

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

太阳能梯级集热发电系统优化设计及
其建模研究

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 optimization and
modeling research

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,进而开发了太阳能光热发电系统设计软件。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列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列方式,发现串联连接是最佳的排列方式,斯特林机组具有最佳健壮性和最大的发电效率。

提出了分段加热系统,有效降低了蒸汽发生系统中的熵损。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,换热过程有较大的熵损。本文提出分段加热的方法,通过改变各段加热流体的流量,减小换热温差,降低换热过程的熵损,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性能评估指标及其与传统型式太阳能光热发电独立系统的对比方法。经过建模仿真分析发现,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。

建立了太阳能光热发电实验平台,并开展了相关的实验工作。在相关实验条件下,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。实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 arrangement for the best robustness and maximum efficiency of the Stirling engines.

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. After modeling and simulation of the systems, 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	VII
表格索引	VIII
1 梯级系统性能评估	1
1.1 系统简介	1
1.2 系统评估方法	1
1.3 系统参数的确定	4
1.4 对比系统的选择	6
1.5 同独立系统的对比分析	8
1.6 本章小结	13
参考文献	14
附录 A 流体与定温热源的传热计算公式	15
附录 B 等热流密度下的流体与定温热源的传热计算公式	17
附录 C 类 Stream 的 MATLAB 源代码	19
附录 D 攻读学位期间的主要成果和奖励	21

术语表

f 焦距, m

n 数目

希腊字母

β 斯特林机发电功率占系统发电总功率的比例

η_{diff} 梯级系统效率与其对应独立系统的效率差, $\eta_{cs} - \eta_s$

下标

cs 梯级系统

i 进口

o 出口

p 顺流; 特解; 活塞

rk 朗肯循环

s 独立系统

se 斯特林机

sea 斯特林机组

插图索引

图 1-1	梯级系统结构示意图	2
图 1-2	水循环的过程曲线图和过程 $2e-2f$ 的传热曲线图	2
图 1-3	独立系统的结构示意图	7
图 1-4	法向直射辐射强度 I_r 对 η_{diff} 的影响曲线图	10
图 1-5	斯特林机发电比例 β 对 η_{diff} 的影响曲线图	10
图 1-6	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	12
图 1-7	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	12
图 1-8	斯特林机组效率与冷却流体流量之间的曲线关系图	13
图 1-1	流体与定温热源的传热示意图	15
图 2-1	等热流密度下的流体与定温热源的传热示意图	17

表格索引

表 1.1	LS-3 型槽式集热器的主要参数	5
表 1.2	梯级系统的基本设计参数	6
表 1.3	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	9
表 1.4	斯特林机组采用不同流体流动方向时的模拟结果	11

1 梯级系统性能评估

1.1 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该分段加热系统方案。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，本章主要研究第一种拓扑结构，因为它使用更加广泛，也更适合大规模利用。图1-1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，接着再进入空气-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1-2a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1-2b所示。

