

申请上海交通大学博士学位论文

低品位热能有机物朗肯动力循环机理研究和实验验证

学 校 上海交通大学
博士生： 顾 伟
导 师： 翁一武 教授
院 系： 机械与动力工程学院
专 业： 动力工程及工程热物理
(洁净能源与环境保护)

上海交通大学

2009年12月

**A Dissertation Submitted to Shanghai Jiao Tong University for the
Degree of Philosophy Doctor**

Theoretical and Experimental Study of Organic Rankine Cycle
for Low and Medium Grade Heat Source Utilization

Author: Gu Wei

Advisor: Prof. Weng

Specialty: Power Engineering and Engineering Thermophysics
(Clean Energy and Environmental Protection)

School of Mechanical Engineering

Shanghai Jiao Tong University

December 2009

上海交通大学

学位论文原创性声明

本人郑重声明：所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的作品成果。对本文的研究做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本人完全意识到本声明的法律结果由本人承担。

学位论文作者签名：

日期： 年 月 日

获取更多资料 微信搜索 蓝领学术

上海交通大学

学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅和借阅。本人授权上海交通大学可以将本学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

保密 ，在___年解密后适用本授权书。

本学位论文属于

不保密 。

(请在以上方框内打“√”)

学位论文作者签名：

指导教师签名：

日期： 年 月 日

日期： 年 月 日

上海交通大学博士学位论文

低品位热能有机物朗肯动力循环机理研究和实验验证

摘 要

有机物朗肯循环 (Organic Rankine Cycle, ORC) 系统可回收利用如工业废热、太阳能热、地热、生物质热等各种类型的中低品位热能用于发电, 同时具有效率高、结构简单、环境友好等优点, 因此能在节能减排中起到重要的作用。本文对低品位热能利用有机物朗肯循环系统及其关键设备进行了理论分析, 并且研制了 1kW 低品位热能利用有机物朗肯循环实验装置, 最大输出电功率达到 1.1kW。本文的主要研究内容如下:

1 完成了有机物朗肯循环系统热力模型的分析 and 计算。给出了用于有机物朗肯循环的有机工质的干湿性等各种性质, 比较了有机工质与水工质在回收低品位热能上的区别, 认为有机工质具有工质干性、工作压力合适、焓降低等优点。其次, 研究了不同工作参数下有机物朗肯循环的热力性能, 认为过热温度对提高有机物朗肯循环第一定律效率影响不大, 而蒸发压力的影响较大。然后, 本文对比研究了再热、回热以及抽气回热对有机物朗肯循环的影响, 认为再热可以提高低品位热能利用有机物朗肯循环系统净输出比功。

2 分析研究了低品位热能利用 ORC 系统不可逆损失最大的设备——蒸发器的稳态与动态特性。蒸发器包括预热、沸腾及过热三个过程,

本文以单级逆流型蒸发器为例,采用研究蒸发器的温度分布、熵以及火用效率的方法,给出了蒸发器的性能分析。结果认为,蒸发器不可逆损失包括内部不可逆损失和外部不可逆损失两部分。蒸发压力的增加会使得内部不可逆损失减小,而外部不可逆损失增加,从而使得蒸发器的熵增随蒸发压力的变化存在最小值,而理论分析指出此熵增最小值同时也是蒸发器火用效率的最大值。对蒸发器的动态研究,首先建立了蒸发器的偏微分方程组,对此偏微分方程空间方向采用差分人工离散,而时间方向利用 MATLAB Simulink 的 S 函数进行求解,最终得到了蒸发器动态变化规律。对涡旋式膨胀机进行了理论研究与分析。根据涡旋式膨胀机的理论分析和几何建模,给出了该种膨胀机膨胀比的计算方法,各状态参数在膨胀过程中的变化情况,以及各种不可逆损失对膨胀机的影响。

3 提出以热回收效率而不是循环效率来评价低品位热能利用有机物朗肯循环系统的性能。由于热源流体与有机工质存在换热不充分的现象,热源流体在离开系统排入环境时仍有一定做功能力,因此采用热回收效率能更准确反应低品位热能利用 ORC 系统的性能。本文给出了理想的低品位热能利用动力循环系统所能达到的最大热回收效率,同时,还证明了热回收效率分析与熵增分析具有某种意义上的等价性。然后,本文给出了低品位热能回收 ORC 系统的热回收效率随工作参数的变化情况,发现热回收效率随着蒸发压力的变化存在最大值,同时在此蒸发压力下熵增最小。然后,本文以有机物朗肯循环回收熔融碳酸盐燃料电池—燃气轮机尾气排热为例说明了 ORC 系



系统在回收低品位热能方面的作用，发现 ORC 系统能提高复合循环系统效率 3.8 个百分点。

4 在国内首次研制成功了 1 kW 级低品位热能利用有机物朗肯循环发电系统实验装置，并对有机物朗肯循环系统进行了实验研究。系统以异丁烷为工质，以 80°C-100°C 的热水模拟为热源，采用涡旋式膨胀机，发电功率达到 1.1kW，最大第一定律效率达到 2.9%。实验装置的建立为以后大功率有机物朗肯循环的规模化利用奠定了良好的基础。

5 分析了蒸发器和膨胀机的实验数据结果。蒸发器的实验数据结果分析表明，蒸发器的火用效率受蒸发压力影响较大。而膨胀机的实验结果表明，膨胀机的转速受其入口体积流量影响较大，实验中膨胀机最高转速 4828rpm，最高效率 0.501。由于实验设备的限制，实验系统的效率低于理论结果，但是系统的实验结果与理论分析其变化趋势基本相符。

6 对整个系统的实验数据分析发现，蒸发压力和工质流量存在一个最佳值，使得系统输出功率最大，其原因是由于在较高的蒸发压力或工质流量下，膨胀机入口存在气液两相的现象。不同热源温度下的测试则发现最佳蒸发压力或工质流量随热源温度的增加而增加。第一定律效率也发现了同样的最大值现象，其原因与输出功率最大值的原因类似。

关键词：有机物朗肯循环，低品位热能，涡旋式膨胀机，蒸发器，热回收效率。

Theoretical and Experimental Study of Organic Rankine Cycle
for Low and Medium Grade Heat Source Utilization

Abstract

Organic Rankine Cycle (ORC) is an effective technique to generate power from low and medium temperature heat source, including industrial waste heat, solar heat, geothermal and biomass etc. Advantages of ORC are high efficiency, simple system, environment friendly, and so on. This work presents the theoretical analysis of Organic Rankine Cycle, as well as experiment study. The experiment system is the first 1kW experiment ORC project in China, and the maximum power of this system achieves 1.1kW. Detail of this work is as follows:

1 Performance of simple Organic Rankine Cycle was presented in this work. Properties of working fluid, including isentropic properties, were firstly presented and analyzed. The difference between organic fluids and water was showed by a sample calculation, the result shows that the advantages of organic fluids is dry expansion process, proper system pressure, low enthalpy drop. Then, performance of ORC under different working parameters was showed, one of the most important result is that first law efficiency is a weak function of superheat temperature. This work also studied the effect of reheat ORC,

regenerative ORC, and the result proves that ORC with reheat can improve the output power of waste heat recovery ORC system.

2 Evaporator, which generates the highest irreversibility in ORC system, is analyzed by both static and dynamic model. The process of an evaporator includes preheating, boiling and superheating. A single stage counter flow evaporator was studied by its temperature distribution, entropy generation and exergy efficiency. The result shows that irreversibility of evaporator includes both internal and external irreversibility. The increasing of evaporating pressure decreases the internal entropy generation, but increases the external entropy generation. So a minimum entropy generation exists, which is also the maximum exergy efficiency for evaporator. Partial differential equations were established to describe the dynamic model of evaporator. The equations were dispersed in the space direction manually, and solved by S function of Matlab simulink. Theoretical analysis of scroll expander was presented according to geometrical study. The expansion ratio was firstly calculated. And then the change of status parameters during the expanding process was studied. At last their irreversible loss of expander is presented.

3 Heat recovery efficiency describes the performance of waste heat recovery ORC system better than cycle efficiency. The reason is that waste heat flow can not transfer its all exergy to working fluid, so it still has some exergy when leaving evaporator. This process result in external

loss, and heat recover efficiency can describe both external loss and internal loss exactly. Ideal heat recovery efficiency for a waste heat recovery system was presented, and it was also proved the equilibrium between maximum heat recovery efficiency and minimum entropy generation rate. The effect of working conditions on heat recovery efficiency was presented, and one of the results shows that heat recovery has a maximum value when changing evaporating pressure. At last, a triple stage hybrid system using MCFC-GT-ORC was treated as an example of waste heat recovery system, and the result shows that an increment of 3.8% can be received by combing ORC system.

4 Firstly established a 1kW waste heat recovery ORC system in China. Isobutane was selected as the working fluid of the experimental system, hot water as heat source, and scroll expander as expander. The experimental system was successfully operated, a maximum power of 1.1kW and 2.9% first law efficiency has been received.

5 The experiment results were analyzed by studying the performance of evaporator, expander. The testing results of evaporator show that evaporating pressure effects exergy efficiency greatly. The testing results of expander prove that expander's inlet volume flowrate effects rotating speed of expander greatly. Maximum rotating speed during the experiment is 4828 rpm, and maximum efficiency is 0.501.

6 The testing results of whole system show that expander output

power has a maximum value when changing evaporating of working fluid flowrate. The reason is the two phase flow entering expander when evaporating pressure and flowrate is high. Detail test proved that the optimum evaporating pressure or fluid flowrate increases with waste heat flow temperature. The maximum cycle efficiency of the testing system is 2.9%. Cycle efficiency also has maximum value, the reason is similar. Maximum heat recovery efficiency is 0.9%, and it also has a maximum value when changing evaporating pressure or working fluid flow rate.

Keywords: Organic Rankine Cycle, ORC, Waste heat recovery, Scroll Expander, Evaporator, Heat recovery efficiency

目 录

摘要.....	I
Abstract.....	IV
目 录.....	VIII
第 1 章 绪论.....	1
1.1 研究背景.....	1
1.1.1 历史.....	1
1.1.2 特点.....	1
1.1.3 意义.....	2
1.2 研究现状.....	2
1.2.1 有机物朗肯循环系统整体性能评价分析.....	2
1.2.2 有机工质的对比和研究.....	3
1.2.3 有机物朗肯循环膨胀机的研究.....	3
1.2.4 有机物朗肯循环的应用.....	4
1.2.5 其它低品位热能发电技术简介.....	6
1.3 本文的主要工作.....	7
第 2 章 有机物朗肯循环热力模型及其分析.....	9
2.1 基本有机物朗肯循环热力模型.....	9
2.1.1 基本有机物朗肯循环过程及模型.....	9
2.2 有机物朗肯循环工质.....	10
2.2.1 有机工质简介.....	10
2.2.2 有机工质的饱和性质.....	11
2.2.3 有机工质的工质特性.....	12
2.2.4 有机工质与水的比较.....	14
2.2.5 有机工质的环保及其它性质.....	15
2.3 基本有机物朗肯循环结论与分析.....	15
2.3.1 蒸发压力对基本 ORC 系统性能的影响.....	15
2.3.2 冷凝压力对基本 ORC 系统性能的影响.....	17
2.3.3 过热温度对基本 ORC 系统性能的影响.....	18
2.3.4 过冷温度对基本 ORC 系统性能的影响.....	20
2.3.5 膨胀机绝热效率对基本 ORC 系统性能的影响.....	20
2.3.6 工质对基本 ORC 系统性能的影响.....	21
2.4 复杂有机物朗肯循环分析.....	22
2.4.1 再热有机物朗肯循环.....	22
2.4.2 回热有机物朗肯循环.....	25
2.4.3 抽气回热有机物朗肯循环.....	27
2.5 本章小结.....	30
第 3 章 有机物朗肯动力循环关键部件分析.....	31
3.1 蒸发器稳态特性及分析.....	31
3.1.1 蒸发器稳态模型.....	31
3.1.2 蒸发器稳态模型的结论与分析.....	36
3.2 蒸发器动态特性及分析.....	48

3.2.1	定系数无相变换热器动态特性	48
3.2.2	蒸发器动态模型	55
3.2.3	蒸发器动态模型的研究方法	57
3.2.4	蒸发器动态模型的结论与分析	58
3.3	膨胀机	62
3.3.1	概述	62
3.3.2	涡旋式膨胀机	64
3.4	本章小结	74
第 4 章	热回收有机物朗肯动力循环分析	75
4.1	热回收动力循环理论模型分析	75
4.1.1	热回收效率作为低品位热能 ORC 系统评价指标	75
4.1.2	热回收动力循环系统的几种理想循环分析	76
4.1.3	简化模型下热回收利用动力循环的分析	79
4.2	低品位热能有机物朗肯动力循环熵增分析	81
4.2.1	热源流体入口温度对系统熵增的影响	81
4.2.2	流量对系统熵增的影响	82
4.2.3	蒸发器面积对系统熵增的影响	83
4.2.4	膨胀机绝热效率对系统熵增的影响	84
4.2.5	蒸发压力对系统熵增的影响	85
4.3	热回收动力循环热回收效率分析	86
4.3.1	热源流体入口温度对热回收效率的影响	86
4.3.2	流量对热回收效率的影响	86
4.3.3	蒸发器面积对热回收效率的影响	87
4.3.4	膨胀机绝热效率对热回收效率的影响	88
4.3.5	蒸发压力对热回收效率的影响	89
4.4	低品位热能利用 ORC 循环最佳蒸发压力分析	90
4.4.1	最大热回收效率与最小熵增率的等价性	90
4.4.2	热源流体入口温度对最佳蒸发压力的影响	90
4.4.3	流量对最佳蒸发压力的影响	91
4.4.4	蒸发器面积对最佳蒸发压力的影响	92
4.4.5	膨胀机绝热效率对最佳蒸发压力的影响	93
4.4.6	工质对最佳蒸发压力的影响	93
4.5	应用举例：有机物朗肯循环回收熔融碳酸盐燃料电池-燃气轮机 (MCFC-GT) 废热	94
4.5.1	MCFC-GT-ORC 模型简介	94
4.5.2	MCFC-GT-ORC 结论与分析	96
4.6	本章小结	100
第 5 章	低品位热能有机物朗肯动力循环系统实验研究	102
5.1	实验系统	102
5.1.1	实验系统简述	102
5.1.2	膨胀机	105
5.1.3	有机物循环工质	106
5.1.4	实验工质	110
5.1.5	热源侧	110

5.1.6	冷源侧.....	111
5.1.7	发电机及负载.....	111
5.1.8	主要测试装置.....	112
5.2	实验方法.....	114
5.2.1	实验过程.....	114
5.2.2	实验数据的收集.....	115
5.3	蒸发器性能实验及测试结果.....	116
5.3.1	蒸发器数据处理方法.....	116
5.3.2	出口温度的实验结果.....	117
5.3.3	蒸发器换热量的实验结果.....	119
5.3.4	蒸发器火用效率的实验结果.....	120
5.4	膨胀机性能实验及测试结果.....	122
5.4.1	膨胀机数据处理方法.....	122
5.4.2	膨胀机转速的实验结果.....	123
5.4.3	膨胀机效率的实验结果.....	125
5.5	系统性能实验及测试结果.....	127
5.5.1	系统性能的数据处理方法.....	127
5.5.2	系统输出功率的实验结果.....	128
5.5.3	第一定律效率的实验结果.....	132
5.5.4	热回收效率的实验结果.....	136
5.5.5	对实验系统改进的分析.....	139
5.6	本章小结.....	140
第6章	结论与展望.....	142
6.1	结论.....	142
6.2	展望.....	143
附录	145
参考文献	147
致谢	156
攻读博士学位期间已发表或录用的论文	157

第1章 绪论

1.1 研究背景

1.1.1 历史

有机物朗肯循环 (Organic Rankine Cycle, ORC) 是以有机物代替水作为工质, 回收中低品位热能的朗肯动力循环。有机物朗肯循环的研究最早始于 1924 年, 有人以二苯醚作为 ORC 工作介质进行了研究。70 年代石油危机的爆发, 使得人们意识到了能源的重要性, 由于有机物朗肯循环在回收中低品位热能方面的优势, 因而国外对 ORC 进行了大量的研究, 主要集中在系统整体性能^[1-3], ORC 技术在发动机余热^[4]及太阳能热电技术^[5-6]上的应用。从九十年代后期至今, 由于《京都议定书》和《蒙特利尔协议》的实施, 人们意识到解决能源问题, 同时须考虑人类生存环境的保护。由于利用中低品位热能, 对于二氧化碳及其它有害物质的减排有重要的意义, 因此, 有机物朗肯循环技术又获得了重视。对于能源动力系统的研究, 不仅仅需要考虑系统的效率, 更需要从可持续发展的角度, 做到高效性与环保性相结合^[7-9]。针对有机物朗肯循环, 则需要特别考虑有机工质的环保性问题。考虑到《蒙特利尔协议》的限制, 需要有机物朗肯循环采用对臭氧层无损害, 且大气温室效应低的工质, 因此现阶段对有机物朗肯循环的研究, 不仅仅是对整个系统以及不同工况下的特性研究^[10], 更有采用新型环保型工质的 ORC 技术以及不同工质的比较^[10-15]。此外, 国内外对该项技术的研究, 还有新型膨胀机^[16]、ORC 对各种类型热源的利用研究^[17-20]等。此外, 一些基于朗肯循环的新型循环有了一定的研究, 如 Kalina 循环^[21-23], 以及正逆耦合的动力制冷联合循环^[24], 后者可以直接用于分布式功能, 有较好的发展潜力。

1.1.2 特点

有机物朗肯循环在回收中低品位热能上具有很多的优点, 主要是:

- 在回收中低品位热能时效率更高。大量的理论计算表明, 有机物朗肯循环比水蒸气朗肯循环在回收中低品位热能时具有更高的效率。如: 有研究认为, 当热源温度低于 370℃ 时, 采用水蒸气朗肯循环是不经济的^[11]。Yamamoto 等通过理论和实验研究证明了 R123 比水具有更好的性能^[12]。

- 工作压力对密封要求低。由于用于有机物朗肯循环的工质通常具有低沸点的特性, 因此, 有机物朗肯循环系统可以工作在更为适宜的压力下, 从而对系统设备的要求降低。首先, 有机工质可以在高于大气压下冷凝, 而非水蒸气朗肯循环需在低于大气压下冷凝, 从而使得冷凝器的密封和设备更加简单。其次, ORC 通常蒸发压力可在 2-3MPa 之间, 既可保证较高的膨胀比, 而对 ORC 蒸发器的强度要求也不高。

- 膨胀机膨胀过程处于气态区。绝大部分有机工质是干工质或绝热工质^[14], 因此, 有机物朗肯循环可以在较低过热度的前提下, 很好地保证膨胀机出口的干度, ORC 的这个特点对回收中低品位热能具有很大的意义, 因为中低品位热能通常无法为工质提高较大的过热度^[15]。

- 采用新型工质的 ORC 对环境友好。新型的有机工质 (如 R245fa 等), 对臭氧层没有任何破坏, 并且温室效应指数低。同时, 有机物朗肯循环通常用于回收工业废热, 或者用于太阳能、地热能等绿色可再生能源。因此, ORC 是一项环境友好的技术。

总之, ORC 具有效率高、设备简单、环境友好等等优点, 因此被认为是一项切实可行的绿色能源技术。

1.1.3 意义

对有机物朗肯循环的研究具有非常重要的意义, 这主要是由于: 首先, 中低品位热能的利用, 是解决能源问题的一个重要途径。无论是自然界, 还是人类的生产生活中, 都存在着大量的中低品位热能, 如工业余热、发动机余热、太阳能热、地热等, 有机物朗肯循环可用于回收上述热能用于发电, 能有效地提高能源利用率。其次, 如 1.1.2 节提到, 有机物朗肯循环是一种切实可行并且效率高的发电技术, 具有技术要求相对较低, 实际实现较为容易的优点。因此, 中低品位热能利用有机物朗肯循环的研究对于节能减排, 减少温室气体排放具有重要的意义。

1.2 研究现状

1.2.1 有机物朗肯循环系统整体性能评价分析

作为一个动力循环系统, 评价有机物朗肯循环最直接的性能指标为第一定律效率。其次, 为了解系统能量品位的变化与利用情况, 也需要研究有机物朗肯循环的第二定律效率, 以及系统的焓损、火用损失情况。由于有机工质的热物性与水完全不同, 其通常为工性或亚临界工质, 并且其蒸发潜热不大, 气态液态密度差别较小, 这些特点使得有机物朗肯循环具有完全不同的特性。国内外学者对此进行了大量的研究, 主要有:

Hung 等^[12]通过比较干工质、湿工质和临界工质在 ORC 中的效率, 发现当 ORC 采用干工质时, 系统效率随若透平入口温度增加而减小, 而采用湿工质的 ORC 系统效率随透平入口温度增加而增加; 采用临界工质的 ORC 系统效率与透平入口温度关系不大。

Hung^[13]通过对系统效率和火用损失的分析, 指出余热锅炉是整个系统火用损失的主要来源; 同时, 系统效率与不可逆性随着蒸发压力有着相反的趋势; 并且认为, R113 和 R123 在回收低品位热能方面有着较高的性能。

DiPippo^[36]则比较了 5 个地热电站的性能, 这些电站包括有机物朗肯循环和 Kalina 循环。通过对这些实际的地热电站数据的分析, DiPippo 证明虽然这些低品位热能电站的第一定律效率仅在 8%-12% 之间, 但是第二定律效率可以达到 40% 或者更高, 并且指出实际的 Kalina 循环可能并不如某些研究所预计的高效。

Liu 等^[14]采用热回收效率对系统性能进行了分析, 指出存在一个最佳的热回收效率, 并且这个热回收效率随若热源温度的提高而提高。

Yamamoto 等^[15]建立了一个朗肯循环实验装置, 通过数值模拟和实验研究比较了采用水或者 R123 作为工质的朗肯循环动力系统的性能, 理论研究指出采用 R123 作为工质能比水发出更大的功, 并且当透平入口为饱和 R123 蒸汽系统性能最佳; 实验研究也验证了数值计算的结果。

Mago 等^[17]通过火用拓扑图和火用轮图 (exergy wheel) 方式, 对基本有机物朗肯循环和再热型有机物朗肯循环的火用流程进行了研究, 并且给出了各个主要设备的火用损失情况。结果指出蒸发器是整个循环火用损失最大的部件, 对于基本循环可占整个系统火用损失的 77% 左右, 而对再热型 ORC 蒸发器也要占到整个系统的 40% 多。魏东红等^[14, 38], Hung^[11]在研究中也得出了类似的结论。

此外, 也有学者对采用有机物朗肯循环的系统进行了经济性分析^[39-41]。

1.2.2 有机物工质的对比和研究

工质的选择对有机物朗肯循环的性能影响非常大,一种好的有机物朗肯循环工质,应具有以下特点:合适的蒸发温度和冷凝温度、较高的动力循环效率、良好的传热性能、以及环保无毒不可燃等。通常用于 ORC 的工质有各种氟利昂、烷烃等,至今为止已有大量的研究对这些不同类型的工质在 ORC 系统中的特性进行了比较与选择。

Liu 等^[41]研究发现,分子中存在氢键的工质由于其具有较大的气化潜热,通常为湿性的,不适合用于中低品位热能利用;而大多数有机物工质由于没有氢键,气化潜热较小,通常为干工质。并且,他们的研究认为系统热效率与工质临界温度关系不大。

Mago 等^[42]比较了 R134a 等 7 种工质在不同热源温度下的性能,认为 R113 适用于回收温度高于 430K 的低品位热能,而 R123、R245ca 和 R245fa 适用于回收热源温度在 380K-430K 之间,而当热源温度低于 380K 时,异丁烷具有较好的性能。

Chen 等^[43]比较了在相同的工作条件下的有机物朗肯循环 (R123) 和跨临界二氧化碳循环,指出二氧化碳跨临界循环比有机物朗肯循环效率略高。同时,Chen 等也指出,热效率并不能准确地说明动力循环输出功率的变化情况。

Maizza 等^[44]比较了含混合工质在内的 20 种工质,Yari 等^[45]则研究了包括异丁烷在内的 9 种工质。

另外,有一部分学者对工质的研究则是针对有机物朗肯循环的某种特定应用,如:

朱江等^[46]专门比较了 60-150℃ 地热 ORC 系统的工质,以净输出电功和系统能量损失为评价指标,指出了在不同温度范围内适用的有机物工质。

对太阳能利用有机物朗肯循环的工质也有所研究,加工晓东^[47]从实验和理论的角度研究了用于太阳能低温朗肯循环系统;王经涛等^[48]以 PR 状态方程对 11 种有机物工质进行了比较,认为正己烷和正戊烷具有较高的效率。

Hettiarachchi 等^[49]对用于地热的有机物朗肯循环的工质进行了研究和比较,Hettiarachchi 等以换热器总面积与总输出功为目标函数,比较了四种工质的性能,认为氨可能是最佳的地热发电循环工质,但是他们的研究同时也指出,氨在透平末端容易进入湿工况,可能会影响氨工质的使用。

Drescher 等^[50]研究了用于生物质能的回热型有机物朗肯循环系统,认为对于热源温度在 573K 左右的系统,蒸发压力在 0.9MPa 到 1.5MPa 是最佳选择,在该种工况下烧基苯是最适合用于生物质能工质。这样的系统的最高效率可达到 25% 左右。

Tchanche 等^[51]则研究了利用太阳能的 ORC 系统工质的选择,他们的研究比较了 20 余种工质的效率、流量、压比、毒性、可燃性及环保性等多种因素,认为 R134a 可能是最适合用于小型太阳能热电系统的工质,而 R152a、R600a、R600 和 R290 在解决其可燃性问题后,具有非常吸引人的性能。

此外,也有综述性文献对应用于不同动力循环的有机物工质进行了总结和比较。例如郑浩等^[52]在其论文中针对不同的应用环境,分别总结了有机物工质的研究进展。

对有机物工质的研究,还需要考虑稳定性、毒性、环保等因素。Andersen 等^[53]通过实验测定了几种适合于槽式太阳能集热器的有机物朗肯循环工质的稳定性,实验结果发现异戊烷稳定性最好,而甲苯稳定性最差。Invernizzi 等^[54]也通过实验测定了甲苯等工质的热稳定性。还有一部分文献研究了氟利昂工质的毒性、环保性与分子组成的关系^[55]。

1.2.3 有机物朗肯循环膨胀机的研究

膨胀机是有机物朗肯循环的关键设备之一,通常分为速度型和容积型两种型式。速度型

膨胀机是将高温高压蒸汽的能量转化为蒸汽的高速动能,然后再对外做功,适用于大流量工况下,如多级轴流蒸汽透平、离心透平等;而容积型膨胀机将蒸汽能量转化为工质容积的变化,从而对外做功,适用于小流量,大膨胀比工况,如活塞式、涡旋式等。

Badr 等^[55,59]在上世纪 80 年代对膨胀机在 ORC 中的应用进行了一系列的研究,认为旋叶式膨胀机非常适用于单机功率小于 10kW 的 ORC 系统,他们开发了一套程序用于计算旋叶式膨胀机,设计并制造了一台绝热效率达到 73%,转速 3000rpm 的旋叶式膨胀机。

Peterson 等^[60]则采用涡旋式膨胀机用于同热型有机物朗肯循环,热源温度在 165℃-183℃之间,得到的系统输出功率在 187W 到 256W 之间,系统效率 7.2%,膨胀机的效率在 45%-50%之间。Saitoh^[61]等将涡旋式膨胀机用于太阳能有机物朗肯循环系统,系统热效率达到 7%。Lemort 等^[62]通过实验和半经验理论模型对涡旋式膨胀机进行了研究,考虑了膨胀机的内泄漏、漏热、过膨胀或欠膨胀等损失。

Mathias 等^[63]采用实验方式测试了三个型号的摆线式膨胀机,以及三个型号的涡旋式膨胀机。实验结果发现,摆线式膨胀机最大输出功率达到 2.07kW,膨胀机最大效率 85%;而涡旋式膨胀机最大输出功率 2.96kW,最大效率 83%。最终的结论认为,摆线式和涡旋式膨胀机在有机物朗肯循环中都具有巨大的应用潜力。

Larjola 等^[64]将透平、发电机、工质泵设计安装在同一根轴上,大大减小了设备的尺寸与复杂度,使得有机物朗肯循环小型、简单、廉价。并且,他们将这套系统用于 95℃热水,425℃气体,以及固体燃料,过程最高效率分别达到 10%,26%和 32%。

国内方面,西安交通大学的刘广彬等^[71]也从理论上对涡旋式膨胀机的过程及其不可逆损失进行了研究,认为涡旋式膨胀机用于低温热源回收有较大的优势。

另外,对于速度型膨胀机,特别是透平膨胀机,也有一些系列的文献对其流动进行了研究^[65-69]。

1.2.4 有机物朗肯循环的应用

有机物朗肯循环可用于回收各种类型的中低品位热能用于发电,从应用的广度上看,至今为止,有机物朗肯循环系统主要应用于地热电站,主要的生产厂商为以色列的 ORMAT 公司等^[70];另外有小部分应用于工业余热^[71,72]和生物质能热发电,如意大利的 TURBODEN 公司等;此外,还有较少部分的有机物朗肯循环系统用于其他的热能如内燃机尾气和太阳能热。国内外对有机物朗肯循环应用的研究,除了上述的几种类别外,还有将有机物朗肯循环应用于发电系统废热循环、太阳能海水淡化等方面。

a. 工业余热

水泥工业的余热总量非常大,具有极佳的回收前景。Bautz 等^[73]和 Legmann 等^[108]介绍了位于 Lengfurt 的 Heidelberger Zement AG Plant 的 1500kW 有机物朗肯循环电站,该电站回收水泥工业中排放的 300℃的余热,是最早的用于水泥工业的有机物朗肯循环电站。该电站每年可减少二氧化碳排放 7600t,每年的减排量占到整个工厂因电力而产生的二氧化碳排放量的 29.1%,输出的电力预计可以达到整个水泥厂 12%的电力消耗。

Wang 等^[74]针对水泥工业存在大量废热的现状,比较了单级闪蒸动力循环、两级蒸汽动力循环、有机物朗肯循环以及 Kalina 循环在回收水泥厂预热器和回转炉排气废热的性能,结果认为通过这样的余热回收系统,能大幅度地提高水泥厂的性能,并且发现 Kalina 循环性能是最佳的。

国内对采用有机物朗肯循环回收水泥工业余热也有一定的研究和尝试,张红等^[75]总结了一些实际应用的例子,在其结论中认为 ORC 应在低温余热发电中逐步推广。而王江峰等^[76]则比较了 Kalina 循环与有机物朗肯循环在水泥余热方面的应用,并以 5000t/d 的旋窑熟料生产线为例进行了计算,其结果认为 Kalina 循环效果更好。

Nowak 等^[77]将有机物朗肯循环用于冷却高温设备,其基本原理是采用导热油带走高温设备热量,而高温的导热油又作为 ORC 系统的热源来进行做功。

此外,国内方面,如何文在其学位论文中,将有机物朗肯循环用于铝电解烟气余热发电,也是一种有益的尝试^[78]。

而中国科学院工程热物理研究所赵毅等^[79]则将有机物朗肯循环与微型燃气轮机组成联合动力循环,从而实现了能量的梯级利用。

另外,有机物朗肯循环还可以用于回收造纸工业等其它行业的余热,具有巨大的节能减排潜力。

b. 发电系统底层循环

采用能量梯级利用方式,可显著提高发电系统的效率。吴仲华院士提出了“温度对口,梯级利用”的能量梯级利用原理,从总能系统的角度来实现能量系统的设计优化^[80]。由于 ORC 在回收中低品位热能方面的优势,以有机物朗肯循环做为动力循环的底层循环,能大大提高能量利用率,可应用于大中型电站,或者分布式功能系统。这个方面的研究,主要有将有机物朗肯循环用于燃料电池、燃气轮机、内燃机等系统中:

Akkaya 等^[81]将有机物朗肯循环用于回收固体氧化物燃料电池(SOFC)余热,所采用的工质为 R113,SOFC 排气余热温度 301.1°C,最终采用 ORC 的 SOFC 系统,能提高发电效率 14%-25%。

Angelino 等^[17]则将熔融碳酸盐燃料电池(MCFC)排气余热做为有机物朗肯循环热源,并且比较了不同工质在这样的系统中的性能,其中包括混合工质。研究结果认为对介于 2MW-5MW 的 MCFC 系统,有机物朗肯循环可提高 10%-15%的发电效率;对于高于 5MW 的系统,效率可能更高。

Chacartegui 等^[82]用有机物朗肯循环回收燃气轮机排气热能,组成联合动力循环系统,采用的工质有 R245fa 等 5 种工质,燃气轮机系统则采用 GE PG-7251 等 7 种燃气轮机。研究结果发现,当应用于高压比或者回热型燃气轮机系统时,由于排气温度较低,GT-ORC 系统比传统燃蒸联合循环系统更高效。

Invernizzi 等^[84]则研究了微型燃气轮机和有机物朗肯循环的联合动力系统,有机物朗肯循环回收微型燃气轮机排出的 250°C-300°C 余热热能,这样的系统适合于只需要电力的分布式供电。通过能量分析和经济性分析,结果指出有机物朗肯循环能提高微型燃气轮机 1/3 的发电能力,即使微型燃气轮机效率从 30%提高到 40%。

Itung 等^[85]研究了结合燃气轮机、蒸汽轮机、有机物朗肯循环三层循环的联合动力系统,比较了该三层动力系统的两种不同结合方式的性能,通过研究发现平行布局的二层联合动力系统能提高系统的性能,并且还发现 R123 等工质在这样的系统中有着比 R12 更好的性能。

Mago 等^[86]应用火用分析的方式,研究了内燃机-ORC 联合动力系统。认为通过 ORC,可以同时提高内燃机系统 10%左右的热效率和火用效率。Srinivasan 等^[87]在文献中也指出采用 ORC 方式可提高天然气内燃机 10%左右的热效率。

此外,有机物朗肯循环特别适用于与燃料电池(MCFC 或 SOFC)-燃气轮机联合动力系统集成三层能量梯级利用系统,这样的系统更能实现能量的梯级利用,国内外文献尚未发现对此种系统的研究报告,本文将对此系统进行初步的研究。

c. 地热

关于地热的有机物朗肯循环系统已经比较成熟,DiPippo^[88]即比较了包括有机物朗肯循环在内的 5 个不同的地热电站。西藏那曲地热电站采用以色列 ORMAT 公司技术,于 1993 年建成,该电站以异丁烷为工质,输出功率 1MW^[88]。为了提高有机物朗肯循环地热电站的性能,国内外学者进行了相应的研究,如 Bersukiewicz-Gozdur 等^[89]研究认为,通过回流一部分地热水的方式,可以提高 ORC 循环中工质的流量,从而能使得 ORC 系统输出最大功率。

化。

d. 太阳能热

太阳能发电技术一般有槽式、塔式、碟式三种类型^[89]，有研究认为，模块化抛物线槽式太阳能热电系统是最有大规模应用前景的太阳能发电技术^[90]。槽式太阳能系统以导热油为集热介质，以有机物朗肯循环为动力循环。从1984年到1991年，美国南加州建造了9套354MW的槽式太阳能发电系统（Solar Energy Generating Systems），简称SEGS^[91]。由于太阳能随着时间而变化，因此McMahon等^[92]采用有限时间热力学对基于有机物朗肯循环的太阳能发电系统进行了最优化研究。McMahon等研究认为采用他们提出的方法进行优化，可使发电系统的总成本与净输出功率的比值减小17%。Kohlenbach等^[28]介绍了由澳大利亚CSIRO研究的采用槽式集热器和ORC的太阳能热电系统。除了直接利用太阳能集热器热能外，有机物朗肯循环还可以利用太阳能^[93,94]或者海水（OTEC）^[95]表层和底层温差进行发电。这两种应用方式并不多见，但是在特殊环境下有一定的应用潜力。天津大学赵力等^[96]提出了以R245fa和R152a为工质的混合工质有机物朗肯循环，得到的结论认为混合工质ORC具有较小的膨胀比。

e. 生物质能

作为可再生能源的重要组成部分，生物质能也可用于有机物朗肯循环发电系统，由于生物质能燃烧产生的热量温度不一定能达到水蒸气朗肯循环最佳工作状态，而有机物朗肯循环则可以实现较高的热效率。意大利TURBODEN公司针对家具加工业的木屑废弃物，采用回热型有机物朗肯循环进行废物利用。这样的生物质有机物朗肯循环系统，可同时发电和供热，实现分布式供能。如Obenberger等^[97]介绍了一个基于200K的WORC发电装置的小型热电联供系统，这套系统从2007年开始运行。Chinese等^[98]针对意大利北部工业区的状况，探讨了在该区域采用基于生物质能源的ORC、传统朗肯循环来满足区域能源需求的可行性分析。总之，有机物朗肯循环可以作为生物质能源的有效利用方式。

f. 海水淡化

太阳能驱动的有机物朗肯循环系统也可被用于反渗透海水淡化。在这样的系统中，以槽式太阳能集热器收集太阳能热，有机物朗肯循环输出的机械功用于驱动反渗透海水淡化所需的能量消耗，而冷凝器排热则用于预热海水以进行反渗透淡化^[26,98]。

1.2.5 其它低品位热能发电技术简介

在有机物朗肯循环基础上，研究者设计了一些新型热力循环，以满足热效率最大化（Kalina循环）或者同时发电制冷的需求（发电制冷耦合循环）。

通常情况下，低品位热能在被回收利用时，温度会沿着流动方向逐渐降低，因此，其理想动力循环为洛伦兹循环，即工质温度需随着热源温度而紧密配合，最大程度地减小传热不可逆损失。Kalina循环以氨水混合物为工质，工质在蒸发吸热时变温蒸发，减少吸热过程不可逆损失；而在冷凝时将氨和水分离，使得冷凝过程不可逆损失降低^[99]。Drescher等^[21]、Zamfirescu等^[22]、Leibowitz等^[31]均在研究中对Kalina循环和有机物朗肯循环进行了比较，认为Kalina循环可能比有机物朗肯循环效率更高。但是，DiPippo^[30]通过比较几个实际运行的地热电站，认为Kalina循环能在一定程度上提高效率，但并没有大多数文献所认为的高达15%到50%的性能提升。国内方面，高林等^[100]对以氨水混合物的中低温动力循环进行了比较和研究，特别强调了低品位热能回收过程中换热段温度匹配的重要性。

另外，超临界循环由于没有定温蒸发过程，因此吸热过程也可以实现较低的不可逆损失，超临界循环可采用二氧化碳或者有机物作为工质，国内外有部分学者对这两种工质的超临界循环进行了一定的研究^[101-104]。此外，国内还有从传热强化的角度对有机物朗肯循环冷凝器及整个系统进行研究^[105-106]。

在很多实际应用中,同时有电力和制冷两种需求,因此,在有机物朗肯循环基础上,有人设计了可同时输出电力和冷量的发电制冷联合循环,这些循环主要都是一些正逆耦合的动力循环^[10]。Kaushik 等^[11]将有机物朗肯循环与蒸汽压缩制冷循环相互结合,以实现同时制冷和发电的功能。Goswami 等^[12]提出了一种新型循环,结合了朗肯循环和吸收式制冷。此后,其研究梯队对该循环进行了深入的研究,研究了该循环采用氨水工质^[13]、有机工质^[14]等的性能。并且搭建了实验装置,对该循环进行了实验验证^[15]。郑丹星等^[16]在 Kalina 循环的基础上,提出了改进的吸收式动力/制冷复合循环,通过比较发现新循环比 Kalina 循环综合效率提高 34.1%。而王宁等^[17]、刘猛等^[18]对此复合循环进行了更深入的研究,也认为复合循环具有更高的效率。Dai 等^[19]、Wang 等^[20]、郑彬等^[21]则将有机物朗肯循环和引射式制冷相结合,也实现了制冷和发电的正逆耦合联合循环,得到的结论均认为,这样的复合循环系统,比单纯的动力或者制冷循环具有更高的火用效率,并且具有更广泛的适用性。费允东等^[22]分析了一种朗肯动力-朗肯制冷循环系统,利用 ORC 的输出功率驱动制冷循环压缩机,实现不需要外界电力输出的压缩式制冷循环。

1.3 本文的主要工作

本文对低品位热能利用有机物朗肯循环进行了理论分析和实验研究,理论分析从循环系统的热力学特性、热回收效率等角度进行了分析,同时对其关键设备,蒸发器和膨胀机进行了研究;实验研究方面,在国内首次成功搭建了 1kW 低品位热能利用有机物朗肯循环实验装置,对有机物朗肯循环的蒸发器、膨胀机以及整个系统的性能进行了实验研究。本文开展的工作具体如下:

* 有机物朗肯循环热力模型分析

对有机物朗肯循环的热力模型进行了分析和计算,给出了用于有机物朗肯循环的有机工质的干湿度等各种性质,比较了有机工质与水工质在回收低品位热能上的区别。研究了不同工作参数下有机物朗肯循环的热力性能,包括吸热量、第一定律效率等系统性能参数。对比研究了再热、回热以及抽气回热对有机物朗肯循环的影响。

* 有机物朗肯循环系统关键设备研究

分析研究了低品位热能利用 ORC 系统可逆损失最大的设备—蒸发器的稳态与动态特性。本文以单级逆流型蒸发器为例,采用研究蒸发器的温度分布、焓以及火用效率的方法,给出了蒸发器的性能分析。对蒸发器的动态研究,首先建立了蒸发器的偏微分方程,对此偏微分方程空间方向采用差分人工离散,而时间方向利用 MATLAB Simulink 的 S 函数进行求解,最终得到了蒸发器动态结果。对涡旋式膨胀机进行了理论研究与分析。根据涡旋式膨胀机的理论分析和几何建模,给出了该种膨胀机膨胀比的计算,各状态参数在膨胀过程中的变化情况,以及各种不可逆损失对膨胀机的影响。

* 低品位热能回收有机物朗肯循环分析

认为以热回收效率而不是循环效率来评价低品位热能利用有机物朗肯循环系统的性能更具有实际意义。由于热源流体与有机工质存在换热不充分的现象,热源流体在离开系统排入环境时仍有一定做功能力,因此采用热回收效率能更准确反应低品位热能利用 ORC 系统的性能。本文给出了理想的低品位热能利用动力循环系统所能达到的最大热回收效率,同时,还证明了热回收效率分析与焓增分析具有某种意义上的等价性。本文给出了低品位热能回收 ORC 系统的热回收效率随工作参数的变化情况。然后,本文以有机物朗肯循环回收熔融碳酸盐燃料中池—燃气轮机尾气排热为例说明了 ORC 系统在回收低品位热能方面的作用。

* 低品位热能利用有机物朗肯循环实验装置的研制和实验研究

完成了对低品位热能利用有机物朗肯循环系统实验验证,成功研制了 1kW 低品位热能

利用有机物朗肯循环实验装置，以异丁烷为工质，以 80℃-100℃ 的热水模拟为低品位热能热源，采用涡旋式膨胀机。实验装置的建立为以后大功率有机物朗肯循环的规模化利用奠定了良好的基础。

本文分别分析了蒸发器、膨胀机以及整个系统的实验数据结果。对蒸发器的实验数据结果从其出口温度、吸热量以及火用效率三个性能参数考虑。而膨胀机的实验结果，则从膨胀机的转速、效率参数出发，研究了在不同入口温度、压力、发电机负载以及工质体积流量下膨胀机性能的变化。

对整个系统的实验数据分析，主要包括输出功率、第一定律效率以及热回收效率。输出功率、第一定律效率以及热回收效率随着蒸发压力或工质流量的增加存在最大值，因而本文深入研究了此最大值产生的原因，以及在工作条件变化时，系统最佳工作性能的变化情况。

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

第2章 有机物朗肯循环热力模型及其分析

本章从热力学的角度对有机物朗肯循环进行了研究,首先从最基本的有机物朗肯循环出发,分析研究了在不同工作参数下的循环特性,并且比较了不同有机工质对有机物朗肯循环的影响。然后,本章又研究了再热、回热以及抽气可热对有机物朗肯循环的影响,指出了上述三种方式对低品位热能利用有机物朗肯循环系统的影响。

2.1 基本有机物朗肯循环热力模型

2.1.1 基本有机物朗肯循环过程及模型

类似于水蒸气朗肯循环^[10],理想的有机物朗肯循环过程包括如图 2-1 和图 2-2 所示的绝热膨胀(1-2)、定压冷却(2-3)、绝热加压(3-4)以及定压加热(4-1)四个过程,对应的有机物朗肯循环的四个主要设备为如图 2-1 所示的膨胀机、冷凝器、工质泵和蒸发器。有机物朗肯循环的过程具体是:

绝热膨胀(1-2):来自蒸发器的高温高压的有机物蒸汽在膨胀机中绝热膨胀,从而实现对外做功的过程。用于此过程的膨胀机,通常分为两类,速度型膨胀机和容积型膨胀机。速度型膨胀机,如单级和多级轴流式透平、单级离心透平等;而容积型膨胀机,则有活塞式、涡旋式等类型。理想的膨胀机过程为绝热等熵膨胀,此时,膨胀机的绝热效率为 1;而实际的膨胀机,由于存在着摩擦、泄漏、漏热等不可逆损失,其绝热膨胀过程通常是不可逆的熵增过程,其绝热效率小于 1。膨胀机的绝热效率可以通过下式进行计算:

$$\eta_{\text{var}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad (2.1)$$

而膨胀机对外做功,则可以由下式进行计算:

$$\dot{W}_{\text{var}} = \dot{m}_W (h_1 - h_2) \quad (2.2)$$

定压冷却(2-3):经过膨胀机膨胀之后的较低温度较低压力的有机物蒸汽,在冷凝器中冷却成过冷液体,同时将热量排给冷却流体中。通常这个过程包括过冷、冷凝和过冷三个阶段。通常冷却流体可以采用空冷或者水冷,对于水资源较为丰富的地区,可以采用水冷的方式;否则,可以采用空冷方式进行冷却。冷凝器中的冷却过程,可以由下式进行计算:

$$\dot{Q}_{\text{con}} = \dot{m}_W (h_2 - h_3) = \dot{m}_L (h_{L\beta} - h_{L\alpha}) \quad (2.3)$$

绝热加压(3-4):经过冷凝器冷却之后的过冷的有机工质液体,在工质泵中被绝热加压至高压液体,以进入蒸发器进行加热。一般认为,在水蒸气朗肯循环中,由于泵消耗的功非常少,因而泵的功可以忽略不计;但是,通过后面的研究发现,在有机物朗肯循环中,泵消耗的功占膨胀机所做的功的比率较大,不能忽略。考虑泵的效率之后,泵的耗功可以由下式进行计算:

$$\dot{W}_{\text{pump}} = \frac{(P_4 - P_3) \cdot \dot{m}_W}{\eta_{\text{pump}} \cdot \rho} \quad (2.4)$$

则泵出口的焓值可以由下式进行计算:

$$h_4 = h_3 + \dot{W}_{\text{pump}} / \dot{m}_W \quad (2.5)$$

定压加热(4-1):高压的有机工质液体,在蒸发器中被加热,经历了预热、沸腾和过热三个过程后,产生的过热蒸汽进入膨胀机做功。这个过程通常被认为是有机物朗肯循环不可逆损失最大的过程,主要是由于工质在沸腾过程中通常是等温的,从而导致换热温差较大,带来内部不可逆损失;同时由于换热不充分,热源经过换热之后仍有一定量的可用能,直接

排放到环境，导致外部不可逆损失。若采用混合工质，由于沸腾过程是变温过程，可以减小换热温差，因此可以在一定程度上减小内部不可逆损失，这也是混合工质最大的优势之一。

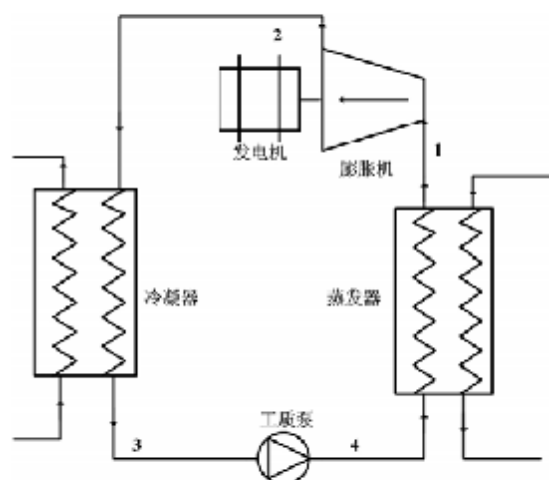


图 2-1 基本有机物朗肯循环原理图

Figure 2-1 Basic Organic Rankine Cycle

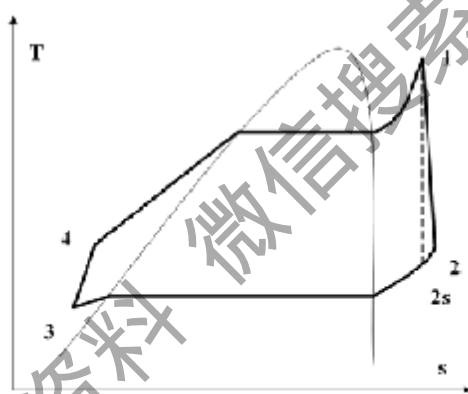


图 2-2 基本有机物朗肯循环温熵图

Figure 2-2 T-s Diagram of Basic Organic Rankine Cycle

这个过程可以由以下的方程进行描述：

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_W(h_1 - h_4) = \dot{m}_H(h_{Ha} - h_{Hb}) \quad (2.6)$$

综合上述四个过程，根据式(2.1) - (2.6)有机物朗肯循环的热效率为：

$$\eta = \frac{\dot{W}_{Tur} - \dot{W}_{Pump}}{\dot{Q}_{eva}} = \frac{(h_1 - h_2) - \dot{W}_{Pump}/\dot{m}_W}{h_1 - h_4} \quad (2.7)$$

2.2 有机物朗肯循环工质

2.2.1 有机物工质简介

工质的选择对有机物朗肯循环有着非常重要的意义，用于有机物朗肯循环的工质应该满足如下的一些要求：(a) 较好的热力学性能，包括合适的工作压力、较高的效率、良好的传热流动性能；(b) 对环境友好，即对臭氧层无破坏、温室效应低；(c) 安全性好，包括如可燃性低、安全无毒等要求；(d) 价格低等。一般很少有工质能同时满足上述要求，因此在选

择工质时,须综合考虑工质各方面的特性,选择最优的工质。

可用于低品位热能发电朗肯循环的工质,通常为一些氟利昂工质和烷烃类工质,如 R123、R113、R245fa 和 R600a 等。氟利昂工质,通常分为 CFC (氯氟烃类物质,如 R12)、HCFC (含氢氯氟烃类物质,如 R22) 和 HFC (不含氯原子的氢氟烃类物质,如 R245fa) 三大类。由于 CFC 和 HCFC 类工质对臭氧层具有破坏性,这些工质需要逐渐被取代。烷烃类工质包括如异丁烷 (R600a)、丙烷 (R290) 等,这些工质环保性能好、价格低廉,但是易燃易爆,因此需要额外注意安全。此外,低品位热能发电系统,还可以采用如氨 (NH_3)、二氧化碳 (CO_2) 等自然工质,这些工质虽然存在着工作压力高、热力学性能不如氟利昂工质等缺点,但是在环保方面具有非常大的优势,因此具有一定的发展潜力。

有研究认为,混合工质由于在沸腾过程中存在温度漂移现象,因而可以减小换热温差,从而减小有机物朗肯循环的不可逆损失^[19, 32, 120]。用于低品位热能发电的混合工质,最典型的为氨水混合物^[21],此外还有如乙烷和丁烷的混合物^[19]等。

2.2.2 有机物工质的饱和性质

由于有机物朗肯循环设备密封和安全的限制,需要工作在合适的工作压力下,因此需要工质的饱和性质符合低品位热能温度和冷却流体温度的要求。具体来讲,在蒸发器侧,当取定蒸发压力(由工质泵决定,通常在 1-2MPa 之间)后,需要保证有机物工质能在低品位热能温度下被加热成过热蒸汽;而在冷凝器侧,冷凝压力选择与冷凝器的冷却能力以及膨胀机膨胀比等有关,当冷凝压力(通常大于大气压)确定之后,需要保证冷却流体能在该冷凝压力下把膨胀机出口的蒸汽冷却成过冷的液体。

举例说明,一个热源温度为 150℃、冷却流体的温度为 30℃的系统,采用 R245fa 为工质,该工质在 1.5MPa 下的饱和温度为 108.0℃,在 0.3MPa 下的饱和温度为 45.5℃,因此该系统采用 R245fa 是可行的;但是若采用水为工质,由于水在 1.5MPa 下的饱和温度为 198.2℃,即低品位热源无法在这个压力下将水加热到气体,因而循环无法进行;又比如采用 R134a 作为工质,则其在 0.3MPa 下的饱和温度为 0.7℃,即 R134a 气体无法冷凝为液体,循环也无法工作。所以,工质的饱和性质,可以认为是决定工质能否用于某种温度范围低品位热能的最重要的依据。

一些工质的饱和温度压力关系如图 2-3 所示。从图中可以看出,位于最上方的水,其适用的热源温度最高,接下来依次为 R113、R123、R245fa、R114、R600a 等。一般认为, R113 适合回收温度在 160℃-210℃ 或者更高的热能, R123 适合回收温度在 140℃-180℃ 之间的热能,而 R245fa 在 120℃-140℃ 之间, R600a 在 90℃-130℃ 之间^[121];当然,这些工质的适用范围并不是绝对的,需要综合考虑其它方面的因素。需要注意的是,上述的分析都是基于中小型的热能发电系统,结构相对简单;而对于大型电站系统,设备比小型系统复杂很多,因此其蒸发压力可以达到 10MPa 以上;而冷凝压力可以由专门的真空引射泵进行保证,可以低于大气压。

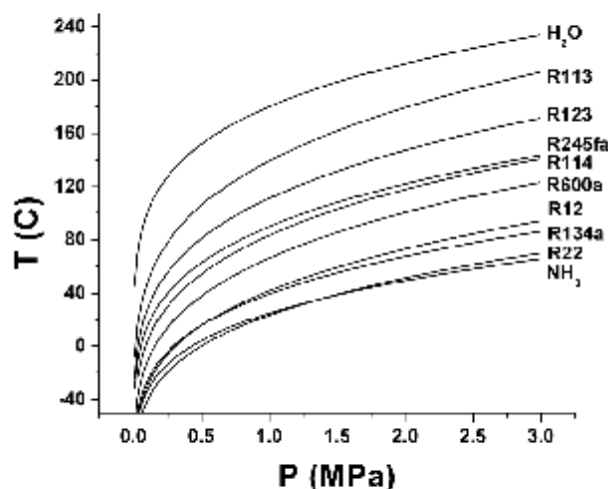


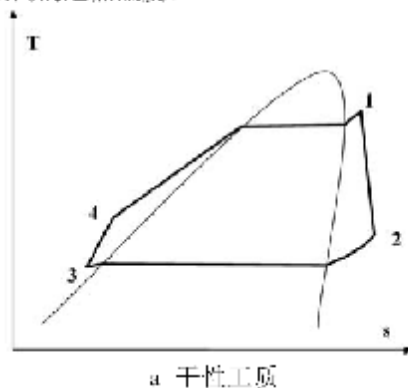
图 2-3 工质饱和温度压力关系

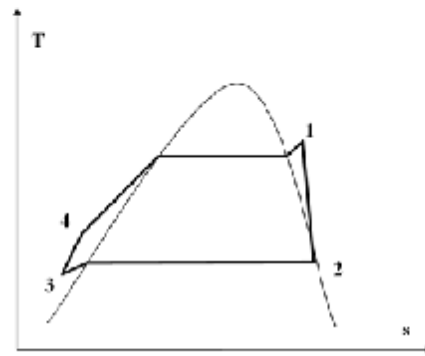
Figure 2-3 Saturation Property of Working Fluid

2.2.3 有机物工质的干湿性

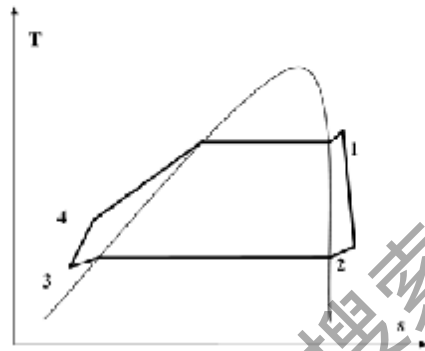
工质的干湿性是低品位热能发电工质的一个重要特性。工质的干湿性指的是，工质在温熵图上饱和蒸汽线的倾斜情况。如图 2-4 所示，分别有三种类型的工质：干性工质（图a），湿性工质（图b）和绝热工质（图c），分别对饱和蒸汽线斜率为正、负和无穷大三种情况。这三种工质的区别在于，若工质是干性工质或绝热工质，由于理想膨胀机膨胀过程是等熵的，则其膨胀过程不容易进入两相区，如图 2-4 a和c所示；而若工质是湿性工质，则膨胀机末端容易进入两相区图 2-4 b所示。两相膨胀对速度型膨胀机有较大的危害，因为工质液滴会带来液击，在高速情况下严重损坏叶片。

描述工质干湿性的参数为饱和蒸汽线的斜率 dT/ds 。需要指出的是，饱和蒸汽线的斜率随着饱和温度的变化而变化，甚至可能会从大于0变为小于0，因此，需要关心的是工质在膨胀机膨胀区域内的干湿性。表 2-1 给出了一些工质在饱和温度 20°C、70°C和 120°C时的 dT/ds 。从表中可以得到，R245fa、R123、R113、R114、R600a这几种较适合用于有机物朗肯循环的工质都是干性的工质；而水、氨等工质则是湿性工质，因此，水、氨等工质需要在膨胀机入口有较大的过热度，以确保其不进入两相区。适用于有机物朗肯循环的有机物工质，通常为干性的，这也是有机物朗肯循环的优点之一，因为低品位热能利用发电系统，由于热源温度不高，不可能采用很高的过热温度。





b 湿性工质



c 绝热工质

图 2-4 工质的干湿性

Figure 2-4 Type of Working Fluid

表 2-1 一些典型工质的干湿性数据

Table 2-1 Isentropic Property of Working Fluids

工质	$T_{\text{sat}}=20^{\circ}\text{C}$	$T_{\text{sat}}=70^{\circ}\text{C}$	$T_{\text{sat}}=120^{\circ}\text{C}$	工质类型
R245fa	3.25	1.53	3.21	干性
R123	21.85	2.66	2.89	干性
R112	3.13	1.60	1.50	干性
R111	1.81	1.64	19.91	干性
R600a	1.59	0.95	0.69	干性
R12	2.27	2.05		湿性
R134a	2.58	1.17		湿性
R22	0.59	0.50		湿性
NH ₃	0.086	0.091	0.047	湿性
H ₂ O	0.044	0.067	0.094	湿性

实际上, 当工质有很大的蒸发潜热时, 这种工质就比较容易成为湿性工质。Liu 等^[3]在研究中给出了一个估算 ds/dT 的公式:

$$\frac{ds}{dT} = \frac{C_p}{T_H} - \frac{\frac{n\Delta H}{1-T_{vH}} + 1}{T_H^2} \cdot \Delta H \quad (2.8)$$

从上式可以看出, 当潜热 ΔH 较大时, ds/dT 比较容易成为负值, 即工质比较容易为湿性工质。水和氨是非常典型的湿性工质, 这是由于, 这两种工质其分子与分子之间存在着氢键,

导致其蒸发潜热特别大,比如水在 100°C 时的蒸发潜热为 $2.2564 \times 10^6 \text{ J/Kg}$,氨的蒸发潜热为 $7.1563 \times 10^5 \text{ J/Kg}$ 而相比较而言 R245fa 在同样 100°C 时的蒸发潜热仅为 $1.3546 \times 10^6 \text{ J/Kg}$ 。

2.2.4 有机物质与水比较

图 2-5 给出了在相同的工作条件下(蒸发温度 120°C ,冷凝温度 50°C ,过热度 20K ,过冷度 5K ,膨胀机绝热效率 0.9),采用R245fa为工质的有机物朗肯循环和水为工质的朗肯循环在 $\log(p)$ - h 图上循环的比较,从中可以得到有机物质在低品位热能方面相比较水蒸气朗肯循环的优势和区别。

- ◆ 工作压力的区别。水蒸气朗肯循环在该蒸发温度下的压力为 $1.9867 \times 10^6 \text{ Pa}$,而冷凝压力为 $1.2352 \times 10^4 \text{ Pa}$,其冷凝压力远低于大气压力,将使得系统低压侧的密封要求极高,需要专门的设备(如真空泵)来保证冷凝压力,这带来了额外的成本和维护,不适合于中小型系统。而 R245fa 的有机物朗肯循环,其工作压力在本节给定的工作参数下,为 0.345MPa 和 1.92MPa 之间,这样的压力对系统设备的要求不高,是非常适宜的。
- ◆ 工质干湿性的区别。如 2.2.3 所述, R245fa 为干工质,而水为湿工质。因此,从图 2-5 可以看到,采用 R245fa 工质的膨胀过程(1-2)都处于饱和蒸汽线的右侧,即都是气态工作的;而水蒸气朗肯循环,尽管在循环中过热都有 20K ,大部分的膨胀过程都处在两相区内,这对膨胀机的安全是不利的。
- ◆ 焓降的区别。可以发现,水蒸气朗肯循环的焓降比有机物朗肯循环大很多,这就使得水蒸气朗肯循环的膨胀机(主要是透平)的设计较为复杂,而有机物朗肯循环由于焓降较低,其膨胀机设计相对较为简单。当然,这也导致输出同样的功率,有机物朗肯循环需要的工质的流量更大,带来了较大的流动损失和泵功率消耗。但是,综合考虑上述优点,有机物朗肯循环比水蒸气朗肯循环在利用低品位热能方面具有更大的优势。

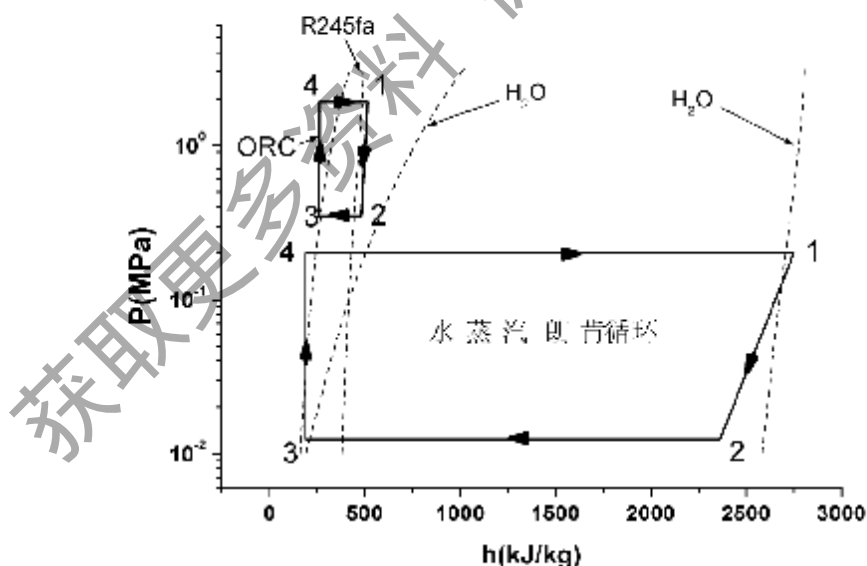


图 2-5 有机物质与水的朗肯循环比较

Figure 2-5 $\log(p) - h$ diagram

2.2.5 有机物工质的环保及其它性质

选择工质除了需要考虑上述介绍的特性之外,特别还需要考虑工质的环保特性。工质的环保特性,主要是工质对臭氧层破坏程度和工质进入大气之后的温室效应危害程度。描述工质对臭氧层的破坏程度用ODP(Ozone Depletion Potential)表示,以R11的ODP值为1,其它工质与R11的比值为ODP。工质的温室效应指数,用GWP(Global Warming Potential)来表示,以二氧化碳的GWP值为1,其它工质与二氧化碳的比值为该工质的GWP值。表 2-2 给出了一些工质的ODP和GWP值,从中可以看到,属于HFC类工质的R245fa和R134a的ODP值为0,即对臭氧层没有任何破坏;另外,自然工质(水、二氧化碳)和HC类工质(R600a)的ODP值也为0;而HFC类和HCFC类工质的ODP都大于0,都是属于对臭氧层有破坏的工质,应该根据蒙特利尔协议逐步被取代。

表 2-2 一些典型工质的 ODP、GWP、大气寿命以及安全分区

Table 2-2 ODP, GWP, Lifetime and safety of Working Fluids

工质	分子式	ODP (R11=1)	GWP (CO ₂ =1, 100年)	大气寿命 (年)	安全分区
R245fa	CF ₃ CH ₂ CHF ₃	0	820	7.3	B1
R123	CHCl ₂ CF ₃	0.02	93	1.4	B1
R113	CCl ₂ FCClF ₂	0.8	5000	85	A1
R114	CClF ₂ CClF ₂	1	9300	300	A1
R600a	CH ₃ (CH ₂) ₂	0	20		A3
R12	CClF ₂	1	8500	102	A1
R134a	CH ₂ FCF ₃	0	1300	14.6	A1
R22	CHClF ₂	0.055	1700	13.3	A1
氨	NH ₃	0			B2
水	H ₂ O	0	0		A1

工质在大气中的寿命也是需要考虑的因素,因为工质若在大气中存在时间越长,则其对环境的影响持续时间也越长。从表 2-2 可以发现,CFC类(完全卤代烃)工质一般大气寿命都比较长,如R114大气寿命为300年,而R12大气寿命为102年。可见这类工质对大气环境的破坏力强,而且持续时间长。而HFC和HCFC类工质则大气寿命短很多。

工质的安全分区,是根据美国ASHRAE对工质安全性的分类表,将工质分为6中安全分类表,主要考虑的是工质的毒性和可燃性。A代表工质是低毒的,而B代表工质高毒性;而工质的可燃性则分为不可燃、可燃性、爆炸性三种,分别用1、2、3表示。表 2-2 中给出了工质的安全分区,其基本规律是HFC和HCFC类工质通常都是可燃的。

