

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 建模	1
1.1 部件建模	1
1.2 朗肯循环发电子系统建模	17
1.3 蒸汽发生系统建模	21
1.4 梯级系统建模	23
1.5 本章小结	24
2 梯级系统性能评估	26
2.1 系统简介	26
2.2 系统评估方法	26
2.3 系统参数的确定	29
2.4 对比系统的选择	31
2.5 同独立系统的对比分析	33
2.6 本章小结	38

插图索引

图 1-1	槽式集热器结构示意图	2
图 1-2	吸热管的传热分析示意图	3
图 1-3	碟式接收器的结构示意图	5
图 1-4	碟式接收器的热网络模型	6
图 1-5	斯特林循环的 $T-s$ 图	9
图 1-6	水循环的 $T-s$ 图及过程 $2a-2c-2b$ 的 $h-s$ 图	18
图 1-7	水工质朗肯循环和典型有机工质朗肯循环 $T-s$ 图	20
图 1-8	具有回热器的 ORC 系统结构示意图	20
图 1-9	梯级系统中蒸汽发生系统的一个例子	22
图 1-10	蒸汽生产过程的 $T-Q$ 曲线图	23
图 2-1	梯级系统结构示意图	27
图 2-2	水循环的过程曲线图和过程 $2e-2f$ 的传热曲线图	27
图 2-3	独立系统的结构示意图	32
图 2-4	Curve fits of efficiency difference η_{diff} versus I_r	35
图 2-5	Curve fits of efficiency difference η_{diff} versus β	35
图 2-6	Parallel flow: Temperature series of two fluids and efficiency of Stirling engines in column x	37
图 2-7	Counterflow: Temperature series of two fluids and efficiency of Stirling engines in column x	37
图 2-8	Efficiency of Stirling engine array with different $q_{2,m}$	38

表格索引

表 1.1	碟式集热器的主要参数	5
表 1.2	GPU-3 型斯特林机的设计参数 ^[? ?]	13
表 1.3	模型及试验的热效率($T_{hw} = 922\text{ K}$, $T_{cw} = 288\text{ K}$)	14
表 1.4	模型及试验的输出功率($T_{hw} = 922\text{ K}$, $T_{cw} = 288\text{ K}$)	15
表 2.1	LS-3 型槽式集热器的主要参数	30
表 2.2	梯级系统的基本设计参数	31
表 2.3	Some important results using design parameters	34
表 2.4	Results of Stirling engine array with two different flow types	36

1 建模

为了研究所提出的梯级系统的性能, 使用 EES (Engineering Equation Solver) 和 MATLAB (Matrix Laboratory) 作为计算工具和开发工具开发了系统的模型。系统建模采用自底向上的设计方法。首先, 在 EES 中建立机理模型用于来验证模型中各参数间的物理关系。其次, 使用面向对象的方法在 MATLAB 中开发出组件模型, 它充分利用了面向对象的继承性和多态性来保证组件之间的独立性和相关性。依据不同流体, 创建了三个回路(空气回路, 水回路和油回路), 并确定了一些关键部件的特定的状态参数。依据这些关键部件的热力学特性和动力学特性, 为其创建了基于能量平衡的机理模型。

以下部分介绍一些关键部件的模型。

1.1 部件建模

1.1.1 槽式集热器

槽式集热器由反射镜和接收器组成。反射镜(镜面)反射太阳直射辐射并将其会聚到位于抛物槽面焦线处的接收器上。接收器通常包含涂有高吸收率涂层的金属吸热管。在吸热管外部设有玻璃管以减少散热损失, 吸热管和玻璃管之间通常被抽成真空以进一步减少热损。

在反射过程中存在着光学损失, 主要包含以下几项^[?]:

- 遮挡损失
- 追踪损失
- 形状损失
- 反射率损失
- 镜面沾污损失
- 其它未列入损失

还有一项, 即太阳直射的阳光与集热器开口不垂直时, 应该考虑入射角带来的损失 $K(\theta)$ (也称为余弦损失)。该损失是太阳入射角与集热器开口法线交角(θ)的函数。

桑迪亚国家实验室的 Dudley 等^[?]通过试验研究给出了槽式集热器的余弦损失

计算公式:

$$K(\theta) = \cos \theta + 0.000884\theta - 0.00005369\theta^2 \quad (1.1)$$

图1-1给出了槽式集热器反射太阳光线的示意图, 图中还标出了影响光学损失的一些参数。整个光学损失与下列五个参数有关:

- (1) 反射率, ρ : 只有一部分入射辐射会反射到接收器上。这一部分由反射镜的种类决定。对于清洗干净的商业槽式反射镜, 其反射率可以假定为 0.9。
- (2) 拦截因子, γ : 由于反射镜的微观缺陷或抛物面槽式集热器的宏观形状误差, 反射镜反射的太阳直射辐射中的一部分不能到达吸热管(例如组装不精确)。这些缺陷或误差导致一些光线以错误的角度反射, 因此它们不能被吸热管拦截吸收。这些损失通过称为拦截因子的光学参数来量化。对于正确组装的集热器而言, 该参数通常为 0.95。
- (3) 透射率 τ : 到达接收器的玻璃管的太阳直射辐射只有一部分能够透射它。透射玻璃管的辐射与投射到其上的总的入射辐射之间的比称为透射率 τ , 它通常取为 0.93。
- (4) 吸热管涂层的吸收率, α_{abs} : 该参数量化了吸热管吸收的能量与到达吸热管外壁的总辐射量的比例。对于有陶瓷涂层的金属吸热管, 该参数通常为 0.95, 而对于涂有黑色镍或铬的吸热管, 该参数值稍低。
- (5) 沾污因子, F_e : 反射镜上的污垢会降低反射率, 因此需要考虑沾污带来的影响。沾污因子 F_e 的引入考虑了反射镜和玻璃管在清洗干净之后的逐渐产生的沾污。

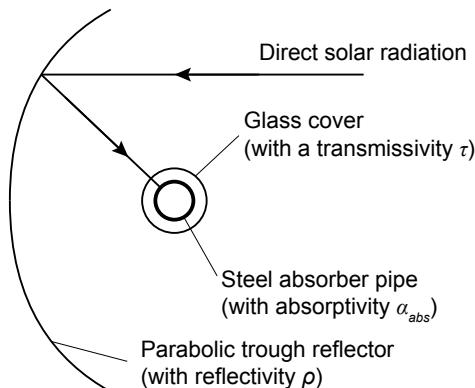


图 1-1 槽式集热器结构示意图

穿透玻璃管到达吸热器的能量可以表示为

$$P = I_r w_{tc} L_{tc} \rho \gamma \tau F_e K(\theta) \quad (1.2)$$

为了简化吸热器的吸热过程,通常将其视为均匀的热流量 q'' 。

$$q'' = \frac{P}{\pi d_o L_{tc}} = \frac{I_r w_{tc} \rho \gamma \tau F_e K(\theta)}{\pi d_o} \quad (1.3)$$

假设整体传热系数 $U(T_{abs})$ 沿着整个集热器的长度方向是均匀的,这样就可以利用附录??中的传热计算公式。吸收管的传热分析示意图如图1-2所示。

$$\frac{T_o - T_{amb} - \frac{q''}{U(T_{abs})}}{T_i - T_{amb} - \frac{q''}{U(T_{abs})}} = \exp\left(-\frac{U(T_{abs})\pi d_o L_{tc}}{\dot{m}c_p}\right) \quad (1.4)$$

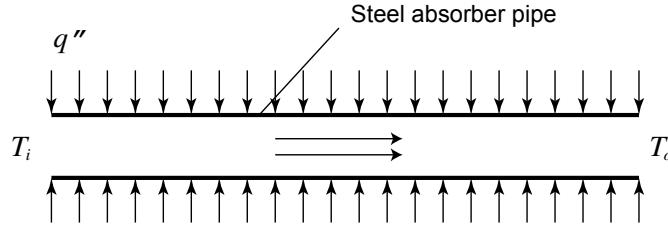


图 1-2 吸热管的传热分析示意图

由于管道中的努塞尔数 Nu 非常大(大约为 $1/times10^4$),吸热管和导热油之间存在很小的温差。所以平均流体温度 $(T_i + T_o)/2$ 可以用作 T_{abs} 的平均值, $U(T_{abs})$ 可以用 Romero 和 Zarza 给出的二阶多项式函数表示^[?]。达到所需加热效果的槽式集热器的长度 L_{tc} 可以从公式(1.4)中获得。

垂直投射到槽式集热器开口的能量为

$$Q_{total} = I_r L_{tc} w_{tc} \quad (1.5)$$

被传热流体吸收的能量为

$$Q_{use} = \dot{m}c_p(T_o - T_i) \quad (1.6)$$

槽式集热器的集热效率为

$$\eta_{tc} = \frac{Q_{use}}{Q_{total}} = \frac{I_r L_{tc} w_{tc}}{\dot{m}c_p(T_o - T_i)} \quad (1.7)$$

1.1.2 碟式集热器

碟式集热器由发射镜和接收器组成。反射镜通过追踪太阳来将太阳光反射并会聚到位于反射镜焦点处的接收器。碟式集热器需要采用双轴跟踪系统来不间断地追踪太阳的轨迹。

碟式集热器的追踪系统主要有两种型式:^[?]