1.2 系统评估方法

1.2.1 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及其光电转换效率。一个

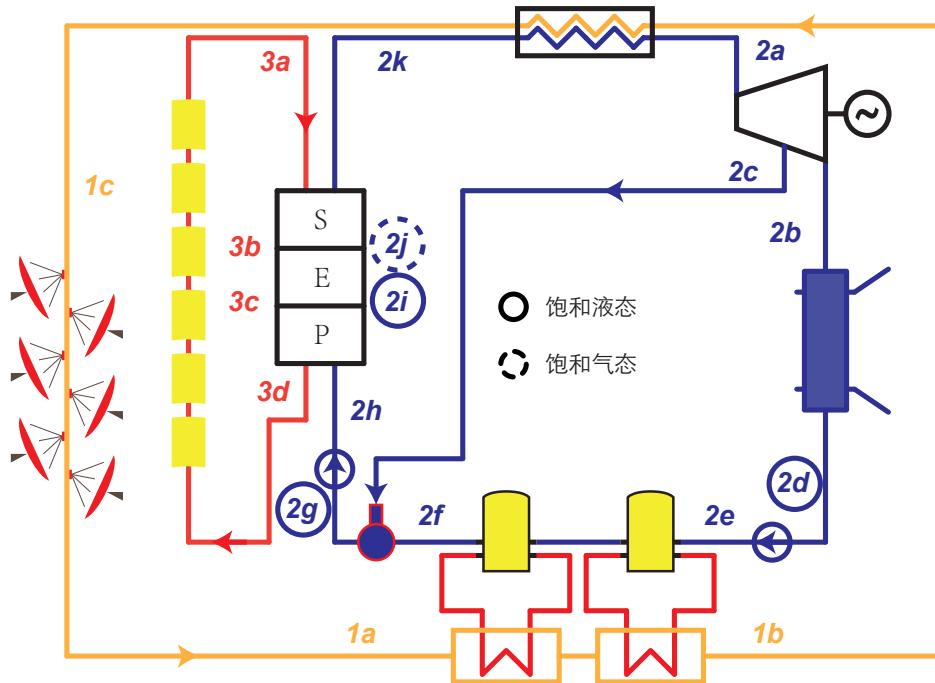
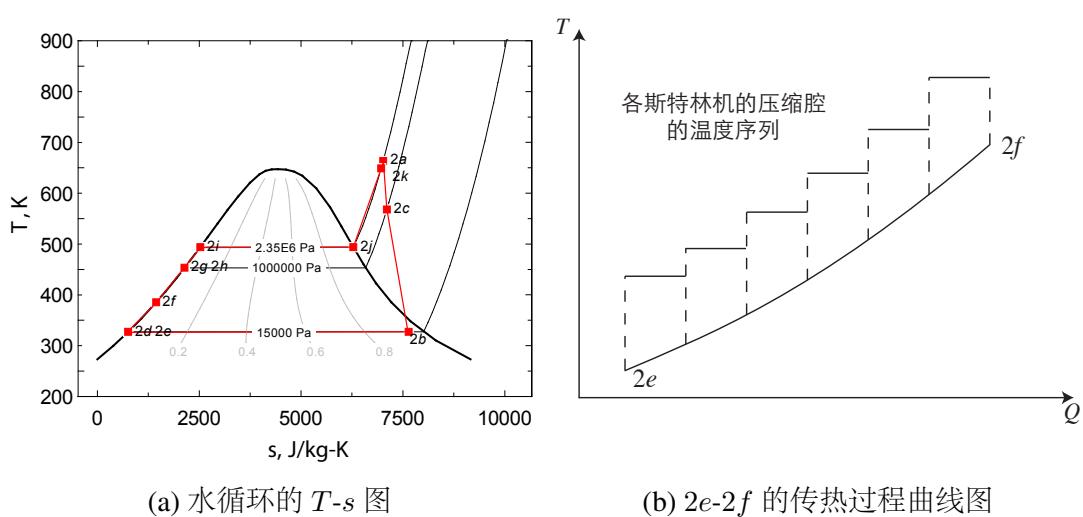


图 1-1 梯级系统结构示意图



(a) 水循环的 $T-s$ 图

(b) $2e-2f$ 的传热过程曲线图

图 1-2 水循环的过程曲线图和过程 $2e-2f$ 的传热曲线图

更加通用的方式是定义系统的整体效率。梯级系统的整体光电转换效率定义为总的输出功除以总的输入太阳光能。

$$\eta_{cs} = \frac{P_{cs}}{I_r A_{cs}} = \frac{P_{rk} + P_{sea}}{I_r A_{tc} + I_r A_{dc}} \quad (1.1)$$

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。

$$P_{rk} = P_{tb} - P_{pu}/\eta_{ge} \quad (1.2)$$

汽轮机的功率

$$P_{tb} = (1 - y) \dot{m}_2 (h_{2a} - h_{2b}) + y \dot{m}_2 (h_{2a} - h_{2c}) \quad (1.3)$$

泵消耗的功率

$$P_{pu} = (1 - y) \dot{m}_2 (h_{2e} - h_{2d}) + \dot{m}_2 (h_{2h} - h_{2g}) \quad (1.4)$$

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。

$$P_{sea} = \dot{m}_1 (h_{1,i,1} - h_{1,o,n_1}) - \dot{m}_2 (h_{2,o,n_1} - h_{2,i,1}) \quad (1.5)$$

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发电效率。

1.2.2 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) 同碟式系统进行对比。

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来组成对比系统。这意味着,需要同时选择槽式-朗肯循环系统和碟式-斯特林机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集热面积和汽轮机输出功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集热面积和斯特林机输出功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而满足发电要求。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。

本文选用第三种对比方案,同时,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,即所选择的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。

1.3 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。利用太阳能光热系统设计软件完成系统建模后,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 系列产品为设计原型。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: $h_s = 3.2203 \times 10^6 \text{ J/kg}$, $s_s = 7.0149 \times 10^3 \text{ J/(kg \cdot K)}$ 。

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

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, 汽轮机的相对内效率 $\eta_{i,tb} = \frac{h_s - h_c}{h_s - h_{i,c}} = 0.71$ 。