工质的毒性、可燃性以及毒性具有一定的规律性:一般情况下,含氢原子多的氟利昂工质的可燃性较强;含氯原子多的工质,其毒性较强;含F原子多的工质,其稳定性较高,非大气寿命较长。McLinden等^[122]最先提出,采用三角形图形描述工质的这三种性质,三角形的三个顶点分别表示工质的H、F、Cl三种原子,则氟利昂工质的性质规律可以被形象地描述出来。

2.3 基本有机物朗肯循环结论与分析

2.3.1 蒸发压力对基本 ORC 系统性能的影响

有机物朗肯循环在蒸发压力变化的情况下的系统特性如图 2-6 所示,图中分别给出了

吸热量 (q_{eva})、膨胀机输出功 (w_{Tur})、泵耗功 (w_{Pump}) 和系统效率 (η_1)，ORC的参数如图标注所示，所采用的有机工质包括R600a、R245fa、R123、R113 和R114。从图 2-6 可以发现，吸热量随着蒸发压力的增加而增加，但其增加量并不大，以R245fa为例，蒸发压力为 2.5MPa时的吸热量比 1.0MPa时的吸热量仅增加了 12%，而膨胀机的输出功随着蒸发压力的增加则有较大幅度的增加，同样以R245fa为例，其在 2.5MPa下的膨胀机输出功，比 1.0MPa时的膨胀机增加了 131.4%。有机工质的液态密度与气态密度比值较大，并且有机物朗肯循环焓降较低，因此，有机物朗肯循环循环泵的耗功占整个系统输出功的功率的比例远大于水蒸气朗肯循环泵的耗功。在图 2-6 中，泵所消耗的功占膨胀机输出功的比例随着蒸发压力的增加而增加，最大占到膨胀机输出功的 13.2%。而在水蒸气朗肯循环中，循环泵所耗的功与蒸汽轮机输出功相比是非常小的，一般可以忽略不计。最后，比较在不同蒸发压力下系统第一定律效率的变化情况，可以发现，有机物朗肯循环的第一定律效率随着系统蒸发压力的增加而增加，这主要是由于：a 系统吸热量随蒸发压力增加变化不大；b 膨胀机输出功随系统蒸发压力增加而迅速增加；c 泵的耗功仅随系统蒸发压力线性增加。考虑上面三个因素，则可以根据公式(2.7)理解系统效率变化的原因。同时，也可以发现，在较高蒸发压力时，第一定律效率增加的速度有所降低，这主要是由于泵的耗功随蒸发压力的增加而增加。

由此可见，在有机物朗肯循环中，从第一定律分析的角度上来讲，蒸发压力是对系统有利的因素，应尽量采用高的蒸发压力以提高系统的效率。但是，必须注意到，蒸发压力的提高受到一些因素的影响，主要是：a 热源温度，蒸发压力的提高，必须是在保证工质能在蒸发器中被加热为过热蒸汽的前提下，否则，不饱和蒸汽进入膨胀机，会使得膨胀机损坏以及输出功严重降低；b 工质临界参数，蒸发压力应尽可能不超过临界压力，否则，有机物朗肯循环将成为超临界循环，系统的性能将会有巨大变化；c 泵耗功，如前面所分析的，泵的耗功占膨胀机输出功的比例是随着蒸发压力的增加而增加的，因此需要合理地选择蒸发压力，使得泵的耗功在合理的范围之内；d 设备的承压能力。此外，本文在下面的分析将会指出，当考虑热回收效率时，蒸发压力将存在一个最佳值。

作为补充，图 2-7 给出了有机物朗肯循环蒸发温度对系统性能的影响。有机工质的蒸发温度与蒸发压力是一一对应的，因此事实上图 2-6 和图 2-7 说明的是同样的内容。类似的，从图 2-7 中可以发现，第一定律效率随着蒸发温度的增加而增加。与图 2-6 不同，从图 2-7 中可以估算有机工质可选用回收的最佳热源温度范围，这与 2.2.2 节得出的结论是类似的。图中的这些工质，其蒸发温度不可能达到很高，这是受其临界温度的限制。

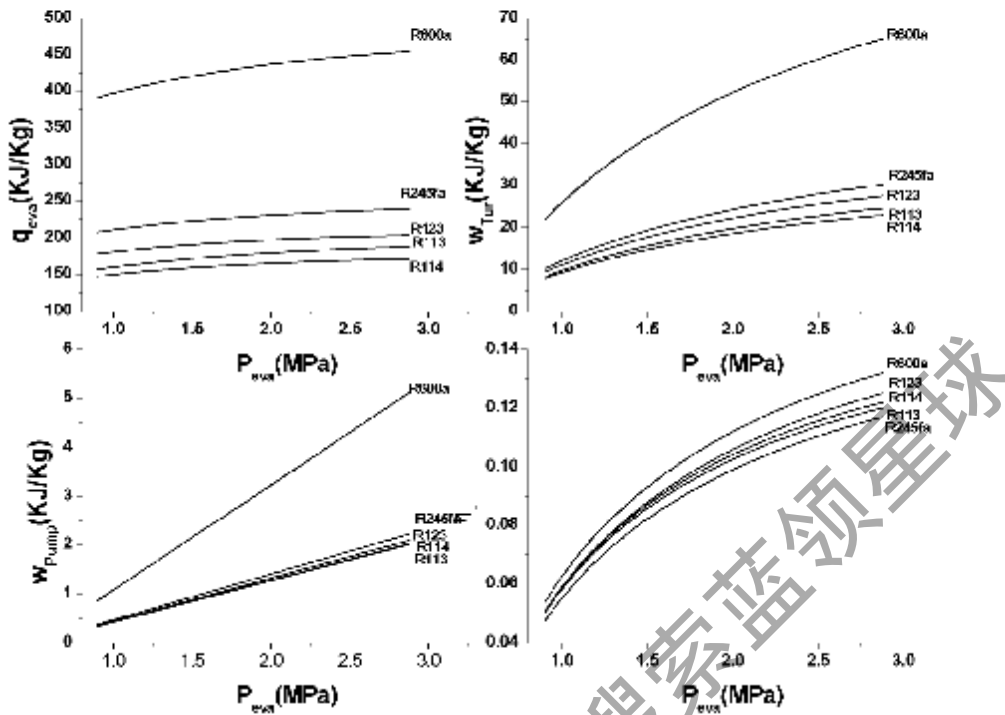


图 2-6 蒸发压力对有机物朗肯循环的影响, $P_{con} = 0.5 \text{ MPa}$; $T_{sup} = 10 \text{ K}$; $T_{sub} = 10 \text{ K}$
 $\eta_{Tur} = 0.9$; $\eta_{Pump} = 0.85$

Figure 2-6 Effect of Evaporating Pressure for ORC

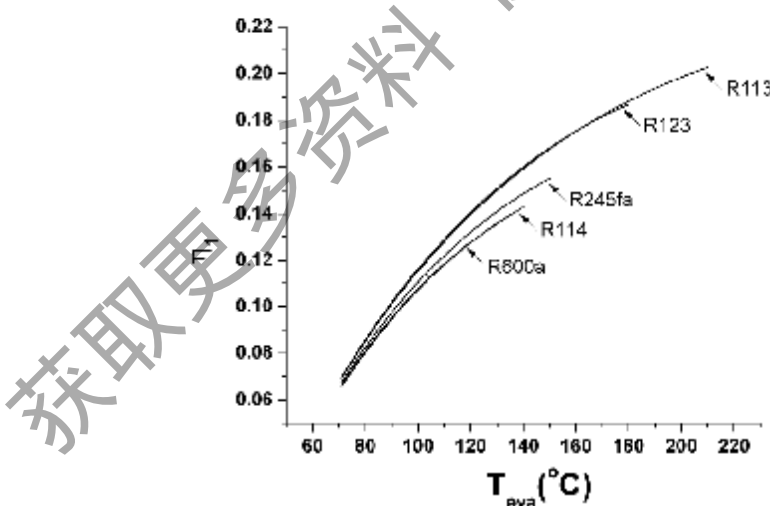


图 2-7 蒸发温度对有机物朗肯循环的影响, $T_{con} = 40^\circ \text{C}$; $T_{sup} = 10 \text{ K}$; $T_{sub} = 10 \text{ K}$
 $\eta_{Tur} = 0.9$; $\eta_{Pump} = 0.85$

Figure 2-7 Effect of Evaporating Temperature for ORC

2.3.2 冷凝压力对基本 ORC 系统性能的影响

图 2-8 给出了系统性能随着冷凝压力变化的趋势。从中可以发现, 随着冷凝压力的增

加, ORC系统吸热量有所降低。这主要是由于, 冷凝压力的增加使得蒸发器入口焓值增加, 因而系统的吸热量降低。与此同时, 透平输出功有很大比例的减小, 这主要是由于冷凝压力升高相当于提高了膨胀机出口的背压, 膨胀机膨胀比降低, 从而使得焓降降低。同时, 由于泵入口压力升高, 循环泵消耗的功也有所下降。综合上述这些因素, 第一定律效率随着冷凝压力的增加而迅速降低, 如R245fa在冷凝压力为 0.2MPa下的第一定律效率为 13.1%, 而在 0.8MPa时第一定律效率降到了仅为 5.1%, 第一定律效率降低的主要原因是膨胀机的输出功随着冷凝压力的升高而迅速降低。

可见, 提高冷凝器的冷凝效果, 是提高 ORC 系统效率的方法之一。可以采用空冷或水冷方式冷却冷凝器, 水冷方式适用于水资源较为丰富的地区, 冷凝效果较好; 而空冷则适应性较好, 但是冷凝效果不如水冷方式。同时, 对于中小型 ORC 系统, 冷凝压力应尽可能大于环境压力, 否则负压会使得整个系统的密封较难实现。

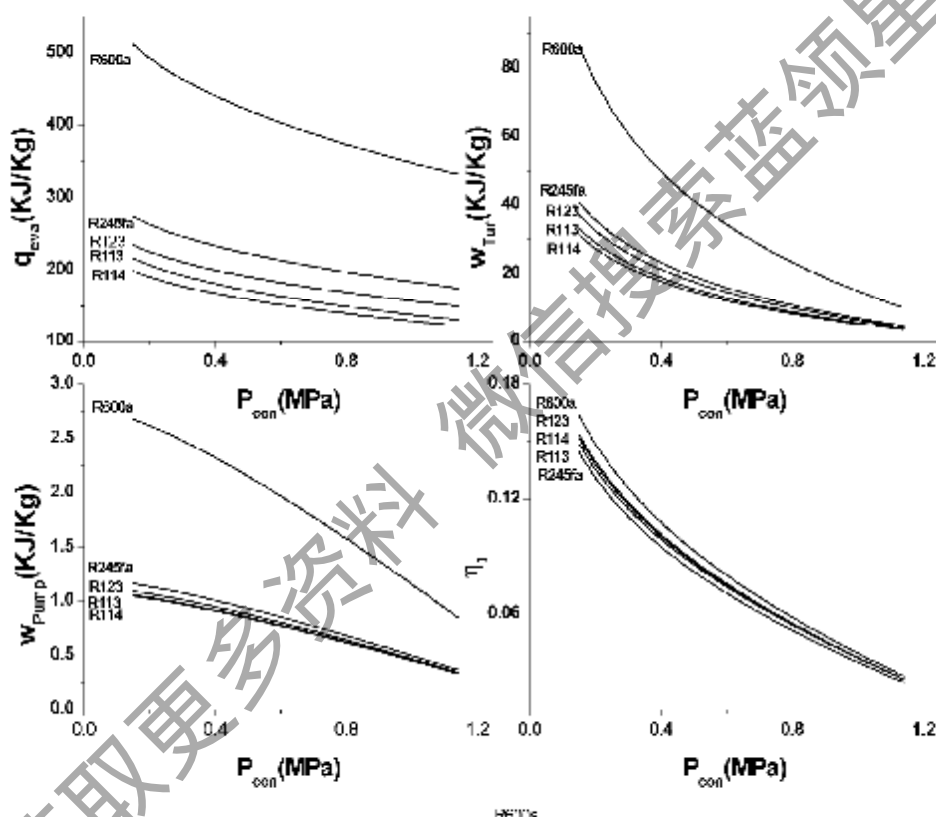


图 2-8 冷凝压力对有机物朗肯循环的影响, $P_{con} = 1.5 \text{ MPa}$; $T_{sup} = 10 \text{ K}$; $T_{sub} = 10 \text{ K}$
 $\eta_{Tur} = 0.9$; $\eta_{Pump} = 0.85$

Figure 2-8 Effect of Condensing Pressure for ORC

2.3.3 过热温度对基本 ORC 系统性能的影响

在其他参数给定的情况下, 过热温度的提高使得 ORC 蒸发器的吸热量理所当然地增加, 如图 2-9 所示, 因为蒸发器需要吸收更多的热量来满足过热度的提高, 并且其增加趋势几乎是线性的。膨胀机的输出功也随着过热度的增加而呈几乎线性的增加, 并且其增加的相对速度与吸热量的增加速度类似, 例如, R245fa 在过热度 50K 时的吸热量比过热度 10K 时增加了 22.0%, 而同样条件下膨胀机输出功增加了 18.6%, 两者比较接近。由此, 得出了有机

物朗肯循环一个非常重要的结论，即有机物朗肯循环的第一定律效率与过热度的关系不大。如图 2-9 所示，第一定律效率随着过热度的增加，几乎是保持在一个定值的。在图 2-9 中，甚至可以发现，有些有机工质的第一定律效率，是随着过热温度的增加而略有降低的，如 R600a。而水蒸气朗肯循环，其第一定律效率是随着过热度的增加而显著增加的，因此，过热温度的影响也是有机物朗肯循环不同于水蒸气朗肯循环的一个重要方面。很多研究者都在研究中都发现了这个现象^[113; 115; 119; 121; 123]，并且，从不同方面分析了产生这种现象的原因。

作者认为，影响朗肯循环效率的因素，可以归结为“平均吸热温度”和“系统不可逆性”两个因素。这里“平均吸热温度”指的是工质在蒸发器中吸热时的平均温度，根据卡诺定理，平均吸热温度越高，则系统效率越高。而“系统不可逆性”，则可以理解为朗肯循环与理想的卡诺循环的差异，系统不可逆性越高，则循环效率越低。因此，当提高过热温度时，“平均吸热温度”提高；与此同时，因为过热度提高使得定温蒸发过程占整个加热过程的比例减小，“系统不可逆性”也提高。因此，综合考虑上述两种因素，如果“平均吸热温度”对系统效率影响所占的因素较大，则循环效率随着过热度的增加而增加（如水作为工质）。反之，若系统不可逆性所占的因素较大，则循环效率随着过热度的增加而降低（如 R600a 等工质）。

因此，设计有机物朗肯循环时，不需要采用很大的过热度，因为过热度的提高对循环效率没有很大的影响，同时，大多数有机工质为工性工质，也不需要通过较高的过热度来保证膨胀机出口的干度。这一点对中低品位热能发电系统是有利的，因为这些低品位热能加热温度不高，不可能将工质加热到较高的过热度。同时考虑 2.3.1 节所分析的蒸发压力的影响，设计有机物朗肯循环时，应该尽可能的取最高的蒸发压力和小的过热度，这样系统的第一定律效率能达到极大值。

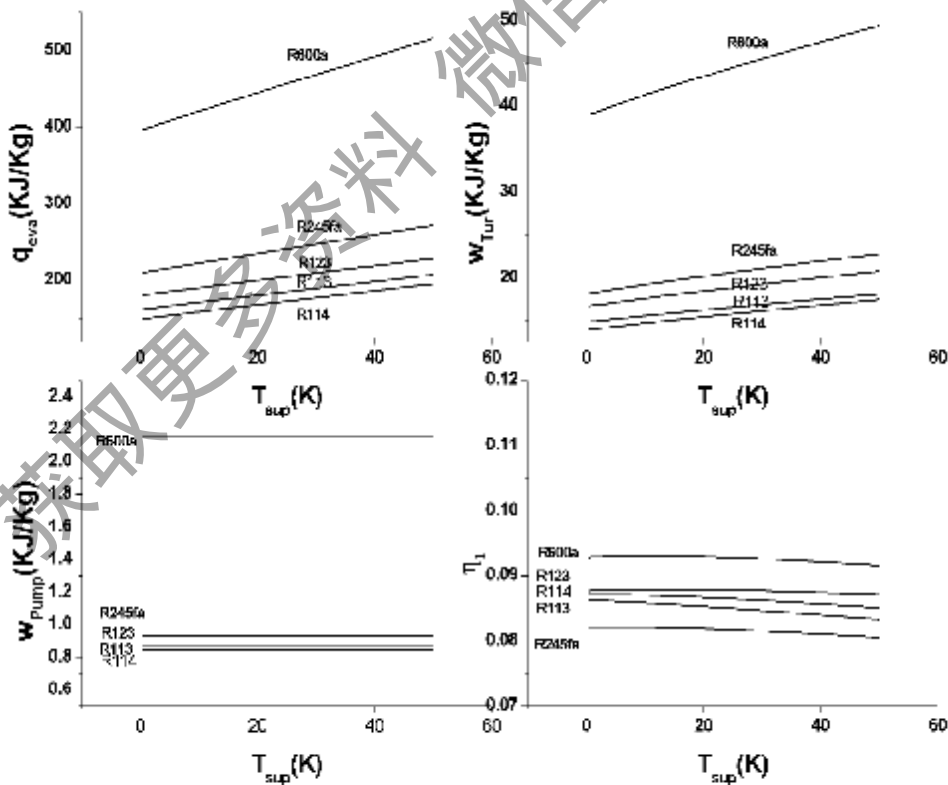


图 2-9 过热温度对有机物朗肯循环的影响, $P_{eva} = 1.5MPa$; $P_{con} = 0.5MPa$;

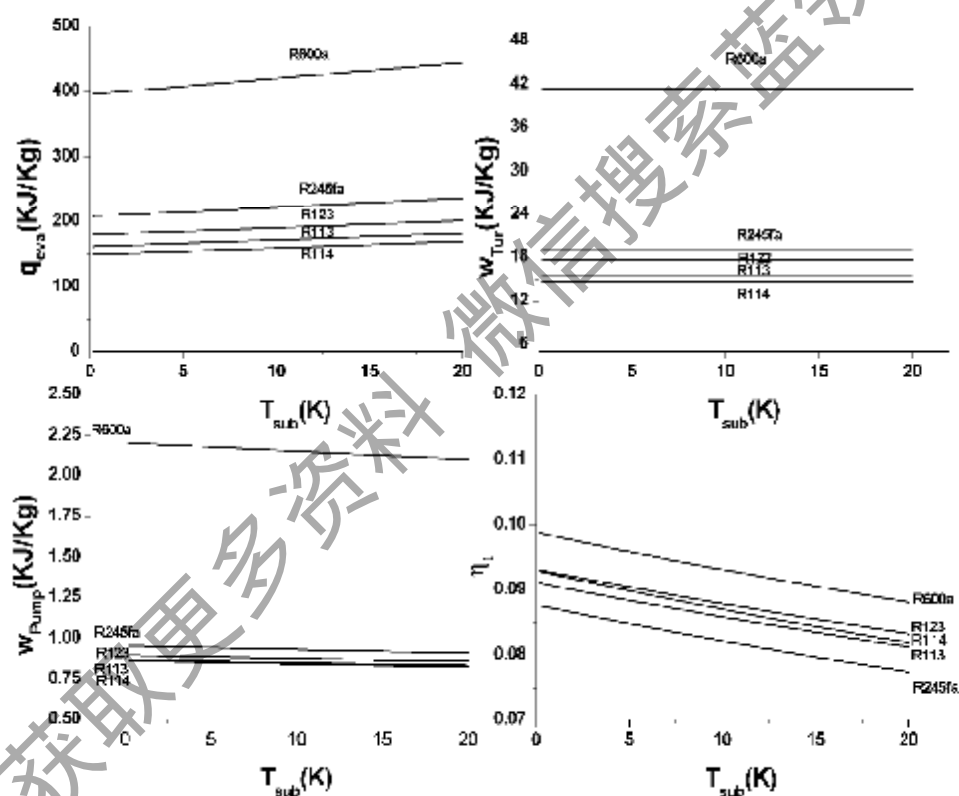
$$T_{sub} = 10K \quad \eta_{Tur} = 0.9; \quad \eta_{Pump} = 0.85$$

Figure 2-9 Effect of superheating temperature for ORC

2.3.4 过冷温度对基本 ORC 系统性能的影响

过冷温度对有机物朗肯循环的影响如图 2-10 所示。过冷温度的增加使得蒸发器所需要的吸热量略有增加,这主要是由于过冷度的增加使得循环泵出口(即蒸发器入口)温度降低,因而需要的热量增加;而过冷度的变化对膨胀机输出功几乎没有影响;过冷度的增加使得泵的耗功略有减少,这主要是由于工质液体密度增加,因而单位质量的工质耗功减少。综合上述三个参数的分析,可以发现过冷度的增加使得系统第一定律效率下降,其主要原因是过冷度增加后,需要更多的热量来加热工质,而与此同时膨胀机输出功基本不变。

考虑 2.3.2 节对冷凝压力的分析,第一定律效率随着冷凝压力的降低而升高。因此,有机物朗肯循环在设计时,应在冷源所允许的范围内,尽量采用低的冷凝压力,而不是降低冷凝器出口温度。

图 2-10 过冷温度对有机物朗肯循环的影响, $P_{eva} = 1.5MPa$; $P_{con} = 0.5MPa$;

$$T_{sup} = 10K \quad \eta_{Tur} = 0.9; \quad \eta_{Pump} = 0.85$$

Figure 2-10 Effect of Subcooling Temperature for ORC

2.3.5 膨胀机绝热效率对基本 ORC 系统性能的影响

膨胀机的绝热效率对吸热量和循环泵耗功没有影响,但是对膨胀机输出功影响极大。如图 2-11 所示,膨胀机输出功随着膨胀机绝热效率线性增加,这可以根据式(2.1)、(2.2)从进

理论上分析得到, 系统的第一定律效率也随着膨胀机绝热效率的增加而线性增加。当膨胀机效率极低时, 从图 2-11 可以发现系统的效率为负值, 这主要是由于膨胀机的输出功小于循环泵消耗的功。

因此, 应尽可能选择绝热效率高的膨胀机, 以使得系统输出功和第一定律效率提高。膨胀机的绝热效率, 主要受其内部不可逆损失的影响。这些内部不可逆损失, 包括摩擦、泄漏、漏热等。不同类型的膨胀机的内部损失类型有所不同, 如涡旋式膨胀机的泄漏, 包括轴向泄漏和径向泄漏。对于容积式膨胀机, 背压与膨胀机出口压力不一致还会发生所谓“过膨胀”或“欠膨胀”不可逆损失。

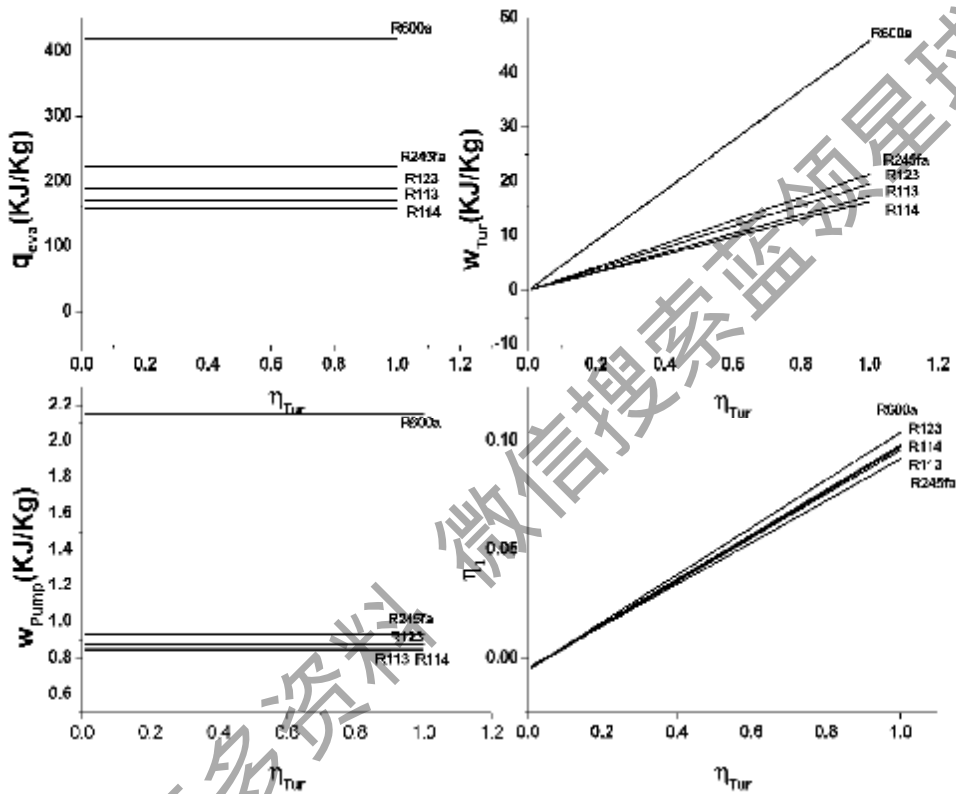


图 2-11 膨胀机绝热效率对有机物朗肯循环的影响, $P_{coa} = 1.5\text{MPa}$; $P_{con} = 0.5\text{MPa}$;
 $T_{sup} = 10\text{K}$; $T_{sub} = 10\text{K}$; $\eta_{pump} = 0.85$

Figure 2-11 Effect of Expander Isentropic Efficiency for ORC

2.3.6 工质对基本 ORC 系统性能的影响

一些工质在同样的工作压力和过热度下的循环特性, 如图 2-12 所示, 其中还加入了氮和水来与有机工质进行比较, 图中以每种工质的临界温度作为横坐标。

吸热量的比较发现, 氮和水的吸热量远远大于有机工质, 这主要是这两种工质较大的气化潜热导致的。而有机工质中, R600a 的吸热量要大于其它一些工质, 主要是因为 R600a 为烷烃类工质, 其性质与其它卤代烃类工质有一定的区别。除此之外, 其他的工质的吸热量随着临界温度的升高有一定的下降的趋势。透平的输出功, 与吸热量的变化有着类似的变化趋势。

氮和水为工质的朗肯循环, 其单位质量工质的输出功远远大于其它有机工质, 其中水

的输出功是最大的,其次,R600a的单位质量工质输出功仅次于水和氨,在有机物质质中是最高的。而其它的有机物质,其单位工质输出功比较小,并且较为接近。比较这些单位质量工质的输出功,可以发现大多数有机物质的单位质量输出功仅为水的1/10,可见,在有机物朗肯循环中,若要输出同样功率的电能,其质量流量是水工质的将近10倍,工质循环泵以及其它一些设备的消耗会比较大,这是有机物质的不利点。

循环泵的耗功方面,比较发现R600a的耗功是最大的,而氨和水的耗功大于大多数有机物质,但是仅为R245fa等工质的2-3倍。

最后比较第一定律效率,可以发现这些工质的第一定律效率随着临界温度的增加而降低。循环效率最高的为R12,其临界温度为385.12K。需要注意的是,R245fa的效率较低,为8.2%;但是,如表2-2所指出的,R245fa在环保和安全性等方面具有特别大的优势,因此,一些新的有机物朗肯循环系统,都以R245fa为工质,以替代曾经采用的一些有机物质(如R113等)。

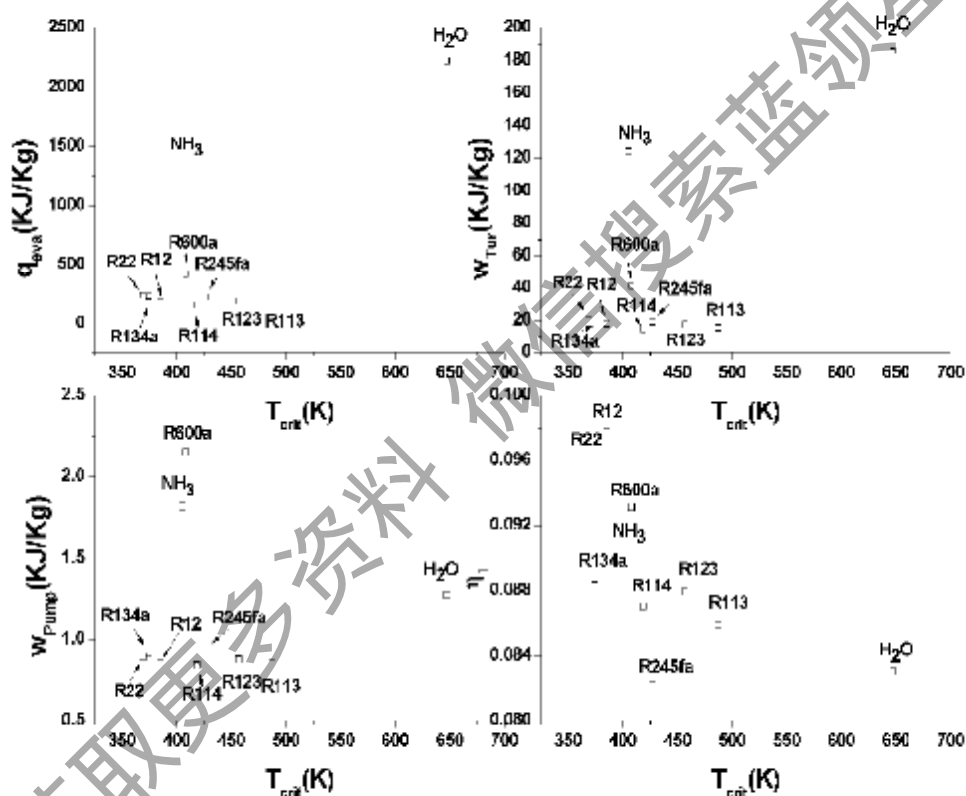


图 2-12 工质对朗肯循环性能的影响, $P_{eva} = 1.5MPa$; $P_{con} = 0.5MPa$; $T_{sub} = 10K$;
 $T_{crit} = 10K$; $\eta_{Turb} = 0.9$; $\eta_{Pump} = 0.85$;

Figure 2-12 Effect of Working Fluid for ORC

2.4 复杂有机物朗肯循环分析

2.4.1 再热有机物朗肯循环

再热指的是,在膨胀机1中经过部分膨胀后的有机物蒸气,重新进入再热器加热到较高

温度，然后再进入膨胀机 2 进行膨胀做功，如图 2-13 所示。此时，系统输出的功为膨胀机 1 和膨胀机 2 输出的功之和：

$$\dot{W}_{tur} = \dot{m}_W((h_1 - h_{2.5}) + (h_{2.6} - h_2)) \quad (2.9)$$

而吸热量为蒸发器和再热器吸热量之和：

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_W((h_1 - h_4) + (h_{2.6} - h_{2.5})) \quad (2.10)$$

因此，整个循环的第一定律效率为

$$\eta_1 = \frac{\dot{W}_{tur} - \dot{W}_{pump}}{\dot{Q}_{eva}} = \frac{(h_1 - h_{2.5}) + (h_{2.6} - h_2) - \dot{W}_{pump}/\dot{m}_W}{(h_1 - h_4) + (h_{2.6} - h_{2.5})} \quad (2.11)$$

可见，采用再热循环的有机物朗肯循环，其膨胀机的输出功率和循环吸热量都增加了，因此第一定律效率并不一定提高，而需要选择合适的再热压力。在现代大型火力电站中，采用再热循环的主要目的是提高汽轮机出口的干度，其主要原因如 2.2.3 节所分析的水作为工质是湿性的。因此，在水蒸气朗肯循环中选择再热压力，不仅仅需要考虑效率的因素，更要考虑汽轮机出口干度的因素。而有机物工质由于大多是干性工质，因此，有机物朗肯循环考虑再热时，基本不需要考虑膨胀机出口干度的影响。特别需要指出的是，如后面的章节所提到的，对于低品位热能利用发电系统，更重要的是系统总的输出功率，而非第一定律效率。再热型有机物朗肯循环，其输出比功比基本有机物朗肯循环大，这在低品位热能利用系统中是非常合适的。

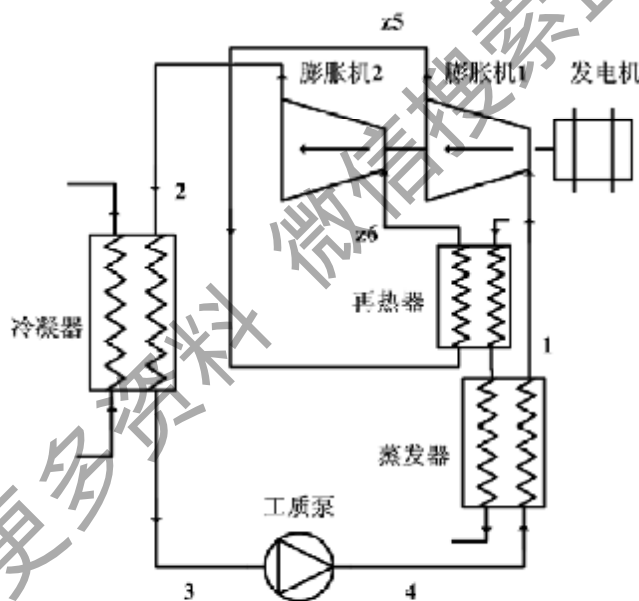


图 2-13 再热型有机物朗肯循环

Figure 2-13 Reheat Organic Rankine Cycle

表 2-3 给出了在同样的工况下，再热型有机物朗肯循环和基本有机物朗肯循环各状态点的比较，其中假设部分膨胀的有机物蒸汽在再热器中再次被加热至状态点 1 的温度。通过比较发现，再热型有机物朗肯循环膨胀机最终出口温度由 90.8℃ 提高至 113.0℃。第一定律效率则自 0.110 降至 0.107，略有下降。但是，膨胀机输出功率由 27.9KJ/Kg 提高至 29.9KJ/Kg，提高了 7.1%。可见，再热型有机物朗肯循环用于低品位热能回收发电系统，其最大作用在于能提高膨胀机的输出功率。

图 2-14 给出了再热型有机物朗肯循环随着再热压力变化时系统性能变化情况，当再热压力增加至蒸发压力 2.9MPa 时，再热有机物朗肯循环即等价于基本有机物朗肯循环。从中可以发现，如式(2.10)指出的，吸热量随着再热压力的增加而降低，而膨胀机的输出功率，则

随着再热压力有一个最佳值，在图 2-14 的工况下这个最佳再热压力约为 1.3MPa。因此，若采用再热有机物朗肯循环来回收低品位热能发电，所采用的再热压力应尽可能在这个最佳压力值附近。由于再热型有机物朗肯循环泵进出口状态并未改变，因此泵的耗功不变。第一定律效率也存在一个最大值，但是，需要注意的是，这个最大值相比较而言并不十分明显，如图 2-14 的工况，最大第一定律效率仅比基本有机物朗肯循环效率相对提高了 1.7%，十分有限。同时，注意到，当再热压力较低时，再热型有机物朗肯循环的效率低于基本有机物朗肯循环，根据式(2.11)，这是由于吸热量的增加而导致的。

表 2-3 再热型有机物朗肯循环各状态点参数， $P_{coa} = 2.5MPa$; $P_{con} = 0.5MPa$;
 $T_{sup} = 10K$; $T_{sub} = 10K$; $\eta_{TWR} = 0.9$; $\eta_{Pump} = 0.85$; R245fa

Table 2-3 Status of Reheat Organic Rankine Cycle			
状态点	t (°C)	P (MPa)	h (KJ/kg)
再热型有机物朗肯循环，再热压力 1.5MPa			
1	143.5	2.5	508.9
2b	122.9	1.5	500.6
2c	143.5	1.5	525.9
2	113.0	0.5	504.3
3	52.6	0.5	270.9
4	53.7	2.5	272.7
膨胀机输出功 (KJ/Kg)	29.9		
第一定律效率	0.107		
基本有机物朗肯循环			
1	143.5	2.5	508.9
2	90.8	0.5	480.9
3	52.6	0.5	270.9
4	53.7	2.5	272.7
膨胀机输出功 (KJ/Kg)	27.9		
第一定律效率	0.110		

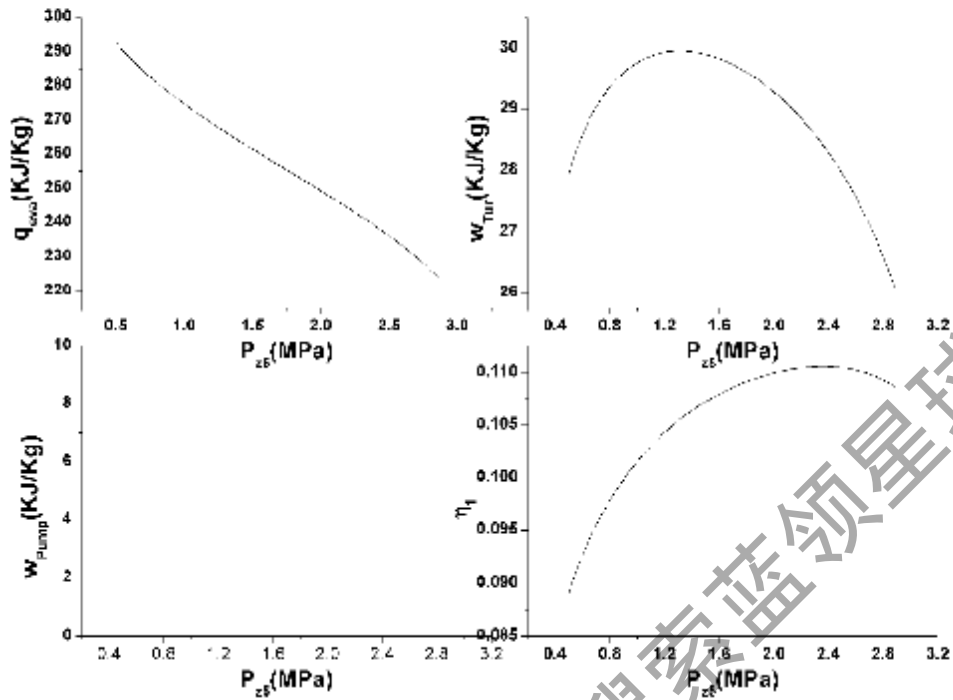


图 2-14 再热型有机物朗肯循环性能, $P_{eva} = 2.9MPa$; $P_{con} = 0.5MPa$; $T_{sup} = 10K$;
 $T_{scb} = 10K$; $\eta_{Tur} = 0.9$; $\eta_{Pump} = 0.85$; R245fa

Figure 2-14 Performance of reheat ORC

2.4.2 回热有机物朗肯循环

回热型有机物朗肯循环的基本原理是将膨胀机出口的仍具有较高温度的热气, 用于加热蒸发器出口的较低温度的有机物液体。回热型有机物朗肯循环适用于热源温度较高, 蒸发器过热度较高的情形, 因为在这种情况下膨胀机出口温度较高, 有回收利用的价值。回热型有机物朗肯循环并不增加膨胀机的输出比功, 而只是减少了蒸发器所需要的吸热量。

定义回热器的回热度为:

$$\sigma = \frac{h_2 - h_{h6}}{h_4 - h_{h6}} \quad (2.12)$$

而蒸发器的吸热量为 $(h_1 - h_4)$, 这个值比基本有机物朗肯循环减少了 $(h_4 - h_{h6})$ 的热量。根据第一定律效率的计算式(2.7), 第一定律效率可以显著的提高。

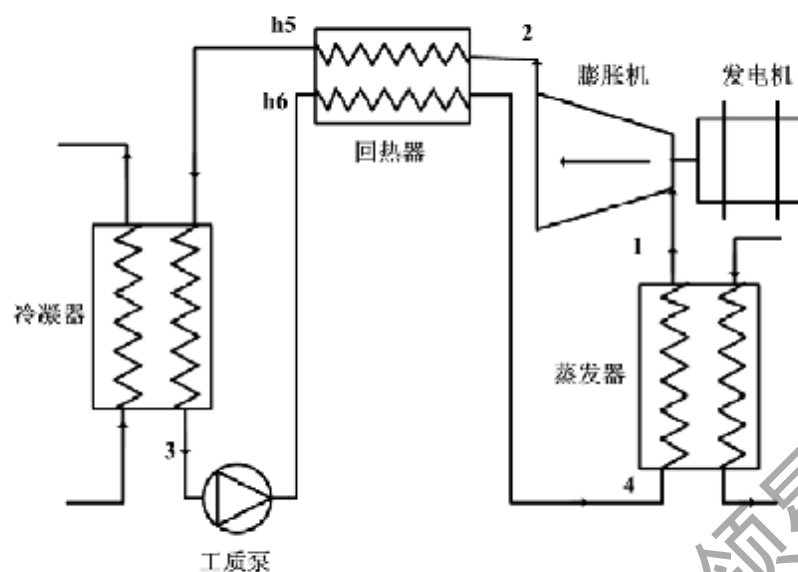


图 2-15 回热型有机物朗肯循环

Figure 2-15 Organic Rankine Cycle with Recuperator

根据上述模型，表 2-4 给出了相同工况下回热型有机物朗肯循环和基本有机物朗肯循环的参数。其中，过热度为 50K，这是因为只有在较高的过热度下，回热循环才具有价值。从表 2-4 可以发现，两种循环膨胀机的输出功没有变化，均为 33.9KJ/Kg，而回热循环的第一定律效率为 0.166，比简单循环的 0.110 提高了 50.9%，可见回热的效果是比较明显的。图 2-16 给出了回热度变化时，循环性能的变化情况。可以清楚地看到，蒸发器吸热量随着可热度的增加而线性的减小，而膨胀机的输出功和泵的耗功均没有变化，因此第一定律效率随着回热度的增加而增加。

回热型有机物朗肯循环，适用于采用诸如生物质能热源类型的情况，因为这些热源通常温度很高，并且采用回热可以减少生物质的消耗，比如文献^[16, 49, 57]所介绍的都是采用回热的有机物朗肯循环系统。

表 2-4 回热型有机物朗肯循环各状态点参数， $P_{eva} = 2.5MPa$ ； $P_{con} = 0.5MPa$ ； $T_{sup} = 50K$ ； $T_{in} = 10K$ ； $\eta_{Turb} = 0.9$ ； $\eta_{Pump} = 0.85$ ；R245fa

Table 2-4 Status of Organic Rankine Cycle with Recuperator

状态点	t (°C)	P (MPa)	h (KJ/kg)
回热型有机物朗肯循环，回热度 0.4			
1	183.5	2.5	564.3
2	137.1	0.5	530.4
h5	62.6	0.5	431.8
3	52.6	0.5	270.9
h6	53.7	2.5	272.7
4	118.6	2.5	371.3
膨胀机输出功 (KJ/Kg)	33.9		
第一定律效率	0.166		
基本有机物朗肯循环			
1	183.5	2.5	564.3
2	137.1	0.5	530.4
3	52.6	0.5	270.9

4	53.7	2.5	272.7
膨胀机输出功 (KJ/Kg)	33.9		
第一定律效率	0.110		

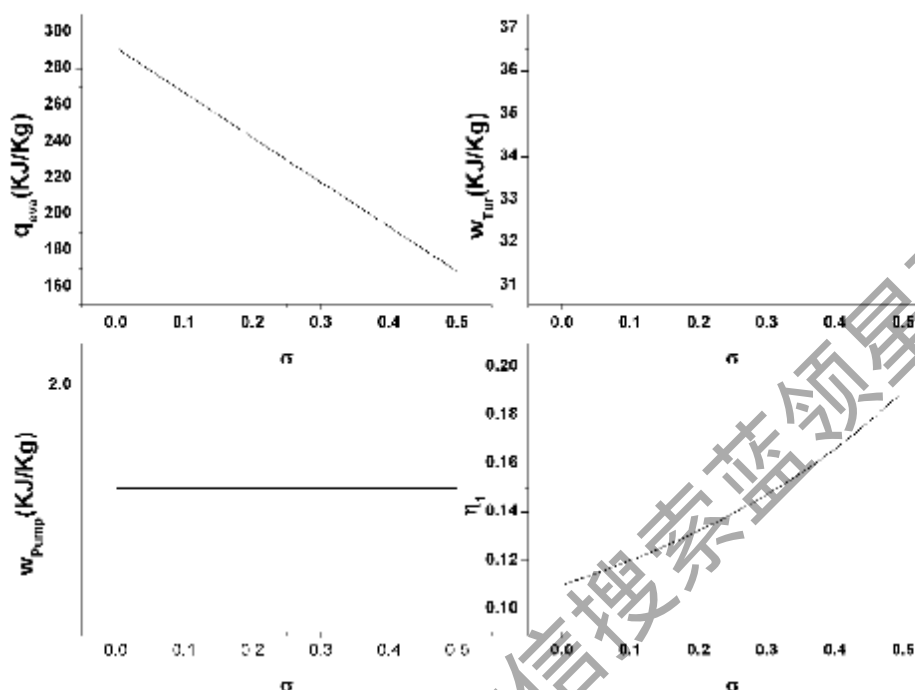


图 2-16 回热型有机物朗肯循环性能, $P_{sup} = 2.5 MPa$; $P_{con} = 0.5 MPa$; $T_{sup} = 50 K$;
 $T_{evb} = 10 K$; $\eta_{tur} = 0.9$; $\eta_{pump} = 0.85$; R245fa
 Figure 2-16 Performance ORC with Recuperator

2.4.3 抽气回热有机物朗肯循环

抽气回热是指从膨胀机中抽出部分没有充分膨胀的有机物蒸汽,与泵出口的液态有机物混合,用于提高进入蒸发器的有机物工质的温度。如图 2-17 所示,从膨胀机中间抽出的有机物气体,在回热器中与工质泵 1 出口的有机物液体混合,然后再进入工质泵 2 中进行加压。需要注意的是,抽出来的有机物气体的状态和流量,不能使进入工质泵 2 的有机物工质含有气体,否则会使泵发生损坏。与回热有机物朗肯循环不同,抽气回热减少了膨胀机的输出功,但是与此同时蒸发器的吸热量也减少了,因此也可以有提高第一定律效率的效果。需要注意的是,抽气回热有机物朗肯循环,因为抽气的温度总是比较高的,因此蒸发器不需要采用很高的过热度,因而这种循环可以用于温度较低的热源,这是抽气回热循环的优点。

抽气回热循环需要考虑两个参数,即抽气比 x 和抽气压力 P_{cs} 。抽气比定义为抽气的流量与进入膨胀机的工质流量的比值,而抽气压力则为抽气时的中间压力。则膨胀机的输出功为:

$$\dot{W}_{tur} = \dot{m}_W ((h_1 - h_{cs}) + (1-x) + (h_{cs} - h_2)) \quad (2.13)$$

吸热量为:

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_W (h_1 - h_4) \quad (2.14)$$

泵的耗功为:

3	52.6	0.5	270.9
4	53.7	2.5	272.7
膨胀机输出功 (KJ/Kg)	33.9		
第一定律效率	0.110		

图 2-18 和图 2-19 分别给出了抽气压力和抽气比变化时, 系统性能变化的情况。当抽气压力升高时, 由于所抽出来的气体的温度提高, 蒸发器的吸热量逐渐减小; 同时, 高压的有机物工质气体被用于回热, 而丧失了大量的做功能力, 因此膨胀机的输出比功减小; 泵的耗功随着抽气压力的增加而有所减少; 最终, 第一定律效率随着抽气压力的增加而降低。总之, 在实际循环中, 应选择较低的抽气压力使得第一定律效率提高。随着抽气比的增加, 吸热量、膨胀机输出比功、泵耗功都下降; 但是由于吸热量下降较多, 因此第一定律效率有所增加, 如图 2-19 所示。

与回热 ORC 类似, 由于抽气回热有机物朗肯循环并不提高系统的输出比功, 因此, 对于回收低品位热能并不一定是有利的, 而需要综合考虑设备的复杂程度、成本等相关因素。

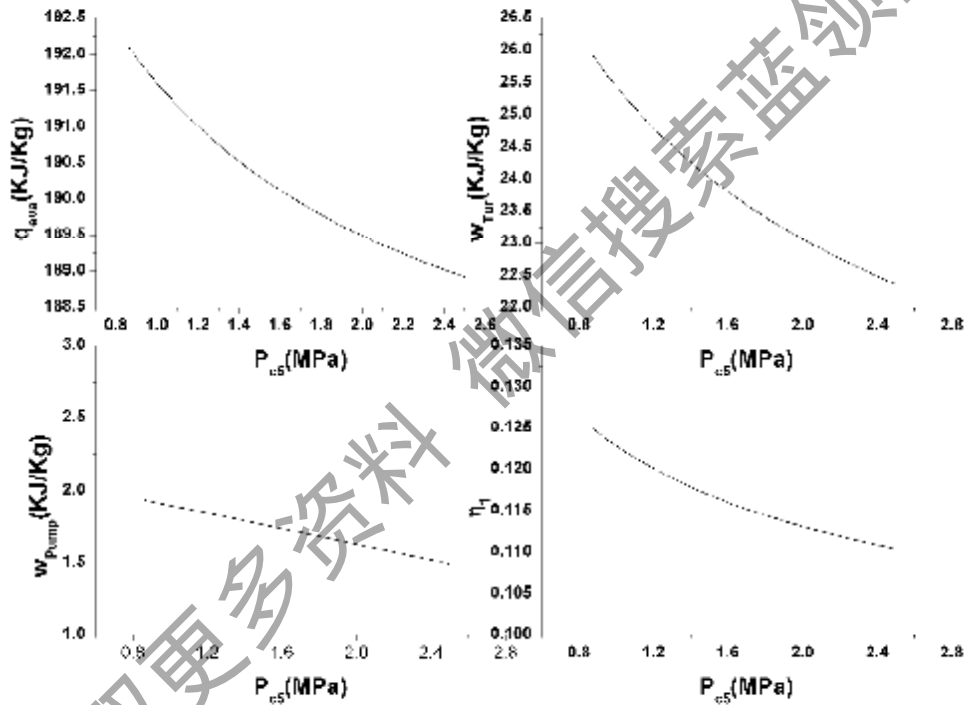


图 2-18 抽气回热型有机物朗肯循环性能, $P_{eva} = 2.5MPa$; $P_{con} = 0.5MPa$;
 $T_{sup} = 10K$; $T_{sub} = 10K$; $\eta_{Tur} = 0.9$; $\eta_{Pump} = 0.85$; $x = 0.3$; R245fa

Figure 2-18 Performance Regenerative ORC

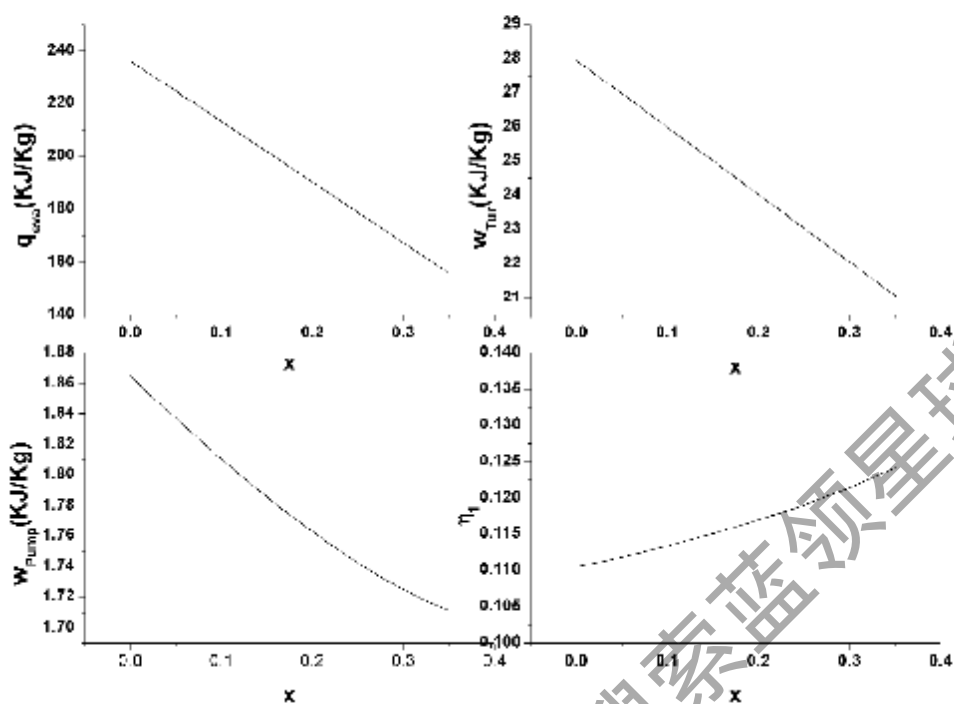


图 2-19 抽气回热型有机物朗肯循环性能, $P_{eva} = 2.5MPa$; $P_{con} = 0.5MPa$;
 $T_{sup} = 10K$; $T_{sub} = 10K$; $\eta_{Twr} = 0.9$; $\eta_{Pump} = 0.85$; $\omega_{P_{25}} = 1.5MPa$; R245fa

Figure 2-19 Performance Regenerative ORC

2.5 本章小结

本章完成了有机物朗肯循环的热力性能的分析,包括对有机物朗肯循环的工质的对比研究,以及基本循环、再热、回热、抽气回热下系统的特性,主要包括:

- * 研究了用于有机物朗肯循环的工质的特性,分析指出,有机物工质较低的饱和温度是其可用于低品位热能发电的最重要原因,而大多数有机物工质是绝热工质或者是干性工质,也有利于低品位热能利用系统膨胀机的安全工作,此外,有机物工质的环保性及安全性也是选择有机物工质的重要条件。另外,本章还比较了有机物工质和水在用于低品位热能利用发电时的区别,指出有机物工质相比较水在回收低品位热能时具有工质干性、工作压力适宜等优点。

- * 分析了基本有机物朗肯循环在不同工作状态下的特性。研究认为,提高系统蒸发压力、降低冷凝压力以及选择效率尽可能高的膨胀机,对提高系统第一定律效率有很大的正面影响,而提高过热温度或者过冷温度,则对第一定律效率影响不大。而对不同有机物工质的比较发现,在同样的工作压力和过冷过热度下,临界温度相对较高的工质,其效率相对较低。

- * 最后,本章对比研究了再热、回热、抽气回热对有机物朗肯循环的影响。相比较基本有机物朗肯循环,再热型系统第一定律效率有所降低,但是其净输出比功增加,并且再热压力存在一个最佳值,使得净输出比功最大。而回热型有机物朗肯循环其第一定律效率比简单系统高,而净输出比功不变。对于抽气回热型有机物朗肯循环系统,虽然其第一定律效率提高,但是净输出比功降低。

第3章 有机物朗肯动力循环关键部件分析

有机物朗肯循环系统的关键部件，主要是蒸发器和膨胀机。蒸发器过程是一个包括了预热、沸腾和过热三个阶段的复杂过程，而且是有机物朗肯循环不可逆损失最大的部件，其不可逆损失包括内部不可逆损失和外部不可逆损失，本章在同时考虑了上述两种不可逆损失基础上，得到了蒸发器的特性。并且，本章也研究了蒸发器的动态特性，其方法是对蒸发器空间方向用差分方程离散，而时间方向利用软件直接求解。膨胀机是有机物朗肯循环的技术难点，本章在比较了多种类型的膨胀机的基础上，详细研究了实验系统所采用的涡旋式膨胀机的工作特性。

3.1 蒸发器稳态特性及分析

3.1.1 蒸发器稳态模型

3.1.1.1 蒸发器稳态模型简介

对有机物朗肯循环的研究发现，蒸发器是 ORC 过程中不可逆损失最大的部件^{[11]、[36]、[37]}。例如，Mago 等^[37]在其文献中认为，蒸发器的不可逆损失，在基本有机物朗肯循环中占了整个循环的 77%，而在抽气再热循环中也占了大约 40.4%，因此，需要对蒸发器的过程进行深入地研究，仔细地设计蒸发器，尽可能地降低蒸发器的不可逆损失，提高整个 ORC 系统的输出功率。

到目前为止，国内外很少有专门研究采用有机工质的蒸发器文献，有一部分学者研究了以水为工作介质的蒸汽发生器的性能，蒸汽发生器和蒸发器有着类似的工作过程。Nug 等^[12]研究了产生饱和水蒸汽的蒸汽发生器，发现这种蒸汽发生器工作时有一个最佳工作压力，使得熵增最小。Reddy 等^[25]在此基础上更进一步，其研究对象为产生过热蒸汽的蒸汽发生器，给出了一些工作参数对蒸汽发生器不可逆损失的影响。此外还有一些类似的研究，但其主要的对象均为以水为工质的蒸发器。本文作者曾研究了以有机物为工质的蒸发器的性能^[126]。

本章以单级逆流型蒸发器作为有机物朗肯循环蒸发器的典型例子，研究蒸发器的熵增、温度分布、火用效率等性能，希望能通过研究，详细地了解蒸发器的详细工作过程和特性。单级逆流蒸发器如图 3-1 和图 3-2 所示，从循环泵出来的高压有机物液体，被反方向的热源流体加热，经历了预热、沸腾和过热三个阶段，被加热成为过热有机物蒸汽，进入膨胀机做功，而热源流体，将一部分热量传递给有机工质后，进入环境中，将热量 Q_0 排到温度为 T_0 的环境中。因此，这个过程存在着两部分的不可逆损失，分别是如图 3-2 的换热器内部由于温差而导致的内部不可逆损失，以及热源流体出口由于温度高于环境温度，热量直接排放到环境引起的外部不可逆损失。在这一章的研究中，忽略了换热器压力损失的影响，这是因为有大多数的文献^{[125]、[127]、[138]}认为，采用第二定律分析换热器性能时，压力的影响很小。

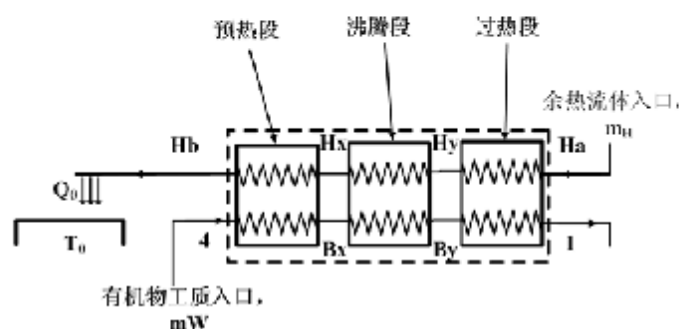


图 3-1 单级逆流型蒸发器

Figure 3-1 Single Stage Counter-flow Evaporator for ORC

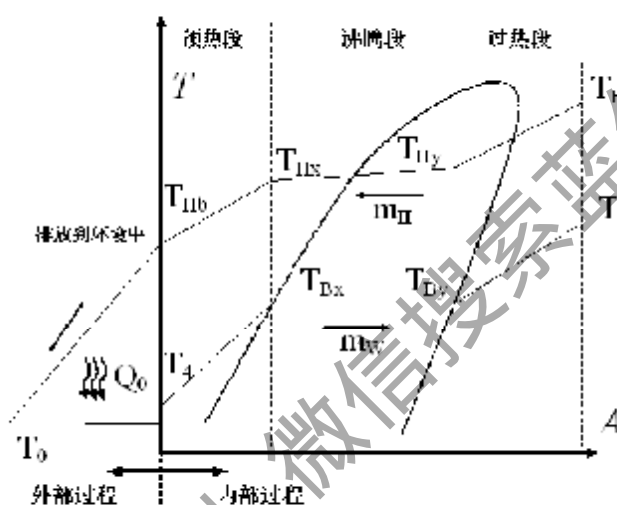


图 3-2 单级逆流型蒸发器温度分布

Figure 3-2 Temperature of Single Stage Counter-flow Evaporator for ORC

3.1.1.2 蒸发器的三个过程

如图 3-1、图 3-2 以及 3.1.1.1 所分析的，蒸发器包含预热、沸腾和过热三个过程。由于这三个换热过程有着非常大的区别，为了便于研究，可以将这三个过程等同于如图 3-1 所示的三个虚拟换热器，然后分别对这三个虚拟换热器计算。整个蒸发器的大小是确定的，而这三个虚拟换热器，由于工作参数的变化，其大小会随之发生变化；但是，三个虚拟换热器的总换热面积是相等的，即：

$$A_{\text{eva}} = A_{\text{pre}} + A_{\text{boil}} + A_{\text{sup}} \quad (3.1)$$

本章对换热器的计算，采用效能-传热单元数 ($\varepsilon - NTU$) 法^[29]，分别对三个虚拟换热器应用 $\varepsilon - NTU$ 法。对于过热过程，其传热单元数为：

$$NTU_{\text{sup}} = \frac{U_{\text{sup}} A_{\text{sup}}}{(\dot{m}c)_{\text{min}}} \quad (3.2)$$

过热过程是逆流的，因此，其效能为：

$$\varepsilon_{\text{sup}} = \frac{1 - \exp((-NTU_{\text{sup}}) (1 - (\dot{m}c)_{\text{min}} / (\dot{m}c)_{\text{max}}))}{1 - (\dot{m}c)_{\text{min}} / (\dot{m}c)_{\text{max}} \exp((-NTU_{\text{sup}}) (1 - (\dot{m}c)_{\text{min}} / (\dot{m}c)_{\text{max}}))} \quad (3.3)$$

根据上述两式，以及效能的定义，可以得到，热源流体在过热段出口的温度 T_{H1} 为：

$$T_{Hy} = T_{Ho} - \frac{\varepsilon_{sup} (\dot{m}c)_{\min} (T_{Ho} - T_{By})}{\dot{m}_H c_H} \quad (3.4)$$

其中，假设热源流体的定压比热容 c_H 为定值，这对于热源流体为空气或水在温度变化不大时是适用的。

而工质离开蒸发器时的温度为

$$T_1 = f_T \left(h_{Ey} + \frac{\varepsilon_{sup} (\dot{m}c)_{\min} (T_{Ho} - T_{By})}{\dot{m}_W}, P_{evs} \right) \quad (3.5)$$

其中， f_T 的含义是给定了焓和压力之后求温度的函数，可以根据美国 NIST 的软件 REFPROP 求得^[30]。

对于沸腾过程，若工质是纯工质，则其蒸发潜热可以根据蒸发压力查得。此时，根据能量守恒，热源流体在沸腾段的出口温度为：

$$T_{Hx} = T_{Hy} - \frac{\dot{m}_W \Delta H}{\dot{m}_H c_H} \quad (3.6)$$

而沸腾段的换热器效能为：

$$\varepsilon_{Boil} = \frac{T_{Hy} - T_{Hx}}{T_{Hy} - T_{Bx}} \quad (3.7)$$

若工质是纯工质，则工质在蒸发沸腾时是定温的，此时， $\varepsilon - NTU$ 的公式与(3.3)有所不同。根据 $\varepsilon - NTU$ 的基本公式，可以得到沸腾段的传热单元数为：

$$NTU_{boil} = -\log(1 - \varepsilon_{boil}) \quad (3.8)$$

然后，计算预热段，由于预热段的 T_4 、 T_{Bx} 、 T_{Hb} 以及冷态流体流量均已知，直接又用能量守恒即可得热源流体在蒸发器的出口温度为：

$$T_{Hx} = T_{Hb} - \frac{\dot{m}_W (h_{Bx} - h_4)}{\dot{m}_H c_H} \quad (3.9)$$

而预热段的换热器效能为：

$$\varepsilon_{Pre} = \frac{\max(T_{Hx} - T_{Hb}, T_{Bx} - T_4)}{T_{Hx} - T_4} \quad (3.10)$$

预热段的传热单元数为：

$$NTU_{Pre} = -\frac{\log \left(\frac{1 - \varepsilon_{Pre}}{1 - \varepsilon_{Pre} (\dot{m}c)_{\min} / (\dot{m}c)_{\max}} \right)}{(1 - (\dot{m}c)_{\min} / (\dot{m}c)_{\max})} \quad (3.11)$$

从上述式(3.2)到(3.11)，除了过热段面积 A_{Sup} 之外，其余参数均可按顺序求得。因此，可以先假设一个过热段面积 A_{Sup} ，然后按照(3.2)到(3.11)的次序求解蒸发器，从中得到一个虚拟换热器的面积，一般蒸发器的总面积是给定的，因此，可以根据公式(3.1)，迭代求解得到过热段面积 A_{Sup} ，最终可以解出整个蒸发器的其余参数。蒸发器求解流程图如图 3-3 所示。

