部分”, 高等教育出版社, 1990
- [156] 李式模, 朱士一, “空间低温制冷技术(三)”, 低温工程, 1997, 第三期, p. 23
- [157] 卢文祥, 杜润生, “机械工程测试•信息•信号分析”, 华中理工大学出版社, 1992
- [158] 汪胡桢, 现代工程数学手册, 华中工学院出版社, 1985
- [159] 王其藩, 高级系统动力学, 清华大学出版社, 1994