

DOI:10.11918/202010068

炯驱热力过程理论模型的热力学分析

张承虎^{1,2}, 林己又^{1,2}, 李亚平^{1,2}, 谭羽非^{1,2}

(1. 哈尔滨工业大学 建筑学院, 哈尔滨 150090; 2. 寒地城乡人居环境科学与技术工业和信息化部重点实验室(哈尔滨工业大学), 哈尔滨 150090)

摘要: 为研究双热源联合循环的热力性能极限, 构建了两介质热功转换系统理想热力学模型, 并提出了炯驱热力过程的基本概念。通过分析热机循环区间与热泵循环区间过程功量之间的关系, 对炯驱热力过程进行分类, 并通过输出功量占比进行定量分析。构建并求解了顺流型和逆流型炯驱热力过程函数。分析了不同类型炯驱热力过程在理想条件下的热力特性与性能极限。研究表明: 顺流型炯驱热力过程的最大过程功量大于逆流型, 且放热介质与吸热介质间的温度交叉现象更为明显。吸热介质等效温升可用于判断炯驱热力过程类型, 其最大值表征了输出功量极限。实际系统的评价研究指出, 串联型联合循环的总换热量是基本型 ORC 的 1.97 倍, 更适用于同时具有热电需求的场合。但其净输出功率效率(6.55%)、炯效率(26.61%)、热力完善度(36.38%)均显著低于基本型有机朗肯循环。双热源联合循环实际系统的热力性能提高方法值得研究。本研究可为不同类型两介质热功转换系统的热力性能极限与评价提供理论指导。

关键词: 炯驱热力过程; 两介质热功转换系统; 热力学分析; 过程功量; 热力性能极限

中图分类号: TK123

文献标志码: A

文章编号: 0367-6234(2022)12-0127-08

Thermodynamic analysis of a theoretical model of exergy-driven thermodynamic process

ZHANG Chenghu^{1,2}, LIN Jiyu^{1,2}, LI Yaping^{1,2}, TAN Yufei^{1,2}

(1. School of Architecture, Harbin Institute of Technology, Harbin 150090, China;

2. Key Laboratory of Cold Region Urban and Rural Human Settlement Environment Science and Technology (Harbin Institute of Technology), Ministry of Industry and Information Technology, Harbin 150090, China)

Abstract: To study the thermodynamic performance limit of two-heat-source combined cycle, an ideal thermodynamic model of two thermal medium heat-work conversion system was constructed. The concept of exergy-driven thermodynamic process (EDTP) was proposed and classified by analyzing the process power relationship between the heat engine region and the heat pump region. Quantitative analysis was performed through the proportion of output power. The parallel flow and counter flow EDTP functions were constructed and solved. The thermal characteristics and thermodynamic performance limits of different types of EDTP under ideal conditions were analyzed. Results showed that the maximum process work of the parallel flow EDTP was greater than that of the counter flow EDTP, and the temperature crossover trend between the exothermic medium and the endothermic medium of the parallel flow EDTP was more obvious. The equivalent temperature rise in the endothermic medium could be used to determine the type of EDTP, and its maximum value could characterize the limit of output power. The evaluation of actual system showed that the total heat exchange of the series-type cogeneration system was 1.97 times that of the basic organic Rankine cycle (ORC), which is more suitable for occasions with simultaneous thermoelectric demand. However, the net output power efficiency (6.55%), exergy efficiency (26.61%), and thermodynamic perfectibility (36.38%) were significantly lower compared with the basic ORC. The method to improve the thermal performance of the two-heat-source combined cycle is worthy of study. This research can provide theoretical guidance for the thermodynamic performance limit and evaluation of different types of two thermal medium heat-work conversion systems.

