

分 类 号 _____

学号 _____ D201277241 _____

学校代码 10487

密级 _____

华中科技大学
博士 学位 论文

太阳能光热梯级发电系统建模及其特
性研究

学位申请人： 张成

学科专业： 热能工程

指导教师： 高伟 教授

Inmaculada Arauzo 教授

张燕平 副教授

答辩日期： 2018 年 1 月 20 日

A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the
Requirements for the Ph.D

Cascade solar thermal power system modeling and
research of the key features

Student : Cheng Zhang

Major : Thermal Engineering

Supervisor : Prof. Wei Gao

Prof. Inmaculada Arauzo

Associate Prof. Yanping Zhang

Huazhong University of Science & Technology

Wuhan 430074, P. R. China

January 20, 2018

独创性声明

本人声明所呈交的学位论文是我个人在导师的指导下进行的研究工作及取得的研究成果。尽我所知,除文中已标明引用的内容外,本论文不包含任何其他人或集体已经发表或撰写过的研究成果。对本文的研究做出贡献的个人和集体,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

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,即:学校有权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。本人授权华中科技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。

本论文属于 保密口,在 ____ 年解密后适用本授权书。
 不保密口。
(请在以上方框内打“√”)

学位论文作者签名:

日期: 年 月 日

指导教师签名:

日期: 年 月 日

摘 要

随着化石能源消耗和环境污染问题的凸显,太阳能被广泛认为是未来最有潜力替代传统化石能源的清洁能源。本文以国家国际合作项目专项“太阳能梯级集热发电系统关键技术合作研究”为背景,目标是研究太阳能光热发电装置,利用各种传统型式的太阳能光热发电系统的优缺点以及热力特性,提出并组建、优化太阳能梯级集热发电系统,为探索出大规模低成本高效率利用太阳能的光热发电技术提供新的方案。主要研究内容包括:

提出了多种采用梯级集热和梯级发电的太阳能光热梯级发电系统。在梯级系统中,采用了多种型式的集热器,实现能量的梯级收集,采用多种形式的热力循环,实现能量的梯级利用。经过系统评估、参数选取、初步计算、方案比较,确定了两种具有代表性的梯级系统方案。

采用数学计算工具和系统开发工具,建立了梯级系统中各部件的机理模型,进而组建了梯级系统。采用面向对象的方法,充分利用了继承、多态等特性,保证了各部件之间既具有独立性又具有关联性。其中,斯特林机的建模过程中,考虑了多种不可逆过程及多类损失,建立了较为完善的斯特林机机理模型,并进行了模型验证分析。结果表明,所建立的斯特林机模型的精度要高于传统的经典斯特林机模型。

研究了太阳能光热梯级发电系统中斯特林机组不同排布方式对系统效率的影响。通过分析斯特林机组的各种不同的排布方式,发现串联连接是最佳的连接型式,斯特林机组具有最佳健壮性和最大的发电效率,所对应的梯级发电系统也具有最大的光热发电效率。

提出了分阶段加热的方法,有效降低了蒸汽发生系统中的烟损。在传统蒸汽发生系统的换热过程中,加热流体无相变,被加热流体有相变,两者存在较大的换热温差,换热过程有较大的烟损。本文提出分阶段加热的方法,通过改变加热流体的流量,减小换热温差,降低换热过程的烟损,进而提升太阳能镜场的集热效率。

提出了太阳能光热梯级发电系统与传统型式太阳能光热发电系统的对比方法。本文针对新型梯级发电系统提出了其与传统型式太阳能光热发电独立系统的对比方法。梯级系统在一定的参数条件下,相比其对应的独立系统,具有更高的总体光电转换效率。

建立了太阳能集热发电试验平台,并开展了相关的试验工作。在相关试验条件下,槽式集热器的热效率在 60.1% 到 62.8% 之间,槽式集热器的热效率在 39.7% 到 63.3% 之间。试验还验证了本文建立的槽式集热器和碟式集热器模型。

华 中 科 技 大 学 博 士 学 位 论 文

关键词： 槽式集热器, 碟式集热器, 朗肯循环, 斯特林循环, 斯特林机组, 梯级发电

Abstract

With the increasing awareness of the problem of fossil energy consumption and environmental pollution, solar energy is regarded as the best potential alternative of fossil energy. This research is based on the national cooperation project “Collaborative research on key technologies to produce electricity by cascade utilization solar thermal energy”. The objective of this project is to conduct research on the equipment of solar thermal power generation system, to propose, develop and optimize a solar thermal cascade system depending on the advantages and disadvantages of the solar thermal power generation technologies, and to explore a new feasible technology for large-scale solar thermal power generation. The main contents and conclusions of this thesis are as follows:

Multiple topological structures with cascade collection and cascade utilization of the cascade systems were proposed. In these systems, different types of collectors were used for cascade collection and different types of thermodynamic cycles were used for cascade utilization. After system evaluation, parameter selection, preliminary calculation and scheme comparison, two representative typical schemes were selected.

Mechanism models were established for the components of solar thermal power generation system by using mathematical calculation tool and system development tool. The modeling process uses an object-oriented approach, taking full advantage of inheritance, polymorphism and other characteristics, to ensure each component has both independence and relevance. Among them, the Stirling machine modeling process, considering various irreversibilities and losses, established a more accurate Stirling mechanism model with verification analysis. The results show that the accuracy of the established Stirling model is higher than that of the classical classical Stirling engine models.

The effect of different arrangements of Stirling engines on the efficiency of the cascade system was studied. Through the analysis of different arrangements of Stirling engines, it was found that series connection is the best connection type for the best robustness and maximum efficiency of the Stirling engines, and the largest solar-to-electric efficiency of the cascade system.

A method of multistage heating was proposed, which can effectively reduce the exergy loss of steam generating system. During the entire heat exchange process of a conventional steam generating system, there is no phase change in the heating fluid and there is a phase

change in the heated fluid. There exist large heat transfer temperature differences between the two fluids in the heat exchangers, which makes large entropy production during the heat exchange process. In this thesis, a method of heating in stages is proposed, in which the flow rates of the heating fluid in different heat exchangers are controlled to reduce the heat transfer temperature difference and the exergy losses, hence to increase the thermal efficiency of the solar fields.

A comparison method of cascade system and traditional solar thermal power generation systems is proposed. In this thesis, corresponding independent systems of the cascade system was proposed for comparison. It is found that the cascade system has a higher overall solar-to-electric conversion efficiency under certain parameters compared to its corresponding independent systems.

A solar thermal power generation test platform was established, and the relevant experimental work was carried out. Under the relevant test conditions, the thermal efficiency of trough collectors is between 60.1% and 62.8%, and that of dish collectors is between 39.7% and 63.3%. The experiment also validated the established trough collector and dish collector models.

Key words: parabolic trough collector, parabolic dish collector, Rankine cycle, Stirling cycle, Stirling engine array, cascade solar thermal power

目 录

摘要	I
插图索引	VI
表格索引	VII
1 斯特林机组的优化	1
1.1 斯特林机组的排布	1
1.2 斯特林机组的建模	2
1.3 结果分析	4
1.4 本章小结	10
2 梯级系统性能评估	13
2.1 系统简介	13
2.2 系统评估方法	13
2.3 系统参数的确定	16
2.4 对比系统的选择	18
2.5 同独立系统的对比分析	20
2.6 本章小结	25

插图索引

图 1-1	斯特林机组的五种基本连接方式	2
图 1-2	一种斯特林机组连接方式的例子	3
图 1-3	斯特林机组模型的性能分析流程图	5
图 1-4	$T_{i,h}$ 对斯特林机组效率和功率的影响	7
图 1-5	$\dot{m}_h c_{p,h}$ 对斯特林机组效率和功率的影响	8
图 1-6	$\dot{m}_c c_{p,c}$ 对斯特林机组效率和功率的影响	9
图 1-7	n_{se} 对斯特林机组效率和功率的影响	11
图 2-1	梯级系统结构示意图	14
图 2-2	水循环的过程曲线图和过程 $2e-2f$ 的传热曲线图	14
图 2-3	独立系统的结构示意图	19
图 2-4	I_r 对 η_{diff} 的影响曲线图	22
图 2-5	β 对 η_{diff} 的影响曲线图	22
图 2-6	顺流条件下, 流体在不同斯特林机处的温度以及不同斯特林机的 效率的拟合曲线图	24
图 2-7	逆流条件下, 流体在不同斯特林机处的温度以及不同斯特林机的 效率的拟合曲线图	24
图 2-8	斯特林机组在不同 $q_{2,m}$ 条件下的效率曲线	25

表格索引

表 1.1	斯特林机组模型中选用的参数	3
表 1.2	给定参数条件下不同排布方式的斯特林机组的性能	6
表 2.1	LS-3 型槽式集热器的主要参数	17
表 2.2	梯级系统的基本设计参数	18
表 2.3	设计参数下, 梯级系统和其对应的独立系统的模拟分析结果	21
表 2.4	斯特林机组采用不同流体流动方向时的模拟结果	23

