

doi: 10.12052/gdutxb.200177

基于时间序列聚合的有机朗肯循环系统优化方法

危由兴, 罗向龙, 胡凌锋, 陈健勇, 梁颖宗, 杨智, 陈颖

(广东工业大学 材料与能源学院, 广东 广州 510006)

摘要: 有机朗肯循环(Organic Rankine Cycle, ORC)发电技术在回收中低温余热和中低温太阳能热发电方面具有广阔的应用前景, 系统优化设计对提高系统发电效率和降低系统全年发电成本具有重要意义。本文建立了太阳能驱动ORC系统设备结构参数和系统运行参数同步优化模型; 考虑到太阳能辐射量和环境温度随时间变化的特性, 基于时间序列聚合法获得5个聚合点作为设计工况, 分别得到了5个聚合设计工况下最优设计方案。结果表明: 太阳能辐射量和环境设计温度不同, 设计的系统结构参数和运行方案不同; 在环境温度值低、太阳辐射值高时度电成本(Electricity Production Cost, EPC)最低, ORC效率最高。

关键词: 有机朗肯循环; 设计工况; 时间序列聚合; 优化

中图分类号: TK121

文献标志码: A

文章编号: 1007-7162(2022)06-0098-09

Optimization Method of Organic Rankine Cycle System Based on Time Series Aggregation

Wei You-xing, Luo Xiang-long, Hu Ling-feng, Chen Jian-yong,

Liang Ying-zong, Yang Zhi, Chen Ying

(School of Material and Energy, Guangdong University of Technology, Guangzhou 510006, China)

Abstract: Organic Rankine cycle (ORC) power generation technology has a wide application potential in the recovery of medium-to-low temperature waste heat and medium-to-low temperature solar thermal power generation. The system optimization design is of great significance to improve system power generation efficiency and reduce the annual generation cost of the system. A synchronous optimization model of the equipment structure parameters and system operation parameters of the solar-driven ORC system is established. Considering the characteristics of solar radiation and ambient temperature changes with time, based on the time series aggregation method, five aggregation points were obtained as design conditions, and the optimal design schemes under the five aggregation design conditions are obtained. The results show that the solar radiation and the environmental design temperature are different, and the designed system structure parameters and operating schemes are different; When the solar radiation is low and the solar radiation value is high, the electricity production cost (EPC) is the lowest and the ORC efficiency is the highest.

Key words: organic Rankine cycle; design conditions; time series aggregation; optimization

有机朗肯循环(Organic Rankine Cycle, ORC)^[1-2]是高效利用中低温余热等低品位能源进行热-功转换的有效技术之一, 为提高ORC的利用效率及降低生产成本, 学者们在ORC系统设计和优化等方面做了大量工作^[3-6]。

在系统设计优化方面, Amicabile等^[7]提出了一种

ORC设计优化的方法, 设计过程包括热源选择、候选工质选择和热力循环优化3个步骤。Zhai等^[8]分析了单级部分进气轴流式水轮机在ORC中的应用。通过约束设计优化算法, 确定了在亚临界和超临界循环条件下实现涡轮效率最大化所需的基本几何形状和尺寸。Martins等^[9]将ORC系统与径向进气涡轮耦合设

收稿日期: 2020-12-30

基金项目: 国家自然科学基金资助面上项目(51876043)

作者简介: 危由兴(1995-), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为低温余热有机朗肯循环系统优化

通信作者: 罗向龙(1978-), 男, 教授, 博士, 主要研究方向为热力系统集成与优化、换热强化与优化等, E-mail: lx1-dte@gdut.edu.cn

计,同时研究ORC系统的热力性能和径向进气涡轮的气动特性。在优化结果的基础上,给出了ORC径向进气涡轮关键设计参数的推荐范围。Sadreddini等^[10]提出了一种由压缩空气储能系统、ORC系统和喷射器系统组成的新型热电联产系统,研究了不同参数对系统性能的影响,并对系统进行了优化设计,找出了系统的最优性能。Imran等^[11]研究开发了一种适用于低温地热ORC系统的人字形板式蒸发器的水力和热力设计模型,并对其几何参数进行了优化。Zhong等^[12]对低温余热驱动的ORC与热泵循环组成的复合系统进行了分析计算,并对不同状态参数对系统性能的影响进行了优化设计。但ORC整体性能与运行参数息息相关,某一工况下的最优运行方案,在变化工况运行时,其性能会发生偏离,并不一定适应于全年工况。

为探寻全年中更加典型的优选工况作为设计工况,一些学者将时间序列的方法应用在了ORC能源系统之中,大多通过聚合、时间步长、周期拟合等方法对能源系统在随着时间变化的周期内进行优化与设计。其中,国外学者提出了随着能源系统模型日益复杂,使用时间序列进行简化的必要性。Leander等^[13]详细介绍了各个时间序列的聚合方法,并通过能源系统进一步验证几种聚合方法的优缺点。Paul等^[14]提出了将层次聚合法应用在电力系统模型,并指出使用典型天或周为聚合单位时的满足条件。Bardow等^[15]提出了1级CoMT-CAMD方法与聚合技术结合,并将其应用于重型车辆的ORC工质设计和选择中:基于k-means法将10 655个工况点聚合成6个能够表征瞬时废气状况的运行点,并给出了工质优先级排序,但并未给出哪一个聚合运行点作为设计工况。