考虑到适用于本文提出的梯级系统, 汽轮机的参数选择值见表1.2。

(3) 槽式集热器

由于 LUZ 公司的 LS-3 型号的集热器的实验数据比较丰富, 本文选用它作为槽式集热器。它的主要参数见表1.1^[1]。

表 1.1 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??节中分析的斯特林机相同, 即 GPU-3 型斯特林机, 其参数见表??。

(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 $p_e = 1 \times 10^6 \text{ Pa}$ 。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 $T_{1b} = 673 \text{ K}$ 。

1.3.1 主要设计参数小结

梯级系统的主要设计参数归纳见表1.2。

表 1.2 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}	$1 \times 10^6 \text{ Pa}$

1.4 对比系统的选择

独立系统的结构示意图如图1-3所示。为了完成梯级系统的对比分析，利用系统建模方法，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与梯级系统相同的槽式集热器和碟式集热器。

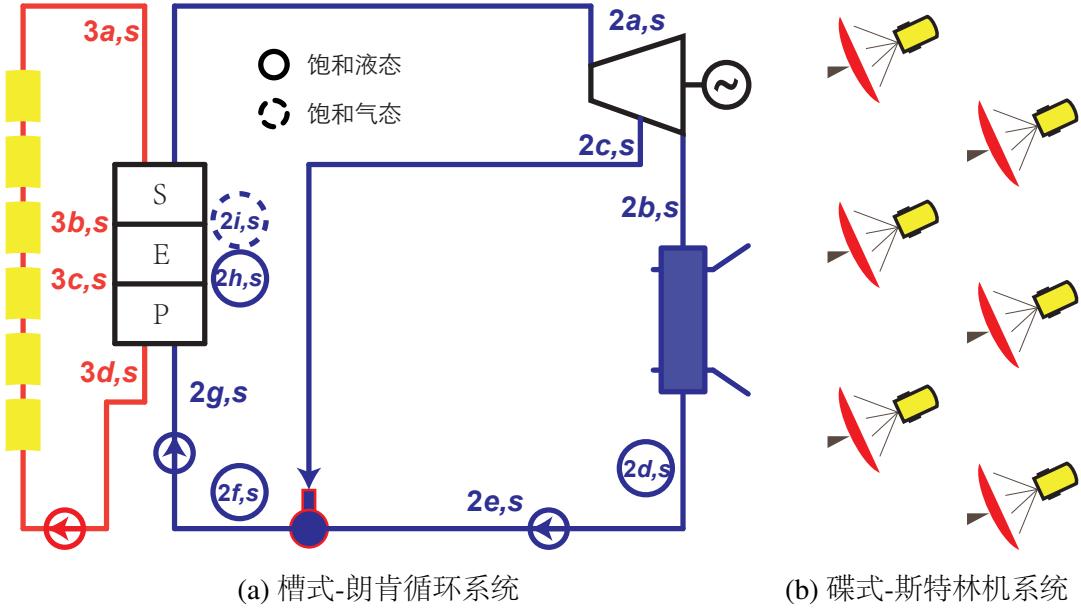


图 1-3 独立系统的结构示意图

1.4.1 独立槽式-朗肯循环系统

汽轮机的设计参数和相对内效率与梯级系统中的汽轮机一样。除氧器的工作压力与梯级系统中的一样。于是,图1-3中汽轮机的状态点 $2b, s$ 和 $2c, s$ 的参数可以由下式求出

$$\eta_{i,tb} = (h_{2a,s} - h_{2b,s}) / (h_{2a,s} - h_{i,2b,s}) = (h_{2a,s} - h_{2c,s}) / (h_{2a,s} - h_{i,2c,s}) \quad (1.6)$$

汽轮机的输出功率

$$P_{tb,s} = (1 - y_s) \dot{m}_{2,s} (h_{2a,s} - h_{2b,s}) + y_s \dot{m}_{2,s} (h_{2a,s} - h_{2c,s}) \quad (1.7)$$

发电机的输出功率

$$P_{ge,s} = P_{tb,s} \eta_{ge} \quad (1.8)$$

泵消耗的总功率

$$P_{pu,s} = (1 - y_s) \dot{m}_{2,s} (h_{2e,s} - h_{2d,s}) + \dot{m}_{2,s} (h_{2g,s} - h_{2f,s}) \quad (1.9)$$

水循环的吸热量

$$Q_{2,s} = \dot{m}_{2,s} (h_{2a,s} - h_{2g,s}) \quad (1.10)$$

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

$$\eta_{rk,s} = (P_{tb,s} - P_{pu,s}/\eta_{ge})/Q_{2,s} \quad (1.11)$$

1.4.2 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^[2] 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。