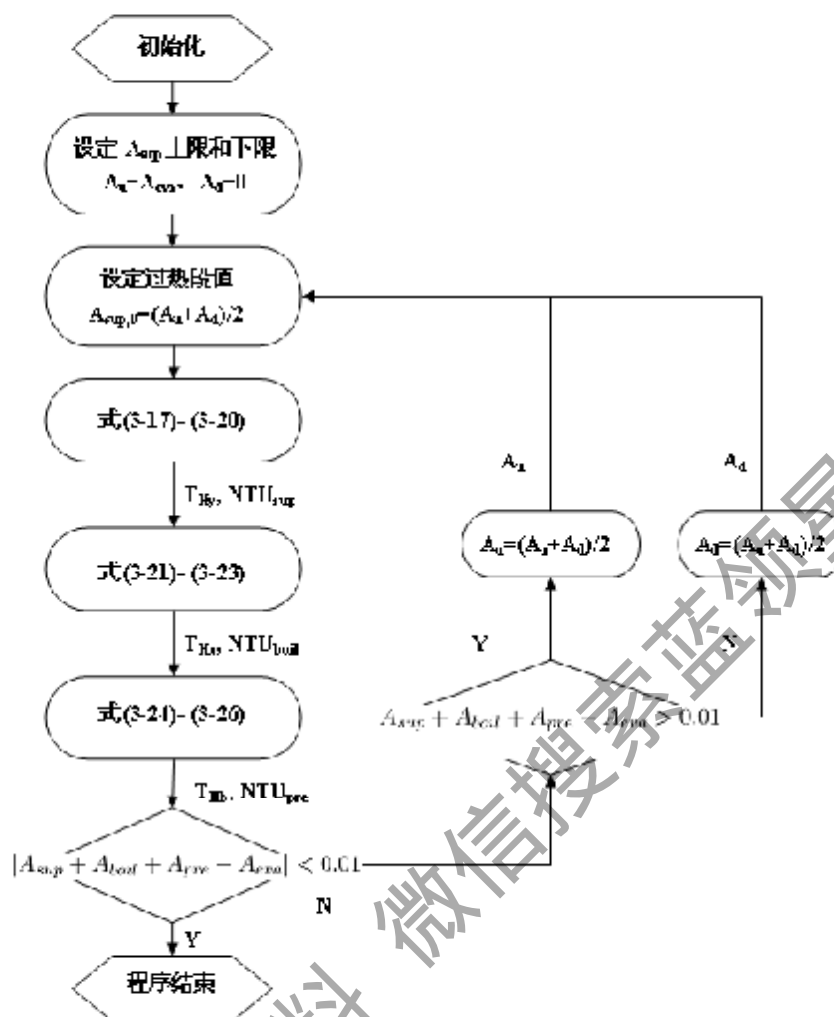


图 3-3 单级逆流型蒸发器程序流程图

Figure 3-3 Flowchart of Single Stage Counter-flow Evaporator for ORC

3.1.1.3 蒸发器熵的计算

当忽略压力损失时,蒸发器的熵增分为两部分,分别为由于内部传热温差而引起的内部熵增,以及由于热源流体离开蒸发器,而将热量排放到环境的外部熵增。首先分析蒸发器内部损失,这个损失是由高温流体与低温流体之间的传热温差以及阻力损失引起的。本文忽略了阻力损失的影响,此时,取蒸发器的一个微元,根据传热学基本原理,可以得到微元的熵增率为:

$$ds = \frac{d\dot{Q}}{T_W} - \frac{d\dot{Q}}{T_H} \quad (3.12)$$

将式(3.12)对整个蒸发器积分,则可以得到蒸发器的内部无量纲熵增率为:

$$N_{Evo,I} = \dot{S}_{Evo,I} / (\dot{m}_H c_H) = (\dot{m}_H (s_{Hb} - s_{Hc}) + \dot{m}_W (s_1 - s_4)) / (\dot{m}_H c_H) \quad (3.13)$$

从另一个角度考虑,蒸发器的熵增率,即为出口的熵减去入口的熵,这两种算法得到的结果是一样的。

分别考虑蒸发器的三个过程,用同样的方法,可以得到蒸发器的过热段、沸腾段以及预热段的无量纲的熵增率分别为:

$$N_{Sup} = \dot{S}_{Sup} / (\dot{m}_H c_H) = (\dot{m}_H (s_{Hb} - s_{Ha}) + \dot{m}_W (s_1 - s_{Wb})) / (\dot{m}_H c_H) \quad (3.14)$$

$$N_{Boil} = \dot{S}_{Boil}/(\dot{m}_H c_H) = (\dot{m}_H(s_{Hx} - s_{Hy}) + \dot{m}_W(s_{By} - s_{Bx}))/(\dot{m}_H c_H) \quad (3.15)$$

$$N_{Pre} = \dot{S}_{Pre}/(\dot{m}_H c_H) = (\dot{m}_H(s_{Hb} - s_{Hc}) + \dot{m}_W(s_{Bc} - s_1))/(\dot{m}_H c_H) \quad (3.16)$$

由于热源流体直接将热量排到环境中, 环境温度假设为 T_0 , 蒸发器的外部过程为, 热源流体温度从 T_{Hb} 降至 T_0 , 而环境温度保持不变。因此, 整个外部过程的无量纲熵增率为:

$$N_{Eva,E} = S_{Eva,E}/(\dot{m}_H c_H) = \frac{\dot{Q}_0/T_0 + \dot{m}_H(s_{H0} - s_{Hb})}{\dot{m}_H c_H} = \frac{(T_{Hb} - T_0)}{T_0} + \ln \frac{T_0}{T_{Hb}} \quad (3.17)$$

则根据式(3.12)-(3.17), 整个蒸发器的无量纲的熵增率为:

$$N_{Eva} = N_{Eva,I} + N_{Eva,E} = N_{Svp} + N_{Boil} + N_{Pre} + N_{Eva,E} \quad (3.18)$$

3.1.1.4 蒸发器的温度分布与熵分布

对蒸发器沿流动方向取微元, 对该微元运用能量守恒, 当蒸发器处于稳态, 并且忽略换热器壁面热容时, 可以得到:

$$\dot{m}_H dh_H = U(T_H - T_W)dA \quad (3.19)$$

$$\dot{m}_W dh_W = -U(T_H - T_W)dA \quad (3.20)$$

当压力给定时, h_H 和 h_W 均为温度的单值函数, 而 A 为蒸发器沿介质流动方向的面积, 因此, 上述两个公式即为蒸发器稳态温度微分方程。通过求解, 即可得到单级逆流型蒸发器内部温度分布情况, 上述微分方程的边界条件, 则可以通过 3.1.1.2 节的公式求得, 这里不再赘述。

对于蒸发器的一个微元, 其换热量为:

$$d\dot{Q} = U(T_H - T_W)dA \quad (3.21)$$

将式(3.21)代入(3.12), 等号两边都除以 dA 得到:

$$\frac{ds}{dA} = \frac{d\dot{Q}}{T_W} - \frac{d\dot{Q}}{T_H} = \left(\frac{1}{T_W} - \frac{1}{T_H}\right)U(T_H - T_W) \quad (3.22)$$

式(3.22)得到的 $ds/dA^{[1]}$ 可以称之为熵增分布, 即表示熵增率在蒸发器中分布的情况。通过此参数, 可以给出熵在蒸发器中是如何产生与分布的, 从中可以分析在蒸发器过程中, 哪一段的不可逆损失大。注意到 ds/dA 仅仅是温度和蒸交换系数的函数, 因此通过求解蒸发器稳态温度微分方程式(3.19)和(3.20), 即可得到 ds/dA 沿着换热器流体流动方向的变化情况。根据式(3.22), 通过简单的数学推导, 可以发现, 温度差越大, 则熵增率就越大。而将 ds/dA 对整个蒸发器积分, 则可以得到蒸发器的熵增率, 与式(3.18)是等价的。

3.1.1.5 蒸发器的火用效率

蒸发器的火用效率, 定义为通过蒸发器得到的火用, 除以输入蒸发器的火用; 这个参数更明确地给出了蒸发器的性能。蒸发器火用效率的公式为:

$$\eta_{l,eva} = 1 - \frac{E_{des}}{E_{in}} \quad (3.23)$$

对于本文的蒸发器, 输入蒸发器的火用, 包括热源流体过入蒸发器的火用 \dot{E}_{Hb} , 加工质进入蒸发器时的火用 \dot{E}_1 , 而蒸发器的火用损失 \dot{E}_{des} , 则包含两种类型的损失: 内部火用损 $\dot{E}_{des,I}$ 和外部火用损 $\dot{E}_{des,E}$ 。内部火用损失由蒸发器内部传热存在的温差而引起, 其计算公式为:

$$\dot{E}_{des,I} = T_0 S_I = T_0(\dot{m}_H(s_{Hb} - s_{Hc}) + \dot{m}_W(s_1 - s_4)) \quad (3.24)$$

而外部火用损 $\dot{E}_{des,E}$ 是由于热源离开换热器, 由于换热不充分, 将一部分可用能直接排放到环境而引起的, 其计算公式为:

$$\dot{E}_{des,E} = T_0 \dot{S}_E = T_0 \left(\frac{\dot{m}_H c_H (T_{Hb} - T_0)}{T_0} + \dot{m}_H c_H \ln \frac{T_0}{T_{Hb}} \right) \quad (3.25)$$

综合上述公式，本文的蒸发器的火用效率为：

$$\eta_{2,exu} = 1 - \frac{\dot{E}_{dc,s,I} + \dot{E}_{dc,s,E}}{\dot{E}_{H_0} + \dot{E}_4} \quad (3.26)$$

3.1.2 蒸发器稳态模型的结论与分析

通过上述公式推导，可以发现对于给定的蒸发器，影响其性能的主要参数是蒸发压力 P_{evap} 、介质流量比 \dot{m}_H/\dot{m}_W 以及热源流体入口温度 T_{H_0} 。下面将详细分析这些参数对蒸发器性能的影响，并且据此为蒸发器设计及最佳运行提供指导。计算中，换热器的参数来自日本公司 (Hisaka Works Ltd.) 生产的型号 BXC-314-PI(PEI)-50，蒸发器换热面积 $A_{evap} = 3.372m^2$ ；工质入口温度 $T_4 = 313.15K$ ；热源流体假设为常压下的高温空气；而换热系数通过经验公式计算得到，Dittus-Boelter 公式用于计算单相流动时的传热系数^[133]，两相传热系数通过 Dieter 和 Jerry 推导的经验公式计算得到^[133]。

3.1.2.1 某种工况下的蒸发器温度分布和熵分布

通过解方程(3.19)和(3.20)，可以得到单级逆流型蒸发器的温度沿着流管流动方向的分布，然后再根据式(3.22)，可以得到蒸发器的熵增率分布。图 3-4 为某工况下蒸发器的温度分布与熵增率分布。由于是纯工质，有机物在被加热的沸腾段是定温的，而热源流体则沿着流动方向温度降低。从图 3-4 可以发现，蒸发器中两种介质温差最小的点为有机物质开始沸腾点（即泡点），这个点在有些文献中被称为“节点 (pinch point)”^[137]，在这些文献中都是确定了这个温度差值，然后计算蒸发器的其它参数的。事实上，这个“节点 (pinch point)”规定了蒸发器的工作极限，也就是，若蒸发温度过高，使得在这个点热源流体温度低于有机物质的温度，此时蒸发器是无法将有机物质加热到气态的。

通过图 3-4 的熵增率图，可以清晰的看到不可逆损失在蒸发器中的产生过程。根据式(3.22)，可以知道温差大的地方其内部不可逆损失较大。在图 3-4 中，可以发现蒸发器中温差较大的位置是在有机物质入口处与沸腾段结束处，因此，熵增率在若两个位置很大；而在“节点 (pinch point)”位置处，由于传热温差较小，因而熵增率也相对较小。由于混合工质在相变时，其温度是逐渐升高的，这样可以减小沸腾段结束处的换热温差，从而减小内部不可逆损失。但是，本文认为，在通过减小传热温差来减小内部不可逆损失的同时，外部不可逆损失会随之增加。因而混合工质的采用需要仔细设计，3.1.2.7 节将进行详细的分析。需要注意的是，熵增率也受力的影响，而通过实际的计算，发现蒸发器的主要热阻，是在热源流体侧，而在蒸发器侧由于是单相的，传热系数基本可以认为不变。

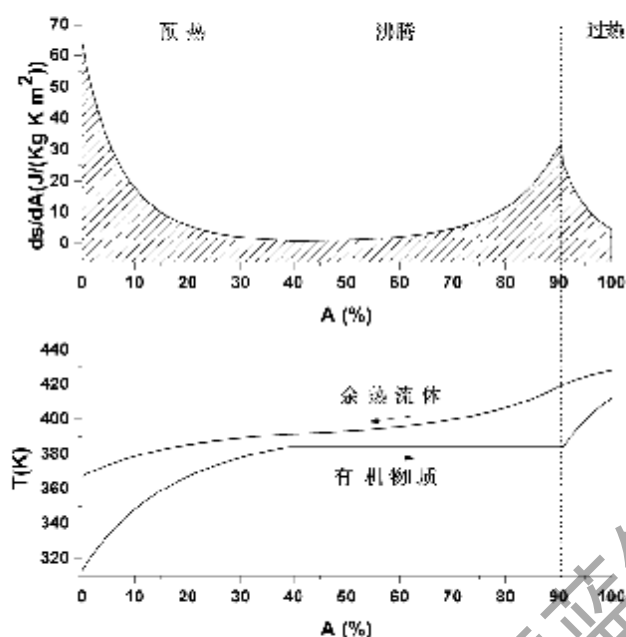


图 3-4 某种工况下工质温度与熵增率分布, $T_{H_0} = 433.15\text{K}$, $\dot{m}_H = 3\text{Kg/s}$,
 $P_{\text{max}} = 1.6\text{MPa}$, $\dot{m}_W = 0.7\text{Kg/s}$, R245fa

Figure 3-4 Distribution of Temperature and Entropy Generation Rate

3.1.2.2 蒸发器的出口温度

蒸发器出口温度体现了蒸发器加热的效果, 一般情况下, 有机物质出口温度越高, 则蒸发器效果越好; 同时, 考虑外部不可逆损失, 则热源介质出口温度越低, 蒸发器性能越好。图 3-5 为蒸发压力对两种介质出口温度的影响, 可见, 随着蒸发压力的提高, 有机物质出口温度逐渐降低, 而热源流体出口温度逐渐升高。因此, 随着蒸发压力的升高, 蒸发器的加热能力是逐渐下降的。这是因为, 如图 3-4 所预计的, 随着蒸发压力的升高, 有机物质定温沸腾段往上移动, 使得其与热源流体的换热温差降低, 从而导致换热效果变差。当在“节点 (pinch point)”处热源流体温度与有机物质温度差为 0 时, 蒸发器工作在极限状态, 再继续提高蒸发压力, 则过热段面积将为负值, 蒸发器无法生成过热蒸汽。

但是, 如 2.3 节所得到的结论, 有机物朗肯循环的循环效率随着蒸发压力的增加而迅速增加, 而对蒸发器出口温度不敏感。因此, 从 2.3 节的第一定律考虑, 在选择蒸发压力时, 应尽可能采用高的蒸发压力, 以使得第一定律效率较高。需要指出的是, 本文后面的分析会指出, 当采用热回收效率评价 ORC 时, 蒸发压力并不是越高越好。

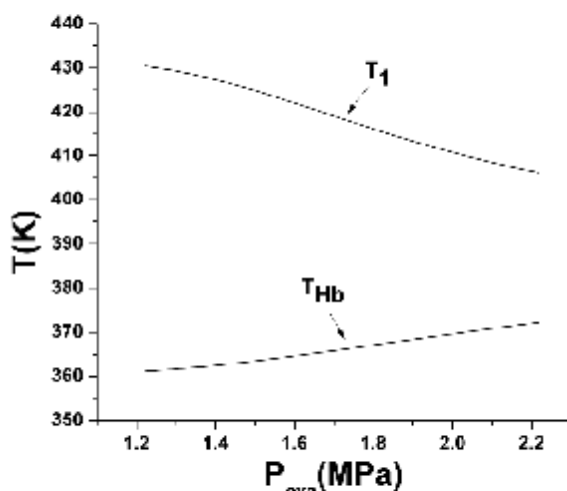


图 3-5 蒸发压力对蒸发器出口温度的影响, $T_{H0} = 433.15\text{K}$, $\dot{m}_H = 3\text{Kg/s}$,
 $\dot{m}_W = 0.7\text{Kg/s}$, R245fa

Figure 3-5 Effect of Evaporating Pressure for Evaporator Outlet Temperature

图 3-6 为蒸发器出口温度随着两种工质流量比 \dot{m}_H/\dot{m}_W 的变化情况。可以发现, 两种工质出口温度均随着流量比 \dot{m}_H/\dot{m}_W 的增加而增加。同时, 随着流量比的增加, T_1 存在着边际效应, 即当 \dot{m}_H/\dot{m}_W 较大时, 继续增加 \dot{m}_H/\dot{m}_W , T_1 的增加并不明显。这主要是由于此时的工质出口温度已接近热源入口温度, 即换热效果已经达到极限。同时, 需要注意流量比 \dot{m}_H/\dot{m}_W 不能太小, 因为太小的流量比, 将使得工质无法吸收足够的热量加热成过热状态的蒸汽。

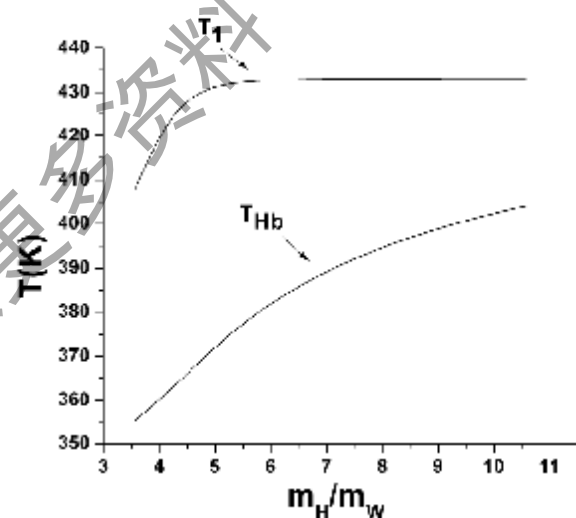


图 3-6 流量对蒸发器出口温度的影响, $T_{H0} = 433.15\text{K}$, $\dot{m}_H = 3\text{Kg/s}$, $P_{eva} = 1.5\text{MPa}$,
R245fa

Figure 3-6 Effect of Mass Flow Rate for Evaporator Outlet Temperature

图 3-7 为出口温度随热源流体入口温度的变化趋势。随着热源流体入口温度的升高, 两个出口温度都随之增加。根据 2.3 节的分析, T_1 增加并不能显著的提高有机物朗肯循环的第

一定律效率；同时， T_{22b} 的增加使更多的可用能被排放到环境中而浪费掉。因此，当热源流体入口温度升高时，若不改变其他参数，会使得有机物朗肯循环性能降低。因此，需要提高系统的蒸发压力，以提高第一定律效率。

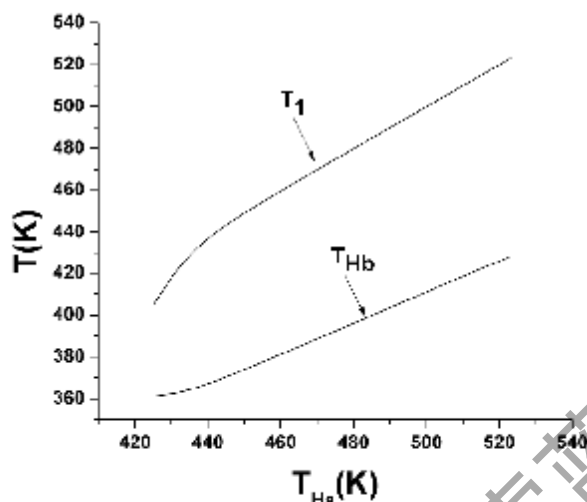


图 3-7 热源温度对蒸发器出口温度的影响, $\dot{m}_H = 3\text{Kg/s}$, $P_{\text{con}} = 1.5\text{MPa}$,
 $\dot{m}_W = 0.7\text{Kg/s}$, R245fa

Figure 3-7 Effect of Waste Heat Flow Inlet Temperature for Evaporator Outlet Temperature

3.1.2.3 蒸发器三段的面积分布

蒸发器预热段、沸腾段与过热段的大小，会随着蒸发器工作状态的变化而变化，但是其总面积不变。了解蒸发器二段面积的变化，对蒸发器性能的分析以及控制有重要的意义。图 3-8 至图 3-10 分别给出了在蒸发压力、流量比以及热源入口温度变化时，蒸发器三个阶段面积的变化情况。

如图 3-8 所示，随着蒸发压力的增加，预热段与沸腾段面积均随之增加，因此过热段面积随之减小。这是因为，随着蒸发压力的增加，有机物工质从入口状态加热到饱和液态所需要的焓增加了，因而需要更大的预热面积；而随着蒸发压力的增加，蒸发温度也随之增加，导致沸腾段换热温差降低，因而沸腾段面积也有所增加；又由于蒸发器的总面积是一定的，预热段与沸腾段面积都增加，过热段必然减小了。同时，也可以发现，随着蒸发压力的升高，过热段面积逐渐趋向于 0；当过热段面积为 0 时，此时即可认为工质仅能被加热到饱和气态，继续增加蒸发压力，则蒸发器出口将为气液混合工质，对有机物朗肯循环不利。

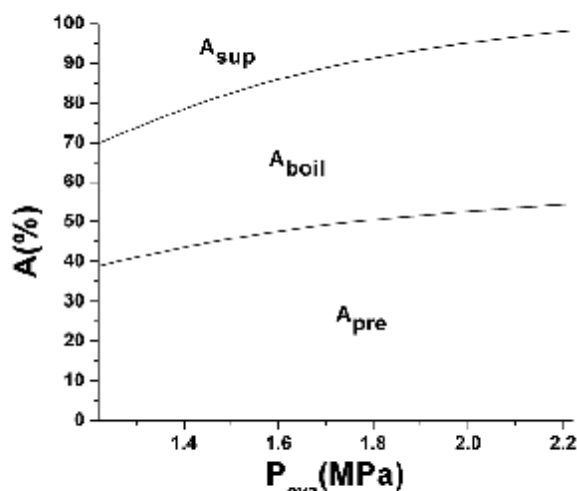


图 3-8 蒸发压力对蒸发器三段面积分布的影响, $T_{Ho} = 433.15K$, $\dot{m}_H = 3Kg/s$,
 $\dot{m}_W = 0.7Kg/s$, R245fa

Figure 3-8 Effect of Evaporating Pressure for Evaporator Distribution

当流量比 \dot{m}_H/\dot{m}_W 增加时, 预热段和沸腾段面积都有所减小, 而过热段面积则随之增加, 如图 3-9 所示。这是由于, 随着流量比的增加, 蒸发器的换热效果变好, 使得预热段和沸腾段所需要的换热面积减小。同样, 注意到当流量比较小时, 过热段面积逐渐趋向于 0, 即当流量比过小时, 蒸发器将不存在过热段, 工质将无法被过热。

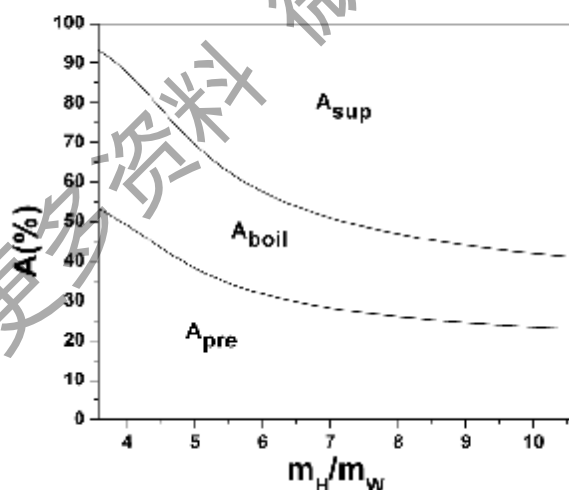


图 3-9 流量对蒸发器三段面积分布的影响, $T_{Ho} = 433.15K$, $\dot{m}_H = 3Kg/s$,
 $P_{eva} = 1.5MPa$, R245fa

Figure 3-9 Effect of Mass Flow Rate for Evaporator Distribution

类似的, 当热源入口温度增加时, 预热段和沸腾段面积都有所减小, 而过热段面积增加, 如图 3-10 所示。这主要是由于热源温度的增加, 使得蒸发器换热温差变大, 而工质在预热段和沸腾段的焓升不变, 则所需要的换热面积相应降低。

同样, 根据 2.3 节的结论, 有机物制氢循环的过热度不需要很大, 体现在蒸发器三段面

积的分配上,应尽可能地控制过热段的面积在较小的范围内,使得有机物朗肯循环的过热度取较小的值。另外,从传热的角度上考虑,工质在沸腾时换热系数较大,而在气态时换热系数小,因此,从这个角度考虑,较小的过热度也有利于充分利用换热器的换热面积,提高换热效果。

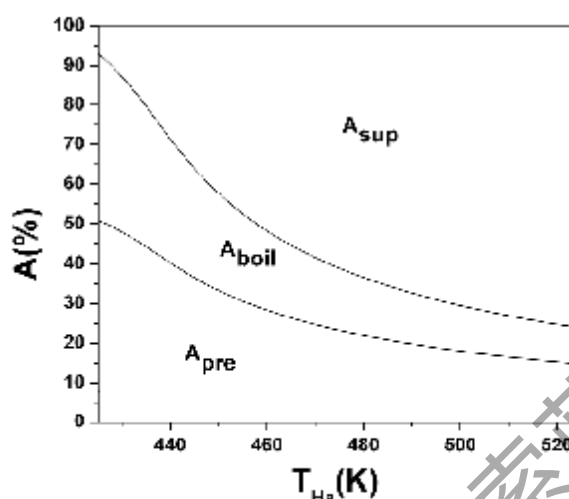


图 3-10 热源入口温度对蒸发器三段面积分布的影响, $\dot{m}_W = 3\text{Kg/s}$, $P_{eva} = 1.5\text{MPa}$,
 $\dot{m}_W = 0.7\text{Kg/s}$, R245fa

Figure 3-10 Effect of Waste Heat Flow Inlet Temperature for Evaporator Distribution

3.1.2.4 蒸发器三段的内部熵增

当忽略压力损失时,蒸发器的内部熵增来自换热时两种介质的换热温差,如 3.1.2.1 节分析。随着蒸发器进出口参数的变化,两种介质内部温度发生变化,同时,蒸发器三段的面积发生变化,这两种原因同时导致了蒸发器三段以及整体的内部熵增发生变化。3.1.2.1 节分析了在某种特定工况下蒸发器内部的温度分布和熵分布,而本节将分析蒸发器在不同工况下蒸发器的内部熵增的变化情况,图 3-11 至图 3-13 分别给出了蒸发压力、流量比以及热源入口温度对蒸发器内部熵增的影响。从中可以发现,蒸发器三段内部熵增的关系是: $N_{Pre} > N_{boil} > N_{sup}$ 。这与 3.1.2.1 节的讨论是相符的,即预热段(特别是预热开始阶段)是整个蒸发器内部熵增最大的阶段,而沸腾结束段也是蒸发器中内部熵增较大的阶段。

随着蒸发压力的升高,蒸发器预热段内部熵增逐渐增加,而沸腾段和过热段熵增降低,总的内部熵增则是逐渐降低的,如图 3-11 所示。如 3.1.2.3 节所分析的,预热段面积随着蒸发压力的增加而增加,这个因素主导了蒸发器预热段内部熵增的变化,使得预热段内部熵增增加。而随着蒸发压力的升高,蒸发温度随之升高,沸腾段平均换热温差减小,而换热面积变化不大,因此沸腾段熵增减小;对过热段,由于其换热面积减小较大,同时换热温差也由于蒸发温度的升高而降低,过热段熵增也减小。从整体上考虑,随着蒸发压力的升高,整个蒸发器工质流体侧的平均温度升高,平均换热温差减小,因此整个蒸发器的内部熵增是减小的。

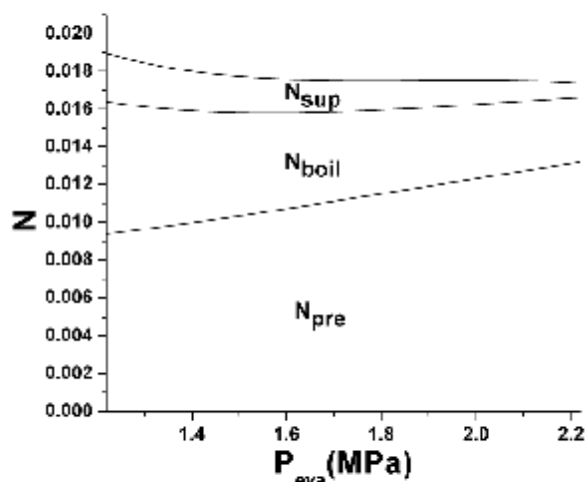


图 3-11 蒸发压力对内部熵增的影响, $T_{H_0} = 433.15K$, $\dot{m}_H = 3Kg/s$, $\dot{m}_W = 0.7Kg/s$, R245fa

Figure 3-11 Effect of Evaporating Pressure for Internal Entropy Generation

随着流量比的增加, 蒸发器三个阶段的不可逆均有所降低, 这是由于, 根据式(3.14)至(3.16), 无量纲的熵增参数 N 是以热源流体的流量为基准的。随着流量比的增加, 蒸发器总的内部熵增增加, 但是热源流量也随之增加, 因此, 整体上单位热源流量下的内部熵增是减少的。

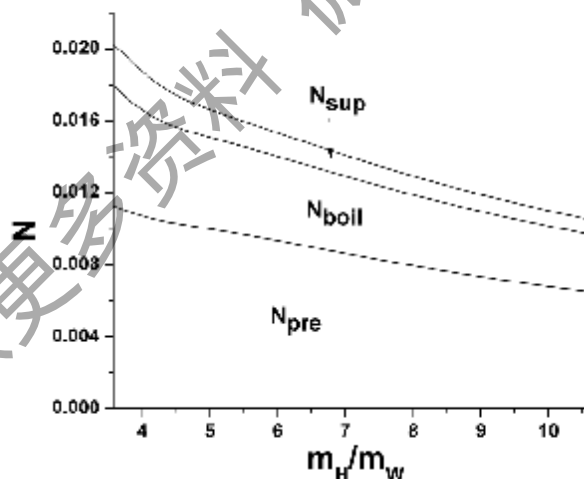


图 3-12 流量对内部熵增的影响, $T_{H_0} = 433.15K$, $\dot{m}_H = 3Kg/s$, $P_{c00} = 1.5MPa$, R245fa

Figure 3-12 Effect of Mass Flow Rate for Internal Entropy Generation

随着热源入口温度的增加, 热源侧的平均温度升高, 导致整个蒸发器的平均换热温差升高, 因此蒸发器预热段、沸腾段以及过热段的熵增都如图 3-13 的增加。因此, 较高的热源入口温度, 会带来大的内部不可逆损失, 而之前的分析也指出, 虽然较高的热源入口温度能提高蒸发器出口温度, 但是这对提高有机物朗肯循环第一定律效率帮助不大。并且, 之后的

分析也会发现，高的热源入口温度，会使得蒸发器外部不可逆损失增加。因此，如果其他参数不变，高的热源入口温度对有机物侧背循环是不利的。

综上所述，当热能量较多时（如较高的热源入口温度），为了减小内部不可逆损失，应该控制蒸发器其他参数（如提高蒸发压力），以减小蒸发器内部不可逆损失。

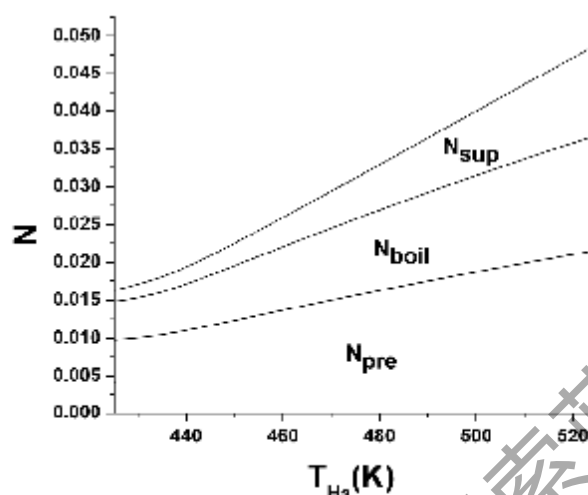


图 3-13 热源入口温度对内部熵增的影响, $\dot{m}_H = 3 \text{ Kg/s}$, $P_{eva} = 1.5 \text{ MPa}$,
 $\dot{m}_W = 0.7 \text{ Kg/s}$, R245fa

Figure 3-13 Effect of Waste Heat Flow Inlet Temperature for Internal Entropy Generation

3.1.2.5 蒸发器的总熵增

蒸发器的总熵增，包括内部熵增和外部熵增。内部熵增是由于蒸发器换热过程中两种介质温差及压力损失引起的；而外部熵增，则是由于热源流体在经过蒸发器后，换热不充分，出口的温度高于环境温度，从而引起外部不可逆损失。需要注意的是，蒸发器由于受到工质定温沸腾的限制，热源流体和工质流体的温度不可能很好地匹配，因此热源流体出口温度通常较高，使得蒸发器的外部不可逆损失较大。图 3-14 至图 3-16 给出了在不同蒸发压力、流量比以及热源入口温度下，蒸发器的内部熵增、外部熵增以及总熵增的变化情况。

根据图 3-14 可以发现，随着蒸发压力的增加，蒸发器的总熵增先是降低，然后再增加，即蒸发器的总熵增随着蒸发压力存在最小值。其原因是，如图 3-14 所示的，蒸发器的内部熵增随着蒸发压力增加而逐渐降低，而外部熵增则由于热源流体出口温度的升高而逐渐增加（如 3.1.2.4 节分析），两部分的熵增存在不同的变化趋势，从而导致了总熵增的最佳值。Nag 等^[12]在研究饱和蒸汽发生器时，也发现了这个最佳蒸发压力，而本文研究对象为过热型有机物工质蒸发器，得到了类似的结论。蒸发器熵增最小值，即意味着此时蒸发器的不可逆损失最小，因此，蒸发压力的选择，对有机物侧背循环具有重要的意义；从第二定律上考虑，应选择合适的蒸发压力，使得不可逆损失最小。但是，2.3 节的第一定律分析认为，对于有机物侧背循环，应在设备所允许的范围内，取尽可能高的蒸发压力。这两个结论从表面上看是相互冲突的，但是，在下文 4.1 节将会指出，对于低品位热能利用系统，热回收效率更能准确地评价系统的性能。当考虑热回收效率时，就会发现，最小不可逆损失与最大热回收效率是等价的。

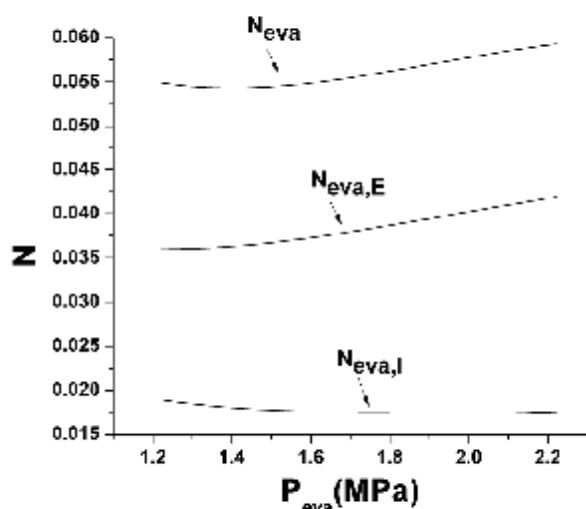


图 3-14 蒸发压力对熵增的影响, $T_{H_2} = 433.15K$, $\dot{m}_H = 3Kg/s$, $\dot{m}_W = 0.7Kg/s$, R245fa

Figure 3-14 Effect of Evaporating Pressure for Entropy Generation

如图 3-15 所示, 随着流量比的增加, 蒸发器的外部熵增速速增加, 内部熵增有所降低, 而总熵增随着流量比而增加。因此, 考虑整个蒸发器的不可逆损失, 较大的流量比是不利的。当流量比增大, 如热源流体流量增加时, 应提高工质流体的流量, 使流量比降低, 或者改变蒸发压力, 以减小蒸发器的不可逆损失。

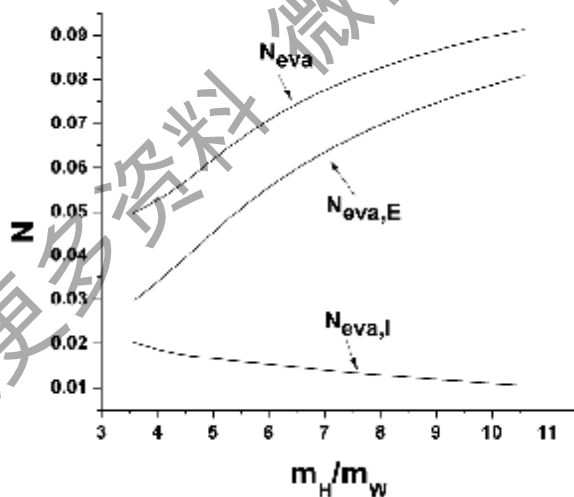


图 3-15 流量对熵增的影响, $T_{H_2} = 433.15K$, $\dot{m}_H = 3Kg/s$, $P_{eva} = 1.5MPa$, R245fa

Figure 3-15 Effect of Mass Flow Rate for Entropy Generation

如图 3-16 所示的, 随着热源入口温度的增加, 蒸发器内部两种介质的温度差增加, 内部不可逆损失增加; 同时热源流体出口的温度也增加, 导致外部不可逆损失也增加。因此, 整个蒸发器的熵增也显著地增加。此时, 为了降低蒸发器的不可逆损失, 可以对有机物朗肯循环采取措施来提高蒸发器性能, 如改变蒸发压力、或者降低流量比。

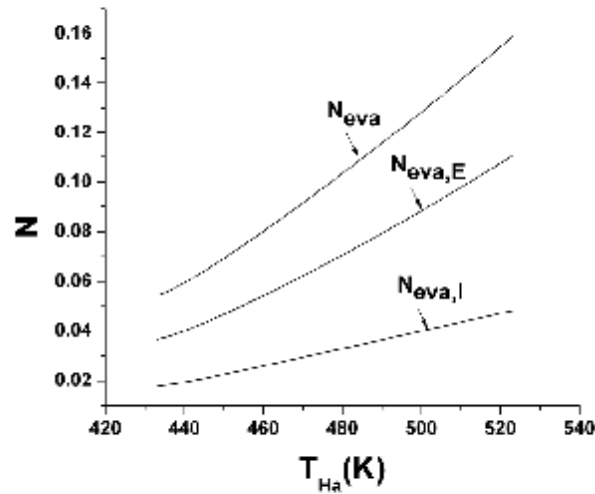


图 3-16 热源入口温度对熵增的影响, $\dot{m}_H = 3\text{Kg/s}$, $P_{eva} = 1.5\text{MPa}$, $\dot{m}_W = 0.7\text{Kg/s}$, R245fa

Figure 3-16 Effect of Waste Heat Flow Inlet Temperature for Entropy Generation

3.1.2.6 蒸发器的火用效率

蒸发器的火用效率,更直接地反映了蒸发器的性能,即蒸发器将多少可用能从一次侧传递到了二次侧。火用分析和熵分析在本质上是等价的,但在分析时的侧重点不同,火用分析直接反映了蒸发器获得的可用能的多少,而熵分析如前所述,可以分析不可逆损失的在蒸发器中的具体分布和产生过程。图 3-17 至图 3-19 给出了在蒸发压力、流量比以及热源入口温度变化时,蒸发器的火用效率变化情况。

如图 3-17 所示,火用效率随着蒸发压力的变化存在一个最大值,这个最大值与熵增最小值是对应的,即两者的蒸发压力是相同的,图 3-17 所示工况下,均为蒸发压力为 1.38MPa。这并不是巧合,而是由于,如前所述的,熵分析和火用分析在本质上是等价的。根据 Gouy-Stodola 定理, $\dot{W} = \dot{W}_{rev} - T_0 \cdot \dot{S}_T$, 当热源给定时,系统的有用功 \dot{W} 与熵增率 \dot{S}_T 存在着——对应的关系,从而可以证明,熵增率最小与热回收效率最大是等价的。

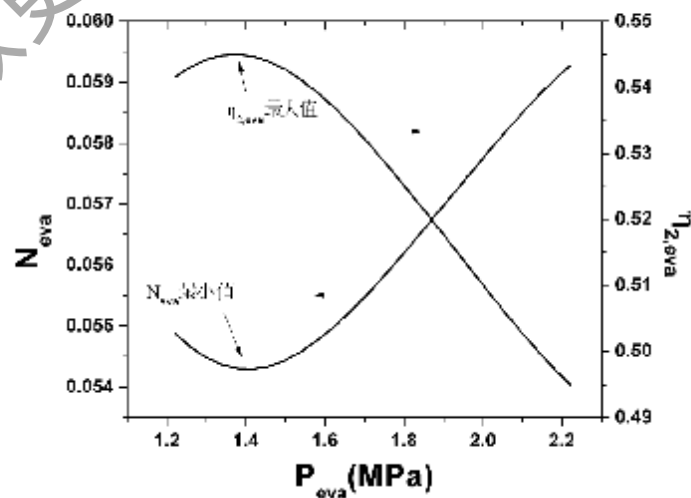


图 3-17 蒸发压力对火用效率的影响, $T_{Ha} = 433.15K$, $\dot{m}_H = 3Kg/s$, $\dot{m}_W = 0.7Kg/s$, R245fa

Figure 3-17 Effect of Evaporating Pressure for Exergy Efficiency

火用效率随着流量比的变化情况如图 3-18 所示, 与焓增相对应, 火用效率随着流量比的增加而降低, 说明在较高的流量比时, 蒸发器的火用损失较大, 因而不利的。火用效率随着热源入口温度的变化如图 3-19 所示, 与流量比的影响类似, 热源入口温度的升高使得蒸发器火用效率降低。总而言之, 若热量增加 (热源流体流量增加或者温度升高), 若有机物朗肯循环仍工作在原来的状态, 会导致蒸发器火用效率降低; 应该改变有机物朗肯循环的工作参数, 如增加工质的流量, 或者改变蒸发压力, 从而提高蒸发器的火用效率。

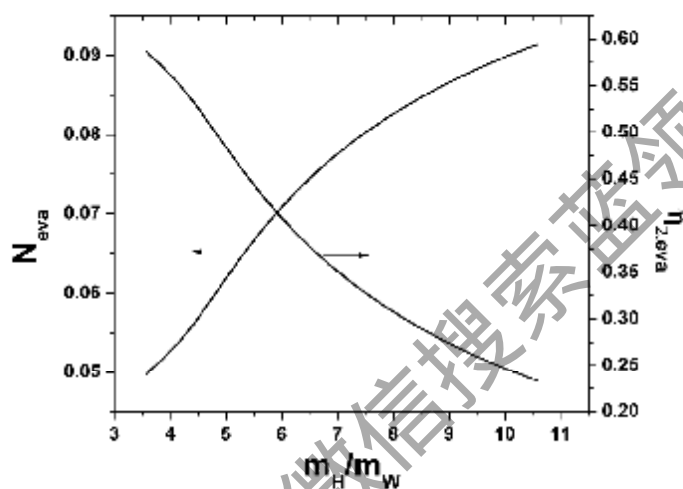


图 3-18 流量对火用效率的影响, $T_{Ha} = 433.15K$, $\dot{m}_H = 3Kg/s$, $P_{eva} = 1.5MPa$, R245fa

Figure 3-18 Effect of Mass Flow Rate for Exergy Efficiency

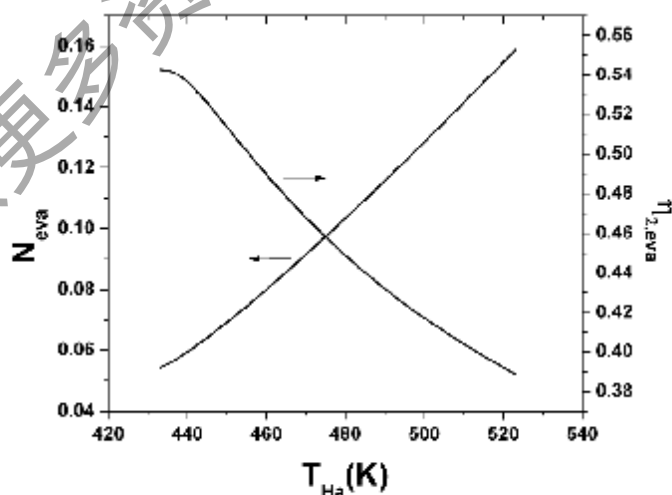


图 3-19 热源入口温度对火用效率的影响, $\dot{m}_H = 3Kg/s$, $P_{eva} = 1.5MPa$, $\dot{m}_W = 0.7Kg/s$, R245fa

Figure 3-19 Effect of Waste Heat Flow Inlet Temperature for Exergy Efficiency

3.1.2.7 混合工质对蒸发器性能的影响

通常的观点认为,混合工质由于其沸腾过程存在温度漂移,能使两种流体在蒸发器中的换热更加容易匹配,从而能降低蒸发器的不可逆损失。图 3-20 给出了纯工质 R245fa 和混合工质 R245fa:R113 = 1:1 的情况下,蒸发器沿着工质流动方向的温度分布。从中可以发现,混合工质在沸腾段的可以实现较好的温度匹配,特别是在干度较高的部分,混合工质与热源流体的温度差明显较小。但是,需要注意的是,较小的换热温差,会导致热源流体出口温度较高,从而使得外部不可逆损失增加。图 3-21 给出了蒸发器筒壁随着混合工质质量比变化的情况,由于 R113 饱和温度较高,因此蒸发器外部不可逆损失随着 R113 的含量增加而增加,而内部不可逆损失减小。

根据上述分析,认为混合工质能提高有机物朗肯循环性能的观点,具有一定的局限性。因为若减小了换热温差,则必然会使得热源流体出口温度升高,从而导致外部不可逆损失增加。需要仔细地选择混合工质的比例,以及蒸发压力、流量比等参数,使得蒸发器的不可逆损失尽可能降低,或者说火用效率尽可能提高。

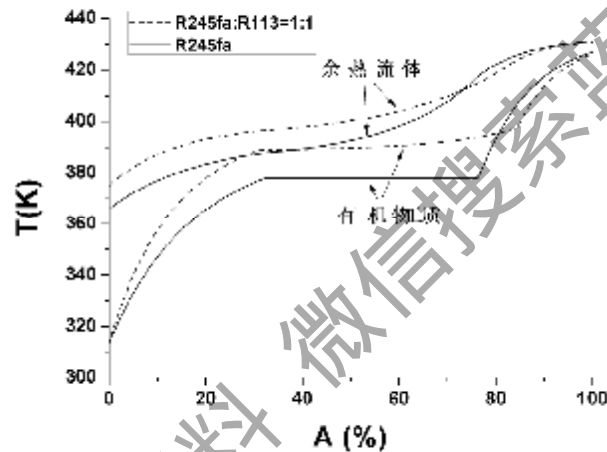


图 3-20 纯工质和混合工质温度分布比较, $T_{H0} = 433.15K$, $\dot{m}_H = 3Kg/s$,

$$P_{ev} = 1.0MPa, \dot{m}_W = 0.7Kg/s$$

Figure 3-20 Temperature for Pure and Mixed Working Fluids

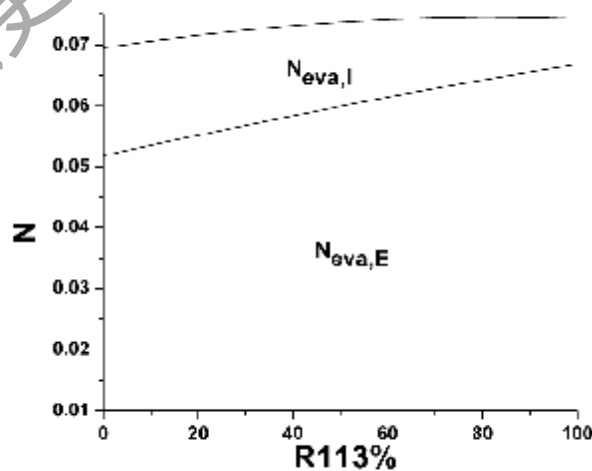


图 3-21 组分对纯工质和混合工质熵增的影响, $T_{H_0} = 433.15K$, $\dot{m}_H = 3Kg/s$,
 $P_{eva} = 1.4MPa$, $\dot{m}_E = 0.7Kg/s$

Figure 3-21 Effect of Mass Fraction for Entropy Generation Plate

3.2 蒸发器动态特性及分析

在低品位热能利用有机物朗肯循环运行过程中,最有可能发生的工况变化为热源来流参数的变化,如热源温度或者流量的变化。若热源参数发生变化,整个系统的运行情况就要随之发生变化。因此,有必要研究有机物朗肯循环的动态特性,特别是热源参数变化时蒸发器的动态特性,为有机物朗肯循环的控制策略提供帮助。蒸发器是一个包括预热、沸腾和过热的复杂的换热过程,因此,本节从简单的定系数无相变换热器出发,利用 Matlab Simulink 的 s 函数功能,在空间方向进行人工离散,对其进行了求解;然后将这种方法应用于蒸发器,从而得到了蒸发器的动态结果。

3.2.1 定系数无相变换热器动态特性

3.2.1.1 定系数无相变换热器模型

逆流型换热器动态模型如图 3-22 所示,换热器两侧流体的温度流量分别为 T_L 、 \dot{m}_L 和 T_H 、 \dot{m}_H ,而换热器壁面的温度为 T_w 。对如图所示的 $(x, x+dx)$ 的控制体积内列出能量守恒方程,可以得到换热器两侧以及壁面的偏微分方程如下:

$$\frac{\partial T_L}{\partial t} + C_{11} \frac{\partial T_L}{\partial x} = C_{12}(T_w - T_L) \quad (3.27)$$

$$\frac{\partial T_H}{\partial t} - C_{21} \frac{\partial T_H}{\partial x} = C_{22}(T_w - T_H) \quad (3.28)$$

$$\frac{\partial T_w}{\partial t} = C_{31}T_L + C_{32}T_H + C_{33}T_w \quad (3.29)$$

$$\text{其中, } C_{11} = \frac{\dot{m}_L}{h_{L,c} \rho_L}, C_{12} = \frac{k_L}{h_{L,c} L \rho_L}, C_{21} = \frac{\dot{m}_H}{h_{H,c} \rho_H}, C_{22} = \frac{k_H}{h_{H,c} \rho_H}, C_{31} = \frac{k_L}{h_w c_w \rho_w},$$

$$C_{32} = \frac{k_H}{h_w c_w \rho_w}, C_{33} = -(C_{31} + C_{32}).$$

初始条件为:

$$T_L(x, 0) = T_H(x, 0) = T_w(x, 0) = T_0 \quad (3.30)$$

边界条件为:

$$T_L(0, t) = T_0, T_H(x_L, t) = T_{H,in} \quad (3.31)$$

第一个边界条件的含义为,在 $t = 0$ 时刻,2 流体入口侧温度由 T_0 改变为 T_H ,而通过上述偏微分方程的求解,可以得到在这种阶跃变化下换热器的动态特性。

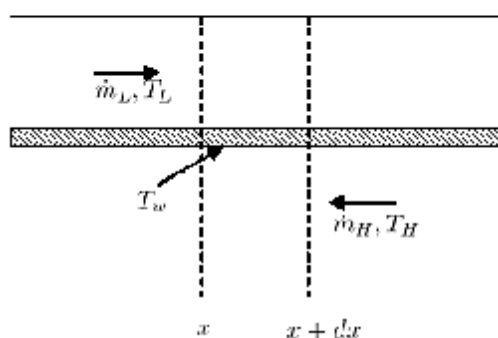


图 3-22 逆流型换热器动态模型

Figure 3-22 Dynamic Model of Counter Flow Heat Exchanger

对偏微分方程(3.27)至(3.29)以及其初始条件(3.30)和边界条件(3.31)进行无量纲化，即令：

$$T_L^* = \frac{T_L - T_0}{T_{H,in} - T_0}, \quad T_H^* = \frac{T_H - T_0}{T_{H,in} - T_0}, \quad T_w^* = \frac{T_w - T_0}{T_{H,in} - T_0}$$

则上述方程可以改写为：

$$\frac{\partial T_L^*}{\partial t} + C_{11} \frac{\partial T_L^*}{\partial x} = C_{12} (T_w^* - T_L^*) \quad (3.32)$$

$$\frac{\partial T_H^*}{\partial t} - C_{21} \frac{\partial T_H^*}{\partial x} = C_{22} (T_w^* - T_H^*) \quad (3.33)$$

$$\frac{\partial T_w^*}{\partial t} = C_{31} T_L^* - C_{32} T_H^* + C_{33} T_w^* \quad (3.34)$$

初始条件为：

$$T_L^*(x, 0) = T_H^*(x, 0) = T_w^*(x, 0) = 0 \quad (3.35)$$

边界条件为：

$$T_L^*(0, t) = 0, T_H^*(x_L, t) = 1 \quad (3.36)$$

3.2.1.2 采用 Matlab Simulink 进行求解

对上述换热器动态模型微分方程组的求解，可以采用拉普拉斯变换等方法求解解析解，也可以采用数值方法进行求解。本文将介绍一种采用 Matlab Simulink 的 s 函数进行数值求解的方法，这种方法的基本思路是对上述方程在空间方向采用差分方式进行离散，而在时间方向则利用 Simulink 自带的求解器进行求解。这种方法适用于各种类型的偏微分方程组，包括下文所述的蒸发器的动态模型。

利用这种方法求解的优点是：1 可以直接利用 NIST RefProp 的 Matlab 属性插件；2 所得到的 s 函数模型，可以直接用于 Simulink 仿真；3 此外，这种方法还可以利用 matlab 的其它一些插件功能。下面将详细介绍这种方法。

Matlab Simulink 的本质可以认为是求解时间方向的微分方程，而 s 函数提供给用户自定义 Simulink 模块的功能。连续型 s 函数的定义方程为：

$$\begin{cases} \dot{x} = A \times x + B \times u \\ y = C \times x + D \times u \end{cases} \quad (3.37)$$

其中， u 为输入， x 为状态变量， \dot{x} 为状态变量随时间的变化率，而 y 为输出。A, B, C, D 为常数矩阵，当定义了这四个常数矩阵后，以及 s 函数的初始值等参数后，s 函数即可工作。

利用s函数的功能,可以将换热器动态模型的式(3.32)至式(3.34)在空间方向离散后写成s函数定义的形式。其中,输入 u 为换热器两侧介质入口的温度,状态变量 x 为换热器各离散点的温度向量,而输出 y 可以直接取为等于状态变量 x 。

把换热器沿空间方向划分为 N 段,则换热器的一次侧、二次侧以及壁面各有 $(N+1)$ 个温度点。对式(3.32),将空间方向用差分代替微分,采用前向差分格式,则得到:

$$\frac{\partial T_L^{*k+1}}{\partial t} = -\frac{C_{11}}{\delta x} T_L^{*k+1} + \left(\frac{C_{11}}{\delta x} - C_{12} \right) T_L^{*k} + C_{12} T_w^{*k} \quad (3.38)$$

由于是逆流型换热器,因此对(3.33)采用后向差分格式,得到:

$$\frac{\partial T_H^{*k-1}}{\partial t} = -\frac{C_{21}}{\delta x} T_H^{*k-1} + \left(\frac{C_{21}}{\delta x} - C_{22} \right) T_H^{*k} + C_{22} T_w^{*k} \quad (3.39)$$

式(3.34)没有空间方向变量,因此,可直接写成:

$$\frac{\partial T_w^{*k}}{\partial t} = C_{31} T_L^{*k} + C_{32} T_H^{*k} + C_{33} T_w^{*k} \quad (3.40)$$

把上述三个方程分别应用到换热器的 $(N+1)$ 个节点,并且写成矩阵形式,可以得到如下方程:

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

$$\begin{pmatrix} (N-1) \times 1 \\ \frac{\partial T_1^{(1)}}{\partial x} \\ \frac{\partial T_2^{(1)}}{\partial x} \\ \vdots \\ \frac{\partial T_N^{(1)}}{\partial x} \\ \frac{\partial T_1^{(2)}}{\partial x} \\ \frac{\partial T_2^{(2)}}{\partial x} \\ \vdots \\ \frac{\partial T_{N-1}^{(2)}}{\partial x} \\ \frac{\partial T_1^{(3)}}{\partial x} \\ \vdots \\ \frac{\partial T_{N-1}^{(3)}}{\partial x} \end{pmatrix}
 \begin{pmatrix} N \times N \\ \frac{C_{11}}{\delta x} & C_{12} & \frac{C_{13}}{\delta x} \\ & \frac{C_{21}}{\delta x} & C_{22} & \ddots \\ & & \ddots & \ddots & \ddots \\ & & & & \frac{C_{N1}}{\delta x} - C_{N2} & -\frac{C_{N3}}{\delta x} \end{pmatrix}
 \begin{pmatrix} N \times N \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{pmatrix}
 \begin{pmatrix} N \times (N-1) \\ C_{12} & 0 \\ C_{13} & \vdots \\ \vdots & \vdots \\ C_{N2} & 0 \end{pmatrix}
 \begin{pmatrix} N \times N \\ \frac{C_{21}}{\delta x} & \frac{C_{22}}{\delta x} & C_{23} \\ & \frac{C_{31}}{\delta x} & C_{32} \\ & & \ddots \\ & & & \frac{C_{N1}}{\delta x} & C_{N2} \\ & & & & -\frac{C_{N3}}{\delta x} \end{pmatrix}
 \begin{pmatrix} N \times (N-1) \\ 0 \\ C_{13} & 0 \\ C_{23} & \vdots \\ \vdots & \vdots \\ C_{N3} & 0 \end{pmatrix}
 \begin{pmatrix} (N-1) \times N \\ \parallel \\ C_{11} & \vdots \\ \vdots & \vdots \\ 0 \\ \vdots & \vdots \\ C_{N1} \end{pmatrix}
 \begin{pmatrix} (N+1) \times N \\ \parallel \\ C_{22} \\ \parallel \\ C_{22} \\ \vdots \\ C_{N2} \\ \parallel \\ 0 \end{pmatrix}
 \begin{pmatrix} (N-1) \times (N-1) \\ \parallel \\ C_{33} \\ \parallel \\ C_{33} \\ \vdots \\ C_{N3} \\ \parallel \\ C_{33} \\ \vdots \\ C_{N3} \\ \parallel \\ 0 \end{pmatrix}$$

获取更多资料

微信搜索 蓝领星球

$$\begin{aligned}
 & \times \begin{pmatrix} T_L^{n-1} \\ T_L^{n-2} \\ \vdots \\ T_L^{mN} \\ T_B^{mN} \\ T_B^{mN-1} \\ \vdots \\ T_B^{mN-1} \\ T_B^{mN-2} \\ T_B^{mN-3} \\ \vdots \\ T_B^{mN} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{G_M}{M} - C_{12} & & & \\ 0 & & & \\ \vdots & & & \\ & \frac{G_M}{M} - C_{12} & & \\ C_{21} & & & \\ 0 & & & \\ \vdots & & & \\ & & & C_{22} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} T_L^m(t) \\ T_B^{mN}(t) \end{pmatrix} \quad (3.41)
 \end{aligned}$$

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

对照式(3.41)与s函数基本形式(3.37)的第一个方程,式(3.41)中等号左侧 $(3N+1) \times 1$ 的向量即为状态变量的导数 \dot{x} ,等号右侧第一项的 $(3N+1) \times (3N+1)$ 矩阵即为A,其 $(3N+1) \times 1$ 的向量为状态变量 x ,第二项 $(3N+1) \times 2$ 的矩阵对应式(3.37)的B,而最后一项对应为输入 u 。为了将所得到的 $(3N+1) \times 1$ 的温度状态变量值输出,根据式(3.37)的第二个方程,矩阵C取为 $(3N+1) \times (3N+1)$ 的单位矩阵,而矩阵D取0。

将上述的矩阵A、B、C、D,以及初始条件式(3.35)写入s函数代码中,即可通过s函数自带的求解器求解得到换热器温度的动态分布。

3.2.1.3 定系数无相变换热器的算例

本文以表 3-1 所示参数的换热器为例,利用 3.2.1.2 节的方法对换热器动态模型进行求解,为下一步求解蒸发器动态模型做准备。在表 3-1 所示的换热器,初始温度均为300K,然后在 $t=0$ 时刻,从二次侧流体开始进入温度为500K的流体,此时整个换热器的温度将动态的变化。

表 3-1 换热器动态模型算例参数

Table 3-1 Cons.an. of Heat Exchanger for Dynamic Model

参数	
一次侧流体比热 c_{L1} ($J/(KgK)$)	1.093×10^3
一次侧流体流量 \dot{m}_{L1} (Kg/s)	0.0456
一次侧流体密度 ρ_{L1} (Kg/m^3)	0.456
一次侧流体换热系数 k_{L1} ($W/(m^2K)$)	123
二次侧流体比热 c_{H1} ($J/(KgK)$)	1.185×10^3
二次侧流体流量 \dot{m}_{H1} (Kg/s)	0.0686
二次侧流体密度 ρ_{H1} (Kg/m^3)	0.457
二次侧流体换热系数 k_{H1} ($W/(m^2K)$)	155
换热器壁热容 c_w ($J/(KgK)$)	386
换热器壁密度 ρ_w (Kg/m^3)	8930
换热器宽度 W (m)	2
换热器长度 L (m)	1
换热器一次侧高度 h_{L1} (m)	0.005
换热器二次侧高度 h_{H1} (m)	0.005
换热器壁高度 h_w (m)	0.001
初始温度及一次侧流体入口温度 T_{H1} (K)	300
二次侧流体入口温度 T_{H2} (K)	500

根据表 3-1 的参数,可以求得式(3.27)至(3.29)的常数,然后据此得到(3.41)的矩阵,然后利用simulink即可求得换热器的温度动态结果如图 3-23 和图 3-24 所示。 $C_{11} = 10$, $C_{12} = 49.357$, $C_{21} = 15.0$, $C_{22} = 57.244$, $C_{31} = 0.355$, $C_{32} = 0.45$, $C_{33} = -0.805$ 。

从图 3-23 的二维图可以发现,换热器温度沿时间和空间方向均呈类似指数形式变化,并且其热侧、壁面和冷侧的温度大小及变化趋势,均符合换热器的温度动态特点。图 3-24 给出了在 $x=0m, 0.5m, 1m$ 三个位置温度沿时间方向的变化趋势。从中可以发现,大约 $t=27s$ 时,温度均趋于稳定,因此可以认为在该时刻之后,换热器处于稳态工作状况下。稳定的实践较短,是由于选用的蒸发器的参数是小型蒸发器的缘故。这个时间与换热器的参数以及冷热流体的性质密切相关,有大量文献对此进行了研究^[134-135],本文不再赘述。并且,在热源入口处,其温度变化比冷源入口处更为剧烈,这是由于热源入口处存在着较大的传热温差的原因。

在 Simulink 动态仿真时，通常采用容阻法对换热器进行集总参数模型的求解，而本文介绍的这种方法，则可以直接求解换热器温度动态分布，并且可以直接调用 NIST RefProp 物性参数，因此在求解蒸发器动态模型中有较大的实用性。

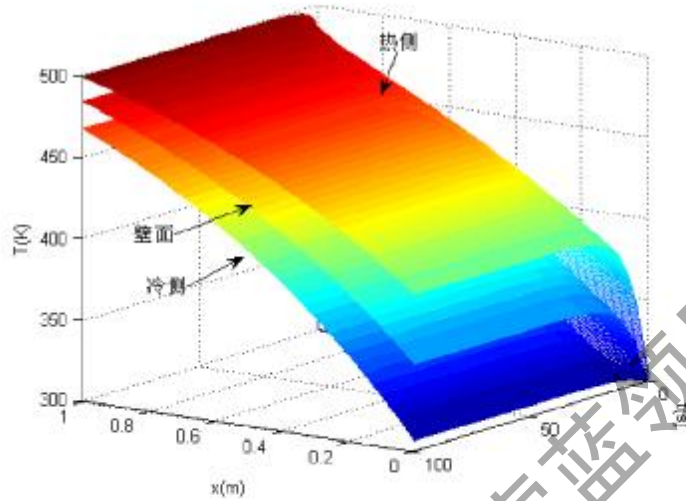
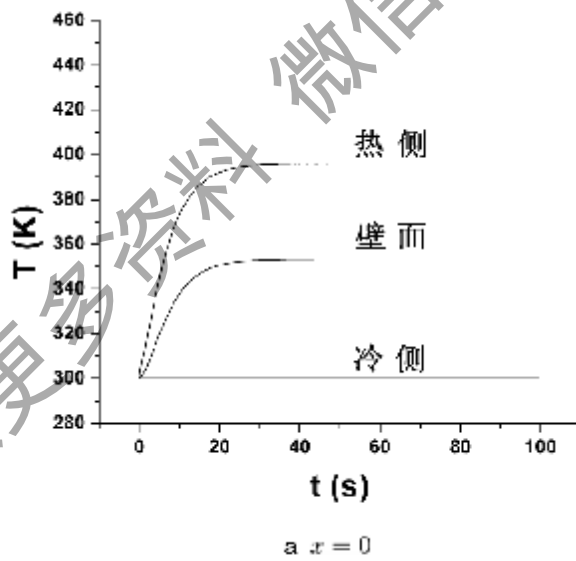


图 3-23 逆流型换热器动态结果

Figure 3-23 Dynamic Result of Counter-Flow Heat exchanger



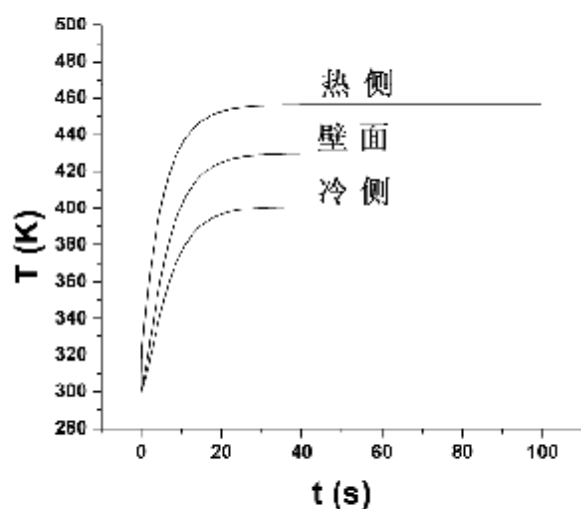
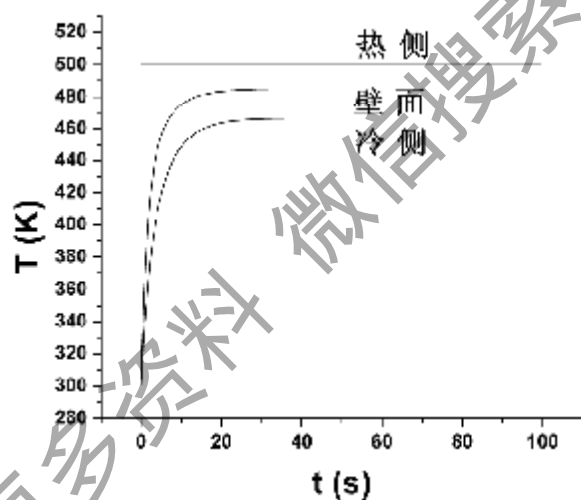
b. $x = 0.5$ c. $x = 1$

