

分 类 号_____

学 号_M201871030

学校代码_10487

密 级_____

华中科技大学

硕士学位论文

基于有限时间热力学的斯特林发动机回热器
特性及系统性能研究

学位申请人：李思宇

学 科 专 业：动力工程

指 导 教 师：杨昆 教授

答 辩 日 期：2020 年 7 月 8 日

**A Dissertation Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements
for the Degree for the Master of Engineering**

**Research on Regenerator Characteristics and System
Performance of Stirling Engine Based on Finite Time
Thermodynamics**

Candidate : Li Siyu

Major : Power Engineering

Supervisor: Prof. Yang Kun

Huazhong University of Science and Technology

Wuhan 430074, P. R. China

July, 8th, 2020

摘 要

在能源危机日益严重的今天，开发清洁能源、提高能源效率成为了社会各界的共识。在这一背景下，斯特林发动机凭借其良好的热源适应性、高效的能源利用率以及可靠的稳定性，重新受到了人们的重视。斯特林发动机采用斯特林循环，这意味着在相同的两个高低热源之间，斯特林发动机的理论最高效率与卡诺热机相同，同时单次循环能够对外输出更多的功。而实现这一切的关键部件便是回热器。

回热器是斯特林发动机的核心部件，也是学者们研究的重点。在实际过程中，回热器内部发生的损失主要分为不可逆回热损失与不可逆流阻损失，本文通过有限时间热力学方法，考察低温工质流经回热器被加热的过程，建立了一种回热器有限时间热力学模型，考虑了由流动阻力导致的黏性耗散所产生的影响。通过推导得出了理论模型中回热效率的计算公式，对回热过程中的不可逆回热损失进行了分析计算。随后，考虑到在实际工况中，工质物性会在回热过程中发生变化，据此构建了变物性回热器模型，并通过数值方法求解了回热过程中工质的温度、压力等参数的变化情况，研究了变物性对回热器性能的影响。

最终，为了研究回热器的流动阻力对斯特林发动机性能的影响，构建了考虑流阻因素的斯特林发动机等温模型，通过计算与对比分析，探寻了与回热器流阻相关的各项参数对斯特林发动机性能的影响，为斯特林发动机的优化设计提供了科学依据。

关键词： 回热器；有限时间热力学方法；黏性耗散；不可逆损失；流动阻力

Abstract

As the energy crisis becomes more and more serious, the development of clean energy and the improvement of energy efficiency have become the focus of all sectors of society. Under such a circumstance, the Stirling engine has been paid new attention by its good heat source adaptability, high energy efficiency and reliable stability. Stirling engine uses Stirling cycle, the highest thermal efficiency of the Stirling cycle is the same as the Carnot efficiency, and it can output more work. The key component to achieve all this is the regenerator.

The regenerator is the core component of the Stirling engine and the focus of scholars' research. In the actual process, the losses occurring inside the regenerator can be mainly divided into irreversible heat losses and irreversible hydraulic resistance losses. In this paper, a new regenerator theoretical model is established by considering the effect of viscous dissipation caused by hydraulic resistance to calculate the irreversible heat losses of the heat regeneration process. Through derivation, the calculation formula of regeneration efficiency is obtained, and the irreversible regeneration heat loss in the regeneration process is analyzed. Then, considering the changing of the properties of the working fluid during the heat regeneration process, a theoretical model closer to the actual working conditions was established. The values of temperature, pressure and other parameters of the working fluid during the regeneration process were solved by numerical methods, and the influence of varying-properties on the performance of the regenerator was studied.

After the regenerator model is established, it is coupled with the existing Stirling engine isothermal model to form a new model considering the hydraulic resistance. By adjusting the model parameters related to hydraulic resistance, the influence of hydraulic resistance on the performance of regenerator was studied., providing a theoretical support for the optimized design of the Stirling engine.

Keywords: Regenerator; finite time thermodynamic method; viscous dissipation; irreversible loss; hydraulic resistance

目 录

摘 要.....	I
ABSTRACT	II
主要符号说明.....	V
1 绪论	1
1.1 研究背景与意义	1
1.2 斯特林发动机简介	3
1.3 斯特林发动机国内外研究现状	9
1.4 本文主要研究内容	13
2 考虑黏性耗散的回热过程分析	15
2.1 有限时间回热器理论模型	15
2.2 考虑黏性耗散的回热器理论模型	17
2.3 本章小结.....	32
3 变物性对回热过程的影响	35
3.1 变物性均温回热器理论模型	34
3.2 变物性无限热容非均温回热器理论模型	39
3.3 变物性有限热容非均温回热器理论模型	42
3.4 本章小结.....	45

4	回热器流阻对斯特林发动机性能的影响	47
4.1	考虑流阻因素的斯特林发动机等温模型	46
4.2	考虑流阻因素的斯特林循环分析	47
4.3	斯特林发动机模型中不可逆损失的分析	49
4.4	本章小结	64
5	总结与展望	67
5.1	总结	65
5.2	展望	66
	致谢	67
	参考文献	68

主要符号说明

Φ	Darcy 耗散项, W/m^3
μ_f	工质动力粘度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$
K_p	多孔介质渗透率, m^2
T_r	多孔介质骨架温度, K
T_f	工质温度, K
h	对流换热系数 $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$
Ω	多孔介质比表面积 m^2/m^3
ϕ	孔隙率
τ_r	回热时间, s
n	分段数
ρ	密度, kg/m^3
c	比热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
λ	导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$
T_h	理想膨胀温度, K
T_l	理想压缩温度, K
η_r	回热效率, %
L	回热器有效长度, m
d_h	多孔介质水力直径, m
f_h	流阻系数
Re	雷诺数
P_i	第 <i>i</i> 个子回热器的压力, MPa
$\Delta\tau_i$	第 <i>i</i> 个子回热器的回热时间, s
Q_R	回热损失, J
Q_H	高温热源吸热量, J

Q_L	低温热源放热量, J
W_{exp}	膨胀功, J
W_{com}	压缩功, J
R_g	气体常数, J/(g · K)
γ	压缩比
α_H	高温热源换热系数, W/K
α_L	低温热源换热系数, W/K
τ_H	高温热源换热时间, s
τ_L	低温热源换热时间, s
ΔP_r	回热器压降, MPa
W_r	回热器流阻损失, J
η	斯特林发动机整机效率, %
P	斯特林发动机输出功率, W
下标	
r	回热器的
f	工质的
i	第 i 个子回热器的
H	高温热源
L	低温热源

1 绪论

1.1 研究背景与意义

自改革开放以来，中国经济发展的势头强劲，人民生活水平飞速提升，制造生产技术逐年进步。然而这些骄人进步的取得，往往以巨大的能源消耗作为代价。数据显示，2018 年，中国的煤炭资源年产量约为 35 亿吨，石油地质资源的年产量约为 2 亿吨^[1]。与此同时，中国能源总体的对外依存度为 20%，其中原油的对外依存度为 71%^[2]。

从上述数据中可以看出，为了保证社会的高速发展，中国的能源需求量非常巨大，在自身产量较高的情况下，仍然需要从外部进口能源作为补充。造成这一现象的原因之一，是中国的能源利用效率较低。截至 2018 年底，中国单位 GDP 能耗为 0.52 万元/t 标准煤，是世界平均水平的 1.5 倍，是世界发达国家水平的 3 倍^[2]。

同时，中国目前的能源结构并不合理，化石燃料占据了过大的份额。数据显示，2014 年，中国煤炭资源占总体能源消耗的 68%^[3]，2018 年这一数值降至 59%^[4]。过多化石燃料的使用必然会引起二氧化碳的大量排放，目前世界总体碳排放量约为 363 亿吨，其中三分之一来自中国^[5]。

而煤炭、石油等化石燃料的过度使用会使生态环境受到严重的破坏，例如过度开采导致的地表下沉、水资源流失等。化石燃料的使用还会导致二氧化硫、氢氧化物、烟尘、可吸入颗粒物的大量排放，从而引起雾霾、酸雨等恶劣天气。截止至 2018 年，全国 64.2%的城市空气质量超标，酸雨区面积约为 53 万平方千米，占国土面积的 5.5%^[6]。

1.1.1 斯特林发动机发展历史

斯特林发动机于 1816 年由英国工程师 Robert Stirling 发明^[7]，在经历了几十年短暂的辉煌后，很快被内燃机、燃气轮机所取代。对比于这两者，斯特林发动机的输出功率小、热效率低、体积臃肿，毫无竞争力可言。究其原因，是受限于当时的技术水

平，无法生产出高效的换热设备，导致斯特林发动机的优势无从展现。

直到 1938 年，PHILIPS 公司将斯特林发动机用于一处偏远地区的供电系统中，斯特林发动机再次回到了人们的视野中。此后的 40 年里，PHILIPS 公司引领了斯特林发动机的研发^[8]，然而这一时期的主要研究内容，是想要将斯特林发动机用于汽车驱动，也就是与内燃机在汽车领域进行竞争。但是在石油供应充足的条件下，内燃机在汽车行业的地位实在是太过稳固，斯特林发动机很难将其撼动。

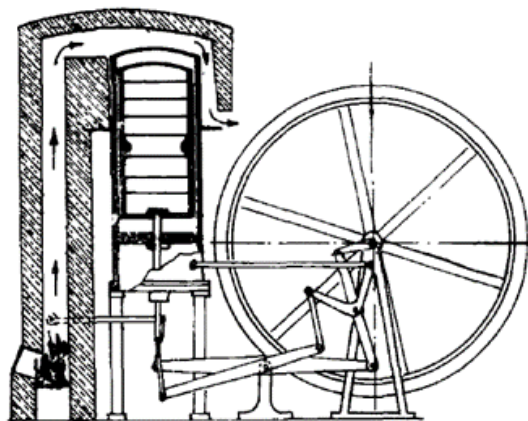


图 1.1 1816 年专利说明书上第一台斯特林发动机图样^[7]

面对这一困境，在 1982 年举办的第一届国际斯特林发动机学术会议^[8]中，人们重新确定了斯特林发动机的发展方向。至此，斯特林发动机不再与内燃机在汽车行业中竞争，将研究方向转移到了内燃机所不擅长的领域，如 50KW 以下的生物能发动机、使用化学能或储热的水下动力等。这一决定也让斯特林发动机的发展走上了一个正确的道路，有效地发挥了斯特林发动机广泛热源适应性、高效能源转化率以及强大的稳定性等主要优势。目前，斯特林发动机主要应用于水下动力系统（AIP）^[8]、航空航天动力系统、热电联供系统^[9]、太阳能热发电系统^[10]以及低温制冷系统^[11]。

1.1.2 本文研究意义

综上所述，中国目前面临的能源困境主要是由巨大的能源消耗量、较低的能源利用效率以及不合理的能源结构引起的。想要解决这一问题，就必须继续降低中国的能源强度，开发各类清洁能源，提高能源的利用效率。面对这些要求，斯特林发动机凭

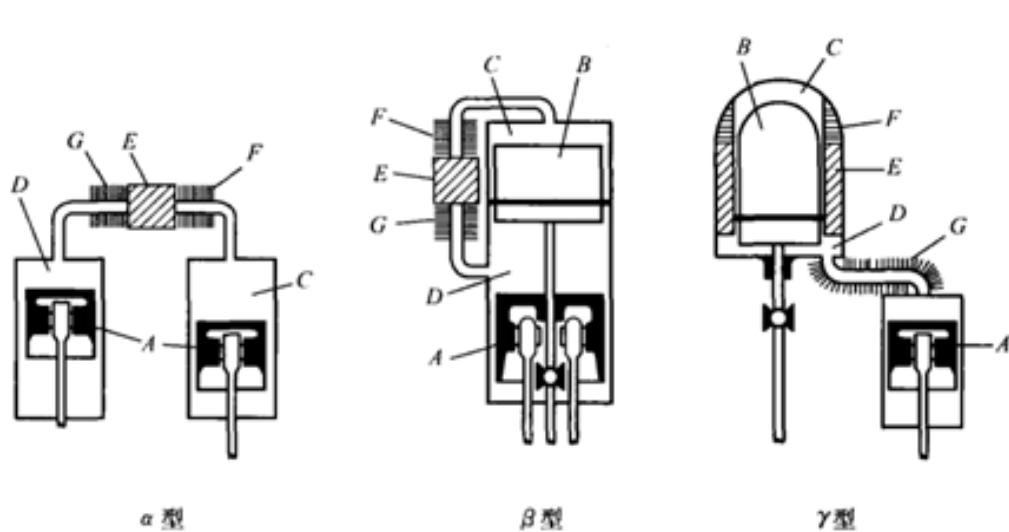
借其自身良好的热源适应性、高效的能源利用率以及可靠的稳定性，重新引起了人们研究的广泛兴趣。

斯特林发动机技术的发展，将会推动太阳能^[12]、生物质能等新能源技术的进步，有助于缓解煤炭、石油等化石燃料紧缺带来的不良影响，促进中国能源结构进一步改善，逐步削弱由化石燃料对外依存度过高带来的能源安全隐患。

1.2 斯特林发动机简介

1.2.1 斯特林发动机的主要结构

斯特林发动机的具体结构各不相同，但是都包含以下几个组成部分：冷腔、冷却器、回热器、热腔、加热器。按结构类型可分为 α 型、 β 型以及 γ 型三种，结构如图 1.2 所示。



A-活塞；B-配气活塞；C-热腔；D-冷腔；E-回热器；F-加热器；G-冷却器^[8]

图 1.2 α 型、 β 型、 γ 型斯特林发动机结构示意图

α 型斯特林发动机，也被称为双活塞式斯特林发动机。两个气缸与活塞分布在回热器两侧，热腔、加热器、回热器、冷腔以及冷却器依次串联形成循环回路，工质在其间往复流动。 α 型斯特林发动机的两个活塞都承担着传递功率的功能，因此活塞上、下腔的气体压差很大，必须使用专用的密封结构以防止工质泄漏。

β 型与 γ 型斯特林发动机也被称为配气活塞式斯特林发动机，其中 β 型斯特林发动机只有一个气缸，两个活塞内置于此，将气缸分成两部分，上方用作热腔，下方用作冷腔，两者之间通过回热器联通，工质在此之间往复完成循环。与 α 型不同的是， β 型与 γ 型发动机上方的活塞被称为配气活塞，其上下腔气体压力一致，主要作用是推动工质在腔体内部流动。另一活塞则负责功率的传递，被称为动力活塞。与 α 型情况一致，动力活塞具有很大的上下腔压力差，需要专用密封结构来防止工质泄漏。

斯特林发动机的加热器用于给工质提供热能，常见的加热器多为外燃系统，通过燃烧将燃料的化学能传递给工质。相比于内燃机，外燃系统对燃料要求较低，这也使得斯特林发动机具有较高的燃料适应性。随着新能源技术的发展以及斯特林发动机在新能源领域的推广，目前已有将太阳能、核能作为加热源的斯特林发动机。

冷却器是利用水或者水的混合液作为冷却剂，对工质进行冷却，通常具有比加热器更大的换热系数和更小的整体体积。斯特林发动机中通常采用管式冷却器，这里的“管”指的是毛细钢管，管内径仅为 1mm，一个冷却器内部通常有数百根毛细不锈钢管，常见的安装在斯特林发动机上的管式冷却器如下图所示。

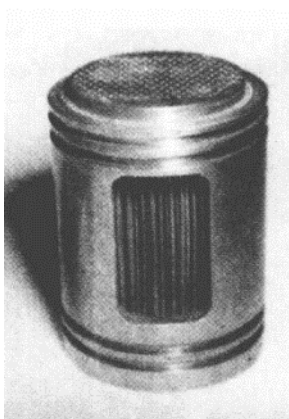


图 1.3 管式冷却器^[8]

回热器是斯特林发动机的核心部件，也是本文研究的重点，回热器的性能对斯特林发动机的整机性能影响很大。在这里列举数据说明：一台压缩比为 2，冷腔温度为

350K，热腔温度为 1000K，以空气作为工质的斯特林发动机，理想循环状态下，回热器回热量与加热器供热量之比为 1：2.3，这就意味着当回热器能量损失为 1%时，加热器必须增大 2.3%的供热量，才能维持循环功不变。而当回热器不存在时，加热器的热容量应扩大到原来的 3.3 倍，冷却器的热容量应扩大到原来的 7.6 倍，才能保证循环功的大小维持不变^[8]。

回热器在斯特林循环中的具体作用是帮助工质在冷、热腔往复循环时，提前释放、吸收热量，从而降低加热器、冷却器的工作负荷，达到提升斯特林发动机的工作效率的目的。这一功能的实现是通过回热器内部的填充材料实现的，目前主要使用的回热器填充材料有卷席式、丝网式、蜂窝陶瓷式、球形颗粒式等，其中不锈钢丝网式填充材料的应用最为广泛，其结构如图 1.4 所示。

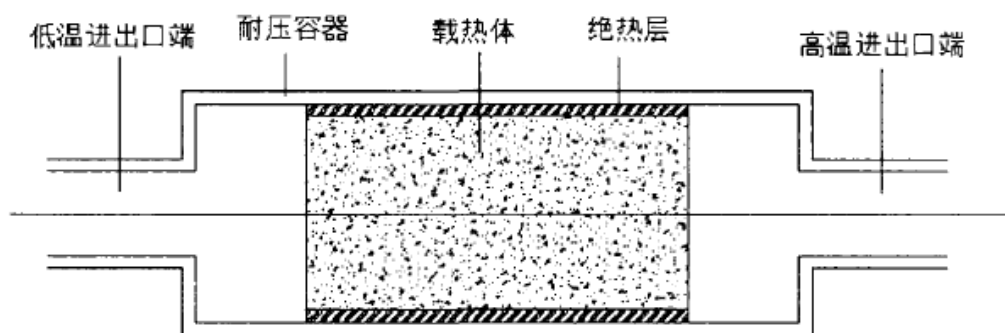


图 1.4 丝网式回热器^[13]

1.2.2 斯特林循环简介

斯特林发动机内部工质采用斯特林循环，斯特林循环的本质是概括性卡诺循环，是以两个等容过程替换卡诺循环中的绝热过程，两种循环间的比较如图 1.5 所示。在理想条件下，当高低温热源的温度保持不变，斯特林循环(1234)具有与卡诺循环(1536)相同的热效率，并且能够对外输出更多的功，这一特质也是斯特林发动机具有良好能源转换效率的原因。

斯特林循环中的等容放热、等容吸热过程通过回热器实现，这两个过程是斯特林发动机实现高效能源转换效率的关键。19 世纪，斯特林发动机工作性能远低于同时代

生产的内燃机、汽轮机，原因就在于以当时的制造工艺，无法生产出性能优良的回热器。然而随着多孔介质理论以及制造工艺的进步，回热器的性能也大大提升，目前斯特林发动所配备的回热器，已经能够保证其在较高的能源转换效率下稳定运行。

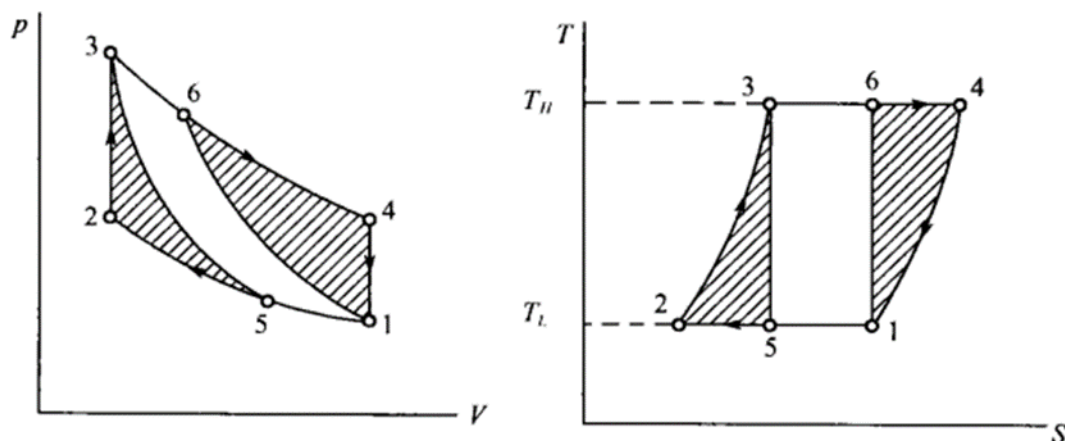


图 1.5 相同的高低热源下，斯特林循环与卡诺循环对比示意图^[8]

虽然回热器的性能已经能够满足斯特林发动机基本运行，但是在实际工作条件下，工质在发动机内部循环时会受到诸多干扰因素，例如工质在回热器内停留时间不够，导致回热过程不充分；工质在循环过程中发生泄漏，导致循环压力下降；工质在腔体内流动，由于流动阻力导致工质发生黏性耗散，部分动能转换为内能，造成输出功率降低。这些客观存在的现象，影响了斯特林发动机的整机性能。而斯特林发动机的设计制造，必须要考虑到这些因素的影响，从而使最终产品更好地符合工程要求。

现阶段，如何使回热器变得更加紧凑和高效，成为了斯特林发动机优化设计的关键。正是基于这一实际需求，本文使用有限时间热力学方法，对回热器工作过程中不可逆回热损失与不可逆流阻损失的产生机理进行了研究，并通过建立理论模型、数值计算，探究了回热器各项参数对斯特林发动整机性能造成的影响，为斯特林发动机的优化设计奠定了基础。

1.2.3 斯特林理论模型简介

长期以来，各国学者对斯特林发动机理论模型进行了持续深入的研究，所建立的

理论模型对实际工况的描述也变得越来越精确。这些理论模型可分为两大类别：通过大量实验数据得出的经验公式和用于循环计算的数学模型。

根据实验数据得出经验公式来分析斯特林发动机的工作性能，这一方法被称为零级分析法，是早期斯特林发动机研发设计的重要手段。常用的零级分析法有指示功率法、Beale 数法以及 Malmo 公式法^[14]。但每个经验公式都有各自的适用范围，而且与实际结果相比，经验公式得出的结果总是存在较大的误差，因此经验公式现在主要用于斯特林发动机的设计初期的估算。

循环理论计算的物理模型主要分为以下几类：

（1）一阶分析模型

本质上是一个高度理想化的模型，利用冷热源温度、压力、转速、活塞直径和活塞行程等量，根据质量守恒定律来预测斯特林发动机的输出功率以及循环效率，最早的一阶分析模型由德国人 G. Schmidt 在 1871 年提出^[15]，具体表达式如下^[16]：

$$W_0 = p(V_e + V_c)p_m \sin(\beta - \alpha) \frac{\sqrt{1 - b^2} - 1}{b} \quad (1-1)$$

其中 V_e 为膨胀腔瞬时容积， V_c 为压缩腔瞬时容积， p 为缸内瞬时压力， p_m 为单个循环过程中的平均压力， α ， β ， b 为活塞做往复简谐连续运动参数。

由于模型中忽略了回热损失、工质泄漏等因素，在实际应用中通常会引入修正系数对分析结果进行修正。目前 Schmidt 模型主要用于快速评估斯特林发动机的性能，是初期设计阶段的重要工具。

（2）二阶分析模型

在一阶分析模型的基础上，对循环过程中的功率损失予以考虑，从而使分析结果更加贴近实际情况。目前常用的二阶分析模型主要有三类，分别是等温模型、绝热模型以及半绝热模型^[14]。其中等温模型假设工质的膨胀压缩过程处于等温过程，绝热模型则假设工质在绝热条件下进行膨胀压缩，而半绝热模型则假设工质在换热过程中的热交换率为某一恒定数值^[17]。

相比于一阶分析模型，二阶分析模型考虑了实际情况下的各类损失，有效提高了

计算准确性，目前主要用于斯特林发动机设计初期的热力学设计与评估。但是二阶分析模型中的各项损失之间相互独立，并且在传热流动过程中使用了大量的经验公式，这使得二阶分析模型无法解释各类损失的形成机理，对斯特林发动机内部工质的循环过程无法更准确地进行描述^[14]。

（3）三阶分析模型

节点分析法是三阶模型中被运用的最多的方法。首先假设工质在斯特林发动机内循环时，其流动过程满足一维流动假设，随后将工作腔沿工质流动方向分解成多个节点，针对每个节点，列出该节点处工质的质量、动量以及能量守恒方程，并进行求解，从而得到整个循环过程的输出功率与循环效率。该方法最先由 Finkelstein^[18]提出，并在斯特林发动机的科学研究以及开发过程中不断得以完善。

三阶分析模型与二阶分析模型相比，解决了空间误差的问题。但是由于所得微分方程组的求解方式具有多样性，因此不同的解法会得到精确度不同的结果。部分情况下，三阶分析模型的准确度会低于二阶甚至一阶模型。但三阶模型考虑了空间分布以及工质流动不均匀性对斯特林循环的影响，对理解实际情况各种损失产生的机理有很大帮助^[32]。