因此,研究全年工况下ORC的设计与运行优化对于改善和提高系统性能具有重要意义。本文将建立ORC的数学模型和成本计算的经济模型,以系统在全年的最小度电成本为目标函数,将时间序列聚合方法应用到对换热设备的工况和参数分析中,并以基于时间序列聚合法获得的聚合点作为设计工况,得到在不同典型周期工况点运行的最优系统设计方案。

1 系统模型建立

1.1 系统热力学模型

图1为简单ORC的系统流程图,图2为ORC的T-s图,循环工质为R245fa,各状态点的热力学参数由

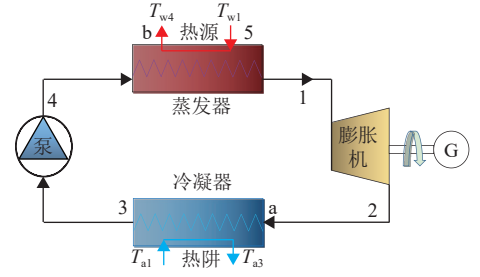


图1 简单ORC系统流程图

Fig.1 Flow diagram of simple ORC

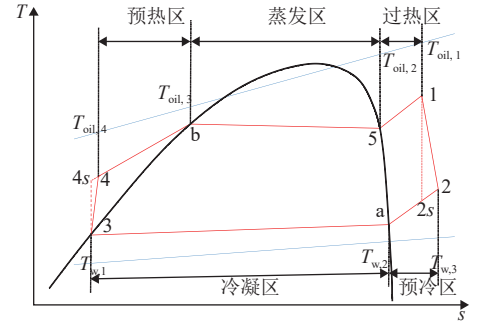


图2 简单ORC的T-s图

Fig.2 T-s diagram of simple ORC

拟合获得。ORC基本循环流程如下:工质在工质泵中绝热加压(3-4),然后在蒸发器中定压吸热为过热蒸汽(4-b-5-1)。从蒸发器出来的高温蒸汽在膨胀机内膨胀做功同时带动发电机发电(1-2),做功后的低温低压乏汽在冷凝器中冷凝为液体继续循环(2-a-3)。

在过程(1-2)中,蒸汽在膨胀机绝热膨胀做功量为

$$W_{\text{exp}} = M_r(h_1 - h_2) = M_r(h_1 - h_{2s})\eta_e \quad (1)$$

式中: M_r 为工质流量,kg/s; h_1, h_2, h_{2s} 分别为膨胀机进口、实际出口、理想出口点焓值,J/kg; η_e 为膨胀机等熵效率,本文取0.75。

在定压冷却过程(2-3)中,膨胀机出口的乏汽在冷凝器中被冷却水冷凝成饱和和液体放热量为

$$Q_c = M_r(h_2 - h_3) = M_w c_{p_w}(T_{w3} - T_{w1}) \quad (2)$$

式中: h_3 为冷凝器出口点焓值,J/kg; M_w 为冷却水流量,kg/s; c_{p_w} 为冷却水平均比热容,取冷却水进出口平均温度为定性温度,J/(kg·K); T_{w1}, T_{w3} 分别为冷却水进口、出口温度,K。

在绝热加压过程(3-4)中:工质泵内冷凝液被压缩为高压的过冷态液体,耗功为

$$W_p = M_r(h_4 - h_3) = M_r(h_{4s} - h_3)/\eta_p \quad (3)$$

式中: h_3, h_4, h_{4s} 分别为工质泵进口焓值、实际出口焓值、理想出口点焓值,J/kg; η_p 为工质泵的绝热效率,本文设定0.70。

在定压加热过程(4-1)中,高压的有机工质在蒸发器中被导热油加热为过热蒸汽,而后进入膨胀机做功,完成一个循环。在蒸发器中的吸收热量为

$$Q_e = M_r(h_1 - h_4) = M_{oil}c_{p_{oil}}(T_{oil,1} - T_{oil,4}) \quad (4)$$

式中: $c_{p_{oil}}$ 为热源平均比热容,取热源进出口平均温度为定性温度, $J/(kg \cdot K)$; $T_{oil,1}$ 、 $T_{oil,4}$ 分别为热源进口、出口温度, K 。

最后,ORC循环系统的净输出功可表示为膨胀机做功减去泵耗功:

$$W_{net} = W_{exp} - W_p \quad (5)$$

循环系统的热效率则可表达为

$$\eta_{ORC} = W_{net}/Q_e \quad (6)$$

1.2 蒸发器模型

本文采用管壳式蒸发器,如图3所示,符号 L_B 、 L_C 、 L 分别代表挡板间距,挡板切割长度和蒸发器管长。其中, $L_{B,i} = L_{B,o} = L_{B,C} = L_B$,管束布置为等边三角形^[6],管道内的传热计算考虑了单相段和两相段流态的差异,为了简化计算,忽略压降影响。管侧的预热段、过热段和壳侧的计算使用经典的迪图斯-贝尔特公式^[17],蒸发器的管侧两相段的传热系数则用Kandlika公式计算^[18]。对于每一阶段,蒸发器中热源和有机工质之间换热过程的热平衡方程式如式(7)~(9)。为了避免在膨胀机出口处于两相区,湿工质在蒸发器中应有一定的过热度,本文假设蒸发器过热度为5 K。式(10)~(11)给出了换热器传热温差约束。