由于冷热流体的改变(冷流体改用了冷却水,选用固定膨胀腔温度的方式进行计算;取消了热流体,而采用太阳辐射直接照射的方式让斯特林机直接从太阳辐射中获取能量),本文建立的斯特林机模型不能应用于该独立碟式-斯特林机系统中的斯特林机。采用经典的斯特林机模型公式来计算斯特林机的效率^[3]:

$$\eta_{sea,s} = \frac{T_{H,s} - T_{L,s}}{T_{H,s} + \frac{1 - e_s}{k - 1} \cdot \frac{T_{H,s} - T_{L,s}}{\ln \gamma}} \quad (1.12)$$

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

$$P_{sea,s} = n_{dc} A_{dc} I_r \eta_{dc} \eta_{sea,s} \quad (1.13)$$

1.5 同独立系统的对比分析

在设计参数条件下,经过系统建模和仿真,得到梯级系统和其对应的独立系统的结果如表1.3所示。其中,梯级系统的斯特林机组采用串联逆流的排列方式(第 3 种基本排列方式)。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。

表 1.3 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

参数	值	参数	值	参数	值
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}	$3.830 \times 10^4 \text{ W}$

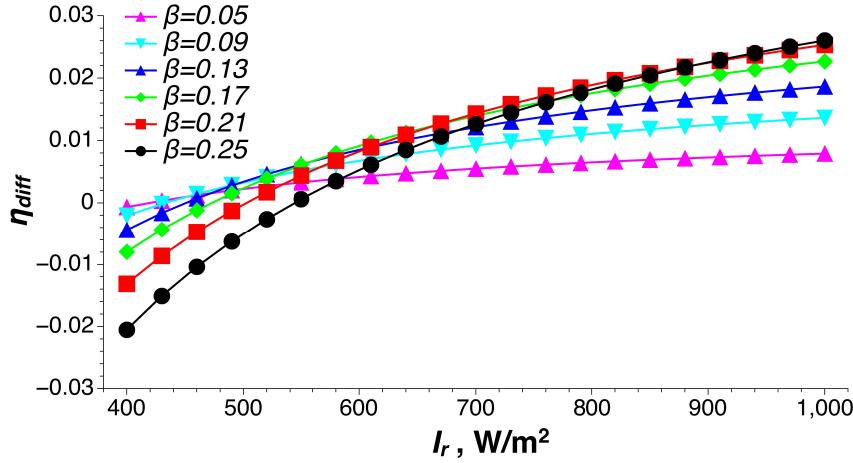
接下来的各节分析在不同因素的影响下, 梯级系统与其对应的独立系统之间的效率差异 η_{diff} 的分析。

1.5.1 法向直射辐射强度 I_r 的影响

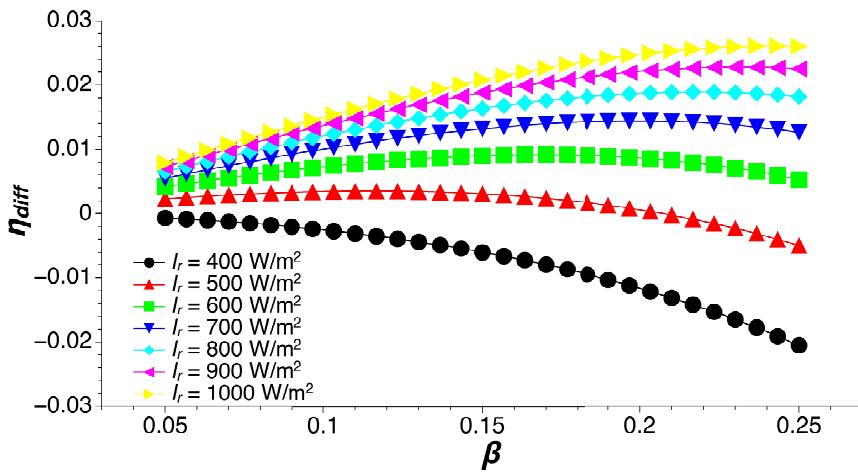
法向直射辐射强度 I_r 对梯级系统和独立系统都有影响, 因此对两种系统的效率差异 (η_{diff}) 也会有影响。 I_r 对 η_{diff} 的影响曲线图如图1-4所示。从图中可以发现, 对于较高的辐射强度 ($I_r > 550 \text{ W/m}^2$), $\eta_{diff} > 0$, 梯级系统可以获得更高的光电转换效率。对于较低的辐射强度 ($I_r < 550 \text{ W/m}^2$), η_{diff} 可能为负值。在这种条件下, 梯级系统的光电转换效率要低于其对应的独立系统。这可以被解释为, 由于梯级系统使用朗肯循环的给水来冷却斯特林机, 随着给水温度的升高, 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。对于较低的辐射强度, 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。而随着辐射强度的增大, 凝结水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。此外, 在高辐射强度的条件下, 不同型式的集热器具有更显著的集热性能差异, 更能体现出梯级集热带来的益处。所以, 太阳法向直射辐射强度 I_r 较高的地区更适合采用梯级系统。这意味着太阳法向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。