（4）四阶分析模型

四阶分析模型可看做是三阶模型在二维或者三维上的拓展^[19]，四阶分析模型不仅考虑了各类损失因素，并且使它们之间形成了特定关联。但四阶分析模型求解时计算量过大，需要 CFD 软件的支持，目前常见的 CFD 软件有 CAST、CFD-ACE、FLUENT、STAR-CD^[20]等。但由于四阶分析模型计算时间长、模型复杂，因此在设计优化中并未被普遍采用。

（5）有限时间热力学模型

在经典热力学中，通常以热效率、制冷系数、泵热系数等热力性能指标作为优化目标，优化问题的对应解为可逆热力过程，即在过程中系统与外界始终保持热力平衡，且过程进行的时间为无限长或装置的尺寸为无限大^[21]，这就使得热力装置在单位时间

或单位面积的输出功率为零。在实际工况中，热力装置的循环周期不可能无限长，自身尺寸也不可能无限大，也就是说在实际工况中可逆过程是无法实现的。为了求出在有限时间与有限尺寸约束下，系统与环境间存在有限速率传热不可逆性的热力过程的热力学性能界限，L. Z. Curzon 与 B. Ahlborn^[22]于 1975 年推导得出了牛顿传热规律下内可逆热机最大功率输出的效率 η_{CA} ，为具有有限速率和有限周期特征的热机提供了不同于卡诺效率的新性能界限：

$$\eta_{CA} = 1 - \sqrt{T_L/T_H} \quad (1-2)$$

其中 T_L 、 T_H 分别为热机的高、低热源温度。Curzon 与 Ahlborn 的研究工作激励了大批物理学家和工程学家对各种热力系统开展深入的热力学优化分析，这也标志一个新的现代热力学分支——“有限时间热力学”的诞生。

虽然这门学科至今仅有不到 50 年的历史，但已有许多学者得出了优秀的学术成果。Blank^[23]应用有限时间热力学方法对斯特林发动机进行分析，考虑了外部冷热源与工质间的温差，以及有限时间下冷热源与工质间换热系数的有限性，得到了斯特林发动机内可逆有限时间热力学模型。Senft^[24]使用有限时间热力学方法考虑了有限传热速率下斯特林发动机的数学模型，得到了轴功率和制动热效率的关系。

本文的工作也是基于有限时间热力学开展的，由于斯特林发动机在实际工作状况下，内部工质与外界热源的换热过程总是在有限温差与有限时间内完成，因此工质在循环过程中所经历的均为不可逆过程。相比于先前的理论模型，有限时间热力学方法突破了“准静态”的假设，进一步贴近了实际情况，可以更好地揭示斯特林发动机工作在过程中产生的不可逆损失与自身功率、自身效率之间的联系^[25]。

1.3 斯特林发动机国内外研究现状

随着斯特林发动机在各个行业的广泛应用，国内外有许多学者都对其进行了深入的研究。这些研究主要可划分为以下两类：硬件设施的改良和理论模型的优化，这两者的最终目的都是提升斯特林发动机的整机性能。本节内容将从这两个分类出发，简

单叙述国内外学者对斯特林发动机的研究情况。

1.3.1 斯特林发动机硬件设施改良的研究现状

在斯特林发动机的硬件设施研究中，回热器始终是最受学者们关注的。陈曦^[26]等阐述了回热式低温制冷机用回热器的研究进展，根据填料填充方式的不同，可将回热器分为层叠金属丝网式、平行金属丝式、堆叠金属珠式、平行金属片式、随机丝式、金属丝网和金属珠混合填充式六类，并总结对比了不同填充方式回热器的优缺点，提出采用回热器回热效率 η 、比表面积 α 、流动不均匀性指数 F_m 、流动阻力系数 f 、填料几何因数 Γ 、填料轴向导热系数 C_k 、长径比 L/D 等七个评价指标对回热器进行评价。

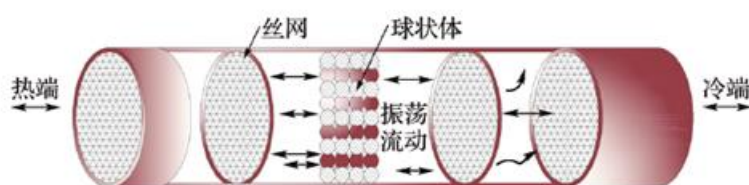


图 1.6 新型回热器结构示意图^[27]

刘繁茂^[27]等采用等温分析法，以回热器的长径比、流通面积、填料种类以及孔隙率为基础，设计了一种新型的斯特林回热器。通过采用振荡条件下局部热平衡的研究方法，对比了新型回热器与传统金属丝网回热器的换热性能，发现在孔隙率一致、启动速率相同的情况下，新型回热器具有比传统回热器更小的压降、更均匀的速度分布。

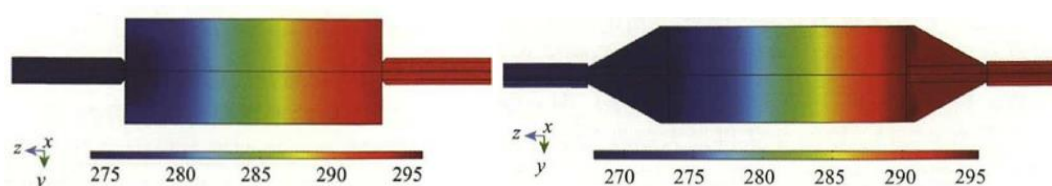


图 1.7 不同接管方式下，回热器温度分布情况^[28]

郭小惠^[28]等借助 COMSOL 软件，构建了二维瞬态磁制冷模型，并用其分别模拟了直接连接、渐变连接两种管道接入回热器的方式。探寻了流体流入回热器时，由于管道横截面积变化导致的流动不均匀现象对回热器工作性能的影响。模拟计算结果表明，采用渐变连接时，虽然系统的无益容积增大，但是工质的流动变得均匀，回热器

换热性能有所提升。

Mitchell^[29]提出了一种金属薄片为填料的回热器，其特点是金属薄片两侧开有相交的槽，增加了工质在其中流动时的扰动，提高了换热效率。Knowles^[30]开发了一种碳纤维复合材料作为回热器的填料，并通过实验证明，该材料与传统不锈钢相比，具有轴向导热系数小、流动损失小、耐高温和抗振动等优点。

1.3.2 斯特林发动机理论模型优化的研究现状

在斯特林发动机的理论模型优化方面，陈鹏帆^[31]等利用四阶 Runge-Kutta 法（以下简称 R-K 方法）对绝热模型下斯特林发动机热力循环进行数值求解，分析了充气压力、运行频率、回热器容积、回热器平均温度对系统性能的影响。发现将充气压力保持在 3.5MPa，运行频率维持在 60-80Hz 时，能够提高斯特林发动机的运行效率与输出功率。回热器的平均温度保持在 555 至 575K 时，斯特林发动机的冷腔与热腔温度波动较小，而当回热器平均温度低于 535K 时，冷腔与热腔会发生较大的温度波动。

黄怡青^[32]针对一台 β 型斯特林发动机，将回热器的回热损失、回热器壁面导热损失、气体滞后损失、活塞摩擦损失与理想绝热模型结合，建立了新的二阶模型，并将该模型与三阶模型耦合，进一步提升了理论模型的准确性。

郑天轶^[33]以理想绝热模型为基础，利用 R-K 法求解了方程组中的微分方程，通过迭代计算模拟斯特林发动机的运行情况，并分析了工况变化对斯特林发动机热效率与输出功的影响。

Kongtragoola^[34]等人和 Formosa^[35]在 Schmidt 模型的基础上，将循环过程中的不可逆损失纳入了考虑范围，提升了理论模型的准确性。Costea^[36]等首次提出了有限速度热力学(FST)，并将其用于研究斯特林循环中不可逆损失对斯特林发动机性能的影响。Tavakolpour^[37]等在 Schmidt 分析的基础上，考虑回热器的不完全换热，对一台自由活塞式斯特林发动机的工质温度以及机器性能进行了预测。

在二阶分析模型建立方面，Timoumi^[38]和 Tlili^[39]在理想绝热模型的基础上考虑了能量损失和压降，对 GPU-3 斯特林发动机的工作状态进行了模拟，最终模拟值与实际

值误差低于 10%。随后他们将该模型用于 GPU-3 斯特林发动机的优化设计, 成功将输出功率提高了 20%。Ni^[40]等在理想绝热模型的基础上, 将回热器的不完全回热损失, 以及流阻损失纳入模型, 建立了改进 Simple 分析模型(Improved Simple Analysis Model, ISAM), 并通过实验验证了该模型的准确性: 在氮气工况下模拟误差在 1.0%至 7.1%之间。Li^[41]等研究了一台 γ 型斯特林发动机的损失, 发现回热器的回热损失和泄漏损失是斯特林机的主要耗散, 并据此开发了 Polytronic Model with Losses(PSML)模型, 以多变过程替代了循环中的绝热过程。

当理论模型的优化遇到困难, 也可以通过实验与理论相结合的方法完成理论模型的优化工作。范皓霆^[42]结合数值模拟与实验的方法, 对比分析了单向流与振荡流条件下, 回热器换热特性的差异。通过采用孔隙方法对单向流条件下回热器的工作情况进行模拟, 通过拟合模拟数据, 得出了单向流条件下, 回热器的换热关联式:

$$Nu = -9.74 + 3.78Re^{0.36} (50 < Re < 2000) \quad (1-3)$$

在低雷诺数(50-1000)的范围内, 该关联式的最大误差低于 10%。根据模拟结果搭建回热器换热实验台架, 验证关联式的正确性。通过对比发现, 实验值与模拟值最大相对误差仅为 2.09%。随后将孔隙方法扩展到振荡流领域, 发现受物性参数的影响, 瞬态下回热器的加热、冷却过程存在差异, 在拟合模拟数据后, 分别得到了加热、冷却过程的两个换热关联式:

$$Nu = 3.56 + 0.36Re^{0.66} (\text{加热}) \quad (1-4)$$

$$Nu = 17.67 + 0.37Re^{0.64} (\text{冷却}) \quad (1-5)$$

通过振荡流回热器实验台对所得关联式进行验证, 发现平均相对差别为 6.57%, 说明所得关联式具有一定的正确性。

彭浩^[43]结合了斯特林发动机工质膨胀与压缩的特性, 对振荡流条件下的传热传质理论进行了完善。使用实验模拟相结合的方式, 提出了可压缩振荡流的定量分析方法, 建立了可压缩振荡流压降估算模型。于双源^[44]针对斯特林发动机内部常见的两种结构:

截面突变结构与弯管结构，通过采取数值模拟为主，实验为辅的方法，研究了这两种结构的流动阻力特性以及流场特性。

1.4 本文主要研究内容

从已有的研究中可以发现，斯特林发动机的核心部件是回热器，而回热器与工质之间的换热效率的高低，是影响斯特林发动机性能的关键因素。如何提高回热器的回热效率，是斯特林发动机的研究重点之一。与此同时，工质在流经回热器时会发生较大的流阻损失，造成斯特林发动机的输出功率的降低。通过降低回热器的流阻损失，可以有效地提高斯特林发动机的综合性能。

在已有的理论模型中，通常将流阻损失和回热损失分开来分别研究。在一些工程计算中，认为流阻损失的 50% 转化为热能被工质吸收^[45]，这样的计算虽然符合工程经验，但没有揭示流阻对回热过程的影响机理。而流阻的发生在实际工况中无法避免，同时会对回热器的性能产生重大影响。如果能找出流阻对回热器性能的影响机理，将会为斯特林发动机的优化设计提供一定的依据。

综上所述，本文将研究重点放在了流动阻力对回热器性能的影响上，具体工作如下所述（图 1.8）：

第二章：本章使用有限时间热力学方法对回热过程进行分析，发现流动阻力会导致工质在流经回热器内部填充的多孔介质时发生黏性耗散。建立了考虑黏性耗散因素的回热器有限时间热力学模型，对低温工质流经回热器被加热的过程进行了研究，通过计算模型的回热效率，考察了黏性耗散对回热过程的影响机理。

第三章：实际工况中，工质在回热过程中物性会发生变化。本章建立了回热器的变物性理论模型，考察了变物性给回热过程带来的影响，并使用数值方法研究变物性条件下，回热器中的回热过程，研究了低温工质流经回热器被加热过程中，变物性对回热器性能造成的影响。

第四章：将所建立的回热器理论模型与斯特林发动机等温模型进行耦合，形成了一种考虑流阻影响的斯特林发动机等温模型。通过比较考虑流阻的等温模型与原有等

温模型之间的区别，分析了回热器流阻对斯特林发动机性能的影响机理。

第五章：总结与展望。

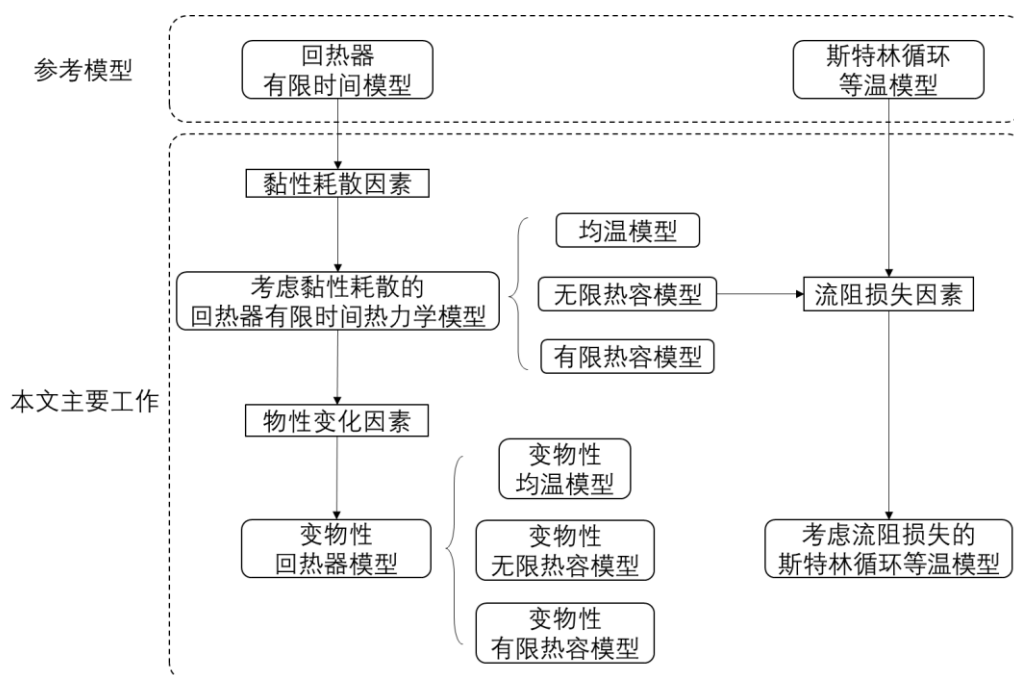


图 1.8 本文主要工作内容示意图

2 考虑黏性耗散的回热过程分析

回热器是斯特林发动机中的核心部件，其效率对斯特林发动机的整机效率有决定性的影响。而在斯特林发动机的理论模型中，回热器部分的理论模型是否准确贴合实际运行情况，是该理论模型能否准确描述实际运行过程的关键。然而回热器实际工作的过程非常复杂，早期的回热器理论模型通常建立在“准静态”的理想假设之上，忽略了回热过程中的不可逆传热损失，而这种损失却是实际运行中无法避免的。

为了解决这一矛盾，有限时间热力学模型开始受到人们的关注，该模型将热力过程视为在一定时间范围内发生的过程，打破了准静态过程的假设，热力过程中的不可逆损失得以被考虑，这是有限时间热力学模型与其他理论模型的重要区别^[46]。

本章将使用有限时间热力学方法对回热过程进行分析，并考虑工质流经回热器内部的多孔介质时，发生的黏性耗散对回热过程的影响。建立一种考虑黏性耗散的回热器有限时间热力学理论模型，研究低温工质流经回热器被加热的过程中，黏性耗散所产生的影响。

2.1 有限时间回热器理论模型

有限时间回热器理论模型的主要特征是将模型中的热力过程视为一定时间内发生的过程，从而对回热过程中的不可逆回热损失进行计算。为了说明有限时间热力学模型的特点，本节将对文献[47]中所构建的一种有限时间非均温回热模型进行简单的解释说明。在该模型中，有以下假设：

(1) 将回热器整体视为由 n 个子回热器串联而成，各个子回热器之间除工质流通外不存在其他形式的热交换。

(2) 单个子回热器内部的温度场可视为均匀分布，并且回热器内部热容为某一有限数值，即子回热器内部温度场仅是时间而非空间的函数。

(3) 第 i 个子回热器温度工作时在 $T_{rh,i}$ 与 $T_{rl,i}$ 之间变化，且有 $T_{rh,i} = T_l + \frac{T_h - T_l}{n+1}$ ， T_h 、 T_l 为工质在理想斯特林循环条件下的膨胀、压缩温度。

(4) 回热过程仅考虑在工质与回热器之间的热量交换，忽略其他损耗。

(5) 回热过程仍视为等容过程，工质通过回热器时视为匀速。

在以上假设的基础上，首先给出第 i 个子回热器的换热微分方程：

$$\delta Q_i = \alpha_r (T_{r,i} - T_f) d\tau \quad (2-1)$$

$$\delta Q_i = C_f dT_f \quad (2-2)$$

$$\delta Q_i = -C_r dT_r \quad (2-3)$$

其中 C_f 、 C_r 分别为单位体积内工质、回热器的热容量，即密度与比热容的乘积， T_f 、 T_r 分别为工质、回热器内填充多孔介质的温度， α_r 为子回热器与工质间换热面积与换热系数的乘积。

当子回热器开始工作时，换热量为零且回热器初始温度已知，因此可以根据此写出当 $\tau = 0$ 时，上述方程组的边界条件为

$$Q_i = 0 \quad (2-4)$$

$$\delta Q_i = \alpha_r (T_{rh,i} - T_{f,i-1}) d\tau \quad (2-5)$$

$$T_{f,i}(0) = T_{f,i-1}(\tau_{i-1}) \quad (2-6)$$

其中 $T_{f,i-1}(\tau_{i-1})$ 为工质经第 $i-1$ 个子回热器回热后的温度，随后带入边界条件(2-4)~(2-6)对微分方程组(2-1)~(2-3)进行求解，可以得出子回热器内部工质温度 $T_{f,i}$ 与回热时间 τ_i 之间的函数关系，可以解得：

$$T_{f,i}(\tau_i) = \frac{C'}{H} + \frac{\alpha_r (T_{rh,i} - T_{f,i-1}(\tau_{i-1}))}{-H \times c_f} e^{-H\tau_i} \quad (2-7)$$

$$H = \alpha_r \left(\frac{1}{C_f} + \frac{1}{C_r} \right) \quad (2-8)$$

其中 C' 为待定常数，代入子回热器完成回热的时刻 $\tau_i = \frac{\tau_r}{n}$ (τ_r 为回热器整体回热时间，且工质匀速流过 n 个子回热器，由此可知 $\tau_i = \tau_{i-1}$) 以及子回热器开始回热的初始时刻 $\tau_i = 0$ ，可以得到以下方程组：

$$T_{f,i-1} \left(\frac{\tau_r}{n} \right) = T_{f,i}(0) = \frac{C'}{H} + \frac{\alpha_r (T_{rh,i} - T_{f,i-1})}{-H \times C_f} e^{-H \times 0} \quad (2-9)$$

$$T_{f,i}(\frac{\tau_r}{n}) = \frac{C'}{H} + \frac{\alpha_r(T_{rh,i} - T_{f,i-1})}{-H \times C_f} e^{-H \frac{\tau_r}{n}} \quad (2-10)$$

将方程组(2-9)~(2-10)整理为 $\frac{T_{f,i-1}(\frac{\tau_r}{n}) - T_{f,i}(\frac{\tau_r}{n})}{T_{rh,i} - T_{f,i-1}(\frac{\tau_r}{n})} = -\frac{\left(1 - e^{-\alpha_r(\frac{1}{C_f} + \frac{1}{C_r}) \times \frac{\tau_r}{n}}\right)}{(1 + \frac{C_f}{C_r})}$ 的形式, 根据此

公式, 可以通过迭代获取 $T_{f,i}(\frac{\tau_r}{n})$ 与回热器总体回热时间 τ_r 以及子回热器个数 n 之间的函数关系, 其具体表达形式为:

$$T_{f,i}(\frac{\tau_r}{n}) = T_l + \frac{T_h - T_l}{n + 1} \left(i + \left(1 - \psi(\frac{\tau_r}{n})\right)^i \left(\frac{1}{\psi(\frac{\tau_r}{n})} - 1 \right) - \frac{1}{\psi(\frac{\tau_r}{n})} + 1 \right) \quad (2-11)$$

$$\psi(\frac{\tau_r}{n}) = \frac{\left(1 - e^{-\alpha_r(\frac{1}{C_f} + \frac{1}{C_r}) \times \frac{\tau_r}{n}}\right)}{\left(1 + \frac{C_f}{C_r}\right)} \quad (2-12)$$

随后将 $i=n$ 代入表达式中, 便可以获得回热器出口处工质温度 $T_{f,n}$ 的表达式, 最后根据 $\eta_r = \frac{T_{f,n} - T_l}{T_h - T_l}$, 便可以计算回热器的回热效率。通过计算可以知道, 当 $n=1$ 、 $n \rightarrow \infty$

时, 回热效率的表达式分别为 $\frac{\left(1 - e^{-\alpha_r(\frac{1}{C_f} + \frac{1}{C_r}) \times \tau_r}\right)}{2\left(1 + \frac{C_f}{C_r}\right)}$ 、 $1 + \frac{C_f}{\alpha_r \tau_r} \times (e^{-\frac{\alpha_r \times \tau_r}{C_f}} - 1)$ 。

2.2 考虑黏性耗散的回热器理论模型

从 2.1 中对回热器有限时间热力学模型的解释中可以看出, 想要建立一个完整的有限时间热力学模型, 可以先将回热器整体拆分为若干相互联系的子回热器, 针对任一子回热器, 可将其视为温度均匀分布的回热器进行分析, 随后再将每一个子回热器的模型串联起来, 形成整体回热器的理论模型。

在 2.1 中建立的回热器理论模型忽略了回热器内部的流动阻力, 然而回热器的流动阻力对斯特林发动机的性能有显著的影响, 在研发设计工作中必须予以考虑^[48]。在实际工作过程中, 回热器内部的流动阻力会使流经的工质发生黏性耗散以及压力降低,

其中黏性耗散将会影响工质与回热器之间的热量交换，而压力降低则会导致斯特林发动机输出功率的减小，本节将着重研究黏性耗散对回热过程造成的影响。

本节将使用有限时间热力学方法，在考虑黏性耗散的基础上，对回热器的工作过程进行分析。在分析过程中，对回热器的一维温度分布做出了三种假设，推导并得出相应假设条件下，回热效率的表达式。并根据表达式绘制回热效率关于回热时间的变化曲线，并研究黏性耗散对回热过程的影响机理。

需要特别说明的是，在实际工况下，工质在斯特林发动机内部振荡流动，压力、体积呈周期性变化。从文献[49-52]中可以看出，在对斯特林发动机进行理论建模或仿真计算时，为了尽量准确地描述实际运行情况，通常认为斯特林发动机内部工质压力、体积按正弦规律变化。而回热器作为斯特林发动机的核心部件，在实际工况下的工作过程也是一个交变流动的过程，具有非常复杂的流动特性。Schumann 为了降低回热器的研究难度，于 1929 年提出了回热器研究的简化方法——单吹法^[53]，此后许多学者在研究回热器的换热特性时采用了这种方法。王淼^[54]在研究利用汽车尾气余热驱动斯特林发动机的可行性时，运用 FLUENT 软件计算了稳态流动条件下，回热器压力降的变化情况。吴翠^[55]在对一种水平对置时双活塞斯特林发动机内部的回热器进行研究时，采用单吹法对该回热器进行了数值模拟，研究了回热器丝网的孔隙率、丝网直径、工质质量流量三个参数对回热器换热以及阻力性能的影响。包春风^[56]在研究服役于高温环境的小型回热器的传热和阻力特性时，采用了稳态等流量测试方法，对小型回热器样机的传热及阻力性能进行了试验测试，拟合得到了低雷诺数下的传热和阻力准则关系式。文献[57-64]以及[13]、[47]、[42]，均在单向流条件下研究了回热器的换热性能。由此可见，忽略回热器内部工质压力/速度的周期性变化，在单向流条件下开展对回热器性能的研究，是一种常见的研究方式。本节在推导线性温度分布假设下的回热效率表达式时，也忽略了回热过程中工质压力、流速的周期性变化，将回热器内部的工质流动视为了定常流动。