$$Q_{e, \text{预热}} = M_r(h_b - h_4) = M_{oil}c_{p_{oil}}(T_{oil,3} - T_{oil,4}) \quad (7)$$

$$Q_{e, \text{蒸发}} = M_r(h_5 - h_b) = M_{oil}c_{p_{oil}}(T_{oil,2} - T_{oil,3}) \quad (8)$$

$$Q_{e, \text{过热}} = M_r(h_1 - h_5) = M_{oil}c_{p_{oil}}(T_{oil,1} - T_{oil,2}) \quad (9)$$

$$T_{oil,3} - T_b \geq \Delta T_{min} \quad (10)$$

$$T_{oil,1} - T_1 \geq \Delta T_{min} \quad (11)$$

式中: h_4 为蒸发器预热段进口状态点焓值, J/kg ; h_b 、 h_5 为蒸发段进口、出口饱和状态点焓值, J/kg ; $T_{oil,3}$ 、 $T_{oil,2}$ 为热源在蒸发段进口、出口温度, K 。

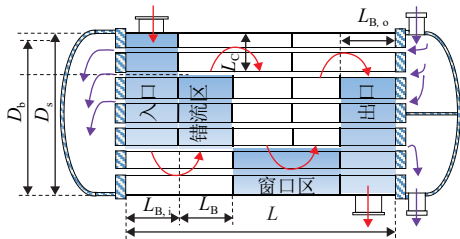


图 3 管壳式蒸发器^[19]

Fig.3 Geometrical structure of shell-and-tube evaporator^[19]

1.3 冷凝器模型

本文选用常规水冷板式冷凝器。如图4所示,冷凝器内的冷凝传热分预冷段和两相冷凝段,不考虑过冷度,故无过冷段计算。预冷段换热采用单相传热系数计算模型为García-Cascales模型^[20],两相冷凝段换热系数计算模型为Zhang模型^[21],水侧换热系数计算模型为Dong模型^[22],同样地,不考虑压降计算。根据能量守恒,工质侧和水侧热量平衡可表示为式(12)~(13),冷夹点温差应满足式(14)的约束。

$$Q_{c, \text{预冷}} = M_r(h_2 - h_a) = M_w c_{p_w}(T_{w3} - T_{w2}) \quad (12)$$

$$Q_{c, \text{冷凝}} = M_r(h_a - h_3) = M_w c_{p_w}(T_{w2} - T_{w1}) \quad (13)$$

$$T_a - T_{w,2} \geq \Delta T_{min} \quad (14)$$

式中: h_2 为冷凝器预冷段进口状态点焓值, J/kg ; h_a 、 h_3 为冷凝段进口、出口饱和状态点焓值, J/kg ; $T_{w,2}$ 为水源在冷凝段进口温度, K 。

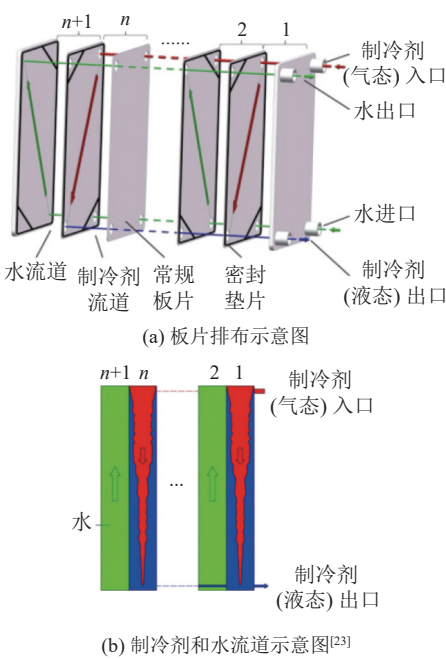


图 4 板式冷凝器板片排布示意图及制冷剂和水流道示意图

Fig.4 Schematic diagram of plate arrangement, refrigerant and water flows of conventional plate condenser^[23]

1.4 太阳能集热器模型

刘庆君等^[24]利用软件辅助,使用R123作为循环工质,研究了槽式太阳能腔体式吸热器的光学特性和传热性能,并且给出当太阳能辐射值在900 W/m²时,集热器的集热效率在63%~65%之间。而宋建忠等^[25]通过对太阳能有机朗肯循环进行实验模拟,以R245fa为循环工质,探究以WD350导热油作为工质的槽式集热器在有太阳能辐射的条件下系统的实际

运行性能及各个参数的影响。宋建忠实验证实了当太阳能辐射值在400 W/m²时,集热器的集热效率在60%左右,并且给出了导热油获取的热量与集热效率的关系。冯晨等^[26]提出了一种微型抛物槽式太阳能集热器,并且给出了这种集热器的设计参数和热力学模型。通过软件模拟可以得出,集热器的玻璃的热力学影响可忽略不计,当光照辐射强度在900 W/m²时,热效率是62.5%。故本文选定太阳能集热器热效率为62.5%进行计算,选定太阳能集热器工作温度不超过200 ℃,进口油温为110 ℃,微型抛物面槽式聚光集热器的基本参数如表1所示。