1.5.2 斯特林机发电比例 β 的影响

表1.3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斯特林机发电功率占系统发电总功率的比例 β 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, 可能会获得更大的 η_{diff} 。


 图 1-4 法向直射辐射强度 I_r 对 η_{diff} 的影响曲线图

不同太阳辐射强度条件下的 β 对 η_{diff} 的影响如图1-5所示。可以发现,对于较高的太阳法向直射辐射强度,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 $\eta_{diff} = 0.0228$ 。对于较低的太阳法向直射辐射强度, η_{diff} 为负值,增加 β 将会进一步减小 η_{diff} 。这可以解释为, β 的增大将会恶化斯特林机组的散热,使斯特林机组性能下降。


 图 1-5 斯特林机发电比例 β 对 η_{diff} 的影响曲线图

1.5.3 冷热流体流动方向的影响

正如第??章中提到的,斯特林机组的排列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 1.4 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1.4。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1-6和图1-7所示。

可以发现,相比于热流体温度变化量,冷流体的温度增量非常小,这是因为冷流体(水)具有大得多的热容量 mc_p 。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,研究不同冷却水流量的条件下,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1-8所示,可以发

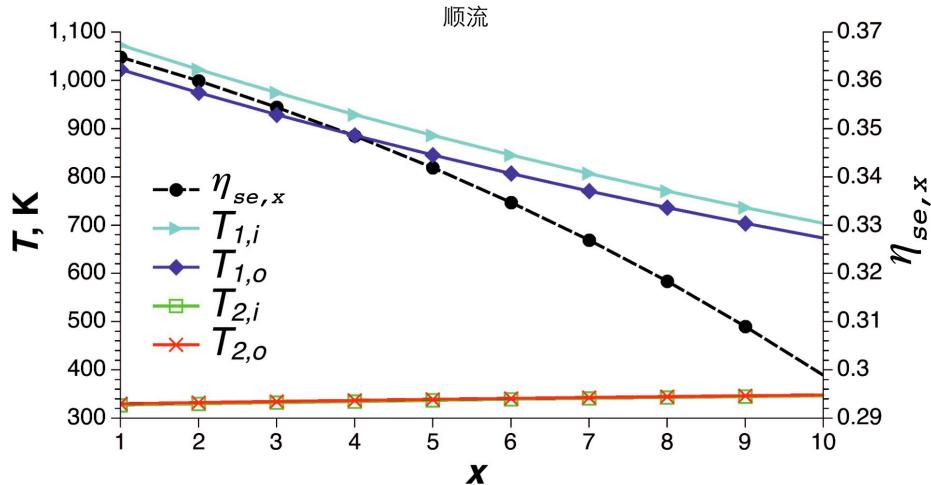


图 1-6 顺流条件下, 流体在不同斯特林机处的温度以及不同斯特林机的效率的拟合曲线图

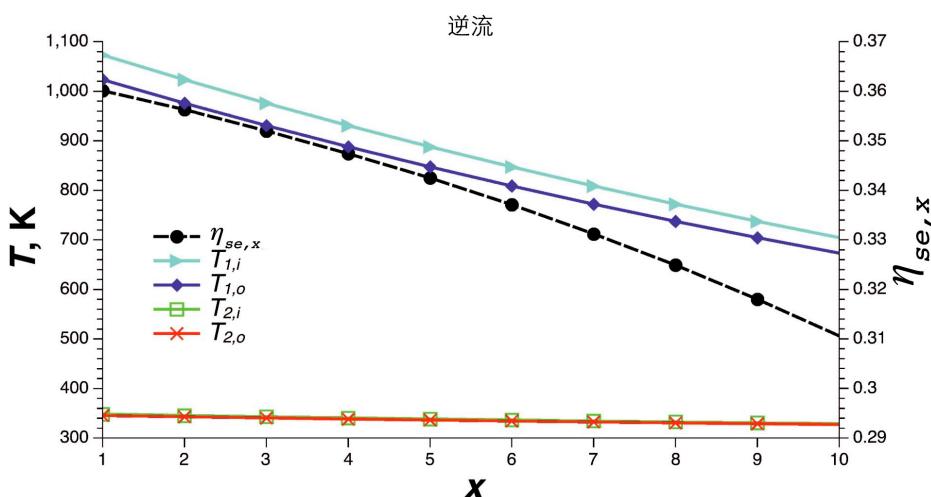


图 1-7 逆流条件下, 流体在不同斯特林机处的温度以及不同斯特林机的效率的拟合曲线图

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。

对于冷热流体的热容量 $\dot{m}c_p$ 差别很大的系统,这意味着一种流体流经斯特林机换热之后的温度变化量很小,这时采用顺流和逆流对系统效率的影响很小。对于冷热流体的热容量相差不大的系统,采用逆流方式将会获得更高的效率。