1 斯特林机组的优化

1.1 斯特林机组的排布

对于单台斯特林机,斯特林机与传热流体之间的换热过程和流体的流动方向无关,这意味着改变冷热流体的流动方向并不会影响斯特林机的功率和效率。然而,对于斯特林机组,斯特林机的连接方式和流体的流动方向需要仔细考虑。它们既影响冷热流体的温度,又影响冷热流体的质量流量分布,这二者都对斯特林机的功率和效率有很大影响。如果采用串联连接,则一方面,每台斯特林机都可以获得全部的流体流量,这有利于获得较高的输出功率;另一方面,各斯特林机的入口加热流体温度随着流动方向逐渐降低(或各斯特林机的入口冷却流体温度随着流动方向逐渐升高),这将使沿着流动方向的斯特林机的功率和效率逐渐下降。如果采用并联连接,则一方面,每台斯特林机的入口加热流体的温度都为最高值(或每台斯特林机的入口冷却流体的温度都为最低值),这有利于获得较高的输出功率;另一方面,由于每台斯特林机都分流了热流体(或冷流体)的流量,每台斯特林机的输入总能量降低,这将不利于获得较高的输出功率。如果采用顺流连接(这里的顺流和逆流是指冷热流体依次流经一列斯特林机的次序是否一致,和传统的换热器中的顺流和逆流的含义不同),则一方面,最先流经的数台斯特林机具有最大的冷热源温差,具有最大的输出功率;另一方面,最后流经的数台斯特林机具有最小的冷热源温差,具有最小的输出功率。如果采用逆流连接,则会使斯特林机组中的每台斯特林机具有接近的冷热源温差,每台斯特林机的输出功率都比较接近。对于传统的传热器,采用逆流可以降低冷热流体的传热温差,降低换热过程中产生的烟损,并因此获得更优的换热效果。而对于斯特林机,需要增大冷热流体的温差,以提高斯特林机的输出功率和效率。为此,分析不同斯特林机组排布方式对斯特林机组性能(包括功率和效率)的影响,并优化梯级系统中斯特林机组的排布,显得额外重要而有意义。由于斯特林机组的排列方式多种多样,既可以是串联并联,又可以是顺流逆流,还可能是四者的复杂组合。因此在分析斯特林机组的排布方式之前,需要将其进行归类。

本文依据斯特林机的性能与流体流向无关性的特点,提出了五种基本的斯特林机组排布方式,如图1-1所示。其中,第1种为并联连接,第2种为串联顺流连接,第3种为串联逆流连接,第4种为加热流体串联连接而冷却流体并联连接,第5种为加热流体并联连接而冷却流体串联连接。所有其它的斯特林机组的连接方式都为这五种基

本方式的组合。例如,图1-2中斯特林机组的排布方式是第2种和第4种的组合。

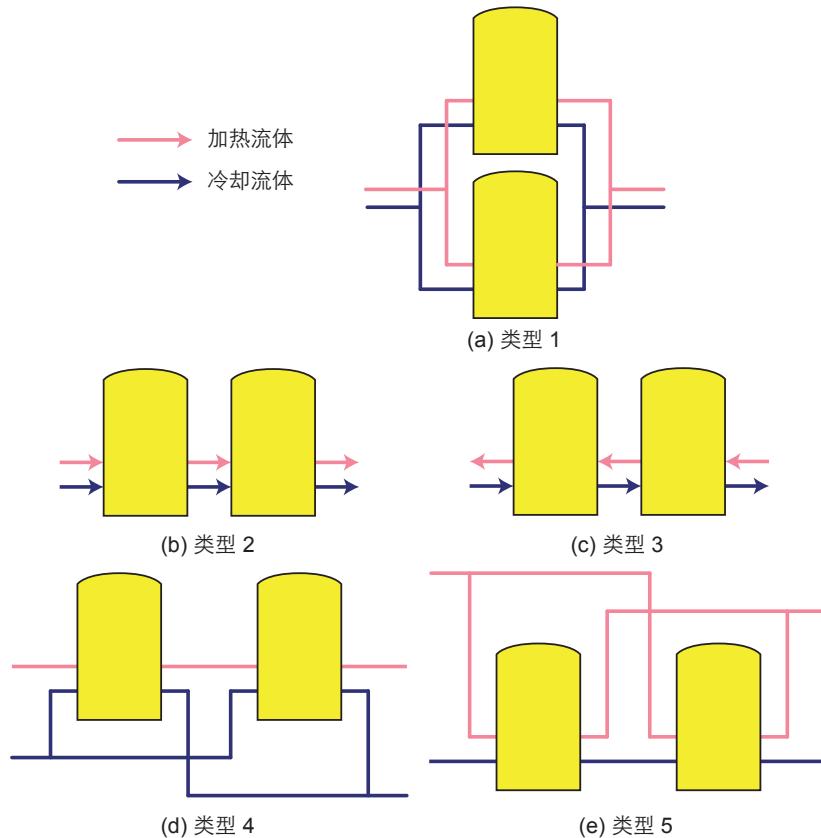


图 1-1 斯特林机组的五种基本连接方式

1.2 斯特林机组的建模

正如第1.1节中所提到的,有五种基本的斯特林机组的排布方式,任何其它排布方式是这五种方式的组合。获得了这五种基本排布方式的性能计算方法,就可以得到其它排布方式的性能。

为了得到斯特林机组的性能,需要构建各斯特林机的模型,并依据斯特林机的参数对斯特林机组进行分析。为了便于分析排布方式带来的影响,选定斯特林机组中的各斯特林机具有相同的设计参数,包括转速 s_{se} 。这对于用于发电的斯特林机是个合

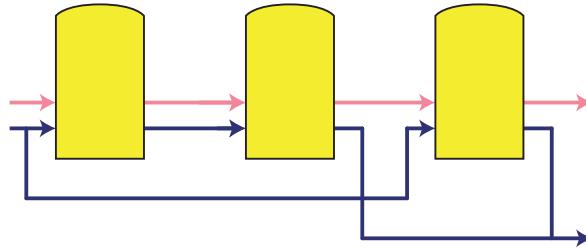


图 1-2 一种斯特林机组连接方式的例子

理的假设,因为各斯特林机的输出功的频率应该保持一致。斯特林机的速度可以通过速度控制系统进行校正^[?]。为了消除其它影响,不同排布方式的冷热流体的参数也选择相同值。为了更加清楚地表明排列方式对斯特林机组性能的影响,本文选用换热后温差变化较大的空气作为传热介质。使用空气代替传统的水来给斯特林机冷却,以避免冷却斯特林过程中仅仅产生很小的温升或是导致蒸发带来的一系列不利影响。各斯特林机的设计参数如表??所示,斯特林机的其它参数以及冷热流体的参数如表1.1所示。如第??节中提到的,斯特林机的转速和平均有效压力分别设为 25 Hz 和 5 MPa 来使所建立的斯特林机模型获得最佳性能预测精度。

表 1.1 斯特林机组模型中选用的参数

参数	值	参数	值
加热流体	空气	\dot{m}_h	0.4 kg/s
冷却流体	空气	$T_{i,h}$	1000 K
n_{se}	6	$p_{i,h}$	5×10^5 Pa
s_{se}	25 Hz	\dot{m}_c	0.4 kg/s
p_{se}	5 MPa	$T_{i,c}$	300 K
$U_h A_h$	180 W/K	$p_{i,c}$	5×10^5 Pa
$U_c A_c$	180 W/K		

每台斯特林机组都有两股流体,每股流体都有串联流动和并联流动两种形式,如图1-1所示。对于串联流动,每台斯特林机的流体质量流量均为 \dot{m} ,从流体流动的方向

看,对于第 x 台斯特林机($2 \leq x \leq n_{se}$),

$$T_{i,x} = T_{o,x-1} \quad (1.1)$$

对于并联流动,每台斯特林机的流体质量流量均为 \dot{m}/n_{se} ,对于第 x 台斯特林机($2 \leq x \leq n_{se}$),

$$T_{i,x} = T_{i,h} \quad (1.2)$$

依据第??节中的方程及方程 (1.1)-(1.2),知道了冷热流体的属性就可以求解各台斯特林机的功率(方程 (??))和效率(方程 (??))。斯特林机组的功率和效率可以由各斯特林机的功率和热流体的流入流出参数获得。

$$P_{sea} = \sum_{x=1}^{n_{se}} P_{se,x} \quad (1.3)$$

$$\eta_{sea} = \frac{P_{sea}}{\dot{m}_1(h_{1o} - h_{1i})} \quad (1.4)$$

系统以 MATLAB 作为建模工具,使用 CoolProp 提供的物性参数来进行计算分析,建立斯特林机组的模型。以前文提出的斯特林机参数和流体参数为基础,建立了五种基本斯特林机组排布方式的模型。为了比较各排布方式的性能,以几个参数为变量,研究了不同排布方式下斯特林机组在各种条件下的性能参数。

斯特林机组的求解算法如图1-3所示,其中流程图 (a) 是求解已知斯特林机入口流体参数(顺流)的算法,流程图 (b) 是求解已知斯特林机热流体入口参数和冷流体出口参数(逆流)的算法,流程图 (c) 是迭代求解各中不同连接方式的求解方法。各流程图中引用了 Levenberg-Marquardt 算法来求解非线性方程组。

1.3 结果分析

本文依据表1.1中的参数,建立了不同排布方式的斯特林机组的模型,并依据算法进行了计算分析。各斯特林机组的结果见表1.2,从表中可以发现,在给定的参数条件下,第 3 种排布方式的斯特林机组具有最高的输出功率和效率,第 1 种排布方式的斯特林机组中具有最低的输出功率和效率。