表 1 微型抛物面槽式聚光集热器的基本参数

Table 1 Parameters of the micro parabolic trough concentrator

名称	数值	名称	数值
集热器长度L/m	1	集热器宽度W/m	0.9
集热器高度/m	0.12	集热器直径D/m	0.01
集热器壁厚δ/m	0.001	槽宽B/m	0.106
几何聚光比C	3.4	焦距f/m	0.026 5
抛物槽长度l/m	0.60	抛物槽个数n	6

建模时,忽略了空气和抛物槽吸收的热量,所有物性参数如表2所示,如玻璃和导热油的比热容等,均视为常数。集热管内热力学模型如下:

集热管单位时间内吸收的净能量等于其吸收的入射太阳辐射能量 W_1 ,减去其与外部环境换热能量及被导热油吸收的能量之和,对外辐射能量忽略不计,该方程为

$$M_r C_r \frac{\partial T_r}{\partial t} = W_1 - A_r h_r (T_r - t_a) - A'_r h_{oil} (T_r - t_{in}) \quad (15)$$

式中: T_r 为集热管的温度,K; A_r 为集热管外表面积,m²; A'_r 为集热管内表面积,m²。

集热器吸收的太阳辐射能量 W_1 为

$$W_1 = 0.5 A_r I \tau_c \alpha_s + 0.5 A_r I \tau_c \alpha_s f C' \quad (16)$$

式中: I 为太阳直接辐射,W/m²。

表 2 集热器理论模型参数

Table 2 Theoretical model parameters of heat collector

名称	数值	名称	数值
选择性吸收涂层吸收率 α_s	0.9	集热管总长度L/m	4.6
玻璃穿透率 τ_c	0.9	集热管外表面积 A_r /m ²	0.113 1
环境温度 t_a /℃	20	集热管内表面积 A'_r /m ²	0.09
导热油入口温度 t_{in} /℃	25	抛物槽的反射率 f	0.9
导热油比热容 $c_{p oil}$ /(J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹)	2 200	集热管比热 c_r /(J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹)	381
导热油密度 ρ /(kg·m ⁻³)	860	集热管的质量 M_r /kg	1.18
集热管和空气的传热系数 h_r /(W·m ⁻² ·K ⁻¹)	10	集热管和导热油的传热系数 h_{oil} /(W·m ⁻² ·K ⁻¹)	206.1

集热管下表面的聚光比 C' 为

$$C' = \frac{B - D}{0.5 \pi D} \quad (17)$$

集热管里面导热油吸收的净能量 $Q_{吸收}$ 等于集热管与导热油对流换热的能量:

$$Q_{吸收} = h_{oil} A'_r (T_r - t_{in}) = C_{oil} M_{oil} (T_{oil} - t_{in}) \quad (18)$$

式中: T_q 为导热油温度,K。

集热器的热效率等于管内工质获得的净能量与集热器接收的能量之比为

$$\eta = \frac{C_{oil} M_{oil} (T_{oil} - t_{in})}{C A I} \quad (19)$$

式中: A 为用于接收太阳能辐射的集热管总面积,m²;其值为单个集热管外表面积与集热管的总单元个数的乘积,此处假定集热管总数为10 000个单元。

集热器的聚光比 C 等于接收太阳辐射的玻璃盖板面积与集热管面积的比值:

$$C = \frac{A_c}{A_r} \quad (20)$$

1.5 目标函数

本研究的目标是设计具有最优寿命性能的ORC,方程式(21)~(23)表示由投资成本和运营成本组成的年化投资成本,其中CRF为由式(22)表示的资本回收系数,该系数与经营年限和通货膨胀率有关;OPC为ORC组件的运行成本,指的是在运行阶段产生的维护成本,定为设备总投资成本的1.65%,由式(23)表示为投资成本的规模^[27],式(24)给出了比投资成本(Specific Investment Cost, SIC)。目标函数为使年平均度电生产成本(Electricity Production Cost, EPC)最小,由式(25)表示,其中 C_{annual} 为各部件年化投资成本;ORC中组件的投资成本由产品模块成本模型^[28]估算。

$$C_{annual} = CRF \times Cost + OPC \quad (21)$$

$$CRF = i(1 + i)^y / [(1 + i)^y - 1]$$
 (22)

$$OPC = f_r \times Cost$$
 (23)

$$SIC = Cost / W_{net}$$
 (24)

$$\min EPC = C_{annual} / (W_{net} \cdot OP)$$
 (25)

式中： C_{annual} 为年度总成本，\$/年；CRF为资本回收系数；Cost为总投资成本，\$；OPC为运行成本，\$； y 为运行年数；OP为每年运行时间，本文为8 000 h/a； i 为通货膨胀率； f_r 为运行成本占投资成本比例系数；SIC为比投资成本，\$/kW；EPC为度电成本，\$/(kW·h)。

2 时间序列聚合优化流程

基于时间序列聚合的优化流程框图如图5所示，首先选取原始数据，接着对其归一化处理，然后使用聚合方法获取典型聚合中心点数据，再将其作为典型设计工况运用于ORC系统，最后获得最优系统运行方案和最优结构参数。