2.2.1 均温回热器理论模型

该理论模型是在以下假设的基础上推导而成：

- (1) 回热器内部导热系数视为极大，即回热器内部不存在温度梯度，视为均温分布。

- (2) 工质匀速流经回热器。
- (3) 回热过程中发生的黏性耗散过程视为一种机械能转化为热能的过程。
- (4) 回热器工作时，内部多孔介质骨架温度在 T_{rh} 与 T_{rl} 之间变化。
- (5) 斯特林循环理想状况下工质的膨胀、压缩温度记为 T_h 、 T_l 。
- (6) 回热器内部视为均匀分布的多孔介质。

需要说明的是，工质流经多孔介质发生的黏性耗散对回热过程产生了影响，是一个典型的不可逆过程。然而黏性耗散对工质流经多孔介质时换热过程的影响机理非常复杂，对这一过程的解释还存在较大的争议^[65]。本文在研究黏性耗散对回热过程的影响时，采用了 Hung^[66] 和 Bejan^[67] 提出的黏性耗散理论模型，在研究黏性耗散对回热过程的影响时采用只包含速度平方项的内热源耗散项 Φ （Darcy 耗散项）：

$$\Phi = \mu_f u_f^2 / K_p \quad (2-13)$$

这里 u_f 为工质流速； μ_f 为工质动力粘度； K_p 为多孔介质渗透率， K_p 的值取决于多孔介质自身的性质，但通常需要经过实验测量才能得出其具体值。由于条件限制，本文根据“克泽尼-卡门方程”^[68]

$$K_p = \frac{d^2 \phi^3}{180(1 - \phi)^2} \quad (2-14)$$

对其进行计算，其中 d 为多孔介质的水力直径， ϕ 为多孔介质孔隙率。现取回热器内部工质流动方向上一长度为 dx 的微元进行分析，假设回热器流动方向上横截面面积为 S ，根据能量守恒定律可以知道：

(1) 多孔介质骨架内能的变化量等于相邻骨架传入微元的热量加上多孔介质骨架与工质间的换热量。

(2) 工质内能的变化量加上相邻工质传入微元的热量等于多孔介质骨架与工质的换热量，再加上由于黏性耗散所产生的热量^[69]。

参考文献[47]中建立的模型，可以得到回热器的换热微分方程组：

$$C_r dT_r = h\Omega(T_f - T_r)d\tau \quad (2-15)$$

$$C_f dT_f = (h\Omega(T_r - T_f) + \mu_f u_f^2 / K_p)d\tau \quad (2-16)$$

与 2.1 中所描述的理论模型不同, 此时的回热器无法再用回热器与工质之间的换热量直接表示回热量以及回热效率, 因此将以工质内能的变化作为表示回热器的性能的指标, 换言之, 只要求出工质温度 T_f 与时间 τ 的函数关系, 便可以计算回热器的回热效率。代入 $\tau = 0$ 时的边界条件:

$$T_f = T_l \quad (2-17)$$

$$C_f dT_f = (h\Omega(T_{rh} - T_l) + \mu_f \frac{u_f^2}{K_p}) d\tau \quad (2-18)$$

对该微分方程组进行求解可得:

$$T_f = \frac{H - \lambda_- T_l}{\lambda_+ - \lambda_-} e^{\lambda_+ \tau} + \frac{\lambda_+ T_l - H}{\lambda_+ - \lambda_-} e^{\lambda_- \tau} \quad (2-19)$$

$$H = \frac{h\Omega(T_{rh} - T_l) + \mu_f \frac{u_f^2}{K_p}}{C_f} \quad (2-20)$$

$$\lambda_{\pm} = \frac{-C \left(\frac{1}{A_0} + \frac{1}{D} \right) \pm \sqrt{\left(C \left(\frac{1}{A_0} + \frac{1}{D} \right) \right)^2 + 4C \left(\frac{E}{A_0 D} \right)}}{2} \quad (2-21)$$

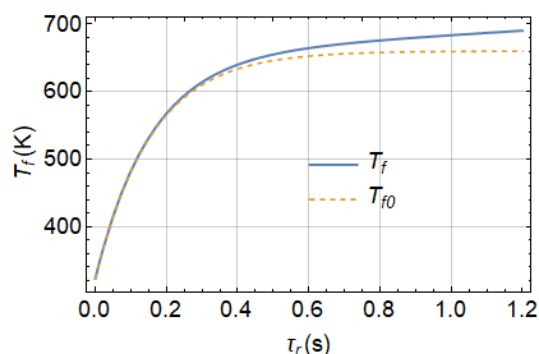
方程组(2-19)~(21)中 $A_0 = C_r$, $C = h\Omega$, $D = C_f$, $E = \mu_f \frac{u_f^2}{K_p}$ 。不难看出, 将黏性耗散项 Φ 取为 0, 可以得到均温条件下, 不考虑黏性耗散模型的工质温度, 记为 T_{f0} 。

$$T_{f0} = \frac{\frac{(T_{rh} - T_l)}{C_f} (1 - e^{-h\Omega \left(\frac{1}{C_r} + \frac{1}{C_f} \right) \tau})}{\left(\frac{1}{C_r} + \frac{1}{C_f} \right)} + T_l \quad (2-22)$$

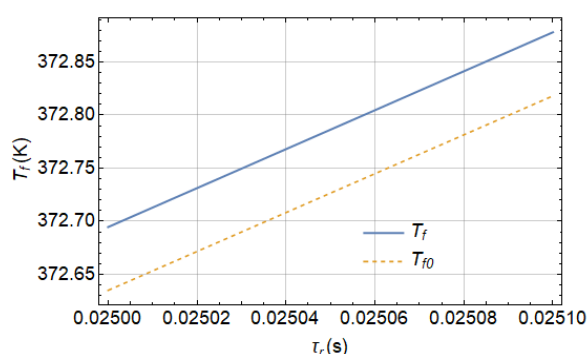
式(2-22)与文献[47]中得出的工质温度表达式一致, 这说明式(2-21)具有一定的正确性。图 2.1 给出了均温、有限热容条件下, 考虑黏性耗散的回热器模型与文献[47]的回热器模型中工质温度关于回热时间变化的曲线。从图 2.1 中可以看出, 两种模型中工质温度的变化趋势相似, 而在考虑黏性耗散的模型中, 工质温度曲线的上升要更快一些。这是由于黏性耗散会导致工质自身动能转化为热能, 并被工质自身吸收, 加速了工质温度的上升。

假设回热器内部工质流速为 2m/s, 回热器长度 L 为 0.05m, 此时的回热时间为

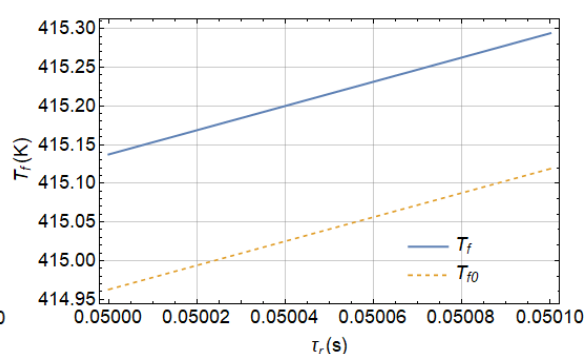
0.025s, 工质温度曲线在 $\tau_r = 0.025\text{s}$ 附近的变化趋势如图 2.1(b)所示。当其他条件不变时, 回热器长度 L 延长至 0.1m 时, 回热时间为 0.05s, 工质温度曲线在 $\tau_r = 0.05\text{s}$ 附近的变化趋势如图 2.1(c)所示。



(a) T_f 、 T_{f0} 关于 τ_r 的变化曲线



(b) $L = 0.05\text{m}$



(c) $L = 0.10\text{m}$

图 2.1 均温有限热容条件下, T_f 与 T_{f0} 关于 τ_r 的变化情况

在图 2.1(b)中, 表示考虑黏性耗散模型的温度曲线 T_f 位于 T_{f0} 温度曲线的上方约 0.05K 的位置, 这意味着黏性耗散在回热过程中促进了工质与多孔介质骨架之间的换热, 加速了工质温度的上升, 但整体而言对回热过程的影响并不显著。在图 2.1(c)中, 两种模型之间的区别变得更为明显, 考虑黏性耗散模型中的工质温度 T_f 要比不考虑黏性耗散模型中的工质温度 T_{f0} 高出 0.18K。可见随着回热器长度的延长, 黏性耗散对回热过程的影响会变得更加显著。

需要说明的是, 当 $\tau = \tau_r$ 时, T_f 的取值为与多孔介质骨架换热后的工质温度, 记为

T_{fh} , 根据定义回热效率可写为 $\eta_r = \frac{T_{fh}-T_l}{T_h-T_l}$, 可以发现黏性耗散对工质温度的影响最终会改变回热器的回热效率, 后文将针对这一参数分析黏性耗散对回热过程造成的影响。

2.2.2 非均温无限热容回热器理论模型

实际工况中不可能存在回热器温度分布均匀的情况, 根据这一思路, 本节将在 2.2.1 的基础上, 考虑回热器温度场沿工质流动方向的分布情况, 建立一种无限热容条件下的非均温回热器模型。

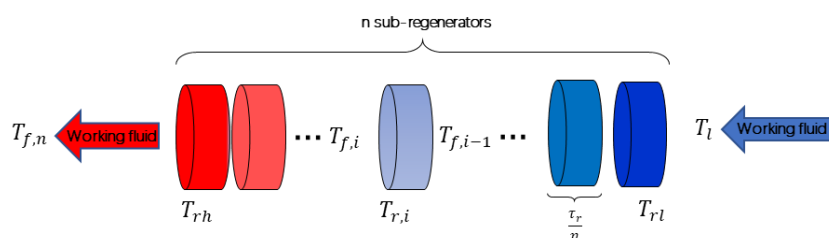


图 2.2 非均温无限热容回热器模型示意图

本部分的推导是在以下假设的基础上进行的：

- （1）将回热器整体视为 n 个相同子回热器的串联, 各个子回热器间除工质流动以外没有其他形式的热交换。
- （2）子回热器内部导热系数视为无穷大, 即子回热器可视为均温回热器进行研究。
- （3）沿工质流动方向（工质吸热时）第 i 个子回热器内部多孔介质骨架的温度为 $T_{r,i} = T_l + \frac{T_h-T_l}{n+1} i$ 。
- （4）所有子回热器内部多孔介质骨架的比热容均视为无限大, 即回热器工作时, 多孔介质骨架的温度不发生变化, 维持初始温度。
- （5）工质匀速流经各个子回热器, 与各子回热器换热时间记为 $\Delta\tau = \frac{\tau_r}{n}$ 。
- （6）考虑工质流经多孔介质时的黏性耗散。
- （7）斯特林循环中, 工质的理想膨胀、压缩温度记为 T_h 、 T_l 。
- （8）回热器内部视为均匀分布的多孔介质。

在上述假设的基础上，对工质流动方向上第 i 个子回热器的换热情况（工质从多孔介质骨架中吸热）进行研究，根据能量守恒原则，可以列出该子回热器的换热微分方程：

$$T_{r,i} = T_l + \frac{T_h - T_l}{n + 1} i \quad (2-23)$$

$$C_f dT_f = (h\Omega(T_{r,i} - T_f) + \mu_f \frac{u_f^2}{K_p}) d\tau \quad (2-24)$$

在无限热容回热器的条件下，第 i 个子回热器的工质出口温度记为 $T_{f,i}$ ，又因为各个子回热器以串联的方式连接在一起，因此第 i 个子回热器的工质入口温度即为第 $i-1$ 个子回热器的工质出口温度 $T_{f,i-1}$ ，由此可得边界条件为，

$$\tau = 0, T_f = T_{f,i-1} \quad (2-25)$$

$$\tau = \frac{\tau_r}{n}, T_f = T_{f,i} \quad (2-26)$$

整理方程组(2-23)~(2-24)可得：

$$\frac{dT_f}{d\tau} + \frac{h\Omega}{C_f} T_f - \left(\frac{\mu_f \frac{u_f^2}{K_p}}{C_f} + \frac{h\Omega}{C_f} T_{r,i} \right) = 0 \quad (2-27)$$

代入边界条件(2-25)，最终求解结果如下：

$$T_f = \left(\frac{\mu_f \frac{u_f^2}{K_p}}{h\Omega} + T_{r,i} \right) + \left[T_{f,i-1} - \left(\frac{\mu_f \frac{u_f^2}{K_p}}{h\Omega} + T_{r,i} \right) \right] e^{-\frac{h\Omega}{C_f} \tau} \quad (2-28)$$

在获得了第 i 个子回热器工质温度与时间的函数关系式后，代入边界条件(2-26)，可以发现所得公式转换为第 i 个子回热器工质出口温度与第 $i-1$ 个子回热器工质出口温度之间的关系式，对该式进行整理，将其写为以下形式：

$$\frac{T_{r,i} - T_{f,i} + \frac{\mu_f \frac{u_f^2}{K_p}}{h\Omega}}{T_{r,i} - T_{f,i-1} + \frac{\mu_f \frac{u_f^2}{K_p}}{h\Omega}} = e^{-\frac{h\Omega}{C_f} \times \frac{\tau_r}{n}} \quad (2-29)$$

根据这一公式进行迭代计算，求出第 i 个子回热器出口温度与第一个回热器入口温度之间的关系式后，便可得知第 n 个子回热器（即整体回热器）的工质出口温度，迭代过程如下所示

$$\frac{T_{r,i} - T_{f,i} + \frac{\mu_f \frac{u_f^2}{K_p}}{h\Omega}}{T_{r,i} - T_{f,i-1} + \frac{\mu_f \frac{u_f^2}{K_p}}{h\Omega}} = \dots = \frac{T_{r,1} - T_{f,1} + \frac{\mu_f \frac{u_f^2}{K_p}}{h\Omega}}{T_{r,1} - T_{f,0} + \frac{\mu_f \frac{u_f^2}{K_p}}{h\Omega}} = e^{-\frac{h\Omega \tau_r}{C_f n}} \quad (2-30)$$

记 $\alpha_1 = e^{-\frac{h\Omega \tau_r}{C_f n}}$, $\beta_1 = \frac{T_h - T_l}{n+1}$, 将等式迭代 i 次后可以得到:

$$T_{r,i} - T_{f,i} + \frac{\mu_f \frac{u_f^2}{K_p}}{h\Omega} = \left(\dots \left(\left(T_{r,h,1} - T_{f,0} + \frac{\mu_f \frac{u_f^2}{K_p}}{h\Omega} \right) \alpha_1 + \beta_1 \right) \alpha_1 + \beta_1 \right) \alpha_1 + \beta_1 \dots \alpha_1 \quad (2-31)$$

计算后展开可得

$$T_{f,i} = T_{r,i} + \frac{\mu_f \frac{u_f^2}{K_p}}{h\Omega} - \alpha_1^i \times \frac{\mu_f \frac{u_f^2}{K_p}}{h\Omega} - \beta_1 \times \left(\sum_{k=1}^i \alpha_1^k \right) \quad (2-32)$$

代入 $T_{r,i} = T_l + \frac{T_h - T_l}{n+1} i$, $T_{f,0} = T_l$, 整理后可得

$$T_{f,i} = T_l + \frac{T_h - T_l}{n+1} i + \left(\frac{\mu_f u_f^2 / K_p}{h\Omega} - \beta_1 \times \frac{\alpha_1}{1 - \alpha_1} \right) \times (1 - \alpha_1^i) \quad (2-33)$$

代入 $i = n$, 便可得到工质出口温度 $T_{f,n}$ 的表达式, 随后根据计算公式 $\eta_r = \frac{T_{f,n} - T_l}{T_h - T_l}$ 可以得到回热效率的表达式为

$$\eta_r = \frac{n}{n+1} + \left[\frac{\mu_f u_f^2 / K_p}{h\Omega(T_h - T_l)} - \frac{1}{n+1} \times \frac{1}{e^{h\Omega \tau_r / (nC_f)} - 1} \right] \times (1 - e^{-h\Omega \tau_r / C_f}) \quad (2-34)$$

当回热器模型的分段数 $n = 1$ 时, 回热效率的表达式为:

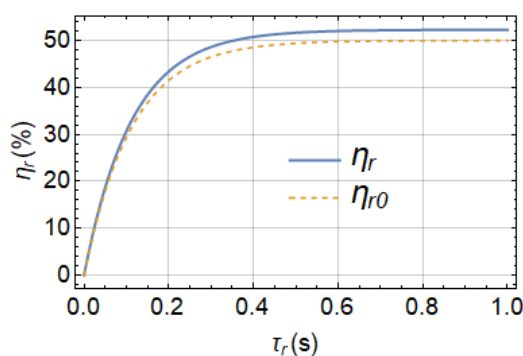
$$\eta_r = \frac{1}{2} + \left(\frac{\mu_f u_f^2 / K_p}{h\Omega(T_h - T_l)} - \frac{1}{2} \times \frac{1}{e^{h\Omega \tau_r / C_f} - 1} \right) \times (1 - e^{-h\Omega \tau_r / C_f}) \quad (2-35)$$

当忽略回热器模型中的黏性耗散作用时, 回热效率的表达式记为 η_{r0} , 由(2-35)可得:

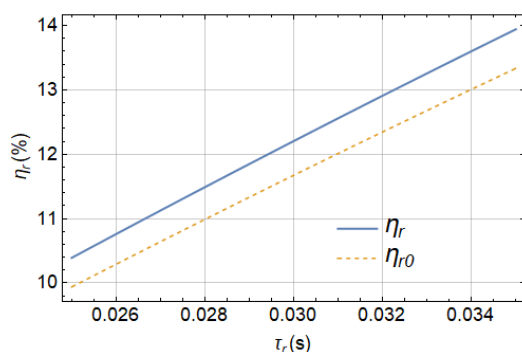
$$\eta_{r0} = (1 - e^{-h\Omega\tau_r/C_f})/2 \quad (2-36)$$

式(2-36)与文献[47]得出的非均温、无限热容条件下, $n = 1$ 时的回热效率表达式一致。根据式(2-35)、(2-36), 图 2.3 给出了非均温、无限热容条件下, 考虑黏性耗散模型中的回热效率 η_r 与不考虑黏性耗散模型中的回热效率 η_{r0} 关于回热时间变化的曲线。

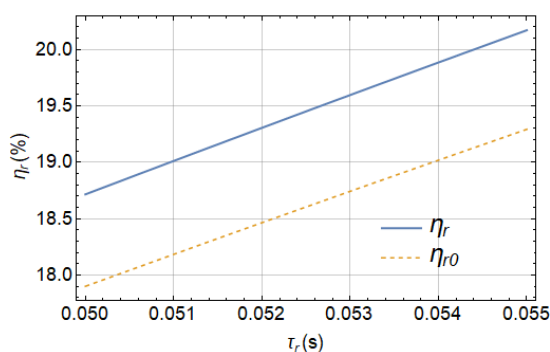
从图 2.3(a)中可以看出, 两种模型中回热效率曲线的变化趋势相似, 随着回热过程的进行, 两者均逐渐接近 50%。在曲线的后半段, 可以看到考虑黏性耗散模型中的回热效率超过了 50%, 这说明黏性耗散对回热效率的提升起到了促进作用。



(a) η_r 、 η_{r0} 关于 τ_r 的变化曲线



(b) $L = 0.05m$



(c) $L = 0.10m$

图 2.3 $n = 1$ 、无限热容条件下, η_r 与 η_{r0} 关于 τ_r 的变化情况

接下来研究具体工况下, 黏性耗散对回热过程的影响。当工质流速为 2m/s, 回热器长度为 0.05m 时, 回热器回热时间为 0.025s, 此时两种模型中回热效率 η_r 与 η_{r0} 在 $\tau_r = 0.025s$ 附近的变化趋势如图 2.3(b)所示。当其他条件不变, 回热器长度为 0.1m 时, 回热时间为 0.05s, 此时两种模型中 η_r 在 $\tau_r = 0.05s$ 附近的变化趋势如图 2.3(c)所示。

根据图 2.3, 可见考虑黏性耗散模型中的回热效率 η_r 比 η_{r0} 高出了 0.4%。当工质流速不变, 回热器长度增加到 0.1m 时, 黏性耗散对回热效率的影响变得更为显著, 在相同工况下, 考虑黏性耗散模型中的回热效率 η_r 比不考虑黏性耗散模型中的回热效率 η_{r0} 高出了 0.8%。由此可见, 当回热器长度增加时, 黏性耗散对回热过程的影响变得更为显著。

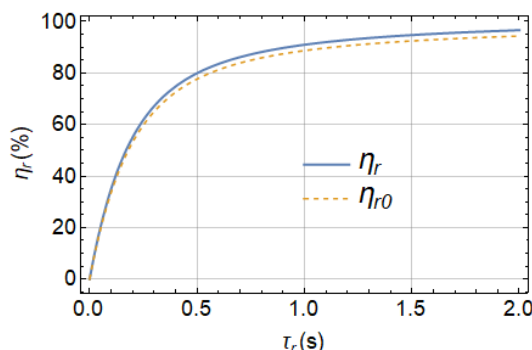
当 $n \rightarrow \infty$ 时, η_r 的表达式如下所示:

$$\eta_r = 1 + (1 - e^{-h\Omega\tau_r/c_f}) \times \left(\frac{\mu_f u_f^2 / K_p}{h\Omega(T_h - T_l)} - \frac{C_f}{h\Omega\tau_r} \right) \quad (2-37)$$

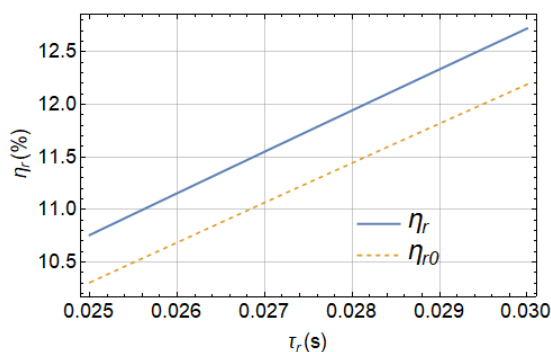
忽略回热器模型中的黏性耗散作用时, 回热效率的表达式记为 η_{r0} , 由(2-37)可得:

$$\eta_{r0} = 1 + C_f (e^{-h\Omega\tau_r/c_f} - 1) / (h\Omega\tau_r) \quad (2-38)$$

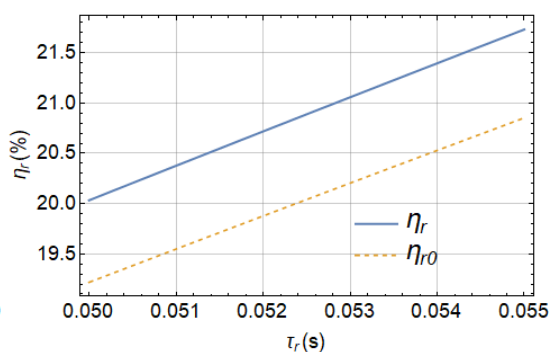
式(2-38)与文献[47]得出的非均温、无限热容条件下的回热效率表达式一致, 图 2.4(a)给出了两种模型中回热效率 η_r 与 η_{r0} 关于回热时间变化的曲线, 可以发现两种模型中回热效率的变化趋势相近, 均趋向于 100%。



(a) η_r 、 η_{r0} 关于 τ_r 的变化曲线



(b) $L = 0.05m$



(c) $L = 0.10m$

图 2.4 $n \rightarrow \infty$, 非均温无限热容条件下, η_r 与 η_{r0} 关于 τ_r 的变化情况

为了进一步了解具体工况下，黏性耗散对回热效率的影响，采取和上一部分相同的方法，计算工质流速为 2m/s，回热器长度分别为 0.05m、0.1m 时，两种模型对应时间点附近回热效率的变化情况，如图 2.4(b)与(c)所示。

从图中可以看出，当回热器长度为 0.05m 时，考虑黏性耗散的模型中的回热效率 η_r 比相同工况下不考虑黏性耗散模型中的回热效率 η_{r0} 高 0.4%。当回热器长度为 0.1m 时，黏性耗散将会使模型中的回热效率提升 0.9%。从这两项数据可以看出，与 $n=1$ 时相比， $n=\infty$ 条件下，黏性耗散因素对回热过程的影响变得更为显著。

发生这一现象的原因在于，基于模型前提假设，分段数的不同会导致回热器温度分布的不同。在回热器分段数 $n=1$ 时，工质与回热器之间的初始温差较大，前期回热过程的主要驱动因素是两者之间的温差，因此黏性耗散因素对回热过程的影响较小。而在回热器分段数 $n \rightarrow \infty$ 时，工质与回热器之间的初始温差较小，在前期回热过程中，黏性耗散起到了较大的作用，因此对回热过程造成的影响也更为明显。

在考虑黏性耗散的模型中，工质保持匀速流动，而黏性耗散的过程本质上是一个机械能转化为热能的过程，因此可以被视为工质内部存在的一个内热源，当工质与多孔介质温度趋同后，内热源会继续提升工质内能，经历长时间积累的热量最终会导致工质温度超过多孔介质，使得回热效率超过 100%。而根据模型进行计算可以得出，当工质流速保持 2m/s 时，回热器长度达到 12m 时，考虑黏性耗散模型中的回热效率 η_r 才会达到 100%以上，如图 2.5 所示。在实际工况中，回热器的长度通常为 0.02~0.1m，因此上述情况在现实中是不可能出现的。