- 由方位传感器进行的方位高度角跟踪,或由计算得到的太阳坐标通过控制系统进行控制。
- 极轴跟踪,集热器围绕与地轴平行的轴旋转追踪太阳。

在传统的碟式斯特林机系统中,斯特林发动机放置在碟式集热器的焦点上。斯特林机设有接收器来吸收会聚的阳光。接收器由一个开孔和一个吸热器组成。斯特林接收器的开孔位于反射器的焦点处,以减少辐射和对流损失。吸热器吸收太阳辐射能并将产生的热能传递给斯特林机的工作气体,为斯特林循环提供热量,使斯特林机的曲轴连续往复运动。直接连接到斯特林机曲轴的发电机将机械能转化为电能。

本文提出的梯级系统中,碟式集热器的焦点处放置有容积式接收器。一个金属螺旋管(称为吸热管)作为吸热器位于接收器中以吸收集中的太阳能。空气(或氮气)被用作传热流体流经吸热管以传输被吸热管吸收的能量,为斯特林机提供热源。

碟式反射镜是碟式系统的重要元件。弯曲的反射表面可以利用单独的小平面连接起来形成,或是通过由连续气室成形的拉伸膜来实现。在所有的情况下,曲面都应涂铝或银以提高反射率。

本文选用 SES (Stirling Energy System) 公司生产的碟式反射镜作为梯级集热系统的碟式反射镜,其主要参数见于表1.1。碟式接收器为自行设计研制的接收器,图1-3是其结构示意图。

碟形接收器模型涉及的损失包括:接收器拦截损失,由于阴影造成的损失以及热损失。热损失占所有这些损失的最大部分,这部分损失由传导,对流和辐射三种形式组成。为了详细分析碟式接收器的热损失,建立了如图1-4所示的热网络模型。该网络模型考虑了以下损失:

- 由接收器孔腔从接收器开口反射出去的辐射能损失, $q_{rad,ref}$ 。
- 由于和接收器的绝热层发生热传导产生的损失, $q_{cond,tot}$ 。
- 无风条件下接收器开口处发生的自然对流损失, $q_{conv,free}$ 。
- 有风条件下接收器开口处发生的强制对流损失, $q_{conv,forc}$ 。
- 由接收器孔腔发射出去的热辐射造成的辐射损失, $q_{rad,emit}$ 。

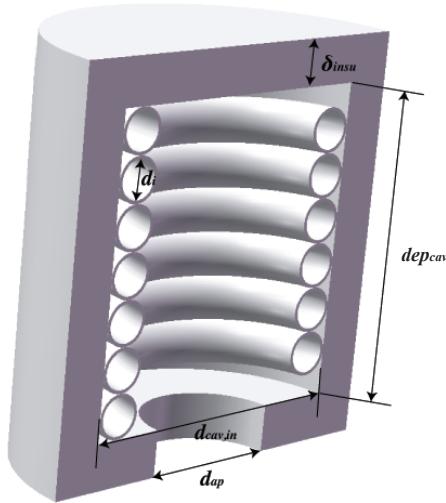


图 1-3 碟式接收器的结构示意图

表 1.1 碟式集热器的主要参数

参数	值	参数	值	参数	值
d_{cav}	0.46 m	ϵ_{insu}	0.6	θ_{dc}	45°
δ_{insu}	0.075 m	α_{cav}	0.87	γ	0.97
dep_{cav}	0.23 m	δ_a	0.005 m	$\eta_{shading}$	0.95
d_{ap}	0.184 m	$d_{i,1}$	0.07 m	ρ	0.91
λ_{insu}	0.06 W/(m · K)	A_{dc}	87.7 m ²		

为了求解图1-4中的热网络结构图,必须仔细分析图中各热流量的关系和求解方程。

(1) 入射到接收器的能量, q_i

为了简化模型,不考虑接收器对反射镜造成的遮挡,以及太阳跟踪系统的调节滞后造成的影响。

$$q_i = I_r A_{dc} \gamma \eta_{shading} \rho \quad (1.8)$$

In Equation (1.8), γ is the intercept factor, $\eta_{shading}$ is the shading factor between different collectors, ρ is the reflectivity of the reflector. 在方程 (1.8) 中, γ 是拦截因子,

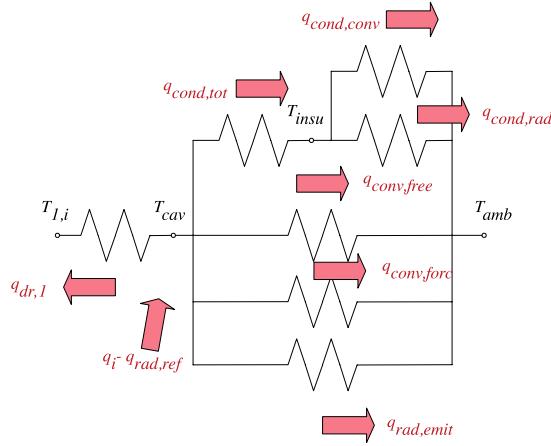


图 1-4 碟式接收器的热网络模型

$\eta_{shading}$ 是不同集热器之间遮挡造成的遮挡因子, ρ 是反射镜的反射率。

(2) 传热流体与吸热管之间的换热, $q_{dr,1}$

传热流体于吸热管之间的换热简化为经典的流体流过等壁温管道的换热模型。

这样, $q_{dr,1}$ 可以由下式得到

$$q_{dr,1} = h_{dr,1} A_{dr,1} \Delta T_{ln,dr,1} \quad (1.9)$$

where

$$h_{dr,1} = Nu_{tube} \lambda_{dr,1} / d_{i,1} \quad (1.10)$$

$$Nu_{tube} = c_r Nu'_{tube} \quad (1.11)$$

该式为修正后应用于螺旋管的努赛尔数计算公式, 式中存在基于弯管曲率的螺旋因子 c_r 作为修正系数。 c_r 的表达式为:^[2]

$$c_r = 1 + 3.5 \frac{d_{i,1}}{d_{cav} - d_{i,1} - 2\delta_a} \quad (1.12)$$

Nu'_{tube} 是直圆管的努赛尔数, 它由下式计算:^[2]

$$Nu'_{tube} = 0.027 Re_{tube}^{0.8} Pr_{tube}^{1/3} (\mu_{tube} / \mu_{tube,w})^{0.14} \quad (1.13)$$

传热流体与管壁之间的对数温差 $\Delta T_{ln,dr,1}$ 可以写作

$$\Delta T_{ln,dr,1} = \frac{(T_{cav} - T_{dc,i}) - (T_{cav} - T_{dc,o})}{\ln \frac{T_{cav} - T_{dc,i}}{T_{cav} - T_{dc,o}}} \quad (1.14)$$

(3) 由接收器内壁从接收器开口反射出去的辐射能损失, $q_{rad,ref}$

$$q_{rad,ref} = (1 - \alpha_{eff})q_i \quad (1.15)$$

其中, α_{eff} 是接收器的等效吸收率, 它由下式算得:

$$\alpha_{eff} = \frac{\alpha_{cav}}{\alpha_{cav} + (1 - \alpha_{cav})\frac{A_{ap}}{A_{cav}}} \quad (1.16)$$

α_{cav} 是接收器孔腔材料的吸收率, A_{cav} 是孔腔的总面积, A_{ap} 是开口面积.

(4) 由于和接收器的绝热层发生热传导产生的损失, $q_{cond,tot}$

$$q_{cond,tot} = 2\pi\lambda_{insu}d_{cav}\frac{T_{cav} - T_{insu}}{\ln(1 + 2\delta_{insu}/d_{cav})} \quad (1.17)$$

其中, T_{cav} 是孔腔的内壁温度, T_{insu} 是绝热层的外壁温度。

(5) 接收器绝热层的对流损失, $q_{cond,conv}$

$$q_{cond,conv} = h_{insu}A_{insu}(T_{insu} - T_{amb}) = \frac{k_{insu}Nu_{insu}A_{insu}(T_{insu} - T_{amb})}{d_{cav} + 2\delta_{insu}} \quad (1.18)$$

其中, Nu_{insu} 可以由流体绕流圆柱体的公式得到。[?]

(6) 接收器绝热层的辐射损失, $q_{cond,rad}$

$$q_{cond,rad} = \epsilon_{insu}A_{insu}\sigma(T_{insu}^4 - T_{amb}^4) \quad (1.19)$$

(7) 无风条件下接收器开口处发生的自然对流损失, $q_{conv,free}$

桑迪亚国家实验室进行了一系列试验, 研究了不同工况下各种参数对碟式接收器开口处自然对流损失的影响, 获取了大量的试验数据[?1]。这些数据同 Stine 和 McDonald 提出的自然对流公式获得的结果具有很高的一致性。本文假设的是强制对流和自然对流相互独立, 所以强制对流和自然对流的综合如热网络结构图1-4所示。

$$q_{conv,free} = h_{free}A_{cav}(T_{cav} - T_{amb}) \quad (1.20)$$

其中, $h_{free} = k_{film}Nu_{free}/\overline{d_{cav}}$, $\overline{d_{cav}}$ 是孔腔的有效直径, 它由 $\overline{d_{cav}} = d_{cav} - 2d_i - 4\delta_a$ 算得。

(8) 有风条件下接收器开口处发生的强制对流损失, $q_{conv,forc}$

$$q_{conv,forc} = h_{forc}A_{cav}(T_{cav} - T_{amb}) \quad (1.21)$$

Wu 等^[?]针对碟式集热器的对流热损失编写了全面的综述，并进行了系统性的总结。本文应用 Leibfried 和 Ortjohann^[?]提出的改进型公式来计算接收器开口处的强制对流损失。该公式基于 Koenig 和 Marvin^[?]提出的公式、Stine 和 Diver^[?]提出的公式，并对一些影响因素进行了分析，具有更好的计算结果。

$$h_{forc} = 0.1967 v_{wind}^{1.849} \quad (1.22)$$

- (9) 由接收器孔腔发射出去的热辐射造成的辐射损失, $q_{rad,emit}$
孔腔被看作灰体, 其辐射率和发射率相等,

$$\epsilon_{cav} = \alpha_{eff} \quad (1.23)$$

$$q_{rad,emit} = \epsilon_{cav} A_{ap} \sigma (T_{cav}^4 - T_{amb}^4) \quad (1.24)$$