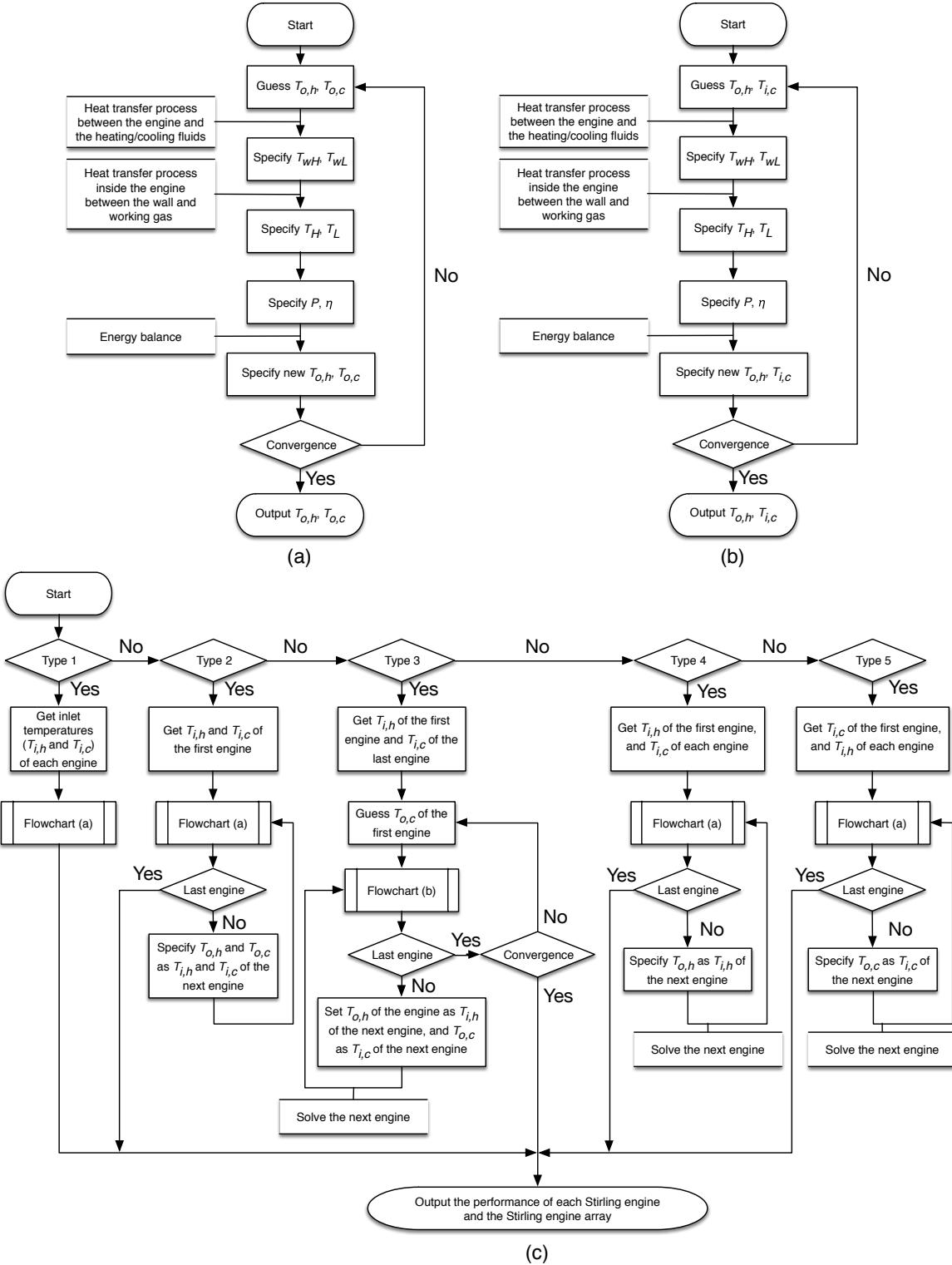


图 1-3 斯特林机组模型的性能分析流程图

表 1.2 给定参数条件下不同排布方式的斯特林机组的性能

参数	值	参数	值
η_1	0.2215	P_1	8022 W
η_2	0.2273	P_2	8483 W
η_3	0.2277	P_3	8512 W
η_4	0.2227	P_4	8116 W
η_5	0.2263	P_5	8399 W

1.3.1 $T_{i,h}$ 的影响

根据卡诺循环效率公式,热流体的温度对斯特林机的效率有很大的影响。斯特林机的效率随着热流体温度的降低而减小。当热流体温度足够低时,热源温度将不足以带动斯特林机,斯特林机的输出功率和效率可能将为零(不工作)。斯特林机组对于 $T_{i,h}$ 的性能曲线图如图1-4所示。随着 $T_{i,h}$ 的增加,所有排布方式的斯特林机组的效率和功率都会上升。然而,对于有些种类的斯特林机组,在 $T_{i,h}$ 低于某临界温度时,斯特林机组中的一些斯特林机会停止工作。在这种情况下,适当减少正在运行的斯特林机的数目反而可以增加斯特林机组的总功率输出。当 $T_{i,h}$ 很低时,图1-4中的一些斯特林机组使用了这种策略。 $\eta-T_{i,h}$ 和 $P-T_{i,h}$ 曲线上的拐点就是这种策略的结果。图中的数据点都是以在给定的条件下输出功率最大为目标计算得到的。例如,对于第 1 种连接方式的斯特林机组,当 $T_{i,h} = 820\text{ K}$ 时,如果不减少运行的斯特林机数目,则所有斯特林机都会因为较低的热源温度和较小的冷热流体质量流量而停止工作,斯特林机组的输出功率和效率都会降至零。然而,从 6 台斯特林机中移除 1 台斯特林机以后,由于每台斯特林机的冷热流体质量流量都增加了,剩余的 5 台斯特林机都会再次工作,并获得给定参数下的最大输出功率(虽然效率仍然很低)。820 K 是第 1 种连接方式的斯特林机组的临界温度,图1-4中的 $\eta-T_{i,h}$ 曲线和 $P-T_{i,h}$ 曲线在 820 K 处有拐点。

从图1-4中的曲线可以看出,第 2 种排布方式和第 3 种排布方式可以让斯特林机组获得最佳的性能,第 2 种排布方式具有最佳的健壮性(较低温度下所有斯特林机仍然可以工作)。第 2 种排布方式中的所有斯特林机在 730 K 以上时都会工作。

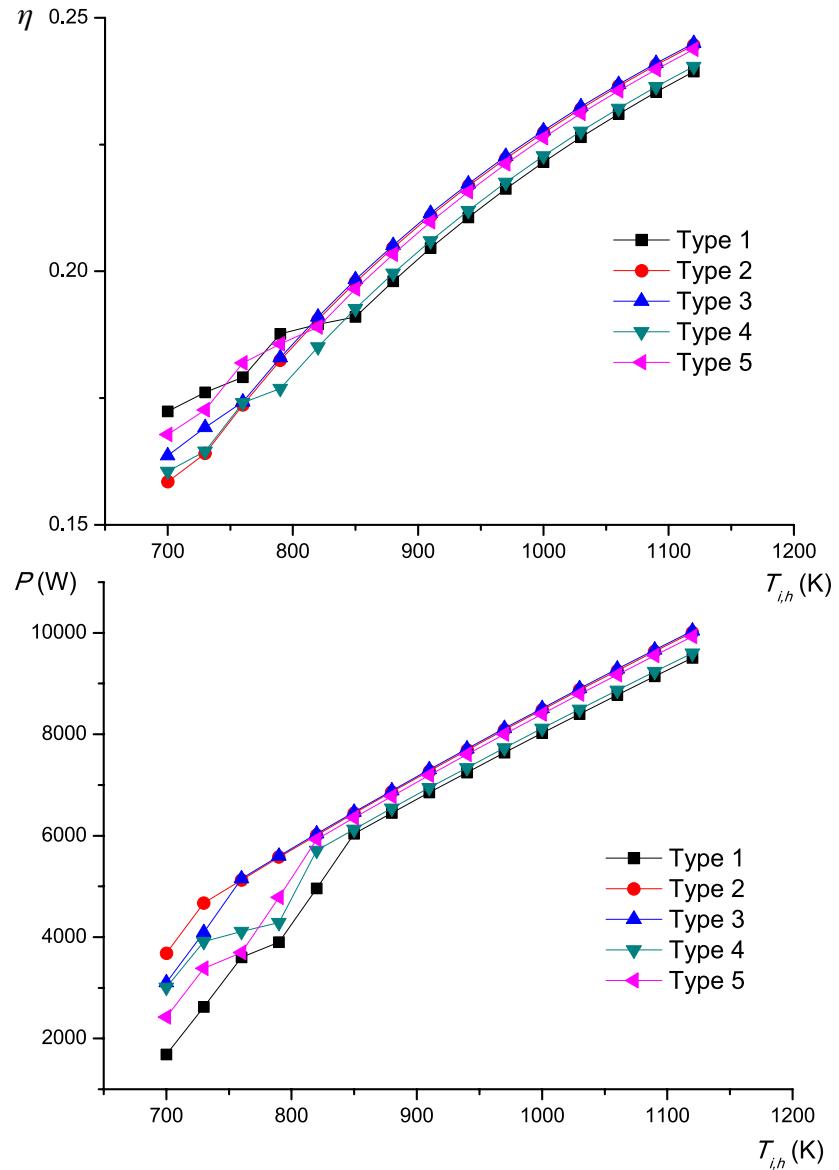


图 1-4 $T_{i,h}$ 对斯特林机组效率和功率的影响

1.3.2 $\dot{m}c_p$ 的影响

根据方程 (??) 和方程 (??), $\dot{m}c_p$ ($\dot{m}_h c_{p,h}$ 和 $\dot{m}_c c_{p,c}$) 将会对传热过程产生很大的影响, 它是影响斯特林机组性能的一个重要因素。