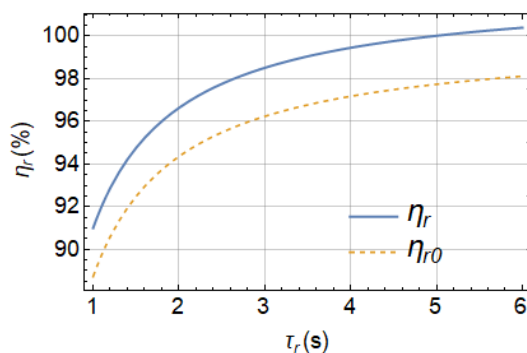


图 2.5 $n \rightarrow \infty$ ，非均温无限热容条件下，回热器尺寸较大时， η_r 与 η_{r0} 的变化情况

需要特别说明的是，黏性耗散对回热过程的影响，很大程度上取决于多孔介质的渗透率 K_p ，而渗透率 K_p 往往与多孔介质孔隙率 ϕ 有关。回热器所使用的多孔介质填充物的孔隙率 ϕ 取值范围通常为 0.65—0.80^[64]，当孔隙率 ϕ 降至 0.35 时，黏性耗散对回热过程的影响会变得非常明显，如图 2.6 所示。

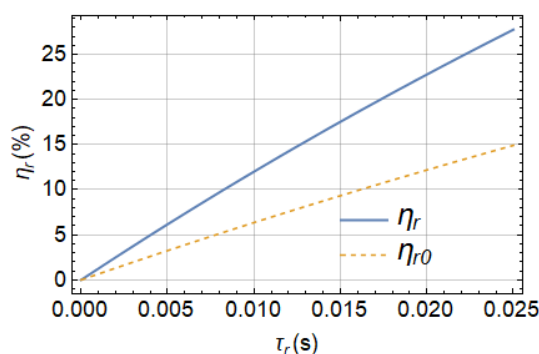


图 2.6 $n \rightarrow \infty$, $\phi=0.35$, 非均温无限热容条件下, η_r 与 η_{r0} 关于 τ_r 的变化曲线

表 2.1 给出了 $n \rightarrow \infty$ 时，在非均温无限热容条件下，考虑黏性耗散模型与不考虑黏性耗散模型中回热效率关于孔隙率 ϕ 的变化情况。随着孔隙率 ϕ 从 0.50 增大到 0.80，回热过程中的黏性耗散作用逐渐减弱，两种模型回热效率的区别从 1.53%降低至 0.01%。这意味着当回热器内部填充的多孔介质孔隙率 ϕ 增大时，黏性耗散对回热过程的影响也在减弱。还可以发现的是，当孔隙率 ϕ 减小时，回热器的回热效率有所上升，这一变化趋势与文献[61]、[70]中通过数值计算得出的结果是相同的。

表 2.1 非均温无限热容条件下考虑黏性耗模型的 η_r 与不考虑黏性耗散模型的 η_{r0}

孔隙率 ϕ	$\eta_r(\%)$	$\eta_{r0}(\%)$	$\eta_r - \eta_{r0}(\%)$
0.50	51.86	50.03	1.53
0.60	44.97	44.68	0.29
0.70	40.36	40.32	0.04
0.80	36.72	36.71	0.01

2.2.3 非均温有限热容回热器理论模型

2.2.2 中的推导忽略了多孔介质骨架在回热过程中发生的温度变化对回热过程的

影响,在实际工况中,回热器内部在回热过程中必定会发生温度变化,因为多孔介质的比热容必然为某一定值(或是随温度变化且不趋向于无穷大的函数)。在本节中,将在 2.2.2 所建立理论模型的基础上,将多孔介质骨架温度随时间变化的因素纳入模型的考虑范围之内,使回热器理论模型进一步贴近实际工况。

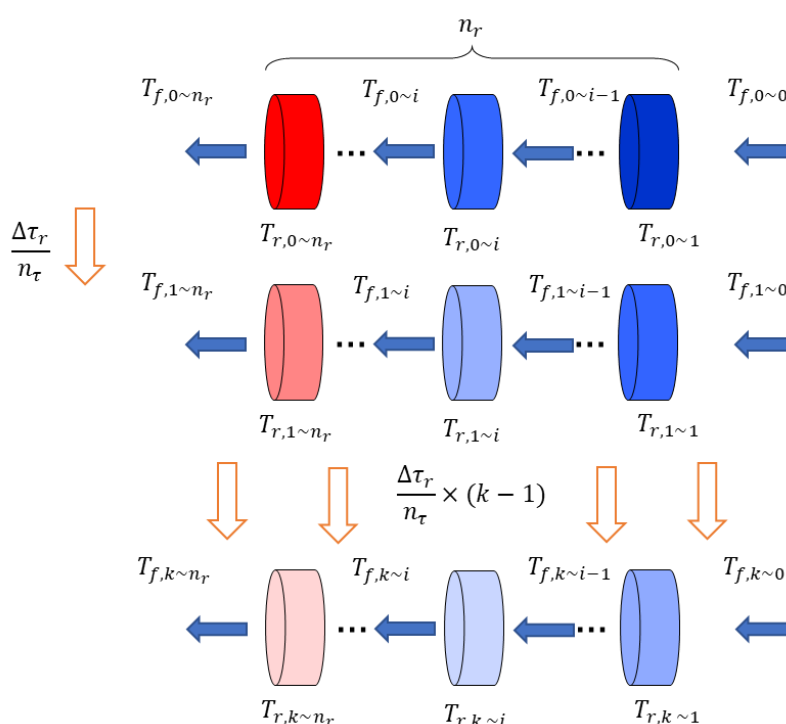


图 2.7 非均温有限热容回热器模型示意图

本节内容基于以下假设:

- (1) 将回热器整体视为 n_r 个相同子回热器的串联,各个回热器间除工质流动以外没有其他形式的热交换。
- (2) 整体回热时间记为 τ_r ,将回热时间划分为 n_τ 段。
- (3) 子回热器内部导热系数视为无穷大,即子回热器可视为均温回热器进行研究。
- (4) 回热初始时刻,沿工质流动方向(工质吸热时)第 i 子回热器内部多孔介质骨架的温度记为 $T_{rh,i} = T_l + \frac{T_h - T_l}{n+1}i$ 。
- (5) 所有子回热器内部多孔介质骨架的比热容均视为同一定值,即第 i 个子回热器工作时,多孔介质骨架的温度会有所下降。

- (6) 工质匀速流经各个子回热器，流速记为 u_f 。
- (7) 考虑工质流经多孔介质时发生的黏性耗散。
- (8) 斯特林循环理想状况下工质的膨胀、压缩温度记为 T_h 、 T_l 。
- (9) 回热器内部视为均匀分布的多孔介质。

根据能量守恒定律，第 i 个子回热器在第 k 个时间步长内，工质与子回热器之间的换热情况如下

$$m_{rs}c_r\Delta T_r = -h\Omega\frac{d_r^2\pi L}{4n_r}\Delta T_m\frac{\tau_r}{n_\tau} \quad (2-39)$$

$$m'_{fs}c_f\Delta T_f\frac{\tau_r}{n_\tau} = (h\Omega\Delta T_m + \mu_f\frac{u_f^2}{K_p})\frac{d_r^2\pi L}{4n_r}\frac{\tau_r}{n_\tau} \quad (2-40)$$

$$\Delta T_f = T_{f,k\sim i} - T_{f,k-1\sim i-1} \quad (2-41)$$

$$\Delta T_r = T_{r,k\sim i} - T_{r,k-1\sim i} \quad (2-42)$$

$$\Delta T_s = T_{r,k-1\sim i} - T_{f,k-1\sim i-1} \quad (2-43)$$

$$\Delta T_e = T_{r,k\sim i} - T_{f,k\sim i} \quad (2-44)$$

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln(\Delta T_s/\Delta T_e)} \quad (2-45)$$

其中 m'_{fs} 为子回热器的工质质量流量、 m_{rs} 为子回热器内部多孔介质质量、 d_r 为子回热器内径、 ΔT_f 与 ΔT_r 分别为回热初始与结束时刻工质与回热器的温度变化、 ΔT_s 与 ΔT_e 分别为回热初始与结束时刻工质与回热器之间的温差、 ΔT_m 为该段时间步长内回热器与工质之间的平均换热温差。根据有限热容模型的假设，回热器的初始温度分布仍为线性分布，初始时刻各子回器的工质入口温度、任意时刻回热器的工质入口温度为 T_l

$$T_{r,0\sim i} = T_l + \frac{T_h - T_l}{n_r + 1}i, (0 \leq i \leq n_r) \quad (2-46)$$

$$T_{f,0\sim i} = T_l, (0 \leq i \leq n_r) \quad (2-47)$$

$$T_{f,k\sim 0} = T_l, (0 \leq k \leq n_\tau) \quad (2-48)$$

将方程组(2-39)~(2-45)与方程组(2-46)~(2-48)联立，通过平均温差法可以求出第 k 个时间步长结束后，回热器的工质出口温度 $T_{f,k\sim n_r}$ ，则该段时间步长内，回热器的回热量 $\Delta Q_{r,k}$ 为：

$$\Delta Q_{r,k} = m'_{fs} c_f (T_{f,k \sim n_r} - T_l) \frac{\tau_r}{n_\tau} \quad (2-49)$$

工质流速 u_f 与质量流量 m'_{fs} 的关系如下

$$m'_{fs} = \frac{\rho_f d_r^2 \pi \phi}{4} u_f \quad (2-50)$$

根据回热效率的定义,在整个回热过程中,有限热容回热器模型回热效率计算公式为:

$$\eta_r = \frac{\sum_{k=1}^{n_\tau} \Delta Q_{r,k}}{m'_f c_f (T_h - T_l) \tau_r} \quad (2-51)$$

整理方程组(2-49)~(2-51)可得

$$\eta_r = \frac{\sum_{k=1}^{n_\tau} (T_{f,k \sim n_r} - T_l)}{n_\tau (T_h - T_l)} \quad (2-52)$$

当回热时间 $\tau_r = 0.05s$ 、工质流速 $u_f = 2m/s$ 、回热器分段数 $n_r = 50$ 、回热时间分段数 $n_\tau = 700$ 时,图 2.8 给出了不同多孔介质比热容 c_r 下,回热器出口温度随时间的变化情况。从图中可以看出,随着多孔介质比热容的增大,有限热容模型中回热器工质出口温度的变化趋势越来越接近无限热容模型。

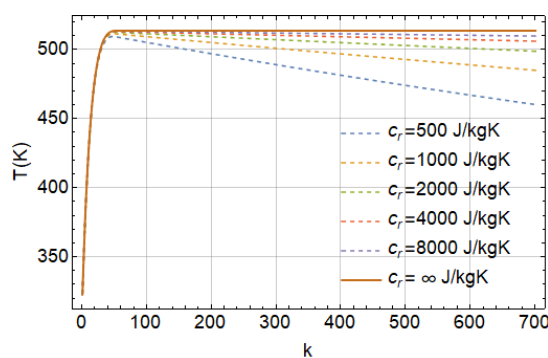


图 2.8 非均温有限热容模型中,回热器工质出口温度随时间的变化曲线

为了进一步说明有限热容条件对回热过程的影响,表 2.2 给出了不同多孔介质比热容 c_r 下,有限热容模型回热效率的变化情况。从表中数据可以看出,当多孔介质比热容增大时,有限热容模型与无限热容模型间的回热效率差异逐渐减小。当多孔介质的比热容从 $0.5kJ/kgK$ 增大到 $16kJ/kgK$ 时,有限热容模型与无限热容模型回热效率的差异从 9.87% 缩小至 0.9% 。在实际应用中,通常会采用较大热容量的材料作为回热器的填充,以减小回热器温度变化给回热过程带来的影响。

表 2.2 非均温无限热容模型与不同 c_r 下的非均温有限热容模型中的 η_r

$c_r(kJ/kgK)$	无限热容模型 $\eta_{r1}(\%)$	有限热容模型 $\eta_{r2}(\%)$	$\eta_{r1} - \eta_{r2}(\%)$
0.5	63.15	53.28	9.87
1		57.71	5.44
2		60.08	3.07
4		61.31	1.84
8		61.93	1.22
16		62.25	0.9

为了说明在非均温、有限热容条件下，黏性耗散对回热过程的影响，表 2.3 给出了当工质流速 $u_f = 1 \sim 10 m/s$ 时，考虑黏性耗散回热器模型的回热效率 η_r 与不考虑黏性耗散回热器模型的回热效率 η_{r0} 。从表 2.3 的数据中可以看出，随着工质流速的增大，黏性耗散对回热效率的影响逐渐增大，当工质流速从 $1 m/s$ 逐渐增大到 $10 m/s$ 时， η_r 与 η_{r0} 之间的差异从 0.02% 增大到了 0.79% 。这意味着在工质流速较高的情况下，黏性耗散对回热过程的影响较为明显，在回热器的设计研发中应当予以考虑。

表 2.3 非均温有限热容条件下考虑黏性耗散模型的 η_r 与不考虑黏性耗散模型的 η_{r0}

$u_f(m/s)$	$\eta_r(\%)$	$\eta_{r0}(\%)$	$\eta_r - \eta_{r0}(\%)$
1	92.10	92.08	0.02
2	88.93	88.87	0.06
4	84.03	83.85	0.18
6	79.88	79.53	0.35
8	76.33	75.78	0.55
10	73.12	72.33	0.79

2.3 本章小结

本章基于有限时间热力学方法，研究了低温工质流经回热器被加热的过程。建立

了回热器有限时间热力学模型，讨论了回热过程中工质内部发生的黏性耗散对回热效率的影响。需要特别说明的是，在模型的建立过程中，本章对回热器内部多孔介质在回热过程中的温度分布做了以下三种不同的假设：均温分布，无限热容；线性分布、无限热容；线性分布、有限热容。针对每种假设，推导出了回热效率的表达式，并在此基础上探究了黏性耗散对回热过程的影响机理。研究结果显示，考虑黏性耗散的回热器理论模型在相同工况下的回热效率往往比不考虑黏性耗散模型中的回热效率要更高一些，这是因为回热过程中发生的黏性耗散导致工质自身动能转化为热能，加速了工质温度的上升。

通过调节模型中的各项参数发现，黏性耗散对回热过程的促进作用与回热器内部填充多孔介质的孔隙率成负相关，即多孔介质孔隙率越小，黏性耗散对回热过程的影响就越大。究其根源，是因为孔隙率的减小会引起多孔介质材料渗透率的降低，造成黏性耗散作用的增强。

从回热效率的表达式中可以看出，工质与多孔介质之间传热温差越大、黏性耗散对回热过程的影响就越弱。这种现象产生的机理在于，工质温度的升高是由工质与多孔介质之间的温差以及黏性耗散作用共同造成的，当传热温差增大，黏性耗散在推动工质温度上升过程中所起的作用就会相对减小。

多孔介质自身热容量越大，黏性耗散对回热过程造成的影响就越弱。这是因为较大的热容量能够使多孔介质在回热过程中发生较小的温度变化，保持其与工质之间较大的传热温差，降低黏性耗散对回热过程影响。

回热器的流动阻力是斯特林发动机优化设计中无法回避的话题，也是提升斯特林发动机性能的关键。本章建立的回热器理论模型考虑了由流动阻力导致的黏性耗散对回热过程的影响，对实际工况进行了更细致的描述，对斯特林发动机的优化设计具有一定的参考价值。

3 变物性对回热过程的影响

在第 2 章的理论推导中,涉及到的所有物性参数均被视作恒定常数,这一假设虽然具有一定的合理性,但与实际情况不完全相符。工质在回热过程中,各项物性参数均会发生变化。将工质物性参数的变化情况纳入理论模型的考虑范围之内,有助于建立更加贴合实际情况的回热器模型。本章在第 2 章所建立的常物性回热器理论模型的基础之上,考虑回热过程中工质物性参数的变化情况,同时将工质流经回热器内部多孔介质时,因流动阻力而发生的压力降低纳入理论模型的考虑范围之内,通过数值方法对模型中的回热过程进行研究,分析变物性对回热过程的影响。

3.1 变物性均温回热器理论模型

同第 2 章中的均温回热器理论模型相似,本模型在以下假设前提下进行推导,需要特别说明的是,回热器内部流阻会导致工质压力发生变化,造成工质物性的变化^[71]。为了在理论模型中描述这种情况,本部分将采用分段模型:

- (1) 将回热器视为 n 个子回热器的串联,各子回热器之间除工质流通外没有其他形式的热交换。
- (2) 回热器内部导热系数视为极大,即回热器内部不存在温度梯度。
- (3) 工质流经回热器的质量流量视为一恒定值。
- (4) 工质在单个子回热器内视为恒压运行,子回热器之间的压降由 Tanaka^[72]提出的流阻经验公式进行计算。
- (5) 工质压力的降低会导致其流速发生变化,使得工质与各子回热器之间的回热时间不再相同,记第 i 个回热器的回热时间记为 $\Delta\tau_i$ 。
- (6) 工质在任一子回热器内部视为匀速流动,但各个子回热器内工质流速互不相同。
- (7) 回热器工作时,内部多孔介质骨架温度记为 T_{rh} ,回热过程中保持不变。
- (8) 斯特林循环理想状况下工质的膨胀、压缩温度记为 T_h 、 T_l 。
- (9) 回热器内部视为均匀分布的多孔介质。

(10) 工质视为理想气体，满足理想气体状态方程。

工质流经回热器时因多孔介质内部流阻而出现压降的现象是实际工程中无法避免的问题，有许多学者针对这一现象做出了细致的研究。本文根据 Tanaka^[72]提出的适用于金属丝网、泡沫金属以及烧结金属的基于雷诺数的回热器流阻系数相关方程，对工质流经子回热器时发生的压降进行求解：

$$f_h = \frac{175}{Re_{dh}} + 1.60 \quad (3-1)$$

$$Re_{dh} = \frac{\rho_f u_f d_h}{\mu_f}, 10 < Re_{dh} < 4000 \quad (3-2)$$

$$\Delta P = f_h \frac{1}{2} \rho_f u_f^2 \frac{L}{d_h} \quad (3-3)$$

其中 f_h 为流阻系数、 d_h 为多孔介质材料的水力直径、 L 为多孔介质部分长度，当回热器被分为 n 个子回热器，则单个子回热器长度为 $\frac{L}{n}$ ，记为 L_s 。则可以通过上述方程近似地求出第 i 个子回热器产生的压降 ΔP_i ：

$$\Delta P_i \approx f_i \frac{1}{2} \rho_{f,i-1} u_{f,i-1}^2 \frac{L_s}{d_h} \quad (3-4)$$

其中， f_i 为第 i 个子回热器内部的流阻系数、 $u_{f,i-1}$ 为第 i 个子回热器的工质入口流速、 $\rho_{f,i-1}$ 为第 i 个子回热器的工质入口密度。又因为假设工质满足理想气体状态方程，那么可以求得工质在相邻子回热器之间流动时，速度、密度的变化情况。记第 i 个子回热器的回热时间为 $\Delta \tau_i$ ，因为在子回热器中工质流速的变化幅度较小，那么工质经过子回热器所花的时间 $\Delta \tau_i$ 可近似写为

$$\Delta \tau_i \approx \frac{L_s}{u_{f,i-1}} \quad (3-5)$$

根据理想气体状态方程，可以得出第 $i+1$ 个子回热器入口流速与第 i 个子回热器入口流速之间的关系：

$$\frac{u_{f,i}}{u_{f,i-1}} = \frac{T_{f,i}}{T_{f,i-1}} \frac{P_{i-1}}{P_i} \quad (3-6)$$

$$P_i = P_{i-1} - \Delta P_i \quad (3-7)$$

其中 P_i 为第 i 个子回热器的工质出口压力，同理也可以获得第 $i+1$ 个子回热器工质入

口密度与第 i 个子回热器工质入口密度之间的关系：

$$\frac{\rho_{f,i}}{\rho_{f,i-1}} = \frac{T_{f,i-1}}{T_{f,i}} \times \frac{P_i}{P_{i-1}} \quad (3-8)$$

与此同时，工质流速、密度的改变会影响影响工质与多孔介质之间的对流换热系数，根据文献[42]提出的回热器换热关联式对其进行计算，式中 λ_f 为工质的导热系数：

$$Nu = 3.56 + 0.36 Re_{dh}^{0.66} \quad (3-9)$$

$$Nu = \frac{h d_h}{\lambda_f} \quad (3-10)$$

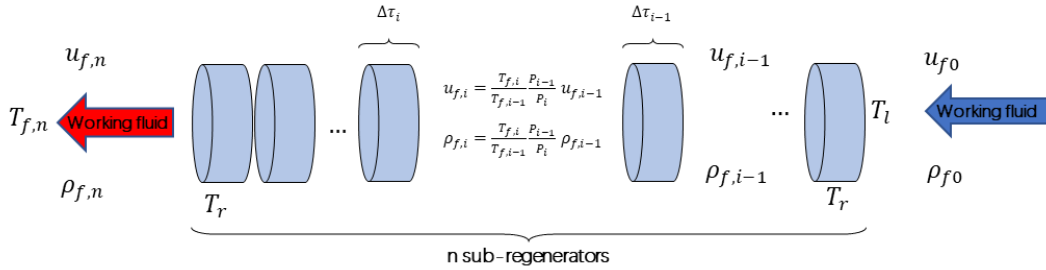


图 3.1 变物性回热器均温模型示意图

接下来对换热微分方程进行修改，将原方程中的 c_f 、 μ_f 、 λ_f 、 ρ_f 、 u_f 视为随温度、压力变化的函数。由于多孔介质作为固体存在于回热器内部，其密度 ρ_r 、比热容 c_r 的变化程度相比于工质要小很多，在这里将其继续视为不变。工质物性随温度变化的实际情况较为复杂，很难通过函数准确描述其实际变化情况，因此本文采用软件 MATHEMATICA 内置的热力学数据库 ThermodynamicData，根据温度、压力，能够直接获取对应的工质物性参数。根据上述内容，可得变物性均温回热器模型中单个子回热器的换热微分方程如下：

$$C_{f,i} dT_{f,i} = (h_i \Omega (T_{rh} - T_{f,i}) + \frac{\mu_{f,i} u_{f,i}^2}{K_p}) d\tau \quad (3-11)$$

$$C_{f,i} = \phi \rho_{f,i} c_{f,i} \quad (3-12)$$

$$\rho_{f,i} = \frac{T_{f,i-1}}{T_f} \frac{P_i}{P_{i-1}} \rho_{f,i-1} \quad (3-13)$$

$$u_{f,i} = \frac{T_{f,i-1}}{T_{f,i-1}} \frac{P_{i-1}}{P_i} u_{f,i-1} \quad (3-14)$$