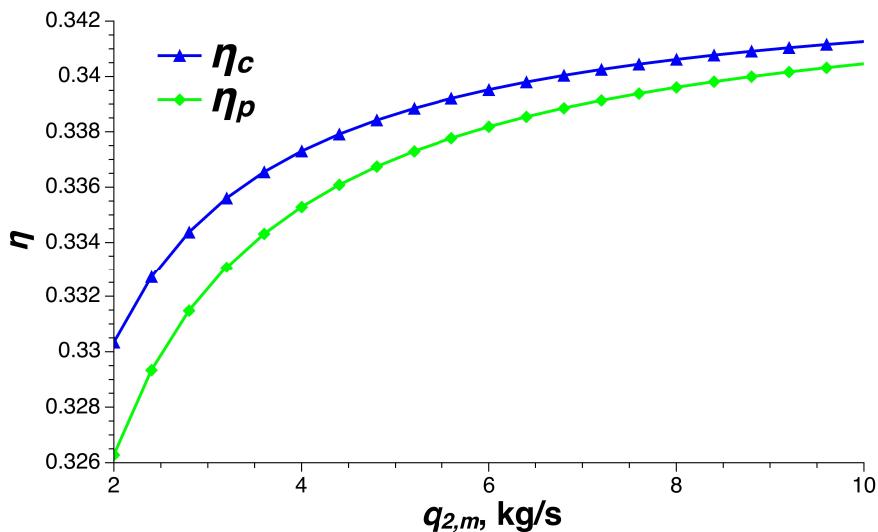


图 1-8 斯特林机组效率与冷却流体流量之间的曲线关系图

1.6 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梯级系统性能评估。该梯级系统使用两种不同型式的集热器,两种不同的热力循环,实现了能量的梯级收集和梯级利用。

针对梯级系统的性能评估,本章给出了梯级系统的评估指标——整体光电转换效率,并提出了合适的独立系统进行对比分析。本文选取了合理的系统参数,并利用太阳能光热发电系统建模方法对梯级系统和其对应的独立系统进行了建模仿真分析。

结果表明, I_r 是决定梯级系统是否具有更高效率的决定因素。同其对应的独立系统相比,梯级系统在较高辐射强度的条件下($I_r > 550 \text{ W/m}^2$)具有更高的发电效率。此外,增加斯特林机组的发电比例也是增大梯级系统发电效率提升的方法之一。本章还考虑了冷热流体流动方向对梯级系统的影响。分析表明,对于冷热流体热容量相差不大的情况,采用逆流方式是最佳的选择方案。

参考文献

- [1] Fernández-García A, Zarza E, Valenzuela L, et al. Parabolic-trough solar collectors and their applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2010, 14(7):1695 – 1721.
- [2] Fraser P, Klein P S a. Stirling Dish System Performance Prediction Model. *Mechanical Engineering*, 2008, Master of:203.
- [3] Stine W. Stirling engines. *The CRC Handbook of Mechanical Engineers*, 1998, pages 8–67.
Cited By 7.