Keywords: exergy-driven thermodynamic process; two thermal medium heat-work conversion system; thermodynamic analysis; process work; thermodynamic performance limit

收稿日期: 2020-10-21

基金项目: 国家自然科学基金面上项目(52076050)

作者简介: 张承虎(1980—), 男, 博士, 副教授;

谭羽非(1962—), 女, 教授, 博士生导师

通信作者: 林己又, hitlinjiyou@163.com

在热机循环和热泵循环基础上构建的联合循环, 具有热源利用效率高、输出能力强、能量输出形式多样等诸多优点^[1]。一般而言, 联合循环中的热机子循环部分负责功量输出, 热泵子循环部分则是

在焓量(功量、热量)的驱动下,帮助系统进一步获取制热量或制冷量。实际联合循环可以根据不同的输出形式进行分类,如单一的制冷、制热循环、热电联产系统、功冷联供系统和冷热电三联供系统等^[2-7]。

以往研究多采用经典热力学和有限时间热力学方法,将上述复杂热力系统简化为多热源的理想热力学模型^[8-10]。然而,由于热源条件、系统结构、输出形式均不相同,导致不同类型联合循环的热力性能无法对比;关于联合循环热力性能极限的理论研究也十分有限。以张世钢等^[11]提出的吸收式大温差换热技术为例,该系统具有两热源特点(热网一次水和热网二次水),并能够让一次水出口温度大幅低于二次水进口温度,实现大温差换热。这在宏观上已经突破了传统温驱换热过程的极限换热情况。研究人员^[12-15]提出了两介质换热系统的广义换热过程概念,揭示了两介质换热系统的能量转换机理、热力性能极限、大温差换热过程的判定依据与实际大温差换热系统的构建原则。然而,该理论模型的基本假设之一是热机循环的输出功量与热泵循环的输入功量完全相等,这显然不适用于研究热电联产系统、功冷联供系统等其他形式的联合循环。

本文以两介质热功转换系统为研究对象,提出焓驱热力过程的基本概念,并根据不同分类准则对焓驱热力过程进行了分类。构建并求解典型焓驱热力过程函数,分析其热功转换性能极限,构建评价指标体系。

1 焓驱热力过程的概念与分类

1.1 焓驱热力过程的基本概念

本文将具有以下特点的系统称为两介质热功转换系统:1)系统内部包括一个吸热介质和一个放热介质(包括源和汇)、换热设备以及热功转换设备;2)吸热介质与放热介质之间存在能量交换(热量、功量),但不存在质量交换;3)系统与外界之间可以存在能量交换(热量、功量),但不存在质量交换。

对于理想两介质热功转换系统而言,忽略系统内的一切不可逆损失,所有热力过程均为可逆过程,即系统中不存在不可逆因素。理想两介质热功转换系统是本文的研究对象,其特点是包含了两个有限热容的热源。

焓可以通过热量、功量和质量3种形式进行传递^[16]。由于不存在与外界的质量交换,因此在两介质热功转换系统中,焓只能通过热量和功量的形式进行传递。系统中既有温差驱动的常规换热设备,又有由焓流驱动的热功转换设备或过程,这使得两换热介质之间的换热能力极限需要被重新定义。本

文将两介质热功转换系统内发生的热力过程更加广泛的归结为以焓流作为驱动力的热力过程,简称焓驱热力过程。焓驱热力过程理论模型的特点包括:

1)放热介质的高温段设置若干可逆热机循环,并将这个区域称为热机循环区间。在放热介质低温段设置若干可逆热泵循环,并将这个区间称为热泵循环区间,如图1、2所示。

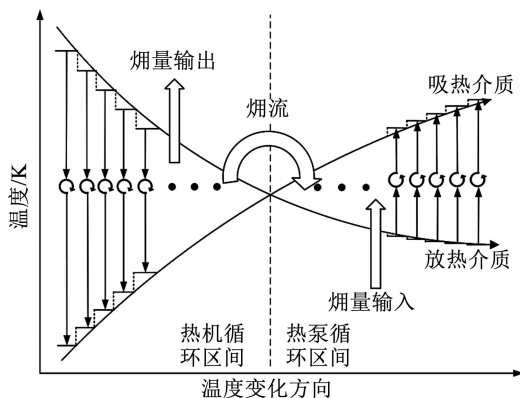


图1 连续顺流型焓驱热力过程示意

Fig. 1 Schematic of parallel flow EDTP

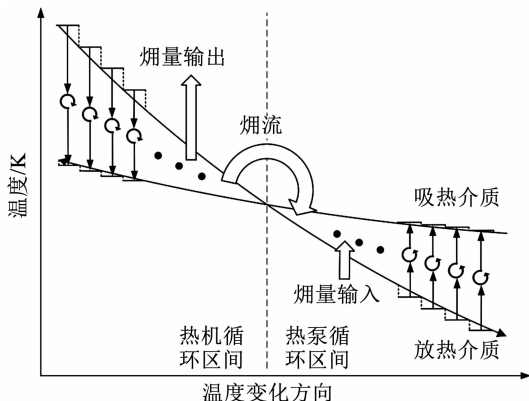


图2 连续逆流型焓驱热力过程示意

Fig. 2 Schematic of counter flow EDTP

2)一部分热机循环输出的功量向系统外界输出;另一部分热机循环输出的功量驱动热泵循环。循环之间的能量传递在更多情况下是以焓流的形式出现的,故本文将此类热力过程称为焓驱热力过程。

3)热泵循环在外部焓量输入与热机循环焓流驱动的共同作用下,进一步将放热介质的热量转移至吸热介质,使得系统获得更大的换热能力极限。

4)在实际焓驱热力系统中,可以不存在典型的热机循环和热泵循环,但存在相应的热力过程。

5)本文所定义的焓驱热力过程可以与外界存在着能量交换,这是和广义换热过程理论模型的本质区别。

1.2 焓驱热力过程的分类

焓驱热力过程中最为常见的焓流形式是功量。根据焓驱热力过程的实际应用场景,热机循环区间

的总输出功量和热泵循环区间的总输入功量之间存在平衡关系,这是烟驱热力过程的分类依据之一。烟驱热力过程的功量平衡分类如下:

1) 当热机循环区间输出的总功量超过热泵循环区间的输入功量时,本文定义这种热力过程为功量有富余的烟驱热力过程,简称正余烟驱热力过程。在这种工况下,系统对外界输出功量。

2) 当热机循环区间输出的总功量不能满足热泵循环区间的功量需求时,本文定义这种热力过程为功量不足的烟驱热力过程,简称逆补烟驱热力过程。这种情况下热泵循环区间需要从外部环境获取额外的功量输入。

3) 当热机循环区间输出的总功量恰好与热泵循环区间所需的功量相等时,本文定义这种热力过程为功量相等的烟驱热力过程,简称等量烟驱热力过程。这种情况下,等量烟驱热力过程与可逆换热过程^[15]等价。

对于以上 3 种分类,本文提出了输出功量占比这一量纲一的参数,用于定量分析烟驱热力过程类型。其定义为:烟驱热力过程中系统对外界输出功量与热机循环产生的功量之比。其表达式为

$$\varphi = \frac{W_{\text{net}}}{W_{\text{he}}} = 1 - \frac{W_{\text{hp}}}{W_{\text{he}}} \quad (1)$$

式中: φ 为输出功量占比, W_{net} 为净输出功量, W_{he} 为热机循环区间的总输出功量, W_{hp} 为热泵循环区间的总输入功量。

根据输出功量占比的不同取值,烟驱热力过程的定量分类情况如下:

1) 热机循环区间产生的功量全部用于对外界输出时, $\varphi = 1$,对应于正余烟驱热力过程(无热泵循环区间的极限情况),实际系统以有机朗肯循环为例。

2) 热机循环产生的功量一部分用于对外界输出,一部分用于驱动热泵循环,从而获取更多换热量时, $\varphi \in (0, 1)$,对应于正余烟驱热力过程,实际系统以串联型联合循环^[3]、并联型联合循环为例^[17]。

3) 热机循环产生的功量全部用于驱动热泵循环,且外界输入功量为 0 时, $\varphi = 0$,对应于等量烟驱热力过程(广义换热过程),实际系统以大温差换热系统为例^[15]。

4) 热机循环产生的功量全部用于驱动热泵循环,且外界输入一部分功量同时驱动热泵循环,从而获取更大的换热量,此时 $\varphi \in (-\infty, 0)$,对应于逆补烟驱热力过程,实际系统以补燃型溴化锂吸收式热泵为例^[18]。