其中 h_i 为第 i 个子回热器内工质与多孔介质间的对流换热系数，通过式(3-9)、(3-10)计算得出； $\mu_{f,i}$ 为第 i 个子回热器内部工质的动力粘度。微分方程组(3-11)~(3-14)在初始时刻 $\tau = 0$ 时的边界条件为：

$$u_{f,0} = u_{f0} \quad (3-15)$$

$$\rho_{f,0} = \rho_{f0} \quad (3-16)$$

$$T_{rh} = (T_h + T_l)/2 \quad (3-17)$$

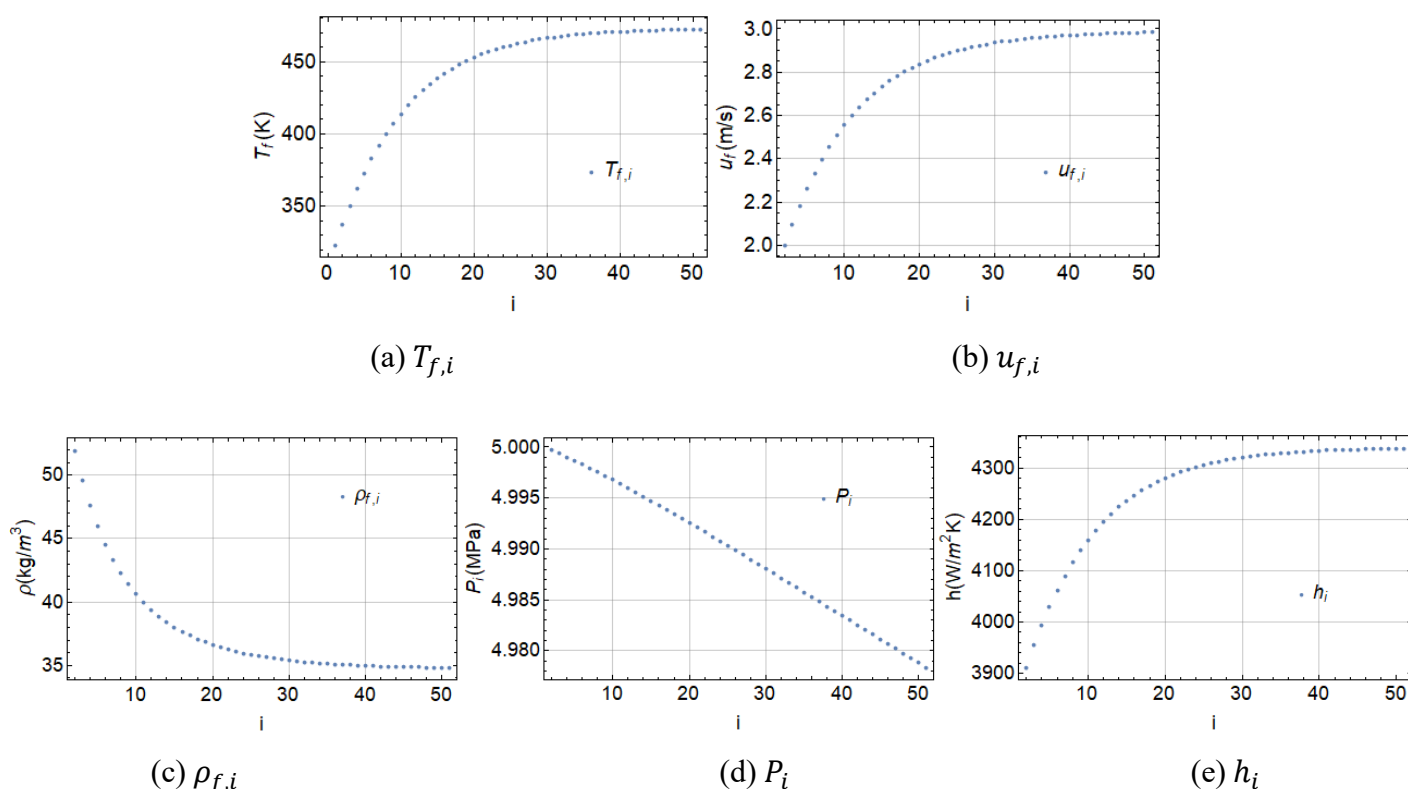


图 3.2 变物性均温无限热容模型中，各子回热器出口的 $T_{f,i}$ 、 $u_{f,i}$ 、 $\rho_{f,i}$ 、 P_i 、 h_i

由于考虑了物性的变化因素，方程组变得较为复杂，难以像 2.2 中通过理论推导求得回热器工质出口温度的解析解，因此采用数值方法可以获得回热器出口温度的数值解。将边界条件(3-15)~(3-17)代入方程组(3-11)~(3-14)，从工质流经第一个子回器开始计算，可以得到工质流经整个回热器过程中，每个子回热器出口的工质状态。图 3.2 中，给出了当回热器分段数 $n=50$ 时，各个子回热器工质出口温度 $T_{f,i}$ 、出口速度 $u_{f,i}$ 、出口密度 $\rho_{f,i}$ 、出口压力 P_i 以及子回热器内部对流换热系数 h_i 的变化情况。

从图 3.2(a)中可以看出,当工质流经各个子回热器后,温度越来越接近回热器的温度。与此同时,随着工质与回热器之间温差的减小,工质温度上升的速度会逐渐降低。从图 3.2 (b), (c), (d)中可以看到因为变物性的缘故,在流动过程中,工质压力降低,密度减小、同时速度升高,这一现象与实际工况中工质物性的变化趋势相符合。从图 3.2(e)中可以看出在变物性的影响下,工质与子回热器之间的对流换热系数 h_i 逐渐增大。

表 3.1 均温无限热容条件下常物性模型与变物性模型中的回热效率 η_r

工质入口流速(m/s)	常物性模型 $\eta_{r1}(\%)$	变物性模型 $\eta_{r2}(\%)$	$\eta_{r2} - \eta_{r1}(\%)$
2	49.66	49.78	0.12
4	48.97	49.23	0.26
6	48.25	48.62	0.37
8	47.58	48.03	0.45
10	46.96	47.47	0.51

表 3.2 均温无限热容条件下常物性模型与变物性模型中的流阻压降 ΔP

工质入口流速(m/s)	常物性模型 $\Delta P_1(\text{MPa})$	变物性模型 $\Delta P_2(\text{MPa})$	$\frac{\Delta P_2 - \Delta P_1}{\Delta P_1} (\%)$
2	0.015	0.022	46.67
4	0.060	0.084	40.00
6	0.135	0.186	37.78
8	0.239	0.332	38.91
10	0.374	0.523	39.83

为了进一步说明变物性因素在均温模型中给回热过程带来的影响,表 3.1、3.2 给出了常物性均温无限热容模型与变物性均温无限热容模型中回热效率 η_r 、流阻压降 ΔP 随入口流速的变化情况。具体工况如下:工质为氮气;工作压力为 5MPa;回热器长

度为 0.05m; 多孔介质孔隙率为 0.65; 工质膨胀、压缩的理想温度分别为 673K、323K; 多孔介质初始温度为 498K。

从表 3.1 中数据可以看出, 在均温回热器模型中, 变物性造成了回热效率的小幅度增加。这是因为变物性虽然会导致工质流速增大, 流经回热器时间缩短, 但同时会增强黏性耗散, 增大工质与回热器之间的对流换热系数, 强化两者间的热量交换, 最终使得回热效率出现小幅度的上升。数据显示, 当工质入口流速为 2m/s, 变物性模型中的回热效率比常物性模型中高 0.12%, 而入口流速为 10m/s 时, 变物性模型中的回热效率比常物性模型中高 0.51%, 可见在较高流速下, 变物性模型与常物性模型之间的区别会变得更加明显。表 3.2 的数据显示, 变物性模型中回热器的流阻压降更大, 当工质入口流速为 2m/s 时, 变物性模型中的流阻压降比常物性模型中要高出 46.67%, 当工质入口流速为 10m/s 时, 变物性模型中的流阻压降比常物性模型中高 39.83%, 可见变物性对回热器流阻压降有较大影响, 在回热过程的分析中应当予以考虑。

3.2 变物性无限热容非均温回热器理论模型

本节内容将在 3.1 的基础之上, 考虑回热器内部多孔介质的温度分布对回热过程所产生的影响, 形成新的回热器理论模型, 本部分是在以下假设的基础上进行的:

(1) 将回热器整体视为 n 个相同子回热器的串联, 各个回热器间除工质流动以外没有其他形式的热交换。

(2) 单个子回热器内部导热系数视为无穷大, 即子回热器可视为均温回热器进行研究。

(3) 沿工质流动方向 (工质吸热时) 第 i 子回热器内部多孔介质骨架的温度为 $T_{r,i} = T_l + \frac{T_h - T_l}{n+1} i$ 。

(4) 所有子回热器内部多孔介质骨架的比热容均视为无限大, 即回热器工作时, 多孔介质骨架的温度不发生变化, 维持初始温度。

(5) 工质在任一子回热器内部视为匀速流动, 第 i 个回热器换热时间记为 $\Delta\tau_i$ 。

(6) 各子回热器之间内部的工质压力互不相同，但单个子回热器内部的压力被视为一恒定数值，相邻子回热器之间的压降通过经验公式计算。

(7) 斯特林循环理想状况下工质的膨胀、压缩温度记为 T_h 、 T_l 。

(8) 回热器内部视为均匀分布的多孔介质。

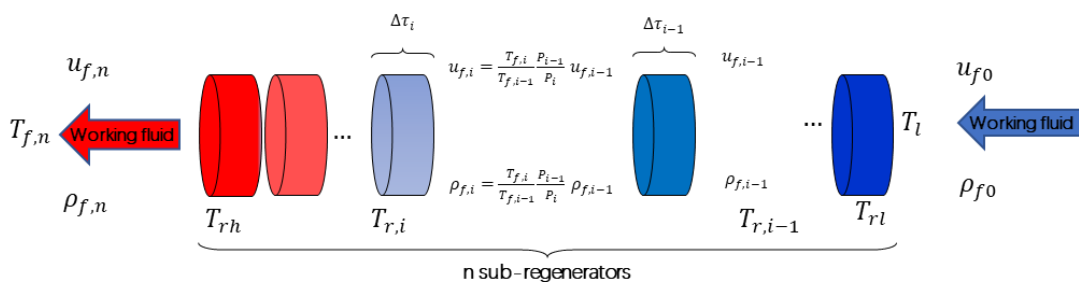


图 3.3 变物性非均温无限热容理论模型示意图

接下来列出无限热容条件下，第 i 个子回热器内部的换热微分方程组：

$$C_{f,i} dT_{f,i} = (h_i \Omega (T_{ri} - T_{f,i}) + \frac{\mu_{f,i} u_{f,i}^2}{K_p}) d\tau \quad (3-18)$$

$$C_{f,i} = \phi \rho_{f,i} c_{f,i} \quad (3-19)$$

$$\rho_{f,i} = \frac{T_{f,i-1}}{T_f} \frac{P_i}{P_{i-1}} \rho_{f,i-1} \quad (3-20)$$

$$u_{f,i} = \frac{T_{f,i}}{T_{f,i-1}} \frac{P_{i-1}}{P_i} u_{f,i-1} \quad (3-21)$$

微分方程组(3-18)~(3-21)在 $\tau = 0$ 时的边界条件为：

$$u_{f,0} = u_{f0} \quad (3-22)$$

$$\rho_{f,0} = \rho_{f0} \quad (3-23)$$

$$T_{ri} = T_l + \frac{T_h - T_l}{n+1} i \quad (3-24)$$

从第一个子回热器开始，因为工质入口温度即为工质初始温度 T_l ，因此可以通过数值方法求得第一个子回热器的工质出口温度 $T_{f,1}$ ，并将其作为第二个子回热器的工质入口温度。当子回热器个数 n 确定时，可以求得工质经历 n 次换热后的最终温度。完成

上述计算过程，并将每个子回热器的工质出口温度记录下来，可以得到工质温度在回热过程中的变化情况。取分段数 $n=50$ ，工况与 3.1 中相同，工质入口流速为 2m/s，各子回热器自身温度 T_{ri} 以及工质出口温度 $T_{f,i}$ 的变化情况如图 3.4 所示。

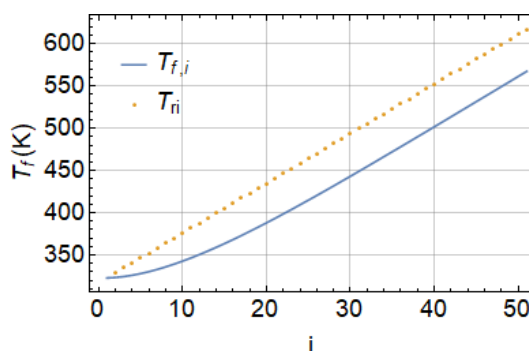


图 3.4 变物性非均温无限热容模型中， T_{ri} 、 $T_{f,i}$ 的变化情况

为进一步说明在非均温、无限热容条件下，变物性对回热过程造成的影响，考虑在与 3.1 中相同的工况下，常物性以及变物性回热器模型中 $T_{f,i}$ 的变化情况。

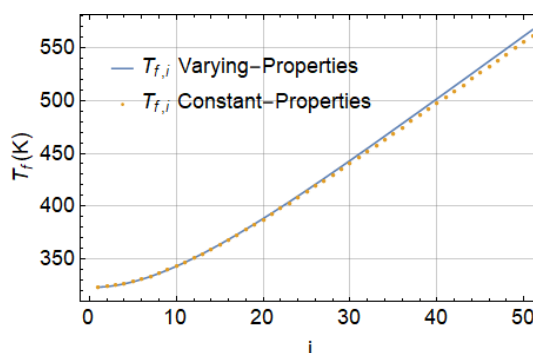


图 3.5 相同工况下，变（常）物性非均温无限热容模型中 $T_{f,i}$ 的变化曲线

可见变物性对单次回热过程整体的影响较为微弱，表 3.3、3.4 列出了不同工质入口流速条件下，常物性、变物性非均温无限热容模型中的回热效率 η_r 以及流阻压降 ΔP 。

从表 3.3 中可以发现，变物性模型中的回热效率比常物性模型中略高。这是因为在变物性条件下，低温工质流经回热器被加热的过程中，温度的升高和压力的降低将会导致工质密度减小、流速增大，强化了回热过程中黏性耗散的作用。同时，变物性还会增大工质与多孔介质之间的对流换热系数，进一步强化两者间的热量交换。当工

质入口流速为 2m/s 时,变物性模型中的回热效率要比常物性模型的回热效率高 1.98% 。而工质流速提高到 10m/s 时,这一数值则变为了 2.13% 。表 3.4 的数据说明,与常物性模型相比,变物性模型具有较大的流阻损失,其内在机理是变物性条件下,工质流经回热器过程中,工质流速会有所提升,因此流阻压降也随之增大。当工质入口流速为 $2\text{m/s}\sim 10\text{m/s}$,变物性模型的流阻压降要比常物性模型中高出 $30.8\%\sim 40\%$,可见在均温与非均温条件下,变物性对回热器流阻压降均有较为明显的影响,在回热器的设计研发中应当予以考虑。

表 3.3 非均温无限热容条件下常物性模型与变物性模型中的回热效率 η_r

工质入口流速(m/s)	常物性模型 $\eta_{r1}(\%)$	变物性模型 $\eta_{r2}(\%)$	$\eta_{r2} - \eta_{r1}(\%)$
2	79.51	81.49	1.98
4	74.23	76.37	2.14
6	70.77	72.94	2.17
8	68.16	70.32	2.16
10	66.07	68.20	2.13

表 3.4 非均温无限热容条件下常物性模型与变物性模型中的流阻压降 ΔP

工质入口流速(m/s)	常物性模型 $\Delta P_1(\text{MPa})$	变物性模型 $\Delta P_2(\text{MPa})$	$\frac{\Delta P_2 - \Delta P_1}{\Delta P_1} (\%)$
2	0.015	0.021	40.0
4	0.060	0.080	33.3
6	0.135	0.177	31.1
8	0.240	0.314	30.8
10	0.374	0.495	32.4

3.3 变物性有限热容非均温回热器理论模型

本部分内容考虑了回热器内部多孔介质温度场随时间变化的因素,将理论模型进

一步贴近实际情况。本节内容的计算与是基于与 3.2 中类似的假设前提，在此不再赘述。不同的是不再将多孔介质的比热容为视为无限大，而是将其视为随自身温度在一定范围内变化的变量，同时参考 2.2.3 中的方法，将回热器以及回热时间分别划分为 n_r 、 n_τ 段，根据回热器初始温度分布以工质进口温度，通过平均温差法，可以得到第 k 段时间步长内，第 i 个子回热器的换热情况。

$$m_{rs}c_r(T_{r,k-1\sim i})\Delta T_r = -h_{k\sim i}\Omega \frac{d_r^2\pi L}{4n_r}\Delta T_m \frac{\tau_r}{n_\tau} \quad (3-25)$$

$$m'_{fs}c_{f,i}(T_{f,k-1\sim i-1})\Delta T_f \frac{\tau_r}{n_\tau} = (h_i\Omega\Delta T_m + \mu_{f,k\sim i}\frac{u_{f,k-1\sim i-1}^2}{K_p})\frac{d_r^2\pi L}{4n_r}\frac{\tau_r}{n_\tau} \quad (3-26)$$

$$u_{f,k\sim i} = \frac{P_{k-1\sim i-1}}{P_{k\sim i}}\frac{T_{f,k\sim i}}{T_{f,k-1\sim i-1}}u_{f,k-1\sim i-1} \quad (3-27)$$

$$\rho_{f,k\sim i} = \frac{T_{f,k\sim i-1}}{T_{f,k\sim i}}\frac{P_{k\sim i}}{P_{k-1\sim i-1}}\rho_{f,k-1\sim i-1} \quad (3-28)$$

方程组(3-25)~(3-28)在初始回热时刻的边界条件为

$$T_{r,0\sim i} = T_l + \frac{T_h - T_l}{n + 1}i, (0 \leq i \leq n_r) \quad (3-29)$$

$$T_{f,0\sim i} = T_l, (0 \leq i \leq n_r) \quad (3-30)$$

$$P_{f,0\sim i} = P_{f,0}, (0 \leq i \leq n_r) \quad (3-31)$$

$$u_{f,0\sim i} = u_{f,0}, (0 \leq i \leq n_r) \quad (3-32)$$

$$\rho_{f,0\sim i} = \rho_{f,0}, (0 \leq i \leq n_r) \quad (3-33)$$

在回热器入口处的边界条件为

$$T_{f,k\sim 0} = T_l, (0 \leq k \leq n_\tau) \quad (3-34)$$

$$P_{f,k\sim 0} = P_{f,0}, (0 \leq k \leq n_\tau) \quad (3-35)$$

$$u_{f,k\sim 0} = u_{f,0}, (0 \leq k \leq n_\tau) \quad (3-36)$$

$$\rho_{f,k\sim 0} = \rho_{f,0}, (0 \leq k \leq n_\tau) \quad (3-37)$$

上述方程组中的 $u_{f,k\sim i}$ 、 $\rho_{f,k\sim i}$ 、 $P_{k\sim i}$ 分别为第 k 段回热时间结束后，第 i 个子回热器的工质出口流速、密度、压力。将边界条件(3-29)~(3-33)、(3-34)~(3-37)代入方程组(3-25)~(3-28)，使用平均温差法，从回热初始时刻开始计算，直至回热过程结束。可以获

得每段回热时间结束后每个子回热器的工质出口温度、密度、流速以及压力，随后根据式(2-52)计算平均回热效率。

表 3.5 非均温有限热容条件下常物性模型与变物性模型中的回热效率 η_r

$u_f(m/s)$	常物性模型 $\eta_{r1}(\%)$	变物性模型 $\eta_{r2}(\%)$	$\eta_{r2} - \eta_{r1}(\%)$
2	69.24	70.82	1.58
4	56.91	57.99	1.08
6	48.29	49.00	0.71
8	41.81	42.28	0.47
10	37.00	37.21	0.21

表 3.6 非均温有限热容条件下常物性模型与变物性模型中的流阻压降 ΔP_f

$u_f(m/s)$	常物性模型 $\Delta P_{f1}(MPa)$	变物性模型 $\Delta P_{f2}(MPa)$	$\frac{\Delta P_{f2} - \Delta P_{f1}}{\Delta P_{f1}}(\%)$
2	0.015	0.019	26.67
4	0.061	0.069	13.11
6	0.135	0.150	11.11
8	0.240	0.262	9.17
10	0.374	0.408	9.09

为了研究变物性在有限热容条件下，对回热过程造成的影响，现取回热器分段数 $n_r = 50$ 、回热时间分段数 $n_t = 1000$ ， $\tau_r = 0.05s$ ，工况与 3.1 中相同。表 3.5、3.6 给出了在不同的 u_f 下，常物性与变物性非均温有限热容模型中的回热效率。从表中数据可以看出，在非均温、有限热容假设条件下，变物性模型中的回热效率要比常物性模型中的回热效率略高。当工质入口流速为 $2m/s$ 时，变物性模型的回热效率比常物性模型中的高1.58%，而当工质入口流速为 $10m/s$ 时，该数值变为了0.21%。与此同时，变物性模型仍然具有较大的回热器流阻压降，当工质初始流速为 $10m/s$ 时，变物性模型的流阻压降要比常物性模型中的流阻压升高9.09%。造成上述现象的内在机理已在 3.2

末尾解释过，在此不再赘述。从表 3.6 中还可以看出，当工质流速增大时，回热器的流阻压降有所上升，这与文献[62]通过数值计算得出的结果是相同的。

3.4 本章小结

本章在第 2 章工作的基础上，通过使用 Tanaka^[72]提出的回热器压降计算经验公式，考虑压力降低以及温度升高对工质物性造成的影响，基于三种不同的回热器温度分布假设，构建了对应假设条件下的变物性回热器模型。随后使用数值方法，求解模型中的换热微分方程，得出了模型中各个子回器出口处工质温度、压力等参数的变化情况，研究了变物性对回热过程造成的影响。

通过比较变物性与常物性条件下，均温无限热容模型、非均温无限热容模型以及非均温有限热容模型中流阻压降的变化情况，发现变物性模型具有更大的回热器流阻压降，特别是在工质入口流速较高的情况下，这种现象在回热过程的分析中应当予以考虑。随后比较各模型中回热效率的变化情况，发现在低温工质流经回热器被加热的过程中，工质物性的变化对回热过程造成的影响可分为三个方面：缩短工质流经回热器的时间、加强黏性耗散、增大对流换热系数。当工质流速较低时，后两者的作用较为明显，回热效率上升；当工质流速较高时，前者作用较为明显，回热效率的上升幅度明显减弱。

4 回热器流阻对斯特林发动机性能的影响

为了研究回热器流阻对斯特林发动机性能的影响，本章将用第二章中建立的无限热容回热器模型替代已有的斯特林等温模型^[47]中的回热器模型，并参考由文献 [73]、[74]中提出的包含流动损失的斯特林整机等温模型，最终建立一个考虑由回热器内部流动阻力引起的黏性耗散以及功率损失的斯特林发动机等温模型，并研究回热器各项参数对斯特林发动机输出功率以及整机效率的影响。由于在实际工况中，回热器的温度分布是连续的，为了尽可能地使模型贴合这一状况，减少不必要的计算误差，本章将使用 $n \rightarrow \infty$ 的常物性非均温无限热容回热器模型。

4.1 考虑流阻因素的斯特林发动机等温模型

本节建立的斯特林发动机等温模型整合了文献[47]、[73]以及[74]中的斯特林发动机模型，综合考虑了回热器的不可逆流阻损失与不可逆回热损失，其推导过程基于以下假设。

- (1) 工质的回热过程视为不可逆，而膨胀、压缩对外做功的过程仍视为等温过程。
- (2) 回热过程结束后工质首先与高/低热源进行换热，达到理想温度后再进行膨胀/压缩过程。
- (3) 斯特林发动机回热效率 η_r 通过本文先前建立的考虑黏性耗散的回热器模型进行计算。

Q_r 为回热器的回热损失

$$Q_r = (1 - \eta_r)m_f c_f (T_h - T_l) \quad (4-1)$$

Q_H 为循环过程中由高温热源提供的热量

$$Q_H = Q_r + W_{exp} \quad (4-2)$$

Q_L 为循环过程中由低温热源吸收的热量

$$Q_L = Q_r + W_{com} \quad (4-3)$$

又因为工质膨胀，压缩的过程被视为等温过程，假设工质为理想气体，体积压缩比记

为 γ ，由此可以得到

$$W_{exp} = m_f \times R_g \times T_h \times \ln \gamma \quad (4-4)$$

$$W_{com} = m_f \times R_g \times T_l \times \ln \gamma \quad (4-5)$$

等温膨胀/压缩时，工质与高/低热源间换热量可分别表示为

$$Q_H = \alpha_H (T_H - T_h) \tau_H \quad (4-6)$$

$$Q_L = \alpha_L (T_l - T_L) \tau_L \quad (4-7)$$

根据方程组(4-1)~(4-7)，可得工质理想膨胀、压缩温度的表达式为

$$T_h = \frac{B_4 T_L + (B_4 - C_4 + 1) A_4 T_H}{(B_4 - C_4 + 1)(C_4 + A_4 + 1) - 1} \quad (4-8)$$

$$T_l = \frac{A_4 T_H + (A_4 + C_4 + 1) B_4 T_L}{(B_4 - C_4 + 1)(C_4 + A_4 + 1) - 1} \quad (4-9)$$

$$A_4 = \frac{\alpha_H \tau_H}{(1 - \eta_r) m_f c_f}, B_4 = \frac{\alpha_L \tau_L}{(1 - \eta_r) m_f c_f}, C_4 = \frac{R_g \times \ln \gamma}{(1 - \eta_r) c_f} \quad (4-10)$$

在这里需要特别说明的是，由于考虑了回热过程中的流动阻力因素，工质在多孔介质内部流动时，需要克服流阻做功。一个完整的斯特林循环中，工质在回热器内往返一次，因此单次循环中工质克服流阻做功的功量为

$$W_r = \frac{2 \Delta P_r \times m_f' \times \tau_r}{\rho_f} \quad (4-11)$$

其中 ΔP_r 为工质流经回热器时产生的压降，通过 Tanaka^[72]提出的经验公式进行计算、 τ_r 为工质回热时间。综合以上推导过程，最终可以得到斯特林发动机的输出功率 P ：

$$P = \frac{Q_H - Q_L - W_r}{2 \tau_r + \tau_H + \tau_L} \quad (4-12)$$

以及整机循环效率 η

$$\eta = \frac{Q_H - Q_L - W_r}{Q_H} \quad (4-13)$$

4.2 考虑流阻因素的斯特林循环分析

在建立了考虑流阻的斯特林发动机等温模型后，本节将使用 2.2 中建立的无限热容分段回热器模型（常物性）表征该模型中的回热器，并分析回热器各项参数以及斯特林发动机内部工质质量、运行频率等因素对斯特林发动机输出功率以及整机效率