从热网络结构图(见图1-4)中可以得到

$$q_{eff} = q_i - q_{rad,ref} \quad (1.25)$$

$$q_{eff} = q_{dr,1} + q_{cond,tot} + q_{conv,free} + q_{conv,forc} + q_{rad,emit} \quad (1.26)$$

$$q_{cond,tot} = q_{cond,conv} + q_{cond,rad} \quad (1.27)$$

热网络结构图中的各温度节点可以通过上述方程解出。 $q_{dr,1}$ 可以通过方程 (1.9) 计算得出。于是, 碟式接收器的热效率为

$$\eta_{dr} = \frac{q_{dr,1}}{q_i} \quad (1.28)$$

碟式集热器的热效率为

$$\eta_{dc} = \frac{q_{dr,1}}{I_r A_{dc}} \quad (1.29)$$

1.1.3 斯特林机

1.1.3.1 理想斯特林循环

理想斯特林循环由同冷热热源进行等温换热两个换热过程及同回热器进行定容换热的两个换热过程组成。斯特林循环的 $T-s$ 图如图1-5所示。4-1 过程中回热器吸收

的热量在 2-3 过程中重新利用。但是实际上,由于不完善的回热过程,这部分能量往往不能完全重新利用,这部分能量只能将斯特林机的工作气体从 2 状态点加热到 3' 状态点。所以定义了回热率 e 来表征回热器的完善程度^[? ?]。 $e = \frac{T_R - T_L}{T_H - T_L}$, 其中 T_H 是热腔温度, T_L 是冷腔温度, T_R 是有效回热温度。

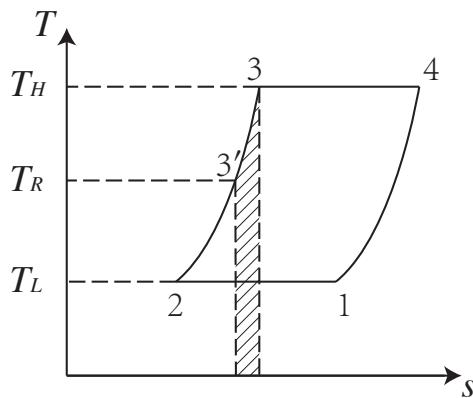


图 1-5 斯特林循环的 T - s 图

为了得到简化的分析模型,针对斯特林机做了以下简化假设:

- 斯特林机中的工质可以被看成是理想气体。
- 斯特林机不向环境散热。
- 冷热流体的平均换热系数为常数。
- 回热器具有对称性,这样有效回热温度可以简化计算为 $T_R = \frac{T_H - T_L}{\ln(T_H/T_L)}$ ^[? ?]。

为了考虑斯特林循环中由于存在死区容积带来的内部不可逆损失,将死区容积 V_D 划分成热头死区容积 V_{DH} 、回热器死区容积 V_{DR} 和冷头死区容积 V_{DC} ^[?]。并采用容积因子 K 来描述不同温度下的各死区容积。 K 同各过程的温度及回热效率有关。

$$K = \frac{V_{DH}}{T_H} + \frac{V_{DR}}{T_R} + \frac{V_{DC}}{T_L} \quad (1.30)$$

对于定温压缩过程 1-2,输出功

$$W_{12} = \int_{V_E+V_C}^{V_E} p_{12} dV = -mRT_L \ln \frac{V_E + V_C + KT_L}{V_E + KT_L} \quad (1.31)$$

对于定温膨胀过程 3-4, 输出功

$$W_{34} = \int_{V_E}^{V_E+V_C} p_{34} dV = mRT_H \ln \frac{V_E + V_C + KT_H}{V_E + KT_H} \quad (1.32)$$

定义 $\gamma_H = \frac{V_E + V_C + KT_H}{V_E + KT_H}$, $\gamma_L = \frac{V_E + V_C + KT_L}{V_E + KT_L}$ 。在一个循环过程中, 理论输出功

$$W_{th} = W_{12} + W_{34} = mR(T_H \ln \gamma_H - T_L \ln \gamma_L) \quad (1.33)$$

对于定容加热过程 3'-3, 吸收的热量

$$Q_{3'3} = nc_v(T_H - T_R) = \frac{1-e}{k-1}mR(T_H - T_L) \quad (1.35)$$

对于定温膨胀过程 3-4, 吸收的热量

$$Q_{34} = W_{34} = mRT_H \ln \gamma_H \quad (1.36)$$

在一个循环过程中, 理论吸收热为

$$Q_{th} = Q_{3'3} + Q_{34} = \frac{1-e}{k-1}mR(T_H - T_L) + mRT_H \ln \gamma_H \quad (1.37)$$

1.1.3.2 不可逆因素及损失

(1) 非理想吸热影响

由于加热器和冷却器不理想, 它们的流体同换热器壁面存在温差。加热器中的热流体温度 T_H 要高于加热器的壁面温度 T_{hw} , 冷却器中的冷却流体温度 T_L 要低于冷却器的壁面温度 T_{cw} 。根据传热学, T_H 和 T_L 可以通过下式修正:

$$T_H = T_{hw} - \frac{Qs_{se}}{h_h A_{hw}} \quad (1.38)$$

$$T_L = T_{cw} + \frac{(Q-W)s_{se}}{h_c A_{cw}} \quad (1.39)$$

其中的传热系数可以通过下式获得^[2]:

$$h_{h,c} = \frac{\mu c_p f_{Re}}{2D_{h,c} Pr_{h,c}} \quad (1.40)$$

其中, f_{Re} 是与雷诺数有关的摩擦因子:

$$f_{Re} = 0.0791 Re_{h,c}^{0.75} \quad (1.41)$$

式中, $Re_{h,c}$, $Pr_{h,c}$ 和 $D_{h,c}$ 分别是加热器/冷却器的雷诺数, 普朗特数和水利直径。

(2) 压力损失带来的影响

压力损失带来了斯特林机的输出功率的下降。压力损失可以表示为^[? 1]:

$$\Delta p = -\frac{2f_{Re}\mu uV}{d^2 A} \quad (1.42)$$

其中, u 是工作气体的流速, V 是流通体积, A 是流动截面积。

由压力损失带来的斯特林机的净输出损失可以由下式计算得到:

$$W_{pd} = \oint \sum_{i=E,C} (\Delta p_i \frac{dV_i}{d\theta}) d\theta \quad (1.43)$$

(3) 由于活塞运动及机械摩擦带来的损失

由于活塞的运动, 压缩过程和膨胀过程中活塞表面的压力都与气体压力不同。可以证明, 压缩过程中活塞表面的压力要高于气体压力, 膨胀过程中活塞表面的压力要低于气体压力。这意味着输出功要少于理论值。此外, 机械摩擦的存在也会减少输出功率。由于活塞运动及机械摩擦带来的损失可以由下式得到^[? 1]:

$$W_{fs} = \oint p(\pm \frac{au_p}{c} \pm \frac{\Delta p_f}{p}) dV \quad (1.44)$$

其中, 加号(+)用于压缩过程, 减号(-)用于膨胀过程。 p 是压缩腔和膨胀腔的平均压力, u_p 是活塞的速度, c 是气体分子的平均速度, Δp_f 是由于机械摩导致的压力损失。 Δp_f , a 和 c 可以由下列各式得到:^[? 1]

$$\Delta p_f = 0.97 + 0.009 s_{se} \quad (1.45)$$

$$a = \sqrt{3k} \quad (1.46)$$

$$c = \sqrt{3RT} \quad (1.47)$$

- (4) 由于内部导热引起的能量损失由于加热器和冷却器存在温差,会有热量以导热的形式透过回热器壁进行传输^[?]。在一个循环周期中,由于内部导热引起的损失可以由下式得到:

$$Q_{id} = \frac{k_r A_r}{L_r s_{se}} (T_{hw} - T_{cw}) \quad (1.48)$$

其中, k_r 、 L_r 和 A_r 分别表示回热器的导热率、长度和导热面积。

- (5) 穿梭导热产生的能量损失

由于置换器在膨胀腔和压缩腔中往来穿梭,它会在热端区间吸热,在冷端区间放热。这部分损失可以由下式估算^[?]:

$$Q_{sc} = 0.4 \frac{Z^2 k_p D_p}{J L_d s_{se}} (T_H - T_L) \quad (1.49)$$

其中, Z 、 k_p 、 D_p 、 J 和 L_d 分别表示置换器的一次往复距离、活塞导热率、置换器的直径、置换器和圆柱体内壁之间的缝隙大小以及置换器的长度。

于是,斯特林机在一个循环过程中的总的吸收热可以表述为

$$Q = Q_{th} + Q_{id} + Q_{sc} \quad (1.50)$$

总的输出功可以表述为

$$W = W_{th} - W_{pd} - W_{fs} \quad (1.51)$$

斯特林机的输出功率为

$$P = W s_{se} \quad (1.52)$$

斯特林机的效率为

$$\eta = W/Q \quad (1.53)$$

1.1.3.3 模型验证

通过选用 GPU-3 型斯特林机作为一个实例,对所建立的模型进行评估。GPU-3 型斯特林机的设计参数列表见表1.2。将建立的模型计算得到的斯特林机效率和功率同经典模型及试验结果进行比较,结果如表1.3和表1.4所示。

从表中可以看出,与之前的斯特林机热力模型相比,本文建立的模型同试验在不同转速和不同平均有效压力的条件下得到的结果更加接近。需要指出的是,上述所有模型中,输出功率 W 和输入热量 Q 都由工作气体同壁面的换热得到。在本文建立的模型中, W 和 Q 由方程 (1.38) 和 (1.39) 得到。因此, W 、 Q 和 η 都可以由热力模型和

表 1.2 GPU-3 型斯特林机的设计参数[? ?]