图 3-24 逆流型换热器在不同位置温度变化情况

Figure 3-24 Temperatur of Counter Flow Heat exchanger at Different Position

3.2.2 蒸发器的动态模型

蒸发器的动态模型对有机物朗肯循环的设计和具有重要的意义。对蒸发器的设计和控制的主要对象是蒸发器出口的过热度，控制过热度在合适的范围之内。首先，过热度必须满足膨胀机工作安全的要求，即有机物工质气体需有一定的干度裕量，以防止膨胀机的液击，这对于速度型膨胀机尤为重要；其次，如前面所分析的，有机物朗肯循环其过热度对效率影响不大，因此应取较小的过热度，以使得蒸发器的换热面积有较高的利用率。由于低品位热能利用有机物朗肯循环其热源参数经常发生变化，因此特别需要对蒸发器进行控制，以使系统工作在较好的工作情况下。对过热度的控制，主要通过控制通过蒸发器的有机物工质的流量，以及蒸发压力来实现。

国内外的相关文献很少有关于有机物制冷循环蒸发器动态特性的研究,但是,可以借鉴制冷用蒸发器的研究。对制冷用蒸发器的动态特性研究,主要方法包括:分布参数模型^[136]、集总参数模型,以及介于两者之间的移动边界模型^[138-139]。本文将采用类似3.2.1的方法,在空间方向对蒸发器的微分方程进行离散,而在时间方向采用simulink自带的求解器进行求解,是一种分布参数模型的方法。

蒸发器的模型如图3-25所示,当蒸发器的工作参数发生变化时,其预热段与沸腾段、以及沸腾段与过热段的边界是在移动的。上面提到的移动边界模型,就是基于此原则,对三段分别进行积分来得到微分方程的结果的。无论是分布参数模型,还是移动边界模型,首先需列出蒸发器微分方程组。蒸发器的微元如图3-26所示,可以得到两股流体的连续性方程为:

$$\frac{\partial \rho_L}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_L u_L)}{\partial x} = 0 \quad (3.42)$$

$$\frac{\partial \rho_H}{\partial t} - \frac{\partial(\rho_H u_H)}{\partial x} = 0 \quad (3.43)$$

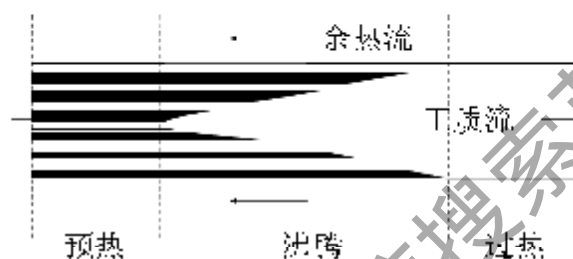


图 3-25 逆流型蒸发器动态模型

Figure 3-25 Dynamic Model of Counter Flow Evaporator

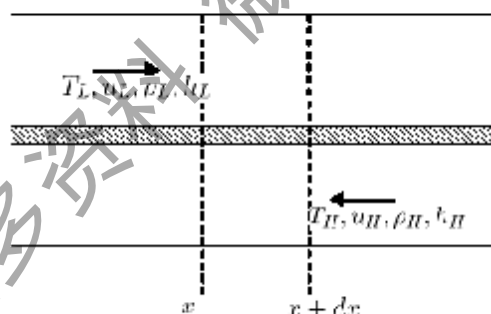


图 3-26 逆流型蒸发器动态微元模型

Figure 3-26 Dynamic Model of Counter Flow Evaporator

而对两股流体采用能量守恒方程,则可以得到:

$$\frac{\partial(\rho_L h_L)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_L h_L u_L)}{\partial x} = k \frac{L}{A_c} (T_H - T_L) \quad (3.44)$$

$$\frac{\partial(\rho_H h_H)}{\partial t} - \frac{\partial(\rho_H h_H u_H)}{\partial x} = k \frac{L}{A_c} (T_L - T_H) \quad (3.45)$$

假设在蒸发器中的压力损失忽略不计,此时动量方程可以不考虑。上述的微分方程式,共有8个变量,分别为两股流体的温度 T 、密度 ρ 、焓 h 和流速 u ,前面三个参数是状态参数,由于蒸发器中压力保持不变,因此,只需要知道三个参数中的一个,即可求得另外两个参数。因此,上述(3.42)至(3.45)4个微分方程组,所未知的实际变量数为4个,因而是可以求解的。

对于两相区的流体，其密度 ρ 和焓 h 可以通过下式进行计算：

$$\rho = \alpha \rho_y + (1 - \alpha) \rho_x \quad (3.46)$$

$$h = (\alpha \rho_y h_y + (1 - \alpha) \rho_x h_x) / \rho \quad (3.47)$$

其中 α 定义为单位体积中饱和气体的体积含量， $\alpha = V_y/V = 1/(1 + \rho_y/\rho_x(1-x)/x)$ 。将式(3.46)和(3.47)代入上述微分方程组，即可得到关于 α 的微分方程组。 α 的取值范围为0, 1之间，但是，在本文中，将 α 的取值范围扩大到整个实数范围内，当 $\alpha < 0$ 时，为过冷液体；当 $\alpha > 1$ 时，为过热气体。

上述方程的边界条件为： $T_L(0, t) = T_0$ ， $u_L(0, t) = u_{10}$ ， $T_H(L, t) = T_{H,0}$ ， $u_H(L, t) = u_{20}$ 。

初始条件： $T_L(x, 0) = T_0$ ， $T_H(x, 0) = T_L$ 。

而密度和焓的初始值可以通过工质的温度和压力得到。

3.2.3 蒸发器动态模型的研究方法

将式(3.46)和(3.47)代入连续性方程式(3.42)，可以得到：

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\alpha_L \rho_y + (1 - \alpha_L) \rho_x)}{\partial t} + \frac{\partial((\alpha_L \rho_y + (1 - \alpha_L) \rho_x) u_L)}{\partial x} = 0 \\ \Rightarrow & (\rho_y - \rho_x) \frac{\partial \alpha_L}{\partial t} + u_L (\rho_y - \rho_x) \frac{\partial \alpha_L}{\partial x} + (\alpha_L \rho_y + (1 - \alpha_L) \rho_x) \frac{\partial u_L}{\partial x} = 0 \\ \Rightarrow & \frac{\partial \alpha_L}{\partial t} + u_L \frac{\partial \alpha_L}{\partial x} + \left(\alpha_L + \frac{\rho_x}{(\rho_y - \rho_x)} \right) \frac{\partial u_L}{\partial x} = 0 \end{aligned} \quad (3.48)$$

代入能量守恒方程式(3.44)，可以得到：

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\alpha_L \rho_y h_y + (1 - \alpha_L) \rho_x h_x)}{\partial t} + \frac{\partial((\alpha_L \rho_y h_y + (1 - \alpha_L) \rho_x h_x) u_L)}{\partial x} = k \frac{L}{A_c} (T_H - T_L) \\ \Rightarrow & (\rho_y h_y - \rho_x h_x) \frac{\partial \alpha_L}{\partial t} + u_L (\rho_y h_y - \rho_x h_x) \frac{\partial \alpha_L}{\partial x} + (\alpha_L \rho_y h_y + (1 - \alpha_L) \rho_x h_x) \frac{\partial u_L}{\partial x} = k \frac{L}{A_c} (T_H - T_L) \\ \Rightarrow & \frac{\partial \alpha_L}{\partial t} + u_L \frac{\partial \alpha_L}{\partial x} + \left(\alpha_L + \frac{\rho_x h_x}{(\rho_y h_y - \rho_x h_x)} \right) \frac{\partial u_L}{\partial x} = \frac{k \frac{L}{A_c}}{(\rho_y h_y - \rho_x h_x)} (T_H - T_L) \end{aligned} \quad (3.49)$$

方程(3.48)减去(3.49)得到：

$$\frac{\partial u_L}{\partial x} = C(T_H - T_L) \quad (3.50)$$

其中

$$C = \frac{1}{\left(\frac{\rho_x h_x}{(\rho_y h_y - \rho_x h_x)} - \frac{\rho_x}{(\rho_y - \rho_x)} \right)} \frac{k \frac{L}{A_c}}{(\rho_y h_y - \rho_x h_x)}$$

采用与 3.2.1.2 相似的方法，对方程(3.48)和(3.50)的空间方向进行人工离散，可以得到不同的 x 位置 $\frac{\partial \alpha_L}{\partial t}$ 的表达式：

$$\left(\frac{\partial \alpha_L}{\partial t} \right)^i = -u_L^i \frac{\alpha_L^{i+1} - \alpha_L^i}{\delta x} - \left(\alpha_L^i + \frac{\rho_x}{(\rho_y - \rho_x)} \right) \frac{u_L^{i+1} - u_L^i}{\delta x} \quad (3.51)$$

以及：

$$\frac{u_L^{i+1} - u_L^i}{\delta x} = C(T_H^i - T_L^i) \quad (3.52)$$

对 2 流体采用同样的方法，也可以得到与上述两个方程类似的方程。

因此，蒸发器的求解过程中，其状态变量定义为离散后的 α_1 向量；输入量为微分方程的边界条件，即包括温度和流速的输入值；而初始值即为微分方程的初始值；流速通过式(3.52)求得。需要注意的是，在蒸发器情况下，无法将蒸发器的模型离散成类似(3.37)的形式。但是，只需要得到类似式(3.51)形式，采用循环语句的形式，而不是矩阵形式，也可以求解。

3.2.4 蒸发器动态模型的结论与分析

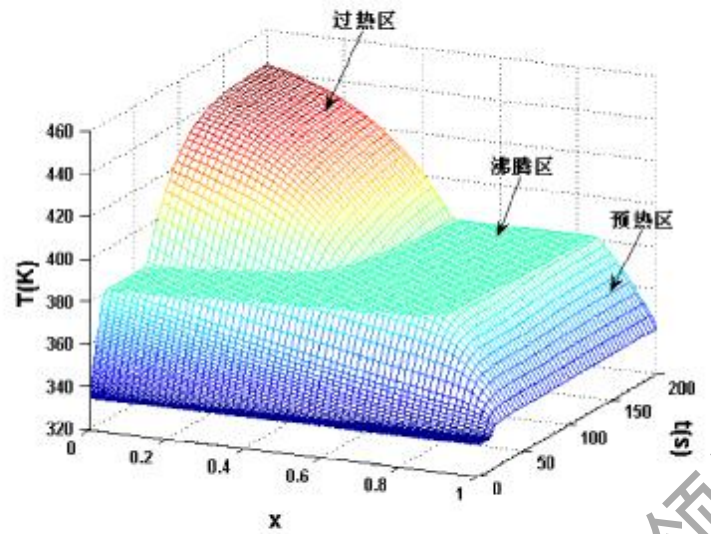
下面以表 3-2 列出的蒸发器参数为例，计算该蒸发器在 $t = 0s$ 时入口温度变为 $452.83K$ 后的动态特性。有机物流质为R245fa，入口温度 $335.15K$ ，蒸发压力为 $1.5MPa$ ，对应于此蒸发压力的蒸发温度为 $381.15K$ 。热源工质为空气，蒸发器内两种介质的初始温度均为 $335.15K$ 。在本实例中，忽略了换热器壁面热容，以及其内部压力损失。

表 3-2 蒸发器动态模型算例参数

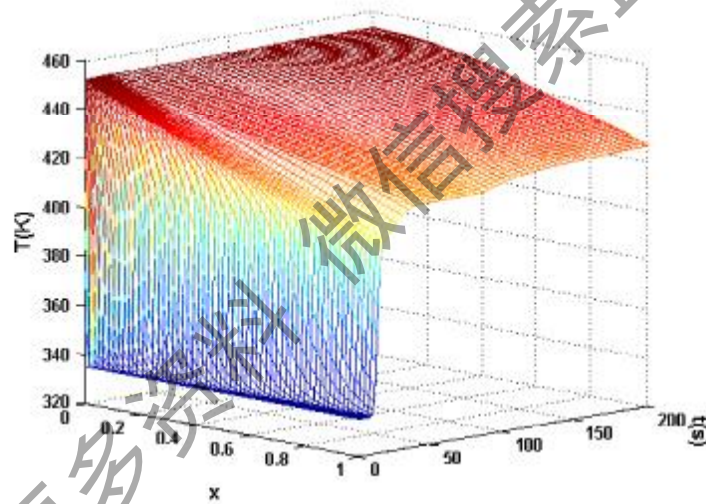
Table 3-2 Constant of Evaporator for Dynamic Model

参数	
有机物流质侧	
有机物流质	R245fa
入口温度 $T_{L,in}(K)$	335.15
入口压力 $P_{L,in}(MPa)$	1.5
入口流速 $u_{L,in}(m/s)$	0.4
热源侧	
热源介质	空气
入口温度 $T_{H,in}(K)$	452.83
入口压力 $P_{H,in}(MPa)$	0.101325
入口流速 $u_{H,in}(m/s)$	4
换热系数 $k(W/(m^2K))$	3000
换热器流道横截面积 $A_c(m^2)$	0.04
换热器长度 $L(m)$	1
换热器流道高度 $h(m)$	0.02
初始温度 $T_0(K)$	335.15

图 3-27 给出了蒸发器温度分布的时空方向的一维图。可以发现，对于有机物流质侧，时间方向和空间方向均存在预热、沸腾和过热三个区域。沸腾区有机物流质的温度即为 $1.5MPa$ 时的蒸发温度 $381.15K$ 。对于热源侧，其温度分布随着时间方向先是逐渐增加，然后达到一个稳定值后变化不大。其中在有机物流质沸腾段，热源介质的温度变化不大，这主要是由于有机物流质沸腾是定温的，导致两种介质的温度差变化不大。从空间方向看热源的温度分布，热源介质随着其流动方向温度逐渐降低，即将热量传递到了有机物流质侧。



a 有机工质侧温度变化情况



b 热源侧温度变化情况

图 3-27 逆流型蒸发器动态结果

Figure 3-27 Dynamic Result of Counter Flow Evaporator

图 3-28 给出了在某些时间点，蒸发器内两种介质的温度分布情况。 $t = 10.262\text{s}$ 时的温度分布如图 3-28-a所示，此时有机工质最高温度 363.21K ，尚未被加热至沸腾。而当 $t = 29.720\text{s}$ 时，如图 3-28-b所示的，有机工质在热源入口处已经出现了沸腾段，沸腾的温度即 1.5MPa 下的饱和温度 381.15K ，并且此沸腾段随着时间的推移有向有机工质入口扩大的趋势，直至蒸发器达到稳定状态。当 $t = 65.720\text{s}$ 时，有机工质开始出现过热现象。而当 $t = 101.720\text{s}$ 时，蒸发器基本处于稳定状态，此时的温度接近于蒸发器温度的稳态分布，包括了很明显的预热、过热和沸腾三段，该温度分布与图 3-4 的温度分布非常类似，只是由于工作参数的不同，其具体参数结果有所区别。

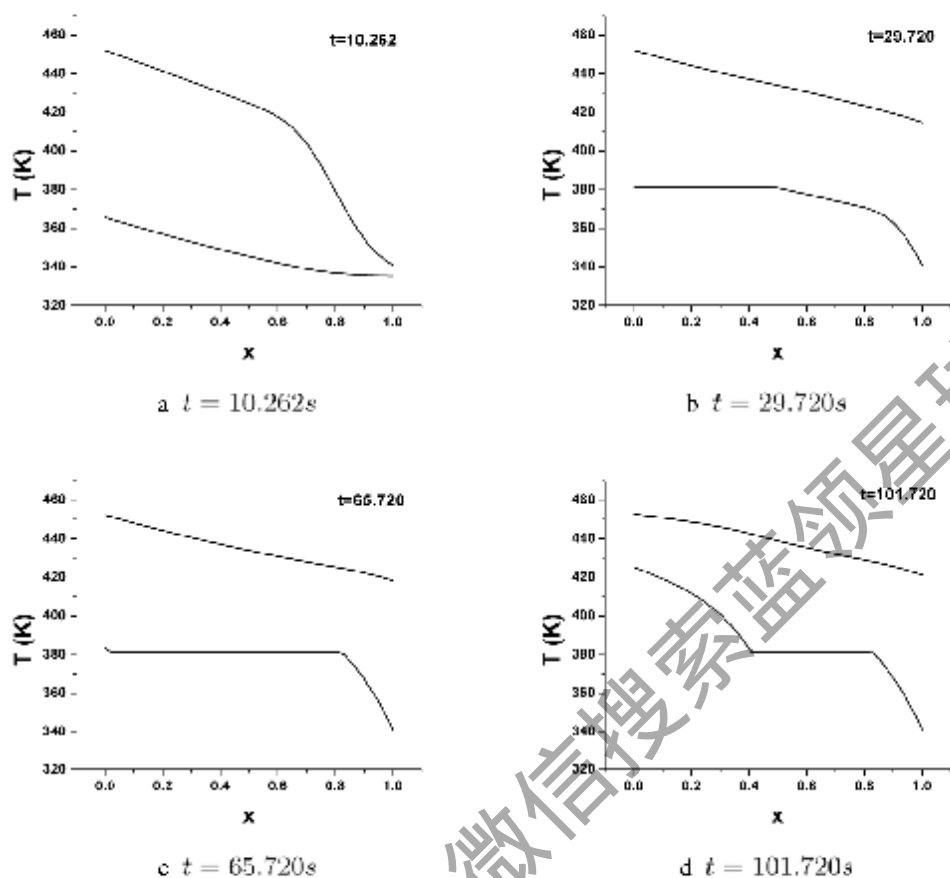


图 3-28 逆流型蒸发器在不同时刻温度分布情况

Figure 3-28 Temperatur Distribution of Counter Flow Evaporator at Different Time

图 3-29 则给出了蒸发器不同点温度随时间的变化情况。在热源入口处，即 $x = 0$ 位置处，两种介质的温度如图 3-29 a 所示，热源入口温度保持 452.83K 不变，有机工质的温度则随着时间的推移也出现了预热、沸腾和过热三段，直至达到某一个较为稳定的值。在换热器中点即 $x = 0.5$ 处的温度分布如图 3-29 b 所示，有机工质温度经历了预热和沸腾两个阶段。并且，可以发现有机工质在这个位置没有发生过热。热源介质则随着时间的推移而逐渐增加。在有机工质入口处，即 $x = 1$ 位置处，其温度变化情况如图 3-29 c 所示。有机工质保持其入口温度 335.15K ，而热源介质则随着时间的推移而逐渐增加。

综上所述，采用本章所提出的计算换热器的动态特性的方法，可以较为有效地解决类似 (3-27) 至 (3-29) 的偏微分方程，并且，对更复杂的偏微分方程，例如燃料电池单体温度分布动态方程^[10]等都可以适用，是一种比较有效的方法。

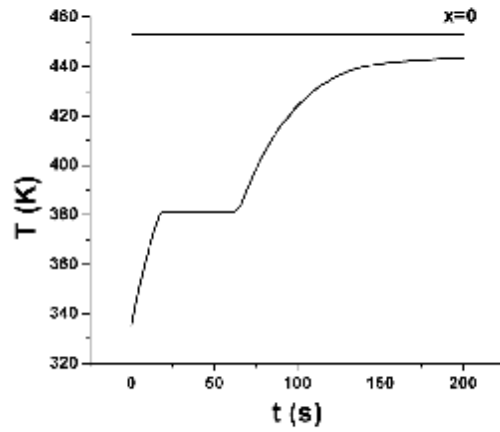
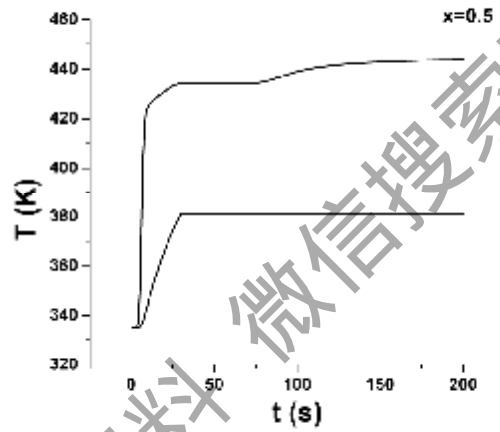
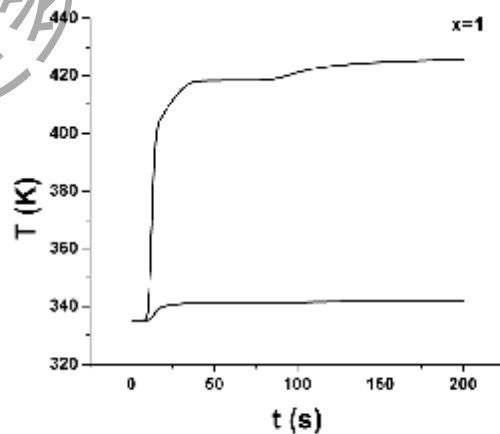
a $x = 0$ b $x = 0.5$ c $x = 1$

图 3-29 逆流型蒸发器在不同位置温度变化情况

Figure 3-29 Temperatur of Counter Flow Evaporator at Different Position

3.3 膨胀机

3.3.1 概述

膨胀机利用高温高压的有机物蒸汽输出机械功，是有机物朗肯循环系统的关键设备。2.3.5 节的分析指出，有机物朗肯循环的输出功和效率随着膨胀机的绝热效率线性的变化，因此，膨胀机的效率与系统的性能是直接相关的。不同于其它形式的动力循环（如水蒸汽朗肯循环或燃气轮机循环），有机物朗肯循环膨胀机的特点是其工作温度相对较低，并且焓降较小。因此，有机物朗肯循环膨胀机工作环境相对较好，其设计难度较低，这也是有机物朗肯循环的优点之一。当然，ORC膨胀机由于其工作介质是有机物（主要是氟里昂），因此对膨胀机密封性要求较高，其密封材料应选择不受氟里昂影响的材料。同时，膨胀机的润滑油，也应该选用专用的氟里昂用润滑油，对于大型系统，还应有专门的润滑油分离装置或润滑油系统。

国内外很少有专门用于低品位热能利用的 ORC 膨胀机，一般都是通过改造其他类型的旋转机械：1 基于空调压缩机的改造或重新设计，如活塞式、螺杆式或涡旋式压缩机均可改造为相应的膨胀机，这种类型的膨胀机的优点是，其原型是用于制冷剂的，因此密封、润滑等能较好地适应 ORC；2 改造或者重新设计其它类型的热机，如离心透平、单级或者多级径流透平，这种类型的膨胀机一般都比较适用于大功率输出场合。

可用于 ORC 的膨胀机类型非常多，一般情况下，可以将膨胀机分为速度型和容积型两种。速度型膨胀机，其基本原理是利用喷嘴和叶轮将高温高压气体转化为高速流体，然后再将高速流体的动能转化为旋转机械的轴功。这种类型的膨胀机通常适用于大流量场合，其输出功率较高，同时转速也相应较高。并且，速度型膨胀机功率越小，其转速越高，甚至可能达到十几万转每分钟，这也就限制了速度型膨胀机不可能做得很小，因为现有的轴承及轴封等都无法承受这么高的转速。一般速度型膨胀机单级膨胀比较低，需要多级来实现高膨胀比。速度型膨胀机通常是各种透平，如径流离心透平、轴流透平等。

容积型膨胀机指的是，膨胀机是通过体积的改变来获得膨胀比和焓降的。这种类型的膨胀机一般比较适合于小流量、大膨胀比的场合，适用于中小型或者微型 ORC 系统。容积型膨胀机通常输出功率较小，转速也较低，并且输出功率随着转速的增加而增加。常见的容积型膨胀机有，活塞式、螺杆式、旋叶式、三角转子式、摆线式、以及近期比较热门的涡旋式。

表 3-3 比较了常见的几种膨胀机的主要工作参数及基本评价。从中可以看出，按输出功率排序，径流透平膨胀机输出功率最大，离心透平膨胀机次之；而容积型膨胀机中，螺杆式和活塞式膨胀机也可以做到较大的输出功率，可适用于中小型系统，而涡旋式、旋叶式以及摆线膨胀机，输出功率最小，一般应用于小型或微型 ORC 系统。从转速上面考虑，单级离心透平与轴流透平膨胀机都是比较高的，高转速对膨胀机的轴承、轴封以及旋转部件的强度等提出了苛刻的要求，因此速度型膨胀机的设计及制造成本较高。相比较而言，容积型膨胀机转速较低，一般都小于 6000rpm，这种转速对于轴承及轴封要求较低，比较容易实现。从设计和制造成本角度考虑，透平膨胀机设计和制造难度都比较高，在大功率应用场合性价比比较高；而各种类型的容积型膨胀机制造成本都相对较低，如涡旋式膨胀机型线通常为圆的渐开线，采用带 C 轴的四轴联动铣床即可加工。

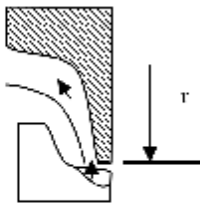
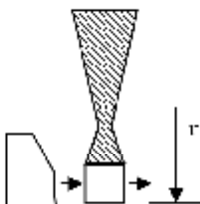
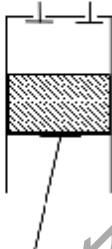

表 3-4 给出了几种类型膨胀机的设计或者应用实例，从这些实例中也证实了上述的观点。如 Mobarak 等^[141]设计的离心透平膨胀机，其输出功率 100kW，转速达到 8300rpm；而轴流式透平在输出功率低时，转速更是达到了 3 万到 4 万转每分钟左右^[14]。而各种容积型的膨胀机膨胀机转速一般较低，实例中转速最高的为 Suri 等^[142]设计的螺杆式膨胀机，其转速也仅有 7500rpm，而其余的转速均在 3000rpm-4000rpm，或者更低。实例中容积型膨胀机的

输出功率最大的为Merigoux等^[143]给出的螺杆式膨胀机,最大可达到 50kW;其他的容积型膨胀机输出功率均比较小,特别是一些实验验证系统,如Mathias等^[62]、Lernont等^[61]搭建的涡旋式膨胀机有机物朗肯循环实验装置,输出功率在 1kW左右, Kim等的涡旋式膨胀机则最大能输出 12kW功率。

总之,速度型和容积型膨胀机各自有不同的适用范围,速度型膨胀机在中大型系统中比容积型膨胀机效率更高,输出功率更大;而容积型膨胀机则适用于相对较小的 ORC 系统。

表 3-3 可用于 ORC 的各种类型膨胀机比较

Table 3-3 Comparison for Various Types of Expander

类型	简图	类型	参考功率范围(kW)	转速(rpm)	成本	评价
离心透平膨胀机 (radial turbine)		速度型	50-500 ^[144]	8,000-20,000 功率越小,转速越高	高	适用于中小型系统 效率高; 变工况性能较差; 转速高,对轴承及其密封要求极高
轴流透平膨胀机 (axial turbine)		速度型	>100	>50	高	流量大,适用于中大型系统; 用于小流量系统时 泄漏大,效率低
活塞式膨胀机 (piston expander)		容积型				属于往复式压缩机,运动部件多, H较为笨重
涡旋式膨胀机 (scroll expander)		容积型	1-10	<6000	低	适用于小型或微型 ORC; 转速低; 膨胀比大;
螺杆式膨胀机 (Screw expander)		容积型	15-200 ^[143, 145]	<6000	中	适用于中小型系统; 转速较低,设计简单; 制造精度高 变工况特性好

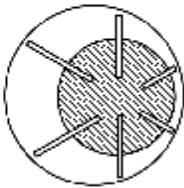
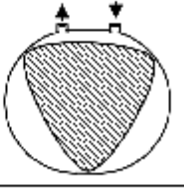

旋转叶片式膨胀机 (rotary vane expander)		容积型	1-10	<6000	低	适用于小型或微型 ORC; 制造精度要求较高
三角转子膨胀机 (Wankel Expander)		容积型	5-20 ^[146; 147]	3000	低	
摆线膨胀机 (gorotor expander)		容积型	<5	<5000		

表 3-4 一些用于低品位热能发电膨胀机的实例

Table 3-4 Several Examples of Expanders for Low Grade Heat Power System

类型	转速	输出功率	效率	来源
离心透平膨胀机	8, 400	100	0.61	Moharak 等, 1978 ^[14]
轴流透平膨胀机	41, 120	40		Casoli 等, 1980 ^[2]
螺杆式膨胀机	34, 600	95		Cipol a 等, 1980 ^[145]
	7, 400	16.9		Suri 等, 1978 ^[14]
涡旋式膨胀机	4, 200	5-50	0.70	Merigoux 等, 1978 ^[14]
	3, 800	1.04-2.96	0.50-0.83	Mathias 等, 2009 ^[10]
	1, 771-2, 260	0.4-1.8	0.66	Lenort 等, 2009 ^[14]
	600-1, 400	0.09-0.24		Peterson 等, 2008 ^[8]
旋转叶片式膨胀机	1, 221-1, 384	1-12		Kim 等, 2007 ^[14]
	2, 000	1.8	0.73	Badr 等, 1986 ^[14]
三角转子膨胀机	3, 300	41	0.21-0.42	Brown 等, 1976 ^[14]
	2, 196-2, 578	12-17	0.21	Badr 等, 1991 ^[14]
摆线膨胀机	3, 800	0.28-2.07	0.45-0.85	Mathias 等, 2009 ^[10]

3.3.2 涡旋式膨胀机

3.3.2.1 涡旋式膨胀机原理

涡旋式膨胀机的基本结构与涡旋式压缩机类似, 由动涡盘和静涡盘组成。动涡盘和静涡盘形状完全一样, 但是相位相差 180° ; 动涡盘和静涡盘相互啮合, 形成工作腔。膨胀机工作时, 动涡盘围绕静涡盘做偏心运动, 因而工作腔也随着动涡盘的转动而不断地膨胀变化, 做功通过有一定偏心半径的转轮输出。

涡旋式膨胀机的涡旋体型线通常为圆的渐开线, 因为圆的渐开线满足动静涡盘啮合的要求, 并且加工简单。涡旋式膨胀机工作时, 其基本过程是动涡围绕静涡围绕共同的圆心做圆周运动。如图 3-30 给出了涡旋体的一些基本尺寸, 包括:

基圆半径： a
 渐开线节距： $P = 2\pi a$
 渐开线发生角： α
 涡旋体壁厚： $t = 2\alpha a$
 涡旋体高度： h
 涡旋线圈数： N
 渐开线渐开角： $2\pi N + \pi/2$
 动静涡盘基圆圆心距： $r = P/2 - t$

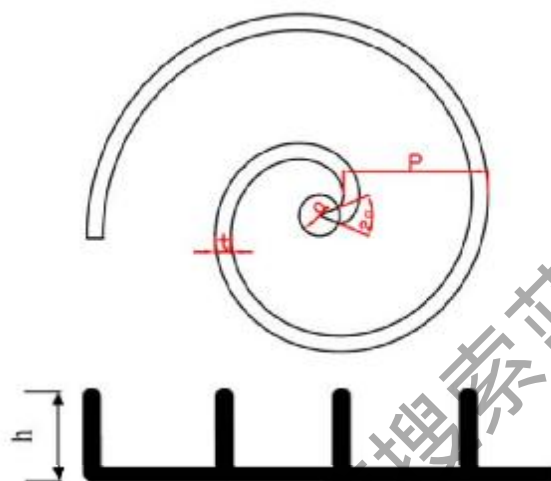


图 3-30 涡旋式膨胀机的基本尺寸

Figure 3-30 Dimension of Scroll Expander

涡旋式膨胀机的工作过程与涡旋式压缩机相反，涡旋式膨胀机的涡旋体中心腔有进气孔，气体从进气孔进入涡旋体组成工作腔内，而后在工作腔内膨胀后从涡旋体侧排出。涡旋式膨胀机的一个工作行程通常分为进气、膨胀和排气三个过程。如图 3-31 为某种理想的涡旋式膨胀机的整个工作流程，阴影部分表示某个工作腔从开始进气到排气结束的体积变化。

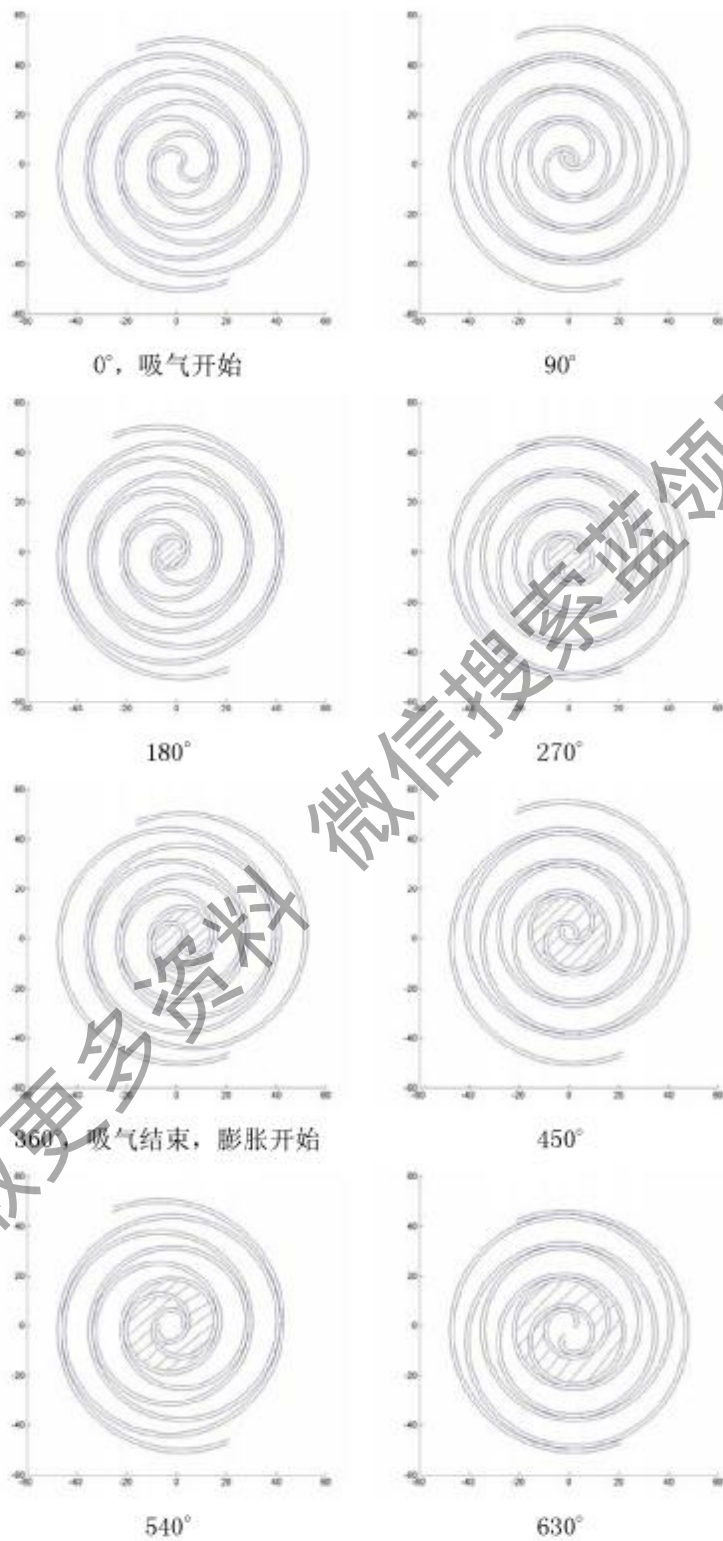
进气：在动涡盘旋转角度为 0° 时，涡旋体中心腔开始进气。这里需要注意的是图示为理想的涡旋体，中心腔的初始体积为 0；而实际的涡旋体，由于在加工过程中刀具对圆的渐开线初始段的干扰，其中心腔体积不为 0。如图 3-31 所示，随着动涡盘做逆时针运动，中心腔的体积不断增大，即膨胀机不断进气；

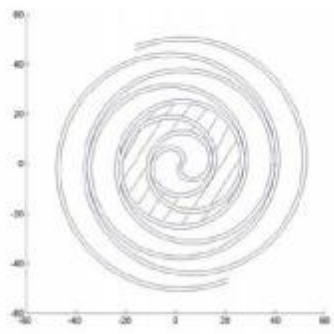
膨胀：直到动涡盘旋转角度为 360° 时，中心腔与膨胀机进口段被隔开，吸气过程结束，之后这部分气体开始进行膨胀，而膨胀机中央又形成了新的中心吸气腔，重新开始吸气。而之前的中心腔发展成为一对膨胀腔，这一对膨胀腔随着动涡盘的旋转不断变大，气体也随之不断膨胀，并且向涡盘的两侧旋转移动；

排气：直至动涡盘旋转角度为 1350° 时，膨胀腔与膨胀机排气段连道，此时，膨胀结束，排气开始。膨胀机的排气过程即排气腔随着动涡盘旋转不断变小，直至气体被完全排出涡旋体。

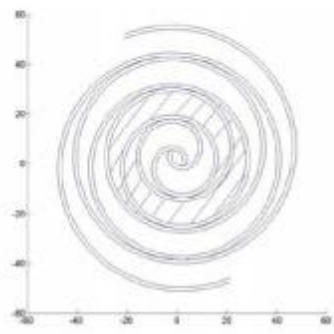
在上述工作过程中，动静涡盘同时构成了很多对腔体，具体腔体的数量与涡旋体圈数 N 有关。正是由于同时有多对工作腔体的存在，因此，涡旋式膨胀机能相对较为平稳的工作；而不需要类似活塞式膨胀机需要多个气缸才能实现平稳工作。受到刀具切削的影响，实际涡旋膨胀机在渐开线起始处与刀具形状相同，而非渐开线，因此，膨胀起始角会发生变化。同

时，若涡旋体圈数变化，则膨胀结束角也将发生变化。但是，涡旋式膨胀机的基本的工作过程是相同的。

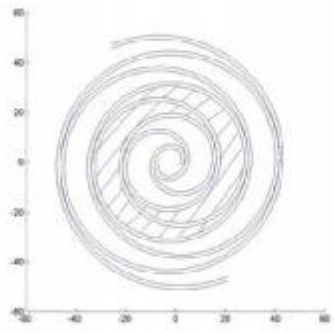




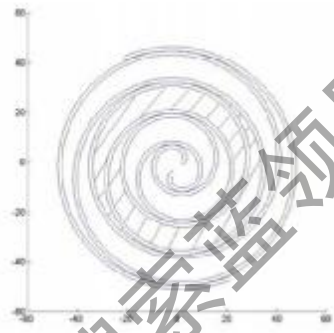
720°



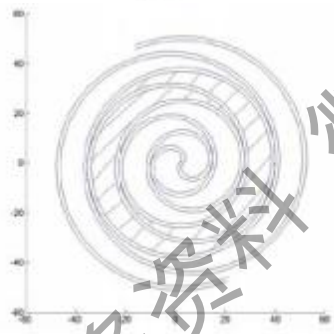
810°



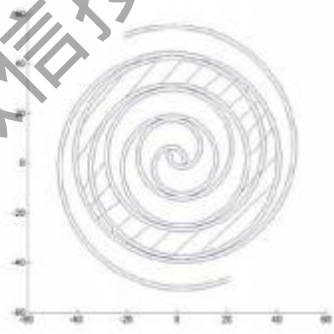
900°



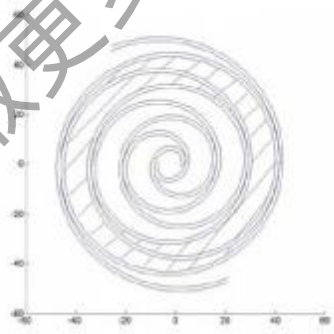
990°



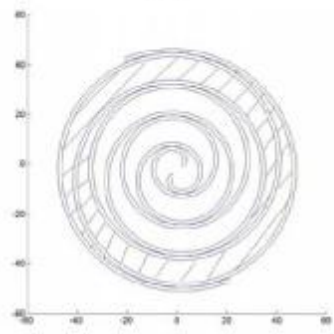
1080°



1170°



1260°



1350°, 膨胀结束, 排气开始

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

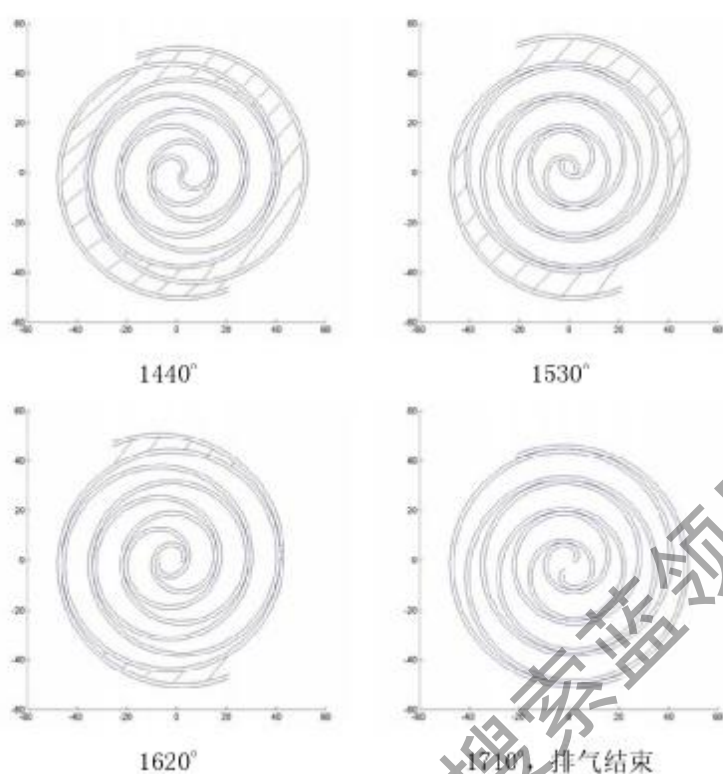


图 3-31 涡旋式膨胀机工作过程

Figure 3-31 Process of Scroll Expander

3.3.2.2 涡旋式膨胀机的膨胀比

涡旋式膨胀机涡旋体型线一般都是圆的渐开线，其方程为：

$$\frac{dr(\phi)}{d\phi} = a \quad (3.53)$$

根据相关的推导^[31]，可以得到，从渐开线极角 0° 到 ϕ ，由基圆及其渐开线围成的面积的计算公式为：

$$\int_0^\phi \frac{1}{2}(a\phi)^2 d\phi = \frac{1}{6}a^2\phi^3 \quad (3.54)$$

如图 3-32 所示的涡旋式膨胀机工作腔，是由静涡旋体外侧的渐开线轮廓与动涡旋体内侧的渐开线轮廓构成的，其面积可以由两条渐开线在各自角度范围内围成的面积相减得到。对于静涡旋体外侧渐开线，其在 φ_k 至 $\varphi_k + 2\pi$ 下围成的面积是：

$$A_J = \left[\frac{1}{6}a^2\phi^3 \right]_{-\alpha+\frac{5}{2}\pi}^{-\alpha+\theta+\frac{5}{2}\pi} \quad (3.55)$$

由于动涡旋体与静涡旋体形状相同，仅仅是相位相差 π ，故而动涡旋体外侧渐开线轮廓在图示情况下围成的面积是：

$$A_D = \left[\frac{1}{6}a^2\phi^3 \right]_{\alpha+\frac{5}{2}\pi}^{\alpha+6+\frac{7}{2}\pi} \quad (3.56)$$

则可以得到阴影部分的面积为：

$$A = A_J - A_D = 2\pi a^2(\pi - 2\alpha)(\pi + \theta) \quad (3.57)$$

而膨胀机的压缩腔都是成对出现的，则当动涡旋转角为 θ 时，对应的膨胀腔的体积为：

$$V = 2Ah = \pi P(P - 2t)h(1 + \frac{\theta}{\pi}) \quad (3.58)$$

由上式可以发现,膨胀腔的体积与动涡盘的转动角度呈线性关系,并且,膨胀开始体积与膨胀结束体积的比,即体积膨胀比为:

$$\tau = \frac{V(\theta_c)}{V(\theta^*)} = \frac{2N - 1}{1 + \theta^*/\pi} \quad (3.59)$$

当考虑涡旋体型线开始段的修正后,类似的,根据推导^[10],得到进气腔的体积计算公式为:

$$V_0 = 2A_0h = 2h(A_{0L} - A_{0S} - A_{L0}) \quad (3.60)$$

其中, S_{0L} 为涡旋体内壁面围成的面积, S_{0S} 为涡旋体壁厚部分的投影面积, A_{L0} 为基圆围成的面积。具体的计算公式是:

$$A_{0L} = [\frac{1}{6}a^2\phi^3]_{\theta-\frac{\pi}{2}-\alpha}^{\theta+\frac{\pi}{2}-\alpha} \quad (3.61)$$

$$A_{0S} = [\frac{1}{6}a^2\phi^3]_{\theta-\frac{\pi}{2}+\alpha}^{\theta-\frac{\pi}{2}-\alpha} \quad (3.62)$$

$$A_{L0} = \begin{cases} \frac{a^2}{2}(\pi - 4\alpha) & r \geq 2a \\ \frac{a^2}{2}(\pi - 4\alpha + 2\cos^{-1}(\frac{\pi}{2} - \alpha) - (\pi - 2\alpha)\sin(\cos^{-1}(\frac{\pi}{2} - \alpha))) & r < 2a \end{cases} \quad (3.63)$$

而排气腔的投影面积计算公式为:

$$V_e = h * \left([\frac{1}{6}a^2\phi^3]_{\theta-\frac{\pi}{2}-\alpha}^{\theta+\frac{\pi}{2}-\alpha} - [\frac{1}{6}a^2\phi^3]_{\theta-\frac{\pi}{2}+\alpha}^{\theta-\frac{\pi}{2}-\alpha} \right) \quad (3.64)$$

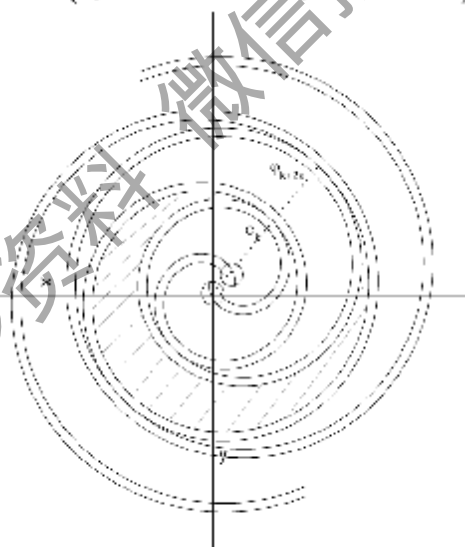


图 3-32 涡旋式膨胀机工作腔

Figure 3-32 Process of Scroll Expander

3.3.2.3 涡旋式膨胀机内部参数分布

通过上述推导,可以得到涡旋式膨胀机工作过程中某个工作腔从进气开始到排气结束的各个状态参数的变化情况,进而得到涡旋式膨胀机的膨胀比、输出功、效率等结果。图 3-33 给出了在膨胀机参数给定的情况下,以R245fa为工质,该涡旋式膨胀机工作腔的参数随着动涡盘旋转角变化而变化情况,整个过程从膨胀机进气开始持续到排气结束。

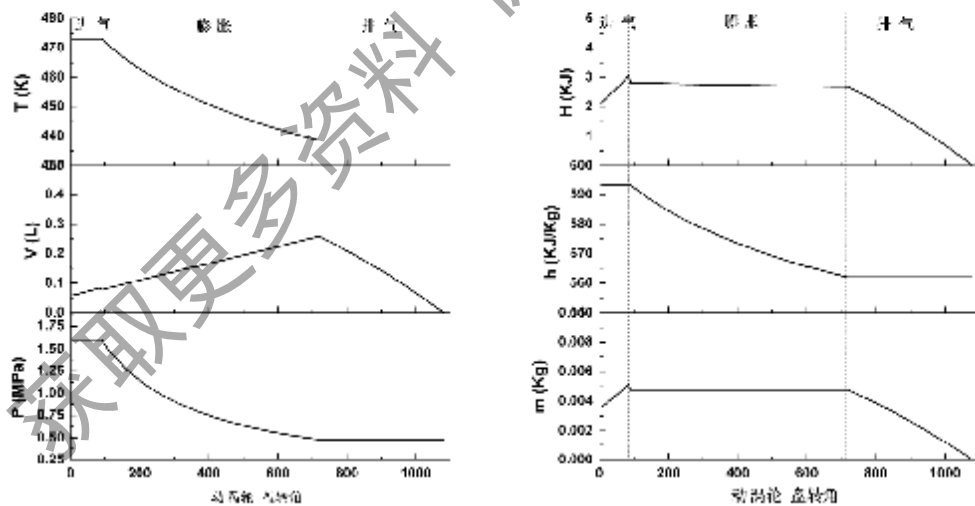
首先,在进气过程中,由于进气腔与外界是连通的,故膨胀机进气腔的状态参数不发生

变化, 仅仅是进气腔的体积发生变化。因此, 进气过程中进气腔的强度量不发生变化, 即温度、压力、比焓不发生变化。而随着进气腔体积的增加, 进气腔气体质量也同时增加, 随之气体总焓也增加, 即进气过程中, 广焓量, 包括气体总质量、总体积以及总焓随着进气过程而增加。

当动涡盘转角到膨胀起始角 θ^* 后, 进气腔与外界被隔开, 进气腔演变成膨胀腔, 膨胀过程开始。需要注意的是, 由于大多数涡旋式膨胀机渐开线起始段都会有所修正, 因此, 会有一部分进气腔结束时的体积重新变成进气腔, 而不是全部成为膨胀腔, 因此, 这会导致工作腔体积变化产生如图 3-33-a所示的阶跃现象。在膨胀过程中, 理想情况下工作腔内的气体做绝热膨胀。式(3.58)已经指出, 工作腔的体积随着动涡盘的旋转角做线性膨胀, 图 3-33-a即给出了相应的结果。理想的绝热膨胀过程也是等熵过程, 因此, 根据R245fa实际气体的状态参数, 可以得到温度、压力和比焓随着旋转角的变化情况, 从中可见, 温度、压力和比焓都是随着旋转角的增加而降低的。需要注意的是, 温度、压力在吸气结束膨胀开始时存在阶跃现象。工作腔内气体的质量在进气结束膨胀开始时, 也存在若阶跃减少现象, 这是显而易见的。若不考虑泄漏, 工作腔膨胀过程中气体的质量不发生变化。综合上述结果, 可以得到工作腔内气体的总焓在进气结束膨胀开始时存在阶跃减少现象, 而在膨胀过程中, 总焓不断减少, 此减少的焓即被作为机械功通过动涡盘的偏心轴输出。

膨胀机的排气过程与进气过程相反, 排气时工作腔与膨胀机后的管道连通, 工作腔的强度量均保持不变, 而广焓量随着工作腔体积的减少而降低。直至排气腔的体积变为 0, 工作腔内各广焓量变为 0, 整个工作腔气体完全通过膨胀机, 一个膨胀过程结束。

上述过程中, 工作腔内的气体实际对外输出功的过程仅在膨胀过程中发生, 总的输出功即为总焓的减少值。并且, 上述的分析并不考虑涡旋式膨胀机存在的一些不可逆损失, 这些不可逆损失主要包括: 过膨胀与欠膨胀、泄漏、漏热等。下面将对涡旋式膨胀机的前两种不可逆损失进行分析。



a 温度, 体积, 压力

b 焓, 比焓, 质量

图 3-33 涡旋式膨胀机运行时各参数变化, 基圆半径 $a = 5\text{mm}$, 渐开线发角 $\alpha = \pi/3$, 膨胀起始角 $\theta_0 = \pi/2$, 涡旋线圈数 $N = 3$, 涡旋体高度 $h = 50\text{mm}$

Figure 3-33 Status Point Changing of Scroll Expander Along Orbiting Angle

3.3.2.4 涡旋式膨胀机的过膨胀与欠膨胀

对于容积式膨胀机, 会存在膨胀机膨胀终了压力与背压不一致的情况。背压高于膨胀终了压力, 称为膨胀机欠膨胀; 背压低于膨胀终了压力, 称为过膨胀。

欠膨胀情况下, 由于背压高于膨胀终了压力, 当膨胀机膨胀结束, 膨胀腔与膨胀机后管道空间连通后, 膨胀机后管道内的气体会进入膨胀机的排气腔内。这个过程是一个不可逆的定容过程, 存在着大量的能量损失, 如图 3-34-a所示。

反之, 在过膨胀情况下, 膨胀腔与其后管道连通的一瞬间, 膨胀腔内的高压气体冲入管道中, 这同样也是一个不可逆的定容过程, 如图 3-34-b所示。

因此, 容积式膨胀机若膨胀比不合适, 过膨胀或者欠膨胀的损失会成为膨胀机的主要不可逆损失, 应尽可能地保证其膨胀比和其进口压力与背压保持一致, 以使其工作在最佳状态。

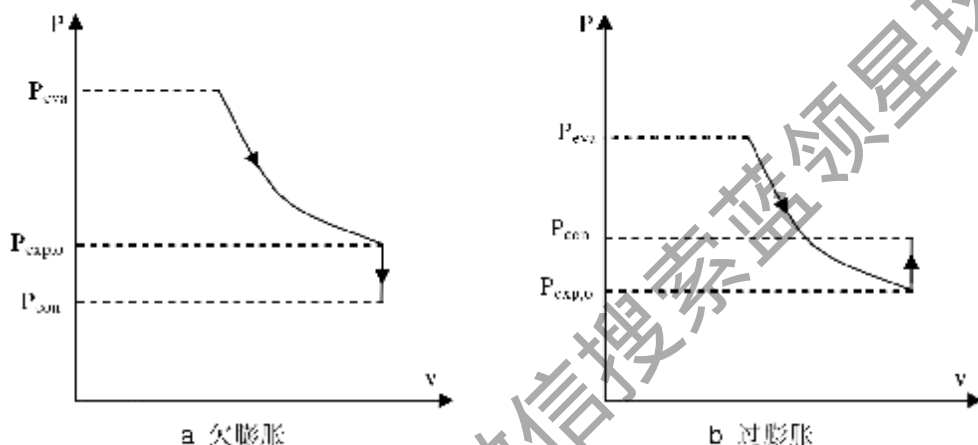


图 3-34 过膨胀与欠膨胀原理

Figure 3-34 under expansion and over expansion of Scroll Expander

图 3-35 给出了膨胀机的绝热效率随着膨胀机入口压力变化的情况。显而易见, 膨胀机的绝热效率存在一个最佳值, 这个最佳值即为膨胀机的进出口背压的比值与其理想膨胀比相一致, 膨胀机不存在过膨胀和欠膨胀下的效率。并且, 当膨胀机入口压力偏离最佳值时, 膨胀机的绝热效率迅速降低, 且过膨胀或欠膨胀的损失在这种情况下成为主要的不可逆损失。同时, 图 3-35 也给出了膨胀机背压, 即冷凝压力不同时, 绝热效率的变化。从中可以发现, 最佳入口压力也随着背压的增加而增加。这是由于, 膨胀机的理想膨胀比是由膨胀机的几何结构参数给定的。

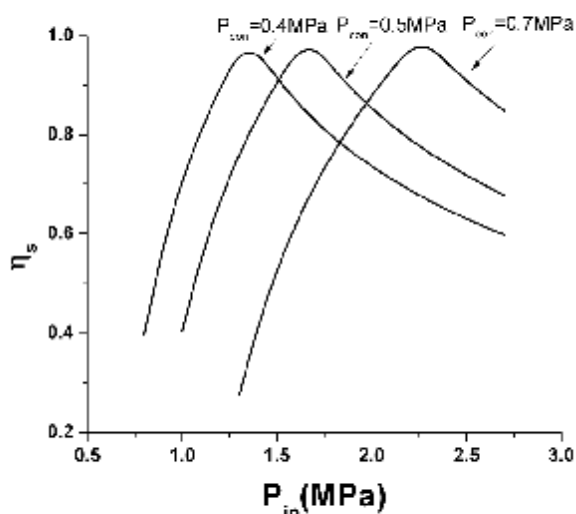


图 3-35 过膨胀与欠膨胀下膨胀机绝热效率, 基圆半径 $a = 5\text{mm}$, 渐开线发生角 $\alpha = \pi/3$, 膨胀起始角 $\theta_s = \pi/2$, 涡旋线函数 $N = 3$, 涡旋体高度 $h = 50\text{mm}$

Figure 3-35 Isentropic Efficiency of Scroll Expander for under-expansion and over-expansion

3.3.2.5 涡旋式膨胀机泄漏分析

涡旋式膨胀机工作过程中, 其内部存在着两种泄漏, 即如图 3-36 所示的径向泄漏和侧面泄漏。径向泄漏指的是, 涡旋式膨胀机动涡盘底面和从旋体下侧结合处存在的泄漏, 如图 3-36 所示, 其内侧工作腔与外侧工作腔之间存在泄漏缝隙, 内工作腔的气体会从泄漏缝隙中泄漏到低压工作腔。而侧面泄漏, 指的是膨胀机动静涡盘涡旋体啮合处存在的泄漏缝隙导致的泄漏, 如图 3-36 的下图所示。

上述泄漏过程可以认为是一种喷射的过程, 喷射的入口和进口分别对应内侧和外侧工作腔, 而喉部面积为泄漏缝隙的横截面积。本文在计算泄漏时假设工质气体为理想气体, 采用 Fox 和 McDonald^[152]推荐的公式计算泄漏气体的流量:

$$\dot{m} = \phi A_s \sqrt{2P_h \rho_h} \sqrt{\frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_t}{P_h} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_t}{P_h} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (3.65)$$

并且, 这个流量受临界压比 $\left(\frac{P_t}{P_h}\right)_{crit} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$ 限制。

当膨胀机的工作腔工作在进气情况下, 其径向泄漏为进气腔向下一个工作腔泄漏气体, 导致进气质量减少, 而当工作腔工作在膨胀情况下, 其泄漏既包括该工作腔向下一个低压腔的泄漏, 也包括前一个工作腔向本工作腔的泄漏。而当工作腔工作在排气情况下, 仅有其前一个工作腔向排气腔的泄漏。膨胀机的侧面泄漏与径向泄漏是类似的, 同样需要分别考虑进气、膨胀和排气三种情况下的不同泄漏过程。

若假定膨胀机侧面泄漏的缝隙高度为 δ_f , 则侧面泄漏缝隙的横截面积为:

$$A_f = \delta_f h \quad (3.66)$$

而径向泄漏的横截面积计算较为复杂, 因为随着工作腔面积的变化, 其径向泄漏线的长度也在不断变化, 导致径向泄漏横截面积随之发生变化。径向泄漏的泄漏线长度即为构成该工作腔的渐开线长度, 根据极坐标的曲线长度公式, 从 0° 开始到渐开线渐开角为 θ 时的渐开线的总长度为:

$$L_r = \int_0^\theta a\phi d\phi = \frac{1}{2}a\theta^2 \quad (3.67)$$

因此，若构成某一个工作腔的圆的渐开线渐开角为 θ_k 到 $\theta_k + 2\pi$ ，则其渐开线长度为：

$$L_r = \frac{1}{2}a(\theta + 2\pi)^2 - \frac{1}{2}a\theta^2 = P(\theta + \pi) \quad (3.68)$$

同样假设径向泄漏的缝隙高度为 δ_r ，则径向泄漏缝隙的横截面积为：

$$A_r = L_r \delta_r \quad (3.69)$$



图 3-36 膨胀机的径向泄漏和侧面泄漏

Figure 3-36 Radial Leakage and Frank Leakage of Scroll Expander

通过上述的推导，可以从理论上对涡旋式膨胀机的泄漏进行估算。对涡旋式膨胀机泄漏的估算，最难得到的参数为泄漏缝隙的高度，包括径向泄漏和侧面泄漏的高度。事实上，这个泄漏缝隙的高度是与泄漏两侧的压力相关的，同时也与涡旋式膨胀机的制造工艺，以及密封面的加工精度等相关。Chen 等^[53]在文献中建议以两个经验公式进行计算，分别为：

$$\delta_f = 9.615 \times 10^{-5} \left(\frac{P_h}{P_l} - 1.67 \right) + 20 \times 10^{-6} \quad (3.70)$$

$$\delta_r = 1.1 \times 10^{-6} \left(\frac{P_h}{P_l} - 1.67 \right) + 10^{-6} \quad (3.71)$$

假设在泄漏情况下，泄漏的气体占整个工作腔的气体比较小，不至于影响到工作腔的温度和压力，而仅仅是影响到工作腔内的气体质量。在这种假设下，图 3-37 给出了考虑泄漏情况下膨胀机的绝热效率，与不考虑泄漏时膨胀机的效率进行了比较。从中可以发现，考虑泄漏的情况下，膨胀机的绝热效率有了显著下降。可见，膨胀机的泄漏是膨胀机主要不可逆损失之一。其次，从图 3-37 可以发现，考虑泄漏情况下的涡旋式膨胀机，仍具有最佳膨胀比的现象。因此，综上所述，过膨胀和欠膨胀，以及泄漏是影响涡旋式膨胀机的重要因素之一。

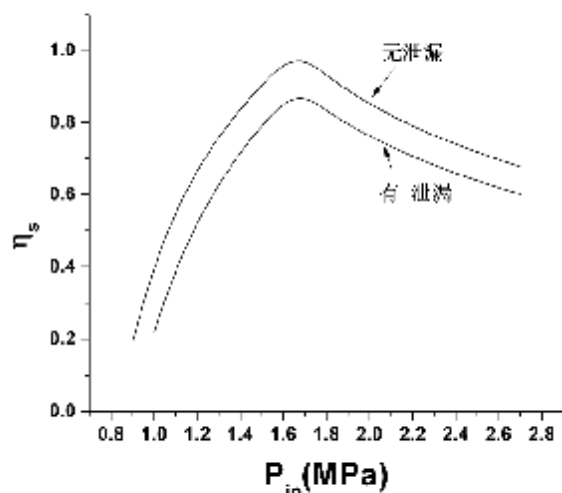


图 3-37 考虑泄漏情况下的膨胀机绝热效率，基圆半径 $a = 5\text{mm}$ ，渐开线发生角 $\alpha = \pi/3$ ，膨胀起始角 $\theta_0 = \pi/2$ ，涡旋线圈数 $N = 3$ ，涡旋体高度 $h = 50\text{mm}$

Figure 3-37 Isentropic Efficiency of Scroll Expander Considering Leakage

3.4 本章小结

本章的主要内容为对有机物朗肯循环系统关键部件的研究，包括对系统不可逆损失最大部件—蒸发器，以及技术难点—膨胀机的研究。对蒸发器的研究包括对蒸发器稳态和动态特性的研究，而对膨胀机的分析则从比较不同类型的膨胀机着手，重点研究在本课题实验系统中采用的涡旋式膨胀机的特性。

- 在对蒸发器的稳态特性中，首先计算了单级逆流型蒸发器的温度分布和焓分布，指出在有机物工质入口以及沸腾段结束两处位置内部不可逆损失最大；其次，研究了不同工作条件下蒸发器出口温度的变化，以及预热、沸腾和过热三段的面积分布、内部熵增分布；再次，对蒸发器总熵增（包括内部熵增和外部熵增）的研究发现，总熵增随蒸发压力的变化存在最小值，而蒸发器热效率随蒸发压力的变化存在最大值；最后，研究了混合工质对蒸发器性能的影响，认为采用混合工质能减小蒸发器内部不可逆损失，但可能会增加外部不可逆损失，因此需要谨慎选择。

- 对蒸发器动态特性的分析需要求解关于蒸发器的偏微分方程。本章利用 Matlab Simulink 的 S 函数的方法，在空间方向对方程进行人工差分离散，而在时间方向则利用 Simulink 自带的求解功能进行求解。本章从简单的定系数无相变换热器的动态特性出发，详细介绍了蒸发器动态特性的求解过程，并且得到了某工况下的动态结果。

- 膨胀机是有机物朗肯循环的技术难点，本章首先总结比较了 8 种可用于低品味热能利用的膨胀机的特点，认为容积型膨胀机比较适用于小流量、大膨胀比的中小型低品味热能回收系统，而速度型膨胀机则适用于中大型系统场合。

- 然后重点研究了涡旋式膨胀机的特性，包括其几何特性、膨胀比，以及在膨胀过程中工质的温度、压力、焓等参数的分布，另外还研究了涡旋式膨胀机的两种不可逆损失：过膨胀欠膨胀和泄漏。结果认为，过膨胀欠膨胀的存在使得膨胀机的膨胀比应与有机物朗肯循环系统的工作压力相匹配，泄漏损失不可避免，但是应该从膨胀机的工艺角度尽可能的降低。

第4章 热回收有机物朗肯动力循环分析

由于蒸发器中传热过程是在有限时间和有限换热面积下进行的,因此热源流体无法将其可用能全部传递给有机工质,从而使得低品味热能利用有机物朗肯循环除了内部不可逆损失外,还存在外部不可逆损失。因此,作者在本章认为以热回收效率来评价低品味热能利用有机物朗肯循环更具有实际意义。本章从低品味热能利用的角度研究有机物朗肯循环,在分析过程中同时运用了热力学和传热学的方法。本章重点对低品味热能利用ORC系统的热回收效率进行了研究,同时还给出了系统的熵增分析,发现两种方式具有等价性,只是两种分析方法的侧重点不同。

4.1 热回收动力循环理论模型分析

4.1.1 热回收效率作为低品味热能 ORC 系统评价指标

对于大型的电站发电系统,其热源是通过在锅炉中燃烧煤粉得到的,因此在加热过程中,朗肯循环的热源可以认为是定温的。然而,本文研究的低品味热能利用发电系统,热源流体进入高温换热器后,由于换热的存在,其温度会沿着流动方向降低。热源将一部分热量交换给循环工质后,余下的热量直接排放到环境中,而不被利用,造成了外部损失。如图 4-1 所示的,热源流体经过与系统换热后,以高于环境温度 T_0 的 $T_{H,e}$ 排放到环境中,这部分损失的热量为 $\dot{Q}_{H,e}$,仍具有一定的做功能力。因此,在考虑热回收动力循环时,这部分的能量损失也需要考虑。