的影响状况。

将方程(4-1)~(4-7)、(4-11)代入(4-12)可得

$$\eta = \frac{m_f R_g (T_h - T_l) \ln \gamma - 2 \Delta P_r \frac{m_f}{\rho_f}}{m_f R_g T_h \ln \gamma + (1 - \eta_r) m_f c_f (T_h - T_l)} \quad (4-14)$$

当回热损失与流阻损失都不存在时, η 的取值记为 η_{ideal}

$$\eta_{ideal} = 1 - T_l / T_h \quad (4-15)$$

可见 η_{ideal} 为等温模型中斯特林发动机所能达到的最高效率, 当工质与高低热源之间不存在传热热阻时, η_{ideal} 的值与卡诺效率相等。绘制相同工况下, 考虑流阻的斯特林发动机等温模型中的整机效率 η 与文献[47]中斯特林发动机等温模型的整机效率 η_0 关于 η_r 的变化曲线, 如图 4.1 所示。

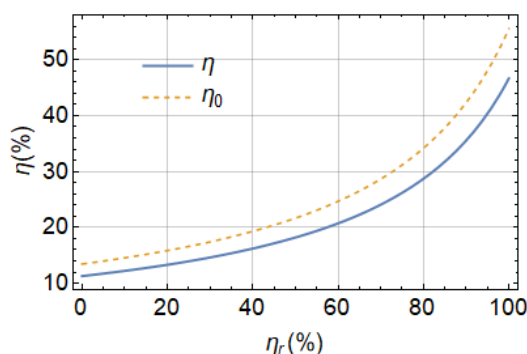


图 4.1 η 、 η_0 关于回热效率 η_r 的变化曲线

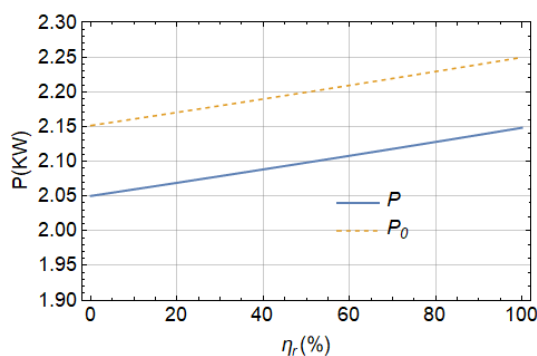


图 4.2 P 与 P_0 关于 η_r 的变化曲线

从图 4.1 可以看出, 无论是否考虑流阻因素, 回热效率 η_r 的提升均有助于斯特林发动机整机效率的提升, 但流阻的存在会降低斯特林发动机整机效率。为了进一步说明回热器对斯特林发动机性能的影响, 接下来研究回热效率 η_r 与斯特林发动机输出功

率 P 之间的联系。假设此时的高低热源温度 T_H 、 T_L 分别为 1000K、300K，工质为氮气，工作压力为 5MPa，工质质量 m_f 为 0.63g，工作频率 f 为 25Hz。那么通过 4.1 中建立的模型，可以得出固定工况下考虑流阻的等温模型中 P 以及文献[47]的等温模型中 P_0 关于 η_r 的变化曲线，如图 4.2 所示

从图 4.1、图 4.2 可以得出，回热器回热效率 η_r 的提升，能够让斯特林发动机的输出功率以及整机效率得到提升。同时从考虑流阻的等温模型与文献[47]中等温模型的对比中也可以看出，回热器流阻的存在导致了斯特林发动机这两项参数的降低，将斯特林发动机的输出功率降低了 0.1KW。如何在提高回热效率 η_r 的同时，尽量避免回热器流阻损失 W_r 的增大，是斯特林发动机性能优化的研究方向之一。

4.3 斯特林发动机模型中不可逆损失的分析

从 4.2 的结论中可以了解到，单纯的回热效率的提升对斯特林发动机来说无疑是有益的，因为这能够大大降低斯特林发动机的不可逆回热损失。然而回热器各项参数的改变所带来的影响是复杂的，为了进一步研究斯特林发动机在运行过程中产生不可逆损失的机理，以及等温模型中各项参数对斯特林发动机性能的影响，本节将在前文建立的无限热容分段回热器理论模型的基础上，研究工质密度 ρ_f 、工质比热容 c_f 、多孔介质孔隙率 ϕ 、多孔介质比表面积 Ω 、工质与多孔介质间的换热系数 h ，以及斯特林发动机运行频率 f 、工质质量 m_f 对斯特林发动机运行过程的影响。

4.3.1 工质热容量对斯特林发动机性能的影响

由前文结论可得，无限热容分段回热器的回热效率表达式为(2-37)，当工况确定，其他参数不变时，非均温、无限热容条件下，考虑黏性耗散的回热器模型的回热效率 η_r 与文献[47]中回热器模型的回热效率 η_{r0} 关于 $\rho_f c_f$ 变化曲线如图 4.3 所示，可以发现当 $\rho_f c_f$ 增大时，两种模型中的回热效率均出现了快速的下降，这同时也意味着回热器的不可逆回热损失出现了增加。究其原因，是因为工质热容量的增加导致了回热过程

中，工质温度变化幅度的降低，从而使得回热效率发生降低。

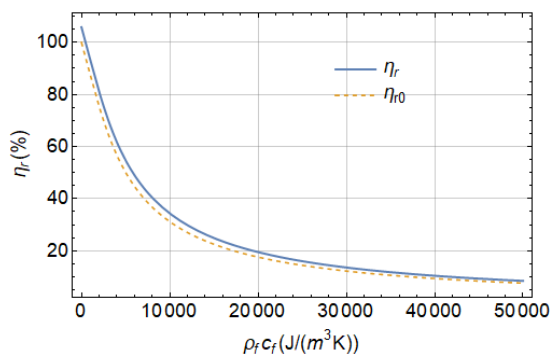


图 4.3 η_r 与 η_{r0} 关于 $\rho_f c_f$ 的变化曲线

接下来进行 ρ_f 、 c_f 对斯特林发动机不可逆损失影响的分析。从前文中可以得知，斯特林发动机的主要损失由回热器引起，而在回热器的引起的损失中，主要可以分为不可逆回热损失与不可逆流阻损失，也就是 4.1 中提及的 Q_r 以及 W_r 。假设这两种损失在一个循环中的平均功率分别为 Q_R 、 W_R ，可得

$$Q_R = Q_r \times f \quad (4-16)$$

$$W_R = W_r \times f \quad (4-17)$$

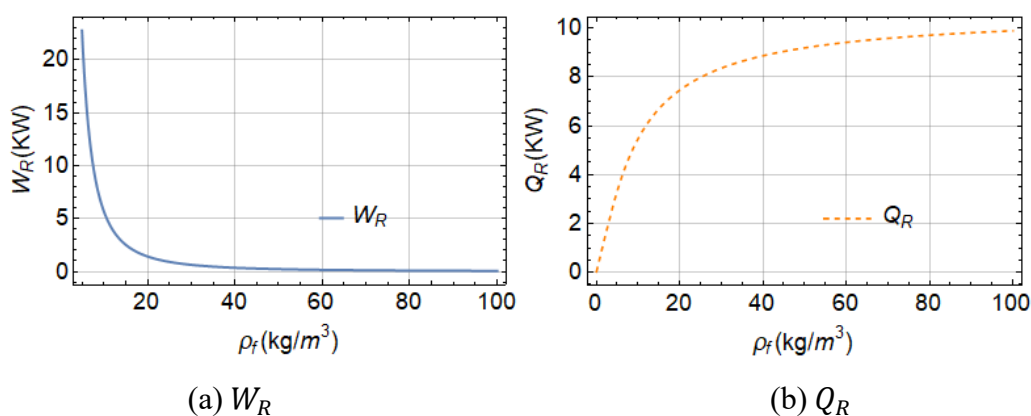


图 4.4 考虑流阻的斯特林发动机等温模型中， W_R 、 Q_R 关于 ρ_f 的变化曲线

现将 Q_R 以及 W_R 随 ρ_f 、 c_f 变化的曲线绘制出，如图 4.4、图 4.5 所示。从图 4.4 中可以看出，当 ρ_f 较小时，回热器不可逆损失中的流阻损失较大，这是因为在发动机工质质量不变的条件下，工质密度 ρ_f 减小到一定程度后会导致内部工质流速激增，进而导致 W_R 的快速上涨。而当 ρ_f 增大到 40 kg/m^3 左右时， W_R 几乎为零，这是因为在工质

质量一定的条件下，工质密度的增大会导致工质流速的降低，使其在回热器内部的流动变得非常缓慢，大大降低了流阻损失。但是从图 4.4 中可以发现，由于工质热容量上升，此时的不可逆回热损失 Q_R 增加到了 10KW，极大地阻碍了斯特林发动机性能的提升。

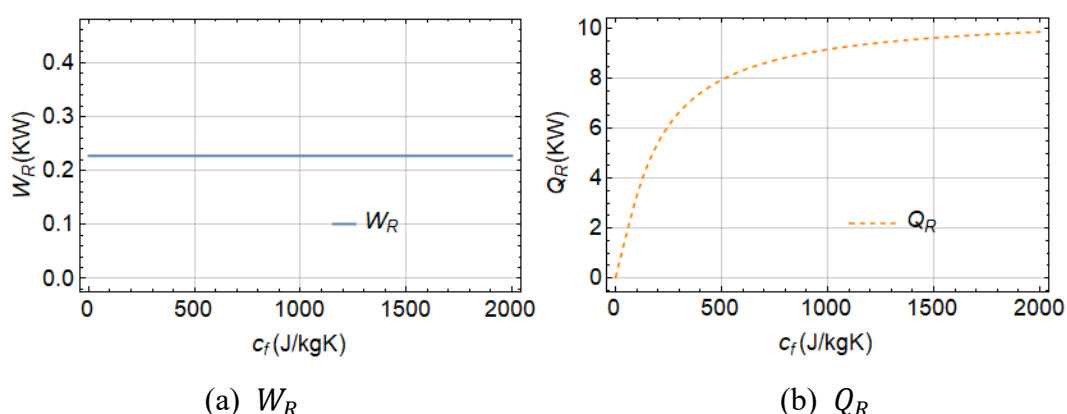


图 4.5 考虑流阻的斯特林发动机等温模型中， W_R 、 Q_R 关于 c_f 的变化曲线

从图 4.5 可以看出，由于 c_f 的增大不影响工质在斯特林发动机内部的流速，因此不会改变 W_R 的数值。但是会导致工质的热容量增大，使回热效率降低，造成不可逆回热损失 Q_R 增大，最终使得斯特林发动机的性能下降。

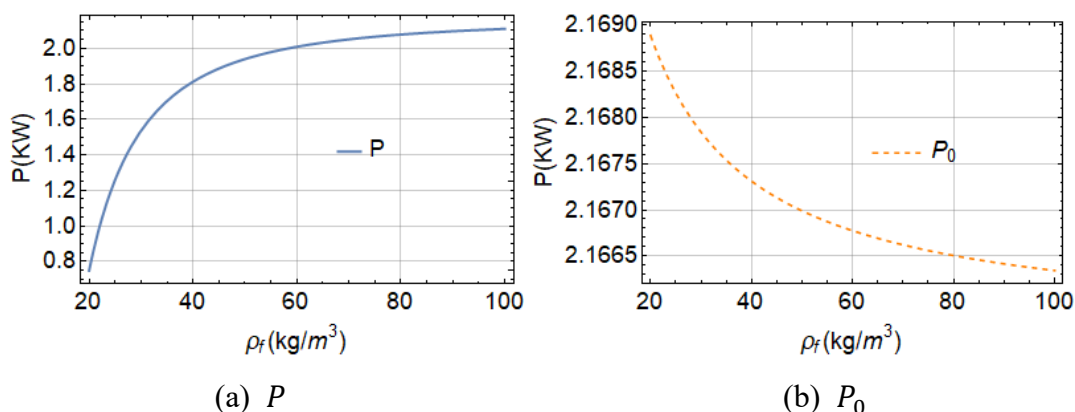


图 4.6 P 与 P_0 关于 ρ_f 的变化曲线

随后通过 4.1 中建立的考虑流阻的斯特林发动机等温模型，研究工质密度 ρ_f 与比热容 c_f 对斯特林发动机性能的影响，又因为在实际工况下，斯特林发动机内部工质质量 m_f 保持恒定，因此工质密度 ρ_f 的变化会引起工质流速的改变，引起流阻损失发生变

化，而工质比热容 c_f 的变化则不会。为了更细致地研究 ρ_f 、 c_f 对斯特林发动机性能的影响，在接下来的部分将分别对两者进行研究。

当工质密度 ρ_f 发生变化而比热容 c_f 不变时，考虑流阻的斯特林发动机等温模型与文献[46]的斯特林发动机等温模型中，整机输出功率 P 与 P_0 、整机效率 η 与 η_0 的变化情况如图 4.6、4.7 所示

从图 4.6 中可以看出工质密度 ρ_f 的增加对斯特林发动机输出功率的影响是多方面的，从 P_0 的变化趋势中可以看出，工质密度 ρ_f 的增加势必会造成回热效率 η_r 的下降，从而导致斯特林发动机输出功率降低。然而考虑流阻因素的影响后，工质密度 ρ_f 的增加可以在工质质量 m_f 、斯特林发动机工作频率 f 不变的前提下，降低工质流速，又因为工质流速的平方与回热器的流阻损失成正比，因此 ρ_f 的适当增加可以有效减小回热器流阻损失，提高斯特林发动机的输出功率。

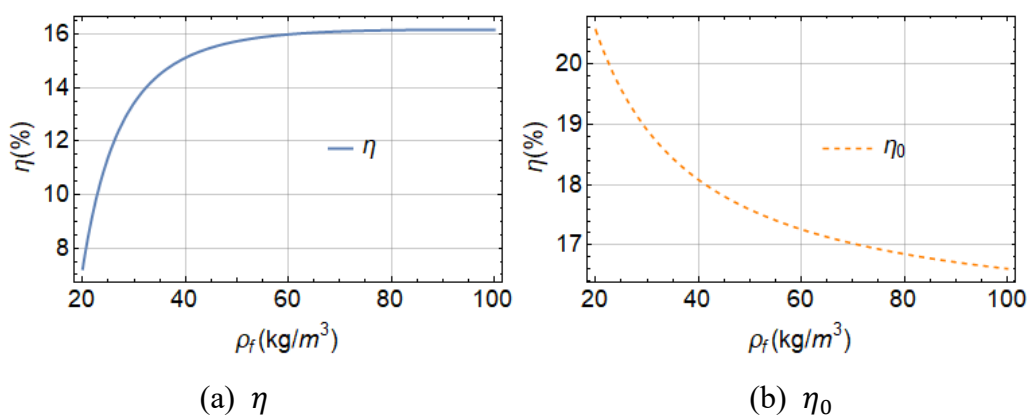


图 4.7 η 与 η_0 关于 ρ_f 的变化曲线

两种模型中整机效率 η 与 η_0 随 ρ_f 的变化规律与输出功率随 ρ_f 的变化规律相似，当 ρ_f 增大时，回热效率随之降低，导致不考虑流阻的等温模型中整机效率降低，而考虑回热器流阻损失后， ρ_f 的增大可以降低斯特林发动机内部工质流速，减少回热器流阻损失，从而提高整机效率 η ，但从图 4.7 中可以看出，考虑流阻模型中的输出功率虽然有所增加，但始终低于不考虑流阻模型中的输出功率。

由于工质比热容 c_f 发生变化时不会改变理论模型中工质的流速，因此 c_f 对两种斯特林发动机等温模型的整机功率 P 、 P_0 与整机效率 η 、 η_0 的影响是相似的， P 、 P_0 与 η 、

η_0 关于 c_f 的变化曲线如图 4.8、图 4.9 所示

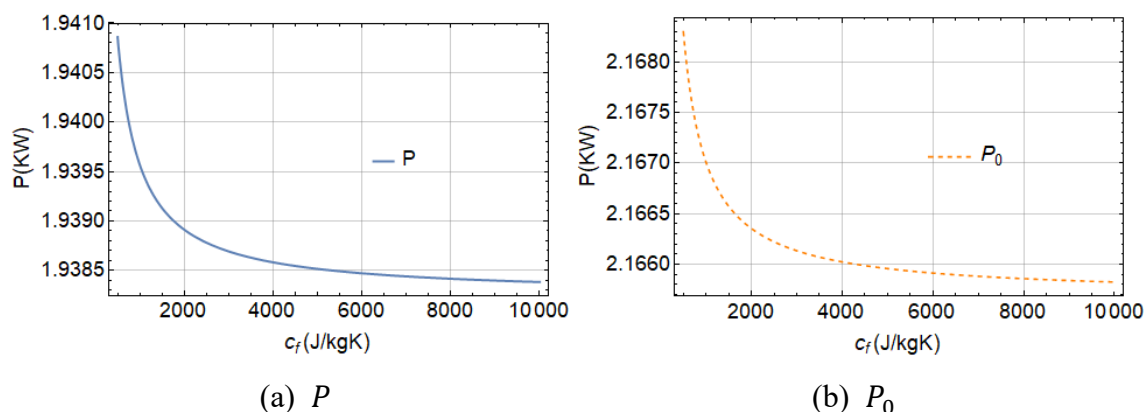


图 4.8 P 、 P_0 关于 c_f 的变化曲线

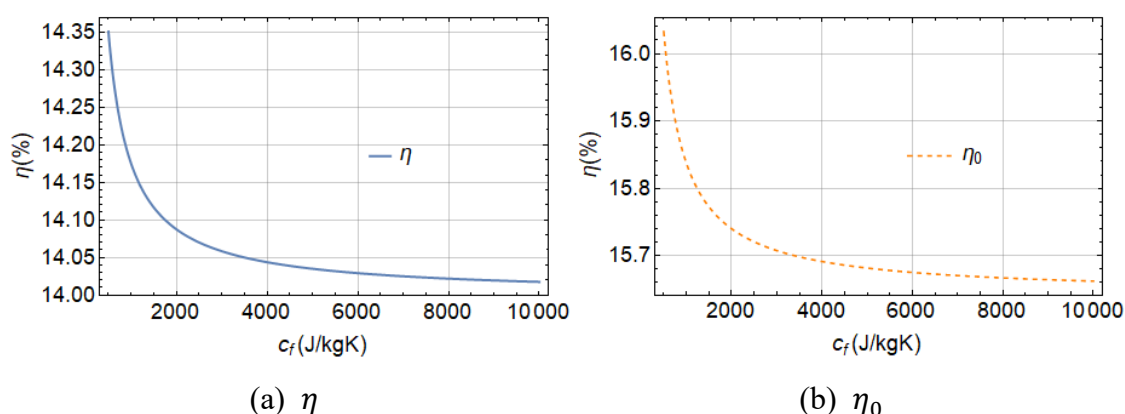


图 4.9 η 、 η_0 关于 c_f 的变化曲线

可见工质比热容 c_f 的提高会导致斯特林发动机回热器内部回热效率 η_r 的降低，不可逆回热损失 Q_R 增大，进而导致斯特林发动机整机效率以及输出功率的下降，但比热容的变化对斯特林发动机性能的影响较小，当工质的比热容从 $500J/(kgK)$ 增大到 $10000J/(kgK)$ 时，两种模型中斯特林发动机的输出功率分别下降了 $2.5W$ 、 $2W$ ，整机效率分别下降了 0.33% 、 0.35% 。

从上述内容中可以得知，在工质质量一定、工作频率一定的前提下，增大斯特林发动机运行时的工质密度，减小工质比热容，将有助于提升斯特林发动机的性能。这与文献[8]给出的结论从表面上看是不一致的，文献[8]的结论为：“为了降低流阻损失应当选用密度低、黏度小的工质；为了改善循环过程，降低循环的不可逆性，使过程尽可能接近等温过程，则因选择导热系数高、等压比热大的工质”。根据式(3-1)可

以看出，工质密度越小，流阻损失越小，这是在工质流速恒定的前提下得出的结论。而在本章建立的斯特林发动机等温模型中，内部工质流速与斯特林发动机的运行频率、工质密度相关。当工质质量、运行频率一定时，工质密度越大，工质流速越小，流阻损失就越小。同时，文献[8]中工质比热容增大有利于改善循环过程的结论，是基于工质比热容对工质膨胀、压缩过程的影响得出的。而在本章所建立的斯特林发动机等温模型中，工质膨胀、压缩的过程已被理想化地视为为等温过程，工质比热容对膨胀、压缩过程等温性的影响被忽略。换言之，本节所得出的“工质比热容减小有利于提高斯特林发动机性能”的结论，是基于工质比热容对回热过程的影响得出的。综上所述，本节所得出的结论实质上与文献[8]并不矛盾。

4.3.2 多孔介质孔隙率对斯特林发动机性能的影响

回热器内部多孔介质的孔隙率 ϕ ，对回热过程的影响主要体现在两方面。当孔隙率 ϕ 减小时，多孔介质的渗透率 K 会随之降低，黏性耗散对回热过程的促进作用会因此加强。而与此同时，工质经过回热器的流速、压降会有所增加，导致回热器的回热时间缩短、流阻损失增大。

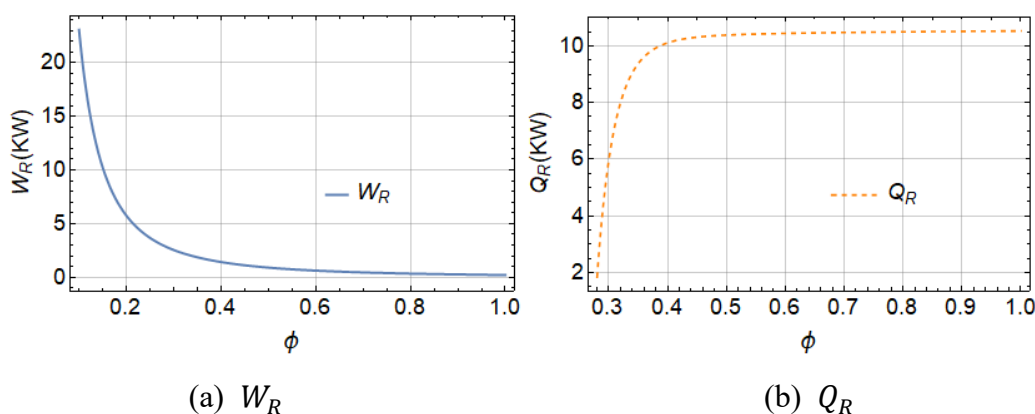


图 4.10. 考虑流阻的斯特林发动机等温模型中， W_R 、 Q_R 关于 ϕ 的变化曲线

图 4.11 展示了两种不可逆损失 Q_R 、 W_R 随孔隙率 ϕ 的变化曲线，当回热器内部多孔介质孔隙率 ϕ 下降时，回热器的流阻必然增大，这就意味着不可逆流阻损失 W_R 会大大增加，当 ϕ 接近 0.15 时， W_R 的数值已经超过了 20KW。当孔隙率 ϕ 增大时，工质经过回热器的阻力减小，流阻损失 W_R 会迅速减小。当多孔介质孔隙率 ϕ 增大时，对工质造成的扰动降低，工质与回热器之间的热交换减弱，进而导致工质的不可逆回热损失 Q_R

增大。由此可见，回热器不可逆回热损失的降低，有时会伴随着工质流阻损失的提升。

为了了解孔隙率 ϕ 对两种不可逆损失 Q_R 、 W_R 产生的影响，现将 Q_R 、 W_R 随 ϕ 变化的曲线绘制出，如图 4.10 所示

接下来讨论孔隙率 ϕ 对斯特林发动机性能的影响，在非均温、无限热容条件下，考虑黏性耗散的回热器模型与文献[47]回热器模型中回热效率 η_r 、 η_{r0} 随 ϕ 的变化情况如图 4.11 所示，从图中可以得知，当斯特林发动机运行频率 f 不变，回热器内部多孔介质的孔隙率 ϕ 减小时，工质在回热器内部的流速会随之上升，导致黏性耗散对回热过程的促进作用增强，造成 η_r 的快速升高。但孔隙率 ϕ 的减小同时也意味着回热器流阻损失的增大，单从图 4.11 无法判断其对斯特林发动机性能的影响情况。