参数	值
类型	β
工作气体	氦气
工作气体的质量	1.136 g
加热器	
管道数量	40
管道外径	4.83×10^{-3} m
管道内径	3.02×10^{-3} m
管道长度(圆柱体部分)	0.1164 m
管道长度(回热器部分)	0.1289 m
冷却器	
管道数量	312
管道外径	1.59×10^{-3} m
管道内径	1.09×10^{-3} m
平均管道长度	4.61×10^{-2} m
回热器	
回热器数量	8
回热器内径	2.26×10^{-2} m
回热器长度	2.26×10^{-2} m
回热器管径	4×10^{-5} m
材料	不锈钢
容积	
波及容积(膨胀/压缩)	120.82/114.13 cm ³
余隙容积(膨胀/压缩)	30.52/28.68 cm ³
死区容积(加热器/冷却器/回热器)	70.28/13.18/50.55 cm ³

表 1.3 模型及试验的热效率($T_{hw} = 922\text{ K}$, $T_{cw} = 288\text{ K}$)

转速 (Hz)	平均 有效 压力 (MPa)	简单分析模型 (变普朗特数 ^[?1])			绝热分析模型 (simple II ^[?1])			本文提出的模型			试验 数据 ^[?1]
		数值 (%)	误差 (%)	Average 误差 (%)	数值 (%)	误差 (%)	Average 误差 (%)	数值 (%)	误差 (%)	Average 误差 (%)	
16.67	38.72	18.22	32.48	11.98	28.16	7.66	20.50				
25.00	36.16	15.46	31.21	10.51	27.75	7.05	20.70				
33.33	33.79	15.79	29.45	11.45	27.43	9.43	18.00				
41.67	2.76	31.48	16.28	17.90	12.85	27.17	11.97	12.10			15.20
50.00	29.12	17.32	25.21	13.41	26.94	15.14	11.80				
58.33	29.74	24.34	22.89	17.49	26.74	21.34	5.40				
25.00	35.65	10.85	32.29	7.49	27.29	2.49	24.80				
33.33	33.52	9.62	30.40	6.50	26.94	3.04	23.90				
41.67	4.14	31.48	10.18	11.46	28.39	7.09	8.28	26.65	5.35	6.65	21.30
50.00	29.45	11.25	26.33	8.13	26.39	8.19					18.20
58.33	27.40	15.40	24.21	12.21	26.17	14.17					12.00
41.67	31.20	8.70	28.59	6.09	26.24	3.74	22.50				
50.00	5.52	29.33	10.53	10.82	26.62	7.82	8.11	25.97	7.17	7.48	18.80
58.33	27.44	13.24	24.62	10.42	25.73	11.53					14.20
50.00	29.07	10.37	26.61	7.91	25.62	6.92					18.70
58.33	6.90	27.29	13.09	11.73	24.67	10.47	9.19	25.37	11.17	9.05	14.20

表 1.4 模型及试验的输出功率($T_{hw} = 922\text{ K}$, $T_{cw} = 288\text{ K}$)

转速 (Hz)	平均 有效 压力 (MPa)	简单分析模型 (变普朗特数[2])				绝热分析模型 (simple II ^[?])				本文提出的模型	平均 误差 (%)	平均 误差 (%)	试验 数据 数(?)
		数值 (kW)	误差 (%)	Average 数值 (kW)	误差 (%)	数值 (kW)	误差 (%)	数值 (kW)	误差 (%)				
16.67	1.796	119.02		1.772	116.10			0.861	4.98		0.82		
25.00	2.555	128.13		2.500	123.21			1.253	11.88		1.12		
33.33	3.215	165.70		3.117	157.60			1.632	34.88		1.21		
41.67	3.769	211.49		3.615	198.76			2.54.71	2.001	65.37	104.84	1.21	
50.00	4.195	303.37		3.973	282.08			2.362	127.12		1.04		
58.33	4.505	704.46		4.203	650.54			2.715	384.82		0.56		
25.00	3.844	114.75		3.761	110.11			1.818	1.56		1.79		
33.33	4.856	120.73		4.708	114.00			2.362	7.36		2.20		
41.67	4.14	5.734	136.94	259.70	5.501	127.31		158.41	2.890	19.42	39.83	2.42	
50.00	6.462	174.98		6.126	160.68			3.405	44.89		2.35		
58.33	7.030	306.36		6.573	279.94			3.908	125.90		1.73		
41.67	7.645	133.08		7.334	123.60			3.742	14.09		3.28		
50.00	5.52	8.655	163.87	180.02	8.206	150.18		164.91	4.401	34.18	43.68	3.28	
58.33	9.470	243.12		8.858	220.94			5.045	82.79		2.76		
50.00	6.90	10.788	174.50	287.04	10.223	160.13		263.63	5.362	36.44	97.75	3.93	
58.33	11.840	399.58		11.071	367.13			6.140	159.07		2.37		

输入参数得到。这些输入参数包括加热器参数、冷却器参数、回热器参数、平均有效压力、工作气体的类型以及斯特林机的几何尺寸。

表1.3和表1.4表明，当斯特林机的平均有效压力位于 2.76 MPa 到 6.90 MPa 之间时，本文建立的模型具有最佳性能预测(效率和功率)。当斯特林机的转速从 16.67 Hz 增加到 58.33 Hz 时，本文建立的模型的性能预测的误差也随之增大。所以本文所建立的模型在平均有效压力在 2.76 MPa 和 6.90 MPa 之间，转速较低时具有最好的性能预测准确性。

然而，同试验结果相比，本文提出的模型仍然存在一些误差。未来的研究工作可能会考虑斯特林机的其它不可逆损失，如斯特林机向环境的散热，气弹滞后效应等等，从而建立更加精确的斯特林机模型。值得指出的是，其它文献也有提到更加精确的斯特林机模型。例如，多变过程模拟模型具有比本文提出的模型更高的性能预测精度^[2?1]。然而，该模型需要假定与具体斯特林机中各过程相关的多变指数，而且需要复杂地多的计算度。

1.1.3.4 斯特林机与冷热流体间的传热

对于斯特林机的传热过程，加热器、冷却器和回热器的壁面温度被假定为均匀且恒定。对于定温壁面换热，壁面同流体之间经过 dA 的换热面积所交换的热量为：

$$(T_w - T)UdA = \dot{m}c_p dT \quad (1.54)$$

$$\frac{dT}{T - T_w} = -\frac{UdA}{\dot{m}c_p} \quad (1.55)$$

由于 $T(0) = T_i, T(A) = T_o$,

$$\frac{T_o - T_w}{T_i - T_w} = \exp\left(-\frac{UA}{\dot{m}c_p}\right) \quad (1.56)$$

对于斯特林机，可以分别用 T_{hw} 和 T_{cw} 来替代 T_w 来获得 $T_{i,h}, T_{o,h}$ 同 $T_{hw}, T_{i,c}, T_{o,c}$ 同 T_{cw} 之间的关系式。

$$\frac{T_{o,h} - T_{hw}}{T_{i,h} - T_{hw}} = \exp\left(-\frac{U_h A_h}{\dot{m}_h c_{p,h}}\right) \quad (1.57)$$

$$\frac{T_{o,c} - T_{cw}}{T_{i,c} - T_{cw}} = \exp\left(-\frac{U_c A_c}{\dot{m}_c c_{p,c}}\right) \quad (1.58)$$

在一个循环周期中,热流体传递给斯特林机的热量为

$$\dot{m}_h c_{p,h} (T_{i,h} - T_{o,h}) / s_{se} = Q \quad (1.59)$$

在一个循环周期中,斯特林机传递给冷流体的热量为

$$\dot{m}_c c_{p,c} (T_{o,c} - T_{i,c}) / s_{se} = Q - W \quad (1.60)$$

1.2 朗肯循环发电子系统建模

依据工作流体的不同,存在两种不同的朗肯循环发电子系统——水工质朗肯循环子系统和有机工质朗肯循环子系统。

1.2.1 水工质朗肯循环

水工质朗肯循环需要设置除氧器以去除给水中的氧气和其它不凝结气体。给水中溶解的氧气将会给蒸汽发生系统造成严重的腐蚀损伤,并使金属管道形成氧化物(生锈)。溶解在给水中的二氧化碳将会形成碳酸,并进一步对管道造成腐蚀。不凝结气体的聚集将会增加热阻,这对各种换热器很不利。本系统中的除氧器采用抽汽作为热源。

图1-9中的梯级系统的水循环的 $T-s$ 图如图1-6a所示。过程曲线 $2a-2c-2b$ 表示汽轮机内蒸汽做功的过程,其 $h-s$ 曲线图如图1-6b所示。状态点 $2b$ 和 $i, 2b$ 的压力相等,状态点 $2c$ 和 $i, 2c$ 的压力相等。为了简化汽轮机内效率的计算,假定汽轮机在不同负荷、不同级中的相对内效率不变,即

$$\eta_{i,2b} = (h_{2a} - h_{2b}) / (h_{2a} - h_{i,2b}) = (h_{2a} - h_{2c}) / (h_{2a} - h_{i,2c}) \quad (1.61)$$

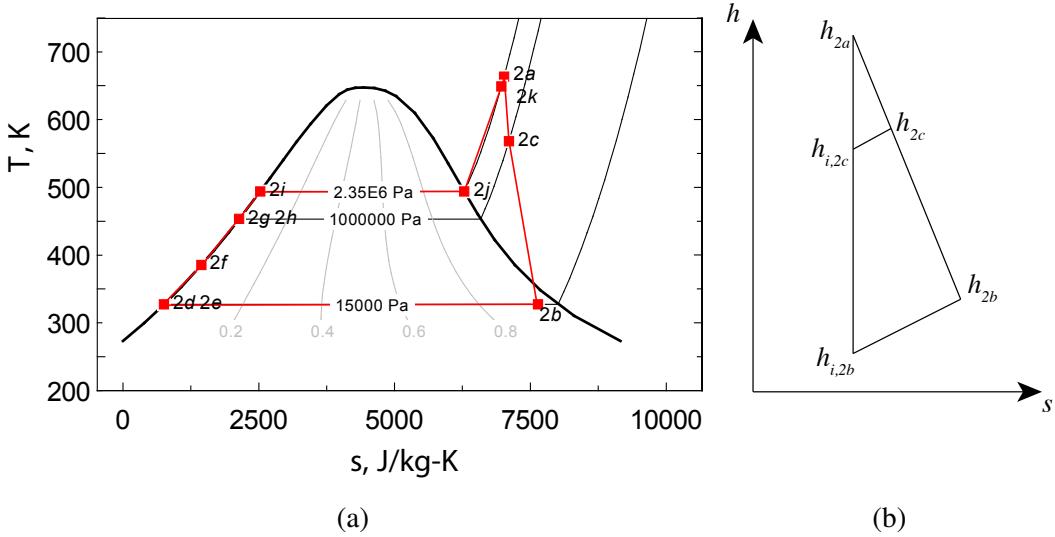
其中, $h_{i,2b}$ 由 s_{2a} 和 p_c 得到, $h_{i,2c}$ 由 s_{2a} 和 p_e 得到。