热效率的定义是得到的收益除以付出的代价,根据上述的分析,热回收利用发电系统付出的代价,因包括高温换热器吸收的热量,加上热源排放到环境中的热量;而得到的收益即为系统得到的有用功。因此,定义利用系统的热回收效率为:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_{eva} + \dot{Q}_{H,e}} \quad (4.1)$$

热回收效率与循环效率是完全不同的,采用热回收效率对低品味热能利用有机物朗肯循环进行分析,能更准确地反应热回收利用动力系统的发电能力,因而更具有实际意义。比较上式与式(2.7),发现热回收效率的分母大于第一定律效率的分母,因此,热回收效率应该比第一定律小。从这个角度看,低品味热能回收有机物朗肯循环可以认为是从有限的热源回收热量用于发电的过程,可以认为是属于有限时间热力学的范畴。国内外对有限时间热力学方面有大量的研究,例如 Bejan 等^[154]从熵增最小的角度研究了有限设备大小和有限时间情况下的热力系统优化,而国内如海军工程大学等林根等也对有限时间热力学在各方面的应用进行了广泛的研究,如对卡诺循环^[155]、朗肯循环^[156-157]的优化研究。本文的研究并不侧重于有限时间热力学的研究,但是,将有限时间热力学应用于低品位热能利用有机物朗肯循环上具有很好的实用价值,是本课题下一步需要进行的研究方向之一。

国内外有相关的文献对类似的低品味热能回收动力循环模型进行了研究。比如,Bejan^[158]研究了一个简化的热利用模型,并指出对于这样的模型熵增最小与输出功率最大是等价的;Vargas 等^[159]研究了低品味热能利用蒸汽朗肯循环,并且指出热源流体流量与工质流量比存在一个最佳值,在此最佳值下循环火用效率最大。国内的研究,如严子浚等^[160]研究了从有限热源获得最大功时卡诺循环的效率。总之,这些研究都采用了热回收效率而非循环效率,并且,这些研究都得到一个类似的结论,即动力循环的热回收效率在工作参数变化时存在一

个最大值。产生这个最大值的原因，是动力循环从热源的吸热量与其第一定律效率有着相反的变化趋势。本文接下来将以热回收效率对有机物朗肯循环进行分析，分析发现低品味热能利用有机物朗肯循环也存在着与上述文献相似的结论，即存在一个最佳的蒸发压力，使得热回收效率最高，这对有机物朗肯循环的设计有非常重要的意义。

当考虑热回收效率后，对于动力循环的优化，应同时从两个方面考虑，即：1 增加动力循环从热源的吸热量，2 提高动力循环的第一定律效率。本章将对此进行详细的分析。

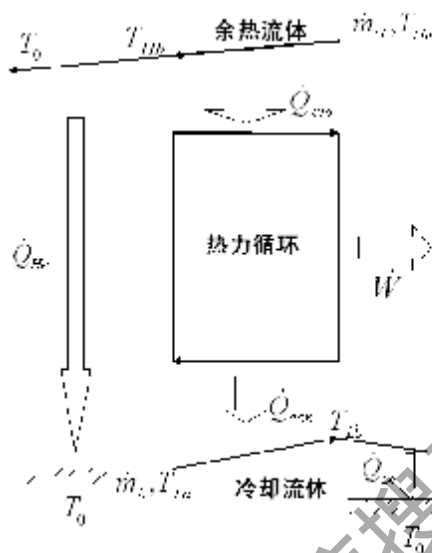


图 4-1 热回收利用动力循环模型

Figure 4-1 Model for Power Generation System for Waste Heat Recovery

4.1.2 热回收利用动力系统的几种理想循环分析

当考虑换热过程后，对于热回收有机物朗肯循环，存在着以下三类不可逆损失：

- 换热器外部损失。换热器外部损失指的是，蒸发器热源出口和冷凝器冷源出口温度高于环境温度，这部分可用能直接排放到环境所带来的不可逆损失，体现在图 4-1 为 $\dot{Q}_{H,e}$ 和 $\dot{Q}_{L,e}$ 传递到环境时的火用损失；
- 换热器内部损失。换热器内部损失指的是，蒸发器和冷凝器内部换热，由于存在换热温差以及压力损失而产生的不可逆损失，在本文的研究中，认为传热温差是换热器内部不可逆性的主要来源，而压力损失忽略不计；
- 循环内部损失。循环内部损失，由于朗肯循环并非理想动力循环而产生的损失，以及循环内部如膨胀机、泵以及管道不可逆损失。

为了比较低品味热能有机物朗肯循环的性能，需要将其与理想的热利用动力循环进行比较。理想的热利用动力循环，其上述三种不可逆损失均为 0。如图 4-2 给出了这样的理想循环，其基本过程是：

1 热源流体经过与动力循环换热后，热能完全地传递到动力循环，出口温度即为环境温度，而冷却流体为无穷大热源，因此系统的外部损失为 0；

2 动力循环为无穷多的微元卡诺循环，每个微元循环与热源的换热温差均为 0，而换热过程压力损失不考虑，则换热器内部损失为 0；

3 同时，微元卡诺循环内部损失均忽略，则动力循环的内部不可逆损失均为 0。

通过上述的假设，图 4-2 所示的动力循环可以认为是理想的热利用动力循环，而该循环的效率即为低品味热能有机物朗肯循环所能达到的最大热回收效率。

此动力循环的机械功为：

$$\dot{W}_I = \int_{T_0}^{T_{H,a}} c_H dT \cdot \dot{m}_H \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) = c_H \cdot \dot{m}_H \left((T_{H,a} - T_0) - T_0 \cdot \ln \frac{T_{H,a}}{T_0} \right) \quad (4.2)$$

因此，可以得到理想的热回收利用动力循环的热回收效率为：

$$\eta_I = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_{eva} + \dot{Q}_{H,c}} = 1 - \frac{T_0 \cdot \ln(T_{H,a}/T_0)}{T_{H,a} - T_0} \quad (4.3)$$

从上式可以发现，此理想效率仅与热源入口温度有关，而与热源流量、动力循环等其他参数无关。这个理想效率是低品味热能回收发电装置所能达到的最大效率，由于存在各种损失，低品味热能回收装置的实际效率都会小于这个理想效率。

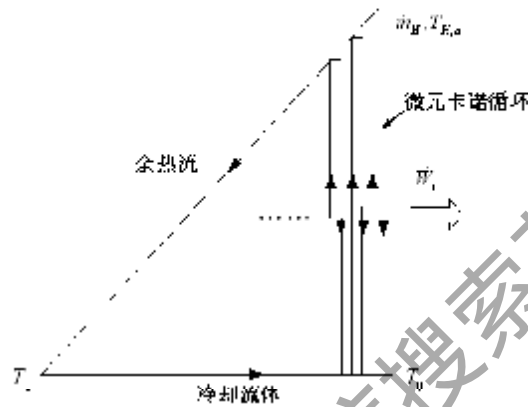


图 4-2 热回收利用动力循环模型

Figure 4-2 Model for Power Generator System for Waste Heat Recovery

对于图 4-2 的模型，若考虑换热器的外部损失，则在此情况下的低品味热能利用理想循环为图 4-3a 所示的模型。其中，假设热源离开高温换热器时的出口温度与动力循环工质进入高温换热器的温度相等，而且整个换热器内部传热温差为 0；低温换热器也采取同样的假设。在这种情况下，换热器仅存在外部损失，而内部损失为 0。同时，动力循环采用可逆循环。因此，这样的模型即为仅考虑仅考虑换热器外部损失的低品味热能利用动力模型，该模型的净输出功为：

$$\dot{W}_a = \left(\dot{Q}_E - T_0 \cdot \dot{m}_H (s_{H,a} - s_{H,b}) \right) - \left(\dot{Q}_C - T_0 \cdot \dot{m}_L (s_{L,b} - s_{L,a}) \right) \quad (4.4)$$

其热回收效率为：

$$\eta_a = \frac{\left(\dot{Q}_E - T_0 \cdot \dot{m}_H (s_{H,a} - s_{H,b}) \right) - \left(\dot{Q}_C - T_0 \cdot \dot{m}_L (s_{L,b} - s_{L,a}) \right)}{c_H \cdot \dot{m}_H (T_{H,a} - T_0)} \quad (4.5)$$

更进一步，若在考虑换热器外部损失的同时，再考虑换热器的内部损失，则图 4-3a 的模型发展成为图 4-3b 的模型。其中，还考虑到了换热器的传热温差损失，即换热器的有效度小于 1。如 3.1.1.4 节所指出的，由于换热过程温差的存在，使得换热器存在熵增，即不可逆损失。图 4-3b 的模型的输出功为：

$$\dot{W}_b = \left(\dot{Q}_E - T_0 \cdot \dot{m}_W (s_1 - s_4) \right) - \left(\dot{Q}_C - T_0 \cdot \dot{m}_W (s_2 - s_3) \right) \quad (4.6)$$

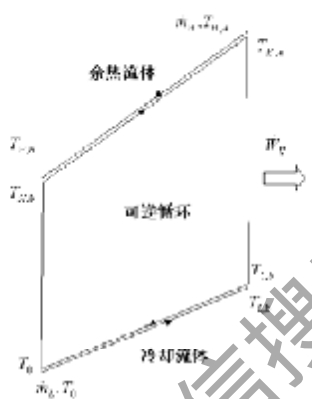
热回收效率为：

$$\eta_b = \frac{(\dot{Q}_E - T_0 \cdot \dot{m}_W (s_1 - s_4)) - (Q_C - T_0 \cdot \dot{m}_W (s_2 - s_3))}{c_H \cdot \dot{m}_H (T_{H,a} - T_0)} \quad (4.7)$$

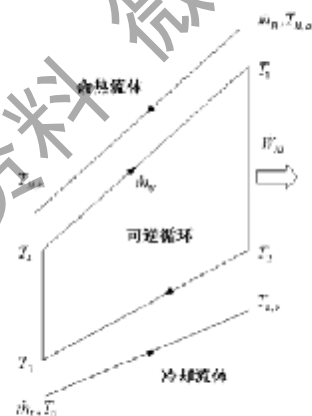
最终，当同时考虑上述三种损失，并将这三种损失应用于低品味热能利用有机物朗肯循环后，即得到了如图 4-3c 所示的低品味热能利用有机物朗肯循环。根据 2.1.1 节的分析，其输出功为膨胀机的输出功减去泵消耗的功，因此，其热回收效率为：

$$\eta_h = \frac{\dot{W}_{Tur} - \dot{W}_{Pump}}{c_H \cdot \dot{m}_H (T_{H,a} - T_0)} \quad (4.8)$$

上述定义效率时，均采用的是热回收效率，而非动力循环效率。付出的代价均为 $c_H \cdot \dot{m}_H (T_{H,a} - T_0)$ 。这个效率定义与循环效率是完全不一样的，采用该效率对低品味热能利用有机物朗肯循环进行分析，具有更为重要的意义。

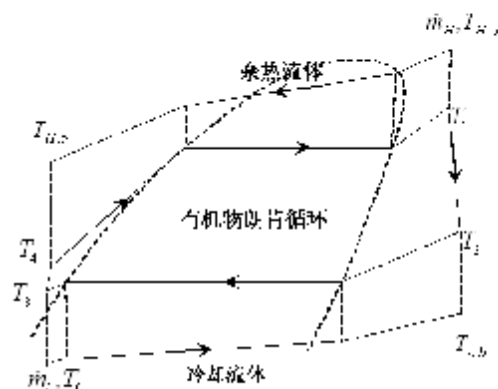


a 仅考虑外部损失



b 考虑外部损失和换热内部损失

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球



c 考虑三种损失下的实际有机物朗肯循环模型

图 4-3 考虑循环外部损失、换热内部损失以及循环内部损失的低品味热能动力模型
Figure 4-3 model with external loss, heat exchanger internal loss and thermal cycle internal loss-real cycle

4.1.3 简化模型下热回收利用动力循环的分析

本文以两种简化的热回收利用动力循环模型进行分析,分析其在工作参数变化情况下的特性,从而为低品味热能利用有机物朗肯循环的分析提供理论支持。这两种模型分别为:变温热源卡诺循环与工质变温吸热简化循环,其T-s图分别如图 4-4 和图 4-5 所示。

对于图 4-4 所示的变温热源卡诺循环,其基本过程是,热源为有限热源,沿着流动方向温度逐渐降低,而动力循环工质为定温吸热,可以想象成相变吸热过程。动力循环的放热过程假设为完全可逆的过程,即工质在环境温度下放热,没有温差引起的换热损失以及换热器外部损失。这样的情况下,若假设高温换热器的有效度为 ε ,则系统的吸热的热流率为:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{HC} c_H \varepsilon (T_{H,a} - T_{eva}) \quad (4.9)$$

动力循环的输出功为:

$$W = \dot{Q} \cdot (1 - T_0/T_{eva}) \quad (4.10)$$

因此,系统的热回收效率为:

$$\eta_h = \frac{\varepsilon (T_{H,a} - T_{eva}) (1 - T_0/T_{eva})}{(T_{H,a} - T_0)} \quad (4.11)$$

可见,该系统的热回收效率仅与高温换热器的有效度 ε 、热源入口温度 $T_{H,a}$ 、以及工质吸热温度 T_{eva} 有关。若高温换热器的有效度与热源入口温度给定,而仅有工质吸热温度改变,则系统的热回收效率存在着如下的关系:

$$\eta_h = \frac{\varepsilon \left(T_{H,a} - \frac{T_0 T_{H,a}}{T_{eva}} - T_{eva} + T_0 \right)}{(T_{H,a} - T_0)} \leq \frac{\varepsilon (T_{H,a} - 2\sqrt{T_0 T_{H,a}} + T_0)}{(T_{H,a} - T_0)} \quad (4.12)$$

即当 T_{eva} 变化时,热回收效率存在一个最大值,并且,此最大值当且仅当 $T_{eva} = \sqrt{T_0 T_{H,a}}$ 时成立。如前所述,工质的定温吸热过程可以被认为是一个相变过程, T_{eva} 可以被认为是蒸发温度,或者是与之对应蒸发压力。

接下来,对图 4-4 的模型的增长进行分析,该模型存在的不可逆损失为高温换热器的外部损失与内部传热温差损失,因此,系统的熵增为:

$$\dot{S}_T = \frac{\dot{m}_{HC} c_H (T_{H,b} - T_0)}{T_0} + \frac{\dot{m}_{HC} c_H \varepsilon (T_{H,a} - T_{eva})}{T_{eva}} + \dot{m}_H (s_{H,b} - s_{H,a})$$

$$\begin{aligned}
 &= \dot{m}_{HCH} \left(\frac{T_{H,a} - \varepsilon(T_{H,a} - T_{coa}) - T_0}{T_0} + \frac{\varepsilon(T_{H,a} - T_{coa})}{T_{coa}} + \ln \frac{T_0}{T_{H,a}} \right) \\
 &\geq \dot{m}_{HCH} \left(\frac{(1-\varepsilon)T_{H,a}}{T_0} + 2\varepsilon \sqrt{\frac{T_{H,a}}{T_0}} - \varepsilon - 1 + \ln \frac{T_0}{T_{H,a}} \right) \quad (4.13)
 \end{aligned}$$

可以得到当 $T_{coa} = \sqrt{T_0 T_{H,a}}$ 时, 熵增存在最小值。注意到, 熵增最小值与热回收效率最大值发生在同样的 T_{coa} 时, 可以从理论上证明这个结论。

根据 Gouy-Stodola 定理, 热力系统的输出功可以用如下公式进行计算

$$\dot{W} = \dot{W}_{rev} - T_0 \cdot \dot{S}_T \quad (4.14)$$

其中, \dot{W}_{rev} 为热源的最大有用功, 当热源给定时, 最大有用功为定值。因此, 系统的输出功与熵增有着一一对应的关系。当熵增为最小值时, 系统的输出功即为最大值。同时, 根据式(4.8)热回收效率的定义, 分母在热源给定时也为定值。综合上述分析, 可以得到, 系统的熵增最小值与热回收效率最大值是等效的, 实际上, 这个结论可以推广到所有的热力发电系统。Bejan^[139]在文献中也有类似的论述, 认为对电站系统的优化来说, 输出功率最大与熵增最小是等价的。由此可见, 本章定义的热回收效率, 虽然其定义式采用的是第一定律的功和热量的概念, 但其本质有着熵的概念, 是一种第二定律效率。因此, 本章采用热回收效率分析低品位热能利用有机物朗肯循环, 可以认为是一种第二定律分析的方法。

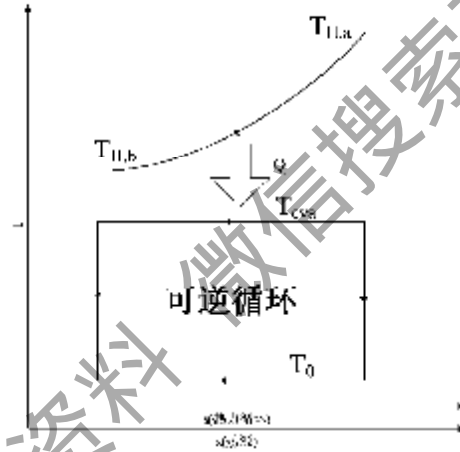


图 4-4 变温热源卡诺循环模型

Figure 4-4 Carno Cycle for Waste Heat Recovery

图 4-5 给出了另一种热利用动力循环, 该循环与变温热源卡诺循环不同的是, 工质在被加热过程中温度是逐渐升高的, 而其余过程均相同。同样假设高温换热器的有效度为 ε , 则系统的吸热的热流率为:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{HCH} \varepsilon (T_{H,a} - T_4) \quad (4.15)$$

动力循环的输出功为:

$$\dot{W} = \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{(T_1 - T_4) / \log(T_1/T_4)} \right) \quad (4.16)$$

则热回收效率为:

$$\eta = \frac{\dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{(T_1 - T_4) / \log(T_1/T_4)} \right)}{\dot{m}_{HCH} (T_{H,a} - T_0)} \quad (4.17)$$

同样, 考虑 T_4 变化时热回收效率的变化特性, 对式(4.17)求 T_4 的导数并令其等于 0, 可以得到当:

$$T_4 = \frac{1}{2} \frac{\dot{m}_{HCHE} \varepsilon T_{H,a} + \sqrt{(\dot{m}_{HCHE} \varepsilon T_{H,a})^2 + 4T_0 \dot{m}_w^2 c_w^2 T_{H,a} - 4T_0 \dot{m}_w c_w T_{H,a} \dot{m}_{HCHE} \varepsilon}}{-\dot{m}_{LCL} + \dot{m}_{HCHE} \cdot \varepsilon} \quad (4.18)$$

时, 该热回收效率存在着极值, 同时, 求二次导数可以证明, 该极值是最大值。

考虑该模型的熵增, 类似的, 该模型的熵增仅仅为高温换热器的外部损失与内部传热温差不可逆损失, 因此, 该系统的熵增为:

$$\begin{aligned} \dot{S}_T &= \frac{\dot{m}_{HCHE}(T_{H,o} - T_0)}{T_0} + \dot{m}_W(s_1 - s_4) + \dot{m}_H(s_{H,0} - s_{H,a}) \\ &= \frac{\dot{m}_{HCHE}(T_{H,a} - \varepsilon(T_{H,a} - T_4) - T_0)}{T_0} + \dot{m}_W c_W \ln\left(\frac{\dot{m}_{HCHE} \varepsilon (T_{H,a} - T_4) + T_4}{T_4}\right) - \dot{m}_H \ln\left(\frac{T_0}{T_{H,a}}\right) \end{aligned} \quad (4.19)$$

对上式关于 T_4 求导, 并且令导数等于 0, 同样可以得到当

$$T_4 = \frac{1}{2} \frac{\dot{m}_{HCHE} \varepsilon T_{H,a} + \sqrt{(\dot{m}_{HCHE} \varepsilon T_{H,a})^2 + 4T_0 \dot{m}_w^2 c_w^2 T_{H,a} - 4T_0 \dot{m}_w c_w T_{H,a} \dot{m}_{HCHE} \varepsilon}}{-\dot{m}_{LCL} + \dot{m}_{HCHE} \cdot \varepsilon} \quad (4.20)$$

熵增存在极值, 而通过二次导数的求导则发现该极值是最小值。这里同样验证了熵增最小值与热回收效率最大值是等效的这一结论。

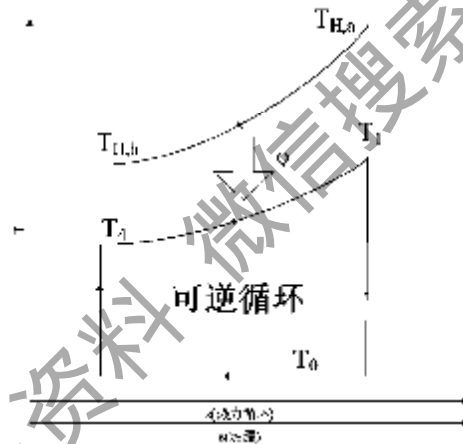


图 4-5 工质变温吸热下的简化热回收利用动力循环模型

Figure 4-5 A Simplified Cycle for Waste Heat Recovery

低品味热能利用有机物朗肯循环与上述两种简化模型比较, 其吸热过程包括了预热、沸腾和过热三段, 可以认为是上述两种循环的综合。根据本节分析, 可以预计低品味热能利用有机物朗肯循环也存在着这样一个最佳值。本章接下来将验证这个最佳值的存在, 并且对其进行分析。并且, 本章将同样对有机物朗肯循环的熵增与热回收效率的等效性进行论证。

4.2 低品味热能有机物朗肯动力循环熵增分析

4.2.1 热源流体入口温度对系统熵增的影响

本文首先对低品味热能利用有机物朗肯循环各个主要部件的熵增进行分析, 包括蒸发器、膨胀机、冷凝器以及泵。其中, 蒸发器和冷凝器的熵增同时包括了介质传热温差引起的内部熵增, 以及由于换热不充分而使得有用能损失的外部熵增。一些假设的参数如下: 热源流体假设为空气, 泵效率 0.9, 冷凝压力 0.3MPa, 冷凝介质为水, 流量 8Kg/s, 冷凝器换热

面积 6.774m^2 ，冷凝水入口温度 293.15K ，环境温度 293.15K 。

图 4-6 为热源入口温度变化时，低品位热能利用 ORC 系统的熵增变化情况。首先比较四大部件熵增的相互关系，可以发现，蒸发器的熵增最大，冷凝器次之，膨胀机再次之，而泵的熵增是最小的。以图 4-6 中当热源入口温度为 451.15K 时为例，此时四个主要部件的熵占整体的熵的比例分别为：蒸发器 82.9% ，冷凝器 14.0% ，膨胀机 2.6% ，泵 0.5% 。随着系统工作参数的变化，各部件熵增占系统总熵的比例有所不同。但是，在大多数情况下，蒸发器的熵增是低品位热能利用 ORC 系统熵增的主要组成部分；或者说，蒸发器是低品位热能利用 ORC 系统不可逆损失的主要来源。

从图 4-6 可以发现，蒸发器的熵增随着热源入口温度的增加而迅速增加。分析其原因，是由于随着热源入口温度的增加，蒸发器内部换热温差增加，因而内部熵增增加；同时，由于换热不充分，其出口温度也增加，同样也导致外部熵增增加，这与 3.1.2.5 节的分析结果是类似的。除了蒸发器之外，冷凝器的熵增也有所增加。这是由于热源入口温度的增加使得冷凝器入口温度有所提高，从而导致冷凝器的外部和内部熵增都有所增加。膨胀机和泵的熵增则变化较小。从整个系统的熵增上看，由于蒸发器和冷凝器的熵都增加了，因而整个系统的熵增也随着热源入口温度的增加而增加。

因此，从减小不可逆损失，提高热回收效率的角度，对于一个给定的 ORC 系统，当热源温度升高时，系统的不可逆损失将会增加，此时，应该想办法改变 ORC 的工作参数，使得不可逆损失降低。本文在下面将提到如何减少不可逆损失，提高热回收效率。

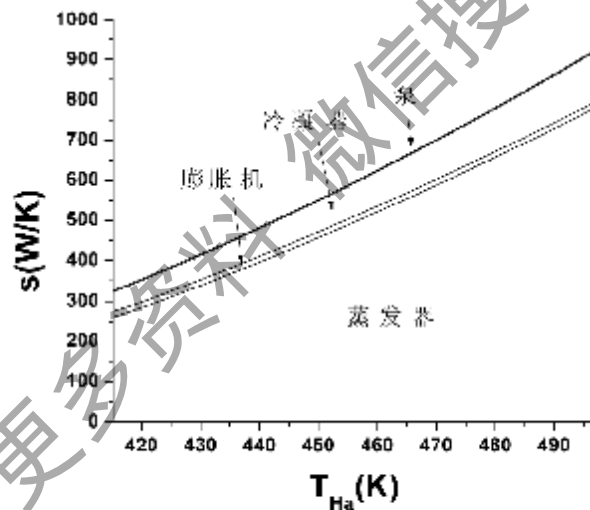


图 4-6 热源入口温度对熵增的影响， $m_H = 6\text{Kg/s}$ ， $P_{eva} = 1.8\text{MPa}$ ， $A_{eva} = 4.772\text{m}^2$ ， $\eta_{tur} = 0.8$ ， $m_W = 0.8\text{Kg/s}$ ，R245fa

Figure 4-6 Effect of Waste Heat Flow Inlet Temperature for Entropy Generation Rate

4.2.2 流量对系统熵增的影响

热源流体与工质流体流量比对系统熵增的影响与热源入口温度的影响类似，如图 4-7 所示。随着流量比的增加，整个系统的熵增增加。分解到各个部件，蒸发器的熵增随着流量比的增加而增加，理由与热源入口温度的影响类似，是由于热源流体流量的增加（或工质流体流量的降低）导致蒸发器内部换热温差增加，同时热源侧出口温度的增加使得外部熵增增加。而冷凝器熵增随着流量比变化的趋势并不明显，这主要是由于热源流体流量的增加（或工质流体流量的降低）对膨胀机出口温度影响不大所导致的。而膨胀机与泵的熵增则变化不大，

并且对整个系统熵增的贡献也比较小。

结合 4.2.1 节的分析, 考虑当热源流体热量增加时, 即热源流体入口温度增加或者流量增加时, 低品位热能利用 ORC 系统的不可逆损失会增加, 热回收效率降低。此时, 应考虑降低蒸发器内的流量比, 即通过控制手段增加工质的流量, 使得工质能从热源中吸收尽可能多的热量, 从而减少不可逆损失, 提高热回收效率。

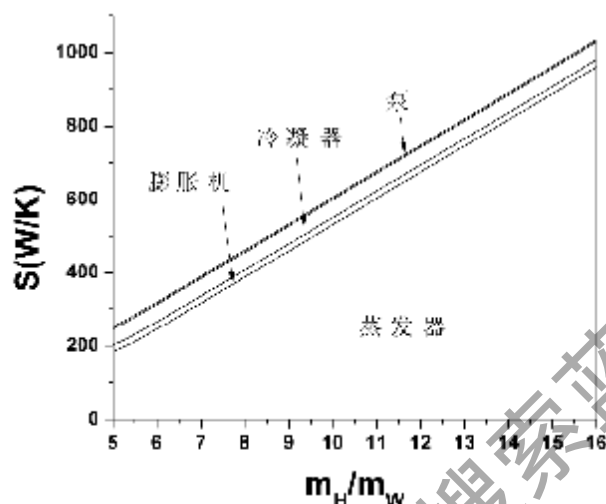


图 4-7 热源流体流量对熵增的影响, $T_{H0} = 433.45\text{K}$, $P_{c,m} = 2.3\text{MPa}$, $A_{c,m} = 4.772\text{m}^2$, $\eta_{Tur} = 0.8$, $\dot{m}_W = 0.8\text{kg/s}$, R245fa

Figure 4-7 Effect of Waste Heat Mass Flow Rate for Entropy Generation Rate

4.2.3 蒸发器面积对系统熵增的影响

蒸发器换热面积对低品位热能利用 ORC 系统得熵增影响如图 4-8。随着蒸发器换热面积的增加, 整个系统的熵增存在着所谓的边际效应, 即熵增先是有所降低, 当蒸发器面积增加到一定值后, 熵增随着面积的变化很小。这主要是由于, 作为系统熵增的主体部分——蒸发器的熵增有着类似的边际效应关系; 因为增加蒸发器的面积能使得蒸发器的换热能力增加, 从而外部不可逆损失和内部不可逆损失都会降低, 但是, 当换热器面积达到一定值后, 再增加换热器面积对换热器传热有效度的影响不大。

因此, 换热器面积的选择应该主要考虑在满足工质出口参数的要求的前提下, 考虑其经济性因素。

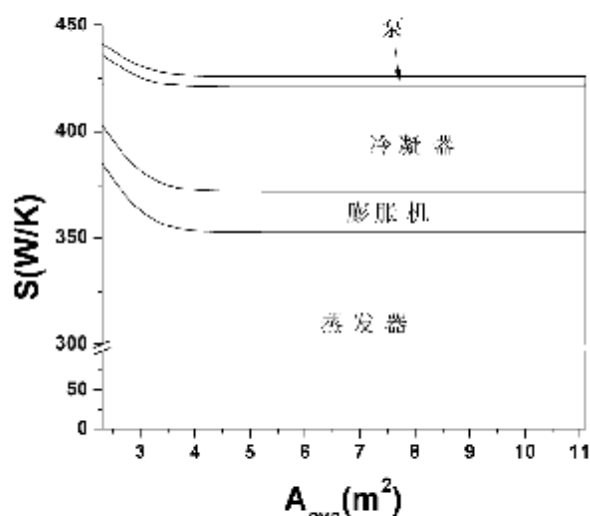


图 4-8 蒸发器面积对熵增的影响, $T_{H_0} = 433.15K$, $m_H = 6Kg/s$, $P_{con} = 2.3MPa$,
 $\eta_{Tur} = 0.8$, $m_W = 0.8Kg/s$, R245fa

Figure 4-8 Effect of Evaporator Area for Entropy Generation Rate

4.2.4 膨胀机绝热效率对系统熵增的影响

膨胀机绝热效率对系统的熵增的影响如图 4-9 所示。随着膨胀机绝热效率的增加，膨胀机的不可逆损失降低，而其余三个部件的不可逆损失基本保持不变。直至膨胀机绝热效率为理想情况 1 时，其熵增为 0。如 2.3.5 节已经指出，膨胀机的绝热效率对第一定律效率有着直接的联系，因而，尽可能地设计好膨胀机，减小膨胀机自身的不可逆损失，提高其绝热效率，是提高低品位热能利用 ORC 系统性能的有效手段。

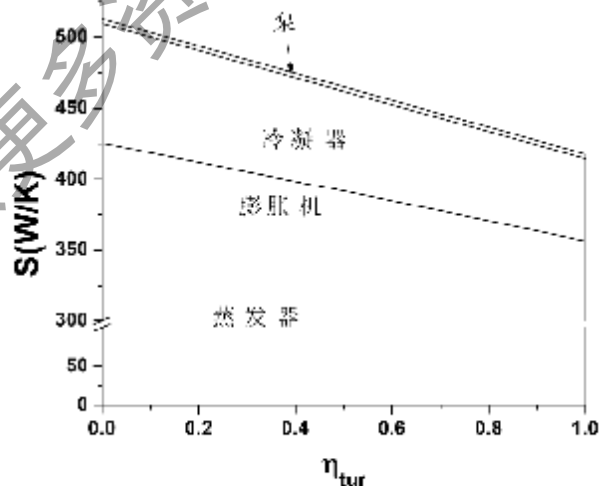


图 4-9 膨胀机绝热效率对熵增的影响, $T_{H_0} = 433.15K$, $m_H = 6Kg/s$, $P_{con} = 1.8MPa$,
 $A_{con} = 4.772m^2$, $m_W = 0.8Kg/s$, R245fa

Figure 4-9 Effect of Expander isentropic Efficiency for Entropy Generation Rate

4.2.5 蒸发压力对系统熵增的影响

蒸发压力对低品位热能利用ORC系统的影响与上述参数有所不同,如图 4-10 所示,系统的总熵增随着蒸发压力的变化存在着一个最小值。这个最小值具有重要的意义,即低品位热能利用ORC系统当工作在该蒸发压力下时,整个系统的不可逆损失最小。具体分析蒸发压力变化时各部件的熵增变化情况,发现蒸发器随着蒸发压力的变化存在最小值,事实上这个结论在 3.1.2.5 节已经得到。由于蒸发器对整个系统的熵增起到了主导作用,因此总熵增也存在着最小值。如 3.1.2.5 节分析的,这个最小值产生的原因是,蒸发压力的增加同时导致了蒸发器内部换热温差的降低和热源出口温度的升高,使得蒸发器的内部熵增降低,而外部熵增增加,从而引发了最小值现象。

在蒸发压力变化的情况下,其他几个部件的熵增也有所变化:膨胀机的熵增随着蒸发压力的增加而增加,原因是膨胀机的膨胀比增大;而冷凝器熵增有所降低;泵的熵增变化极小。这三个部件的熵增变化,使得整个系统的蒸发压力最佳值比单独一个蒸发器的蒸发压力最佳值变大。如图 4-10 所示,当蒸发压力为 2.18MPa 时,蒸发器的熵增最小;而当蒸发压力增大至 2.42MPa 时,整个系统的熵增最小。

可见,蒸发压力的选择对低品位热能利用ORC系统的设计有着重要的意义。2.3.1 节已经指出蒸发压力对第一定律效率有着极其重要的影响,而本章的分析则从熵回收利用的角度,证明了蒸发压力的选择对系统的不可逆损失有着关键的影响。2.3.1 节认为对纯粹的ORC系统,提高蒸发压力能使得系统的第一定律增加;而本章对低品位热能利用ORC系统的更进一步的分析认为,蒸发压力存在一个最佳值,在该最佳值下,低品位热能利用ORC系统的不可逆损失最小。

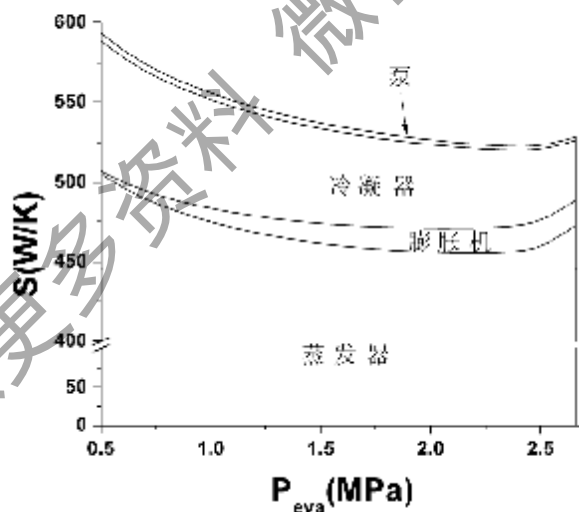


图 4-10 蒸发压力对熵增的影响, $T_{H0} = 423.15\text{K}$, $m_H = 8\text{Kg/s}$, $A_{eva} = 4.772\text{m}^2$,
 $\eta_{H0} = 0.8$, $m_W = 0.8\text{Kg/s}$, R245fa

Figure 4-10 Effect of Evaporating Pressure for Entropy Generation Rate

4.3 热回收动力循环热回收效率分析

4.3.1 热源流体入口温度对热回收效率的影响

热回收效率直接反应出低品位热能利用ORC系统从热源中回收做了多少有用功，由式(4.1)定义的热回收效率，相比较于式(2.7)定义的循环效率，更准确地反应低品位热能利用动力系统的发电能力；相比较于熵分析，热回收效率则更直观有效。下面对在不同参数情况下的低品位热能利用ORC系统的热回收效率、循环效率及输出功率进行比较与分析。一些假设的参数如下：热源流体假设为空气，泵效率 0.9，冷凝压力 0.3MPa，冷凝介质为水，流量 8Kg/s，冷凝器换热面积 6.774m²，冷凝水入口温度 293.15K，环境温度 293.15K。

图 4-11 给出了热源入口温度对热回收效率、循环效率及输出功率的影响。可以发现，系统的输出功率随着热源入口温度的增加是增加的，这是显而易见的。但是，虽然输出功率增加了，由于输入的热量（包括通过蒸发器进入ORC系统的热量与之后排放到环境的热量，即式(4.1)的分母）显著地增加了，因此热回收效率呈现了如图的降低的趋势。这说明对于给定的系统，热源入口温度增加会导致对这些热能的利用率下降，因而，需要通过调整ORC系统的其他参数，以使ORC适应较高的热源入口温度，从而使得热回收效率尽可能的高；另外，图 4-11 也给出了循环效率的变化情况，循环效率随着热源入口温度增加而降低，主要是由于热源入口温度的增加使得膨胀机入口温度也增加，根据 2.3.3 节的分析则可以得到这样的结果。

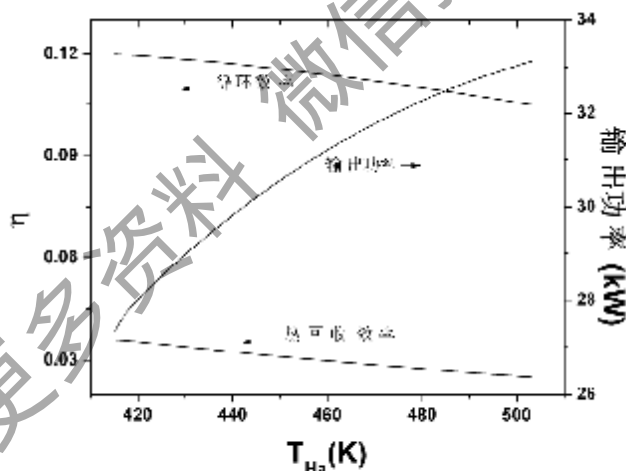


图 4-11 热源入口温度对系统热回收效率及净输出功率的影响， $m_H = 6\text{Kg/s}$ ， $A_{\text{eva}} = 4.772\text{m}^2$ ， $P_{\text{eva}} = 1.8\text{MPa}$ ， $\eta_{\text{tw}} = 0.8$ ， $m_W = 0.8\text{Kg/s}$ ，R245fa

Figure 4-11 Effect of Waste Heat Flow Inlet Temperature for Heat Recovery Efficiency and Net Power

4.3.2 流量对热回收效率的影响

图 4-12 给出了热源流体与工质流体流量比对上述三个参数的影响。输出功率随着流量比的增加而增加，即当热源流体流量相对增加时，ORC 系统的输出功率是增加的。但是，输出功率的增加存在着一个所谓的边际效应现象，即在流量比增加到大约 7 以后，输出功率的增加并不明显，这主要是由于此时限制系统性能的主要是变成了热源温度和蒸发器的面积等

其他参数，而热回收效率则随着流量比的增加而减小，其原因与热源入口温度对热回收效率的影响类似，都是由于输入的总热量（包括通过蒸发器进入 ORC 系统的热量与之后排放到环境的热量，即，即式(4.1)的分母）增加所导致的。

再比较循环效率与热回收效率，此时如图 4-12 所示的循环效率的变化并不大。实际情况是，由于输入热量的增加，系统的性能是下降的，因此，可以说明循环效率无法反应出这种现象，因而不能准确地得到低品位热能利用 ORC 系统的性能变化。而热回收效率则能反应出性能的变化，因而在分析低品位热能利用 ORC 系统时更具有优越性。

本节和上一节都提到的，当低品位热能热量增加（即热源流体入口温度或者热源流体流量增加）时，对于给定的 ORC 系统其性能都会下降，因此，需要通过控制调整 ORC 系统的参数来使得系统性能提升。其中一个办法即通过提高 ORC 工质的流量，降低本节的流量比，从而使得热回收效率保持在一个较高的值。

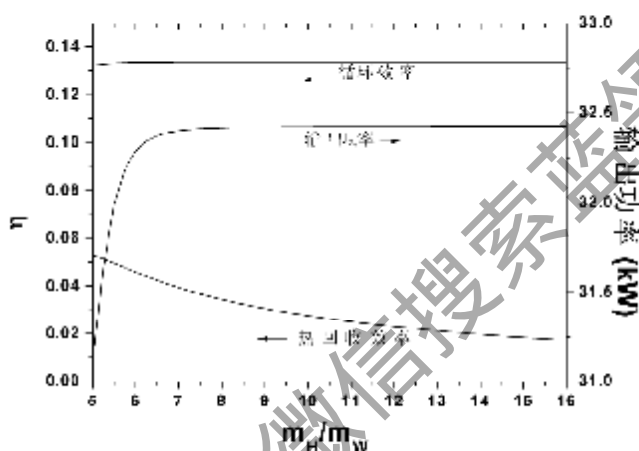


图 4-12 热源流体流量对系统热回收效率及净输出功率的影响, $T_{H0} = 433.15K$,
 $A_{eva} = 4.772m^2$, $P_{eva} = 2.34MPa$, $\eta_{Twr} = 0.8$, $m_W = 0.8Kg/s$, $R245fa$

Figure 4-12 Effect of Waste Heat Flow Rate for Heat Recovery Efficiency and Net Power

4.3.3 蒸发器面积对热回收效率的影响

蒸发器面积对系统性能的影响如图 4-13 所示。随着蒸发器面积的增加，系统的输出功率、热回收效率以及循环效率都有所增加，但是，这三个参数的增加趋势都存在着边际效应。这主要是由于，当蒸发器换热面积足够大时，两侧介质的流量、一次流体的温度等因素将成为限制换热性能的主导因素。因此，增加换热器面积不可能无限制地提高低品位热能利用 ORC 系统的性能。在选择蒸发器面积时，应该综合考虑系统经济性与热效率两方面的因素，在考虑一定的裕度的前提下，选择合适的蒸发器面积。

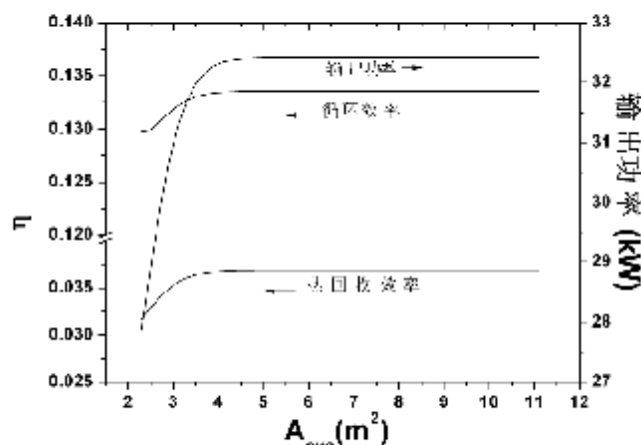


图 4-13 蒸发器面积对系统热回收效率及净输出功率的影响, $m_H = 6\text{Kg/s}$,
 $T_{Ha} = 433.15\text{K}$, $P_{eva} = 2.3\text{MPa}$, $\eta_{tur} = 0.8$, $m_W = 0.8\text{Kg/s}$, R245fa
 Figure 4-13 Effect of Evaporator Area for Heat Recovery Efficiency and Net Power

4.3.4 膨胀机绝热效率对热回收效率的影响

图 4-14 给出了膨胀机绝热效率对系统性能的影响。从中可以发现系统的热回收效率、循环效率及输出功率随膨胀机绝热效率呈线性增加的关系。分析其原因,主要是由于膨胀机的绝热效率对输出功率有着线性关系,其关系式如式(2.1)所示,而系统的其它参数,如热源的热量、蒸发器吸收的热量都保持不变,因此循环效率和热回收效率均线性地增加。由此再次说明了膨胀机绝热效率对系统性能有着直接的联系,直接关系到系统的输出功率。因而,应该设计或者采用更好的膨胀机,尽可能地减小膨胀机的不可逆损失。此外,如 3.3.2.4 节所提到的,特别对于容积式膨胀机,膨胀机的膨胀比应选择合适值,以使其适应设计好的蒸发压力和冷凝压力,以避免过膨胀或者欠膨胀引起的不可逆损失。

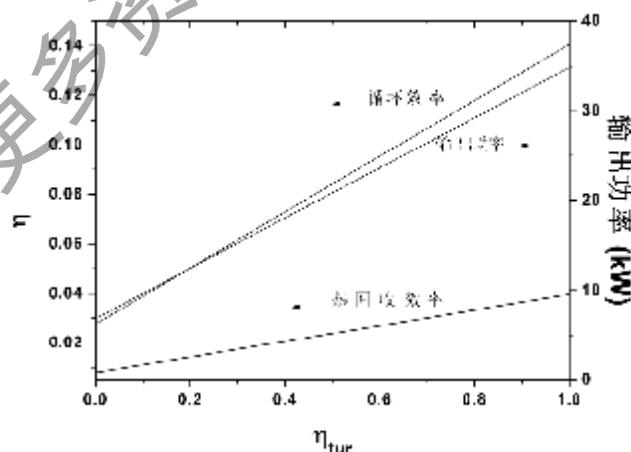


图 4-14 膨胀机绝热效率对系统热回收效率及净输出功率的影响, $m_H = 6\text{Kg/s}$,
 $T_{Ha} = 433.15\text{K}$, $A_{eva} = 4.772\text{m}^2$, $P_{eva} = 1.8\text{MPa}$, $m_W = 0.8\text{Kg/s}$, R245fa
 Figure 4-14 Effect of Expander Isentropic Efficiency for Heat Recovery Efficiency and Net Power

4.3.5 蒸发压力对热回收效率的影响

最后，特别分析一下蒸发压力对系统性能的影响，如图 4-15 所示。输出功率随着蒸发压力增加而增加，直至蒸发压力达到某个值时，输出功率达到最大值。在图 4-15 的情况下，当蒸发压力达到 2.42MPa 时，系统的输出功最大。与此同时，在蒸发压力 2.42MPa 时，热回收效率也达到了最大值，这是由于低品位热能的热量并无变化，而输出功率已达到最大值导致的。

分析这个最大值产生的原因，考虑将低品位热能利用 ORC 系统分为两个过程：热量从热源传递到 ORC 循环，以及 ORC 循环将这部分热量发电。两个过程分别有一定的效率，低品位热能的热量不可能全部传递到 ORC 循环，必有一部分热量没有传递而排放到环境中，这个效率与蒸发器的性能有关，包括传热温差、流量等因素；而 ORC 循环将热量转化为电力效率即式(2.7)定义的有机物朗肯循环的循环效率。当蒸发压力提高时，由于系统蒸发温度提高，从而导致蒸发器中传热温差降低，蒸发器吸收的热量减少；同时，随着蒸发压力的提高，如 2.3.1 节分析的，ORC 循环效率将会增加。因此，由于两个效率随蒸发压力的不同的变化趋势，系统的热回收效率以及输出功率由此存在一个最大值。

在 4.1.3 节已经分析了两种简化模型下热回收效率也存在着最大值，并且从数值求解的角度得到了这个最大值的解析解，以及在何种情况下热回收效率最大。虽然低品位热能利用 ORC 系统的过程比 4.1.3 节的两种简化模型要复杂很多，并且存在着各种不可逆损失，但是，其热回收效率随着蒸发压力也存在着最佳值。4.1.3 节的两种简化模型可以帮助理解这个最大值产生的原因。

由于有机物朗肯循环比上述的两种简化模型要复杂很多，并且其受到工质热物性的影响，因此其热回收效率的最佳值并无法求出如 4.1.3 节的两种简化模型的解析解。但是，通过对最佳热回收效率的分析，可以为低品位热能利用 ORC 系统的设计提供有效的指导。

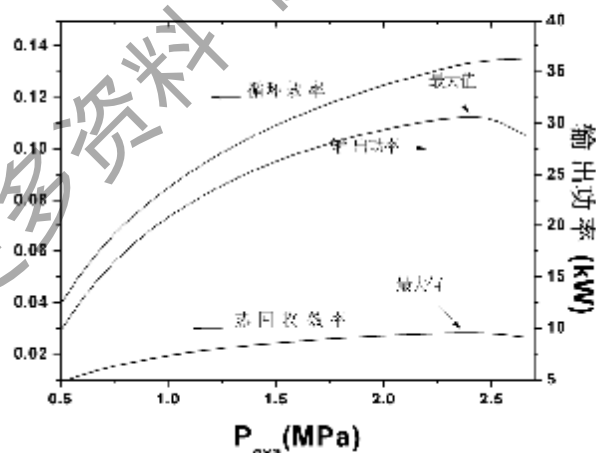


图 4-15 蒸发压力对系统热回收效率及净输出功率的影响, $m_H = 6\text{Kg/s}$,

$T_{H_u} = 433.15\text{K}$, $A_{evu} = 4.772\text{m}^2$, $\eta_{TW} = 0.8$, $m_W = 0.8\text{Kg/s}$, R245fa

Figure 4-15 Effect of Evaporating Pressure for Heat Recovery Efficiency and Net Power

4.4 低品位热能利用 ORC 循环最佳蒸发压力分析

4.4.1 最大热回收效率与最小熵增率的等价性

注意到，在图 4-10 和图 4-15 中，低品位热能利用 ORC 系统的工作参数是相同的，此时，系统总熵增最小与热回收效率最大都是在当蒸发压力为 2.42MPa 时发生的。正如 4.1.3 节所分析的，这种现象并非巧合，而是可以在理论上由 Gouy-Stodola 定理进行证明的。这里将通过实例计算，验证理论分析的结果。

图 4-16 给出了在不同热源温度和流量情况下，热回收效率与总熵增随着蒸发压力的变化情况。从中可以发现，当热源入口温度 423.15K，流量 8Kg/s 时，热回收效率最大值与熵增最小值均在蒸发压力为 2.42MPa 时；而当热源入口温度 413.15K，流量 8Kg/s 时，热回收效率最大值与熵增最小值均在蒸发压力为 1.94MPa 时；当热源入口温度 423.15K，流量 6Kg/s 时，热回收效率最大值与熵增最小值均在蒸发压力为 2.18MPa 时。可见，最大热回收效率与最小熵增率具有等价性。

如 4.1.3 节所指出的，热回收效率与熵增率有着相互对应的关系，这在其它参数对系统性能的影响上也有所体现。例如，热源流体入口温度的增加使得系统熵增增加，而热回收效率降低；热源流体的流量增加使得熵增增加，则热回收效率也降低。可见，热回收效率实际上是考虑了系统不可逆损失之后的第二定律效率。熵分析与热回收效率分析对于低品位热能利用 ORC 系统来说，各有优点：熵分析如 4.3 节的过程，除了能反应整个系统的损失外，还能将这些不可逆损失分解到各个部件；而热回收效率更直接地反应了低品位热能利用系统的做功能力。

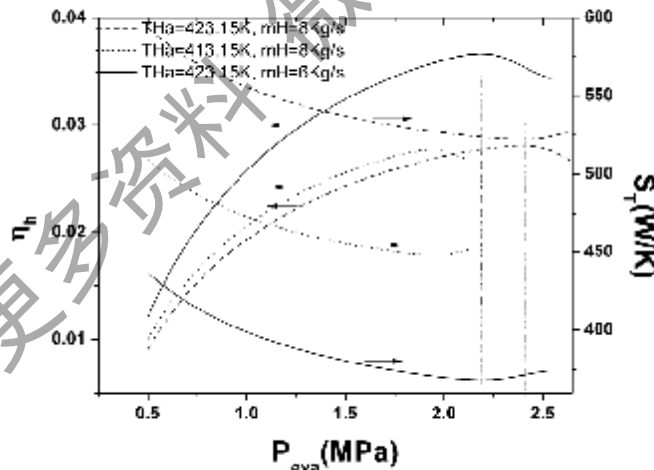


图 4-16 最大热回收效率与最小熵增率的等价性， $A_{\text{cru}} = 4.772\text{m}^2$ ， $\eta_{\text{TUR}} = 0.8$ ， $m_{\text{W}} = 0.8\text{Kg/s}$ ，R245fa

Figure 4-16 Equivalence between Maximum Thermal Efficiency and Minimum Entropy Generation Rate

4.4.2 热源流体入口温度对最佳蒸发压力的影响

如前所述，由于低品位热能利用 ORC 系统工作过程比 4.1.3 节的简化模型要复杂很多，并且工质的物性也较为复杂，因此低品位热能利用 ORC 系统的最大热回收效率并不能像简化

模型那样得到解析解。但是，可以通过对系统的分析，得到不同参数情况下的最佳蒸发压力及其对应的热回收效率，从而为系统的设计提供指导。接下来本文将对低品位热能利用ORC系统工作参数变化时，系统的最佳蒸发压力及其对应的热回收效率进行分析。

图 4-17 给出了最佳蒸发压力及其对应的热回收效率随着热源入口温度增加的变化趋势。最佳蒸发压力随若热源入口温度的增加而快速增加，如当热源入口温度为 398.15K 时，最佳蒸发压力为 1.098MPa；而当热源入口温度升高至 450.15K 时，最佳蒸发压力为 3.002MPa，增加了两倍。而当最佳蒸发压力增加至接近工质临界压力时，增加速度变慢。上述的结论说明，热源温度是选择蒸发压力的一个重要因素；并且，若某热源温度下的最佳蒸发压力超过工质的临界压力，应选择其它工质来回收该温度下的低品位热能热源。对于一个给定的低品位热能利用 ORC 系统，若热源温度升高，则需要通过控制手段提高有机物闭式循环的蒸发压力，保持其工作在较高的热回收效率下。

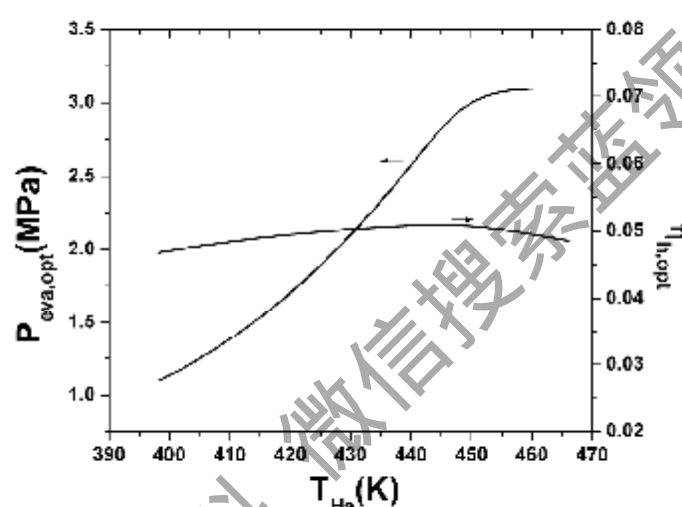


图 4-17 热源入口温度对最佳蒸发压力的影响, $m_H = 5\text{Kg/s}$, $A_{cru} = 3.772\text{m}^2$,
 $\eta_{cu} = 0.8$, $m_W = 0.8\text{Kg/s}$, R245fa

Figure 4-17 Effect of Waste Heat Flow Inlet temperature for Optimum Evaporating Pressure

4.4.3 流量对最佳蒸发压力的影响

图 4-18 给出了热源流体与工质流量比对系统最佳蒸发压力的影响。随着流量比的增加，最佳蒸发压力逐渐增加；同时，与之相对应的最佳热回收效率随之降低，这主要是由于 4.3.2 节分析的流量比的增加导致热回收效率下降引起的。流量对最佳蒸发压力的影响不如热源温度的影响大，如图 4-18 所示的，当流量比为 5 时，最佳蒸发压力为 1.625MPa；而当流量比增加至 15 时，最佳蒸发压力也仅为 2.364MPa。

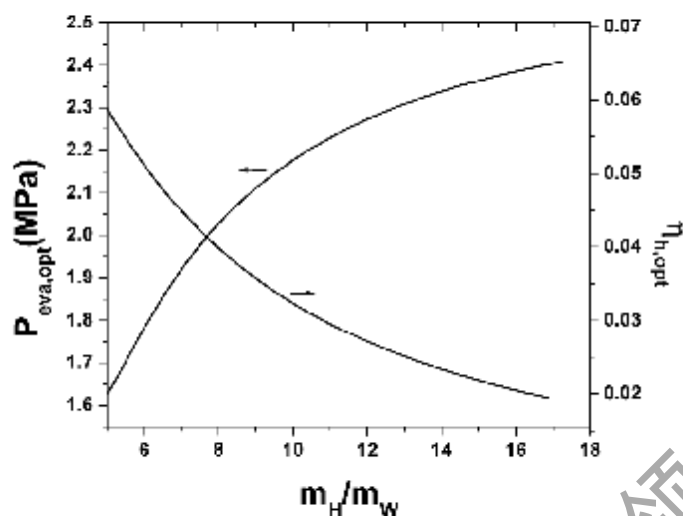


图 4-18 介质流量对最佳蒸发压力的影响, $T_{Ha} = 433.15K$, $A_{cond} = 3.772m^2$, $\eta_{Tur} = 0.8$, $m_W = 0.8Kg/s$, R245fa

Figure 4-18 Effect of Mass Flow Rate for Optimum Evaporating Pressure

4.4.4 蒸发器面积对最佳蒸发压力的影响

图 4-19 为蒸发器换热面积对系统最佳蒸发压力的影响。蒸发器换热面积的增加使得最佳蒸发压力增加, 而对应的最佳热回收效率也随之增加。从影响的程度上来看, 蒸发器面积也能较为显著地影响最佳蒸发压力, 图 4-19 中, 当蒸发器面积为 $2m^2$ 时, 最佳蒸发压力为 $1.659MPa$, 而当蒸发器面积增加到 $10m^2$ 时, 最佳蒸发压力增加至 $2.924MPa$ 。而与之对应的最佳热回收效率随蒸发器面积的增加先是显著增加, 达到一定程度后增长较慢, 呈现边际效应的现象。

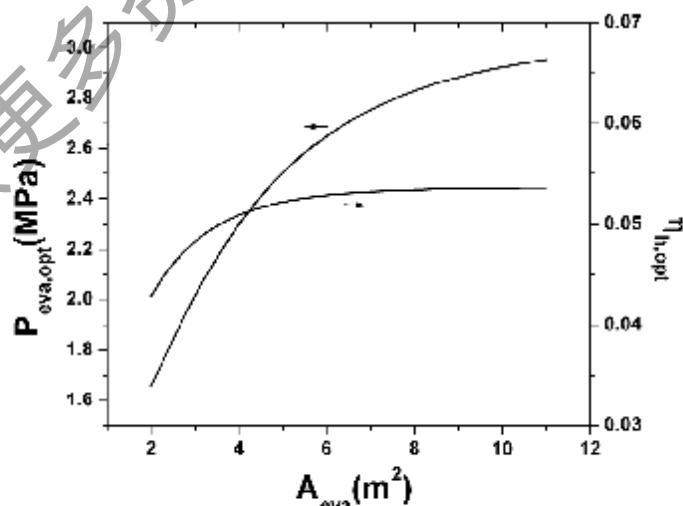


图 4-19 蒸发器换热面积对最佳蒸发压力的影响, $m_H = 5Kg/s$, $T_{Ha} = 433.15K$, $\eta_{Tur} = 0.8$, $m_W = 0.8Kg/s$, R245fa

Figure 4-19 Effect of Evaporator Area for Optimum Evaporating Pressure

4.4.5 膨胀机绝热效率对最佳蒸发压力的影响

膨胀机绝热效率对最佳蒸发压力的影响较小,如图 4-20 所示。当膨胀机绝热效率从 0.1 增加至 1,最佳蒸发压力仅从 2.118MPa 变化至 2.246MPa,仅变化了 0.128MPa。这主要是由于,低品位热能利用 ORC 系统的主要不可逆设备是蒸发器,而膨胀机的绝热效率的变化对蒸发器的影响不大所导致的。但是,需要注意的是,随着膨胀机绝热效率的变化,最佳热回收效率迅速变化。膨胀机绝热效率从 0.1 增加至 1,最佳热回收效率从 0.0167 增加至 0.0601。这是由于,膨胀机的绝热效率直接关系到系统的净输出功率,其关系是接近线性的关系。因而,无论从第一定律效率还是最佳热回收效率的角度考虑,高的膨胀机绝热效率是非常有益的。

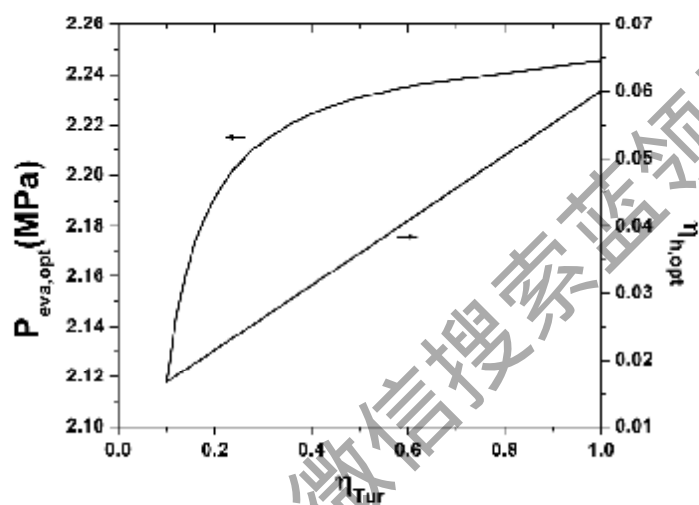


图 4-20 膨胀机绝热效率对最佳蒸发压力的影响, $m_H = 5\text{Kg/s}$, $T_{H_0} = 433.15\text{K}$,
 $A_{eva} = 3.772\text{m}^2$, $m_W = 0.8\text{Kg/s}$, R245fa

Figure 4-20 Effect of Expander Isentropic Efficiency for Optimum Evaporating Pressure

4.4.6 工质对最佳蒸发压力的影响

最后,图 4-21 给出了不同工质在相同工作条件下的最佳蒸发压力。在图 4-21 中以工质的临界温度为横坐标,从中发现了工质对低品位热能利用 ORC 系统的规律性影响,即最佳蒸发压力随着不同工质的临界温度呈现接近线性的减小的趋势。如图 4-21 所示的,几种工质的临界温度关系为: $R142b < R236ea < R114 < R245fa < R245ca < R123 < R11$, 而最佳蒸发压力的关系为 $R142b > R236ea > R114 > R245fa > R245ca > R123 > R11$ 。

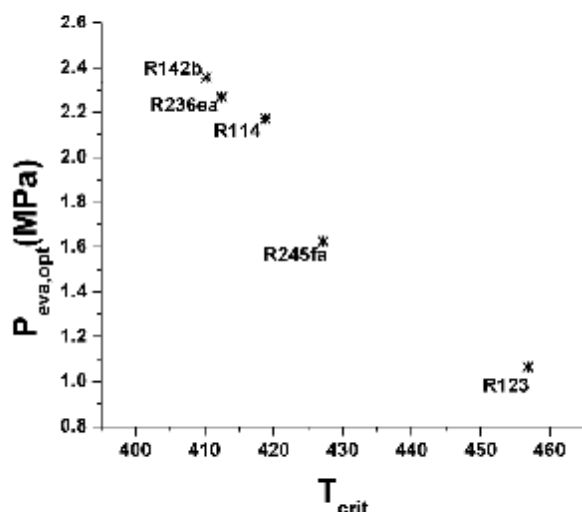


图 4-21 不同工质对最佳蒸发压力的影响, $m_H = 4\text{Kg/s}$, $T_{He} = 423.15\text{K}$,

$$A_{eva} = 3.772\text{m}^2, m_W = 0.8\text{Kg/s}, \eta_{T_{ev}} = 0.8$$

Figure 4-21 Effect of Working Fluid for Optimum Evaporating Pressure

4.5 应用举例：有机物朗肯循环回收熔融碳酸盐燃料电池-燃气轮机（MCFC—GT）废热

4.5.1 MCFC-GT-ORC 模型简介

本节以有机物朗肯循环回收熔融碳酸盐燃料电池-燃气轮机系统尾气热量，形成 MCFC—GT—ORC 三层循环系统，进一步说明低品位热能利用 ORC 系统的性能和在作用。并且，该系统作为能量梯级利用复合循环系统，具有一定的实用潜力。

燃料电池以其高效低污染备受青睐，作为燃料电池的一种类型—熔融碳酸盐燃料电池（Molten Carbonate Fuel Cell, MCFC）通常工作在 650°C ，其高温尾气可用于微型燃气轮机发电。因此，MCFC-GT 联合循环系统可以有效地提高整个系统的发电效率。燃料电池尾气经过透平做功之后，其尾气通常仍具有较高的温度（大约 200°C 或者更高），通常这部分能量直接排放，或者用于供暖、吸收式制冷等。但是，很多情况下用户并不需要冷暖供应，此时应该可能高的提高发电效率。注意到，有机物朗肯循环恰好可以回收这个温度时的热源用于发电，实现能量的三级梯级利用。

国内外对 MCFC—GT 联合循环系统有了大量的研究。Massardo 等^[161]在研究中比较了两种关于 MCFC 联合循环的性能，他们的算例指出，在 MCFC—GT 联合循环中，系统总效率 60.4%，燃料电池发电 10940kW，燃气轮机发电 1188kW；而采用 MCFC—汽蒸汽 GT 联合循环则系统效率可达到 62.6%，采用 MCFC—GT—ST 联合循环可达到 67.4%。Lunghi 等^[162]对 MCFC—GT 模型进行了优化研究，以系统总效率最大为优化目标，Lunghi 等得出当燃料利用率为 0.6 时，系统最优效率可达 57%，而当燃料利用率为 0.7 时，系统最大效率为 58.3%。Angelino 等^[163]则将 ORC 系统用于直接回收 MCFC 尾气余热，得到的结果表明 MCFC—ORC 系统的效率可达到将近 60%，比单独的 MCFC 系统高了 13%。Magistri^[162]则专门研究了换热器对于燃料电池混合循环系统的影响。此外，Zhang 等^[164]、陈启海等^[146; 155; 156]、

Jurado^[167]对 MCFC—GT 系统的动态特性及控制策略进行了研究和优化。

本节所研究的 MCFC—GT—ORC 联合循环, 其系统简图如图 4-22 所示, 其基本过程如下:

1. 空气通过压气机形成高压气体, 然后进入回热器回收燃气轮机动力透平尾气余热;
2. 高压氧气燃料进入燃料电池的阳极进行反应, 然后再与空气一起进入燃烧室进行燃烧;
3. 经过燃烧后的气体进入燃料电池的阴极, 在燃料电池中与阳极一起, 通过电化学反应进行发电;
4. 阴极尾气中未完全燃烧的燃料进入补燃燃烧室进行补燃, 若尾气燃料浓度过低, 则可以采用催化燃烧的方式;
5. 补燃后的高温高压燃气进入动力透平中进行做功;
6. 经动力透平做功后的气体在回热器中把一部分热量传递给压气机出口空气;
7. 经过回热器后的尾气再进入有机物朗肯循环的蒸发器中, 作为有机物朗肯循环的热源加以利用;
8. 有机物朗肯循环的基本过程如 2.1.1 节所述, 此处不再赘述。

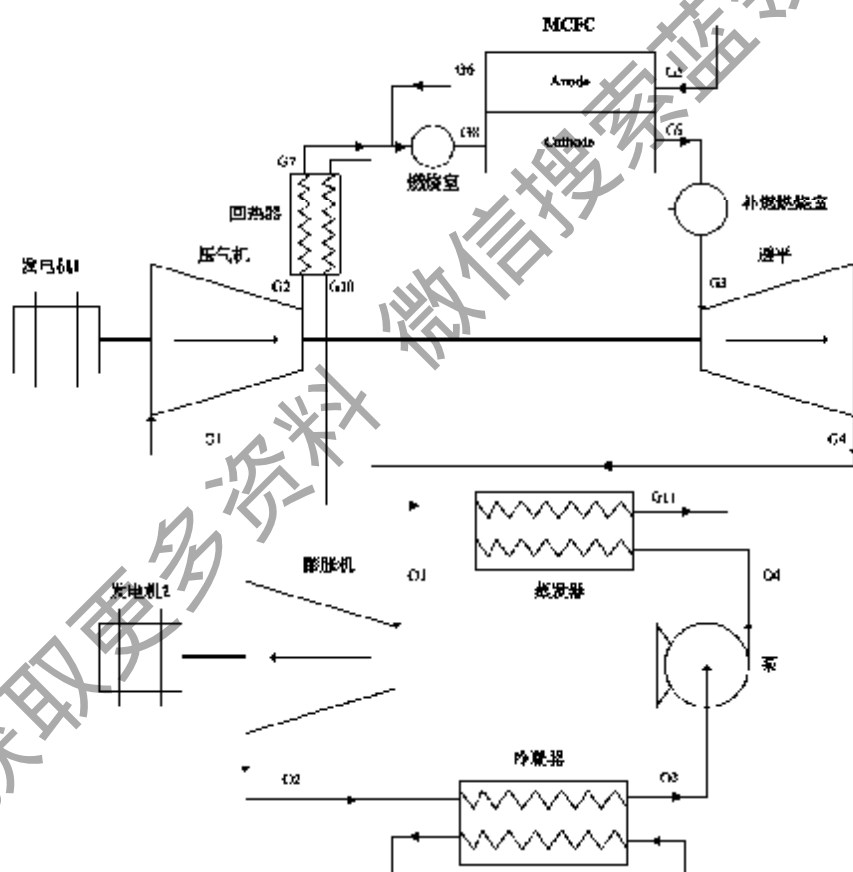
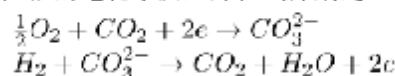


图 4-22 MCFC-GT-ORC 模型

Figure 4-22 Model of MCFC-GT-ORC System

MCFC 燃料电池阴极和阳极的电化学反应方程式分别是:



在本节的研究中, 假设 MCFC 的输出电压为定值, 而忽略各种极化效应对燃料电池输

出电压的影响，其电流则通过法拉第定律进行计算，即：

$$I = \frac{\dot{m}_{H_2} f}{M_{H_2}} \cdot 2 \cdot F \quad (4.21)$$

其中 F 为法拉第常数，为 96487C/mol ，而 M_{H_2} 为氢气的摩尔质量（ Kg/mol ）。

对于压气机，其绝热效率为 η_C 为：

$$\eta_C = \frac{h_{G2s} - h_{G1}}{h_{G2} - h_{G1}} \quad (4.22)$$

则压气机的耗功为：

$$W_C = \dot{m}_G(h_{G2} - h_{G1}) \quad (4.23)$$

而对于动力透平，其绝热效率为：

$$\eta_{Twr} = \frac{h_{G3} - h_{G4}}{h_{G3} - h_{G4s}} \quad (4.24)$$

透平输出功为：

$$W_{Twr} = \dot{m}_G(h_{G3} - h_{G4}) \quad (4.25)$$

在这里，由于考虑到在MCFC-GT循环中，气体的成分比较复杂，采用定比热容计算可能存在一定误差，因此，在计算压气机和透平的耗功时，均采用实际气体的焓值直接进行计算，这些气体的参数都来自NIST REFPROP7.0^[11]。

4.5.2 MCFC-GT-ORC 结论与分析

根据上述模型，本文接下来将对MCFC-GT-ORC联合循环的特性进行分析。需要注意的是，本文的研究侧重于采用ORC回收MCFC-GT系统的尾气排热，而不重点研究燃料电池或者燃气轮机的性能。表4-1给出了该联合循环的设计参数，其中，ORC循环的参数为参照实验系统的设计参数给定的，而燃料电池—燃气轮机系统则参考陈启梅等^[10]的文献给定。

表 4-1 MCFC—GT—ORC 系统设定参数

Table 4-1 Parameters of MCFC—GT—ORC System

模块	参数	
燃料电池	单电池工作压力 (V)	0.78
	燃料利用率	0.7
燃气轮机	压气机绝热效率	0.85
	压气机机械效率	0.9
	压气机压比	3.4
	透平绝热效率	0.85
	透平机械效率	0.96
	压热度	0.7
	有机物朗肯循环	蒸发压力 (MPa)
蒸发器换热面积 (m^2)		3.772
冷凝压力 (MPa)		0.12
冷凝器换热面积 (m^2)		7.544
过冷度 (K)		5
膨胀机绝热效率		0.85
泵效率		0.9

表4-2给出了在设计参数下，MCFC—GT—ORC联合动力循环各主要状态点的温度、压力、质量流量以及体积组分。在燃料电地反应过程中， CO_2 是中间产物，在燃料电池的进

口和出口其含量均为 0，即假设阳极反应生成的 CO_2 恰好全部被阳极所利用，这样的假设在实际反应中当然是不可能的，但是本节侧重于燃料电池系统尾气能量的回收，侧重其能量平衡过程，这样的假设对最终的结果影响不大。因此，在表 4-2 中的组分并没有给出 CO_2 的变化情况。在本节中，假设燃料电池入口直接为纯 H_2 ，因而，其阳极入口组分为如表 4-2 所示的 100% H_2 。

燃料电池尾气出口的温度为 916.05K，同时，由于假设燃料电池燃料利用率为 0.7，因此此时出口尾气中仍含有体积分数 0.0513 的氧气。这部分氧气进入燃烧室进行再次反应，由于氢气浓度较低，可能需要采用催化燃烧方式。经过催化燃烧将燃料电池尾气提高至 1193.08K，再进入燃气轮机做功。燃气轮机出口尾气温度的 942.01K，再经过回热器将一部分热量用于加热压气机排气。最终，从 MCFC-GT 系统出来的气体的温度为 650.34K，这样温度的余热，恰好可用有机物朗肯循环进行回收。

联合循环的有机物朗肯循环系统采用异丁烷 (R600a) 为工质。由于此时余热温度较高，为了取得高的效率，有机物朗肯循环的蒸发压力应尽可能的高。在本算例中蒸发压力取为 3.0MPa。热源温度为 650.34K，而组分为表 4-2 所示的组分，这些余热经过蒸发器将热量传递给有机物朗肯循环后，其温度下降为 446.94K，温降达到 203.40 度，可见采用有机物朗肯循环效果比较明显。而最终出口的 446.94K 可用于供热或者其它用途，真正实现能量梯级利用。

表 4-2 MCFC-GT-ORC 系统各状态点参数
Table 4-2 Status Point of MCFC-GT-ORC System

状态点	温度 K	压力 MPa	流量 (Kg/s)	组分 (体积含量)				
				H_2	O_2	H_2O	N_2	R600a
G1	298.15	0.101	3.00	0	0.21	0	0.78	0
G2	445.96	0.344	3.00	0	0.21	0	0.78	0
G3	1193.08	0.344	3.04	0.0052	0.1081	0.1697	0.7169	0
G4	942.01	0.101	3.01	0.0052	0.1081	0.1697	0.7169	0
G5	298.15	0.340	0.04	1	0	0	0	0
G7	793.20	0.344	3.00	0	0.21	0	0.78	0
G9	916.05	0.344	3.04	0.0513	0.1287	0.1197	0.7003	0
G10	650.34	0.344	3.00	0	0.21	0	0.78	0
G11	446.94	0.344	3.00	0	0.21	0	0.78	0
O1	610.31	3.000	1.00	0	0	0	0	1
O2	516.90	0.120	1.00	0	0	0	0	1
O3	298.91	0.120	1.00	0	0	0	0	1
O4	300.44	3.000	1.00	0	0	0	0	1

表 4-3 给出了在不同燃料电池燃料利用率下 MCFC-GT-ORC 联合循环系统的工作性能。其中燃料利用率 0.7 时的状态点参数即表 4-2 的状态点。当燃料电池燃料利用率为 0.7 时，在给定参数下的燃料电池输出功率为 2107.3kW，而其发电效率为 0.435。当增加了燃气轮机系统之后，燃气轮机系统的净输出功率为 462.7kW，可以达到燃料电池输出功率的 22.0%。而再增加有机物朗肯循环系统后，ORC 可增加输出功率 212.5kW，占到燃料电池的功率的 10.1%。因此，该联合循环系统的效率可以由单独一个燃料电池系统的 43.5% 提高到联合循环的 57.5%，提升了 14 个百分点；而增加了 ORC 系统之后的联合循环将 MCFC-GT 循环的效率由 53.1% 提升到了 57.5%，提高了 4.4 个百分点，由此可见，采用 ORC 系统回收 MCFC-GT 系统尾气余热的效果非常明显，具有极高的应用潜力。当燃料电池燃料利用率

为 0.6 时, 联合循环的效果更为明显, 有机物朗肯循环输出功率可以占到燃料电池电功率的 12.9%, 是非常诱人的。系统的效率比单独燃料电池系统的 37.3% 提高到 MCFC—GT—ORC 联合循环的 53.8%, 也比 MCFC—GT 联合循环的 49.0% 高了 4.8 个百分点。燃料电池燃料利用率较低时, 采用联合循环效果更为明显, 这主要是由于燃料利用率低时, 有更佳的热量被输入到燃气轮机系统和 ORC 系统。但是, 燃料利用率低时系统的整体效率明显降低, 因此, 提高燃料电池联合循环系统的最有效方法仍是提高燃料电池效率, 而燃气轮机系统和 ORC 系统可以做为其很好的辅助系统, 用于提高整体效率。

表 4-3 不同燃料利用率下 MCFC—GT—ORC 的工作性能

Table 4-3 Performance of MCFC—GT—ORC System for Different Fuel Utilization Rate

模块	参数	燃料电池	燃料电池
		燃料利用率 0.7	燃料利用率 0.6
燃料电池	功率 (kW)	3107.3	1806.2
	发电效率	0.435	0.373
燃气轮机	压气机耗功 (kW)	497.4	497.4
	透平输出功 (kW)	950.1	1061.9
	燃气轮机系统净输出功率 (kW)	452.7	564.5
有机物朗肯循环	吸热量 (kW)	653.4	795.7
	泵耗功 (kW)	8.0	8.0
	膨胀机输出电功率 (kW)	220.6	240.4
	ORC 净输出功率 (kW)	212.5	232.3
联合循环系统	总输出功率 (kW)	2782.5	2603.1
	MCFC—GT 系统效率	0.531	0.490
	联合循环总效率	0.575	0.538
	燃气轮机系统输出功率与燃料电池功率比值	0.220	0.313
	ORC 系统输出功率与燃料电池功率比值	0.101	0.129

为了更进一步了解 MCFC—GT—ORC 联合循环的性能, 下面给出了 ORC 蒸发压力、工质流量以及燃气轮机压比变化时, 整个系统的性能变化, 包括系统总效率和输出功率的变化。

图 4-23 为燃料利用率为 0.7 时, 蒸发压力改变下, 联合循环系统的性能变化。随着蒸发压力的增加, 系统的总效率略有增加, 由蒸发压力 1.1MPa 时的 0.5631 增加至 3MPa 时的 0.5749, 而有机物朗肯循环的净输出功率与燃料电池电功率的比值 (W_{ORC}/W_{FC}) 也随着蒸发压力的增加而有所增加, 有 1MPa 时的 0.0738 提高到 0.1009, 而有机物朗肯循环蒸发压力的变化对燃气轮机系统的输出功则没有影响。注意到, 蒸发压力对系统总效率及 W_{ORC}/W_{FC} 随蒸发压力增加的量都不大, 这主要是由于该联合循环系统中, 主要的功率输出还是燃料电池。但是, 对于大型的发电系统来说, 提高蒸发压力所提升的输出功率的增加还是有吸引力的。

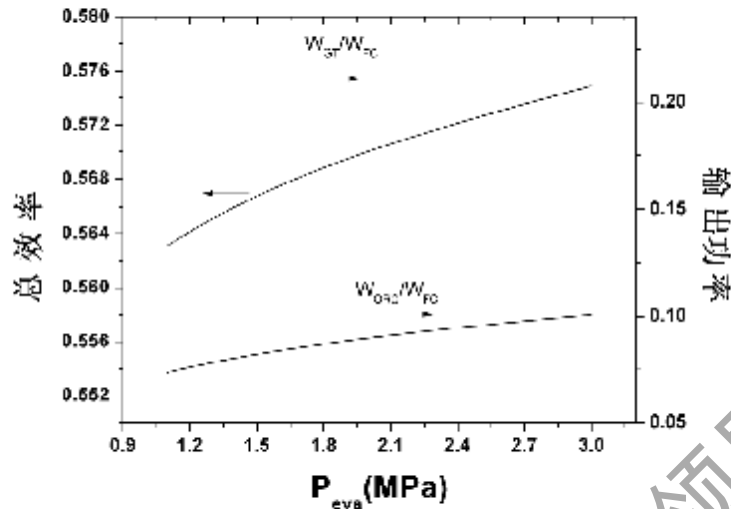


图 4-23 ORC 蒸发压力对联合循环系统输出功率及总效率的影响

Figure 4-23 Effect of ORC Evaporating Pressure for Combined System Output Power and Total Efficiency

图 4-24 为有机物工质流量改变时, 联合循环系统性能的变化。工质流量对联合循环系统性能的影响比蒸发压力的影响大, 如图所示的, 当工质流量由 0.49 Kg/s 提高到 1 Kg/s 时, 系统的总效率由 0.554 提高到了 0.575 , 而有机物朗肯循环的净输出功率与燃料电池功率的比值 (W_{ORC}/W_{FC}) 也由 0.0528 提高到了 0.101 。当工质流量过大时, 受到蒸发器换热能力的影响, 余热已经无法将工质加热到饱和蒸汽, 此时有机物朗肯循环无法进行。因此, 采用有机物朗肯循环回收 MCFC-GT 余热, 其工质流量的选择是关键参数之一, 应选择合适的工质流量, 使其净输出功率最大。

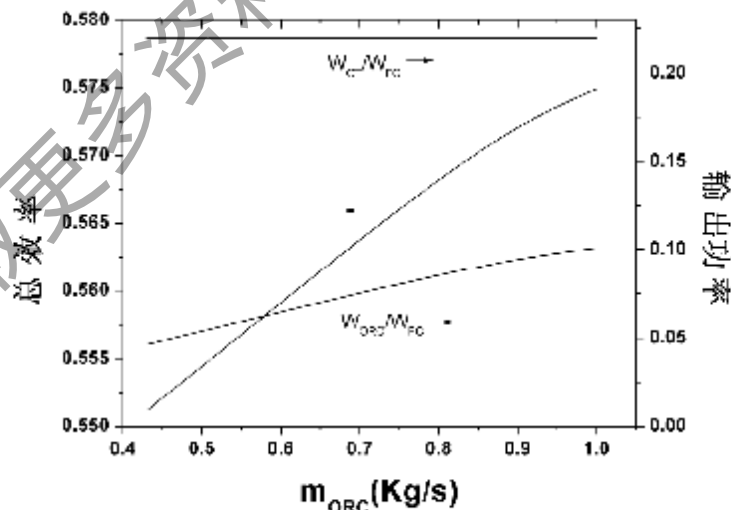


图 4-24 ORC 工质流量对联合循环系统输出功率及总效率的影响

Figure 4-24 Effect of ORC Mass Flow Rate for Combined System Output Power and Total Efficiency

图 4-25 为燃气轮机压气机压比对整个系统性能的影响。随若压比的增加, 燃气轮机的

输出功率逐渐, 由于燃气轮机系统最大输出功率的出现, 整个联合循环的总效率也存在一个最大值, 总效率最大值时的压比高于燃气轮机功率最大时的压比。考虑有机物朗肯循环系统, 如图所示的, 随着燃气轮机压比的增加, ORC系统的输出功率也逐渐增加。这是由于燃气轮机压比的增加使得其尾气温度有所提高, 输入ORC系统蒸发器的能有增加所导致的。压比对系统性能的影响也是比较明显的, 在图 4-25 中, 压比为 2.5 时系统的总效率为 0.558, 而系统的总效率的最大值为 0.602; 而对 ORC 系统, ORC 的净输出功率与燃料电池电功率的比值 (W_{ORC}/W_{FC}) 在压比 2.5 时为 0.101, 而当压比为 10.1 时则提高到了 0.112, 因此, 当应用于 MCFC-GT-ORC 系统时, 燃气轮机的压比也需要谨慎选择和设计, 以使得系统总效率最高; 并且, 需要注意的是该联合循环下的最佳燃气轮机压比, 并非单独的燃气轮机系统时的最大输出功率压比。

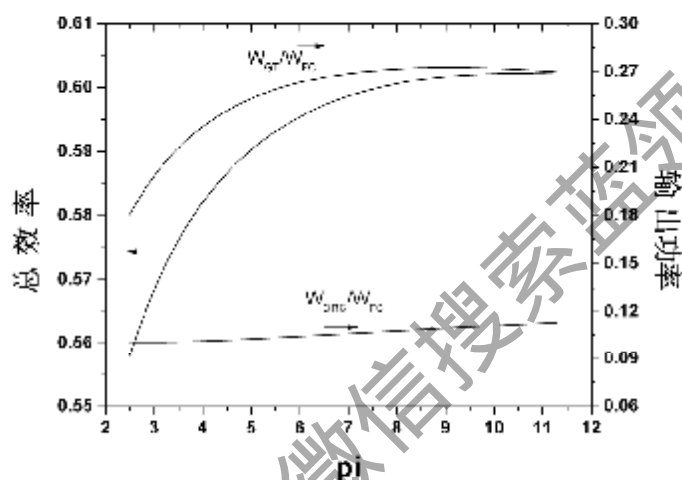


图 4-25 燃气轮机压比对联合循环系统输出功率及总效率的影响

Figure 4-25 Effect of Gas Turbine Pressure Ratio for Combined System Output: Power and Total Efficiency

4.6 本章小结

由于热源流体沿着流动方向温度逐渐降低, 离开蒸发器时其温度高于环境温度, 带来了一部分损失, 因此本章从热回收利用的角度研究了低品位热能利用有机物朗肯循环的特性。首先, 分析了低品位热能利用有机物朗肯循环系统所存在的三种类型的不可逆损失, 认为热回收效率更能反应低品位热能利用有机物朗肯循环系统的性能; 其次, 本章给出了在不同工作条件下整个系统的熵增分析; 再次, 研究了在不同工作条件下系统的热回收效率变化特性; 最后, 本章以有机物朗肯循环回收熔融碳酸盐燃料电池-燃气轮机混合系统尾气余热为例, 说明了有机物朗肯循环系统在低品位热能利用方面的作用。本章的具体内容包括:

- 提出热回收效率比第一定律循环效率更能反应低品位热能利用有机物朗肯循环系统的性能。这是由于对于热回收利用动力系统, 其损失包括内部不可逆损失与蒸发器外部不可逆损失, 外部不可逆损失即热源流体由于不充分换热, 热量经过蒸发器后直接排放到环境带来的损失。本章给出了理想的热回收利用动力系统所能达到的最大效率, 发现该最大效率仅与热源入口温度有关。然后从数学推导的角度, 给出了两种简化的热利用动力模型的热回收效率, 并且发现热回收效率存在某个最佳值。最后, 还证明了热回收效率分析与熵增分析具有等价性。

- 低品位热能利用有机物朗肯循环系统的熵增, 包括各主要部件的熵增, 即蒸发器、

膨胀机、冷凝器及泵的熵增。其中，蒸发器和冷凝器的熵增都包括了其内部熵增和外部熵增。对系统熵增的分析发现，蒸发器是整个系统不可逆损失的最大来源。同时也发现，整个系统的熵增随着蒸发压力的变化存在最小值。

* 对低品位热能利用有机物朗肯循环系统热回收效率的研究，包括不同工作参数对热回收效率的影响。通过研究发现，热源流体入口温度、热源流体与工作流体的质量比的增加会使得热回收效率降低，而蒸发器面积、膨胀机绝热效率的增加能提高热回收效率。特别地，热回收效率随着蒸发压力的变化存在最大值现象，因此，本章对该最大值现象进行了详尽的分析。

* 对最佳热回收效率的研究，首先证实了热回收效率最大与熵增最小具有等价性，然后，具体研究了不同的工作参数对最佳蒸发压力及其最大热回收效率的影响，另外，本章还研究了工质对于最佳蒸发压力的影响，发现相同工作条件下，最佳蒸发压力随着工质的临界温度的增加而减小。

* 最后，本章以有机物朗肯循环系统回收塔式碳酸盐燃料电池—燃气轮机混合系统为例，给出了有机物朗肯循环在实际余热利用系统中的作用。通过研究发现，在给定的参数条件下，燃料利用率为 0.7 的情况下，有机物朗肯循环系统的功率输出可以达到燃料电池的 0.101，而系统的效率也由 MCFC—GT 系统的 0.531 提高至 MCFC—GT—ORC 系统的 0.575，因而有机物朗肯循环系统回收 MCFC—GT 系统余热效果显著。

获取更多资料

微信搜索

第5章 低品位热能有机物朗肯动力循环系统实验研究

对低品位热能利用有机物朗肯循环的实验研究是本文的重要组成部分,通过实验研究,可以对有机物朗肯循环的可行性进行验证,并且能够得到低品位热能利用有机物朗肯循环装置实验数据,从而为以后规模化商业化运行提供参考。因此,研制了1kW有机物朗肯循环的实验装置,得到了系统运行的实验数据。本章将详细介绍该有机物朗肯循环实验装置,以及得到的实验结果和分析。

5.1 实验系统

5.1.1 实验系统简述

1kW低品位热能利用有机物朗肯循环系统的实验装置的主要装置包括:蒸发器、膨胀机、冷凝器、冷却器、储液罐、泵、热水器、热水泵、发电机以及相关的阀门和测试装置。系统采用热水作为热源,温度为80℃-100℃,采用水冷方式,冷却水来自城市生活用水。

系统的管道连接图和照片分别如图5-1和图5-2所示。该系统以3kW电热水器加热的水模拟为低品位热能热源,通过热水泵将热水通入蒸发器来加热有机物质。被加热后的高温高压有机物蒸汽通入膨胀机进行做功,在本实验装置中选取涡旋式膨胀机作为膨胀机,涡旋式膨胀机带动发电机进行发电。发电机输出功率通过三角形连接方式与负载相连,负载为6个白炽灯。在膨胀机侧设置旁通阀,以防止旁通进入膨胀机的过多蒸汽。经膨胀机后的蒸汽进入冷凝器和冷却器进行冷凝,冷却的冷源为自来水。经过冷凝之后的有机物质液体回流至储液罐中进行收集,储液罐的作用是储存液体并对系统起到缓冲稳定作用。储液罐上设置加液阀门,用于给整个系统加注有机物质。储液罐出口与工质泵相连接,工质泵采用多级离心泵,可以通过变频器控制转速,从而实现对流量和压力的调节。同时,对多级离心泵设置了旁通管路,使得整个系统的工质流量也可以通过旁通进行调节。

系统的主要能量输入为工质泵、热水泵的电功率,以及电热水器消耗的电功率,工质泵需要将工质加压至较高压力,因而消耗的功率较大;而热水泵只需克服管道阻力,消耗功率较小。电热水器是为系统提供热源,在实际应用过程中,这部分即由实际热源代替。

系统的管道连接大部分采用焊接方式,以防止工质泄漏。但在关键设备的进出口,为了拆卸方便,则采用管螺纹连接。系统的测试装置主要包括温度传感器、压力传感器、流量传感器、电参数测量装置,以及相应的二次仪表。

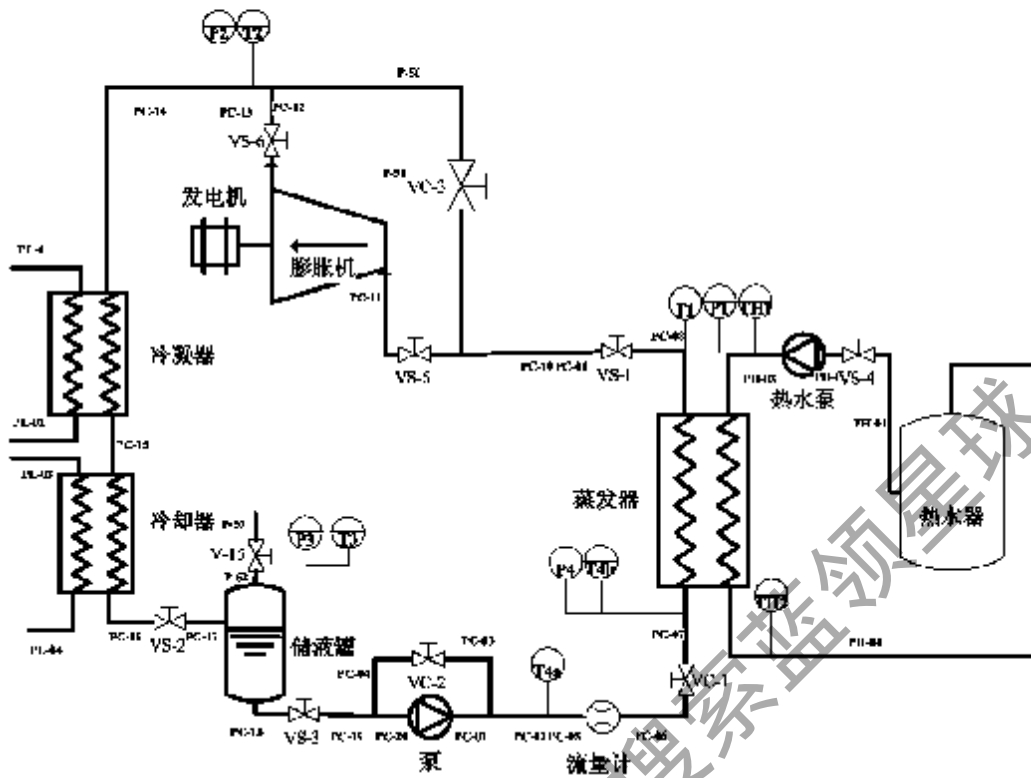


图 5-1 低品位热能利用有机物朗肯循环实验装置总图
Figure 5-1 Schematic of Organic Rankine Cycle for Waste Heat Recovery

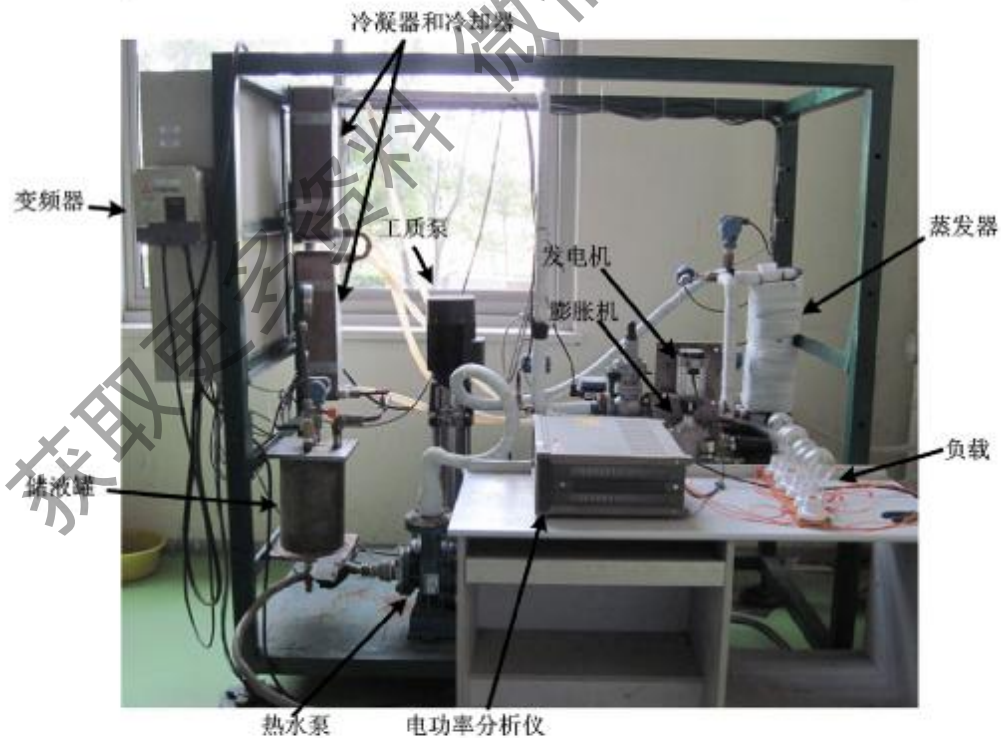


图 5-2 低品位热能利用有机物朗肯循环实验装置照片
Figure 5-2 Photograph of Organic Rankine Cycle for Waste Heat Recovery

本实验装置的设计目标是系统输出 1kW 电功率, 根据此要求, 结合系统的热源输入, 对该实验系统在额定工况下的一些主要设计参数进行了设计, 具体结果如表 5-1 所示。首先, 热源入口温度取为最高温度 100℃, 由此设计可将工质加热到 90℃, 而蒸发压力取为 1.0MPa; 冷凝压力和冷凝温度则根据环境温度进行估算, 膨胀机的效率则取为 0.4。根据上述给定的参数, 可以计算得到单位工质的输出功为 16228.6J/Kg, 系统净功为 14946.4J/Kg, 而系统的设计目标为 1000W, 由此可以得到系统的质量流量为 0.0669kg/s, 而工质泵的流量为 8.16L/min。本实验系统的热源为热水, 由于蒸发器过程比较复杂, 因此对热源流量的估算难度较大。本实验系统中, 对热源的估算利用了 3.1 节的程序, 在选取了一定的流量余量后, 热源流量估算为 20L/min。

表 5-1 实验系统的一些主要设计参数

Table 5-1 Main Design Parameters of Organic Rankine Cycle for Waste Heat Recovery

参数	数值	来源
工质	R600a	给定
膨胀机入口温度 T_1 (°C)	90	根据热源温度估算
蒸发压力 P_{ev} (MPa)	1.0	给定
过热度 (K)	23.8	根据膨胀机入口温度与饱和压力计算
冷凝压力 P_{co} (MPa)	0.4	根据环境温度估算
过冷度 (K)	5	根据环境温度估算
膨胀机绝热效率 η_{Tur}	0.4	给定
单位质量工质吸热量 q_{ev} (J/Kg)	434392.2	根据上述参数计算得到
单位质量工质做功 w_{Tur} (J/Kg)	16228.6	根据上述参数计算得到
单位质量工质泵耗功 w_{Pump} (J/Kg)	1282.2	根据上述参数计算得到
单位质量工质放热量 q_{co} (J/Kg)	419445.8	根据上述参数计算得到
第一定律效率	0.0344	根据上述参数计算得到
系统设计输出功率 \dot{W} (W)	1000	系统设计目标
工质泵流量 \dot{V}_P (L/min)	8.16	$\frac{\dot{W}}{(w_{Tur} - w_{Pump})\rho} * 1000 * 60$
热源入口温度 T_{Ha} (°C)	100	给定
热源流量 \dot{V}_H (L/min)	20	根据蒸发器换热能力估算
膨胀机转速 n (rpm)	3000	给定

根据上述的设计参数, 对整个实验系统的装置进行了选型, 具体的设备如表 5-2 所示。考虑到本实验系统需要在较大的参数范围内进行变工况的测试, 因此各个实验装置如换热器等都取了较大的裕度, 以使得系统能在变工况下较为正常的工作。

表 5-2 低品位热能利用有机物朗肯循环实验系统主要设备

Table 5-2 Main Instruments of Organic Rankine Cycle for Waste Heat Recovery

设备名称	主要参数	生产厂商
蒸发器	板式换热器, 换热面积 3.2m ²	Hisaka Works Ltd.
冷凝器	板式换热器, 换热面积 3.2m ²	Hisaka Works Ltd.
冷却器	板式换热器, 换热面积 3.2m ²	Hisaka Works Ltd.
工质泵	额定压力 1.5MPa, 流量 1m ³ /h	定制
变频器	V2 系列	台达电子工业股份有限公司
热水泵	IRWD50-1251	上海胜利泵业有限公司
膨胀机		定制

发电机	额定功率 600W	定制
储液罐	10L	定制
电热水器	15kW	定制

5.1.2 膨胀机

膨胀机是整个实验装置的关键设备，3.3.2 节对各种类型的膨胀机进行了比较。通过比较发现，涡旋式膨胀机可以适应 1kW 有机物朗肯循环系统流量小、转速低、膨胀比高的要求。此外，与其它类型的容积式膨胀机相比较，涡旋式膨胀机具有比活塞式膨胀机更少的运动部件，比旋叶式膨胀机制造精度要求更低等优点。因而，在本实验系统中选用涡旋式膨胀机作为 ORC 系统的膨胀装置，实验结果良好，膨胀机的最大输出功率达到 1.1kW，实现了 1kW 低品位热能利用 ORC 系统的设计目标。

图 5-3 为实验用的涡旋式膨胀机的动涡旋体和静涡旋体。动涡旋体和静涡旋体形状尺寸完全一样，型线采用圆渐开线。在动涡旋体和静涡旋体上，均开有凹槽，凹槽中填有黑色的密封材料，用于防止膨胀机的径向泄漏。在静涡旋体中央开有进气孔，高温高压蒸汽由此进入；而在图 5-3 静涡旋体的左下角开有出气孔，膨胀结束后的蒸汽由此离开膨胀机。静涡旋体固定在膨胀机外壳上，动涡旋体和静涡旋体相位相差 180°，通过动涡旋体与膨胀机盖的螺栓定位来实现。



图 5-3 涡旋式膨胀机动涡旋体和静涡旋体

Figure 5-3 Fixed Scroll and Orbiting Scroll of Scroll Expander

动涡旋体的偏心运动通过偏心轮输出轴功，图 5-4 为该膨胀机的偏心轮机构。轴承和轴封是涡旋式膨胀机实现密封的最重要组成部分，由于涡旋式膨胀机转速不高，最高为接近 10000rpm，实际运行中均在 6000rpm 以下。因而涡旋式膨胀机轴承和轴封相比较向心透平式膨胀机简单，采用滚动或滑动轴承，轴封采用机械轴封方式即可实现；而向心透平式膨胀机，当其工作流量较小时，最高转速可以达到十几万转每分钟，此时轴承需要采用空气轴承，空气轴承加工难度大，并且需要消耗一定量的高压气体，对微型膨胀机的效率影响较大。图 5-5 为实验装置采用的涡旋式膨胀机的轴封外观。



图 5-4 涡旋式膨胀机偏心轮
Figure 5-4 Eccenter of Scroll Expander



图 5-5 涡旋式膨胀机轴封
Figure 5-5 Shaft Seal of Scroll Expander

在本实验系统中采用的涡旋式膨胀机的基本参数如所示

表 5-3 涡旋式膨胀机基本参数

Table 5-3 Basic Parameters of Scroll Expander

基本参数	数值
基圆半径	2.76mm
渐开线节距	17.37mm
渐开线发生角	0.7700
涡旋体壁厚	4.26mm
涡旋体高度	32.79mm
涡旋线圈数	1.75
动静涡盘基圆圆心距	4.26mm

5.1.3 有机物循环侧

* 蒸发器

蒸发器是低品位热能利用有机物朗肯循环不可逆损失最大的部件,因而需要对蒸发器进行仔细的设计和选择。一般来讲,由于相变换热时换热系数大,因而应尽可能使得蒸发器的换热面积用于相变换热;同时考虑到ORC系统过热度对提高系统效率贡献不大。因此在设计蒸发器时,以及对ORC系统的进行控制时,应尽可能地使蒸发器出口过热度较低。

本实验系统中,蒸发器采用焊接型板式蒸发器,具有结构紧凑、换热效率高的优点。考

考虑到本实验系统需要测量不同工况下系统的性能,因此换热器换热面积的选取采用较大的裕度。板式换热器是由日阪公司(Hisaka Works Ltd.)生产的板式换热器,总换热面积 3.2m^2 。实验用的蒸发器照片如图 5-6 所示,由于蒸发器是高温部件,因此对其进行了保温包扎。之所以不采用管壳式换热器,是考虑到管壳式换热器体积较大,不适合于本实验系统的小型化要求。由于本实验热源为热水,蒸发器一次侧与二次侧入口的体积流量差别不大,因此板式蒸发器两侧通道的横截面积是一样的,这种情况适合于热源流体为液体。当热源为气体时,如各种发动机的尾气,此时,需要采用烟气换热器来作为ORC系统的蒸发器。

在蒸发器的热源侧进出口设置温度传感器,而在工质侧进出口同时设置温度传感器和压力传感器,由此即可得到蒸发器的换热效率、压力损失等相关结果。



图 5-6 蒸发器

Figure 5-6 Photo of Evaporator

* 冷却器和冷凝器

冷却器和冷凝器的作用是将从膨胀机出来的高温有机物蒸汽冷却成液体,以便于储液罐进行收集;并且,冷凝过程中有机物质比体积的迅速降低,使得工质压力下降,从而为膨胀机提供出口背压。此外,对于小型系统,冷凝器也可以起到类似储液罐的作用,即可以储存一定的有机物质。

本实验系统的冷却器和冷凝器如图 5-7 所示,采用的是水冷方式,冷源由城市生活用水提供。由于冷源与有机物质的温差不如蒸发器中两种工作介质大,因此,冷却器和冷凝器的总传热面积要大于蒸发器。本实验装置采用了两个与蒸发器同样型号的板式换热器分别作为冷凝器和冷却器。考虑到实际应用系统的需要,对于缺乏水源的地区,则需要采用空冷方式。空冷效果不如水冷,因此,采用空冷的系统的冷凝压力将会略高于本实验装置,并且空冷系统需要风机,也会消耗一定的电能。冷却器和冷凝器的工质侧进出口设有温度和压力传感器,以测量系统冷却段的工作性能。



图 5-7 冷凝器与冷却器
Figure 5-7 Condenser and Subcooler

* 储液罐

储液罐是实验装置的重要组成部分，其主要作用是储液、稳压以及提供加液的作用。本实验系统采用自行设计的储液罐，总容量为 10L。图 5-8 为储液罐的照片，有机工质进口在储液罐上侧，与冷凝器相连；而出口在下方，与工质泵相连。在储液罐上方分别开有接头，用于连接专用的工质加液阀门。对系统的加液，通过专用的雪种表与加液阀门相连，即可实现为系统加装有机工质。此外，储液罐上方还有接头用于连接温度、压力传感器，在下方则有接头连接排液阀门，以方便将储液罐有机工质排空。



图 5-8 储液罐
Figure 5-8 Tank

* 工质泵与变频器

工质泵的作用是为蒸发器提供高压有机液体，是ORC系统四大部件之一。对于本实验系统，由于系统为1kW系统，工质流量设计为10L/min，而所需要的最高压力需要1.6MPa。有两种类型的泵可以实现这种小流量、高扬程的要求，即多级离心泵和容积式泵（如齿轮泵、隔膜泵等）。但是，由于本实验装置设计采用泵变频方式对系统蒸发压力进行调节，而容积式泵从理论上讲变频调节效果不如叶片式泵，因此在本系统中选取多级离心泵作为工质泵。

本实验系统工质泵从上海申贝泵业有限公司定制，额定工况下流量1m³/h，压力1.5MPa，其照片和特性曲线分别如图5-9和图5-10所示。对工质泵采用变频器进行调节，变频器采用台达V2系列变频器，可实现0-50Hz频率调节。此外，在工质泵侧设置旁通管道，以对多余的流量进行旁通。



图 5-9 工质泵

Figure 5-9 Working Fluid Pump

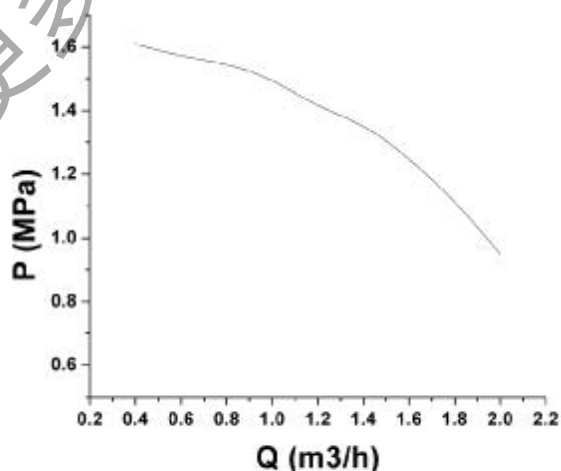


图 5-10 工质泵特性曲线

Figure 5-10 Properties of Working Fluid Pump

5.1.4 实验工质

在本实验过程中，采用的有机工质为R600a（异丁烷），异丁烷为干性工质，常压下沸点 261.48K，1MPa下沸点 338.79K，符合本实验系统对工质饱和性质的要求。R600a的ODP值为 0，GWP值为 20，环保性能也较好。同时，2.3 节的第一定律分析也发现，同样的工作条件下，异丁烷为工质的有机物朗肯循环系统效率略高。此外，异丁烷的成本也相对较低。异丁烷工质的缺点是非常易燃，在空气中的爆炸极限为 19%-84%，因此需要特别注意系统的安全性。实验装置密封性必须好，并且，实验装置所处的空间内必须保证通风，无明火。

另外一种可以考虑的工质为R245fa，为干性工质，常压下沸点 288.05K，1MPa时沸点 362.95K，饱和温度比R600a略高。R245fa也是环境友好的工质，ODP为 0，GWP值 820。R245fa不存在可燃性问题，因此系统的安全性较好。但是，R245fa成本很高，并且效率比R600a略低。除了R600a和R245fa之外，还可以采用R113、R123 等工质，这些工质的饱和温度高于R245fa，因此，可以应用在更高温度的热源中。

5.1.5 热源侧

* 电热水器和热水泵

电热水器和热水泵的作用是为实验系统提供热源。本实验装置采用电热水器提供的常压热水作为热源，因此，热源最高温度为 100℃，未来可以考虑采用专用的导热油系统，最高可以将热源温度提高至 300℃，从而可以在更广泛的温度范围内对低品位热能利用ORC系统进行实验研究。图 5-11 和图 5-12 分别是热水泵和电热水器，热水泵仅需要克服管道阻力，因此压头较低，能耗也比较少。而且，对于实际的低品位热能利用系统，热源流体通常本身就具有一定的速度，不需要泵来提供流体。



图 5-11 热水泵

Figure 5-11 Hot Water Pump



图 5-12 电热水器

Figure 5-12 Electrical Water Heater

5.1.6 冷源侧

* 冷却水

冷却水为系统的冷源，取自城市生活用水，直接用硅胶管道与冷凝器和冷却器相连。受到季节的影响，冷却水的温度有所变化，因此在冬季实验装置的输出功比夏季略高，实际的低品位热能利用有机物闭肯循环也有类似的现象。对于实际的系统，若环境缺乏水源，或者水冷成本过高，则可以采用空冷方式。空冷时可采用板翅式或者管翅式冷凝器，同时可能需要风机进行强化对流。空冷会在一定程度上降低低品位热能利用ORC系统的效率，但可以节约冷却水的成本。

5.1.7 发电机及负载

发电机采用的是三相电机，其输出为三相交流电。发电机如图 5-13 所示，额定转速 6000rpm，额定功率 600W。发电机通过联轴器与膨胀机轴相连，由于涡旋式膨胀机转速不如单级离心透平高，因此采用联轴器即可满足膨胀机和发电机的同心度要求。

发电机输出的三相交流电，被负载消耗前先通入电功率分析仪，测试其输出电压、电流、功率等电参数。负载是 3*2 个白炽灯，采用三角形方式进行连接。采用不同功率的白炽灯，可以模拟不同负载下的系统输出功率。

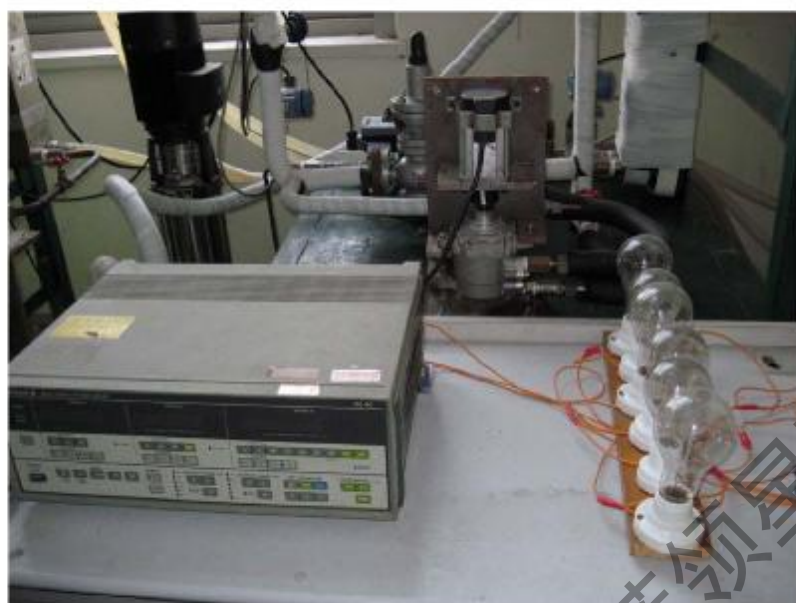


图 5-13 发电机、负载与电功率分析仪
Figure 5-13 Generator, Load and Power Meter

5.1.8 主要测试装置

对实验系统的测量，主要包括对系统各个状态点温度、压力、流量的测量，以及对膨胀机转速、发电机输出功率、电流、电压、频率等参数的测量，此外还有对上述参数的二次仪表显示。测试仪表列表如表 5-4，安装位置如图 5-1 所示。下面对这些仪表进行具体介绍。

表 5-4 主要测试设备

Table 5-4 Instrumentations of ORC System

测量对象	仪表	型号	测量范围	误差	生产厂商
温度	热电阻	WZPK-334	-200~500℃	±0.1℃	上海市温度仪表厂
压力	扩散硅压力传感器	KYB-G11C	0~2.5MPa	±0.5%量程	苏州市山博自动化系统工程 有限公司
流量	涡轮流量计	Easy-flow 8035	>1L/min	±2.5%读数	Burkert Fluid Control System Ltd.
转速	叶片数字转速表	SZG-441C	10~50000rpm	±4rpm	上海转速表厂
电功率	功率分析仪	WT-2355		±0.1%读数	Yokogawa Electric Corporation
电流	电功率分析仪	WT-2355	0~20A	±0.1%读数	Yokogawa Electric Corporation
电压	电功率分析仪	WT-2355	0~600V	±0.1%读数	Yokogawa Electric Corporation
电频率	电功率分析仪	WT-2355	10Hz~20kHz	±0.1%读数	Yokogawa Electric Corporation
二次仪表	智能数字显示 调节仪	X1MF-100			上海自动化仪表股份 有限公司

* 温度

温度传感器采用pt-100型热电阻，具体的测点如图 5-1 所示，为：工质泵出口、蒸发器

工质侧入口、膨胀机进口、膨胀机出口、储液罐；另外，理论分析指出蒸发器是系统主要不可逆损失部件，因此，蒸发器热源进口与出口也设置温度测点，总计 7 个热电阻温度传感器。



图 5-14 温度传感器

Figure 5-14 Thermocouple

* 压力

压力传感器采用扩散硅压力传感器，具体的测点如图 5-1 所示，分别为：蒸发器工质侧入口、膨胀机进口、膨胀机出口、储液罐。热源和冷源均为常压，不对其压力进行测量。



图 5-15 压力传感器

Figure 5-15 Pressure Transducer

* 流量

当不打开膨胀机侧和工质泵侧旁通阀时，整个有机物朗肯循环工质的质量流量是相同的。由于测量液体流量比气体流量更为方便，因此，本实验系统在泵出口（旁通分流后）安装涡轮流量传感器，整个系统工质的质量流量即采用该流量。同时，对热水流量的测量采用称重法，这是由于热源侧并无变工况，热水泵工作在同样的状况下，热水流量基本没有变化。



图 5-16 流量传感器

Figure 5-16 Flowrate Meters

* 转速测量

对膨胀机转速的测量采用手持式数字转速表。该转速表采用光电原理，最高可测量50000rpm，而膨胀机最高转速不超过6000rpm，基本符合本系统的测量要求。

* 电参数测量

由于实验装置并未对膨胀机转速进行控制，因此发电机输出电流为频率变化较大的三相交流电。为了准确地测量系统电功率输出，采用电功率分析仪对发电机输出电功率进行测量。具体采用的设备是横河机电生产的电功率分析仪，型号WT-2355。该电功率分析仪可对输出三相交流电的电流、电压、功率、频率、功率因素等一系列电参数进行测量，并且精度很高。



图 5-17 电功率分析仪
Figure 5-17 Digital Power Meter

5.2 实验方法

5.2.1 实验过程

本实验装置需要按照一定的程序进行开机和关机，以防止错误的操作次序引起的系统损坏。在正式开始运行系统前，首先需要对系统进行加工质。为了保证系统内工质的纯度，需要抽真空，而后再将工质钢瓶与系统储液罐利用雪钟表进行连接，打开雪钟表、钢瓶以及储液罐阀门，即可进行加工质操作。实际操作工程中可能会遇到工质无法加入储液罐的现象，此时，可以对钢瓶利用热水进行一定程度的加热，或者对储液罐利用冰进行冷却，利用两侧的压力差进行加工质操作。

由于本系统采用R600a作为工质，存在着易燃易爆的问题，因此，实验系统所处环境需保证通风良好，并且严禁明火。在完成上述的准备工作后，即可开始对系统的开机运行，其基本过程如下：

- 打开控制柜总电源，再打开仪表电源，记录各个测量点温度、压力的初始值；
- 打开冷却水阀门，对系统进行冷却；
- 确认电热水器水位，若水箱水量不足，则利用管道加水。然后对电热水器通电，对热水进行加热，直至加热至需要的热源温度；
- 打开 ORC 系统主管道阀门；
- 开热水泵，观察热源在蒸发器入口的温度，直至其达到需要的热源温度；
- 打开变频器电源，设定需要的工质泵频率，开工质泵电源，系统开始运行；
- 系统运行稳定后，记录各个读数；
- 调节系统设定值至另外一个参数，待系统稳定后再进行读数，直至达到测试目标。

完成实验测定之后,需要对系统进行关机,其过程与开机操作相反,具体如下:

- * 关闭工质泵,然后关闭变频器电源;
- * 切断热水泵电源;
- * 关闭电热水器电源,使其自然冷却;
- * 切断各仪表电源,然后关闭控制柜电源;
- * 使用冷却水对系统进行冷却,半小时后关闭冷却水,之后再关闭 ORC 系统主管道各阀门;

在经过大量的调试后,本低品位热能利用有机物朗肯循环系统能正常稳定地工作,其最大输出功率为 1.1kW,实现了实验系统最初 1kW 输出功率的设计目标。系统可长时间稳定工作,进行的稳定性耐久性实验表明,系统稳定工作的时间超过 5 小时。期间,由于电热水器水量有限,热源温度有所下降,因而系统输出功率有所降低。但是,ORC 实验系统的稳定性与耐久性不存在问题,在实际应用中若热源量足够,则本系统可以稳定持续的输出电能。

ORC 系统润滑油采用专用涡旋式膨胀机润滑油,润滑油直接加入 ORC 循环中,与有机物工质直接混合。这种直接混合的方法适合于微小型系统,而当系统较大时,可以采用专用的油分离器和油泵为膨胀机提供润滑油。

5.2.2 实验数据的收集

表 5-5 给出了低品位热能利用有机物朗肯循环系统的主要参数及其参考值,系统可以设定的参数主要有三个:工质泵频率、热源入口温度,以及发电机标称负载,而其余需要测定的参数如表 5-5 所示,其中,大气压力和大气温度通过气压计和温度计获得。

工质泵的速率改变通过调节变频器的输出频率获得,本实验系统选用的工质泵,可以实现 0-50Hz 的频率调节。但是,由于输出频率较低时,蒸发压力过小,因此,在实验过程中工质泵的速率最低为 20Hz。

热源入口温度通过设置电热水器的温度来获得,当电热水器加热至设定温度时,自动切断电源。由于电热水器水量较大,在一定时间内可以持续的为低品位热能利用系统提供稳定的热源。考虑到系统效率的原因,热源入口温度设定选择在 80℃ 至 100℃ 之间。由于受到热水沸腾的限制,热源最高温度为 100℃ 左右。热源温度不高使得实验系统的输出效率受到限制,未来的工作可以考虑采用导热油作为热源介质,从而能测试在更高热源温度下的 ORC 性能。此外,实际的工业余热有很大一部分是烟气,此时,需要采用烟气回热器,而不是本实验装置的板式换热器来回收热量,但是,本实验装置对有机物朗肯循环系统性能的研究,对此具有重要的参考意义。

发电机的负载为采用三角形连接方式的一组白炽灯,改变白炽灯的功率数,即可实现变负载的调节。实验过程中,负载从 0W-1200W。需要注意的是,由于发电机输出电压并不是白炽灯额定电压 220V,因此这里的负载的瓦数,仅起到对发电机所带负载的参考作用,而非其实际的输出功率,发电机实际的输出功率是通过电功率分析仪测量得到的。

表 5-5 实验系统主要参数

Table 5-5 Parameters in Experiment

参数	参考范围	设定/测量
电输入		
工质泵频率 Hz	20-50	设定值
热源侧		
热源入口温度℃	75-100	设定值
热源出口温度℃	40-100	测量值

ORC 循环侧		
工质泵出口温度/℃	5-50	测量值
蒸发器工质入口温度/℃	5-50	测量值
蒸发器工质入口压力/MPa	0.3-1.6	测量值
蒸发器工质出口（膨胀机入口）温度/℃	70-100	测量值
蒸发器工质出口（膨胀机入口）压力/MPa	0.3-1.6	测量值
膨胀机出口温度/℃	40-100	测量值
膨胀机出口压力/MPa	0.2-1.0	测量值
储液罐温度/℃	10-40	测量值
储液罐压力/MPa	0.2-0.8	测量值
工质流量/L/min	0-20	测量值
膨胀机及负载		
膨胀机转速/rpm	500-5000	测量值
发电机负载/W	0-1200	设定值
发电机输出功率/W	0-1200	测量值
发电机输出电压/V	0-350	测量值
发电机输出电流/A	0-3	测量值
环境		
大气压力/bar	1.01325	测量值
大气温度/℃	10-30	测量值

5.3 蒸发器性能实验及测试结果

5.3.1 蒸发器数据处理方法

第3.1节分析指出,蒸发器是低品位热能利用有机物朗肯循环中不可逆损失最大的部件,因此,本文对有机物朗肯循环的实验研究,首先研究其蒸发器的性能。蒸发器包括了预热、沸腾和过热三个过程,影响蒸发器性能的主要参数包括蒸发器自身的结构参数、蒸发压力、两侧介质的入口参数等,而蒸发器性能主要通过其工质出口温度、吸热量、火用效率等参数来体现,本节将对低品位热能利用ORC系统蒸发器的性能进行实验研究。

蒸发器的工质出口温度最直接地反映了蒸发器的加热能力,工质出口温度高则表明蒸发器加热能力强。对于给定的蒸发器,影响出口温度的因素,不仅仅包括蒸发器的进口参数,还包括蒸发压力,这是由蒸发器传热过程的复杂性所决定的。另外,需要注意的是由于蒸发器传热存在着三个过程,因此不能对整个蒸发器直接采用换热器有效度进行描述,因此本节不考虑此参数。

蒸发器的吸热量为工质从热源吸收的热量,同样的,影响蒸发器吸热量的主要因素包括蒸发器的进口参数以及蒸发压力。吸热量的计算公式如式(2.6)所示,但是,需要注意的是该公式没有考虑蒸发器的散热损失,因此,计算蒸发器的吸热量时需要考虑的仅仅是工质侧的焓变化,蒸发器的吸热量为:

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_W (h_1 - h_4) \quad (5.11)$$

蒸发器的火用效率的计算公式如3.1.1节,同样,实验系统蒸发器的不可逆损失包括内部不可逆损失和外部不可逆损失,其计算公式为(3.26),进出口参数则来自实验数据。

实验数据结果的不确定度分析采用下述公式^[168]:

$$\delta R = \sqrt{\left(\frac{\partial R}{\partial v_1}\right)^2 \delta v_1^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial v_i}\right)^2 \delta v_i^2 + \dots} \quad (5.2)$$

对于蒸发器的吸热量，其不确定度的计算公式为：

$$\delta Q_{eva} = \sqrt{\left(\frac{\partial Q_{eva}}{\partial T_1}\right)^2 \cdot \delta T_1^2 + \left(\frac{\partial Q_{eva}}{\partial T_4}\right)^2 \cdot \delta T_4^2 + \left(\frac{\partial Q_{eva}}{\partial m_W}\right)^2 \cdot \delta m_W^2} \quad (5.3)$$

上式中的吸热量关于流量的偏导数，直接通过式(5.2)得到，而吸热量关于温度的偏导数，则根据偏导数的传递原理求得。如对于 $\frac{\partial Q_{eva}}{\partial T_1}$ ，由于其他参数对于 T_1 没有影响，则可以直接

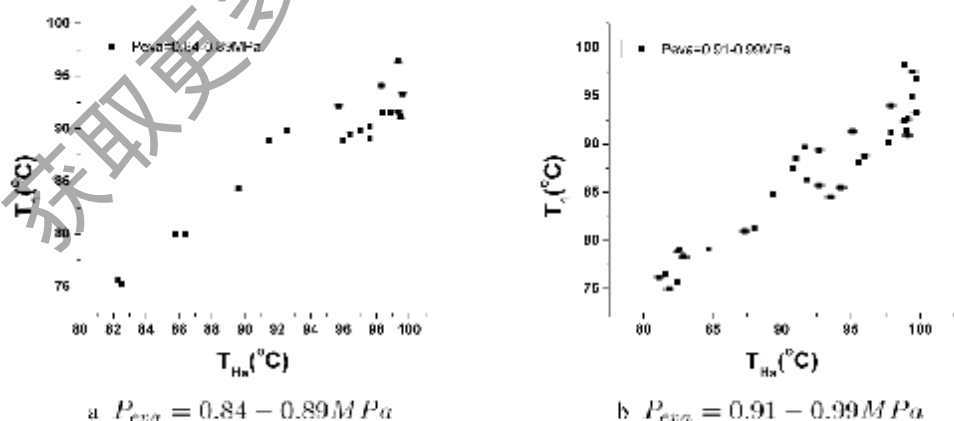
写成 $\frac{\partial Q_{eva}}{\partial T_1} = \frac{\partial Q_{eva}}{\partial h_1} \cdot \frac{\partial h_1}{\partial T_1}$ ，其中 $\frac{\partial h_1}{\partial T_1}$ 可以根据Refprop软件，利用数值求导的方式求得。 $\frac{\partial Q_{eva}}{\partial T_1}$ 的计算方法类似。

类似的，根据式(5.2)，也可以得到蒸发器火用效率的不确定度的计算公式，这里不再赘述。

5.3.2 出口温度的实验结果

下面给出蒸发器工况（包括热源入口温度和蒸发压力）变化时，蒸发器性能变化的实验结果。需要说明的是，由于实验系统运行时工况随时变化的特点，蒸发压力很难准确的设定在某个值，因此，在实验结论数据研究时，通常假设某一个蒸发压力范围内，认为此时系统的蒸发压力近似为相等的，然后对在这个压力范围内的不同热源温度下的性能进行研究。当分析变蒸发压力时，对热源温度采用相同的方法进行处理。

图 5-18 为热源入口温度改变时，蒸发器的工况出口温度随之变化的情况，图中分别给出了不同蒸发压力情况下的结果。图 5-18 表明，在蒸发压力近似相等的前提下，蒸发器的工质出口温度随着热源的入口温度的增加而明显的增加，其增加的趋势基本呈线性关系。这个结论可以很直观的理解，即热源温度的增加能使得被加热介质温度随之增加。结合比较 3.1 节的理论分析，同样指出了热源温度的增加使得工质出口温度增加，理论计算和实验结果是相同的。工质出口温度的增加使得进入膨胀机的工质温度增加，即进入膨胀机的工质焓比焓值增加。



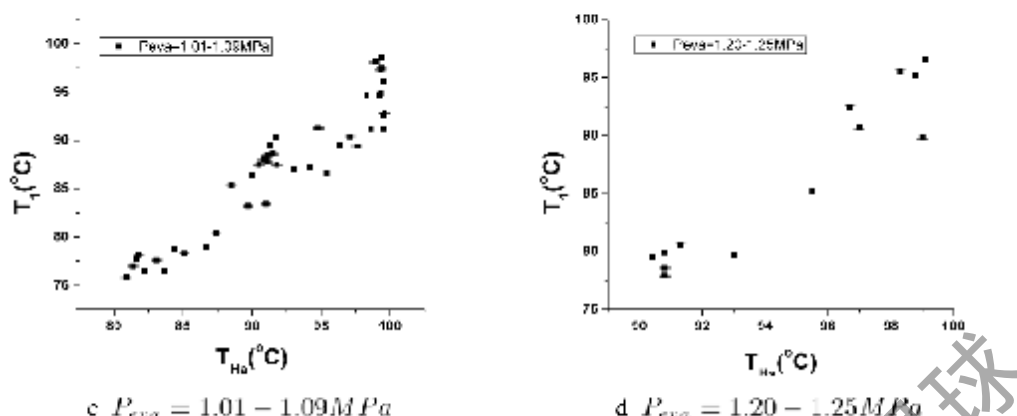
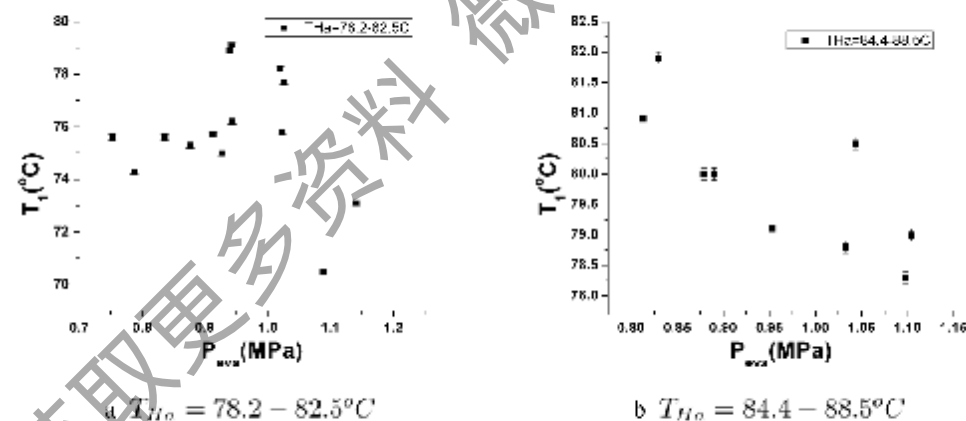


图 5-18 热源入口温度对蒸发器有机工质出口温度影响的实验结果

Figure 5-18 Experiment Result of the Effect of Waste Heat Flow Inlet Temperature on Expander Inlet Temperature

图 5-19 为蒸发压力改变时,工质在蒸发器出口的温度变化情况。随着蒸发压力的变化,工质出口温度的规律不明显。在部分情况下,工质出口温度不受蒸发压力的影响而变化。结合 3.1.2 节,理论分析发现当蒸发压力从 1.2MPa 增加至 2.2MPa 时,出口温度下降了约 20K,即蒸发压力对工质出口温度的影响不是很大,而实验结果也证实了这一点。另外,上面的实验结论发现热源入口温度对工质出口温度影响较大,由于图 5-19 的每一张图中的热源温度并不完全一致,因而导致了工质出口温度的波动。总之,通过实验结果得到的结论是,工质在蒸发器出口的温度受热源温度主导,而受蒸发压力影响较小。



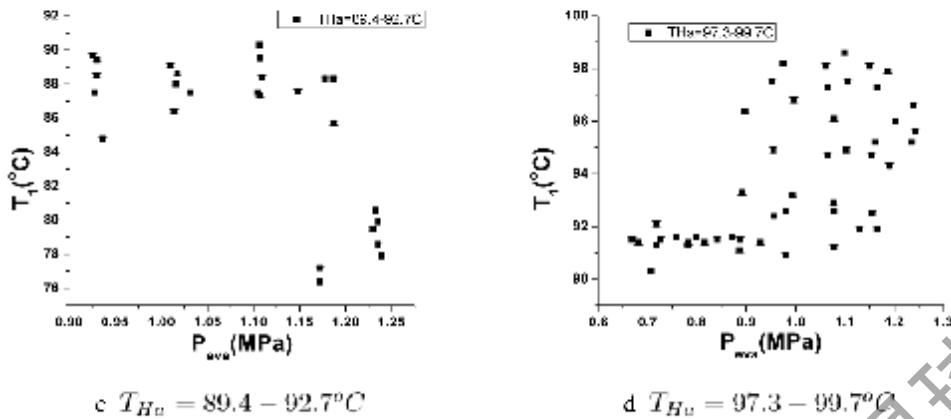


图 5-19 蒸发压力对蒸发器有机物工质出口温度影响的实验结果

Figure 5-19 Experiment Result of the Effect of Evaporating Pressure on Expander Inlet Temperature