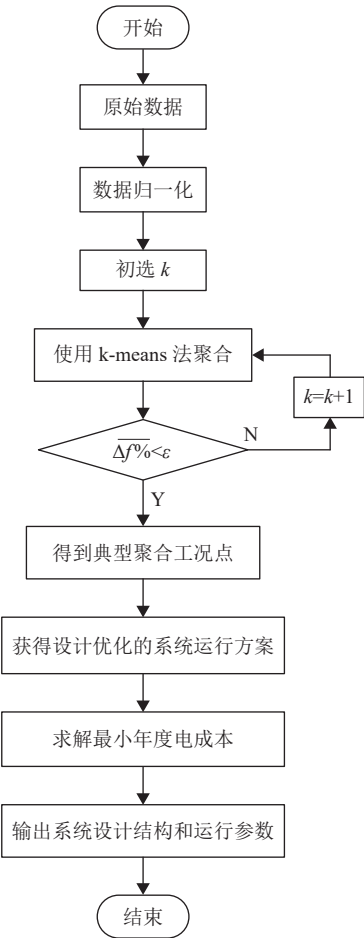


图 5 时间序列聚合的优化流程框图

Fig.5 Optimization flow diagram of time series aggregation

2.1 数据预处理

本文原始数据来源于中国气象数据网,聚合图中X轴表示气温,单位为℃,Y轴表示太阳能辐射量,单位为W/m²或J/(m²·s),其中辐射量为日总辐射曝辐量与每日日照时长之比。如图6所示为1 096个原始数据点的散点图,从图中我们可以看出气温和日均辐射量随着时间在变化,由于两个变量量纲的不同,数据之间无法进行比较,故需采取数据归一化处理。归一化后的气温和辐射值被转化为无量纲参数,而且范围都在[0,1]之间,这代表了数据与数据之间的特征关系。

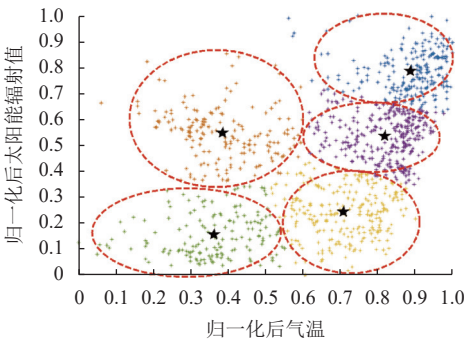


图 6 聚合后结果分布图

Fig.6 Results distribution before and after clustering

2.2 求解过程

本文时间序列聚合求解方法选取k-means法.k-means法又称k-均值算法,和大多数基于特征的聚合(或聚类)思想一致,通过把大量的原始数据 $X_{a,b,t} \in \{1,2,\dots,N_i\}$ 聚合成拥有数据典型特征的特征运行点 U_k ,根据得到的运行点可以得到对应的工况点和不同工况点在一年之中所占的比例 u_k 。k-means算法的主要过程如下。

(1) 初定 $k \in \{1,2,\dots,N_k\}$ 个集群和间隙值eps,其中k值限定了集群的数量,eps限定了数据点中心和集群中心的最大距离。

(2) 随机选取k个集群中心,将距离集群中心最近的数据点归于同一类,使用欧氏距离公式(26)计算各点到集群中心的距离。

$$L_{a,b,t} = \min \sum_{k=1}^{N_k} \sum_{i=1}^{N_i} X_{a,b,t} - U_k$$
 (26)

(3) 重新计算步骤(2)所得到的集群的质心:

$$m_k = \frac{\sum_{X_{a,b,k} \in U_k} X_{a,b,k}}{N'_k}$$
 (27)

式中： $X_{a,b,k}$ 为集群内的所有数据点； N'_k 为集群内数据点的数量； m_k 为集群质心所在的坐标点。

(4) 使用欧氏距离计算所得质心与原集群中心的距离 L_m ,若 $L_m>\text{eps}$,则退出循环得到集群中心,否则重复步骤(2)~(3)直到无法收敛或退出循环。

2.3 k-means法聚合计算结果

如图6所示为使用k-means法聚合后的结果分布图,每一种颜色代表一个集群,其中各个黑点为所在集群的集群中心。

以太阳能集热器出入口温差作为目标函数,通过式(28)计算得到聚合误差,即计算5个聚合点的目标函数 f_i 和完整数据集 S 的目标函数 f_l 之间的平均相对误差:

$$\overline{\Delta f\%} = \frac{1}{n_{f_l}} \sum_{i=1}^{n_{f_l}} \Delta f_i = \frac{1}{n_{f_l}} \sum_{i=1}^{n_{f_l}} \frac{|f_i - f_l|}{f_l} \times 100\% \quad (28)$$

结果如表3所示,在聚合点个数 n 为3~7之间的平均相对误差值是逐渐趋小,当大于或等于5个聚合点时,其误差已小于0.1%,可视为当聚合点个数为5时,聚合点即可以代表所有原始数据的特征。

表 3 聚合点个数和平均相对误差的关系
Table 3 The relation between the number of aggregation points and the mean relative error