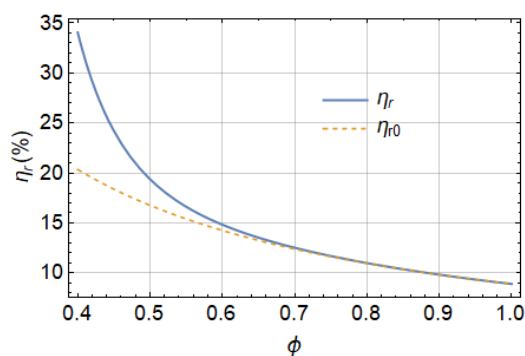


图 4.11 η_r 与 η_{r0} 关于 ϕ 的变化曲线

为了进一步研究 ϕ 变化时，斯特林发动机性能的变化情况，绘制出考虑流阻的斯特林发动机等温模型与文献[47]的斯特林发动机等温模型中，输出功率 P 、 P_0 以及整机效率 η 、 η_0 随孔隙率 ϕ 的变化曲线，如图 4.12、图 4.13 所示。

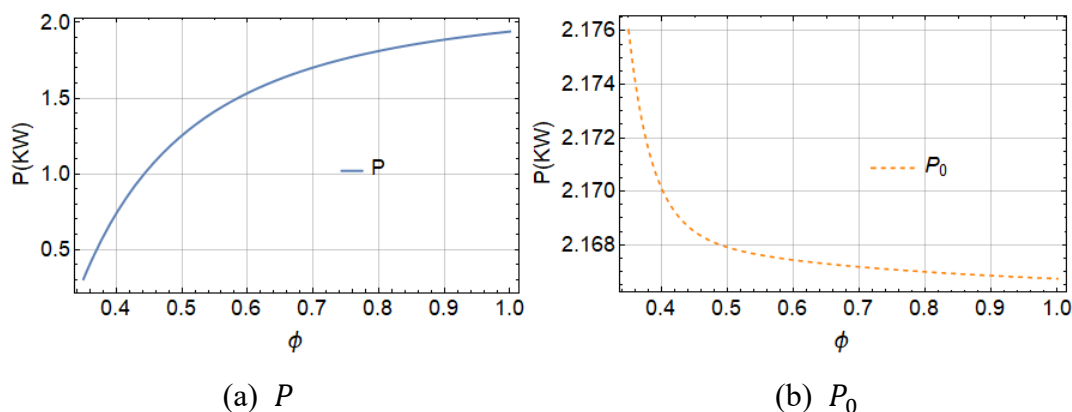


图 4.12 P 与 P_0 关于 ϕ 的变化曲线

对比图 4.12、图 4.13 中曲线的变化情况可以得知,当孔隙率 ϕ 减少时,回热器流阻损失的增加量远大于回热器回热损失的减小量,可见在保证回热效率的前提下,尽量采用孔隙率较大的多孔介质作为回热器的填充,有助于提高斯特林发动机的性能。

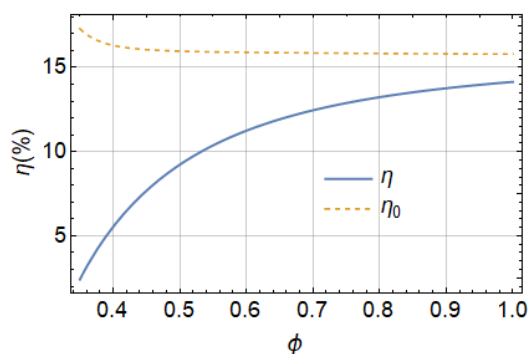


图 4.13. η 与 η_0 关于 ϕ 的变化曲线

4. 3. 3 回热器内部对流换热系数与多孔介质比表面积对斯特林发动机性能的影响

当回热器内部对流换热系数 h 与多孔介质比表面积 Ω 增强时,回热器与工质之间的换热会明显增强,这意味着不可逆回热损失 Q_R 将会大大降低。与此同时,这两项参数的提升并不会改变工质的流速,也不会增加回热器的流阻损失,因此不可逆流阻损失 W_R 将不会受到影响。绘制出不可逆流阻损失 W_R 、不可逆回热损失 Q_R 随 $h\Omega$ 的变化曲线,如图 4.14 所示。

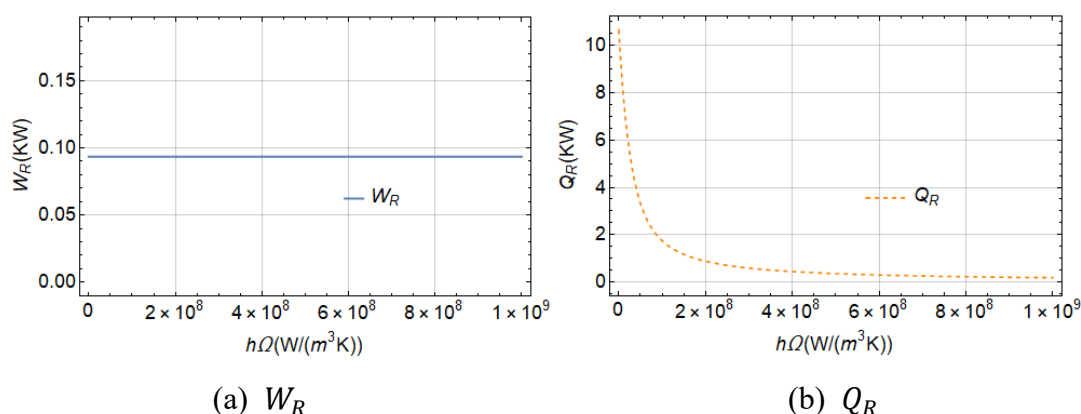


图 4.14 考虑流阻的斯特林发动机等温模型中, W_R 、 Q_R 关于 $h\Omega$ 的变化曲线

随后比较非均温、无限热容条件下,考虑黏性耗散回热器模型与文献[47]中回热器模型的回热效率 η_r 、 η_{r0} 随 $h\Omega$ 变化的曲线,如图 4.15 所示。可知对流换热系数 h 与

多孔介质比表面积 Ω 的增加，有助于回热效率的提升。

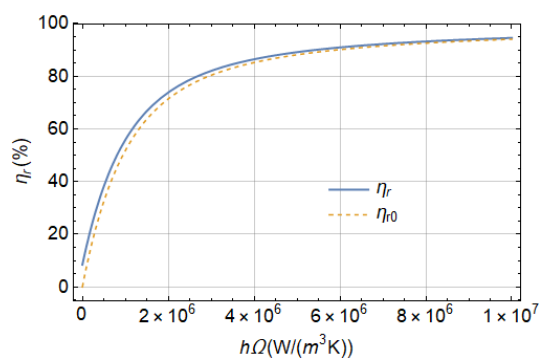


图 4.15 η_r 、 η_{r0} 关于 $h\Omega$ 的变化曲线

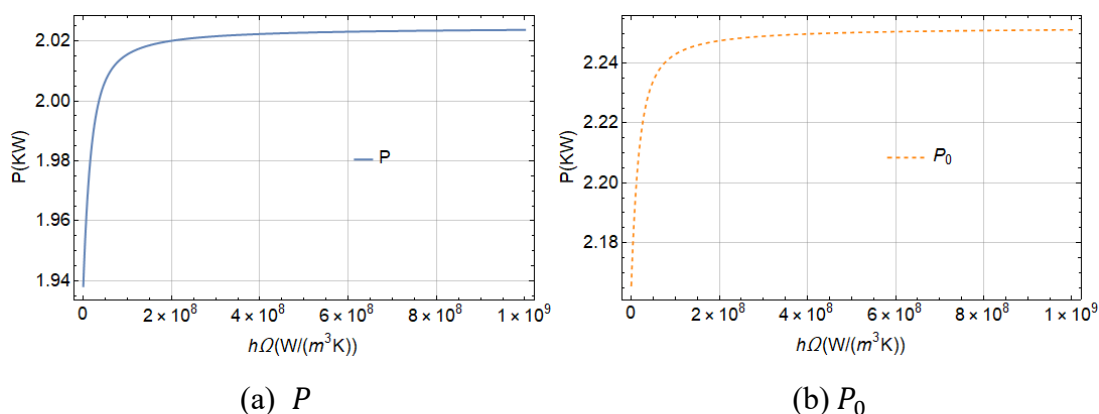


图 4.16 P 、 P_0 关于 $h\Omega$ 的变化曲线

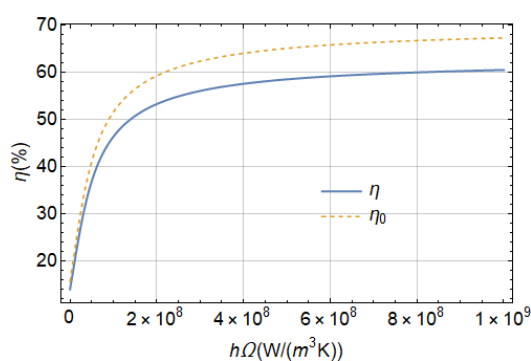


图 4.17 η 、 η_0 关于 $h\Omega$ 的变化曲线

比表面积 Ω 的增大可以在孔隙率 ϕ 不变的情况下发生，因此 Ω 的增大并不意味着回热器流阻损失 W_R 的增大。图 4.16、图 4.17 说明无论是否考虑流阻因素， $h\Omega$ 的增加都将提升斯特林发动机的性能。从图 4.17 中可以看出，当 $h\Omega$ 的数值在 $0 \sim 2 \times 10^8 \text{ W}/(\text{m}^3 \text{ K})$ 的范围内时，提升 $h\Omega$ 的大小将会使斯特林发动机整机效率出现显著的上升。

4.3.4 斯特林发动机运行频率对其性能的影响

斯特林发动机的运行频率 f 将决定工质在其内部的流动速度以及斯特林发动机单次循环的时间 $\Sigma\tau$ ，易得：

$$\Sigma\tau = 2\tau_r + \tau_H + \tau_L \quad (4-18)$$

式(4-18)中回热时间 τ_r 、加热时间 τ_H 、冷却时间 τ_L 占单次循环时间的比例，由斯特林发动机的具体结构决定，本文参考文献[45]所使用的数据，认为 τ_r 、 τ_H 、 τ_L 占单次循环时间的比例分为0.2、0.3、0.3。基于这一假设，可以得出不可逆损失 W_R 、 Q_R 关于运行频率 f 的变化曲线，如图4.19所示。

从图4.18中可以看到，当运行频率 f 上升时，回热器的不可逆流阻损失 W_R 、不可逆回热损失 Q_R 均随之上升。 f 的提高会加速工质在斯特林发动机内部的流动速度，因此会导致回热器压降增大，流阻损失 W_R 随之上升，这一变化趋势与文献[75]通过数值计算得出的结论相同。虽然流速的增大会造成黏性耗散的增强，促使单次循环内不可逆回热损失 Q_r 降低，但 f 的提高会使得 Q_R 最终呈现出上升的结果。

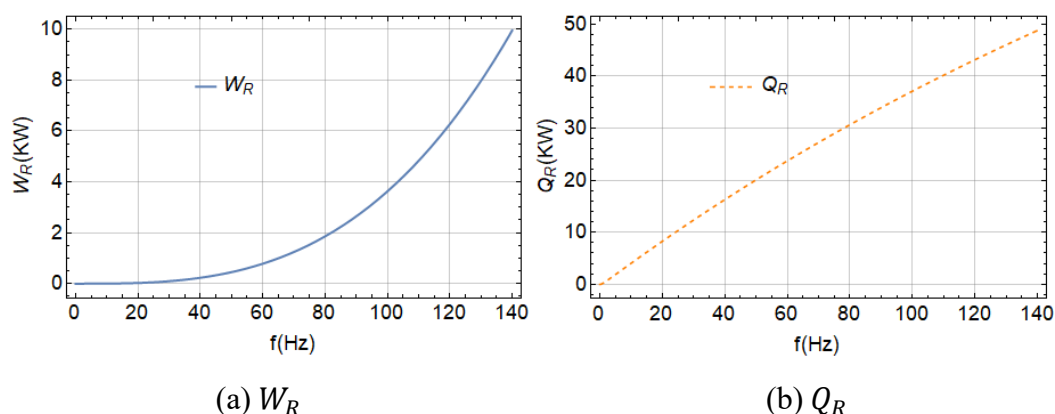


图 4.18 考虑流阻的斯特林发动机等温模型中， W_R 、 Q_R 关于 f 的变化曲线

图4.19给出了非均温、无限热容条件下，考虑黏性耗散的回热器模型与文献[47]的回热器模型中，回热效率 η_r 、 η_{r0} 关于运行频率 f 的变化曲线，从中可以看出，当 f 从0Hz开始增加时，由于回热时间减少，回热效率随之减少。当 f 增大到20Hz以上时，考虑黏性耗散模型中的 η_r 开始增加，而 η_{r0} 则继续降低、但下降幅度变小。出现这种现象的原因是工作频率 f 的增加导致了工质流速的增加，造成了黏性耗散对单次回热过程的促进作用大幅增强，回热效率 η_r 出现上升。

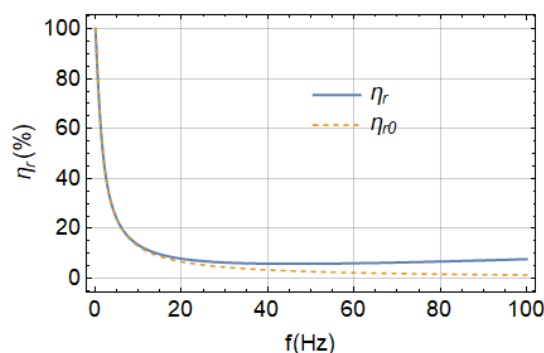


图 4.19 η_r 、 η_{r0} 关于 f 的变化曲线

可以预见的是，此时回热器的流阻损失必然也大幅增加，绘制出考虑流阻的斯特林发动机等温模型与文献[47]的斯特林发动机等温模型中，输出功率 P 、 P_0 关于工作频率 f 的变化曲线，如图 4.20 所示，可以印证这一猜想。

从图 4.20 中可以看出，在考虑流阻的斯特林发动机等温模型与不考虑流阻的斯特林发动机等温模型中，斯特林发动机的输出功率 P 、 P_0 随着工作频率 f 的增加均出现了峰值，而且两种模型输出功率的峰值相差很大，约为 20KW。同时，从图 4.21 中可以看出，在考虑流阻等温模型中，不可逆回热损失 Q_R 也出现了类似的变化情况，现对这一现象进行说明。

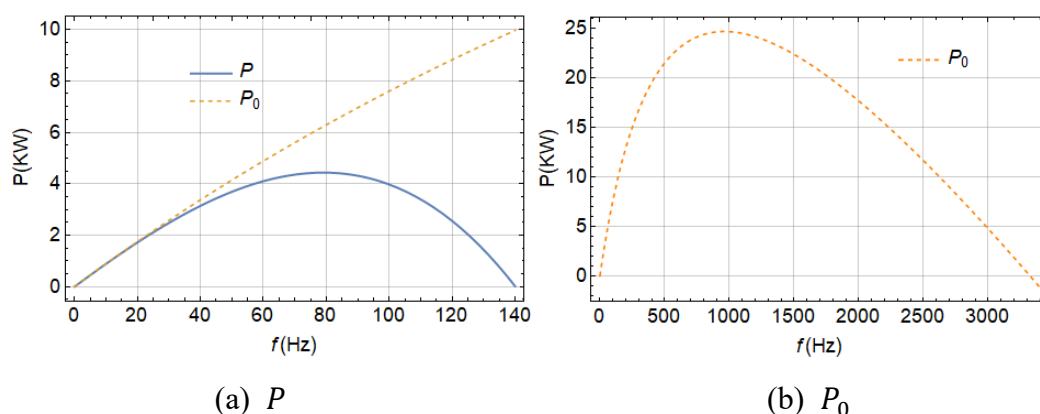


图 4.20 P 、 P_0 关于 f 的变化曲线

在考虑流阻的等温模型中，随着运行频率 f 的增大，斯特林发动机的输出功率 P 、不可逆流阻损失 W_R 、不可逆回热损失 Q_R 都在上升，从图 4.18 中可以看出，由 f 增大导致的输出功率 P 的增加，比同等条件下 W_R 、 Q_R 的增加要小一些。而当的 W_R 、 Q_R 增加的幅度即将超过 P 增加的幅度时，考虑流阻的等温模型的输出功率会达到峰值，大约

在80Hz处，此时继续提高运行频率 f ， W_R 、 Q_R 增加的幅度则会超过 P 增加的幅度，最终导致输出功率 P 的下降。 P 关于 f 的变化趋势与文献[15]、[54]、[76]中通过实验测得的结果相同，与文献[75]、[77]通过数值模拟得到的结果相同。

而在不考虑流阻的等温模型中，也存在这样的峰值，大约在1000Hz处，在实际工况中，斯特林发动机不可能在如此高的工作频率 f 下运行，因此本文仅从理论的角度对这一现象进行说明。由于在不考虑流阻的等温模型中，认为工质的回热损失由高低温热源补足，当回热效率 η_r 不断逼近0时，工质相当于直接在高低热源间吸放热量、膨胀压缩。由于不考虑不可逆流阻损失，此时运行频率 f 的增加仍然会导致输出功率 P 的增大。

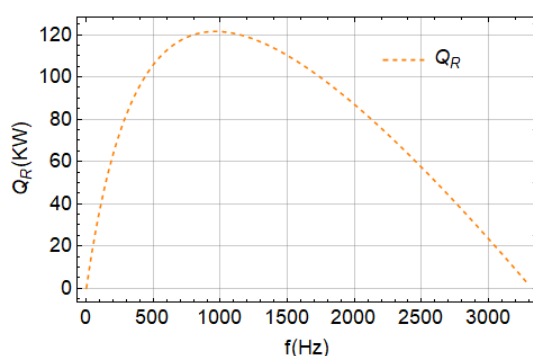


图 4.21 考虑流阻的斯特林发动机等温模型中， Q_R 关于 f 的变化曲线

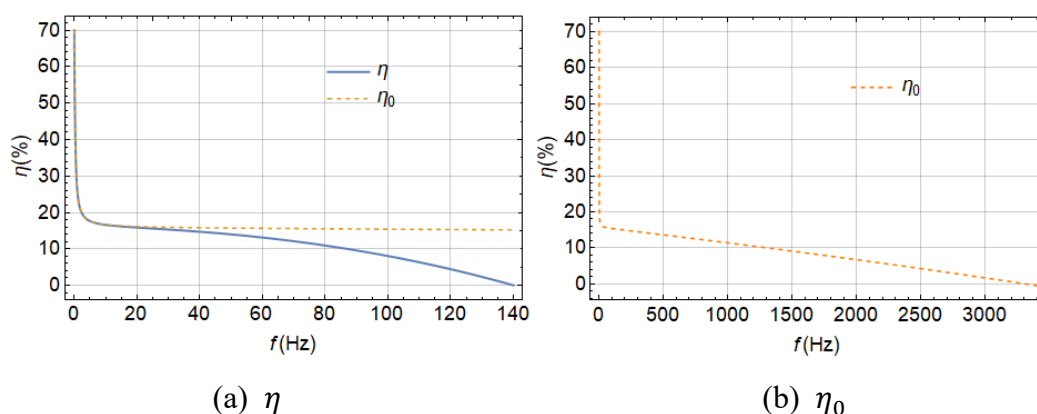


图 4.22 η 、 η_0 关于 f 的变化曲线

而随着 f 继续增大，工质的工作时间不断缩短，为了保证工质与高低热源之间的换热量，就只能增大工质与高低热源之间的换热温差，这就势必会导致工质的膨胀温度 T_h 与压缩温度 T_l 之间的温差开始缩小，这一现象会直接导致不考虑流阻的等温模型

中输出功率 P_0 以及回热损失 Q_R 出现下降,造成图 4.20、图 4.21 中所出现的峰值。由此可见,考虑不可逆流阻损失的等温模型所计算的结果更加贴近实际工况,对斯特林发动机性能的模拟也更符合实际情况。

为了进一步说明频率 f 增大对斯特林发动机性能造成的影响,图 4.22 给出了考虑流阻的斯特林发动机等温模型与文献[47]的斯特林发动机等温模型中 η 、 η_0 关于 f 的变化曲线。其中 η 关于 f 的变化趋势与文献[75]、[77]中通过数值模拟得出的结果相同,与文献[15]中通过实验测得的结果相同。从图 4.22 中可以看到当工作频率 f 趋向于 0 时,两种模型中的整机效率 η 、 η_0 均趋向于 70%。这是因为当斯特林发动机的工作频率极低时,工质流经回热器的速度足够小,与回热器换热的时间非常充足,因此不可逆流阻损失与不可逆回热损失均可以忽略不计。同时工质与高低温热源接触的时间也非常充足,因此工质与高低温热源间的换热温差也非常小,工质膨胀、压缩时的温度可以近似地认为是高、低温热源的温度(1000K、300K),根据式(4-15)可得此时两种模型中的整机效率 η 、 η_0 均为 70%。当工作频率 f 由 0Hz 增大至 5Hz,由图 4.19 可得,此时回热效率急剧下降,从 100%降至 30%左右,两种模型中的不可逆回热损失均快速增大,导致 η 、 η_0 迅速降低至 20%以下。

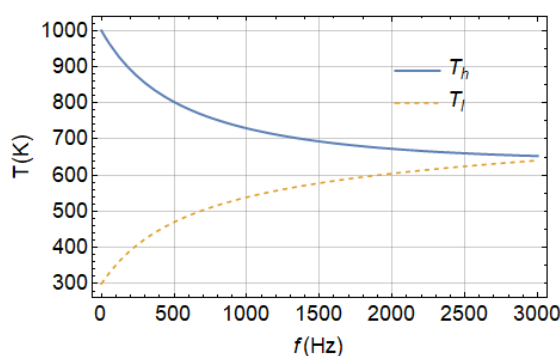


图 4.23 不考虑流阻的斯特林发动机等温模型中 T_h 、 T_l 关于 f 的变化曲线

从图 4.22 中可以看出,在不考虑流阻的斯特林发动机等温模型中, η_0 随着工作频率 f 的增大出现了缓慢的下降,在文献[47]中也有类似的现象出现。为了对此进行解释说明,图 4.23 给出了不考虑流阻的斯特林发动机等温模型中,工质膨胀、压缩温度 T_h 、 T_l 关于工作频率 f 变化的曲线。从图中可以看出随着工作频率 f 从 0Hz 增大到

3000Hz, 工质膨胀温度 T_h 逐渐下降, 压缩温度 T_l 逐渐上升, 这意味着循环过程中工质平均吸热温度的减小、平均放热温度的增大, 根据气体动力循环分析的平均温度法可知, 此时 η_0 将会逐渐降低。从图 4.22 中还可以看出, 随着工作频率 f 的增大, η 下降得比 η_0 更快, 这是因为除了上述因素的影响, 工作频率 f 的增大还会使得工质流速升高、不可逆流阻损失增大, 从而导致考虑流阻的斯特林发动机等温模型中, 整机效率 η 出现迅速地下降。

4.3.5 工质质量对斯特林发动机性能的影响

当工质压缩比 γ 、膨胀、压缩温度 T_h 、 T_l 确定时, 工质质量 m_f 的增加意味着输出功率的增加。同时, 由于斯特林发动机内部腔体的体积无法改变, 增大的 m_f 会引起运行时工质密度 ρ_f 的增大, 从 4.3.1 的结论中可以得出, ρ_f 的增大会导致斯特林发动机性能的下降。

为了说明工质质量 m_f 对斯特林发动机性能的影响机理, 首先绘制出考虑流阻的斯特林发动机等温模型中不可逆损失 W_R 、 Q_R 关于 m_f 的变化曲线, 如图 4.24 所示

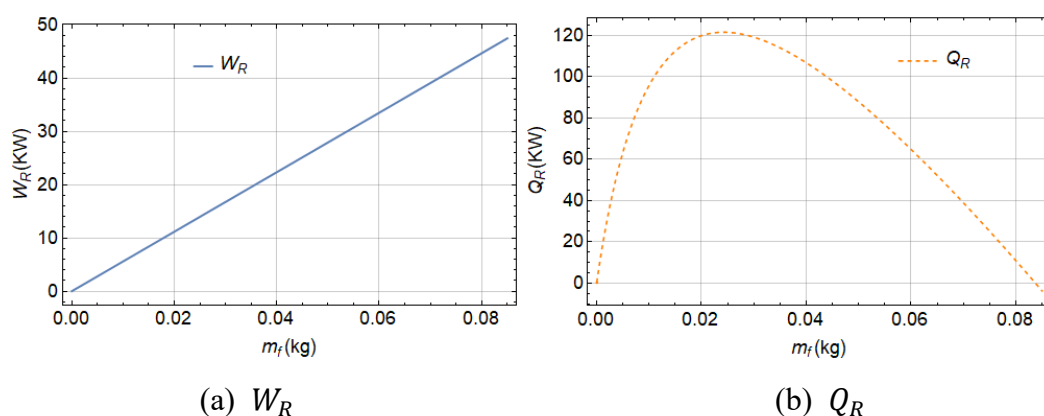


图 4.24 考虑流阻的斯特林发动机等温模型中, W_R 、 Q_R 关于 m_f 的变化曲线

可见当工质质量 m_f 增大时, 工质在斯特林发动机内部的流速将会增大, 同时由于在腔体体积不变的情况下, 斯特林发动机运行时的工质密度 ρ_f 也会随之增大, 这两项因素均会导致回热器压降增大, 进而导致不可逆流阻损失 W_R 增大。而当工质密度 ρ_f 逐渐增大时, 从 4.3.1 的结论中可以得知, 回热效率 η_r 将会因为工质热容量的增大而降低, 此时不可逆回热损失 Q_R 将会增大。如图 4.24 所示, 而当工质质量 m_f 超过一定数