5.3.3 蒸发器换热量的实验结果

图 5-20 给出了随着热源入口温度的变化，单位有机物工质在蒸发器中吸热量的变化情况。同样的，随着热源入口温度的增加，单位工质的吸热量呈现明显的增加趋势。其原因是由于热源入口温度增加，使得蒸发器内换热平均温差增加，从而导致单位工质的吸热量增加。

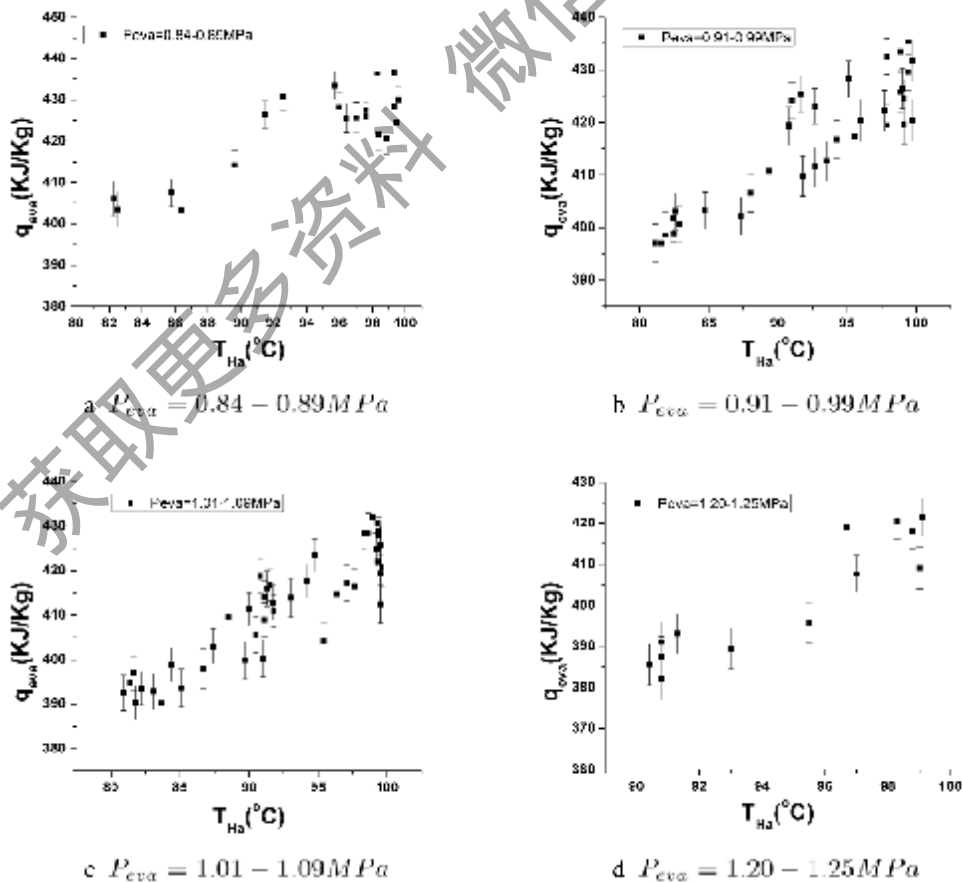


图 5-20 热源入口温度对蒸发器换热量影响的实验结果

Figure 5-20 Experiment Result of the Effect of Waste Heat Flow Inlet Temperature on Heat Transferred in Evaporator

图 5-21 为蒸发压力对单位工质吸热量的影响。从中可以明显地发现，单位工质的吸热量随着蒸发压力的增加而下降。其原因是由于，由于蒸发压力的提高，蒸发温度提高，使得在蒸发器中的两相介质的换热温差降低，换热量降低。因此，蒸发压力对换热量的影响与其对热源温度的影响恰好相反。

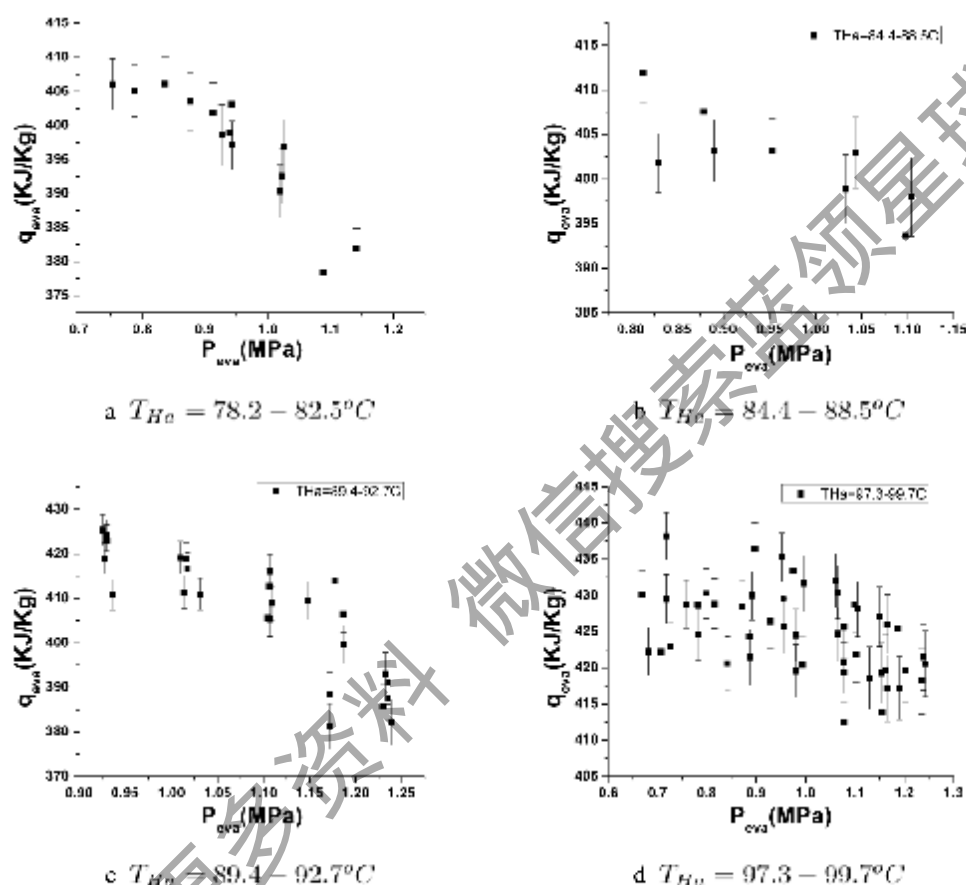


图 5-21 蒸发压力对蒸发器换热量影响的实验结果

Figure 5-21 Experiment Result of the Effect of Evaporating Pressure on Heat Transferred in Evaporator

5.3.4 蒸发器火用效率的实验结果

图 5-22 则给出了蒸发器的火用效率随着热源入口温度的变化情况的实验结果。结果发现，热源温度的变化对蒸发器的火用效率的影响没有特别明显的规律性。虽然在 3.1 节的理论分析中已经指出，热源入口温度的增加会使得蒸发器的火用效率下降，但是实验结果并不明显，只是在个别实验情况下体现了这个理论分析的结果。分析其原因，可能是由于热源入口温度对蒸发器火用效率的影响不大所导致的，在理论分析时，热源入口温度取值从 430K 至 530K，温度范围跨越了 100K；而实验系统中由于受到条件的限制，热源温度仅能相差 20 度，因此，并不能完全体现理论计算的结果。

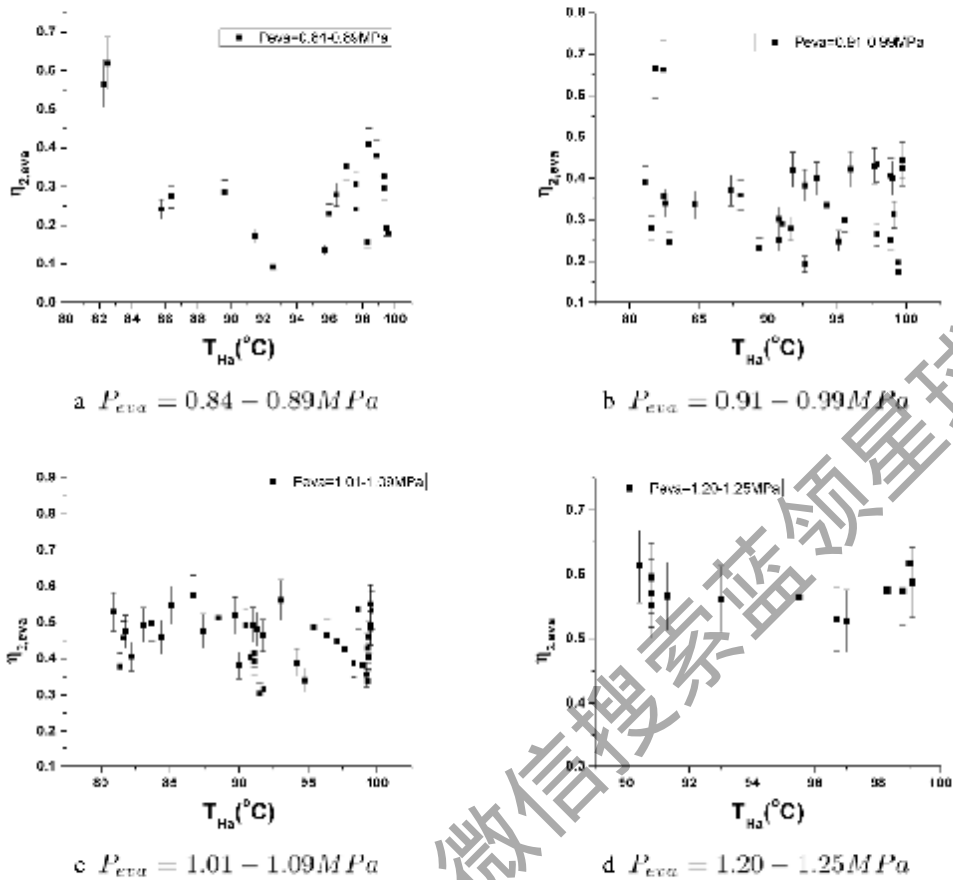


图 5-22 热源入口温度对蒸发器火用效率影响的实验结果

Figure 5-22 Experiment Result of the Effect of Waste Heat Flow Inlet Temperature on Evaporator's Exergy Efficiency

图 5-23 为火用效率随着蒸发压力的变化情况，火用效率随着蒸发压力的增加而显著地增加。3.1.2 节的理论分析则指出，火用效率随着蒸发压力的增加存在着最大值现象；由于本实验工况有限，因此，实验结果证实了理论分析中蒸发压力小于最佳蒸发压力时的情况，从一个方面证实了理论分析和实验结果的吻合。在本实验结论中，可以知道蒸发器的内部不可逆损失对整个蒸发器不可逆损失的变化情况起到了主导作用。蒸发压力对火用效率的影响很大，可以从一个侧面解释图 5-22 变热源温度情况下火用效率波动的原因，即图 5-22 的每张图的蒸发压力并不完全相同。总结热源温度和蒸发压力的影响，可以发现蒸发压力对蒸发器火用效率的影响具有主导作用，而热源温度的影响不是非常大。

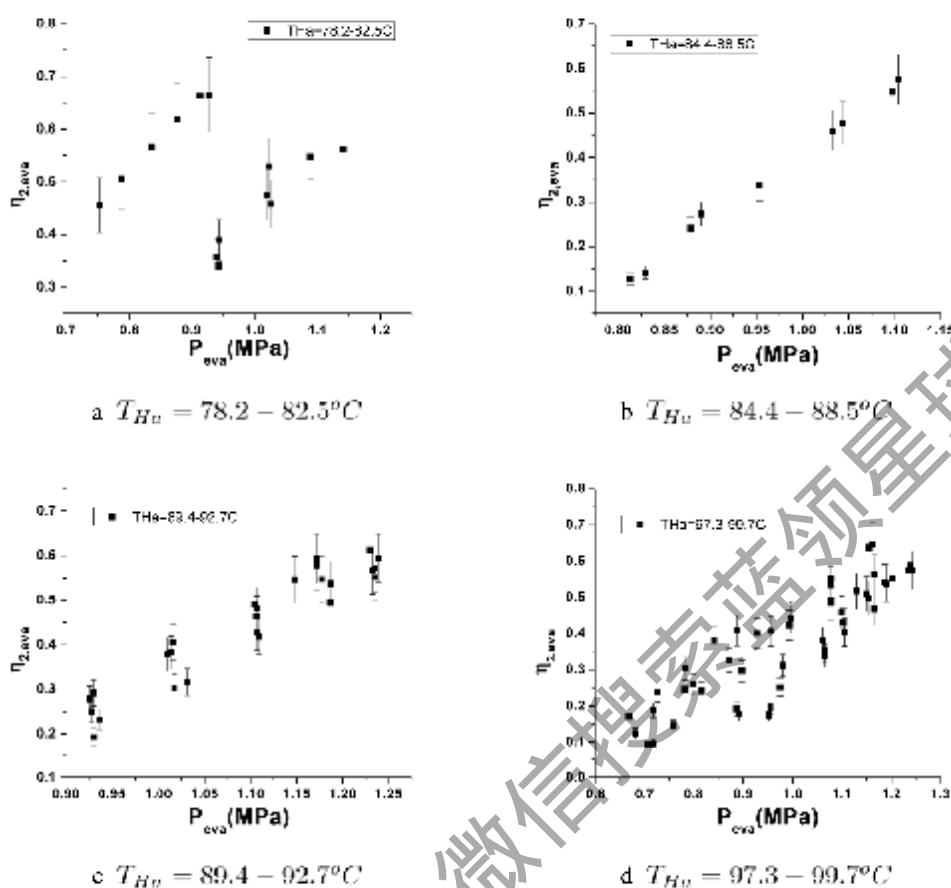


图 5-23 蒸发压力对蒸发器火用效率影响的实验结果

Figure 5-23 Experiment Result of the Effect of Evaporating Pressure on Evaporator's Energy Efficiency

5.4 膨胀机性能实验及测试结果

5.4.1 膨胀机数据处理方法

涡旋式膨胀机是低品位热能利用有机物朗肯循环的另一关键设备,表征膨胀机性能的主要参数是膨胀机的转速、效率以及输出功率等。本书在之前 3.3.2 节理论分析的基础上,对涡旋式膨胀机的特性进行了实验研究。

涡旋式膨胀机的转速与其入口温度、压力、流量,以及膨胀机所联接发电机的负载等因素相关。一般的,入口温度越高,压力越高,流量越高,则转速越高;而负载越大,相当于针对膨胀机的逆向转矩越高,则转速越低。实际上,由于涡旋式膨胀机是容积式膨胀机,对于这种类型的膨胀机来说,入口的体积流量是影响膨胀机转速的最重要因素。下面的试验数据将据此对膨胀机的转速进行分析。膨胀机转速的不确定度直接采用转速表的 $\pm 4\text{rpm}$ 。而在表示膨胀机入口体积流量对转速的影响时,由于体积流量是通过系统的质量流量以及膨胀机入口参数计算得到的,因此,体积流量的不确定度由(5.2)式求解:

$$\delta \dot{V}_1 = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{V}_1}{\partial \dot{m}}\right)^2 \delta \dot{m}^2 + \left(\frac{\partial \dot{V}_1}{\partial T_1}\right)^2 \delta T_1^2 + \left(\frac{\partial \dot{V}_1}{\partial P_1}\right)^2 \delta P_1^2} \quad (5.4)$$

需要注意的是, 如果需要将低品位热能利用 ORC 系统的电功率输出用于并网, 则需要对膨胀机的转速进行控制, 以使其达到输出频率 50Hz 的要求。可以采用类似控制汽轮机转速的方法控制有机物朗肯循环的转速, 或者采用变频方式实现 ORC 系统电力并网输出。本实验实现了 ORC 系统的电力输出, 由于条件限制并未对其电力输出的品质进行控制, 这方面的研究也是本课题下一步研究的一个重要方面。

涡旋式膨胀机的效率受到其泄漏、漏热, 以及过膨胀或欠膨胀的影响, 因此实际的膨胀机效率也受到入口压力、温度等参数的影响。定义涡旋式膨胀机的效率为发电机实际输出功率与膨胀机焓降的比值, 即:

$$\eta_{T_{or}} = \frac{\dot{W}_{T_{or}}}{\dot{m}_W \cdot (h_1 - h_2)} \quad (5.5)$$

在这里, 发电机实际的输出功率根据电功率分析仪实测数据得到, 由于发电机效率极高, 近似认为此参数即为膨胀机的输出功率。因此, 上式所定义的膨胀机效率, 包括了发电机发电损失、膨胀机轴机械损失、膨胀机进出口管道的漏热损失、膨胀机内部漏热损失、膨胀机内部泄漏损失、过膨胀或欠膨胀损失等因素。上述损失中, 发电机发电损失和膨胀机轴的机械损失一般都比较小, 而进出口管道的漏热损失在通过良好的绝热包扎之后, 也可以尽可能地避免, 因此, 其主要损失为膨胀机的内部漏热和泄漏损失, 以及过膨胀或欠膨胀下的损失。

膨胀机效率的不确定度计算公式为:

$$\delta \eta_{T_{or}} = \sqrt{\frac{\left(\frac{\partial \dot{W}_{T_{or}}}{\partial \dot{m}}\right)^2 \delta \dot{m}^2 + \left(\frac{\partial \dot{W}_{T_{or}}}{\partial T_1}\right)^2 \delta T_1^2 + \left(\frac{\partial \dot{W}_{T_{or}}}{\partial P_1}\right)^2 \delta P_1^2}{\left(\frac{\partial \dot{W}_{T_{or}}}{\partial T_2}\right)^2 \delta T_2^2 + \left(\frac{\partial \dot{W}_{T_{or}}}{\partial P_2}\right)^2 \delta P_2^2 + \left(\frac{\partial \dot{W}_{T_{or}}}{\partial \dot{W}}\right)^2 \delta \dot{W}^2}} \quad (5.6)$$

5.4.2 膨胀机转速的实验结果

膨胀机转速随着膨胀机入口湿度的变化情况如图 5-24 所示, 其发电机负载均为三角形连接的 3*40W 白炽灯, 而其每一张图的入口压力均为接近的值。由图 5-24 可以发现, 膨胀机的转速随着入口温度大致呈现增高的趋势。例如, 在入口压力为 $P_{eva} = 1.16 - 1.21 \text{ MPa}$ 的情况下, 入口温度 T_1 为 71.2℃ 时, 转速为 2522rpm; 而当入口温度增加至 91.2℃ 时, 转速则增加至 4822rpm, 比 T_1 为 71.2℃ 时增加了 2300rpm。而当对膨胀机入口压力即蒸发压力进行调节时, 由于采用的是控制多级离心泵转速的原理, 因此整个系统的流量也发生了变化, 因此较低的蒸发压力也表明了较小的工质流量。在图 5-24 b 的情况下, 膨胀机最高转速为 4272rpm; 流量对膨胀机转速的影响, 将在下文进行详细的介绍。

图 5-25 则给出了发电机所接负载对膨胀机转速的影响, 其中发电机的负载仅代表白炽灯的标称功率, 而非发电机的实际发电功率。可以发现, 膨胀机的转速随着发电机负载的增加而减小, 并且其变化趋势呈现近似线性的减小关系。负载的增加使得膨胀机的逆向力矩增加, 因而其转速必然会降低, 这是显而易见的。在这里, 发电机转速的降低并不意味着发电机输出功率的降低, 实际上实验中发电机输出功率是增加的。当然, 若负载增加值过大时, 由于发电机转速过低, 会导致发电机输出功率降低。这与发电机的特性相关, 本文对此不作讨论。

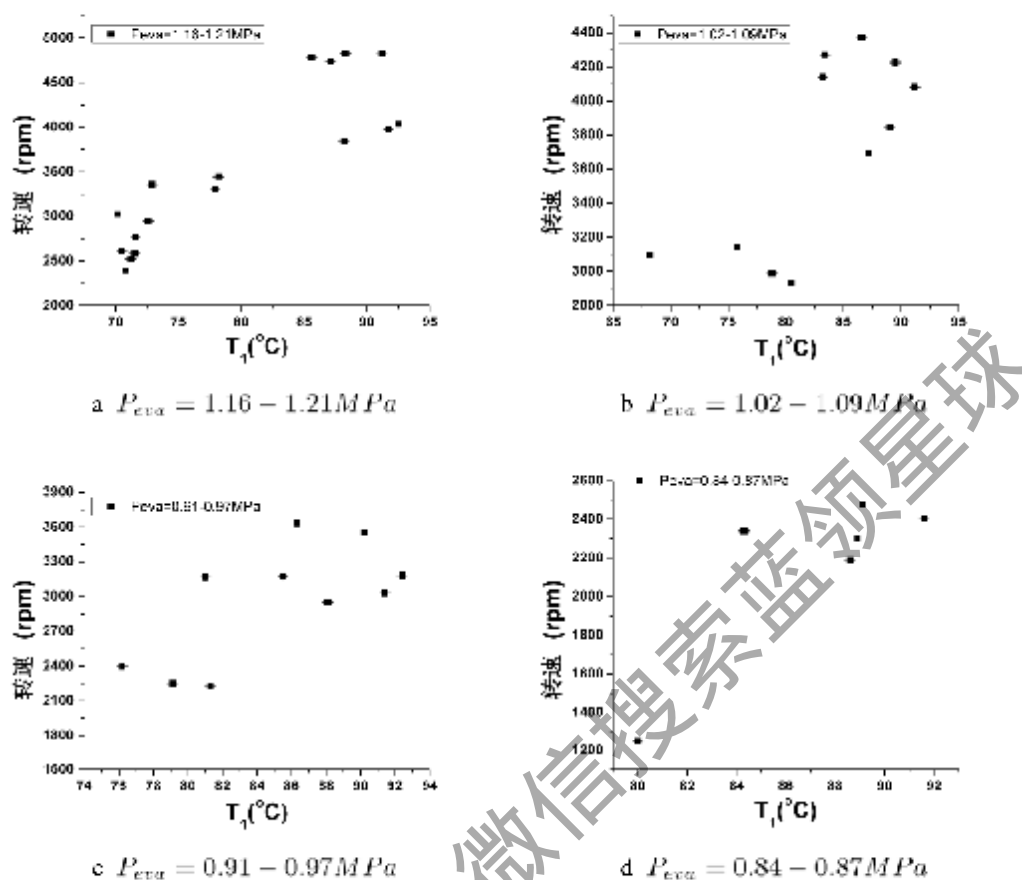


图 5-24 膨胀机入口温度对转速影响的实验结果，负载 1*3 组 40W 白炽灯
 Figure 5-24 Experiment Result of the Effect of Expander Inlet Temperature on Expander Rotating Speed, Load=1*3*40W

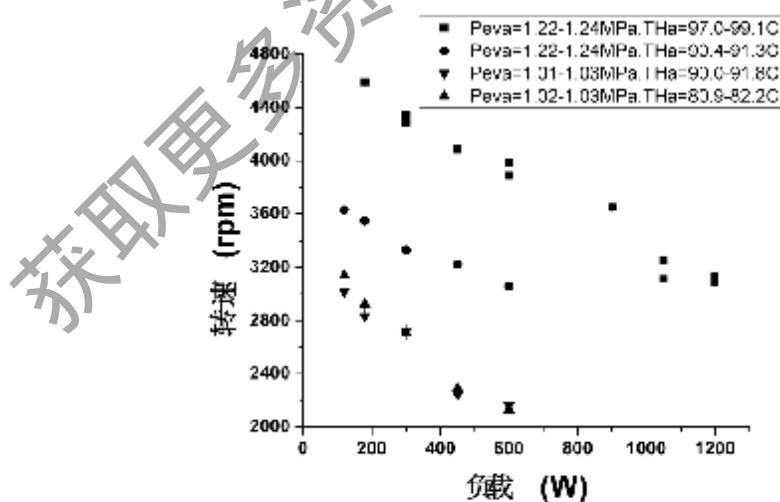


图 5-25 发电机负载对转速影响的实验结果

Figure 5-25 Experiment Result of the Effect of Generator Load on Expander Rotating Speed
 前面提到，体积流量对容积式膨胀机的转速可能起到了决定性作用，图 5-26 给出了大

量的膨胀机入口体积流量与转速的关系。从中可以很明显的发现，膨胀机的转速随着体积流量的增加而显著地增加。并且其增加的关系接近于线性的，这与涡旋式膨胀机的相关理论是吻合的。

重新考虑膨胀机入口温度对转速的影响，在接近的压力下，膨胀机入口温度高，则工质的比容较大，从而导致入口的体积流量较大，因此，膨胀机的转速随着入口温度的增加而增加。而多级离心泵在输出压力较低时，其质量流量也相对较低，因此膨胀机入口的体积流量也相对较低，从而导致膨胀机转速较低。因此，可以认为涡旋式膨胀机的体积流量与转速有着最直接的联系，这与容积式膨胀机的理论是相吻合的。

可以看到实验过程中转速的变化很大，因此，非常需要对膨胀机转速进行控制，以使 ORC 系统能用于实际系统中，本实验由于条件限制未对转速控制做进一步的研究，但是这是本实验系统需要改进的一个重要方面。

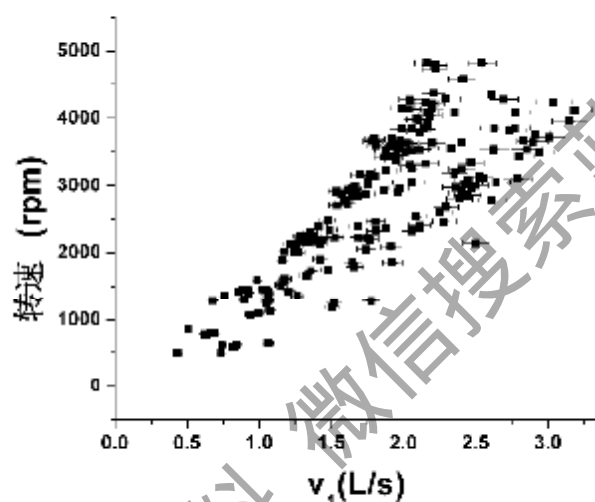


图 5-26 膨胀机入口体积流量对转速影响的实验结果

Figure 5-26 Experiment Result of the Effect of Expander Inlet Volume Flow Rate on Expander Rotating Speed

5.4.3 膨胀机效率的实验结果

在热源入口温度为 $T_{H0} = 95.1 - 99.4^{\circ}\text{C}$ 时，膨胀机的效率随着膨胀机入口温度（即蒸发压力）的变化如图 5-27 所示。在该种情况下，膨胀机的效率随着入口压力的增加而增加。如在负载为 1050W 时，入口压力为 0.95MPa 时，膨胀机效率为 0.288；而在入口压力增至 1.15MPa 时，膨胀机效率增至 0.420。膨胀机效率随着蒸发压力的增加，主要是因为随着蒸发压力的增加，膨胀机的膨胀比逐渐接近于其理论膨胀比，即其过膨胀损失降低。在实验过程中，膨胀机的最大效率为 0.501。效率不高的主要原因可能是因为，作为实验装置的膨胀机的进出口损失较大，并且保温效果不好引起的漏热损失也比较大。提高膨胀机的效率是本课题需要进一步深入研究的一项重要内容。

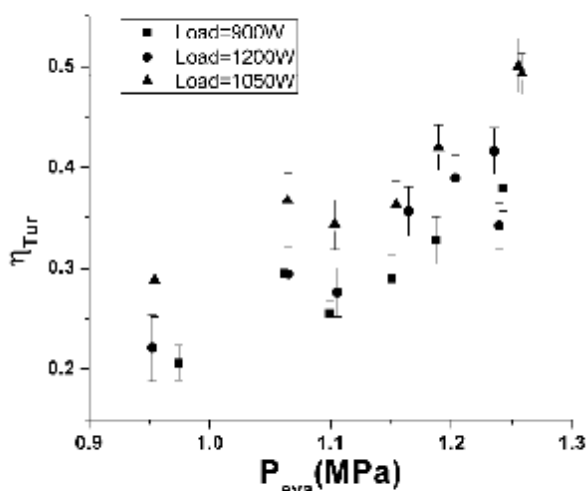


图 5-27 蒸发压力对膨胀机效率影响的实验结果, $T_{H,a} = 95.1 - 99.4^{\circ}\text{C}$

Figure 5-27 Experiment Result of the Effect of Expander Inlet Pressure on Expander Efficiency,
 $T_{H,a} = 95.1 - 99.4^{\circ}\text{C}$

膨胀机效率随着膨胀机入口温度的变化如图 5-28 所示, 膨胀机的效率随着其入口温度的增加而显著地降低, 以蒸发压力 $P_{eva} = 0.93 - 0.97\text{MPa}$ 时的情况为例, 在入口温度为 79.1°C 时, 其效率达到图中的最大值 0.470; 而当膨胀机入口温度升高至 91.3°C 时, 其效率仅为 0.221。可见, 入口温度对膨胀机有着较大的影响。究其原因, 是由于当入口温度较高时, 膨胀机由于保温不完全而导致的漏热会加大, 其中包括膨胀机与外界的换热, 以及涡旋式膨胀机内部不同工作腔之间的内部换热。此外对于本实验系统来说, 还包括温度测点到膨胀机之间管道的漏热。膨胀机向外部环境的漏热, 可以通过增加保温层来尽可能的避免。

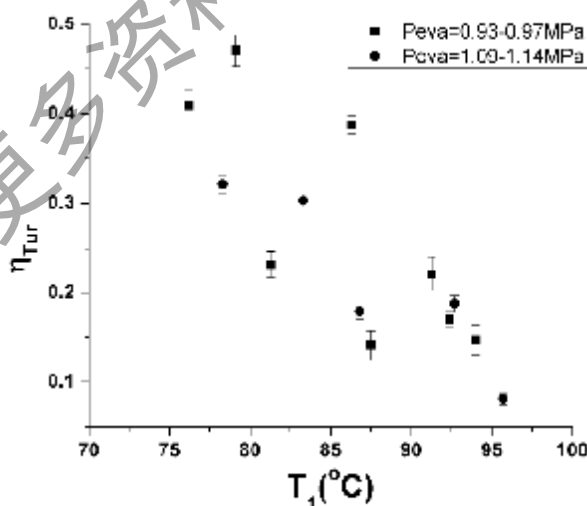


图 5-28 入口温度对膨胀机效率影响的实验结果, $Load = 1200\text{W}$

Figure 5-28 Experiment Result of the Effect of Inlet Temperature on Expander Efficiency,
 $Load = 1200\text{W}$

5.5 系统性能实验及测试结果

5.5.1 系统性能的数据处理方法

整个实验系统的性能指标主要包括：膨胀机输出功率、第一定律效率以及第4章所定义的热回收效率。实际上，影响整个系统性能的因素非常复杂，如热源温度、蒸发压力、系统工质流量、冷凝压力、环境温度等，此外，还有可能受储液罐加液量、发电机负载等参数的影响。本节着重研究几个主要参数对系统性能的影响，包括热源温度、蒸发压力及与其耦合的工质流量。

系统的输出功率通过连接发电机后，测量发电机的输出电功率得到，测量的设备是功率分析仪。在本系统中，由于存在着工质泵的耗功，因此，整个系统的净输出功率需要膨胀机的输出功率减去泵的耗功。由于本系统为实验系统，在测试过程中更注重膨胀机的输出功率；而在选择泵时，主要考虑其可否实现变频控制下的变蒸发压力，而非效率因素，故选择了多级离心泵。在实验过程中可能存在着净输出功率较小的现象，甚至有可能出现净输出功率为负。但是，通过对膨胀机输出功率的实验结果，可以基本了解整个系统的做功能力，因此在下文中首先考查的是膨胀机的输出功率，而非净输出功率。电功率分析仪测得的输出电功率的误差为该值的 $\pm 0.1\%$ 。

同样的，在考查系统的第一定律效率时，也需要考虑泵耗功的影响。因此，在研究第一定律效率时，同时分析了考虑泵耗功与不考虑泵耗功时第一定律效率的变化情况。考虑泵耗功时的第一定律效率定义式为

$$\eta_1 = \frac{\dot{W}_{Tur} - \dot{W}_{Pump}}{\dot{m}_H \cdot (h_{Hc} - h_{H0})} \quad (5.7)$$

上式中膨胀机的输出功率 \dot{W}_{Tur} 为电功率分析仪测试得到的发电机输出功率，而分母为热水向系统传递的热量。因此上式定义的系统效率，包括了蒸发器的换热效率、有机物朗肯循环系统的效率、发电机的发电效率等因素。当然，其中影响系统效率的主要因素仍然是有机物朗肯循环的效率。

上式中，泵的耗功在实验过程中没有专门的设备进行测量，本文采用计算泵进出口参数的方法计算其耗功。根据泵的基本原理，其耗功为：

$$\dot{W}_{Pump} = \frac{(P_4 - P_3) \cdot \dot{m}_W}{\eta_{Pump} \cdot \rho} \quad (5.8)$$

在实验数据处理时，假设泵的效率为0.85。

当不考虑泵耗功时，整个系统的第一定律效率定义式即为式(5.7)的分子项为 \dot{W}_{exp} ，而分母项不变。

同样的，分析热回收效率时，也分别研究了考虑泵耗功与不考虑泵耗功两种情况时的效率。考虑泵耗功时的热回收效率的定义式为：

$$\eta_2 = \frac{\dot{W}}{Q_{ema} + \dot{Q}_{H,c}} = \frac{\dot{W}_{Tur} - \dot{W}_{Pump}}{\dot{m}_H \cdot (h_{Hc} - h_{H0})} \quad (5.9)$$

泵耗功的计算式与第一定律效率时相同，而不考虑泵耗功时的热回收效率的定义式的分子项仅为膨胀机输出功。

由于热回收效率的分母为输入的热水降至环境温度时的总焓降，同时由于实验系统的不完善性，系统的热回收效率较低，并且在考虑泵功时存在着负效率的现象。但是，通过对低品位热能利用有机物朗肯循环系统装置的经验积累和完善，系统应该可以做到更高的效率。

膨胀机输出功率的不确定度即为电功率分析仪的测量误差。第一定律效率、热回收效率

的不确定度, 则可以根据影响这些参数的原始数据的测量误差, 参照不确定度的计算公式一式(5.2)而得到, 这里不再赘述计算这些不确定度的具体公式。

5.5.2 系统输出功率的实验结果

在对工质泵进行变频调节时, 其出口流量与压力都随着泵的转速变化, 理论上讲离心泵的流量与转速成正比, 而出口压力与转速的平方成正比。实际上由于受到管道压力阻力与离心泵自身特性的影响, 其出口流量和压力的变化并不是严格按照上述理论结果。对于本实验系统, 由于调节工质泵转速时其流量和出口压力同时变化, 因此考虑系统输出功率时, 不能单纯的以蒸发压力或者流量做为横坐标。在本实验分析时, 考查工质泵频率对系统性能影响。

在此之前, 先研究工质泵频率对其输出压力和流量的影响。图 5-29 分别给出了工质泵在不同频率下输出的压力(即系统蒸发压力)和工质流量的关系。图 5-29 a 的实验结果表明, 输出压力随着泵频率的增加而呈现近似线性的增加, 这与理论上离心泵出口压力与转速的平方成正比的结论并不完全吻合。分析其原因, 可能是由于受到储液罐储量, 进出口管道以及离心泵非标况下的特性等因素的影响。虽然其输出压力没有完全按照理想情况发展, 但是通过变频调节得到的蒸发压力的调节效果是很好的, 如图 a 所示的, 蒸发压力可以在 0.8MPa 至 1.23MPa 之间进行调节。再考查泵频率对流量调节的效果, 流量亦基本随着工质泵频率的增加而增加, 其增加的趋势近似线性, 但是并不明显。其原因与蒸发压力的原因类似, 即流量同时还受到系统其它部件以及泵自身特性的影响。实际上, 在实验过程中调节泵而导致的输出压力与流量同时变化的现象, 给实验结果的数据分析带来了一定的困难, 很难单独地分析蒸发压力或工质流量对输出功率的影响。因此, 本节在分析了工质泵频率对蒸发压力和流量的影响的基础上, 接下来研究工质泵频率对系统输出功率的影响。

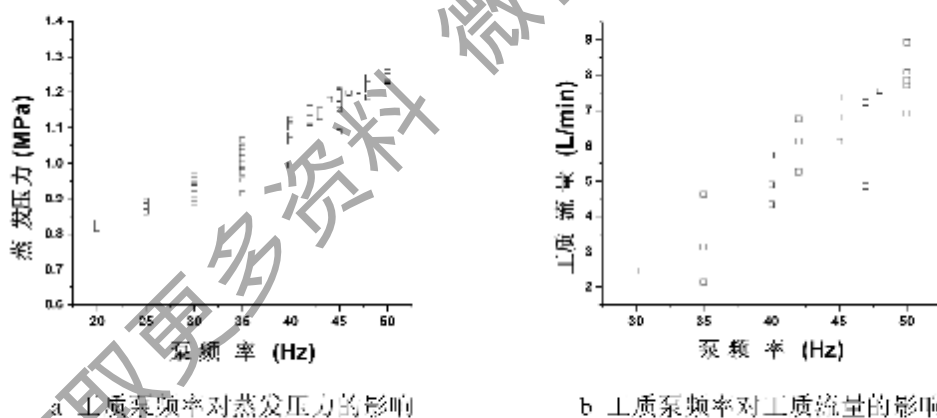


图 5-29 工质泵频率的影响

Figure 5-29 Experiment Result of the Effect of Pump Frequency

图 5-30 给出了在负载为 1*3 组 40W 白炽灯, 热源温度 $T_{H0} = 82.8 - 88.1^{\circ}\text{C}$ 时膨胀机的输出功率随着泵频率变化的情况。注意到输出功率先是随着泵频率的增加而增加, 然后达到某个最大值后, 再增加泵频率, 则输出功率呈现很明显的下降趋势。在图 5-30 的情况中, 输出功率最大时的泵频率为 40Hz, 此时的蒸发压力为 1.098MPa, 而工质的流量为 5.75L/min, 此时的系统最大输出功率为 36.9W。

由于泵频率同时影响了系统的蒸发压力和工质流量, 因此, 分析出现最佳泵频率产生的原因, 从蒸发压力和工质流量对系统影响来进行。随着工质泵频率的增加, 蒸发压力和工质流量均增加。蒸发压力的增加会使得工质饱和温度增加, 因此需要更多的热量来加热工质; 但是, 由于蒸发器和热源流体流量保持不变, 因此, 可能会存在蒸发器无法将液态工质加热

至完全过热的现象,即进入膨胀机的工质会存在汽液两相的现象,从而导致膨胀机输出功率的降低。与此同时,工质流量的增加,也会使得工质需要更多的热量来加热工质到过热,而加热量的不足同样会使得进入膨胀机的工质存在汽液两相,即膨胀机的输出功率也会降低。

从另一个角度理解这一最大输出功率现象,考虑泵频率的两种极限现象:当工质泵频率为0时,由于系统工质没有流量,因而系统的输出功率为0;而当工质泵频率为极大时,由于系统的工质流量和压力都极高,蒸发器甚至无法将工质加热至饱和状态,此时系统的输出功率将极低。而实际的工作状态介于上述两者之间,并且其输出功率必然大于上述两种极限状态,因而必然存在至少一个最大输出功率。

因此,可以认为,上述的最大输出功率现象,是同时受到工质泵频率导致的蒸发压力和工质流量的影响。实际上,Vargas等^[159]在理论上给出了当热源流体流量与工质流量比变化时,系统也存在着最大的输出功率,而本实验不仅仅验证了Vargas等的理论分析结果,并且指出,蒸发压力对系统的最大输出功率也存在着一定的影响。本文在第4章也分析给出了最佳蒸发压力对系统最佳热回收效率的影响,考虑到实验中改变泵的频率,也同时导致了蒸发压力的变化,因此,本实验得到的最佳输出功率,也可以认为从一个验证了第4章的理论分析结果。

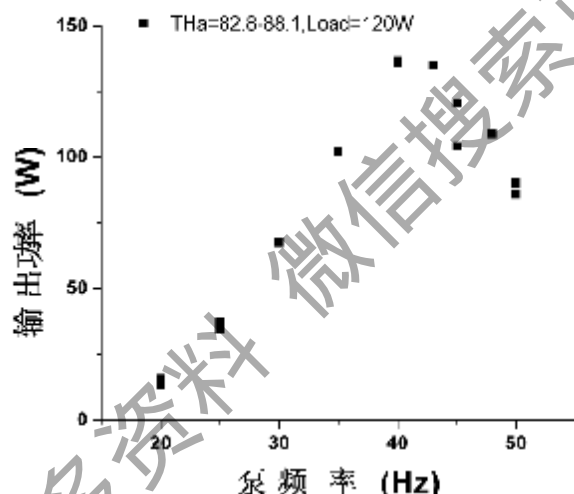


图 5-30 工质泵频率对输出功率影响的实验结果, $T_{H_u} = 82.8 - 88.1^{\circ}\text{C}$, 负载 1*3 组 40W 白炽灯

Figure 5-30 Experiment Result of the Effect of Pump Frequency on Expander Output Power, Load=1*3*40W

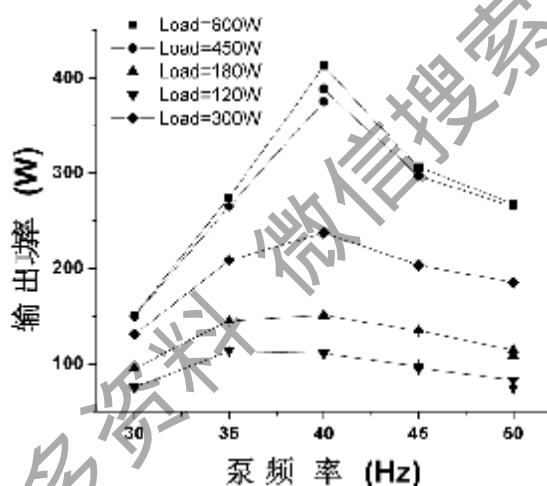
在Vargas等^[159]的理论研究中,在发现了流量比的最佳值之后,又研究了其它工作参数对于最佳流量比的影响,其中指出了热源初始温度的增加会大致最佳流量比的增加。而在本文第4章的理论分析中,也指出最佳蒸发压力随着热源入口温度的增加而增加。本实验测试了热水入口温度不同时,输出功率随着频率的变化。图5-31给出了热源温度 $T_{H_u} = 78.3 - 83.7^{\circ}\text{C}$, $T_{H_u} = 90.8 - 91.3^{\circ}\text{C}$ 以及 $T_{H_u} = 96.8 - 99.7^{\circ}\text{C}$ 三种情况下,输出功率的实验结果。并且,图中还给出了不同的发电机负载下的输出功率。可以发现,在热源温度为 $T_{H_u} = 78.3 - 83.7^{\circ}\text{C}$ 和 $T_{H_u} = 90.8 - 91.3^{\circ}\text{C}$ 情况下,输出功率均存在最大值现象。

比较图5-31,可以发现最佳泵频率随着热源温度的增加而增加。在热源温度 $T_{H_u} = 78.3 - 83.7^{\circ}\text{C}$ 时,最佳工质泵频率在40Hz附近,以负载为600W白炽灯时为例,此时蒸发压力为1.097MPa,工质流量为4.78L/min,而最大输出功率为413W;而在

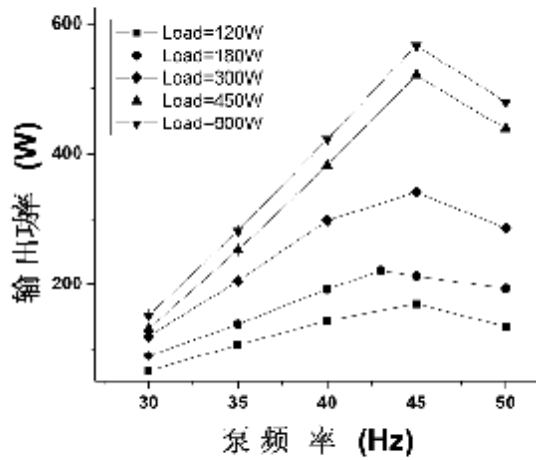
$T_{H2} = 90.8 - 91.3^{\circ}\text{C}$ 时,最佳的工质泵频率在45Hz附近,同样以负载600W白炽灯时的情况为例,此时蒸发压力增加至1.187MPa,工质流量为6.631L/min。而当热源入口温度增至 $T_{H2} = 96.8 - 99.7^{\circ}\text{C}$ 时,则在变频器所能调节的频率范围内,输出功率无明显最大值现象,说明此时的频率最大值可能大于50Hz。另外需要注意的一点是,在不同的发电机负载的情况下,最佳工质泵频率基本都是相同值,即最佳工质泵频率不受发电机负载的影响而影响,这也说明发电机负载不是产生最佳泵频率的原因。

上文认为,蒸发器加热量的不足引起的蒸发器出口体积流量下降是引起最佳工质泵频率的主要原因,这就可以解释最佳泵频率随着热源入口温度的增加而增加的原因。由于热源温度的增加,可以使得蒸发器能传递更多的热量给工质,因此可以加热更大流量的工质,或者更高蒸发温度的工质,从而导致最佳泵频率随之增加。反过来,实验得到的最佳泵频率随着热源入口温度的增加而增加,也反过来证明了上述解释最佳泵频率的原因是正确的。

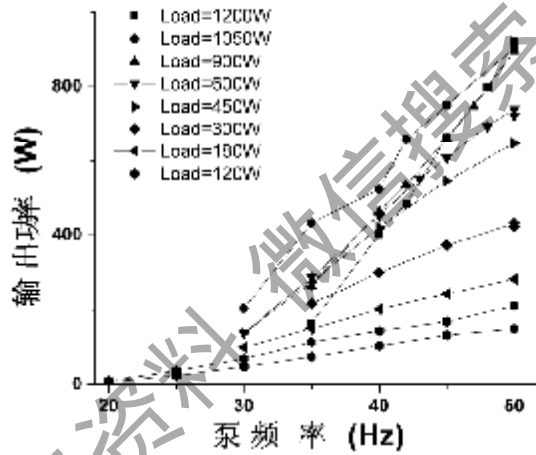
最佳工质泵频率的实验结果,对于实际的有机物朗肯循环系统的设计具有极其重要的意义。即有机物工质的流量与蒸发压力的设计,应该尽量选择与热源流体的流量和温度相匹配,使得其输出功率的尽可能最大。特别是之前提到的,对于低品位热能利用发电系统,输出功率比第一定律效率更有意义,因此,选择合适的工质流量和蒸发压力,得到尽可能大的输出功率是低品位热能利用有机物朗肯循环系统的最终目标。



a $T_{H2} = 78.3 - 83.7^{\circ}\text{C}$



$$b \quad T_{H_0} = 90.8 - 91.3^{\circ}\text{C}$$



$$c \quad T_{H_0} = 96.8 - 99.7^{\circ}\text{C}$$

图 5-31 最佳蒸发压力受热源入口温度影响的实验结果

Figure 5-31 Experiment Result of the Effect of Waste Heat Flow Inlet Temperature on Optimum Pump Frequency

热源入口温度对系统输出功率的实验结果如图 5-32 所示, 系统的输出功率随着热源入口温度的增加而显著的增加。如在蒸发压力为 $P_{\text{eva}} = 1.16 - 1.21 \text{MPa}$, 负载为 120W 的情况下, 当热源温度为 78.2°C 时, 系统输出功率为 74.3W; 而当热源温度增加至 94.5°C 时, 输出功率增至 223.1W, 热源温度对输出功率的增加十分显著。其原因主要是, 热源温度的增加使得传递给工质的热量增加, 工质在蒸发器出口的体积流量增加, 焓值也增加, 从而导致了输出功率的增加。

由此实验结果可以得出结论, 即热源温度越高, 则系统的输出功率越大, 可见高的热源温度是有利的。在 4.3.1 节也指出了, 系统的输出功率随着热源入口温度的增加而增加, 而实验结果也证实了这一点。另外, 需要指出的是, 虽然在 2.3 节的分析中认为, 高的过热度对提高系统第一定律效率是影响不大, 但是已经指出的, 对于低品位热能利用发电系统来说, 实际的输出功率比第一定律效率更能反应系统的性能。因此, 实验结果认为, 高的热源入口

温度是对系统性能的提升仍然是有上面影响的。

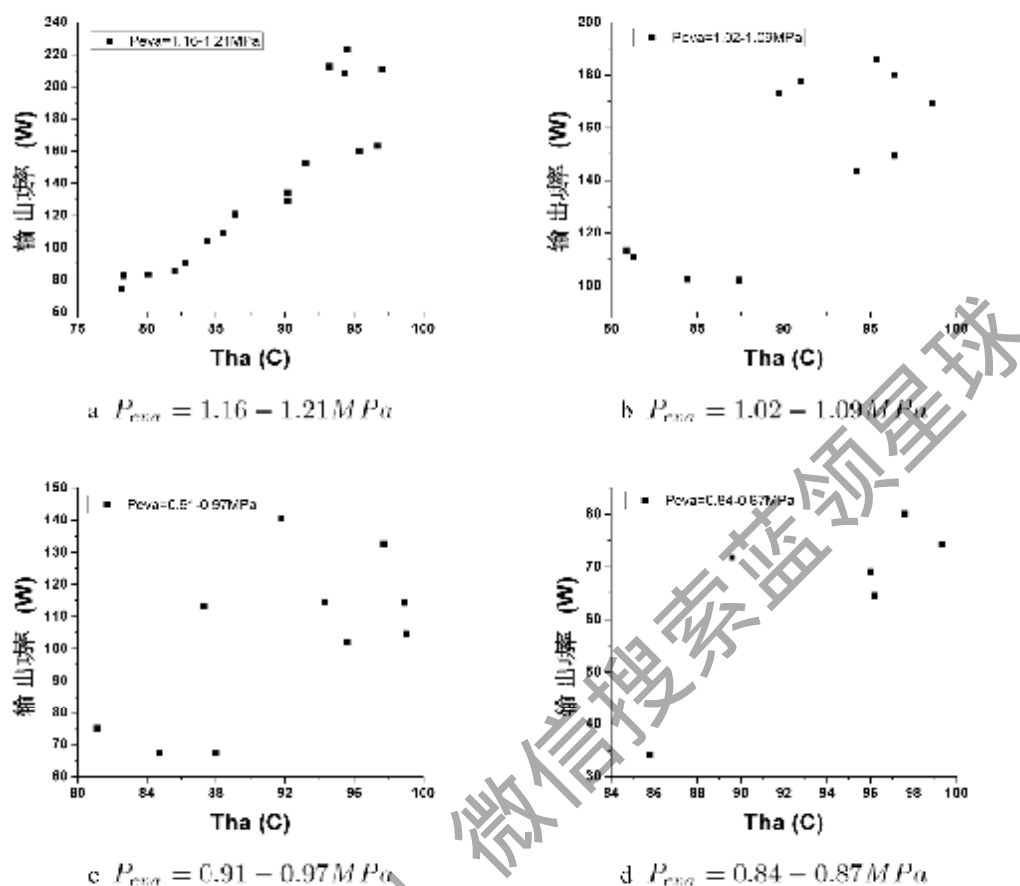


图 5-32 膨胀机入口温度对输出功率影响的实验结果, 负载 1*3 组 40W 白炽灯

Figure 5-32 Experiment Result of the Effect of Expander Inlet Temperature on Expander Output Power, Load=1*3*40W

5.5.3 第一定律效率的实验结果

热力学第一定律反应了有机物朗肯循环的完善程度, 或者说反映了从蒸发器吸热的热量中有多少比例成为系统的输出功率。本节接下来分析系统热力学第一定律效率的实验结果, 需要说明的是由于本实验系统为初步的验证性的实验装置, 因而其第一定律效率较低, 但是实验的结果反应了第一定律效率随着系统各状态参数变化而变化的情况。

首先考虑蒸发压力对系统第一定律效率的影响, 图 5-33 给出了蒸发压力变化时, 在不同的热源温度和发电机负载情况下, 系统的第一定律效率(不考虑泵耗功)变化情况。在这里可以直接采用蒸发压力作为图中的横坐标, 是由于系统的第一定律效率在计算时不受工质流量的影响, 因此工质泵变频时压力与流量的耦合对效率影响不大, 在不考虑泵耗功的情况下, 实验装置的最大热效率为 2.9%, 基本实现了系统较大的功率输出, 达到了实验系统最初的目的。

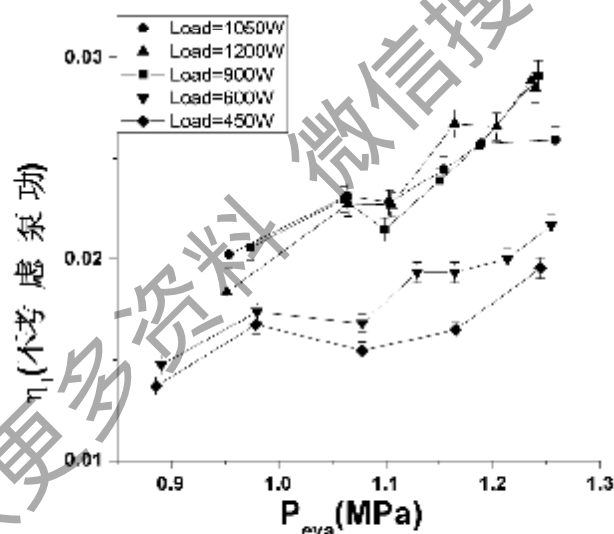
需要将实验测得的第一定律效率与理论计算的结果进行比较, 注意到, 上述第一定律效率最大时, 实验测得的膨胀机入口的温度为 96.0°C, 系统的蒸发压力为 1.139MPa, 而冷凝压力为 0.646MPa, 冷凝器出口工质的温度为 32.4°C。对上述数据进行计算, 可以得倘若膨胀机的效率假设为 0.8, 则不考虑泵耗功时系统的第一定律效率为 7.0%。虽然理论计算得到

的效率比实验效率高出了 4.1 个百分点,但是考虑到本实验装置仅仅是比较初步的实验验证系统,能达到这样的实验结果已经实现了最初的设计目标。

实验系统的效率比较低,其原因主要在以下几个方面:1) 热源温度较低,受条件限制,系统最高温度为 100℃;2) 涡旋式膨胀机气动布局不成熟;3) 工质泵效率较低;4) 此外系统还存在一些局部阻力或漏热过大的设计不成熟的问题。对本课题的下一步的重要工作之一是,如何更合理地设计实验系统,使其效率得到提高。

图 5-33 的实验结果发现,当热源温度相对较高时,如 $T_{H_0} = 95.1 - 99.6^\circ\text{C}$ 期间,系统的第一定律效率随着蒸发压力的增加而增加。然而,当热源温度降低时,第一定律效率则出现了与输出功率类似的最大值现象。如图 5-33 c和d,在发口机负载为 300W,热源温度分别为 $T_{H_0} = 89.9 - 92.7^\circ\text{C}$ 和 $T_{H_0} = 78.3 - 82.6^\circ\text{C}$ 时,第一定律效率分别在蒸发压力为 1.104MPa 和 1.025MPa 时达到最大值。

出现这种最大第一定律效率的原因,与最大输出功率类似,即由于过大的蒸发压力使得在某个临界蒸发压力时,蒸发器出口存在气液两相的现象,从而导致输出功率降低,系统效率降低。或者说,由于当系统蒸发压力变化时,存在着最大输出功率的现象,同时系统吸热量变化不大,从而使得系统出现了最佳第一定律效率。另外,由图 5-33 的在不同温度下的最佳蒸发压力的比较,也可以发现,最佳蒸发压力随着热源温度的增加而增加。如前所述的,在负载为 300W 的情况下,最佳蒸发压力由 $T_{H_0} = 78.3 - 82.6^\circ\text{C}$ 时的 1.025MPa 增加至 $T_{H_0} = 89.9 - 92.7^\circ\text{C}$ 时的 1.104MPa,而当 $T_{H_0} = 95.1 - 99.6^\circ\text{C}$ 时,最佳蒸发压力则高于本实验装置所能达到的最大压力 1.25MPa,因此在实验数据中没有反映。



a $T_{H_0} = 95.1 - 99.6^\circ\text{C}$

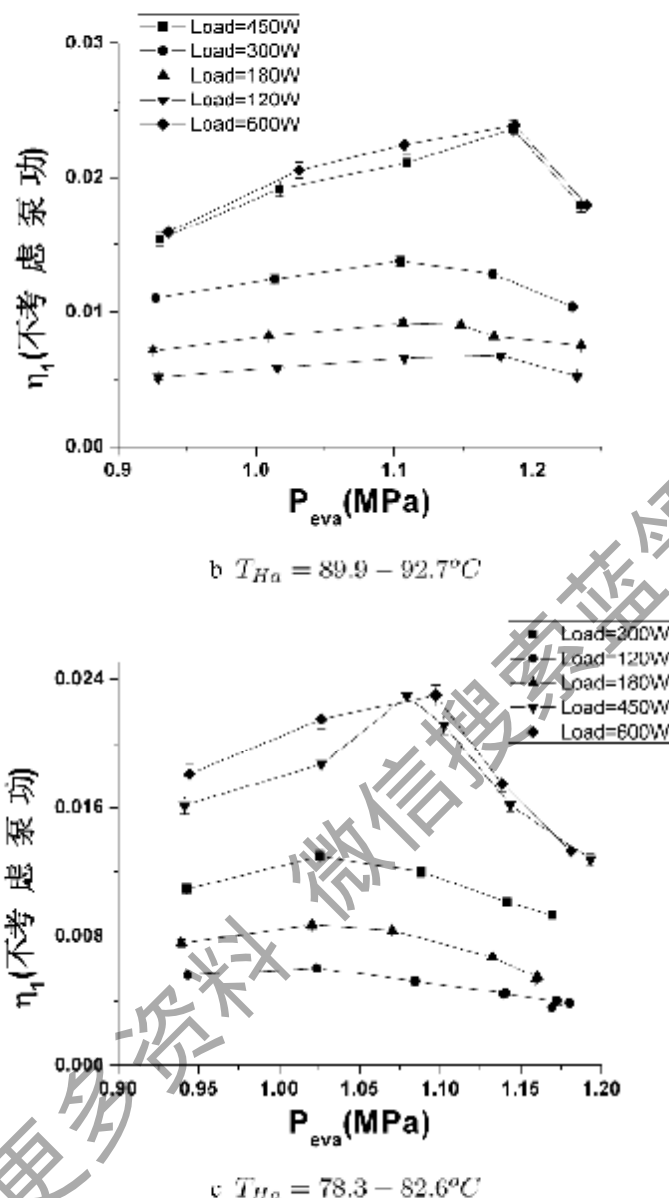


图 5-33 蒸发压力对第一定律效率（不考虑泵功）影响的实验结果。

Figure 5-33 Experiment Result of the Effect of Evaporating Pressure on First Law Efficiency (Neglect Pump Power)

需要分析泵消耗的功率对实验系统的影响，图 5-34 给出了考虑泵耗功的情况下，在热源温度 $T_{Ho} = 95.1 - 99.6^{\circ}C$ 时，系统的第一定律效率随着蒸发压力变化的情况。由于本实验系统没有专门测量泵耗功的设备，因此，泵耗功采用公式(5.8)进行计算。在考虑了泵耗功后，系统的第一定律效率有所降低。系统的最大第一定律效率由 2.9% 降至 1.5%，虽然效率很低，但是基本实现了整个系统净输出功率为正功率的目标。当然，在系统输出功率较低时，实验装置可能存在负效率的现象，但不影响对其第一定律效率变化趋势的研究。

比较图 5-34 与图 5-33 a，发现考虑泵耗功与不考虑泵耗功时的第一定律效率的变化趋势是完全相同的，所不同的是考虑泵耗功的情况下效率有所降低。

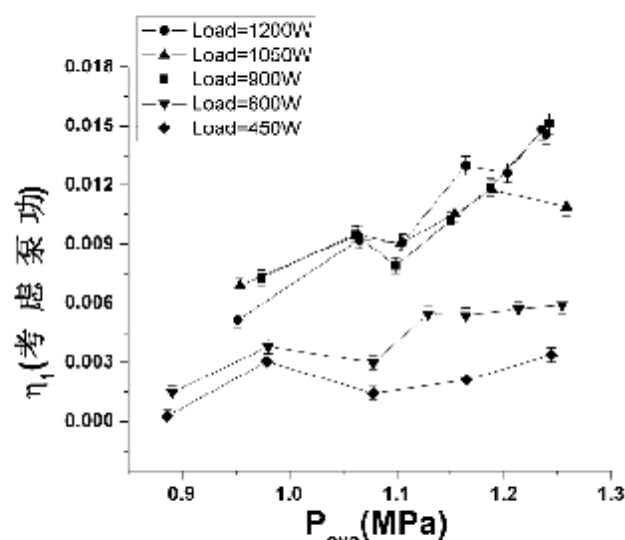
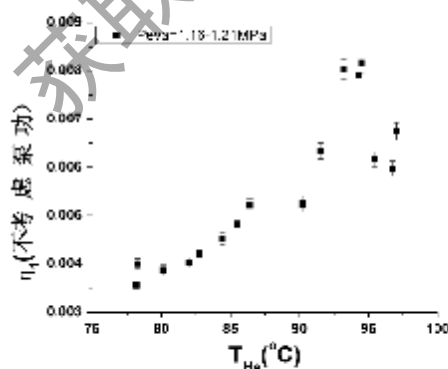


图 5-34 蒸发压力对第一定律效率（考虑泵功）影响的实验结果， $T_{H_0} = 95.1 - 99.3^{\circ}\text{C}$
 Figure 5-34 Experiment Result of the Effect of Evaporating Pressure on First Law Efficiency,
 $T_{H_0} = 95.1 - 99.6^{\circ}\text{C}$

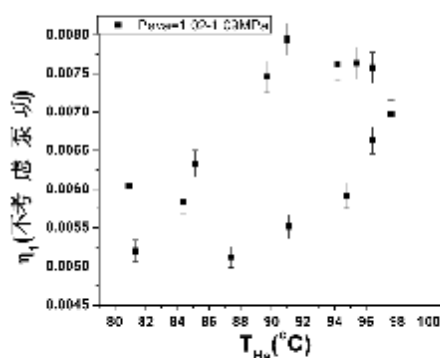
第一定律效率随着热源温度的变化趋势如图 5-35 所示，图中发电机的负载为 120W，因此第一定律效率相对较低，但是其变化趋势能体现低品位热能利用有机物朗肯循环的特点。第一定律随着热源温度的增加基本是随增加的趋势。在蒸发压力 $P_{eva} = 1.16 - 1.21\text{MPa}$ 时，第一定律效率增加的趋势十分明显；而当蒸发压力较低时，其随热源温度增加而增加的趋势不显著。

在 2.3.3 节的理论分析认为第一定律效率与过热温度的关系不大，然而实验的结果与此理论分析并不完全一致。其原因主要是由于，在理论分析过程中做了很多假设，如冷凝压力、系统流量、膨胀机的绝热效率等参数保持不变；而在实验系统中存在着各种不确定因素，特别本实验采用了涡旋式膨胀机，其出口存在过膨胀或者欠膨胀的现象，这些复杂的因素综合影响，从而导致了理论分析与实验结果不尽相符的现象。

由此试验结果可见，提高热源温度对系统的效率是有正面影响。但是，比较可以发现，当热源入口温度升高时，若能提高 ORC 的蒸发压力或者工质流量，对提高 ORC 系统的效率影响更为显著。因此，从第一定律效率上考虑，选择合适的蒸发压力和工质流量，使之与热源流体相匹配，是低品位热能利用有机物朗肯循环设计的一个重要原则。



a $P_{eva} = 1.16 - 1.21\text{MPa}$



b $P_{eva} = 1.02 - 1.09\text{MPa}$

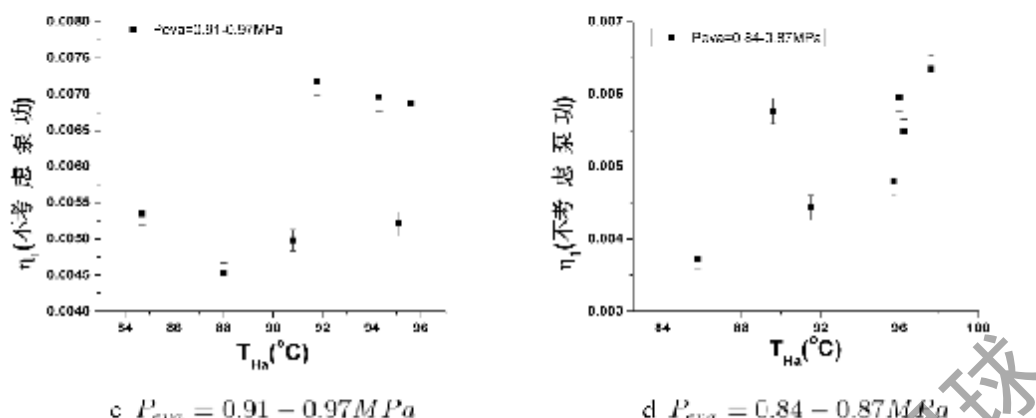


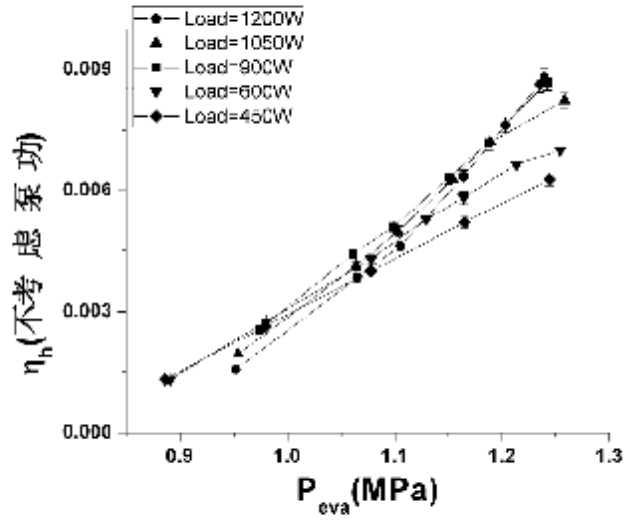
图 5-35 热源温度对第一定律效率（不考虑泵功）影响实验结果，负载 1*3 组 40W 白炽灯
Figure 5-35 Experiment. Result of the Effect of Waste Heat Inlet Temperature on First Law Efficiency, Load=1*3*40W