参数	数值				
聚合点数/个	3	4	5	6	7
相对误差/%	3.8	0.43	0.045	0.003	0.000 15

将得到的5个集群坐标点记为 $U_k(X_{1,2,3,4,5}, Y_{1,2,3,4,5})$,使用下列式子还原得集群中心点 X'_k 的原始值,原始工况点分别为:27.8℃和998.4 W/m²、13.4℃和215.5 W/m²、14.0℃和718.2 W/m²、25.8℃和660.4 W/m²、22.8℃和302.7 W/m²。

$$X'_k = (X'_{\max} - X'_{\min}) \times U_k + X'_{\min} \quad (29)$$

$$Y'_k = (Y'_{\max} - Y'_{\min}) \times U_k + Y'_{\min} \quad (30)$$

针对聚合得到的5个聚合工况点,采用上述太阳能集热器模型,以太阳能作为热源驱动有机朗肯循环,根据式(15)~(20)可将5个聚合工况点的太阳能辐射量转化为热源进口温度,经过太阳能集热器和导热油转换后,进入蒸发器的热源入口温度分别为160, 120, 146, 143和125℃,选定外部环境变量后,下文将对上述选定聚合工况的ORC系统进行模拟优化设计。

3 结果与讨论

3.1 设计参数及假设

全年环境工况随季节和时间持续变化,涉及到的系统运行参数和设备实际工况也是持续多变的,

多变量优化耦合的系统优化设计求解工作繁杂。为了探索在全年范围内ORC系统受到太阳能辐射量和环境温度的影响情况,需要设定系统的基本参数以减少变量的数量。5个不同的聚合工况点代表着全年中各个不同的环境变化,因此在系统模拟计算中,采用上述聚合所得的5个环境温度和太阳辐射值作为不同的工况点,采用环境温度作为冷源进口温度,将5个聚合工况转化为(热源120℃,冷源13.4℃)、(热源125℃,冷源22.8℃)、(热源143℃,冷源25.8℃)、(热源160℃,冷源27.8℃)、(热源146℃,冷源14℃),依次记为工况A、B、C、D、E。本节主要探讨基于设计环境工况的系统优化配置在全年变化工况下的综合性能,模拟系统进行优化,给定基本参数如表4所示,优化的系统变量范围如表5所示。

表 4 基本参数^[16,29]
Table 4 Basic parameter^[16,29]

初始参数	数值
热源流量/(kg·s ⁻¹)	23.12
过热度/℃	5
冷源温升/℃	10
贴现率/%	5
设计寿命/a	15
年运行时间/h	8 000
泵效率/%	70
膨胀机等熵效率/%	75
冷凝器板片长/m	0.617
冷凝器板片宽/m	0.190
板片厚度/mm	0.4
板片导热系数/(W·(m·K) ⁻¹)	16.2
波纹高度/mm	2
流道截面积/m ²	0.000 35
水力直径/mm	4
壳侧管节距系数 η	1.25

表 5 优化变量范围^[29]
Table 5 The optimization variable range^[29]

优化参数	范围
管长与壳径比	5~15
蒸发器总管数	50~1 200
蒸发器管外径/mm	5~50
壳径与管外径比	10~40
蒸发器总管长/m	1~20
冷凝器换热板数	10~300
工质蒸发温度/℃	($T_{oil, in} - 55$)~143
工质冷凝温度/℃	($T_{water, in} + 2$)~($T_{water, in} + 50$)
夹点温差/℃	2~20
热源流量/(kg·s ⁻¹)	10~60

3.2 不同聚合工况点下的优化设计

基于上述不同设计工况，系统换热器进行协同优化，不同聚合工况点下系统的优化结果如表6所示，5个聚合工况下系统热效率分别为10.672%，10.959%，10.692%，11.126%和10.494%，度电成本分别为0.052，0.081，0.048，0.038和0.039 \$(kW·h)，其中D工况的度电成本最低，E工况次之，B工况最高，这主要是因为不同温度的热源和冷源，冷凝温度和蒸发温度的最佳匹配是不同的。例如C工况和D工况，它们的热源温度接近，但D中冷源温度比C中低较

多，随着冷凝温度的降低，热效率和净输出功增加，比投资成本和度电成本减少；同时换热器设计的结构也不同，冷凝器是在相同的结构尺寸下进行换热板片数和流程组合设计，而蒸发器则同时进行了结构尺寸和管数的设计，具体如表6所示，但从优化的角度来看，每一组对应的冷凝温度和蒸发温度必须匹配最好的设备结构尺寸，各聚合设计工况得到的系统配置结构是否适用于全年所有工况，需要通过后续优化变工况，进一步比较全年综合性能的优劣。

表 6 不同聚合工况点下系统的优化结果
Table 6 Optimization results of the system under different polymerization conditions