斯特林机组对于 $\dot{m}_h c_{p,h}$ 的性能曲线图如图1-5所示。各种排布方式的斯特林机组的性

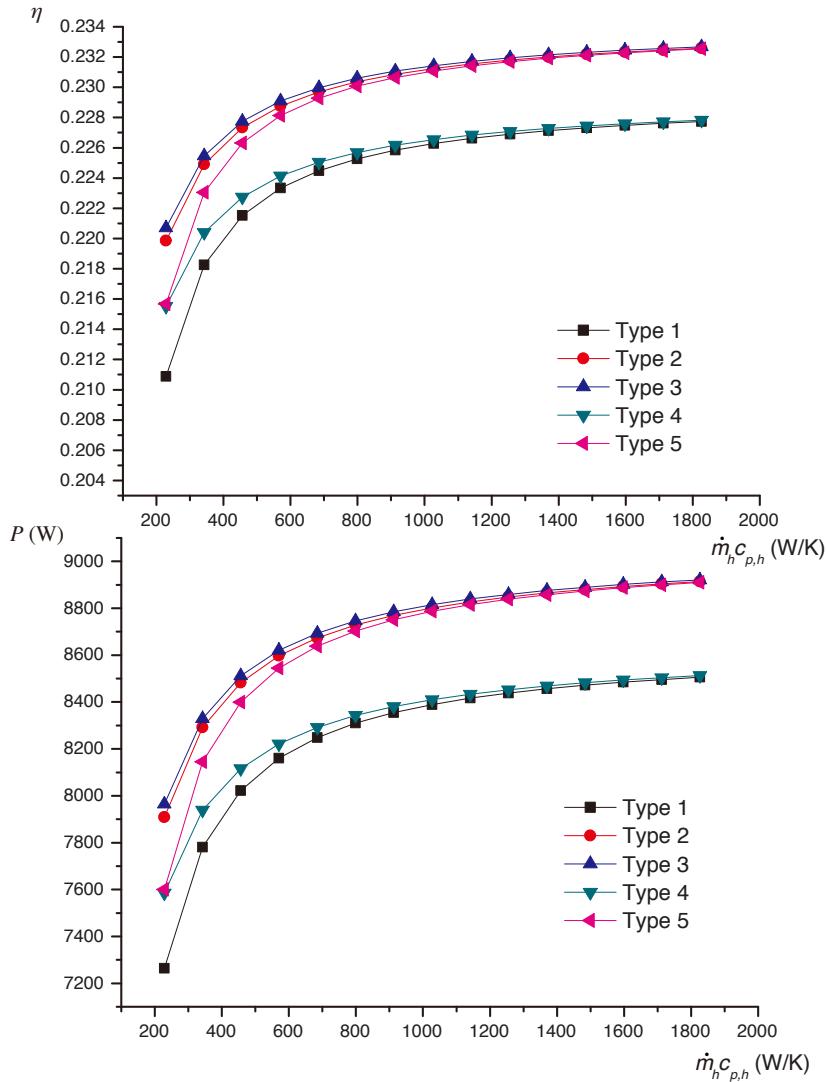


图 1-5 $\dot{m}_h c_{p,h}$ 对斯特林机组效率和功率的影响

能都随着 $\dot{m}_h c_{p,h}$ 的增加而上升。对于较大的 $\dot{m}_h c_{p,h}$ ($> 800 \text{ W/K}$), 第 2 种, 第 3 种, 第 5 种排布方式的斯特林机组具有类似的性能, 这可以解释为这几种排布方式的冷却流

体的属性相同,对于较大的 $\dot{m}_h c_{p,h}$, 其加热效果在分流后降低地并不明显。同样,当 $\dot{m}_h c_{p,h}$ 较大时, 第 1 种和第 4 种排布方式的斯特林机组的性能也很接近。这也可以用类似的原因解释。

斯特林机组对于 $\dot{m}_c c_{p,c}$ 的性能曲线图如图1-6所示。各种排布方式的斯特林机组的

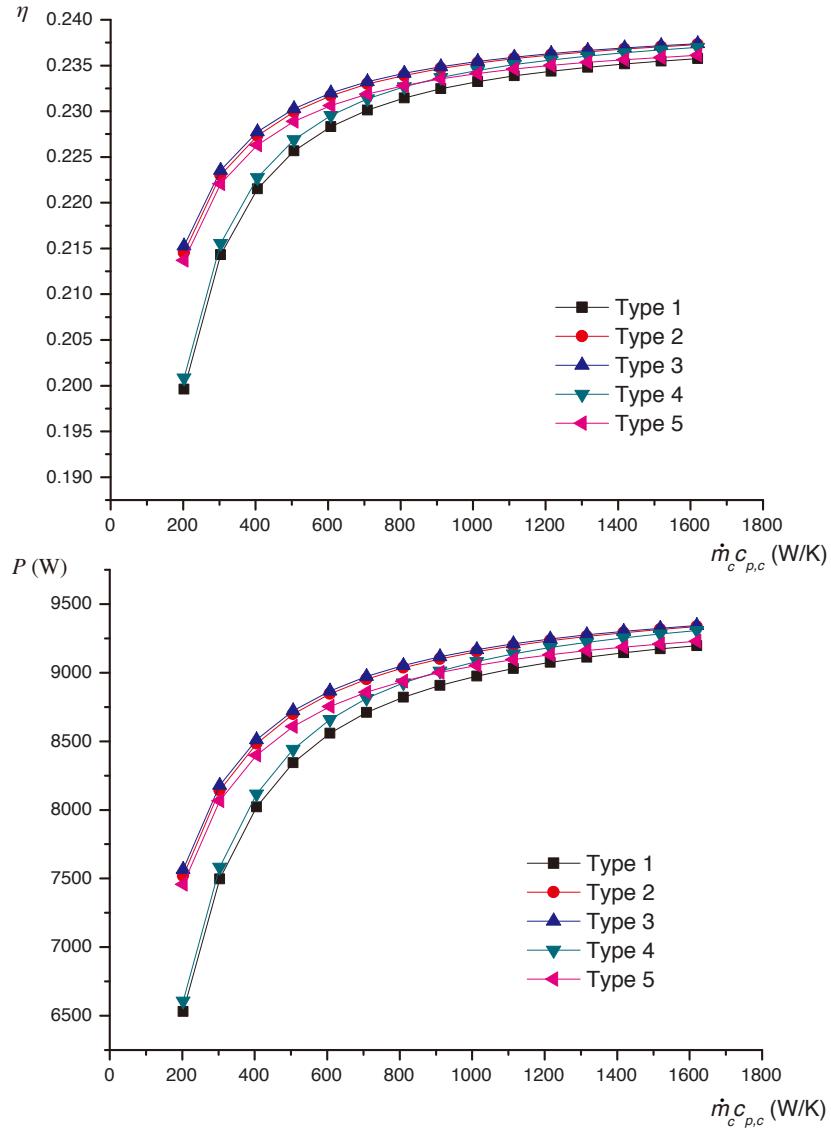


图 1-6 $\dot{m}_c c_{p,c}$ 对斯特林机组效率和功率的影响

性能都随着 $\dot{m}_c c_{p,c}$ 的增加而上升。对于较大的 $\dot{m}_c c_{p,c} (> 800 \text{ W/K})$, 第 2 种和第 3 种排布方式的斯特林机组具有类似的性能, 这意味着当 $\dot{m}_c c_{p,c}$ 较大时, 顺流或是逆流

对斯特林机组的性能的影响不大。第 4 种和第 5 种排布方式的性能曲线存在交点(约 830 W/K 处),对于较大的 $\dot{m}_c c_{p,c}$, 第 4 种排布方式具有更优的性能,对于较小的 $\dot{m}_c c_{p,c}$, 第 5 种排布方式具有更优的性能。这可以解释为,较大的 $\dot{m}_c c_{p,c}$ 削弱了并行连接带来的不利影响。

1.3.3 n_{se} 的影响

通过改变运行的斯特林机的数目,斯特林机组的性能也会随之改变。 n_{se} 会影响到每一台斯特林机的流体流量和温度。斯特林机组对于 n_{se} 的性能曲线图如图1-7所示。随着 n_{se} 的增大,所有排布方式的斯特林机组的效率都会下降。这是由于随着斯特林机数目的增加,每台斯特林机的平均冷热流体温差下降了。对于一些排布方式, n_{se} 同样存在临界值。当 n_{se} 大于该临界值时,斯特林机组中的一些斯特林机将会停止工作。基于第1.3.1节所采用的策略,减少运行的斯特林机的数目才能获得最大功率的输出。显然,当 n_{se} 大于临界值时,将运行的斯特林机数目减少至临界值可以获得最大的功率输出。这解释了图1-7中性能曲线中的水平线部分。

对于给定的冷热流体,选择合适的斯特林机数量显得格外重要。对于第 1 种排布方式,当 $n_{se} \geq 10$ 时,所有的斯特林机停止工作,这是因为冷热流体的 $\dot{m}c_p$ 值太小。对于第 2 种和第 3 种排布方式,所有斯特林机都会工作。斯特林机组的效率随着 n_{se} 的增大而减小,功率随着 n_{se} 的增大而增大。对于第 4 种排布方式,通过检查计算结果可以发现,如果一直不减少运行的斯特林机数目,当 $n_{se} = 13$ 时,最后 1 台斯特林机停止工作;当 $n_{se} = 14$ 时,只有前 10 台斯特林机正常工作;当 $n_{se} = 15$ 时,正常工作的斯特林机数目降至 9 台。对于第 5 种排布方式,通过检查结果可以发现,如果不直不减少运行的斯特林机数目,当 $n_{se} = 12$ 时,最后 2 台斯特林机停止工作;当 $n_{se} = 13$ 时,只有前 8 台斯特林机正常工作;当 $n_{se} = 14$ 时,正常工作的斯特林机数目降至 6 台。

1.4 本章小结

斯特林机组的排布方式影响流体的流量和温度分布,进而影响了斯特林机组中每台斯特林机的性能。为了比较不同排布方式的斯特林机组在不同运行参数下性能,进而优化太阳能光热发电梯级系统中斯特林机组的排布方式,本文依据斯特林机的特性提出了五种基本的斯特林机组排布方式,并为这五种基本排布方式建立了分析模型。