汽轮机的输出功率

$$P_{tb} = (1 - y) \dot{m}_2 (h_{2a} - h_{2b}) + y \dot{m}_2 (h_{2a} - h_{2c}) \quad (1.62)$$

过程 $2b-2d$ 表示凝汽器中的换热工况。凝汽器的出口水是饱和液态水,其出口温度 T_{2d} 和出口焓值 h_{2d} 由汽轮机的排汽压力 p_c 确定。凝汽器释放的热量

$$Q_{cd} = (1 - y) \dot{m}_2 (h_{2b} - h_{2d}) \quad (1.63)$$


 图 1-6 水循环的 T - s 图及过程 $2a-2c-2b$ 的 h - s 图

除氧器的各进口压力和出口压力相等, 状态点 $2c$ 、 $2f$ 和 $2g$ 具有相同的压力(等于 p_e)。除氧器的出口水是饱和液态水, 其焓值可以由 p_e 确定。由能量平衡方程

$$yh_{2c} + (1 - y)h_{2f} = h_{2g} \quad (1.64)$$

泵消耗的总功率

$$P_{pu} = (1 - y)\dot{m}_2(h_{2e} - h_{2d}) + \dot{m}_2(h_{2h} - h_{2g}) \quad (1.65)$$

其中, h_{2e} 可以通过方程 $\eta_{pu} = (h_{i,2e} - h_{2d})/(h_{2e} - h_{2d})$ 获得, h_{2h} 可以通过方程 $\eta_{pu} = (h_{i,2h} - h_{2g})/(h_{2h} - h_{2g})$ 获得。 $h_{i,2e}$ 由 s_{2d} 和 p_e 决定, $h_{i,2h}$ 由 s_{2g} 和 p_s 决定。

由于除氧器的出口水是饱和液态水, 其出口温度 T_{2g} 和出口焓值 h_{2g} 由除氧器的压力 p_{2g} 决定。

$$p_{2g} = p_{2c} \quad (1.66)$$

水循环吸收的总热量为

$$Q_2 = (1 - y)\dot{m}_2(h_{2f} - h_{2e}) + \dot{m}_2(h_{2a} - h_{2h}) \quad (1.67)$$

朗肯循环的效率可以表示为

$$\eta_{rk} = (P_{tb} - P_{pu}/\eta_{ge})/Q_2 \quad (1.68)$$

1.2.2 有机工质朗肯循环

同水工质朗肯循环相比,有机工质朗肯循环具有以下特点:

- (1) 有机工质具有更低的沸点,更高的蒸汽压力,它更适宜于回收低温废热。此外,其密度和比热容较小,所需要的汽轮机、管道和换热面积都较小,这些都有利于节约制造成本。
- (2) 汽轮机的排气没有湿度(干气体)。所以无需过热,饱和蒸气就可以用作汽轮机的主气。有机工质汽轮机不会发生由于湿蒸汽中的液滴给高速旋转的叶片带来的腐蚀现象。
- (3) 有机工质流体具有比蒸汽更低的声速,汽轮机可以在较低转速下达到较好的气动力学性能。
- (4) 相同温度下,有机工质的凝汽压力比水工质高。常温下,有机工质可以在高于大气压的条件下凝结。系统压力可以保持在大气压以上运行,这就可以避免空气泄漏进入系统。这也意味着有机工质朗肯循环不再需要除氧器。
- (5) 有机工质具有很低的凝固点,这意味着即使在寒冷地区也不需要针对有机工质做防冻措施。

不同有机工质的饱和 $T-s$ 图具有不同形状的饱和曲线。有机工质可以根据 $T-s$ 图中饱和蒸气曲线斜率 dT/ds 的不同分为三种类型: $dT/ds > 0$ 表示该流体为干工质(高压饱和蒸气定熵膨胀时不会进入湿气区),大多数有机工质为干工质; $dT/ds < 0$ 表示该流体为湿工质(高压饱和蒸气定熵膨胀时会产生液滴),少数有机工质为湿工质; $dT/ds \rightarrow \pm\infty$ 表示该流体为等熵流体,例如 R134a。对于干工质,由于在汽轮机中不会出现液滴,有机工质无需过热。此外,对于应用于低温废热回收的有机工质朗肯循环,也无需进行过热。由于本文讨论的太阳能光热发电技术所获得的集热温度一般高于有机工质的饱和温度,所以本文选用的有机工质朗肯循环仍然采用过热,以提高朗肯循环的效率。

水工质朗肯循环和典型有机工质朗肯循环的 $T-s$ 图如图1-7所示。在典型有机工质循环(如图1-8)中,循环效率可以通过使用回热器来得到提升。这是因为汽轮机出口工质是过热气体,利用其温度比对应的凝汽温度高。利用这部分高出的温度可以给加压的凝结液提供热量。通常会在有机工质汽轮机的出口和蒸发器的入口之间安装一个逆流布置的回热器。回热器可以回收部分热量,从而降低对热源的需求,提升循环的效率。

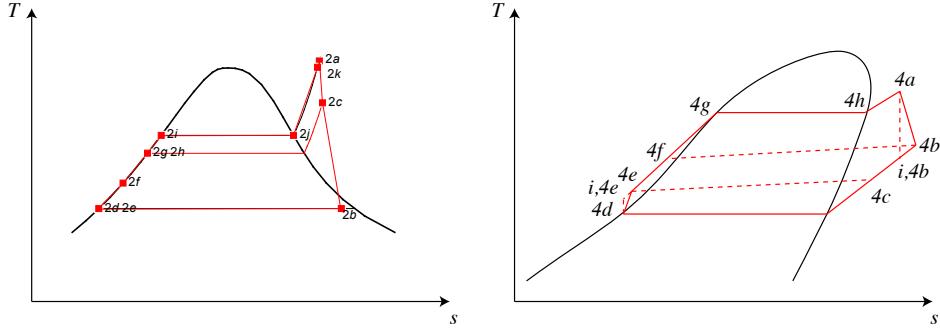
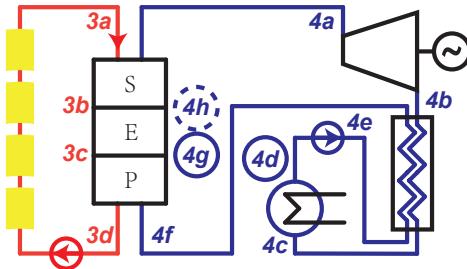

 图 1-7 水工质朗肯循环和典型有机工质朗肯循环 T - s 图


图 1-8 具有回热器的 ORC 系统结构示意图

汽轮机的相对内效率为

$$\eta_{i,tb} = (h_{4a} - h_{4b}) / (h_{4a} - h_{i,4b}) \quad (1.69)$$

其中, $h_{i,4b}$ 由 s_{4a} 和 p_c 决定。

汽轮机的输出功率为

$$P_{tb} = \dot{m}_4 (h_{4a} - h_{4b}) \quad (1.70)$$

过程曲线 $4c-4d$ 显示的是凝汽器中的放热曲线。凝汽器的出口流体为饱和液态。出口温度 T_{4d} 和出口焓值 h_{4d} 由汽轮机的出口压力 p_c 决定。

对于回热器, 依据能量平衡

$$h_{4b} - h_{4c} = h_{4f} - h_{4e} \quad (1.71)$$

凝汽器放出的凝结热

$$Q_{cd} = \dot{m}_4 (h_{4c} - h_{4d}) \quad (1.72)$$

泵的功率

$$P_{pu} = \dot{m}_4(h_{4e} - h_{4d}) \quad (1.73)$$

其中, h_{4e} 可以由方程 $\eta_{pu} = (h_{i,4e} - h_{4d})/(h_{4e} - h_{4d})$ 计算得到。 $h_{i,4e}$ 由 s_{4d} 和 p_s 得到。

输入朗肯循环的总热量

$$Q_4 = \dot{m}_4(h_{4a} - h_{4f}) \quad (1.74)$$

朗肯循环的效率为

$$\eta_{rk} = \frac{P_{tb} - P_{pu}/\eta_{ge}}{\dot{m}_4(h_{4a} - h_{4f})} \quad (1.75)$$

1.2.2.1 发电机

发电机相对而言是独立于梯级系统之外的部件, 它的效率一般假定为常数, 值为 0.975。

1.3 蒸汽发生系统建模

槽式太阳能光热发电厂的蒸汽发生系统可以被分成三部分——预热器、蒸发器和过热器, 它们都是换热器。为了便于系统分析, 假定这些换热器都不存在流动压力损失, 即加热流体(以导热油为例)和被加热流体(以水为例)的压力保持不变。水的压力和汽轮机的入口压力相等。此外, 假设这些换热器都不与环境交换热量。

为了更加清晰地理解这些换热器的机理建模过程, 本文使用图1-9中的蒸汽发生系统作为例子进行详细分析, 其传热过程如图1-10所示。图1-9中, 各中流体的不同状态点用数字加字母标出。其中, 数字表示流体类型: 1 代表空气, 2 代表水, 3 代表导热油; 字母代表不同位置的状态点。有的状态点还加有圆圈, 表示其为饱和状态: 实线圆圈表示为饱和液态, $x = 0$; 虚线圆圈表示为饱和气态, $x = 1$ 。