运行变量	A	B	C	D	E
热源温度/℃	120	125	143	146	160
冷源温度/℃	13.4	22.8	25.8	14	27.8
工质质量流量/(kg·s ⁻¹)	5.059	2.218	5.836	8.618	8.895
冷源质量流量/(kg·s ⁻¹)	32.761	14.748	39.020	56.736	59.475
冷凝温度/℃	26.563	31.468	35.923	26.831	38.381
蒸发温度/℃	100.618	116.358	122.230	108.475	124.337
蒸发夹点温差/℃	3.272	2.000	3.725	10.887	9.926
冷凝夹点温差/℃	6.227	2.000	3.578	6.014	4.085
预冷段换热系数/(W·m ⁻² ·K ⁻¹)	4 640.647	3 437.103	5 613.336	4 849.208	5 751.329
冷凝段换热系数/(W·m ⁻² ·K ⁻¹)	2 571.573	2 365.262	4 244.851	2 813.660	3 940.011
预热段换热系数/(W·m ⁻² ·K ⁻¹)	2 062.468	4 663.389	2 274.896	1 742.895	2 161.686
蒸发段换热系数/(W·m ⁻² ·K ⁻¹)	8 797.275	29 029.00	9 749.329	5 982.252	7 457.869
过热段换热系数/(W·m ⁻² ·K ⁻¹)	1 900.576	4 151.904	2 267.755	1 797.712	2 388.667
系统热效率/%	10.672	10.959	10.692	11.126	10.494
泵耗功/kW	0.116	0.886	3.217	1.782	5.373
膨胀机输出功/kW	145.101	68.371	176.448	266.269	263.406
系统净输出功/kW	144.985	67.485	173.231	264.487	258.033
结构变量					
冷凝器换热板片数	179	172	183	288	274
冷凝器换热面积/m ²	41.958	40.347	42.803	67.53	64.133
蒸发器管外径/m	0.005	0.003	0.005	0.006	0.006
蒸发器管长/m	3.091	1.845	3.178	3.891	3.655
蒸发器壳径/m	0.206	0.123	0.212	0.259	0.244
蒸发器总管数	463	220	472	533	515
折流板间距/m	0.052	0.031	0.053	0.065	0.061
蒸发器换热面积/m ²	23.164	4.305	24.961	42.259	36.02
成本					
泵成本/10 ³ \$	13.449	11.917	14.387	12.150	16.474
膨胀机成本/10 ³ \$	213.798	123.434	81.000	12.150	310.531
蒸发器成本/10 ³ \$	77.268	61.685	85.151	95.572	91.776
冷凝器成本/10 ³ \$	60.480	83.188	65.868	102.473	100.303
Cannual /10 ³ \$	56.727	43.568	60.957	81.265	80.706
EPC /(\$·kW ⁻¹ ·h ⁻¹)	0.052	0.081	0.048	0.038	0.039

4 结论

以度电成本为目标建立了ORC系统设计优化模型,通过时间序列聚合的方法,得到典型全年工况点,并获得太阳能耦合ORC在聚合设计工况点下的最优设计方案,得出结论如下:

(1) 以3年内全时间序列工况点进行聚合,产生的典型工况点代表了这期间对应的外界环境变化情况,集群中心数值都较为离散,各集群分布都较为均匀,其结果为27.8 °C和998.4 W/m²、13.4 °C和215.5 W/m²、14.0 °C和718.2 W/m²、25.8 °C和660.4 W/m²、22.8 °C和302.7 W/m²。

(2) 相应的聚合工况点优化结果是最小度电成本,分别为0.062, 0.073, 0.055, 0.069和0.079 \$(kW·h),从不同环境条件下的优化结果可以得知,对于太阳能耦合ORC而言,在环境温度最低同时太阳辐射值最高时,度电成本最低,ORC效率最高,从优化结果来看,本文采用时间序列聚合方法可以对满足高强度辐射和低温环境条件的地区进行模型计算分析。

参考文献:

[1] 王羽鹏, 罗向龙, 梁俊伟, 等. 有机朗肯循环系统工质设计与系统参数的同步优化[J]. *广东工业大学学报*, 2020, 37(1): 69-80.
WANG Y P, LUO X L, LIANG J W, *et al.* A simultaneous optimization of working fluid design and system parameters in organic Rankine cycle [J]. *Journal of Guangdong University of Technology*, 2020, 37(1): 69-80.

[2] 涂俊平, 黄计康, 罗向龙, 等. 水平光滑管内R245fa轴向均匀沸腾传热特性实验研究[J]. *广东工业大学学报*, 2020, 37(6): 71-77.
TU J P, HUANG J K, LUO X L, *et al.* An experimental study of axial uniform boiling heat transfer characteristics of R245fa in horizontal smooth tube [J]. *Journal of Guangdong University of Technology*, 2020, 37(6): 71-77.

[3] HETTIARACHCHI H D M, GOLUBOVIC M, WOREK W M, *et al.* Optimum design criteria for an organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources [J]. *Energy*, 2007, 32(9): 1698-1706.

[4] WEI D, LU X, LU Z, *et al.* Performance analysis and optimization of organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery [J]. *Energy Conversion and Management*, 2007, 48(4): 1113-1119.

[5] DAI Y, WANG J, LIN G, *et al.* Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery [J]. *Energy Conversion and Management*, 2009, 50(3): 576-582.

[6] GU W, WENG Y, WANG Y J, *et al.* Theoretical and experi-

mental investigation of an organic Rankine cycle for a waste heat recovery system [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A Journal of Power and Energy*, 2009, 223(5): 523-533.

[7] AMICABILE S, LEE J, KUM D, *et al.* A comprehensive design methodology of organic Rankine cycles for the waste heat recovery of automotive heavy-duty diesel engines [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2015, 87: 574-585.

[8] ZHAI L, XU G, WEN J, *et al.* An improved modeling for low-grade organic Rankine cycle coupled with optimization design of radial-inflow turbine [J]. *Energy Conversion and Management*, 2017, 153: 60-70.

[9] MARTINS G L, BRAGA S L, FERREIRA S B, *et al.* Design optimization of partial admission axial turbine for ORC service [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 96: 18-25.