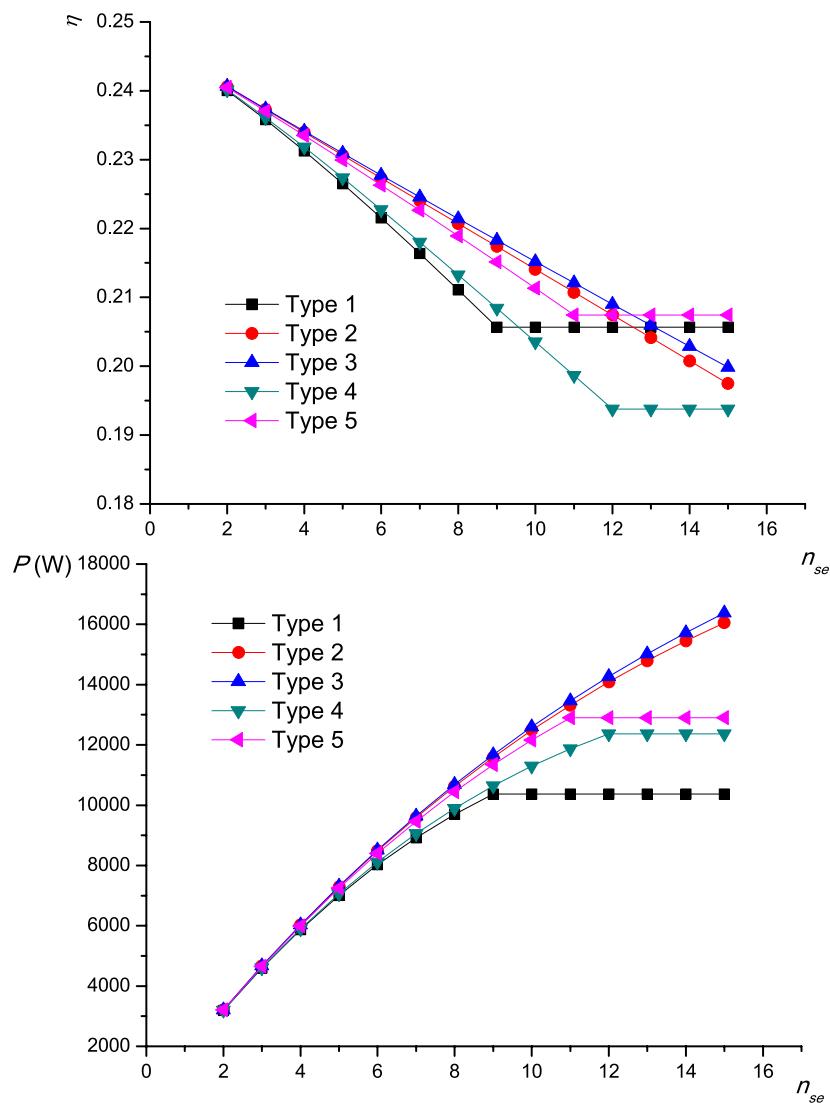


图 1-7 n_{se} 对斯特林机组效率和功率的影响

本文系统性地分析了不同排列方式的斯特林机组在不同 $T_{i,h}$ 、 $\dot{m}_h c_{p,h}$ 、 $\dot{m}_c c_{p,c}$ 及 n_{se} 下的性能, 得到了以下结论:

- (1) 降低 $T_{i,h}$ 或 $\dot{m}c_p$ 将会给各种排布方式的斯特林机组的性能带来不利影响。这是显而易见的, 因为 $T_{i,h}$ 或 $\dot{m}c_p$ 的降低将导致斯特林机热腔更低的温度分布, 斯特林机的热腔和冷腔温差的降低将会削弱斯特林机的性能。
- (2) 当热流体的入口温度低于某临界值时, 斯特林机组中的一些斯特林机将会停止工作。降低运行的斯特林机的数目则可能会增加斯特林机组的总输出功率。
- (3) 不同排布方式对热流体入口温度具有不同的健壮性。第 2 种排布方式对于较低的 $T_{i,h}$ 具有最佳健壮性, 当 $T_{i,h} \geq 730\text{ K}$ 时, 所有 6 台斯特林机都在工作。
- (4) 串联排布(第 2 种和第 3 种)的斯特林机组具有最优的性能和健壮性。给定了冷热流体, 采用串联排布是最优的排布方式。

2 梯级系统性能评估

2.1 系统简介

第??节选出了两种典型的梯级系统拓扑结构用于研究工作。需要指出的是，第??章提出并分析了分段加热系统。分段加热系统比传统的蒸汽发生系统具有更好的热效率和㶲效率。然而，本章的梯级系统并没有使用改分段加热系统，这是因为，首先，为了更加清晰地表明本文所提出的梯级系统因梯级集热和梯级利用带来的收益，本章的梯级系统不使用分段加热系统。其次，同使用传统的蒸汽发生系统的太阳能光热发电系统相比，使用分段加热系统的太阳能光热发电系统只是改变了太阳能场部分。因此可以方便地将分段加热系统引入梯级系统而不影响其它部分的计算。最后，第??章提出的分段加热系统有很大的改进空间，值得以后进行更深入地研究。

第??节选出了两种典型的梯级系统拓扑结构都采用了多种型式的集热器和多个热力循环来实现能量的梯级收集和梯级利用。然而，本章主要研究第一个拓扑结构，因为它使用更加广泛，也更适合大规模利用。图2-1为其拓扑结构示意图，在该系统结构中，碟式集热器用于为斯特林机和空气-水换热器提供热源，槽式集热器用于为朗肯循环的蒸汽发生过程提供热源。碟式集热器出口的高温空气(1037 K)先为斯特林机供热，以实现较高的转换效率，接着进入空气-水换热器为朗肯循环提供热量。朗肯循环的凝结水用于冷却斯特林机组，以回收利用斯特林机组释放的热量。斯特林机组以串联的形式连接以获得最佳的性能。

梯级系统的水回路的 $T-s$ 图如图2-2a所示。在朗肯循环中，过程 $2e-2f$ 的热量由斯特林机组提供。其传热过程曲线图如图2-2b所示。

2.2 系统评估方法

2.2.1 系统性能

梯级系统同时使用不同类型的集热器和不同种类的热力循环，它们相互耦合在一起。无法评价某一种型式的集热器收集的能量所产生的电能。一个更加通用的方式是

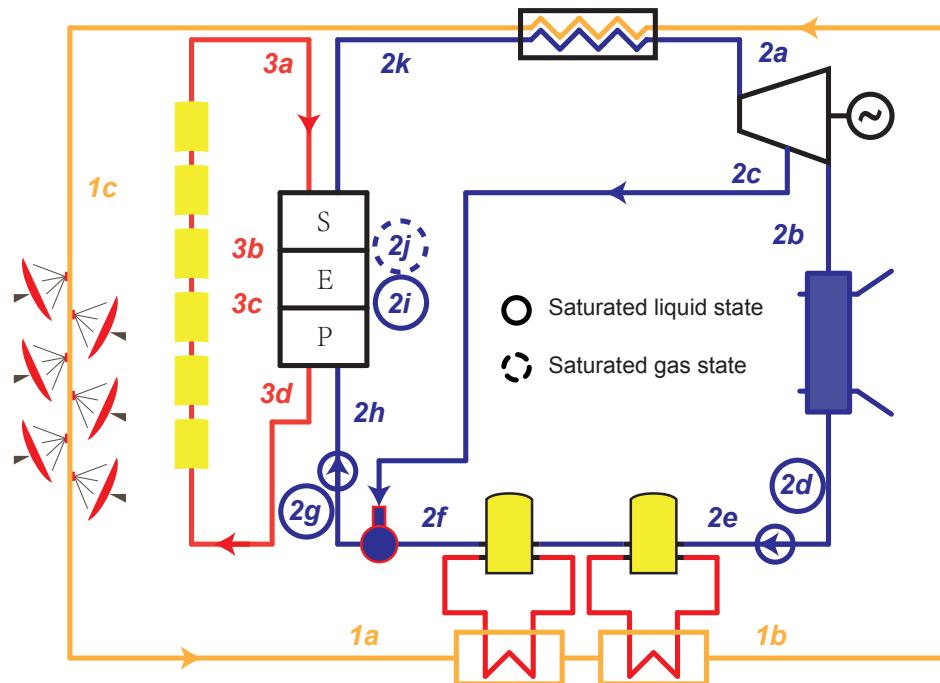
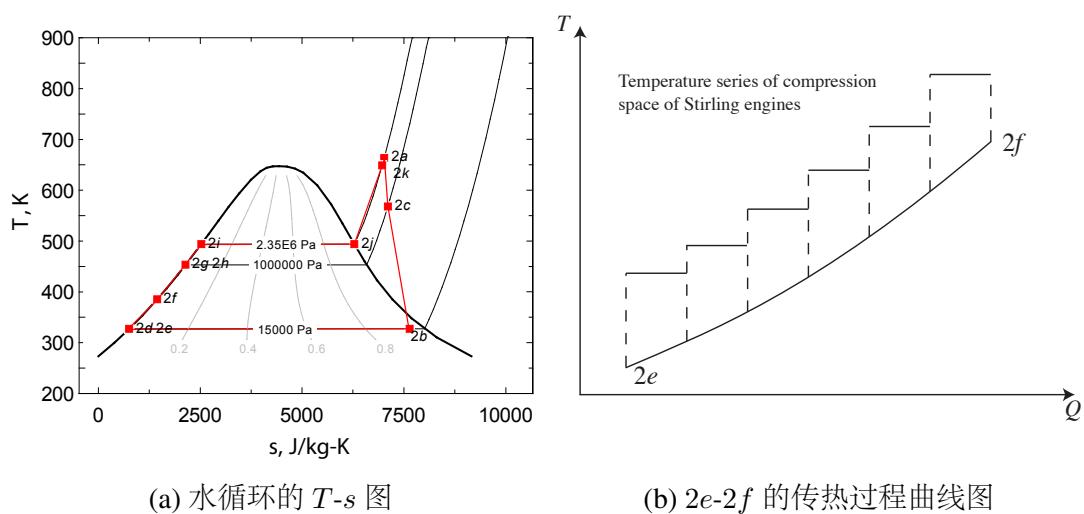