蒸汽发生系统的机理建模过程从本质上来看, 是求解各未知状态点的过程。需要再次提出的是, 由于水和导热油在换热过程中都没有压降, 对于饱和状态, 由于其干度已知, 其状态是确定的; 对于不饱和状态, 只要知道了温度或焓值, 那么其状态也可以确定。这意味着, 知道了温度可以求出焓值, 反之亦然。

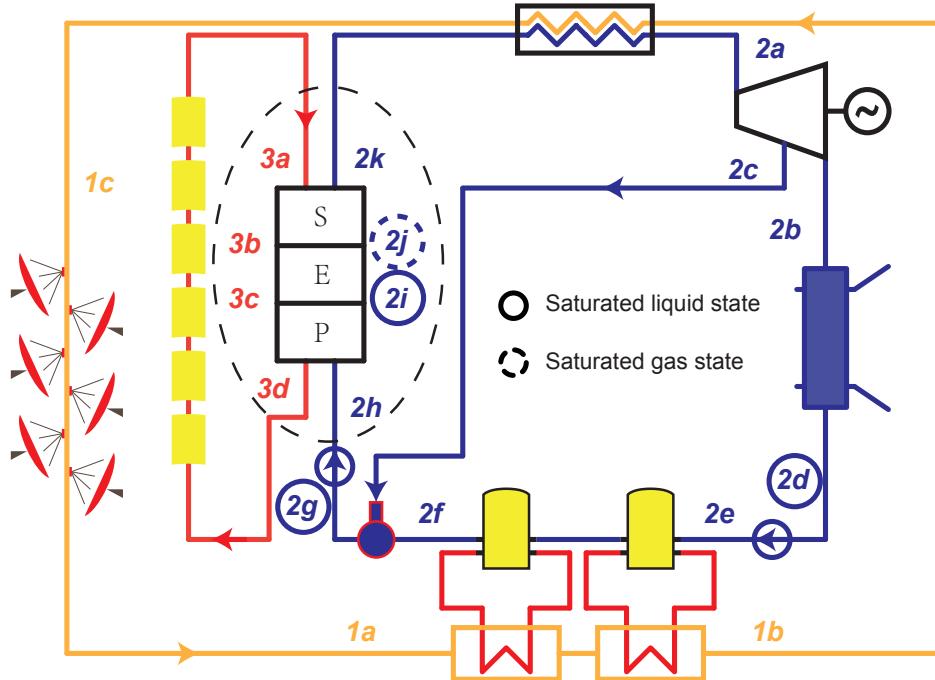


图 1-9 梯级系统中蒸汽发生系统的一个例子

对于如图1-9所示的典型的蒸汽发生系统的建模过程, \dot{m}_2 , 状态点 $2h$ 和状态点 $2k$ 都由汽轮机及朗肯循环的参数确定, 可以看作已知量。状态点 $3a$ 的状态由槽式镜场的设计参数确定, 状态点 $2i$ 和 $2j$ 的状态可以由其干度确定。

(1) 预热器

预热器出口的水是饱和液态水($x = 0$), 所以其出口温度 T_{2i} 和出口焓值 h_{2i} 由汽轮机的主汽压力 p_s 决定。根据能量平衡方程,

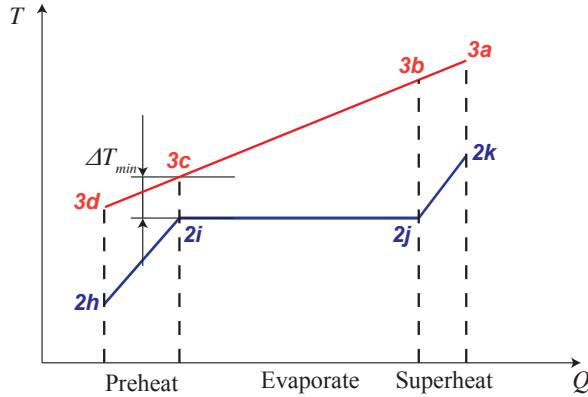
$$\dot{m}_3(h_{3c} - h_{3d}) = \dot{m}_2(h_{2i} - h_{2h}) \quad (1.76)$$

(2) 蒸发器

蒸发器出口的水是饱和蒸汽($x = 1$), 所以其出口温度 T_{2j} 和出口焓值 h_{2j} 由汽轮机的主汽压力 p_s 决定。根据能量平衡方程,

$$\dot{m}_3(h_{3b} - h_{3c}) = \dot{m}_2(h_{2j} - h_{2i}) \quad (1.77)$$

需要指出的是, 状态点 $3c$ 的状态由 T_{3c} 决定。而 T_{3c} 由夹点温度 (pinch temperature) ΔT_{min} 确定, 即 $T_{3c} = T_{2i} + \Delta T_{min}$ 。关于夹点温度, 第??章有更加详细的说明。


 图 1-10 蒸汽生产过程的 T - Q 曲线图

(3) 过热器

根据能量平衡方程，

$$\dot{m}_3(h_{3a} - h_{3b}) = \dot{m}_2(h_{2k} - h_{2j}) \quad (1.78)$$

通过求解方程 (1.76) 到 (1.78)，可以得到 \dot{m}_3 和状态点 3b、3d 的状态。

1.4 梯级系统建模

由于系统建模采用面向对象的方法，系统是利用各种组件的接口(入口和出口)相互连接形成的。这些接口通过流(stream)相互作用。例如图1-9中的汽轮机和除氧器之间通过抽汽流相互连接。每个流都拥有独立的属性，如流体类型，质量流量，温度，压力，比焓，比熵等等。为此，利用 MATLAB 建模工具建立了专门的 **Stream** 类，将各流都作为对象进行计算分析。附录??给出了 **Stream** 类的定义的源代码。**Stream** 类中的一些属性由于被多个 **Stream** 实例所共用，也被定义为了对象。如 **T**、**q_m** 和 **p** 也是对象，它们分别属于 **Temperature** 类、**Massflow** 类和 **Pressure** 类。

给定了 **Stream** 对象的固有属性(inherent properties, 包括流体类型，质量流量，温度，压力和干度)，其依赖属性(dependent properties, 包括比焓，比熵和比热容)可以依据其内部方法获得。

如果流是单相流体，它的干度就不存在，它的依赖属性就可以通过温度和压力获得。如果流是两相流体或饱和流体，那么其干度 $0 \leq x \leq 1$ ，它的依赖属性可以通过压力和干度获得。选择压力而不是温度作为输入参数的原因是，在梯级系统中，流的压力往往更容易确定。

由于流包含了状态点的所有信息,它被用来记录状态点。梯级系统的模型中创建了多个流对象,用于连接各部件,并记录各部件出入口的状态点信息。各个部件通过流对象连接在一起形成整个系统,流对象也作为参数在各个部件之间传递信息,已完成部件和系统的计算分析及结果的展示。不同的部件通过赋值同一个流对象而连接在一起,它们的出口和入口是连接的接口。系统通过给定的参数(设计参数)完成初始化,这些参数赋值给相应的流对象,并影响相关部件的状态。

针对系统计算,需要指出的是,一个部件的某些参数可能和其它多个部件相关联。在这种条件下,需要使用估值来辅助计算。估值用于设定未定状态的流对象的固有属性(如质量流量或温度),以便于获得流的依赖属性,进而得到状态点的状态信息。这些流对象通过参数传递给相应的部件,进而完成部件内部的计算方法,获得相应的计算结果。这些结果会以状态点参数的形式,和原来设定的估值进行比较。如果估值和相应计算值之间的差异在允许误差范围之内,则接受估值;否则,估值将会依据隆戈库塔法重新设定,并重新启动部件内的计算,并将新估值和获得的新的计算值进行比较,直至二者之间的差异小于允许误差为止。

例如,在图??所示的蒸汽发生系统中,蒸发器的出口油温 **evaporator.T_3o** 还和过热器有关。想要获得该温度值,就需要先使用估值。估值用于赋值给对应于状态点 3b 的流对象的温度属性,这样可以获得该流对象的所有依赖属性(因为其压力已知)。该流对象作为过热器的输入参数将该状态点相应的焓值带入到过热器中,在过热器中通过方法 **superheater.get_T_3i** 得到过热器的入口油温 **superheater.T_3i**, 并将此值和估值进行比较,如果 $|evaporator.T_{3o} - superheater.T_{3i}|$ 比允许误差 (10^{-4}) 小,则接受该估值;否则,依据隆戈库塔法迭代调整估值,直至 $|evaporator.T_{3o} - superheater.T_{3i}| < 10^{-4}$ 。

1.5 本章小结

本章介绍了太阳能光热梯级系统的建模方法,并详细分析了系统中关键部件和子系统的机理建模。部件模型使用 MATLAB 建模工具,采用面向对象的方法。部件模型的机理建模充分考虑了各部件的热力学特性,动力学特性以及能量平衡。系统模型采用自底向上的方法,利用部件模型完成系统模型的搭建工作。基于面向对象语言的封装、组合和多态等特性,各部件间既具有独立性,又具有关联性。所建立的系统模型具有易于搭建,结构清晰,便于替换或改进部件,容易检查单个部件等优点。

系统还专门建立了 **Stream** 类用于部件的连接工作,部件的出口和入口是连接的接口。两个不同的部件通过被赋值同一个流对象而实现相互连接。此外,本章还简单

介绍了不同部件间通过流对象进行耦合计算的方法。

本文建立的关键部件模型可以通过试验或与经典模型进行比较等方式进行验证。斯特林机的验证工作表明,与传统的经典的斯特林机模型相比,本文所建立的模型在不同的转速和平均有效压力下,具有和试验数据更接近的性能结果。