[10] SADREDDINI A, FANI M, AGHDAM M A, *et al.* Exergy analysis and optimization of a CCHP system composed of compressed air energy storage system and ORC cycle [J]. *Energy Conversion & Management*, 2018, 157: 111-122.

[11] IMRAN M, USMAN M, PARK B S, *et al.* Multi-objective optimization of evaporator of organic Rankine cycle (ORC) for low temperature geothermal heat source [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2015, 80: 1-9.

[12] 钟芬, 吴竺, 朱彤, 等. 低温余热驱动的热电复合系统优化设计[J]. *中国电机工程学报*, 2016, 36(12): 3176-3183.
ZHONG F, WU Z, ZHU T, *et al.* Optimization design of a combined organic Rankine cycle-heat pump system driven by low-grade waste heat [J]. *Proceedings of the CSEE*, 2016, 36(12): 3176-3183.

[13] KOTZUR L, MARKEWITZ P, ROBINIUS M, *et al.* Impact of different time series aggregation methods on optimal energy system design [J]. *Renewable Energy*, 2018, 117: 474-487.

[14] PNA B, ES A, LHAC D, BK D, *et al.* Carpe diem: A novel approach to select representative days for long-term power system modeling [J]. *Energy*, 2016, 112: 430-442.

[15] SCHILLING J, EICHLER K, KLSCH B, *et al.* Integrated design of working fluid and organic Rankine cycle utilizing transient exhaust gases of heavy-duty vehicles [J]. *Applied Energy*, 2019, 255: 113207.

[16] YI Z T, LUO X L. Mathematical modelling and optimization of a liquid separation condenser-based organic Rankine cycle used in waste heat utilization [J]. *Energy*, 2017, 139: 916-934.

[17] RYANT, CHARLES J. Nomograph of Dittus-Boelter Equation [J]. *Industrial & Engineering Chemistry*, 1943, 35(11): 1187-1188.

[18] JIN S W, MA C Y, LAI T W. The simulation and analysis of fin-tube evaporator for air-conditioning[J]. *Refrigeration and Air Conditioning*, 2008 (4) : 101-104.

- [19] YI Z T, LUO X L, YANG Z, *et al.* Thermo-economic-environmental optimization of a liquid separation condensation-based organic Rankine cycle driven by waste heat [J]. *Journal of Cleaner Production*, 2018, 184: 198-210.
- [20] GARCÍA-CASCALES J R, VERA-GARCÍA F, CORBERÁN-SALVADOR J M, *et al.* Assessment of boiling and condensation heat transfer correlations in the modeling of plate heat exchangers [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2007, 30(6): 1029-1041.
- [21] ZHANG J, KÆRN M R, OMMEN T, *et al.* Condensation heat transfer and pressure drop characteristics of R134a, R1234ze(E), R245fa and R1233zd(E) in a plate heat exchanger [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, 128: 136-149.
- [22] DONG J, ZHANG X, WANG J, *et al.* Experimental investigation on heat transfer characteristics of plate heat exchanger applied in organic Rankine cycle (ORC) [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 112: 1137-1152.
- [23] 朱康达. 分液板式冷凝器的性能及其在热泵系统中的应用[D]. 广州: 广东工业大学, 2019.
- [24] 刘庆君, 刘德有, 朱天宇, 等. 槽式太阳能腔体式吸热器热力性能分析[J]. *中国电机工程学报*, 2015, 35(1): 126-132.
- LIU Q J, LIU D Y, ZHU T Y, *et al.* Analysis of thermodynamic performance of cavity absorber in the parabolic trough solar concentrator [J]. *Proceedings of the Csee*, 2015, 35(1): 126-132.
- [25] 宋建忠, 张小松, 李舒宏, 等. 太阳能有机朗肯循环系统的实验特性[J]. *化工学报*, 2014, 65(12): 4958-4964.
- SONG J Z, ZHANG X S, LI S H, *et al.* Experimental characteristics of solar organic Rankine cycle system[J]. *CIESC Journal*, 2014, 65(12): 4958-4964.
- [26] 冯晨, 杨谋存, 朱跃钊, 等. 微型抛物槽式太阳能集热器集热特性研究[J]. *南京工业大学学报(自然科学版)*, 2019, 41(6): 716-722.
- FENG C, YANG M C, ZHU Y Z, *et al.* Heat collection performance of micro parabolic trough solar collector [J]. *Journal of Nanjing University of Technology(Natural Science Edition)*, 2019, 41(6): 716-722.
- [27] YU G, SHU G, TIAN H, *et al.* Multi-approach evaluations of a cascade-organic Rankine cycle (C-ORC) system driven by diesel engine waste heat: part B-techno-economic evaluations [J]. *Energy Conversion and Management*, 2015, 108: 596-608.
- [28] BHATTACHARYYA D, SHAEIWITZ J A, BAILIE R C, *et al.* Analysis, synthesis and design of chemical processes[M]. New Jersey: Prentice Hall, 2012.
- [29] LUO X L, YI Z T, ZHANG B J, *et al.* Mathematical modeling and optimization of the liquid separation condenser used in organic Rankine cycle [J]. *Applied Energy*, 2015, 185(pt.2): 1309-1323.

(责任编辑: 杨耀辉)