附录 A 流体与定温热源的传热计算公式

假定 U, T_c, \dot{m} 和 c_p 都为常数, 对于给定的来流温度 T_i ,

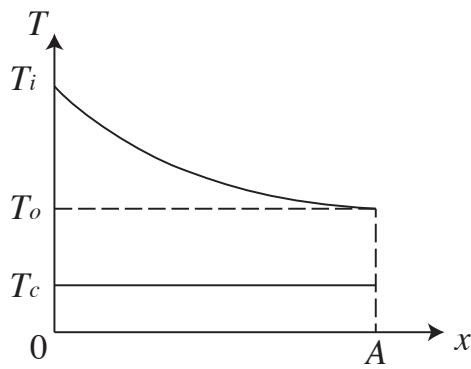


图 1-1 流体与定温热源的传热示意图

取 x 为已经参与换热的面积, 当 $x = 0$ 时, $T(x) = T_i$; 当 $x = A$ 时, $T(x) = T_o$ 。

$$\dot{m}c_p dT(x) = (T_c - T(x))U dx \quad (\text{A.1})$$

于是,

$$\frac{dT(x)}{dx} = -\frac{U}{\dot{m}c_p}(T(x) - T_c) \quad (\text{A.2})$$

$$T_g(x) = T_p(x) + T_h(x) \quad (\text{A.3})$$

其中, $T_g(x)$ 是通解, $T_p(x)$ 是特解, $T_h(x)$ 是齐次解。

$$-\frac{U}{\dot{m}c_p}(T_p(x) - T_c) = 0 \quad (\text{A.4})$$

$$T_p(x) = T_c \quad (\text{A.5})$$

$$\frac{dT_h(x)}{dx} = -\frac{U}{\dot{m}c_p}T_h(x) \quad (\text{A.6})$$

$$\int_{T_h(x)=T_h(0)}^{T_h(x)=T_h(A)} \frac{dT_h(x)}{T_h(x)} = - \int_{x=0}^{x=A} \frac{U}{\dot{m}c_p} dx \quad (\text{A.7})$$

$$\frac{T_h(A)}{T_h(0)} = \exp\left(-\frac{UA}{\dot{m}c_p}\right) \quad (\text{A.8})$$

也就是

$$\frac{T_g(A) - T_p(A)}{T_g(0) - T_p(0)} = \exp\left(-\frac{UA}{\dot{m}c_p}\right) \quad (\text{A.9})$$

$$\frac{T_o - T_c}{T_i - T_c} = \exp\left(-\frac{UA}{\dot{m}c_p}\right) \quad (\text{A.10})$$

附录 B 等热流密度下的流体与定温热源的传热计算公式

假定 U, T_c, \dot{m}, c_p 和 q'' 都为常数, 对于给定的来流温度 T_i ,

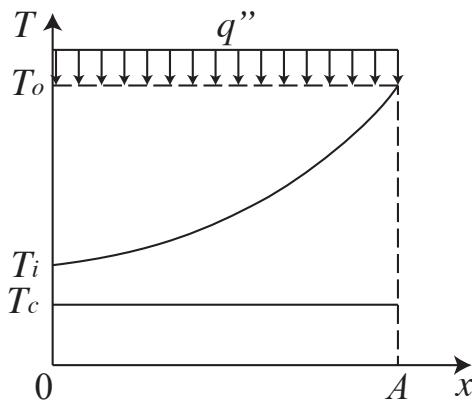


图 2-1 等热流密度下的流体与定温热源的传热示意图

取 x 为已经参与换热的面积, 当 $x = 0$ 时, $T(x) = T_i$; 当 $x = A$ 时, $T(x) = T_o$ 。

$$\dot{m}c_p dT(x) = (T_c - T(x))U dx + q'' dx \quad (\text{B.1})$$

于是,

$$\frac{dT(x)}{dx} = -\frac{UP}{\dot{m}c_p}T(x) + \frac{q''P + UPT_c}{\dot{m}c_p} \quad (\text{B.2})$$

$$T_g(x) = T_p(x) + T_h(x) \quad (\text{B.3})$$

其中, $T_g(x)$ 是通解, $T_p(x)$ 是特解, $T_h(x)$ 是齐次解。

$$-\frac{U}{\dot{m}c_p}T_p(x) + \frac{q'' + UT_c}{\dot{m}c_p} = 0 \quad (\text{B.4})$$

$$T_p(x) = T_c + \frac{q''}{U} \quad (\text{B.5})$$

$$\frac{dT_h(x)}{dx} = -\frac{U}{\dot{m}c_p}T_h(x) \quad (\text{B.6})$$

同方程 (A.6) 一样, 于是有

$$\frac{T_g(A) - T_p(A)}{T_g(0) - T_p(0)} = \exp\left(-\frac{UA}{\dot{m}c_p}\right) \quad (\text{B.7})$$

$$\frac{T_o - T_c - \frac{q''}{U}}{T_i - T_c - \frac{q''}{U}} = \exp\left(-\frac{UA}{\dot{m}c_p}\right) \quad (\text{B.8})$$