图 2-1 梯级系统结构示意图



(a) 水循环的 $T-s$ 图

(b) $2e-2f$ 的传热过程曲线图

图 2-2 水循环的过程曲线图和过程 $2e-2f$ 的传热曲线图

定义系统的整体效率。梯级系统的整体光电转换效率等于总的输出功除以总的输入太阳能。

$$\eta_{cs} = \frac{P_{cs}}{I_r A_{cs}} = \frac{P_{rk} + P_{sea}}{I_r A_{tc} + I_r A_{dc}} \quad (2.1)$$

其中, P_{rk} 是朗肯循环的输出功率, P_{sea} 是所有斯特林机的输出功率之和。

$$P_{rk} = P_{tb} - P_{pu}/\eta_{ge} \quad (2.2)$$

汽轮机的功率

$$P_{tb} = (1 - y) \dot{m}_2 (h_{2a} - h_{2b}) + y \dot{m}_2 (h_{2a} - h_{2c}) \quad (2.3)$$

泵消耗的功率

$$P_{pu} = (1 - y) \dot{m}_2 (h_{2e} - h_{2d}) + \dot{m}_2 (h_{2h} - h_{2g}) \quad (2.4)$$

依据能量守恒, 斯特林机组的输出总功率等于单位时间内热流体的焓降减去热流体的焓升。

$$P_{sea} = \dot{m}_1 (h_{1,i,1} - h_{1,o,n_1}) - \dot{m}_2 (h_{2,o,n_1} - h_{2,i,1}) \quad (2.5)$$

正如前文提到的, $\frac{P_{rk}}{I_r A_{tc}}$ 并不能表明槽式集热器的发电效率, $\frac{P_{sea}}{I_r A_{dc}}$ 也不能表示碟式集热器的效率。

2.2.2 系统对比方案

梯级系统评估的另一个重要方面是与现有太阳能光热发电技术进行对比分析。主要有以下几种对比方案:

(1) 同槽式系统进行对比。

当选择与槽式系统进行对比时, 梯级系统获取的效率提升难以辨别出是由于采用梯级系统带来的提升还是只是由于采用了碟式集热器和斯特林机组带来的提升。

(2) 同碟式系统对比。

当选择与碟式系统进行对比时, 梯级效率获得的成本的降低难以区分是由于采用梯级系统带来的降低还是只是由于采用了槽式集热器和朗肯循环带来的降低。

(3) 与多种系统同时对比。

一种自然的想法是,尽可能选用和梯级系统中相同的部件。这意味着,需要同时选择槽式系统和碟式系统作为对比的系统。这两个系统独立存在,不存在梯级利用的关系,称为独立系统。

由于独立系统和梯级系统不同,独立系统中的槽式集热器和汽轮机不可能同时和梯级系统中的相同。同样,独立系统中的碟式集热器和斯特林机不可能同时和梯级系统中的相同。

如果以相同的汽轮机输出功和相同的斯特林机输出功作为选择独立系统的条件,独立系统将具有和梯级系统不同的槽式集热面积以及不同的碟式集热面积。然而,这将非常不利于未来对梯级系统进行经济性对比分析,因为槽式集热器单位面积的成本和碟式集热器单位面积的成本相差很大。

一个更好的选择方案则是,以相同的槽式集热器和相同的碟式集热器作为选择独立系统的条件,这样可以利用发电设备的变工况运行来实现不更换设备就能满足发电要求。同时,由于输出都是电能,可以很方便地进行效率对比分析和经济对比分析。

本文选用以相同的槽式集热器和相同的碟式集热器作为选择独立系统的条件,即独立系统具有和梯级系统相同的槽式集热器和碟式集热器。

2.3 系统参数的确定

为了研究梯级系统的性能及其影响因素,需要对系统进行建模仿真分析。第??章详细介绍了系统的建模方法。完成系统建模后,另一项重要的任务就是确定系统的参数。

系统中的参数主要由以下部分确定:

(1) 环境

典型的环境参数值设定为: $I_r = 700 \text{ W/m}^2$, $T_{amb} = 293 \text{ K}$, $p_{amb} = 1 \times 10^5 \text{ Pa}$, $v_{amb} = 1 \text{ m/s}$ 。

(2) 汽轮机

汽轮机以青岛捷能汽轮机集团股份有限公司的 N-6 2.35 系列产品为设计模型。其额定参数为: $P = 6 \text{ MW}$, $p_s = 2.35 \text{ MPa}$, $T_s = 390^\circ\text{C}$, $\dot{m} = 32.09 \text{ t/h}$, $p_c = 0.015 \text{ MPa}$, $s_{tb} = 3000 \text{ rpm}$ 。

已知主汽参数,其比焓和比熵可以通过物性参数插件 CoolProp 获得: $h_s =$

$3.2203 \times 10^6 \text{ J/kg}$, $s_s = 7.0149 \times 10^3 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$ 。

汽轮机的排汽焓: $h_c = h_s - \frac{P}{\dot{m}} = 2.5472 \times 10^6 \text{ J/kg}$.

已知排汽压力以及 $s_{i,c} = s_s$, 汽轮机的理想排汽焓值可以由 CoolProp 获得:

$h_{i,c} = 2.2737 \times 10^6 \text{ J/kg}$ 。

所以, 汽轮机的等熵效率 $\eta_{i,tb} = \frac{h_s - h_c}{h_s - h_{i,c}} = 0.71$.

考虑到应用于本文提出的梯级系统, 汽轮机的设计参数选择值见表 reftab:CascadeSystemParameters。

(3) 槽式集热器

由于 LUZ 公司的 LS-3 型号的集热器的试验数据比较丰富, 本文选用它作为槽式集热器。它的主要参数见表 2.1^[?]。

表 2.1 LS-3 型槽式集热器的主要参数

参数	值	参数	值	参数	值
A_{pc}	570.2 m^2	w_{dc}	5.76 m	L_{dc}	99 m
f	1.71 m	d_i	0.066 m	d_o	0.07 m
$d_{abs,i}$	0.113 m	$d_{abs,o}$	0.115 m	Rim angle	80°
ϵ	0.15	η_{peak}	0.77	ρ	0.94
τ	0.95	α	0.96	Fe	0.97

(4) 碟式集热器

碟式集热器的反射镜选用 SES 公司的产品, 而碟式接收器采用自行设计。碟式集热器的反射镜参数和接收器参数见表 ??。

(5) 斯特林机

梯级系统所用的斯特林机和第 sec:StirlingEngineModel 节中分析的斯特林机相同, 即 GPU-3 型斯特林机, 其参数见表 tab:GPU3parameters。

(6) 预热器

水在预热器中由过冷水被加热成饱和液态水, 水在预热器的出口干度为 0 ($x = 0$)。

此外, 考虑到夹点温度, 预热器的入口油温要比出口水温高出 ΔT_{min} , 即 $T_{3c} - T_{2i} = \Delta T_{min}$, ΔT_{min} 设定为 15 K。

(7) 蒸发器

水在蒸发器中由饱和液态水被加热成饱和蒸汽, 水在蒸发器的出口干度为 1 ($x = 1$)。

(8) 过热器

过热器的入口油温受限于导热油的属性。在梯级系统中, 导热油选用 Therminol VP-1 型合成油。它的物性参数可以通过 CoolProp 得到。过热器的入口油温设定为 $T_{3a} = 623\text{ K}$ 。

(9) 除氧器

除氧器具有两股入口流体和一股出口流体, 它们都具有相同的压力。设定除氧器的压力 $p_{se} = 1 \times 10^6\text{ Pa}$ 。除氧器的出口流体为饱和液态水, 其干度为 0 ($x = 0$)。

(10) 空气-水换热器

空气-水换热器的入口空气温度设定为 $T_{1b} = 673\text{ K}$ 。

2.3.1 主要设计参数小结

梯级系统的主要设计参数归纳见表2.2。

表 2.2 梯级系统的基本设计参数

参数	值	参数	值	参数	值
I_r	700 W/m^2	$T_{dc,o}$	1073 K	n_{se}	100
T_{amb}	293 K	p_{dc}	$5 \times 10^5\text{ Pa}$	T_s	613 K
p_{amb}	$1 \times 10^5\text{ Pa}$	$\Delta T_{3,2,min}$	15 K	p_s	$2.35 \times 10^6\text{ Pa}$
v_{amb}	1 m/s	$T_{tc,o}$	623 K	p_c	$1.5 \times 10^4\text{ Pa}$
P_{ge}	$6 \times 10^6\text{ W}$	p_{tc}	$2 \times 10^6\text{ Pa}$	$T_{s,d}$	663 K
$T_{dc,i}$	623 K	T_{1b}	673 K	p_{de}	$1 \times 10^6\text{ Pa}$