5.5.4 热回收效率的实验结果

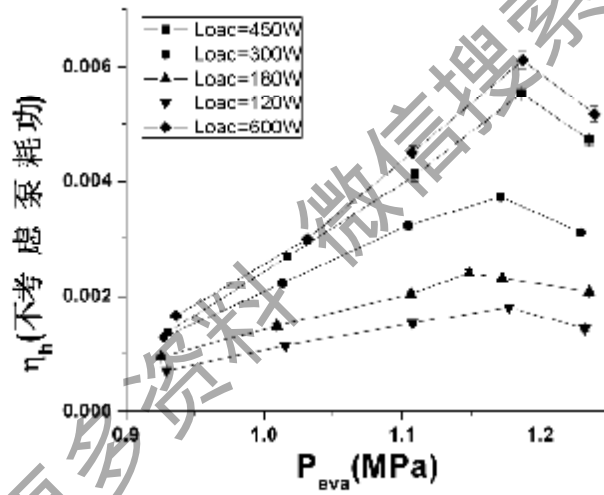
热回收效率反应了低品位热能利用有机物朗肯循环系统系统的做功能力，由于热回收效率的分母为输入的热水降至环境温度时的总焓降，因此实验系统测得的热回收效率较低，提高热回收效率是低品位热能利用有机物朗肯循环系统的最终目标。由于本实验系统为验证性系统，对热回收效率的研究主要目的是研究其受各种工作参数影响的变化规律。

图 5-36 为蒸发压力改变时，不同发电机负载与热源温度下的热回收效率变化情况。当热源温度在 $T_{H_0} = 95.1 - 99.6^{\circ}\text{C}$ ，热回收效率随着蒸发压力的增加而增加，热回收效率所能达到的最大值为 0.9%；而当热源温度 $T_{H_0} = 89.9 - 92.7^{\circ}\text{C}$ 时，热回收效率则同样存在最大现象，其最佳蒸发压力大致在 1.186MPa 左右；而当热源温度降至 $T_{H_0} = 78.3 - 82.6^{\circ}\text{C}$ 时，最佳蒸发压力则也下降到大约 1.097MPa。即最大热回收效率下的蒸发压力也随着热源温度的升高而升高，这与输出功率、以及第一定律效率的现象是类似的。

同样的，出现最佳热回收效率的原因，也是由于高的蒸发压力下蒸发器出口的工作存在气液混合现象，导致进入膨胀机的流量较小，从而使得输出功率降低。同时由于进入系统的热水温度不变，热回收效率计算式中的分母保持不变，因此热回收效率的变化趋势与系统输出功率的变化趋势基本完全一致。

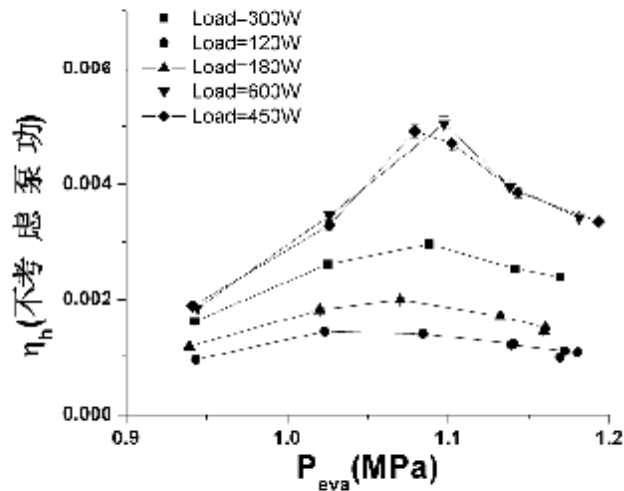


a $T_{H0} = 95.1 - 99.6^\circ C$



b $T_{H0} = 89.9 - 92.7^\circ C$

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球



$$c \bar{T}_{H_0} = 78.3 - 82.6^{\circ}\text{C}$$

图 5-36 蒸发压力对热回收效率（不考虑泵功）影响的实验结果

Figure 5-36 Experiment Result of the Effect of Evaporating Pressure on Heat Recovery Efficiency (Neglect Pump Power)

当考虑泵耗功下的热回收效率随蒸发压力的变化趋势如图 5-37 所示。同样的，该种情况下的热回收效率随着蒸发压力的增加而增加，变化趋势比较接近，但是效率的绝对值减小了。考虑泵耗功下，实验装置所能达到的最大热回收效率接近 0.5%，仍日为正的净功率输出。

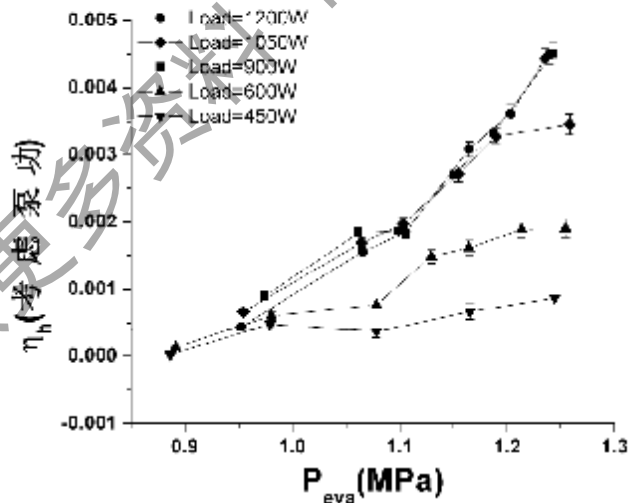


图 5-37 蒸发压力对热回收效率（考虑泵功）影响的实验结果

Figure 5-37 Experiment Result of the Effect of Evaporating Pressure on Heat Recovery Efficiency

热回收效率随着热源温度的变化趋势如图 5-38 所示。图中发电机的负载为 120W，因此热回收效率相对较低，但是其变化趋势同样能体现低品位热能利用有机物朗肯循环的特点。从试验结果发现，在蒸发压力较高时，如 $P_{eva} = 1.16 - 1.21 \text{ MPa}$ 时，热回收效率随着热源入口温度的增加而呈现增加的趋势；其原因可能是由于热源温度的提高使得膨胀机入口

体积流量增加,膨胀机输出的增长幅度大于热源热量增长的幅度。而当蒸发压力较低时,热回收效率随热源入口温度的增加而表现出来的变化趋势并不明显。

同样比较蒸发压力与热源入口温度对热回收效率的影响,可以发现蒸发压力对系统热回收效率的影响更为显著。因此,设计有机物朗肯循环时,其原则应该是,针对给定的热源温度和流量,选择热回收效率(或输出功率)最大时的蒸发压力与流量,从而实现对低品位热能利用有机物朗肯循环最优化的目标。

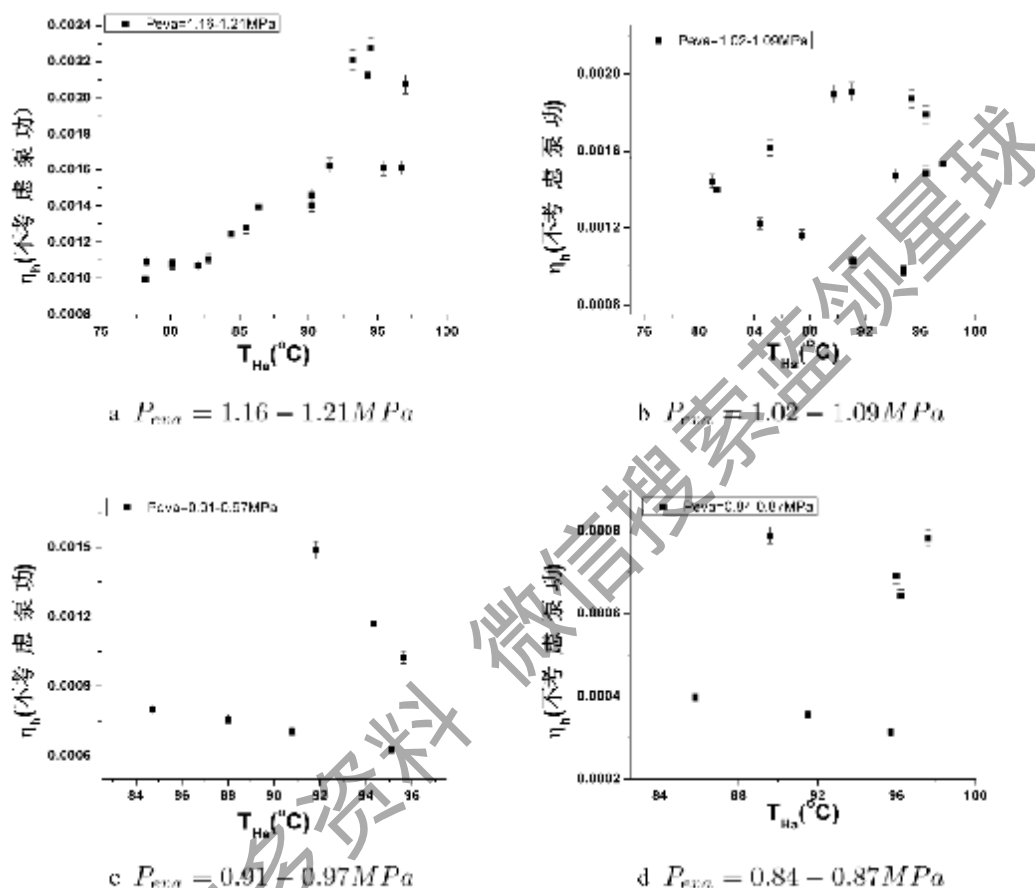


图 5-38 热源温度对热回收效率(不考虑泵功)影响的实验结果,负载 1*3 组 40W 白炽灯
Figure 5-38 Experiment Result of the Effect of Waste Heat Inlet Temperature on Heat Recovery Efficiency, Load=1*3*40W

5.5.5 对实验系统改进的分析

通过对实验数据的处理和总结发现,本实验系统的最高第一定律效率为 2.9%,最高热回收效率为 0.9%,存在着效率较低的问题。前文已经分析了,其原因主要在于热源温度较低、膨胀机气动布局不成熟、工质泵效率较低以及系统局部设计不合理。根据这些因素,为了将来对有机物朗肯循环的进一步研究,以及实现该系统高效率的要求,下面分析本实验系统下一步可进行改进的措施:

1 采用更高温度的热源进行实验研究。实际上,一般认为温度在 150°C 以上的低品位热能更具有发电的价值。本实验系统由于受到采用热源的限制,热源温度最高为 100°C,采用更高温度的热源可以显著提高系统效率。可采用的方法如选用导热油加热系统来模拟实验装置热源。

2 改进膨胀机气动布局。具体包括,改进膨胀机进出口的气动布局,以及膨胀过程中的流体阻力损失。其主要目的在于减小膨胀机的不可逆阻力损失,提高膨胀机绝热效率。此外,还可以对膨胀机进行适当的保温措施,以减少膨胀机的漏热损失。

3 选用合适的工质泵以适应小流量大扬程的需要。本实验系统由于考虑到变工况测量的需要,采用了多级离心泵,存在效率不高的问题。而若本系统运用于实际运营系统时,不需要在大范围变工况下运行,此时可以采用小流量大扬程下效率更高的容积式泵。

4 合理设计和布局实验系统各个设备,如管道、换热器等,以减小这些设备的不可逆损失。

5 根据本文的理论分析和实验研究就的结果,合理地选择实验系统的蒸发压力,使其工作在最佳蒸发压力下,这也是提高实验系统效率的有效方法。

5.6 本章小结

本章完成了对低品位热能利用有机物朗肯循环的实验研究。首先介绍了实验系统装置的选择和设计;然后给出了实验过程以及实验数据的收集;最后,对实验数据进行了详细的分析,主要针对实验装置的蒸发器、膨胀机以及整个系统的性能进行了实验数据分析。主要完成的工作包括:

- 低品位热能利用有机物朗肯循环实验装置的建立。实验系统以热水模拟为热源,使用水冷方式,选择涡旋式膨胀机作为膨胀机。实验系统成功运转,最大输出功率可达到1.1kW,达到了最初的设计目标。

- 对蒸发器性能实验数据分析发现:蒸发器的吸热量随着热源入口温度的增加而增加,随着蒸发压力的增加而降低,这主要是由于吸热量受蒸发器内两种介质的温度差主导而引起的。蒸发器的火用效率受热源入口温度的影响规律性不明显,但是火用效率随蒸发压力的增加而显著地减小。其原因是由于在蒸发压力未达到火用效率最佳时,其内部不可逆损失对蒸发器火用效率起到了主导作用,而增加蒸发压力可以减小换热温差,即可提高火用效率。

- 本实验系统的涡旋式膨胀机在实验过程中转速最高为4828rpm。对涡旋式膨胀机的实验数据结果发现:涡旋式膨胀机的转速随着膨胀机入口温度的增加而增加,随着发电机负载的增加而降低,最终发现,本实验的涡旋式膨胀机的转速受其入口体积流量影响最大,这与容积式膨胀机原理是吻合的,对控制转速方面的研究是本实验需要改进的一个重要方面。涡旋式膨胀机的效率随着蒸发压力的增加而增加,但是随着入口温度的增加而降低,本实验中所能达到的最高效率为0.501。

对整个低品位热能利用有机物朗肯循环实验系统的分析,分别从输出功率、第一定律效率以及热回收效率上来进行。

- 对输出功率的研究发现,输出功率随着系统的工质流量和蒸发压力的增加存在最大倍现象。产生这种现象的原因是由于工质流量和蒸发压力过高时,膨胀机入口存在气液两相,从而导致具体积流量降低,输出功率也降低。不同热源温度下的测试发现,使得输出功率最大的最佳工质流量与蒸发压力随着热源入口温度的增加而增加。同时,在相同的工质流量和蒸发压力下,输出功率随着热源温度的增加而增加。

- 实验数据结果表明,不考虑泵耗时实验装置的最大第一定律效率约为2.9%,仅与理论情况下的最佳热效率7.0%相差4.1个百分点。对实验数据的分析发现,第一定律效率随着蒸发压力也存在类似的最大值现象,其原因与输出功率最大值是类似的。而热源温度的增加则使得第一定律效率有所增加。

- 实验系统的最大热回收效率约为0.9%。对所得到的实验数据的分析发现:热回收效率随着蒸发压力的增加也存在最大值现象,并且使得热回收效率最大的最佳蒸发压力也随着热源入口温度的增加而增加,热源温度的增加也使得系统的热回收效率有所增加。

* 实验结果与理论分析的对比发现,虽然实验系统有一些理论无法预测的结果,但是实验系统性能的变化规律与理论分析结果是基本相符的。实验系统的效率较低,这主要是由于受到实验设备等多方面的限制,主要例如热源温度不高、膨胀机气动布局不成熟、泵效率低等因素。对实验系统的改进,主要从提高热源温度、改善膨胀机气动布局、选用高效率工质泵、改进实验设备设计以及选择最佳蒸发压力出发。

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

第6章 结论与展望

6.1 结论

低品位热能利用有机物朗肯循环系统可利用低品位热源进行发电,并且具有效率高、设备简单、环境友好等优点,因此,它可在各种类型的低品位热能,以及太阳能利用方面起到重要的作用。由于能源问题的加剧,近年来国际上对有机物朗肯循环的研究又重新获得了重视,而国内对其的研究则开展较晚。本文从理论和实验两个方面对有机物朗肯循环进行了全面系统的研究,包括对有机物朗肯循环热力模型的研究、关键部件性能的分析、应用了低品位热能利用的有机物朗肯循环性能研究,并在国内首次成功地研制了1kW低品位热能利用ORC系统的实验系统,获得了最大1.1kW的电功率输出。本文的研究工作有如下几个方面:

1 完成了有机物朗肯循环系统热力性能的分析。首先对用于有机物朗肯循环的工质进行了比较研究,给出了一些工质的饱和性质、干湿性等;特别地,比较了有机物工质与水工质的区别,认为有机物工质具有工质干性、工作压力合适、焓降低等优点。其次,给出了有机物朗肯循环在不同工作参数下的热力学特性,指出蒸发压力、冷凝压力、过冷度、膨胀机绝热效率等对系统第一定律效率影响较大,而过热温度对第一定律效率影响不大,这是有机物朗肯循环的一个较大的特点。再次,给出了再热、回热以及抽气回热对有机物朗肯循环的影响。

2 蒸发器是低品位热能利用有机物朗肯循环系统可逆损失最大的部件,本文对有机物朗肯循环蒸发器的研究从其稳态特性和动态特性两方面展开。蒸发器的稳态特性研究认为,蒸发器的不可逆损失应包括内部不可逆损失和外部不可逆损失,而蒸发器有机物工质入口以及沸腾段结束两处位置内部不可逆损失最大。蒸发器的总熵增随着蒸发压力的变化存在一个最小值,而在该相同的蒸发压力下蒸发器的火用效率最大。而对采用混合工质下的蒸发器特性分析认为,采用混合工质能减小蒸发器内部熵增,但可能同时导致外部熵增增加,因此需要谨慎选择。对蒸发器的动态特性研究,采用空间方向差分离散,而时间方向利用Matlab Simulink的S函数的方法进行求解。

3 对用于实验装置系统的涡旋式膨胀机的特性进行了理论研究,本文根据涡旋式膨胀机的原理,给出了工作介质的膨胀过程中的各状态参数的变化情况,以及包括过膨胀欠膨胀、泄漏等在内的不可逆损失分析。

4 低品位热能利用有机物朗肯循环系统中,存在热源流体换热不充分,热量经过蒸发器后直接排放到环境带来的外部损失。本文以热回收效率来分析低品位热能利用有机物朗肯循环系统的性能,能更准确地反应出系统从低品位热能中获得了多少有用功,给出了理想的热回收效率为系统所能达到的最大热回收效率,同时,还从理论上证明了热回收效率与熵增分析的等价性。然后,本文对低品位热能回收有机物朗肯循环系统的熵增、热回收效率随工作参数而变化的情况进行了分析,在分析过程中,发现热回收效率随蒸发压力的变化而存在最大值,而同时熵增也达到最小。再次,对达到最大热回收效率的蒸发压力最佳值进行了分析研究。最后,本文以有机物朗肯循环回收熔融碳酸盐燃料电池—燃气轮机系统尾气余热为例,发现在算例工况下,增加有机物朗肯循环系统可将整个系统效率由0.531提高到0.575,效果显著。

5 在国内首次成功研制了1kW低品位热能利用有机物朗肯循环系统的实验装置,系统以异丁烷为工质,以80℃-100℃的热水模拟为低品位热能热源,采用涡旋式膨胀机。实验系统获得了成功,系统最大输出功率可达到1.1kW,最大第一定律效率约2.9%。系统设计

选择的难点是膨胀机的选择，通过三年多的尝试，最终选择以涡旋式膨胀机为系统膨胀机，其具有流量小，膨胀比大，转速低的特点。实验装置最大的效率 2.9%，仅与理论情况下的最理想效率 7.0% 相差 4.1 个百分点。实验系统效率较低的原因是由于热源温度较低，膨胀机进出口气动布局设计以及管道布局不成熟，以及其它一些不可逆损失。

6 本文从关键部件和整个系统两个角度对 1kW 低品位热能利用有机物朗肯循环实验系统进行了实验研究。对蒸发器实验数据的分析发现，蒸发压力对蒸发器的不可逆损失有着主导作用，提高蒸发压力可有效地提高蒸发器火用效率。涡旋式膨胀机实验表明，其转速受入口气体体积流量主导。在实验过程中，膨胀机最高转速 4828rpm，最大效率为 0.501。

7 对整个系统的性能分析从系统的输出功率、第一定律效率、热回收效率三个方面开展。系统的输出功率的实验数据表明，输出功率随着系统的工质流量和蒸发压力的增加存在最大值。产生最大值的原因是由于工质流量和蒸发压力过高时，膨胀机入口存在气液两相现象，从而导致输出功率也降低。不同热源温度下的测试发现，使得输出功率最大的最佳工质流量与蒸发压力随着热源入口温度的增加而增加。实验系统所能达到的第一定律最大值为 2.9%（不考虑杂耗功），同时，第一定律效率也发现了同样的最大值现象，其原因与输出功率最大值的原因类似。而实验系统所能达到的最大热回收效率为 0.9%（不考虑杂耗功），同样热回收效率也存在最大值现象。

本文的创新点主要在于：

- * 提出以热回收效率而不是循环第一定律效率来评价低品位热能利用有机物朗肯循环系统性能。热源流体在离开系统排入环境时仍有一定做功能力，因此采用热回收效率比循环第一定律效率能更准确反应低品位热能利用 ORC 系统的性能。对热回收效率的研究发现，热回收效率分析与熵增分析具有等价性。

- * 在国内首次成功研制了 kW 级低品位热能利用有机物朗肯循环装置，以异丁烷为工质，以 80℃-100℃ 的热水模拟为热源，采用涡旋式膨胀机。实验系统获得了成功，系统最大输出功率可达到 1.1kW，最大效率 2.9%。

- * 从理论分析和实验研究两个方面研究了涡旋式膨胀机在低品位热能利用有机物朗肯循环中的性能，实验研究测试了涡旋式膨胀机在不同入口压力、温度及流量下的性能，测试结果表明涡旋式膨胀机最高转速 4828rpm，适合用于小流量低品位热 ORC 系统。

6.2 展望

本文从理论分析和实验研究的角度对低品位热能利用有机物朗肯循环系统进行了系统的研究，并且在国内首次实现了实验系统的成功运行。对低品位热能利用有机物朗肯循环系统还有很多方面需要深入的研究，特别是其实用化和产业化还需要很多工作需要进行。下面是对今后的研究工作的一些看法：

1 有机物朗肯循环实验装置的改进，以提高其系统效率。实验数据的分析发现实验系统虽然能输出正的净功率，但是存在效率较低的现象。要将低品位热能利用有机物朗肯循环进行实用化和产业化，必须提高其系统效率。提高系统效率主要从两个方面进行，第一是优化系统运行参数，包括如提高蒸发压力、提高蒸发温度等，这些工作在本实验过程中由于受到实际条件的限制而无法进行。其次，是减小系统各方面的损失，如优化膨胀机进出口气动设计、优化管道与泵等设备，以及选用效率更高的设备等。上述这些工作，均需要大量的设计和经验的积累，希望本课题组能在本文的基础上深入进行。

2 实验系统在设计时并未考虑控制问题，在实际应用过程中，系统输出会随着热源及外界环境的变化而存在漂移不可控的情况。因此，为了将有机物朗肯循环系统用于实用，需要对本系统进行相应的控制，特别是对膨胀机转速的控制的研究，是接下来需要开展的研究的重要方面。可以采用的方法比如，控制膨胀机入口有机物蒸汽的流量，或者对于发电系统采

用变频等方法。

3 有机物朗肯循环系统动态模型的建立和分析,以及对动态系统的实验验证。对有机物朗肯循环的控制,需要首先了解其动态特性。本文建立了系统模型中最复杂的蒸发器动态模型,而整个系统的动态模型则需要在深入研究中建立。此外,也需要从实验的角度验证有机物朗肯循环动态特性。

4 不同类型膨胀机的比较与研究,以及这些类型膨胀机的实验验证比较。本文对8种不同类型的膨胀机进行了综述与比较,而对这些类型的膨胀机的详细计算与研究,则需要更深入的研究。除了涡旋式膨胀机之外,也需要对其它类型的膨胀机进行实验研究和比较,以选择适用于不同条件的膨胀机。

5 对有机物朗肯动力循环的改进研究,包括如超临界有机物朗肯循环。尽可能地提高低品位热能利用有机物朗肯循环的净输出功率,是其研究的核心内容。对有机物朗肯循环的改进也是提高系统净输出功率的有效方法。例如,本文提到的再热、回热以及抽气回热,都是对有机物朗肯循环的改进尝试。另外,超临界有机物朗肯循环也是改进方法之一,今后的工作也可以在这方面开展。

6 采用有限时间热力学对有机物朗肯循环进行分析和研究。低品位热能利用有机物朗肯循环系统一般都是从有限热源中吸收热量,因而,有限时间热力学对本系统的研究也具有一定的指导意义。实际上,本文第4章对热回收效率的分析,从某种程度上讲也是有限时间热力学分析的范畴。对低品位热能利用有机物朗肯循环的有限时间热力学分析,有助于对其系统的最优化研究,以及其在太阳能、工业余热等有限热源中的应用。

通过本文的研究,希望能对有机物朗肯循环等低品位热能的利用技术的研究和推广起到一定的促进作用,从而为节能减排做出贡献。

获取更多资料

微信搜图

附录

符号表

a	基圆半径 (m)
A	面积 (m^2)
c	定压比热 ($KJ/(Kg \cdot K)$)
f	燃料利用率
h	比焓 (KJ/Kg), 换热器流道高度 (m), 涡旋体高度 (m)
H	焓 (KJ)
k	等熵指数
L	换热器宽度 (m)
\dot{m}	质量流量 (Kg/s)
m	质量 (Kg)
M	摩尔质量 (Kg/mol)
N	无量纲涡率, 涡旋体圈数
NTU	传热单元数
P	压力 (Pa), 渐开线节距 (m)
q	单位质量热量 (KJ/Kg)
\dot{Q}	热流率 (W)
r	动静涡盘基圆同心距 (m)
s	比熵 ($KJ/(Kg \cdot K)$)
t	温度 ($^{\circ}C$), 涡旋体厚度 (m)
T	温度 (K)
T_{rH}	$T_{rH} = T_H/T_{crit}$
T_H	饱和温度 (K)
U	传热系数 ($W/(m^2 \cdot K)$)
V	体积 (m^3)
\dot{W}	功率 (W)
x	排气比
X	换热器高度 (m)
α	单位体积中饱和气体的体积含量, 渐开线发生角
η_1	第一定律效率
η_2	火用效率
η_{th}	热回收效率
ε	换热器效能
ρ	密度 (Kg/m^3)
δ	泄漏缝隙高度 (m)
ΔH	蒸发潜热 (KJ/Kg)
角标	
0	环境状态
1, 2, 3, 4	基本有机物朗肯循环状态点
2s	膨胀机等熵绝热出口
boil	沸腾
B	沸腾状态

<i>c5, c6, c7</i>	抽气回热有机物朗肯循环状态点
<i>con</i>	冷凝器
<i>crit</i>	临界参数
<i>C</i>	压气机
<i>des</i>	损耗
<i>D</i>	动涡盘
<i>eva</i>	蒸发器
<i>E</i>	外部
<i>f</i>	侧面泄漏
<i>G1, G2, G3...G11</i>	MCFC—GT 状态点, 图 4-22
<i>h</i>	高压
<i>h5, h6</i>	回热有机物朗肯循环状态点
<i>H</i>	热源流体
<i>Ha</i>	蒸发器高温侧入口
<i>Hb</i>	蒸发器高温侧出口
<i>in</i>	输入
<i>I</i>	内部
<i>J</i>	静涡盘
<i>l</i>	低压
<i>L</i>	冷却流体
<i>La</i>	冷凝器低温侧入口
<i>Lb</i>	冷凝器低温侧出口
<i>opt</i>	最佳位
<i>O1, O2, O3, O4</i>	有机物朗肯循环状态点, 图 4-22
<i>pre</i>	预热
<i>Pump</i>	泵
<i>r</i>	径向泄漏
<i>sup</i>	过热
<i>Tur</i>	膨胀机 (或透平)
<i>w</i>	换热器壁面
<i>W</i>	工质流体
<i>x</i>	饱和液态
<i>y</i>	饱和气态
<i>z5, z6</i>	再热有机物朗肯循环状态点

参考文献

- [1] Barber R. E. Rankine-cycle systems for waste heat recovery[J]. *Chemical Engineering (New York)*, 1974, 81(25): 101-104, 106.
- [2] Casci C., Angelino G., Gaia M., Ferrari P., Giglioli G., Macchi E. Experimental results and economics of a small(40kW) Organic Rankine Cycle engine[J]. *Proceedings of the Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*, 1980, 2(1008-1014).
- [3] Doyle E. F., Paquin M. L. Application potential for Organic Rankine bottoming cycles for heavy duty trucks[J]. *Journal of Geophysical Research*, 1979, 4(2020-2023).
- [4] Bitterlich W., Kestner D. Introduction into the ORC-technology[J]. *Brennstoff-Wärme-Kraft*, 1984, 36(7-8): 332-335.
- [5] Bitterlich W., Kestner D., Patil M. Thermodynamic calculations and optimization of an Organic Rankine Cycle used in solar power generation[C]. *Science et Technique du Froid*, 1981: 59-70.
- [6] Samuel A. A., Shet U. S. P., Gupta M. C. Solar thermal power plant thermodynamic analysis[J]. *Desalination*, 1980, 3(1279-1292).
- [7] 林汝谋, 金红光, 蔡睿贤. 新一代能源动力系统的研究方向与进展[J]. *动力工程*, 2003, 23(3): 2370-2376.
- [8] 蔡睿贤, 金红光, 林汝谋. 能源动力系统应与环境相结合[J]. *创新科技*, 2008, 3: 54-55.
- [9] Wang S. K., Hung T.-C. Thermodynamic analysis of organic Rankine cycle using dry working fluids[C]. *Proceedings of the American Power Conference*, 1998: 631-635.
- [10] Angelino G., Colonna Di Paliano P. Multicomponent working fluids for organic Rankine cycles (ORCs)[J]. *Energy*, 1998, 23(6): 149-163.
- [11] Hung T.-C. Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids[J]. *Energy Conversion and Management*, 2001, 42(5): 539-553.
- [12] Yamamoto T., Furubata T., Arai N., Mori K. Design and testing of the Organic Rankine Cycle[J]. *Energy*, 2001, 26(3): 239-251.
- [13] Liu B.-T., Chien K.-H., Wang C.-C. Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery[J]. *Energy*, 2004, 29(8): 1207-1217.
- [14] 魏衣红, 陆海, 鲁雪生, 耿建明. 废热源驱动的有机朗肯循环系统变工况性能分析[J]. *上海交通大学学报*, 2006, 40(8): 1398-1402.
- [15] 顾伟, 翁一斌, 王艳杰. 低温热能有机物发电系统热力分析[J]. *太阳能学报*, 2008, 29(5): 508-512.
- [16] Peterson R. B., Wang H., Herron T. Performance of a small-scale regenerative Rankine power cycle employing a scroll expander[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 2008, 222(3): 271-282.
- [17] Angelino G., di Paliano P. C. Organic rankine cycles (ORCs) for energy recovery from molten carbonate fuel cells[C]. *Proceedings of the Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*, 2000: 1400-1409.
- [18] Legmann H. Recovery of industrial heat in the cement industry by means of the ORC process[C]. *IEEE Cement Industry Technical Conference (Paper)*, 2002: 29-35.
- [19] Dersch J., Geyer M., Herrmann U., Jones S. A., Kelly B., Kistner R., Ortmanns W., Pitz-Paal R., Price H. Trough integration into power plants-a study on the performance and economy of

- integrated solar combined cycle systems[J]. *Energy*, 2004, 29(5-6): 947-959.
- [20] Chinese D., Meneghetti A., Nardin G. Diffused introduction of Organic Rankine Cycle for biomass-based power generation in an industrial district: A systems analysis[J]. *International Journal of Energy Research*, 2004, 28(11): 1003-1021.
- [21] Manolakos D., Papadakis G., Mohamed E. S., Kyritsis S., Bouzianas K. Design of an autonomous low-temperature solar Rankine cycle system for reverse osmosis desalination[J]. *Desalination*, 2005, 183(1-3): 73-80.
- [22] Canada S., Brossseau D. A., Price H. Design and construction of the APS 1-MW parabolic trough power plant[C]. *International Solar Energy Conference*, 2006: ASME, SOLAR ENERGY DIVISION.
- [23] Garcia-Rodríguez L., Delgado-Torres A. M. Solar-powered Rankine cycles for fresh water production[J]. *Desalination*, 2007, 212(1-3): 319-327.
- [24] Garcia Rodríguez L., Blanco Galvez J. Solar heated Rankine cycles for water and electricity production: POWERSOL project[J]. *Desalination*, 2007, 212(1-3): 311-318.
- [25] Delgado-Torres A. M., Garcia Rodríguez L., Romero-Ternero V. J. Preliminary design of a solar thermal-powered seawater reverse osmosis system[J]. *Desalination*, 2007, 216(1-3): 292-305.
- [26] Delgado-Torres A. M., Garcia-Rodríguez L. Preliminary assessment of solar Organic Rankine cycles for driving a desalination system[J]. *Desalination*, 2007, 216(1-3): 252-275.
- [27] Madhawa Hetiarachchi H. D., Golubovic M., Worek W. M., Ikegami Y. Optimum design criteria for an Organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources[J]. *Energy*, 2007, 32(9): 1698-1706.
- [28] Kohlenbach P., McEvoy S., Stein W., Burton A., Wong K., Lovegrove K., Burgess C., Joe W., Coventry J. Novel parabolic trough collectors driving a small scale organic rankine cycle system[C]. *Proceedings of the Energy Sustainability Conference 2007*, 2007: 995-1004.
- [29] Borsukiewicz-Gazdur A., Nowak W. Maximising the working fluid flow as a way of increasing power output of geothermal power plant[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2007, 27(11-12): 2074-2078.
- [30] Leibowitz H. M., Micak H. A. Design of a 2 MW Kalina cycle binary module for installation in Husavik, Iceland[J]. *Transactions - Geothermal Resources Council*, 1999, 23(75-80).
- [31] Drescher J. Niederemperaturwandlung: Thermodynamik des Organic Rankine Cycle und des Kalina Cycle[J]. *VDI Berichte*, 2008, 2026): 179-187.
- [32] Zamfirescu C., Dincer I. Thermodynamic analysis of a novel ammonia-water triateral Rankine cycle[J]. *Thermochimica Acta*, 2008, 477(1-2): 7-15.
- [33] Vijayaraghavan S., Goswami D. Y. Organic working fluids for a combined power and cooling cycle[C]. *American Society of Mechanical Engineers, Advanced Energy Systems Division (Publication) AES*, 2003: 77-85.
- [34] Vijayaraghavan S., Goswami D. Y. Organic working fluids for a combined power and cooling cycle[J]. *Journal of Energy Resources Technology, Transactions of the ASME*, 2005, 127(2): 125-130.
- [35] Hung T. C., Shai, T.Y., Wang, S.K. A review of organic rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat[J]. *Energy*, 1997, 22(7): 661-667.
- [36] DiPippo R. Second law assessment of binary plants generating power from low-temperature geothermal fluids[J]. *Geothermics*, 2004, 33(5): 565-586.

- [37] Mago P. J., Srinivasan K. K., Chamra L. M., Somayaji C. An examination of exergy destruction in organic Rankine cycles[J]. *International Journal of Energy Research*, 2008, 32(10): 926-938.
- [38] Wei D., Lu X., Li Z., Gu J. Performance analysis and optimization of organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery[J]. *Energy Conversion and Management*, 2007, 48(4): 1113-1119.
- [39] Kosmadakis G., Manolakos D., Kyritsis S., Papadakis G. Economic assessment of a two-stage solar organic Rankine cycle for reverse osmosis desalination[J]. *Renewable Energy*, 2009, 34(6): 1579-1586.
- [40] Schuster A., Karellas S., Kakaras T., Spliethoff H. Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2009, 29(8-9): 1809-1817.
- [41] 肖立川, 陈宏, 黄冬良, 陈辉. 应用多工质朗肯循环提高火电厂效率[J]. *动力工程*, 2006, 26(2): 273-277.
- [42] Mago P. J., Chamra L. M., Somayaji C. Performance analysis of different working fluids for use in organic Rankine cycles[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 2007, 221(3): 255-264.
- [43] Cao Y., Lundqvist P., Johansson A., Platell P. A comparative study of the carbon dioxide transcritical power cycle compared with an organic rankine cycle with R123 as working fluid in waste heat recovery[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2006, 26(17-18): 2142-2147.
- [44] Maizza V., Maizza A. Unconventional working fluids in organic Rankine-cycles for waste energy recovery systems[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2001, 21(3): 381-390.
- [45] Yari M. Performance analysis of the different organic Rankine cycles (ORCs) using dry fluids[J]. *International Journal of Exergy*, 2009, 6(3): 323-342.
- [46] 朱江, 惠晓卫, 马重芳, 吴玉庭. 低温地热有机朗肯循环 (ORC) 工质选择[J]. *可再生能源*, 2009, 27(2): 76-79.
- [47] 王晓东. 太阳能低温朗肯循环系统适用工质的理论和实验研究. 热能工程, 天津: 天津大学, 2008.
- [48] 王辉涛, 王华. 低温太阳能热发电有机朗肯循环工质的选择[J]. *动力工程*, 2009, 29(3): 287-291.
- [49] Drescher J., Brüggemann D. Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2007, 27(1): 223-228.
- [50] Tehanché B. P., Papadakis G., Lambrinos G., Frangoudakis A. Fluid selection for a low temperature solar organic Rankine cycle[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2009, 29(11-12): 2468-2476.
- [51] 郑浩, 汤河, 金滔, 王金波, 徐立俊, 顾靖. 有机朗肯循环工质研究进展[J]. *能源工程*, 2008, 4): 5-11.
- [52] Andersen W. C., Bruno T. J. Rapid screening of fluids for chemical stability in organic rankine cycle applications[J]. *Industrial and Engineering Chemistry Research*, 2005, 44(15): 5560-5566.
- [53] Invernizzi C. Thermal stability evaluation of working fluids for rankine cycles: experimental equipment and calibration results[J]. *Termotecnica Milano*, 1990, 44(4): 69-76.
- [54] Gu W., Weng Y., Cao G. Testing and thermodynamic analysis of low-grade heat power generation system using Organic Rankine Cycle[C]. *International Conference on Power*

- Engineering, 2007: 93-97.
- [55] Badr O., Probert D., O'Callaghan P. W. Selection of operating and optimisation of design parameters for multi-vane expanders[J]. Applied energy, 1986, 23(1): 1-16.
- [56] Badr O., Probert D., O'Callaghan P. W. Multi-vane expanders as prime movers in low-grade energy engines[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A, Power and process engineering, 1986, 200(A2): 117-125.
- [57] Badr O., Probert S. D., O'Callaghan P. Performances of multi-vane expanders[J]. Applied energy, 1985, 20(3): 207-234.
- [58] Badr O., O'Callaghan P. W., Probert S. D. Multi-vane expanders: geometry and vane kinematics[J]. Applied energy, 1985, 19(3): 159-182.
- [59] Badr O., O'Callaghan P. W., Hussein M., Probert S. D. Multi-vane expanders as prime movers for low-grade energy Organic Rankine-Cycle engines[J]. Applied energy, 1984, 16(2): 129-146.
- [60] Saitoh T. S., Yamada N., Wakashima S. Study of solar Organic Rankine Cycle System using scroll expander[J]. Nihon Kikai Gakkai Ronbunshu, B Hen/Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part B, 2005, 71(703): 986-992.
- [61] Lemert V., Quoilin S., Cuevas C., Lebrun J. Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle[J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(14-15): 3094-3102.
- [62] Mathias J., Johnston J., Cao J., Friedeman D., Christensen R. Experimental testing of gerotor and scroll expanders used in, and energetic and exergetic modeling of an Organic Rankine Cycle[J]. Journal of Energy Resources Technology, Transactions of the ASME, 2009, 131(1): 1-9.
- [63] Larjola J. Electricity from industrial waste heat using high-speed organic Rankine cycle (ORC)[J]. International Journal of Production Economics, 1995, 41(1-3): 227-227.
- [64] 刘广彬, 赵远扬, 李连生, 卜高选, 束锦程. 低温余热回收用涡旋膨胀机性能模拟研究[J]. 西安交通大学学报, 2009, 43(7): 88-91.
- [65] Colonna P., Harinck J., Rebay S., Guardone A. Real gas effects in organic Rankine cycle turbine nozzles[J]. Journal of Propulsion and Power, 2008, 24(2): 282-294.
- [66] Turunen-Saaresti T., Van Buijtenen J., Tang J., Larjola J. Experimental and numerical study of real-gas flow in a supersonic ORC turbine nozzle[C]. Proceedings of the ASME Turbo Expo, 2006: 1527-1533.
- [67] Colonna P., Rebay S. Numerical simulation of dense gas flows on unstructured grids with an implicit high resolution upwind Euler solver[J]. International Journal for Numerical Methods in Fluids, 2004, 46(7): 735-765.
- [68] Häfner J., Talonpoika T., Larjola J., Siikonen T. Numerical simulation of real-gas flow in a supersonic turbine nozzle ring[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2002, 124(2): 395-403.
- [69] Brown B. P., Argnow B. M. Application of Bethe-Zel'dovich-Thompson fluids in organic Rankine cycle engines[J]. Journal of Propulsion and Power, 2000, 16(6): 1118-1124.
- [70] Bronicki L. Y. Organic rankine cycles in geothermal power plants 25 years of operational experience[C]. Transactions - Geothermal Resources Council, 2007: 499-502.
- [71] 徐业鹏. 能量转换与新能源[M]. 北京: 冶金工业出版社, 1990.
- [72] Goldstick R. J. 余热回收手册[M]. 长沙: 中南工业大学出版社, 1987.
- [73] Baatz E., Heidt G. First waste heat power generating plant using the Organic Rankine Cycle

- Process for utilizing residual clinker cooler exhaust air[J]. ZKG International, 2000, 53(8): 425-436.
- [74] Wang J., Dai Y., Gao L. Exergy analyses and parametric optimizations for different cogeneration power plants in cement industry[J]. Applied Energy, 2009, 86(6): 941-948.
- [75] 张红. 低沸点工质的有机朗肯循环纯低温余热发电技术[J]. 水泥, 2006, 8): 13-15.
- [76] 王江峰, 戴义平, 陈江. 中低温余热发电技术及其在水泥生产中的应用[J]. 节能, 2007, 2): 32-34.
- [77] Nowak W., Borsukiewicz Gozdur A., Stachel A. A. Using the low-temperature Clausius-Rankine cycle to cool technical equipment[J]. Applied Energy, 2008, 85(7): 582-588.
- [78] 柯文. 基于有机朗肯循环的铝电解槽烟气余热发电技术研究. 中南大学, 2009.
- [79] 寇巍, 杜建一, 徐建中. 微型燃气轮机与有机朗肯循环装置组成联合循环的设计与分析[J]. 中国电机工程学报, 2009, 29(29): 19-24.
- [80] 吴仲华. 能的梯级利用与燃气轮机总能系统[M]. 北京: 机械出版社, 1988.
- [81] 林汝霖, 余红光, 蔡季贤. 燃气轮机总能系统及其能的梯级利用原理[J]. 燃气轮机技术, 2008, 21(1): 1-12.
- [82] Akkaya A. V., Sahin B. A study on performance of solid oxide fuel cell-organic Rankine cycle combined system[J]. International Journal of Energy Research, 2009, 33(6): 553-564.
- [83] Cuaacartegui R., Sanchez D., Munoz J. M., Sanchez T. Alternative ORC bottoming cycles for combined cycle power plants[J]. Applied Energy, 2009, 86(10): 2162-2170.
- [84] Invernizzi C., Iora P., Silva P. Bottoming micro-Rankine cycles for micro gas turbines[J]. Applied Thermal Engineering, 2007, 27(1): 109-110.
- [85] Hung T. C. Triple cycle: A conceptual arrangement of multiple cycle toward optimal energy conversion[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2002, 124(2): 429-436.
- [86] Mago P. J., Chamra L. M. Exergy analysis of a combined engine organic Rankine cycle configuration[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2008, 222(8): 761-770.
- [87] Srinivasan K. K., Mago P. J., Zdaniak G. J., Chamra L. M., Midkiff K. C. Improving the efficiency of the advanced injection low pilot ignited natural gas engine using organic rankine cycles[J]. Journal of Energy Resources Technology, Transactions of the ASME, 2008, 130(2): 0222011-0222017.
- [88] 王恒, 黄发春. 双工质循环机组在地热电厂的运用[J]. 四川电力技术, 1995, 4): 20-24.
- [89] 张鹤飞. 高等学校教材 太阳能热利用原理与计算机模拟[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 1990.
- [90] Price H., Hassani V. Modular trough power plant cycle and systems analysis[R]. National Renewable Energy Laboratory, 2002.
- [91] Mills D. Advances in solar thermal electricity technology[J]. Solar Energy, 2004, 76(1-3): 19-31.
- [92] McMahan A., Klein S. A., Reindl D. T. A finite-time thermodynamic framework for optimizing solar-thermal power plants[J]. Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME, 2007, 129(4): 355-362.
- [93] Swift A. H. P., Reid R. L., Sewell M. P., Boegli W. J. Operational results for a 3355m² solar pond in El Paso, Texas[C]. Solar Engineering, 1987: 287-293.
- [94] Ozakcay L., Gurgenci H. Feasibility of solar pond power generation in outback Queensland-Australia[C]. 1986: 1510-1514.

- [95] Kamogawa H. OTEC research in Japan[J]. Energy, 1980, 5(6): 481-492.
- [96] 赵方, 王晓东, 张启. 非共沸工质用于太阳能低温朗肯循环的理论研究[J]. 太阳能学报, 2009, 30(6): 738-743.
- [97] Obernberger L, Biedermann R, Thonhofer P, Gaia M., Bini R. New small scale Organic Rankine Cycle (ORC) technology (200 kw electrical) for decentralized biomass power and heat coupling facility[J]. VDI Berichte, 2008, 2044: 133-149.
- [98] Manelakos D., Kosmadakis G., Kyritsis S., Papadakis G. On site experimental evaluation of a low temperature solar organic Rankine cycle system for RO desalination[J]. Solar Energy, 2009, 83(5): 646-656.
- [99] Kalina A. Combined cycle and waste-heat power systems based on a novel thermodynamic energy cycle utilizing low-temperature heat for power generation[J]. ASME paper 83-JPGC-GT-3, 1983.
- [100] 高林, 金红光, 郑丹星, 刘泽龙, 林汝琪, 蔡睿贤. 混合工质中低温热力循环特性研究[J]. 工程热物理学报, 2001, 22(6): 677-679.
- [101] Karellas S., Schuster A. Supercritical fluid parameters in organic rankine cycle applications[J]. International Journal of Thermodynamics, 2008, 11(3): 101-108.
- [102] Zhang X.R. et al. Experimental study on the performance of solar Rankine system using supercritical CO₂. Renew Energy (2007), doi:10.1016/j.renene.2007.01.003[J].
- [103] Zhang X.R., Yamaguchia H., Fujima K., Enomoto M., N. S. Theoretical analysis of a thermodynamic cycle for power and heat production using supercritical carbon dioxide[J]. Energy, 2007, 32(591-599).
- [104] Boretz J. E. Supercritical Organic Rankine engines (score)[C]. Proceedings of the Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, 1986: 2050-2054.
- [105] 王建封, 陈春天, 张颖, 杨益祥. 低温余热发电模型研究[J]. 哈尔滨理工大学学报, 2003, 8(3): 68-70.
- [106] 王建封. 低温余热发电模型的研究. 高电压与绝缘技术. 哈尔滨: 哈尔滨理工大学, 2003.
- [107] 金红光. 热力循环及总能系统学科发展战略[J]. 中国科学院院刊, 2006, 21(4): 313-319.
- [108] Kaushik S. C., Singh M., Dubey A. Thermodynamic modelling of single/dual organic fluid Rankine cycle cooling systems. A comparative studies[J]. International Journal of Ambient Energy, 1994, 15(1): 37-50.
- [109] Goswami D. Y. Solar thermal power—status of technologies and opportunities for research[C]. 1995: 57-60.
- [110] Tamn G., Goswami Y., Lu S., A. II. Novel combined power and cooling thermodynamic cycle for low temperature heat sources. part I: theoretical Investigation[J]. Journal of Solar Energy Engineering, 2003, 125(2): 218-222.
- [111] 郑丹星, 陈斌, 齐云, 金红光. 新型氨吸收式动力/制冷复合循环的热力学分析[J]. 工程热物理学报, 2002, 23(5): 539-542.
- [112] 王宇, 韩斌, 金红光, 郑丹星. 新型中低温混合工质联合循环[J]. 中国电机工程学报, 2003, 23(11): 200-204.
- [113] 刘猛, 张娜, 蔡睿贤. 氨吸收式串联型制冷和动力复合循环及敏感性分析[J]. 中国电机工程学报, 2006, 26(1): 1-7.
- [114] Dui Y., Wang J., Gao L. Parametric optimization and comparative study of Organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery[J]. Energy Conversion and Management, 2009, 50(3): 576-582.

- [115] Dai Y. P., Wang J. F., Gao L. Exergy analysis, parametric analysis and optimization for a novel combined power and ejector refrigeration cycle[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2009, 29(10): 1983-1990.
- [116] 郑彬, 翁一武, 顾伟. 低温热源喷射式发电制冷复合系统特性分析[J]. *中国电机工程学报*, 2008, 28(29): 16-21.
- [117] 黄允东, 郁永华. 利用涡旋机械的朗肯-朗肯循环制冷系统制冷剂的优选[J]. *流体机械*, 1997, 25(1): 52-55,38.
- [118] 黄允东, 王存智. 利用涡旋机械的朗肯-朗肯循环制冷系统的理论分析和研究[J]. *石化化工设备技术*, 1997, 18(6): 1-4.
- [119] 沈维遂, 蒋智敏, 董鹤新. *工程热力学*[M]. 北京: 高等教育出版社, 2000.
- [120] Gawlik K., Hassani V. Advanced binary cycles: Optimum working fluids[C]. *Transactions—Geothermal Resources Council*, 1997: 497-502.
- [121] Gu W., Weng Y., Wang Y., Zheng B. Theoretical and experimental investigation of an Organic Rankine Cycle for waste heat recovery system[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 2009, 223(5): 523-533.
- [122] McLinden M. O., Didion D. A. Quest for alternatives.[J]. *ASHRAE Journal*, 1987, 29(12): 32-42.
- [123] Mago P. J., Chamra L. M., Srinivasan K., Somayaji C. An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2008, 28(8-9): 998-1007.
- [124] Nag P. K., De S. Design and operation of a heat recovery steam generator with minimum irreversibility[J]. *Applied Thermal Engineering*, 1997, 17(4): 385-391.
- [125] Reddy B. V., Ramkiran G., Kumar K. A., Nag P. K. Second law analysis of a waste heat recovery steam generator[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2002, 45(9): 1807-1814.
- [126] Gu W., Weng Y. W. Second law analysis of evaporator for Organic Rankine Cycle system[C]. *ES2008: Proceedings of the 2nd International Conference on Energy Sustainability*, Vol 2, 2009.
- [127] Butcher C. J., Reddy B. V. Second law analysis of a waste heat recovery based power generation system[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2007, 50(11-12): 2355-2363.
- [128] Mohamed H. A. Entropy generation in counter flow gas to gas heat exchangers[J]. *Journal of Heat Transfer* 2006, 128(1): 87-92.
- [129] 杨世铭, 陶文铨. *传热学*[M]. 北京: 高等教育出版社, 1998.
- [130] McLinden M. O., Klein S. A., Lemmon E. W., Peskin A. P. G. Thermodynamic properties of refrigerants and refrigerants mixtures database (REFPROP) Gaithersburg: National Institute of Standard and Technology, 1998.
- [131] Bejan A. General criterion for rating heat exchanger performance[J]. *International Journal of Heat and mass transfer*, 1978, 21(5): 655-658.
- [132] Dittus F. W., Boelter L. M. K. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 1995, 12 (1): 3-22.
- [133] Dieter S., Jerry T. Flow boiling heat transfer in vertical tubes correlated by an asymptotic model[J]. *Heat transfer engineering*, 1992, 13(2): 43-69.
- [134] Lachi M., Elwakil N., Padet J. The time constant of double pipe and one pass shell-and-tube heat exchangers in the case of varying fluid flow rates[J]. *International Journal of Heat and*

- Mass Transfer, 1997, 40(9): 2057-2079.
- [135] Correa D. J., Murchetti J. L. Dynamic simulation of shell and tube heat exchanger[J]. Heat Transfer Engineering, 1987, 8(1): 50-59.
- [136] Jia X., Tso C. P., Jolly P., Wong Y. W. Distributed steady and dynamic modeling of dry-expansion evaporators[J]. International Journal of Refrigeration, 1999, 22(2): 126-136.
- [137] Jia X., Tso C. P., Chia P. K., Jolly P. A distributed model for prediction of the transient response of an evaporator[J]. International Journal of Refrigeration, 1995, 18(5): 336-342.
- [138] Pettit N. B. O. L., Willatzen M., Ploug-Sørensen L. A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. Part II: Simulation and control of an evaporator[J]. International Journal of Refrigeration, 1998, 21(5): 404-414.
- [139] Willatzen M., Pettit N. B. O. L., Ploug-Sørensen L. A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. Part I: Moving-boundary formulation of two phase flows with heat exchange[J]. International Journal of Refrigeration, 1998, 21(5): 398-403.
- [140] 陈启梅, 翁一武, 翁史烈, 朱新坚. 燃料电池-燃气轮机联合发电系统性能研究[J]. 中国电机工程学报, 2006, 26(4): 31-35.
- [141] Mobarak A., Rafat N., Saad M. Turbine selection for a small capacity, solar powered generator[C]. Proc. Int. Symp. Workshop on Solar Energy, 1978.
- [142] Suri R., Chandra S., Kreshnamoorthy M. V., Srinivasamurthy S., Berndorfer K., Hopmann H., Wolf D. Development of small power plants in rural areas in India[C]. Proc. ISES Congress, 1978: 1722-1727.
- [143] Merigoux J. M., Pocard P. Solar powered units with screw expanders[C]. Proc. Int. Symp. Workshop on Solar Energy, 1978: 1293-1317.
- [144] Badr O., Naik S., O'Callaghan P. W., Probert S. D. Expansion machine for a low power output steam Rankine cycle engine[J]. Applied Energy, 1991, 39(2): 93-116.
- [145] Lorenz J., Fuestel J., Kraft M. New developments for future solar-power plants[C]. Proc. Int. Symp. Workshop on Solar Energy, 1978: 1318-1328.
- [146] Badr O., Naik S., O'Callaghan P. W., Probert S. D. Wanke' engines as steam expanders: Design considerations[J]. Applied Energy, 1991, 40(3): 157-170.
- [147] Badr O., Naik S., O'Callaghan P. W., Probert S. D. Rotary Wankel engines as expansion devices in steam Rankine-cycle engines[J]. Applied Energy, 1991, 39(1): 59-76.
- [148] Cipolla G. Experimental Rankine cycle engine designed for utilization of low temperature, low pressure heat[J]. Heizen mit Sonne, 1980: 809-822.
- [149] Kim H. J., Ahn J. M., Park I., Rha P. C. Scroll expander for power generation from a low-grade steam source[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2007, 221(5): 705-712.
- [150] Brown G. A., Bowlus D. A. Rotary piston expander engine[C]. Proc. 11th IECEC, 1976: 1187-1191.
- [151] 陈波. 涡旋式膨胀机的热力特性研究. 浙江大学, 2004.
- [152] Fox R. W., McDonald A. T. Introduction to fluid mechanics[M]. New York: John Wiley & Sons, 1992.
- [153] Chen Y., Halm N. P., Groll E. A., Braun J. E. Mathematical modeling of scroll compressors - Part I: Compression process modeling[J]. International Journal of Refrigeration, 2002, 25(6): 731-750.

- [154] Bejan A. Entropy generation minimization: The new thermodynamics of finite size devices and finite time processes[J]. *J. Appl. Phys.*, 1996, 79(3): 1191-1218.
- [155] 陈林根, 孙丰瑞. 传热规律对卡诺热机性能的影响[J]. *工程热物理论*, 1990, 11(3): 241-243.
- [156] 陈林根, 孙丰瑞. 朗肯循环装置的有限时间热力学优化[J]. *汽轮机技术*, 1992, 32(2): 26-30.
- [157] 倪何, 陈林根, 孙丰瑞. 具有热阻、热漏和补燃的卡诺和朗肯联合热机循环性能分析[J]. *汽轮机技术*, 2006, 48(5): 332-334, 338.
- [158] Bejan A. The equivalence of maximum power and minimum entropy generation rate in the optimization of power plants[J]. *Journal of Energy Resources Technology, Transactions of the ASME*, 1996, 118(2): 98-101.
- [159] Vargas J. V. C., Bejan A. Thermodynamic optimization of the match between two streams with phase change[J]. *Energy*, 2000, 25(1): 15-33.
- [160] 严子竣. 从有限热源获得最大功时卡诺循环的热效率[J]. *工程热物理论*, 1984, 5(2): 125-131.
- [161] Massardo A. E., Bosio B. Assessment of molten carbonate fuel cell models and integration with gas and steam cycles[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2002, 124(1): 103-109.
- [162] Lung'i P., Bove R., Desideri U. Analysis and optimization of hybrid MCFC gas turbines plants[J]. *Journal of Power Sources*, 2003, 118(1-2): 108-117.
- [163] Magistri L., Traverso A., Massardo A. E., Shah R. K. Heat exchangers for fuel cell and hybrid system applications[J]. *Journal of Fuel Cell Science and Technology*, 2006, 3(2): 111-118.
- [164] Zhang H., Weng S., Su M. Dynamic modeling on the hybrid molten carbonate fuel cell-gas turbine bottoming cycle[J]. *Journal of Fuel Cell Science and Technology*, 2005, 2(2): 94-98.
- [165] 陈启梅, 翁一武, 朱新坚, 翁史烈. 熔融碳酸盐燃料电池-燃气轮机混合动力系统特性分析[J]. *中国电机工程学报*, 2009, 29(8): 94-98.
- [166] 陈跃华, 曹广益, 翁一武. MCFC-燃气轮机联合循环系统模拟与优化[J]. *热能动力工程*, 2006, 21(2): 119-123.
- [167] Jurado F. Study of molten carbonate fuel cell - Microturbine hybrid power cycles[J]. *Journal of Power Sources*, 2002, 111(1): 121-129.
- [168] Moffat R. J. Describing the uncertainties in experimental results[J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1988, 1(6): 3-17.

致 谢

首先，感谢导师翁一武教授对我的指导。翁一武教授自我本科毕业设计开始，就指导我的毕业设计，研究生期间更是从学术、为人等各方面给了我全面的帮助，使我受益匪浅。在翁一武教授的指导与帮助之下，我的学术专业水平、动手能力、与人交往能力以及处理各方面的事情都有了长足的进步。翁一武教授对我的课题的巨大的经费支持，使得本课题能在国内首次成功实现低品位热能利用有机物朗肯循环的实验系统的研究，从而使得我的课题能够顺利地展开。

其次，我要感谢我的父母对我的支持，是他们对我的养育，才能有我现在的成功，他们是我勇于进取的巨大动力来源。还要感谢我的女友孙绍芹，在我读博期间对我鼓励，在我最脆弱的时候帮助我，使我能克服重重困难，她是我重要的精神支柱。

最后，还要感谢所有在我读博期间给予我帮助的人，包括帮我搭建实验装置的汪德意工程师，以及师姐、师兄、师弟师妹们。

攻读博士学位期间已发表或录用的论文

- [1]. Wei Gu, Yiwu Weng, Yuzhang Wang, Bin Zheng. Theoretical and experimental investigation of an organic Rankine cycle for a waste heat recovery system[J]. Journal of Power and Energy, Proc. IMechE Part A, 2009, 223(5): 523-533 (SCI)
- [2]. Gu W., Weng Y. W. Second Law Analysis of Evaporator for Organic Rankine Cycle System[C]. ASME ES2008: Proceedings of the 2nd International Conference on Energy Sustainability, 2008, Jacksonville, FL., USA (SCI)
- [3]. Gu W., Weng Y., Cao G. Testing and Thermodynamic Analysis of Low-Grade Heat Power Generation System Using Organic Rankine Cycle[C]. International Conference on Power Engineering (ICOPE), 2007: 93-97.(SCI)
- [4]. Wei Gu, Bin Zheng, Yuzhang Wang, Yiwu Weng. Maximum power from Organic Rankine Cycle by finite heat source and device size: a theoretical and experimental study. Applied thermal engineering, under review.
- [5]. Wei Gu, Bin Zheng, Yuzhang Wang, Yiwu Weng. Evaluation of a triple stage hybrid system involving molten carbonate fuel Cell, gas turbine and Organic Rankine Cycle. Journal of power sources, under review.
- [6]. 顾伟, 翁一武, 王玉璋, 孙绍芹. 余热利用有机物朗肯循环最佳热回收效率分析[J]. 太阳能学报, 已录用(EI)
- [7]. 顾伟, 翁一武, 王艳杰. 低温热能有机物发电系统热力学分析[J]. 太阳能学报, 2008 (5): 608-612. (EI)
- [8]. 顾伟, 翁一武, 王玉璋. 用于低温余热发电的涡轮膨胀机特性分析[J]. 热能动力工程, 已录用 (EI)
- [9]. 顾伟, 翁一武, 曹广益, 翁史烈. 低温热能发电的研究现状和发展趋势[J]. 热能动力工程, 22(2):115-119. (EI)
- [10]. 顾伟, 孙绍芹, 翁一武, 王玉璋. 采用涡轮膨胀机的低温位热能有机物朗肯循环发电系统实验研究[J]. 太阳能学报, 外审.
- [11]. 顾伟, 王艳杰, 翁一武. 海洋热能发电技术的研究现状和发展趋势. 机电工程(轮机专刊), 2006: 195-198.
- [12]. 陈启物, 翁一武, 顾伟, 翁史烈. 基于加权残值法的高温燃料电池温度分布特性的数值分析. 动力工程, 2005, 25(4): 603-608. (EI)
- [13]. 顾伟, 翁一武, 顾伟. 低温热源喷射式发电制冷复合系统特性分析[J]. 中国电机工程学报, 2008 (29): 16-21.(EI)
- [14]. 顾伟, 翁一武. 低温热能发电技术及循环工质特性[C]. 可再生能源规模化发展国际研讨会暨第三届泛长三角能源科技论坛, 2006.11. 南京
- [15]. Liu Aiguo; Gu Wei; Weng Yiwu; Distributed Energy System Using Biomass as Fuel. International Conference on Clean Coal Technology & Fuel Cell, 2007.10: 29-30.

专利情况

- [1]. 翁一武, 顾伟, 池里杰, 王艳杰. 微型分布式太阳能驱动冷热电暖供系统. 公开号: CN101055121

-
- [2]. 翁一武, 陈启梅, 卢春江, 顾伟. 高温燃料电池混合动力协调控制系统. 授权号: ZL200610148214.9
- [3]. 翁一武, 翁史烈, 顾伟, 郑彬. 旋转催化回热型燃气轮机发电装置. 公开号: CN101566102
- [4]. 翁一武, 郑彬, 顾伟. 旋转催化回热型低热值燃气轮机发电方法. 公开号: CN101566101

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

上海交通大学

学位论文原创性声明

本人郑重声明：所提交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的作品成果。对本文的研究做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本人完全意识到本声明的法律后果由本人承担。

学位论文作者签名：顾伟

日期：2010年4月13日

获取更多资料 微信搜索 蓝领文库

上海交通大学 学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅和借阅。本人授权上海交通大学可以将本学位论文的全部内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

保密 ，在___年解密后适用本授权书。

本学位论文属于

不保密 。

(请在以上方框内打“√”)

学位论文作者签名：顾伟

指导教师签名：俞一

日期：2010年4月13日

日期：2010年4月14日

上海交通大学博士学位论文答辩决议书

姓名	顾伟	学号	0060202125	所在学科	动力工程及工程热物理（洁净能源与环境保护）
指导教师	翁一武	答辩日期	2010-04-13	答辩地点	上海交通大学徐汇校区浩然高科技大厦1209室

论文题目：低品位热能有机物朗肯动力循环机理研究和实验验证

院系表决结果：7/7/7（同意票数/实到委员数/应到委员数） 答辩结论：通过 未通过

评语和决议：

有机物朗肯循环系统可回收利用中低品位热能（如工业废热、太阳能热、地热、生物质热等）发电，该系统的研究对于低碳技术、节能减排具有非常重要的意义。

论文对有机物朗肯循环发电系统开展了理论和实验两方面的研究，综合运用了热力学理论分析、热力设备特性建模与仿真研究，以及实验验证等方法，验证了影响有机物朗肯循环性能的关键设备和关键工作参数，对于该技术的实用化和产业化具有重要的价值。

论文完成了有机物朗肯循环的热力模型的分析计算，研究了关键设备——蒸发器和膨胀机的稳态和动态性能，并且提出了以热回收效率考察余热回收有机物朗肯循环性能，建立了1kW有机物朗肯循环实验系统，测试了不同工况下的有机物朗肯循环的特性。上述研究成果具有创新性，对低温余热利用的有机物朗肯循环的进一步研究以及产业化有重要的价值。

该研究工作量大，论文层次分明，理论研究可靠，具有足够的深度。表明作者具有扎实的专业基础知识。论文实验研究充分，实验设计比较成功，所得到的实验数据翔实，对实际系统的设计具有重要的意义。

答辩过程中，思路清晰，表述清楚，能正确回答所提出的问题。答辩委员会通过无记名投票方式，一致同意通过论文答辩，并建议授予工学博士学位。



答辩委员会成员姓名	职务	姓名	职称	单位	签名
	主席	施明融	研究员	上海市电力公司	
委员	翁史烈	教授	上海交通大学		
委员	马建新	教授	同济大学		
委员	张忠孝	教授	上海交通大学		
委员	朱新坚	教授	上海交通大学		
委员	王玉璋	副教授	上海交通大学		
委员	翁一武	教授	上海交通大学		
秘书	胡海嫫	高等学校教师	上海交通大学		