5) 热力过程中不再有热机循环区间,完全由外界输入功量驱动的热泵循环,此时 $\varphi = -\infty$,对应于逆补

烟驱热力过程,实际系统以水源热泵空调系统为例。

除功量平衡分类方法外,还包括其他分类方法。根据两介质热功转换系统中的放热介质与吸热介质的不同流动形式,可将烟驱热力过程分为不同流型,如连续顺流型、连续逆流型、先顺后逆型、先逆后顺型、离散顺流型、离散逆流型、离散顺逆流结合型^[15]。

当两介质的热容比随热功转换过程而变化时,本文称之为变热容比烟驱热力过程,如自驱动烟气全热回收系统^[19]。当两介质的热容比恒定时,定义为定热容比烟驱热力过程,本文以研究定热容比烟驱热力过程为主。

烟驱热力过程理论模型适用于分析两介质热功转换系统的任何情况。这显然比其他联合循环理论模型更具有普适性。不同类型的两介质实际系统也可以在烟驱热力过程理论模型的框架下进行热力性能对比。

2 烟驱热力过程的数学建模

本文着重研究连续顺流型和连续逆流型两种典型情况。单循环连续顺流型烟驱热力过程的能流示意图如图 3 所示。其中单循环是指在热机循环区间内仅有一个实际热机循环,在热泵循环区间内仅有一个实际热泵循环。将放热介质热容与吸热介质热容之比定义为热容比,并假定在本文所述热功转换系统中的热容比均为固定值,其定义式为

$$k = c_1 m_1 / c_2 m_2 \quad (2)$$

式中: k 为热容比, $c_1 m_1$ 为放热介质热容, $c_2 m_2$ 为吸热介质热容。

对于连续顺流型烟驱热力过程^[15]而言,其能量守恒方程可以简化为

$$dT_2/dT_1 = -k \cdot T_2/T_1 \quad (3)$$

式中: T_1 为放热介质温度, T_2 为吸热介质温度。

假定式(3)的定解条件是给定放热介质进口温度 T_{11} 和吸热介质进口温度 T_{21} ,则有

$$T_1^k \cdot T_2 = T_{11}^k \cdot T_{21} = H_1 \quad (4)$$

式中 H_1 为积分常数。

本文规定,热机循环区间的输出功量与系统输出功量为正,热泵循环区间的输入功量与系统输入功量为负。则根据烟驱热力过程的能量守恒关系,吸热介质与放热介质的能量守恒公式可以表示为:

$$W_{\text{net}} = W_{\text{out}} - W_{\text{in}} = W_{\text{he}} - W_{\text{hp}} \quad (5)$$

$$W_{\text{net}} = c_1 m_1 (T_{11} - T_{12}) - c_2 m_2 (T_{22} - T_{21}) \quad (6)$$

式中: W_{out} 为热机循环向外界输出功量, W_{in} 为热泵循环从外界获取功量, T_{12} 为放热介质出口温度, T_{22} 为吸热介质出口温度。

联立求解式(4)和式(6),则可得到放热介质和

吸热介质之间的温度关系式:

$$k \cdot T_{12}^{k+1} - (k \cdot T_{11} + T_{21} - \Delta T_w) \cdot T_{12}^k + T_{21} \cdot T_{11}^k = 0 \quad (7)$$

$$\Delta T_w = W_{\text{net}} / (c_2 m_2) \quad (8)$$

式中 ΔT_w 为吸热介质等效温升。

吸热介质等效温升的物理意义为:系统为了向外界输出净功量 W_{net} ,而使吸热介质无法进一步升高的温度。在相同工况下,若将 W_{net} 全部用于驱动理想条件下的热泵循环,则吸热介质出口温度可以进一步升高 ΔT_w 。