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

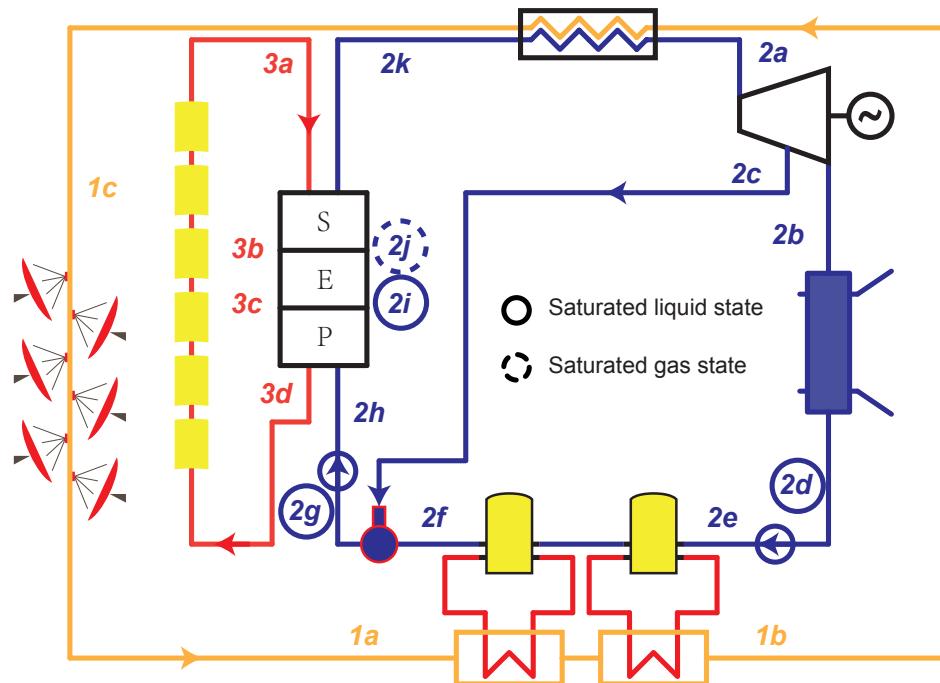
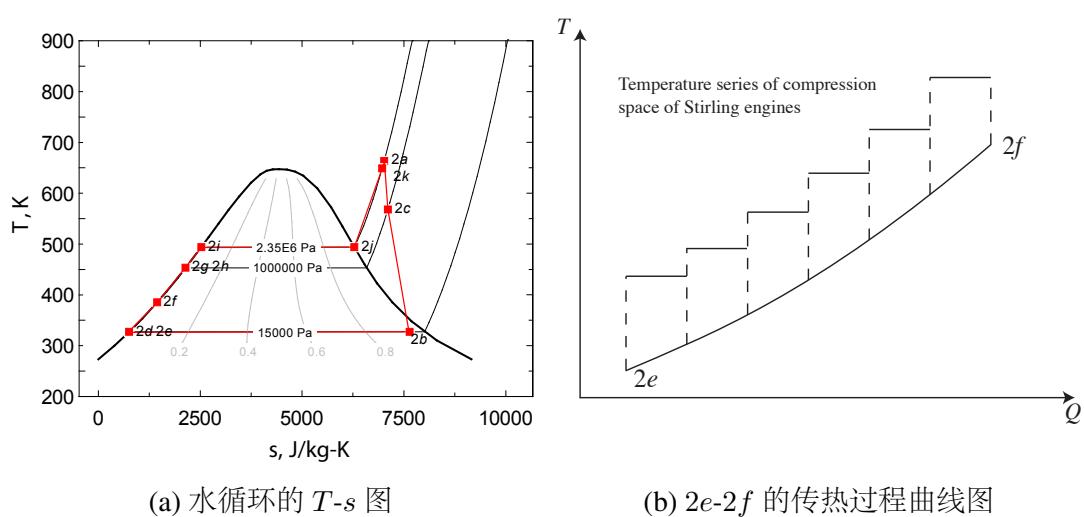


图 2-1 梯级系统结构示意图



(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1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 1.1。

(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

Figure 2-3 shows the sketch of the stand-alone systems. These two stand-alone systems

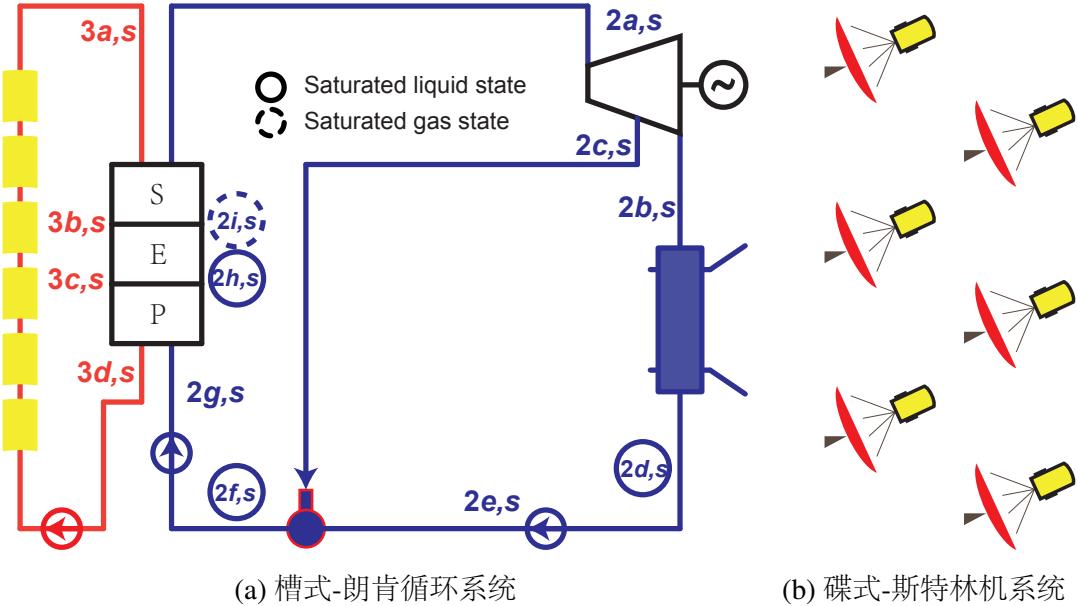


图 2-3 独立系统的结构示意图

are developed for comparison. They use the same dish collectors and trough collectors with the same thermal efficiencies of the cascade system.

2.4.1 Stand-alone trough-Rankine system

Steam turbine has the same main parameters and isentropic efficiency with that of the cascade system. Working pressure of deaerator is the same of the cascade system. So parameters of state $2b, s$ and $2c, s$ in Figure 2-3 of the steam turbine can be expressed by

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

The output power of steam turbine

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

The output power of generator

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

The total power of pumps

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

Heat injected in the water circuit

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

The generator efficiency is the same of that in the cascade system, and the efficiency of Rankine cycle can be expressed as

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

2.4.2 Stand-alone dish-Stirling system

In the stand-alone dish-Stirling system, Stirling engines with the same number of dish collectors are directly put on the focuses of the dish collectors. Water is used for cooling the Stirling engines. $T_{H,s}$ is chosen to be equal to outlet temperature of air in dish receiver. $T_{L,s}$ is chosen to be 310 K, the default expansion temperature in Fraser's dissertation^[?] for the calculation of 4-95 NKII engine. k and γ are chosen the same value as that of the Stirling engines in the cascade system.

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

where, $T_{R,s} = \frac{T_{H,s} - T_{L,s}}{\ln(T_{H,s}/T_{L,s})}$ and $e_s = \frac{T_{R,s} - T_{L,s}}{T_{H,s} - T_{L,s}}$.

The total power of Stirling engines

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

2.5 同独立系统的对比分析

The results presented in Table 2.3 are issued using design parameters with counterflow of two fluids in Stirling engine array as the default flow type. It is shown that the cascade system with design parameters can achieve higher efficiency compared to corresponding stand-alone systems. Although the efficiency of the Stirling engine array is lower, the efficiency of the Rankine cycle is higher. The overall output power of the cascade system is 3.83×10^4 W higher.

表 2.3 Some important results using design parameters

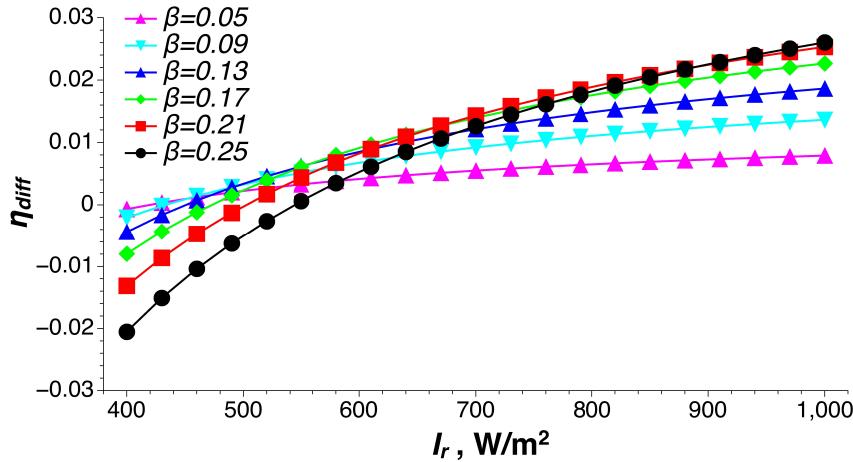
Parameter	Value	Parameter	Value	Parameter	Value
η_{cs}	0.1974	$\eta_{sea,s}$	0.3786	$P_{ge,s}$	$5.826 \times 10^6 \text{ W}$
η_s	0.1962	η_{rk}	0.2660	P_{sea}	$3.552 \times 10^5 \text{ W}$
η_{diff}	0.0062	$\eta_{rk,s}$	0.2678	$P_{sea,s}$	$4.909 \times 10^5 \text{ W}$
η_{sea}	0.3407	P_{ge}	$6 \times 10^6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