附录 C 类 Stream 的 MATLAB 源代码

```

1 classdef Stream < handle
2 %Stream This class describes a fluid stream that has inherent
3 %properties and dependent properties
4
5 properties
6     fluid;    % Fluid type
7     dot_m;    % Mass flow rate, kg/s
8     T;        % Temperature, K
9     p;        % Pressure, Pa
10    x;        % Quality, [0, 1] for two phase stream; NaN for single
11        % phase stream
12 end
13 properties(Dependent)
14     h;        % Mass specific enthalpy, J.kg
15     s;        % Mass specific entropy, J/kg-K
16     cp;       % Specific heat under constant pressure, J/kg-K
17 end
18
19 methods
20     function obj = Stream
21         obj.T = Temperature;
22         obj.dot_m = Massflow;
23         obj.p = Pressure;
24     end
25     function flowTo(obj, st)
26         st.fluid = obj.fluid;
27         st.dot_m = obj.dot_m;
28     end
29     function st2 = mix(obj, st1)
30         % Get the properties of a stream mixed by two streams
31         % The two streams must have the same fluid type and pressure
32         if obj.fluid == st1.fluid
33             if obj.p.v == st1.p.v
34                 obj.p = st1.p;
35                 st2.fluid = obj.fluid;
36                 st2.p = obj.p;
37                 st2.dot_m.v = obj.dot_m.v + st1.dot_m.v;
38                 h = (obj.dot_m.v .* obj.h + st1.dot_m.v .* st1.h)...
39                     ./ (obj.dot_m.v + st1.dot_m.v);
40                 st2.T.v = CoolProp.PropsSI('T', 'H', h, 'P', st2.p.v);
41             else
42                 error('The two streams have different pressures!');
43             end
44         else

```

```

45         error('The two streams have different fluid types!');
46     end
47 end
48 function convergeTo(obj, st, y)
49     % Get another stream converged (or diverged)
50     % from the original stream state.
51     % If y < 1, the original stream is diverged
52     % If y > 1, the original stream is converged
53     st.fluid = obj.fluid;
54     st.T = obj.T;
55     st.p = obj.p;
56     st.x = obj.x;
57     st.dot_m.v = obj.dot_m.v .* y;
58 end
59 end
60 methods
61     % The dependent properties can be obtained from the inherent
62     % properties
63     % If x is NaN, then the dependent properties are determined
64     % by T and P; otherwise, they are determined by P and x
65     function value = get.h(obj)
66         if isempty(obj.x)
67             value = CoolProp.PropsSI('H', 'T', obj.T.v, ...
68                                         'P', obj.p.v, obj.fluid);
69         else
70             value = CoolProp.PropsSI('H', 'P', obj.p.v, 'Q', ...
71                                         obj.x, obj.fluid);
72         end
73     end
74     function value = get.s(obj)
75         if isempty(obj.x)
76             value = CoolProp.PropsSI('S', 'T', obj.T.v, ...
77                                         'P', obj.p.v, obj.fluid);
78         else
79             value = CoolProp.PropsSI('S', 'P', obj.p.v, 'Q', ...
80                                         obj.x, obj.fluid);
81         end
82     end
83     function value = get.cp(obj)
84         if isempty(obj.x)
85             value = CoolProp.PropsSI('C', 'T', obj.T.v, ...
86                                         'P', obj.p.v, obj.fluid);
87         else
88             value = inf;
89         end
90     end
91 end
92 end

```

附录D 攻读学位期间的主要成果和奖励

- [1] Cheng Zhang, Yanping Zhang, Inmaculada Arauzo, Wei Gao, Chongzhe Zou. Cascade system using both trough system and dish system for power generation. *Energy Conversion and Management*. 2017.06.15;142:494–503.
- [2] Cheng Zhang, Yanping Zhang, Xiaolin Lei, Wei Gao. Design and Comparison of Solar Thermal Oilfield Steam Production System Plans. *Journal of Solar Energy Engineering*. 2017.01.08;139;004502-4.
- [3] Cheng Zhang, Kun Wang, Jizhou Wang, Shuhong Huang. FEA simulation on the alignment of the shafts of three-fulcrum turbine. *International Conference on Power Engineering*. 2013.
- [4] Chongzhe Zou, Yanping Zhang, Quentin Falcoz, Pierre Neveu, Cheng Zhang, Shuhong Huang, Weicheng Shu. Design and Optimization of a High-temperature Cavity Receiver for a Solar Energy Cascade Utilization System. *Renewable Energy*. 2017.04.01;103; 478-89.
- [5] Chongzhe Zou, Yanping Zhang, Huayi Feng, Quentin Falcoz, Pierre Neveu, Cheng Zhang, Wei Gao. “Effects of Geometrical Parameters on Thermal Performance for a Cylindrical Solar Receiver Using 3D numerical Model.” *Energy Conversion and Management*, 2017.10.1: 126-17.
- [6] Chongzhe Zou, Yanping Zhang, Quentin Falcoz, Pierre Neveu, Cheng Zhang. Thermal modeling of a pressurized air cavity receiver for solar dish Stirling system, *Solarpaces: International Conference on Concentrating Solar Power & Chemical Energy Systems*. AIP Publishing LLC, 2017:1884-1892.
- [7] A solar thermal cascade system, No. 201610806296.5
- [8] A flow control method used in a multistage heating system, No. 201610805604.2