2.4 对比系统的选择

独立系统的结构示意图如图2-3所示。为了完成梯级系统的对比分析, 利用系统

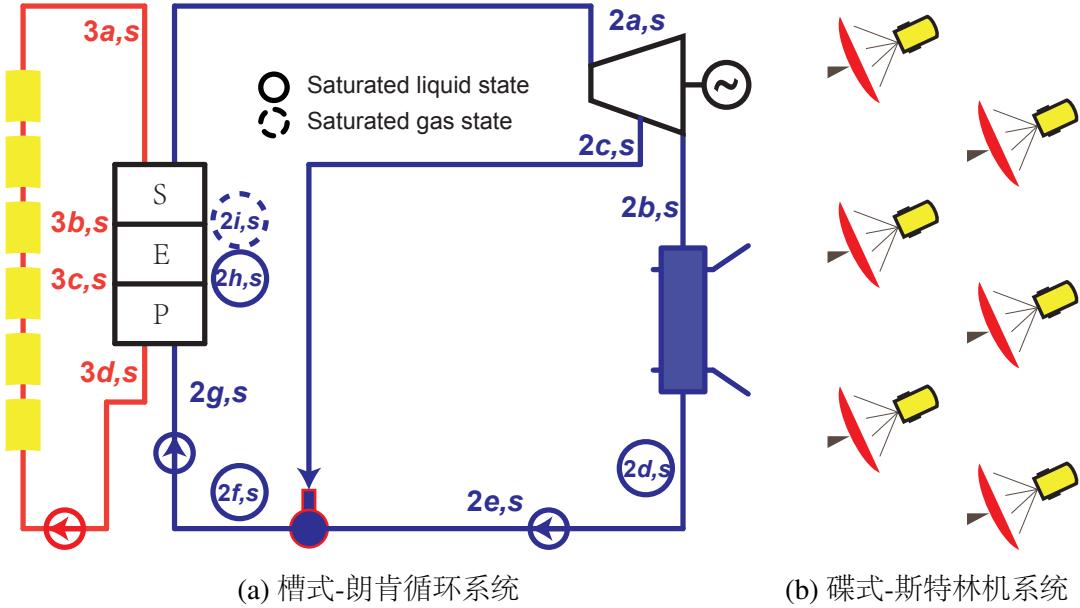


图 2-3 独立系统的结构示意图

建模方法,对两个独立系统分别进行建模工作。这两个独立系统分别使用和梯级系统相同的槽式集热器和碟式集热器。

2.4.1 独立槽式-朗肯循环系统

汽轮机的设计参数和相对内效率和梯级系统中的汽轮机一样。除氧器的工作压力和梯级系统中的一样。于是,图2-3中汽轮机的状态点 $2b, s$ 和 $2c, s$ 的参数可以由下式求出

$$\eta_{i,tb} = (h_{2a,s} - h_{2b,s}) / (h_{2a,s} - h_{i,2b,s}) = (h_{2a,s} - h_{2c,s}) / (h_{2a,s} - h_{i,2c,s}) \quad (2.6)$$

汽轮机的输出功率

$$P_{tb,s} = (1 - y_s) \dot{m}_{2,s} (h_{2a,s} - h_{2b,s}) + y_s \dot{m}_{2,s} (h_{2a,s} - h_{2c,s}) \quad (2.7)$$

发电机的输出功率

$$P_{ge,s} = P_{tb,s} \eta_{ge} \quad (2.8)$$

泵消耗的总功率

$$P_{pu,s} = (1 - y_s) \dot{m}_{2,s} (h_{2e,s} - h_{2d,s}) + \dot{m}_{2,s} (h_{2g,s} - h_{2f,s}) \quad (2.9)$$

水循环吸收的热

$$Q_{2,s} = \dot{m}_{2,s} (h_{2a,s} - h_{2g,s}) \quad (2.10)$$

发电机的效率和梯级系统中发电机的效率相同,所以朗肯循环的效率可以表示为

$$\eta_{rk,s} = (P_{tb,s} - P_{pu,s}/\eta_{ge})/Q_{2,s} \quad (2.11)$$

2.4.2 独立碟式-斯特林机系统

在独立碟式-斯特林机系统中,为了和现有技术进行对比,将具有和碟式集热器相同数目的斯特林机放置于碟式集热器的焦点处。斯特林机利用水来冷却。 $T_{H,s}$ 选择为碟式集热器出口的空气温度,即 1073 K, $T_{L,s}$ 依据 Fraser 的论文^[?] 中的默认膨胀腔的温度数据选定为 310 K。 k 和 γ 选择和梯级系统中的斯特林机相同。

$$\eta_{sea,s} = \frac{T_{H,s} - T_{L,s}}{T_{H,s} + \frac{1 - e_s}{k - 1} \cdot \frac{T_{H,s} - T_{L,s}}{\ln \gamma}} \quad (2.12)$$

其中, $T_{R,s} = \frac{T_{H,s} - T_{L,s}}{\ln(T_{H,s}/T_{L,s})}$, $e_s = \frac{T_{R,s} - T_{L,s}}{T_{H,s} - T_{L,s}}$ 。

斯特林机组的总输出功率为

$$P_{sea,s} = n_{dc} A_{dc} I_r \eta_{dc} \eta_{sea,s} \quad (2.13)$$

2.5 同独立系统的对比分析

设计参数下,经过系统建模和仿真,得到梯级系统和其对应独立系统的结果如表2.3所示。其中,梯级系统的斯特林机组采用串联逆流的排布方式(第3种基本排布方式)。可以发现,在设计参数条件下,梯级系统可以获得比其对应的独立系统更高的光热发电效率。尽管梯级系统斯特林机组的效率较低,但朗肯循环的效率更高。梯级系统可以获得额外 3.83×10^4 W 的功率输出。

接下来的各节分析在不同影响因素的影响下,梯级系统与其对应的独立系统之间的对比分析。

表 2.3 设计参数下, 梯级系统和其对应的独立系统的模拟分析结果

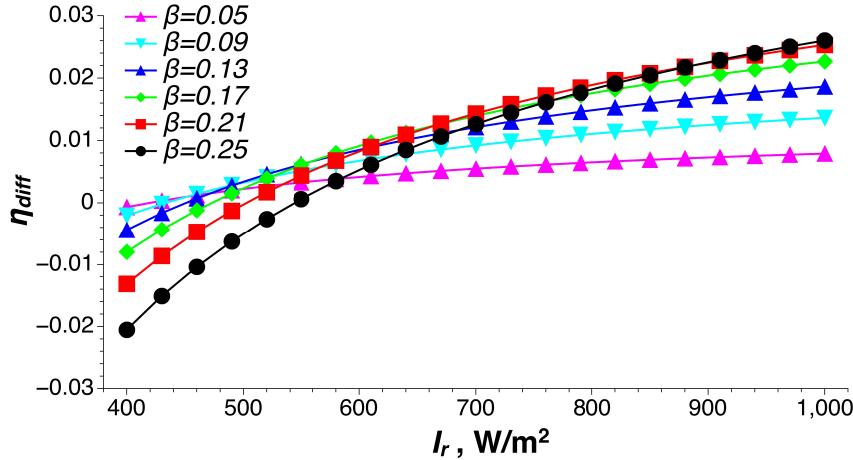
Parameter	Value	Parameter	Value	Parameter	Value
η_{cs}	0.1974	$\eta_{sea,s}$	0.3786	$P_{ge,s}$	$5.826 \times 10^6 \text{ W}$
η_s	0.1962	η_{rk}	0.2660	P_{sea}	$3.552 \times 10^5 \text{ W}$
η_{diff}	0.0062	$\eta_{rk,s}$	0.2678	$P_{sea,s}$	$4.909 \times 10^5 \text{ W}$
η_{sea}	0.3407	P_{ge}	$6 \times 10^6 \text{ W}$	P_{diff}	$3.830 \times 10^4 \text{ W}$

2.5.1 I_r 的影响

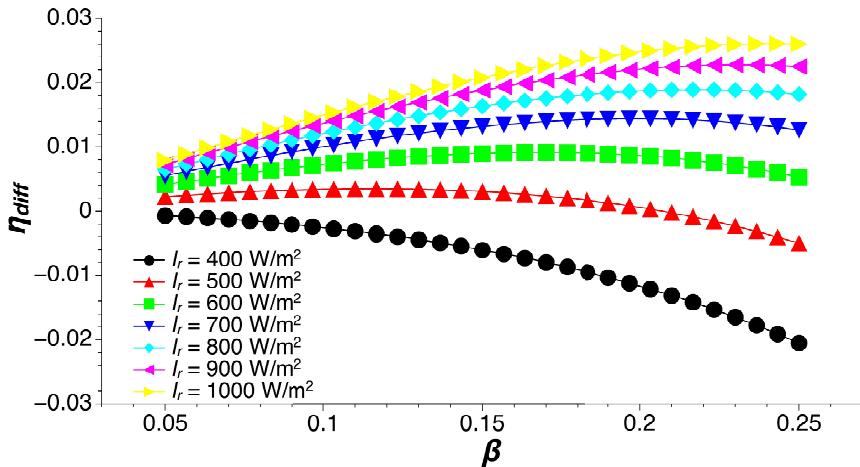
I_r 对梯级系统和独立系统都有影响, 因此对两种系统的效率差异 (η_{diff}) 也有影响。 I_r 对 η_{diff} 的影响曲线图如图2-4所示。从图中可以发现, 对于较高的辐射强度 ($I_r > 550 \text{ W/m}^2$), $\eta_{diff} > 0$, 梯级系统可以获得更高的光电转换效率。对于较低的辐射强度 ($I_r < 550 \text{ W/m}^2$), η_{diff} 可能为负值。在这种条件下, 梯级系统的光电转换效率要低于其对应的独立系统。这可以被解释为, 由于梯级系统使用朗肯循环的给水来冷却斯特林机, 随着给水温度的升高, 这种冷却方式将会削弱斯特林机的冷却效果, 导致斯特林机功率和效率的下降。对于较低的 I_r , 汽轮机功率的增加量要小于斯特林机组因此带来的功率损失。而随着 I_r 的增大, 凝结液吸收的热量给汽轮机带来的功率提升逐渐高于斯特林机的功率损失。所以, 太阳直射辐射强度 I_r 较高的地区更适合采用梯级系统。这意味着太阳直射辐射强度是梯级系统选址所需要考虑的一个重要因素。