值时(在图 4.24 中为 $20g$),回热损失 Q_R 出现下降,其原因与 4.3.4 结尾所叙述的类似。由于工质质量 m_f 增大,在压缩比 γ 不变的情况下单次膨胀功、压缩功增大。使得相同时间内,工质要从高低温热源吸收、释放更多的热量,从而导致工质膨胀温度 T_h 、压缩温度 T_l 之间的差别减小,导致不可逆回热损失 Q_R 降低,类似的现象可以从不考虑流阻的等温模型中, P_0 关于 m_f 的变化曲线中观察到,如图 4.25 所示。

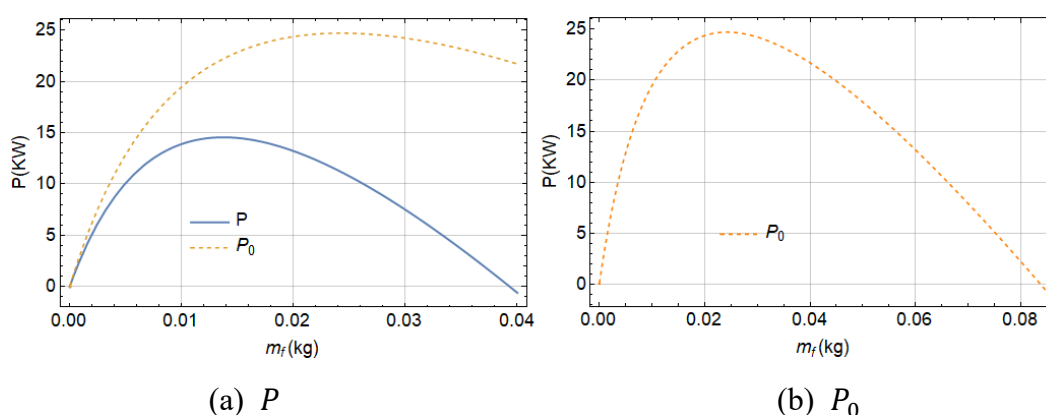


图 4.25 P 、 P_0 关于 m_f 的变化曲线

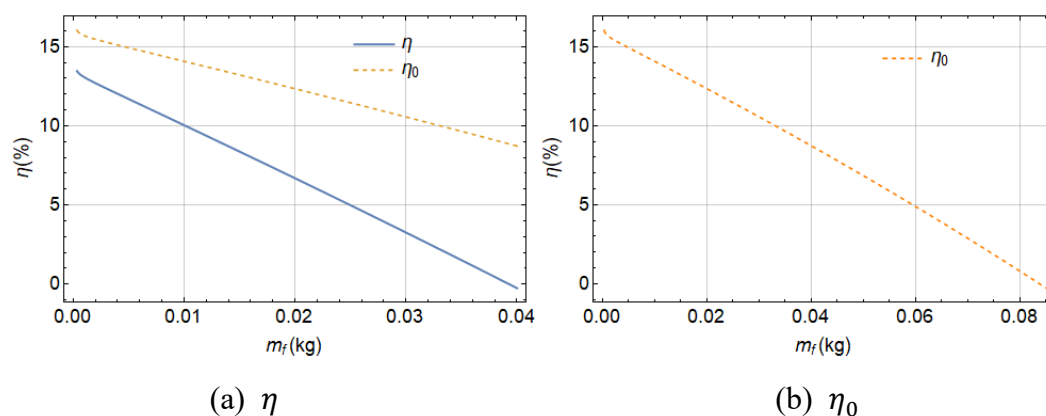


图 4.26 η 、 η_0 关于 m_f 的变化曲线

为了研究斯特林发动机性能受到的影响,绘制出考虑流阻的斯特林发动机等温模型与文献[47]的斯特林发动机等温模型中,输出功率 P 、 P_0 以及整机效率 η 、 η_0 关于工质质量 m_f 变化的曲线,如下图 4.25、图 4.26 所示。从图 4.25 中可以看出,工质质量 m_f 的增加会使得斯特林发动机输出功率出现先增大后降低的情况。这是因为过大的 m_f 会导致回热器回热损失、流阻损失的大幅上升,抵消 m_f 增加带来的功量提升,造成输出功率 P 、整机效率 η 的下降。在考虑流阻的模型中,工质质量大约为 $14g$ 时,斯特

林发动机的输出功率达到峰值, 大约为 15KW, 然而此时的整机效率仅有不到 10%。而将工质质量 m_f 取得非常小时, 虽然能够保证斯特林发动机高效运行, 但却无法保证输出功率达到指定要求。可见在斯特林发动机的设计优化时, 应当综合考虑工作频率 f 对 P 和 η 的影响。

4.4 本章小结

本章节将前文建立的考虑黏性耗散的回热器理论模型与已有的斯特林发动机等温模型进行耦合, 并考虑回热器流阻损失, 形成了新的斯特林发动机等温模型。并且分析了模型中不可逆损失产生的机理以及各项参数对斯特林发动机性能的影响, 为斯特林发动机的优化设计提供了一定帮助。

在考虑流阻的等温模型的基础上, 研究了模型中工质密度 ρ_f 、比热容 c_f 、质量 m_f 、多孔介质孔隙率 ϕ 、比表面积 Ω 、工质与多孔介质间换热系数 h 以及斯特林发动机运行频率 f 等参数对不可逆流阻损失 W_R 、不可逆回热损失 Q_R 的影响机理。通过比较发现, 不可逆流阻损失 W_R 在增大的同时, 有时会伴随着不可逆回热损失 Q_R 的减小。这是因为回热器内部流阻对工质的影响可分为两方面, 首先工质在流经回热器内部时因为流动阻力发生压力降低, 必然会出现不可逆流阻损失 W_R 。其次, 工质流经回热器内部多孔介质时会发生黏性耗散, 这一过程会促进工质与回热器之间的热量交换, 从而降低不可逆回热损失 Q_R 。从此可以看出, 流阻损失的增大有时会导致回热效率的提升, 这也是 W_R 与 Q_R 有时会呈相反变化趋势的原因。

随后研究了以上各项参数对斯特林发动机输出功率 P 、整机效率 η 的影响。通过对比发现, 工质密度 ρ_f 、工质比热容 c_f 、多孔介质孔隙率 ϕ 的适量增大, 对斯特林发动机的性能提升有所帮助, 但这些参数取值过大或过小时会均引起回热器不可逆损失的骤增, 从而降低斯特林发动机的总体性能。而多孔介质比表面积 Ω 、工质与多孔介质间换热系数 h 越大, 对斯特林发动机性能的提升效果就越好。需要特别注意的是, 运行频率 f 、工质质量 m_f 的增大, 会使斯特林发动机输出功率 P 出现一个峰值, 峰值对应的 f 、 m_f 为该工况下的最佳取值。

5 总结与展望

5.1 总结

本文对斯特林发动机进行了研究，首先使用有限时间热力学方法，建立了考虑黏性耗散影响的回热器理论模型，并得出了基于一定假设条件的回热效率表达式，分析了黏性耗散对回热过程的影响机理。随后为了使理论模型进一步贴近实际工况，考虑工质在回热过程中物性发生的变化，建立变物性回热器理论模型，使用数值方法求解变物性条件下的换热微分方程，研究了变物性在回热过程中造成的影响。最后以建立的回热器模型为基础，建立考虑流阻因素的斯特林发动机等温模型，通过模型分析斯特林发动机运行过程中，不可逆损失产生的机理，以及回热器各项参数对斯特林发动机性能的影响。具体工作总结如下：

(1) 在回热器理论模型的构建方面，本文使用有限时间热力学方法，考虑了流动阻力导致的黏性耗散对回热过程造成的影响，基于三种不同的回热器温度分布假设，构建了三种回热器有限时间热力学模型，并推导得出了回热效率的表达式，发现在低温工质流经回热器被加热的过程中，黏性耗散促进了工质温度的上升。同时，回热器内部多孔介质孔隙率越大、热容量越大、工质与多孔介质之间的温差越大，黏性耗散对回热过程的影响就越弱。

(2) 考虑到在实际过程中，工质物性必然会在回热过程中发生变化，因此在建立的回热器有限时间热力学模型中，引入变物性的因素，构建了回热器的变物性理论模型。使用数值方法对变物性条件下的回热器换热微分方程组进行求解，得到了回热过程中工质相关参数的变化情况。通过对比变物性模型与常物性模型的回热效率、流阻压降，发现在低温工质流经回热器被加热的过程中，变物性会增强黏性耗散作用、强化对流换热、缩短回热时间，前两者使得回热效率升高，而后者则阻碍这一过程。同时，相比于常物性模型，变物性模型具有较大的流阻压降。

(3) 以考虑黏性耗散的回热器模型为基础，建立考虑流阻因素的斯特林发动机等温模型。研究回热器模型中的各项参数对斯特林发动机性能的影响，发现增大回热器内部工质与多孔介质间的换热系数 h 、多孔介质比表面积 Ω ，能够帮助斯特林发动机提升

其性能。而工质密度 ρ_f 、工质质量 m_f 、工质比热容 c_f 、多孔介质孔隙率 ϕ 以及运行频率 f 等参数对回热过程的影响较为复杂，应当根据实际工况具体分析。

5.2 展望

本文使用有限时间热力学方法建立了考虑流动阻力影响的回热器理论模型，并在该模型的基础上，建立了考虑流阻因素的斯特林发动机等温模型，研究了回热器各项参数对斯特林发动机性能的影响。在研究过程中虽然考虑了回热器产生的不可逆回热损失与不可逆流阻损失，但仍然做出了一些过分理想的假设，例如将工质的流动视为一维流动，仅研究了工质单次流经回热器时的换热情况。因此在后续的研究中，还有以下工作可以开展：

（1）本文的回热器理论模型是在一维简单流动的假设下推导得出的，而实际的回热过程是发生在三维空间中的。在后续的工作中，可以将本文建立的回热器理论模型由一维拓展到二维，甚至是三维。在二维、三维的回热器模型中，对黏性耗散作用的描述能够变得更加精确，对黏性耗散影响回热过程的机理也能进行更细致的探讨。

（2）本文仅研究了工质单次流经回热器时的换热状况，而实际工况中工质是在回热器内部持续、往复流动的，这种情况下，工质的在回热过程中发生的黏性耗散、变物性都会对回热过程造成较大影响。在接下来的工作中，可以研究在振荡流情况下，黏性耗散对回热器性能的影响。

（3）在第 4 章中，回热器各项参数的变化都对斯特林发动机的性能产生了影响，通过本文研究可以知道的是，工质密度 ρ_f 、工质质量 m_f 、工质比热容 c_f 、多孔介质孔隙率 ϕ 以及运行频率 f 等参数对斯特林发动机的影响是复杂的，各参数超过或低于某一数值时，均会对斯特林发动机的性能产生负面影响。而这些参数产生的影响相互之间应当存在某种联系，在后续的工作中，可以将这些参数对斯特林发动机性能的影响联系在一起，从而找出特定工况下，使斯特林发动机性能达到最佳的参数取值。

致谢

当完成这篇文章的时候，我的学生生活也接近了尾声。在这个因为疫情而不寻常的年份，我也即将告别华中科技大学，走向社会开始下一阶段的人生。

在这里首先要感谢我的导师杨昆教授对我的教导，特别感谢杨老师在疫情期间仍然为我及时提供科研上的指导和帮助，也感谢杨老师对本篇论文不遗余力的支持。杨老师对待学术认真严谨、精益求精的态度，让我终生受益。

感谢课题组黄斌、桂兴业两位同学和宋佳桐师姐在过去两年里对我的关照，谢谢你们让我的硕士生活多了许多光彩。还要感谢已经毕业的胡明启、周政、张华杰、王凯、魏俊师兄，感谢你们在我初来课题组时对我的帮助。同时也祝愿课题组李鑫、刘康远两位师弟早日取得科研成果。

感谢能硕 1806 班的各位同学，和你们一起参与集体活动的时光非常快乐，这份回忆将会变得非常珍贵。感谢我的室友王帅皓，和你一起参加中欧联培的时光虽然忙碌却充实，是非常快乐的回忆。感谢石静同学一直以来对我的支持和鼓励，你是我学习的榜样，希望往后的日子里可以一起进步。

最后感谢父母在疫情期间为我提供了安稳的学习环境，感谢你们的养育之恩，希望你们平安健康，幸福快乐。

参考文献

- [1] BP 公司. BP 公司能源统计年鉴(2019 版).
https://www.bp.com/zh_cn/china/home.html.
- [2] 电力规划设计总院.中国能源发展报.2018.北京:中国电力出版社,2019.
- [3] 汤晓晶.中国能源消耗及能源强度的影响因素分析:[硕士学位论文].重庆:重庆大学图书馆,2016.
- [4] 严晓辉,李伟起,谢克昌.新时期我国能源安全形势分析及对策研究.能源科技, 2020, 18(01):3-7.
- [5] 张京玉.影响中国能源消耗碳排放因素分析——基于 LMDI 分解模型.煤炭经济研究, 2019,39(11):23-28.
- [6] 生态环境部.2018 中国生态环境状况公报.
<http://www.mee.gov.cn/hjzl/sthjzk/zghjzkgb/>.
- [7] 林元海.斯特林发动机发展简史.内燃机, 1986(02):37-40.
- [8] 金东寒.斯特林发动机技术.哈尔滨:哈尔滨工程大学出版社,2009:1-30.
- [9] Thimsen D, Majeki J. Stirling engine assessment. EPRI, Palo Alto, 2002.
- [10] Leonard D, Jaffe. Optimization of Dish Solar Collectors. Energy. 1983,7(6): 684-694.
- [11] Brake H J. Low-power cryocooler survey. Cryogenics. 2002, 42:705-718.
- [12] Stine W B, Diver R B. A Compendium of Solar Dish/Stirling Technology. Sandia National Labs, Albuquerque, NM,1994.
- [13] 麦志豪.斯特林发动机回热器性能研究:[硕士学位论文].广州:广东工业大学图书馆,2013.
- [14] 潘登宇.斯特林发动机循环特性及其多孔介质加热器传热特性研究:[硕士学位论文].上海:上海电力学院图书馆,2018.
- [15] 时冰伟.斯特林发动机循环分析方法、内部振荡流换热和整机试验的研究:[硕士学位论文].杭州:浙江大学图书馆,2016.
- [16] Urieli I, Berchowitz DM. Strling cycle engine analysis. Taylor&Francis,1984

- [17] Snyman H, Harms T M, Strauss J M. Design analysis methods for Stirling engines. *Journal of energy in Southern Africa*, 2008,19(3):4-19
- [18] Finkelstein T. Computer analysis of Stirling engines. *Adv Cryog Eng*;(United States), 1975,20:269-282
- [19] Mahkamov KV. Design improvements to a biomass stirling engine using mathematical analysis and 3D CFD modeling. *Journal of energy resources technology: transaction of the ASME*. 2006, 128(3):203-215.
- [20] Dyson R, Wilson S, Tew R. Review of computational Stirling analysis methods. *Proceedings of the 2nd International Energy Conversion Engineering Conference*. 2004.1:511-531.
- [21] 陈林根,夏少军. 不可逆过程广义热力学动态优化研究进展. *中国科学: 技术科学*, 2019, 49(09): 981-1022.
- [22] Curzon F L, Ahlborn B. Efficiency of a Carnot engine at maximum power output. *Am J Phys*, 1975, 43: 22-24.
- [23] Blank D A, Davis G W, Wu C. Power Optimization of an Endoreversible Stirling Cycle with Regeneration. *Energy*, 1994, 19: 125-133.
- [24] Senft J R. Theoretical Limits on the Performance of Stirling Engines. *International Journal of Energy Research*, 1998, 22: 991-1000.
- [25] Feng W, Lingen C, Chi W. Optimum performance of irreversible Stirling engine with imperfect regeneration. *Journal of Energy Conservation and Management*. 1998, 39(8): 727-32.
- [26] 陈曦, 郭永飞, 张华. 回热式低温制冷机用回热器结构研究综述. *制冷学报*, 2011, 32(03): 6-14+28.
- [27] 刘繁茂, 蒋彭, 张磊. 新型回热器结构设计及换热特性研究. *热科学与技术*, 2018, 17(04): 273-282.
- [28] 郭小惠, 沈俊, 李珂. 主动磁回热器端部流动不均匀性影响的数值模拟. *工程热物理学报*, 2018, 39(07): 1424-1429.

- [29] Mitchell M P. Foil structure for regenerators. US 007114549B2, 2006-10-3.
- [30] Knowles T R. Composite matrix regenerator for Stirling engines. National Aeronautics and Space Administration, 1997.
- [31] 陈鹏帆, 朱建炳, 冶文莲. 运行参数及回热器对斯特林发动机性能的影响. 真空与低温, 2017, 23(03): 177-181.
- [32] 黄怡青. 斯特林循环的多阶分析方法与优化模型: [硕士学位论文]. 杭州: 浙江大学图书馆, 2018.
- [33] 郑天轶. a 型斯特林发动机热效率的数值算法与优化: [硕士学位论文]. 武汉: 华中科技大学图书馆, 2016.
- [34] Kongtragool B, Wongwises S. Thermodynamic analysis of a Stirling engine including dead volumes of hot space, cold space and regenerator. Renewable Energy, 2005, 31(3):345-359.
- [35] Formosa F, Despesse G. Analytical model for Stirling cycle machine design. Energy Conversion and Management, 2010, 51(10):1855-1863
- [36] Costea M, Petrescu S, Harman C. The effect of irreversibilities on solar Stirling engine cycle performance. Energy Conversion and Management, 1999, 40(15):1723-1731.
- [37] Tavakolpoursaleh A R, Bahreman H, Zare S H. A novel active free piston Stirling engine: modeling, development, and experiment. Applied Energy, 2017, 199:400-415.
- [38] Tlili I, Timoumi Y, Nasrallah SB. Analysis and design consideration of mean temperature differential Stirling engine for solar application. Renewable Energy, 2007, 33(8):1911-1921.
- [39] Timoumi Y, Tlili I, Nasrallah SB. Design and performance optimization of GPU-3 Stirling engines. Energy, 2008, 33(7):1100-1114.
- [40] Ni MJ, Shi BW, Xiao G et al. Improved Simple Analytical Model and experimental study of a 100W β -type Stirling engine. Applied Energy, 2016, 169 :768-787.
- [41] Li R J, Grosu L, Queiros-Condé D. Losses effect on the performance of a Gamma type Stirling engine. Energy Conversion and Management, 2016, 114:28-37.
- [42] 范皓霆. 单向流和振荡流下斯特林回热器的换热特性研究: [硕士学位论文]. 杭

州：浙江大学图书馆, 2018.

[43] 彭浩. 振荡流基本特性及其对斯特林循环关键部件传热传质的影响: [博士学位论文]. 杭州: 浙江大学图书馆, 2018.

[44] 于双源. 斯特林循环中截面突变管及弯管内振荡流动特性的数值模拟研究: [博士学位论文]. 杭州: 浙江大学图书馆, 2017.

[45] 闫继位. 3kW 斯特林发动机的模拟和分析: [硕士学位论文]. 武汉: 华中科技大学图书馆, 2012.

[46] Seita I, Akira S, Izumi U et al. Studies on Flow Resistance and Heat Transfer of Regenerator Wire Meshes of Stirling Engine in Oscillatory Flow. *Fluids and thermal engineering*, 1997, 40(2): 281-289.

[47] 戴东东. 基于斯特林循环的能源系统热力学分析及优化: [博士学位论文]. 武汉: 华中科技大学图书馆, 2019.

[48] Muralidhar K, Suzuki K. Analysis of flow and heat transfer in a regenerator mesh using a non-Darcy thermally non-equilibrium model. *International journal of heat and mass transfer*, 2001. 44(13): 2493-2504.

[49] 王丽萍. 斯特林发动机热力学参数耦合性能研究: [硕士学位论文]. 呼和浩特: 内蒙古工业大学图书馆, 2018.

[50] 许行, 宋鸿杰. 斯特林发动机的绝热分析. *能源工程*, 2011(04): 32-35+40.

[51] 李铁, 唐大伟, 杜景龙, 李志刚. 斯特林发动机换热器系统内工质的压力传递变化特性研究. *工程热物理学报*, 2012, 33(11): 1920-1923.

[52] 吕张来, 郭鹏程. 小型斯特林发动机热循环设计仿真研究. *计算机仿真*, 2017, 34(11): 265-269+394.

[53] Walker G. *Stirling Cryocoolers*: Springer US, 1983.

[54] 王淼. 汽车尾气余热驱动斯特林发动机的可行性研究: [硕士学位论文]. 天津: 天津商业大学图书馆, 2014.

[55] 吴翠. 斯特林发动机回热器特性数值模拟及实验研究: [硕士学位论文]. 天津: 天津大学图书馆, 2012.

- [56] 包春风. 高温小型回热器传热和阻力性能研究: [硕士学位论文]. 上海: 华东理工大学图书馆, 2014.
- [57] 朱天宇,吕田,黄晓宇. 回热器间隙对流阻影响的仿真与试验研究: 中国内燃机学会、浙江省内燃机学会. 内燃机科技(企业篇)——中国内燃机学会第六届青年学术年会论文集.中国内燃机学会、浙江省内燃机学会:浙江省科学技术协会,2015:328-332.
- [58] 王巍,刘艳艳. 一次表面整体回热器传热和流动性能数值研究新方法. 燃气轮机技术, 2008, 21(04):32-35.
- [59] 曾婧. 斯特林制冷机回热器的阻力特性研究: [硕士学位论文]. 武汉: 华中科技大学图书馆,2014.
- [60] 赖华盛,肖刚,范皓霆.基于孔隙尺度的回热器换热特性模拟研究.工程热物理学报,2019,40(08):1886-1893.
- [61] 韩磊. β 型斯特林发动机回热器性能研究: [硕士学位论文]. 呼和浩特: 内蒙古工业大学图书馆, 2019.
- [62] 贾明兴,王景甫,马重芳.孔隙率对斯特林发动机回热器影响的数值模拟.工业加热,2009,38(03):37-39.
- [63] 杜祥哲. 微型斯特林发动机的设计与仿真: [硕士学位论文]. 哈尔滨: 东北林业大学图书馆, 2016.
- [64] 赖华盛. 斯特林循环中回热器换热特性及热损失分析模型: [硕士学位论文]. 杭州: 浙江大学图书馆, 2019.
- [65] 田兴旺. 幂律流体在多孔介质内流动及换热特性研究: [博士学位论文]. 大连: 大连理工大学图书馆, 2018.
- [66] Hung YM, Tso CP. Temperature variation of forced convection in porous media for heating and cooling processes: internal heating effect of viscous dissipation. Transport in Porous Media, 2008, 75:319-332.
- [67] Bejan, A. Convection Heat Transfer. Wiley, New York, 2004.
- [68] 刘伟, 范爱武, 黄晓明. 多孔介质传热传质理论与应用, 北京:北京科学出版社,

2006.

[69] 姜培学, 司广树, 任泽霈. 粘性耗散及变物性对多孔介质中对流换热的影响研究. 工程热物理学报, 2000(05): 590-594.

[70] 吴月. 双作用式斯特林发动机系统的设计与优化: [硕士学位论文]. 南京: 南京航空航天大学图书馆, 2012.

[71] Li Z, Tang Y H, Lei H et al. Energy-conserving dissipative particle dynamics with temperature-dependent properties. Journal of Computational Physics, 2014, 265:113-127.

[72] Tanaka M, Yamshita I, Chisaka F. Flow and Heat Transfer Characteristics of the Stirling Engine Regenerator in an Oscillating Flow. Jsme International Journal. ser Fluids Engineering Heat Transfer Power Combustion Thermophysical Properties. 1990, 33:283-289.

[73] 高瑶, 韩东. 流动阻力损失对斯特林热机功率和效率影响的理论分析. 能源研究与利用, 2006(02):41-43.

[74] 苏国珍, 严子浚. 斯特林热机的优化性能. 应用科学学报, 1999(02):83-87.

[75] Umair Sultan. 斯特林发动机性能分析和优化模型的研究: [博士学位论文]. 杭州: 浙江大学图书馆, 2017.

[76] 段晨, 国占东, 常华伟. 菱形传动斯特林发动机的相似设计及实验研究. 太阳能学报, 2018, 39(04):946-951.

[77] 张栋. 基于斯特林循环回收汽油机尾气余热的仿真与实验研究: [硕士学位论文]. 天津: 天津大学图书馆, 2014.