2.5.1 Effects of I_r

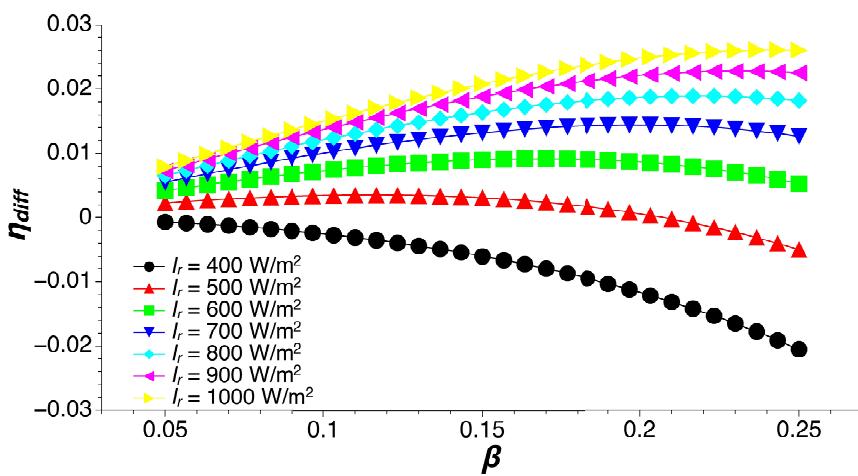
It is found that I_r can affect the efficiency difference of cascade system and stand-alone systems η_{diff} . Figure 2-4 shows curve fits of efficiency differences η_{diff} versus I_r with a series of different Stirling engine array power ratios. As it can be seen, for a high I_r ($I_r > 550 \text{ W/m}^2$), $\eta_{diff} > 0$, the cascade system can achieve a higher efficiency than corresponding stand-alone systems. For a low I_r ($I_r < 550 \text{ W/m}^2$), η_{diff} may be negative. At this situation, the cascade system achieves a lower efficiency than corresponding stand-alone systems. This may be explained that instead of cooling water in the stand-alone dish-Stirling system, condensed water of Rankine cycle is used to cool the Stirling engines, which jeopardizes the heat dissipation and leads to a lower power of the Stirling engines. For a low I_r , the increased power of steam turbine due to absorbed heat by the condensed water is lower than the power loss of the Stirling engines. It can also be found that higher I_r can achieve higher η_{diff} , which can be interpreted as the heat absorbed by the condensed water increases with I_r . So a higher I_r location is always more suitable for cascade system. This means I_r is a key factor to determine whether cascade system should be applied in a certain location.

2.5.2 Effects of β

As it can be seen in Table 2.3, the η_{diff} is very small with the design parameters given above. A reason η_{diff} to be so small is that β , the ratio of power of Stirling engines to the total power, is very small, the heat released by the Stirling engine array is a small portion of the heat absorbed in the Rankine cycle. So increase β may achieve higher η_{diff} . The relationship


 图 2-4 Curve fits of efficiency difference η_{diff} versus I_r

between η_{diff} and β under a series of I_r is shown in Figure 2-5. It can be found that, for a high I_r , increase β may achieve a higher η_{diff} , but there is a limit. For $I_r = 900\text{W/m}^2$, the maximum $\eta_{diff} = 0.0228$ appears at $\beta = 0.23$. For a low I_r , η_{diff} is negative, increase β will reduce η_{diff} . This can be explained as the same reason in Section 2.5.1.


 图 2-5 Curve fits of efficiency difference η_{diff} versus β

2.5.3 Effects of flow type

Flow type between heating and cooling streams can affect the efficiency of Stirling engine array. Parallel flow, compared to counterflow, leads to higher Stirling engine efficiency in the first columns of the array for lower cooling temperature, while lower Stirling engine efficiency in the last columns for higher cooling temperature.

表 2.4 Results of Stirling engine array with two different flow types

x	Parallel flow				Counterflow			
	$T_{1,i}$	$T_{2,i}$	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

Table 2.4 shows the different results of the two flow types. The fit curves of temperature series of the heating and cooling fluids and the efficiency of Stirling engines in different columns are shown in Figure 2-6 and 2-7.

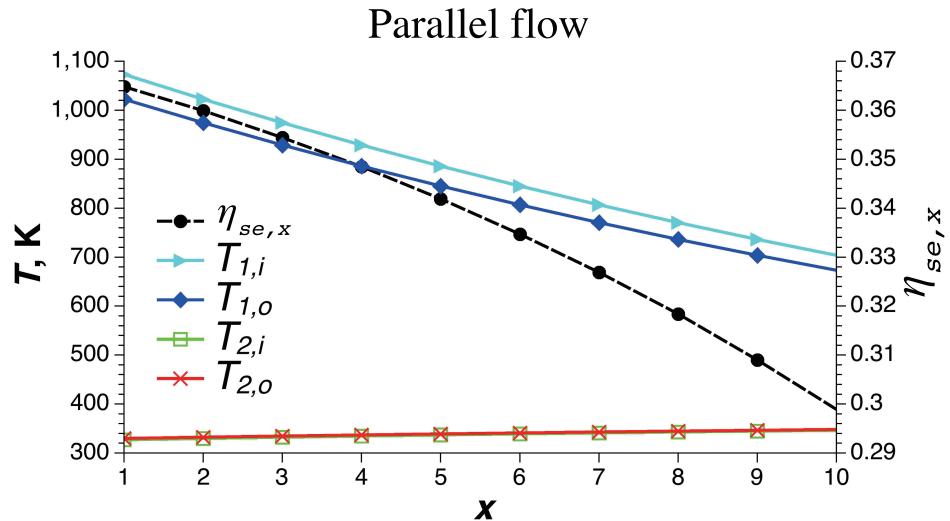


图 2-6 Parallel flow: Temperature series of two fluids and efficiency of Stirling engines in column x

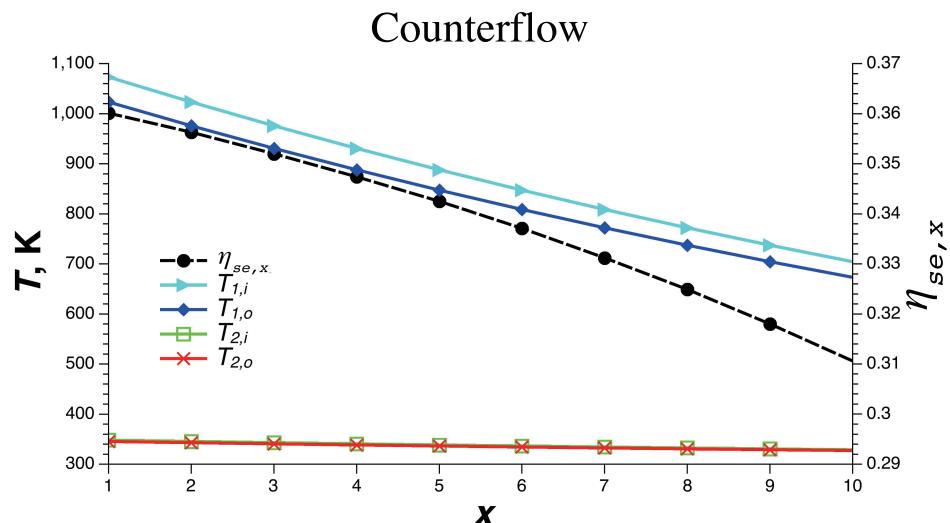


图 2-7 Counterflow: Temperature series of two fluids and efficiency of Stirling engines in column x

It can be concluded that the temperature increment of cooling fluid is much smaller than the temperature decrement of heating fluid due to their large difference of $c_p \dot{m}$, which leads to a small difference of overall efficiency of Stirling engine array between the two flow types.

To find out a clear difference of the two flow types, a simple model of Stirling engine array is developed with air as the heating fluid and water as the cooling fluid. $T_{1,i}, T_{1,o}, T_{2,i}, q_{1,m}$ are fixed and chosen the same values as in the cascade system. Change the value of $q_{2,m}$, and the corresponding Stirling engine array efficiency of the two flow types (η_p and η_c) can be obtained. Figure 2-8 shows the efficiency of Stirling engine array with different $q_{2,m}$ in two flow types. It can be found that counterflow has a higher efficiency than parallel flow, and with lower $q_{2,m}$ comes with higher efficiency difference.

For a system with large difference of $c_p\dot{m}$ of two fluids, that means one fluid can only achieve a small temperature rise (drop) compared to the other fluid, will lead to a small difference of two flow types. For a system with similar difference of $c_p\dot{m}$, use the counterflow can achieve a higher efficiency.

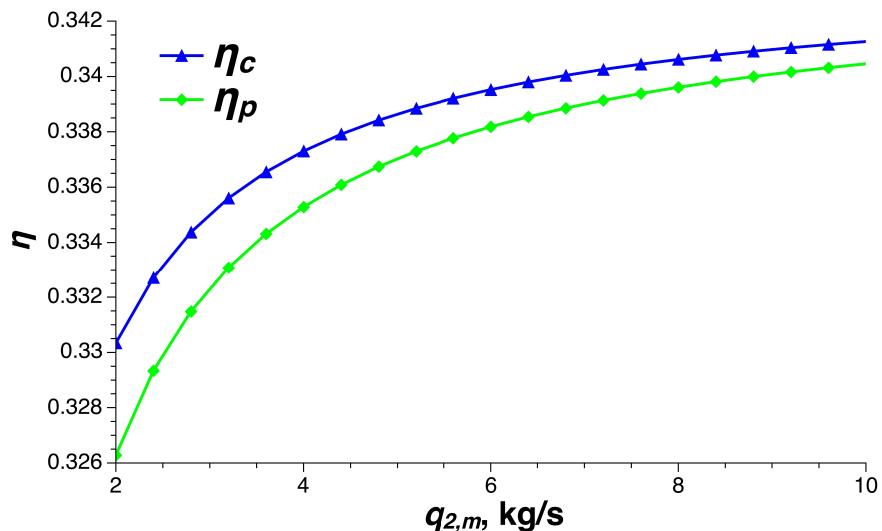


图 2-8 效率的 Stirling 引擎阵列与不同的 $q_{2,m}$

2.6 本章小结

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.