2.5.2 β 的影响

表2.3中的结果表明, 在设计参数条件下, 梯级系统带来的效率提升非常低。其中的一个原因就是 β (斯特林机发电功率占系统发电总功率的比例)太小。这样被朗肯循环给水吸收的斯特林机组释放的热量只占朗肯循环吸收总热量的一小部分, 梯级利用的效果并不明显。所以, 增加 β 可以增加梯级利用的效果, 可能可以获得更大的 η_{diff} 。不同太阳辐射强度条件下的 β 对 η_{diff} 的影响如图2-5所示。可以发现, 对于较高的太阳直射辐射强度, 增加 β 可以获得更高的效率提升, 但是, 这个提升存在极限值。对于 $I_r = 900 \text{ W/m}^2$, 当 $\eta_{diff} = 0.0228$ 时, 获得最大效率提升值 $\eta_{diff} = 0.0228$ 。对于较低的太阳直射辐射强度, η_{diff} 为负值, 增加 β 将会进一步减小 η_{diff} 。其原因和


 图 2-4 I_r 对 η_{diff} 的影响曲线图

第2.5.1节一样。


 图 2-5 β 对 η_{diff} 的影响曲线图

2.5.3 冷热流体流动方向的影响

正如第1章中提到的，斯特林机组的排布方式对系统的发电效率有影响。采用串联连接是最好的连接方式。本小节研究在串联连接的条件下，冷热流体流动方向(顺流逆流)对 η_{diff} 的影响。同逆流相比，顺流会导致前面的斯特林机的功率和效率更高，而后面的斯特林机的功率和效率更低。

表 2.4 斯特林机组采用不同流体流动方向时的模拟结果

x	顺流				逆流			
	$T_{1,i}$	$T_{2,i}$	P_{sea}	η_{sea}	$T_{1,i}$	$T_{2,i}$	P_{sea}	η_{sea}
	K	K	W	-	K	K	W	-
1	1073.15	327.17	5000	0.3648	1073.15	348.09	4867	0.3601
2	1022.38	329.80	4630	0.3599	1023.25	345.48	4541	0.3562
3	974.35	332.29	4280	0.3544	975.82	343.00	4230	0.3520
4	928.90	334.65	3949	0.3485	930.75	340.65	3934	0.3474
5	885.91	336.88	3635	0.3419	887.94	338.42	3654	0.3424
6	845.26	339.00	3338	0.3347	847.28	336.29	3387	0.3370
7	806.82	341.00	3057	0.3269	808.69	334.28	3134	0.3312
8	770.49	342.91	2792	0.3184	772.06	332.37	2894	0.3248
9	736.16	344.71	2541	0.3090	737.31	330.55	2666	0.3180
10	703.75	346.43	2304	0.2989	704.37	328.82	2450	0.3106

两种不同流体流动方向的模拟结果见表2.4。冷热流体在不同斯特林机处的温度以及不同斯特林机的效率的拟合曲线如图2-6和图2-7所示。

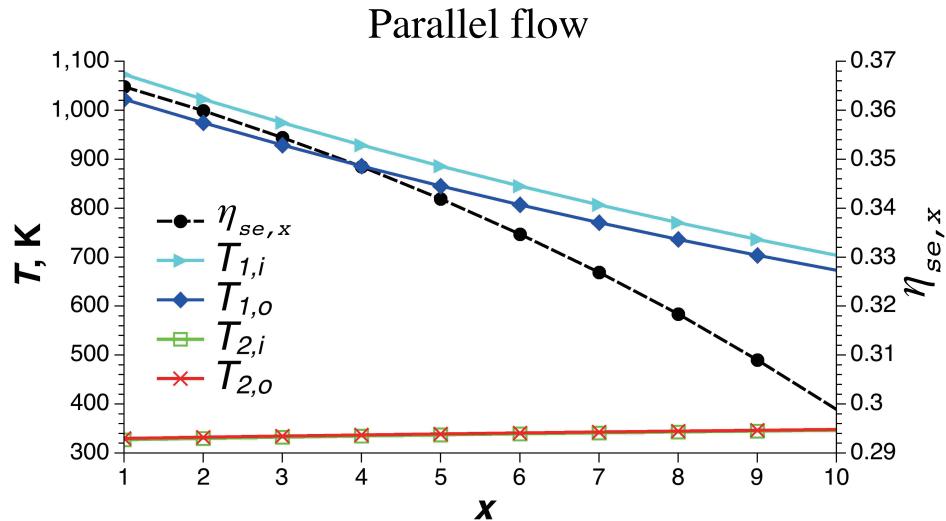


图 2-6 顺流条件下,流体在不同斯特林机处的温度以及不同斯特林机的效率的拟合曲线图

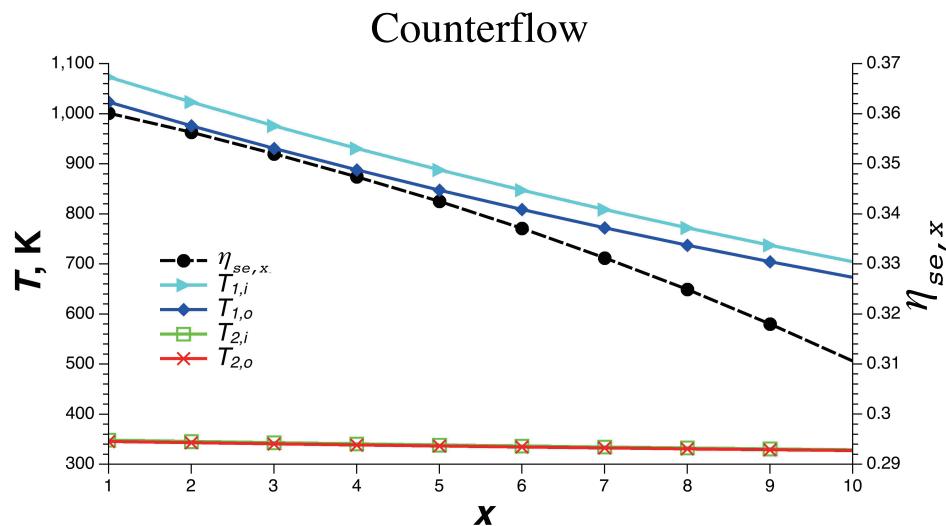


图 2-7 逆流条件下,流体在不同斯特林机处的温度以及不同斯特林机的效率的拟合曲线图

可以发现,相比于热力流体温度变化量,冷却流体的温度增量非常小,这是因为冷却流体(水)具有大得多的 $c_p m$ 。这也使得两种流动方向的斯特林机组的性能差异很小。

为了更加清晰地找出两种流动方向的差异,本文建立了简单的斯特林机组模型,并进行了模拟分析。 $T_{1,i}$, $T_{1,o}$, $T_{2,i}$ 及 $q_{1,m}$ 设定为固定值,并和梯级系统中的值相同。

通过改变 $q_{2,m}$ 的值, 研究不同 $q_{2,m}$ 条件下, 两种流动方向的斯特林机组的效率(对应顺流和逆流, 分别为 η_p 和 η_c)。斯特林机组的效率曲线图如图2-8所示, 可以发现, 逆流方式具有比顺流方式更高的斯特林机组效率。但是, 随着 $q_{2,m}$ 的增大, 这种差异越来越小。

对于冷热流体的 $c_p\dot{m}$ 具有很大差别的系统, 这意味着一种流体的温度变化量很小, 这时采用顺流和逆流对系统效率的影响很小。对于冷热流体的 $c_p\dot{m}$ 相差不大的系统, 采用逆流方式将会获得更高的效率。

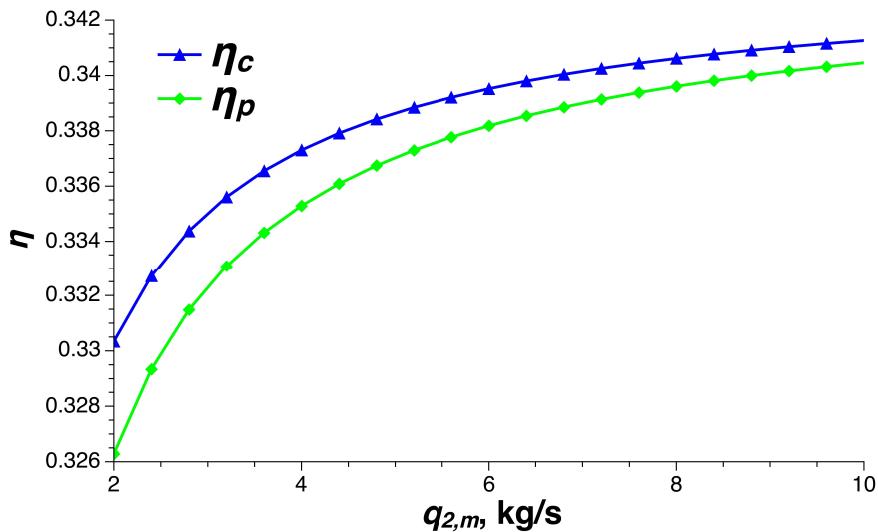


图 2-8 斯特林机组在不同 $q_{2,m}$ 条件下的效率曲线

2.6 本章小结

本章选取了一种有效的典型梯级系统拓扑结构进行 In this chapter, an effective typical cascade system proposed in Chapter ?? is chosen for evaluation. This cascade system uses two different types of collectors and two different power generation methods. Steam Rankine cycle is applied for this system for its widely applied applications. Reasonable parameters are selected and the system model is developed. Two stand-alone systems are chosen as the comparison systems for system evaluation. They use the same dish collectors and trough collectors of the cascade system. Simulations of the cascade system are carried out and results are compared with corresponding stand-alone systems.

Results show that I_r is the key factor to determine whether cascade system should be

applied in a certain location. Compared to corresponding stand-alone systems, the cascade system can achieve a higher efficiency with high solar irradiance ($I_r > 550 \text{ W/m}^2$). The directions to increase the efficiency difference between cascade system and corresponding stand-alone systems are also considered. To design a cascade system including Stirling engine array, flow type of fluids for heating and cooling Stirling engine array is also required to be considered.