式(7)确立了放热介质出口温度与放热介质进口温度、吸热介质进口温度、热容比、吸热介质等效温升之间的隐式函数关系,本文将该隐式函数关系定义为连续顺流型烟驱热力过程函数:

$$T_{12} = I(k, T_{11}, T_{21}, \Delta T_w) \quad (9)$$

单循环连续逆流型烟驱热力过程的能流示意图如图 4 所示。与连续顺流型的数学模型相似,其能量守恒公式可表示为

$$T_1^{-k} \cdot T_2 = T_{12}^{-k} \cdot T_{21} = H_2 \quad (10)$$

式中 H_2 为积分常数。

则放热介质与吸热介质之间的温度关系可以表达为

$$k \cdot T_{11}^{1-k} - (k \cdot T_{12} - T_{21} + \Delta T_w) \cdot T_{11}^{-k} - T_{21} \cdot T_{12}^{-k} = 0 \quad (11)$$

式(11)建立了连续逆流型烟驱热力过程中的放热介质与吸热介质之间的隐函数关系,并与式(7)相似。联立式(10)、(11),则连续逆流型烟驱热力过程函数为

$$T_1^{-k} \cdot T_2 = [I(k, T_{11}, T_{21}, \Delta T_w)]^{-k} \cdot T_{21} \quad (12)$$

本文与文献[15]中的可逆换热过程最大不同之处在于式(5),它可以对不同类型的两介质热功转换系统进行分析。采用牛顿-拉夫森单点迭代法即可对理想烟驱热力过程函数进行求解。其他类型烟驱热力过程的数学模型与模型验证不再赘述。

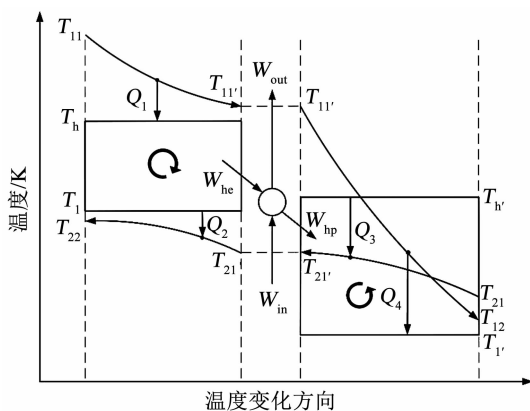


图 4 单循环连续逆流型烟驱热力过程示意

Fig. 4 Schematic of single-cycle counter flow EDTP

3 结果与讨论

3.1 烟驱热力过程的温度特性

连续顺流型烟驱热力过程两介质温度关系如图 5 所示。以 $k=0.5$ 为例,随着放热介质温度逐渐降低,吸热介质温度由 A 点逐渐升高至 B 点,此时两介质温度相同,达到了传统温驱换热系统的换热极限。当热机循环区间输出的全部烟量都恰好用于驱动热泵循环区间时,两介质的温度变化极限为 D 点,此时放热介质由 383.00 K 降低至 285.39 K,吸热介质由 308.00 K 升高至 356.81 K,温度交叉现象明显。对于正余烟驱热力过程而言,当对外界输出烟量且 $\Delta T_w = 2$ 时,两介质的换热能力极限为图中的 C 点。此时两介质出口温度分别为 307.29 K 和 343.85 K。理论上,热机循环输出的最大功量出现在 B 点。对于逆补烟驱热力过程而言,当有外部烟量输入且 $\Delta T_w = -2$ 时,两介质的换热能力极限为图中的 E 点。在外部烟量的驱动下,两介质进一步交换热量,此时两介质的出口温度极限分别为 271.89 K 和 365.55 K。理论上,持续的外部烟量输入最终能够将放热介质中的热量全部转移至吸热介质。

在相同计算条件下,连续逆流型烟驱热力过程两介质温度关系如图 6 所示。以 $k=0.5$ 为例,此时放热介质进口温度与吸热介质出口温度相对应。相对于连续逆流型等量烟驱热力过程而言,连续逆流型正余烟驱热力过程两介质温度变化曲线与其近似平行,放热介质出口温度升高,吸热介质出口温度降低。同理,逆补烟驱热力过程的放热介质出口温度进一步降低,吸热介质出口温度进一步升高。不论是连续顺流型还是连续逆流型,随着热容比 k 值的不断升高,放热介质的温度变化范围逐渐缩小,吸热介质的温度变化范围则逐渐增加。特别地,当 $k > 1.0$ 时,等量烟驱热力过程中的吸热介质出口温度

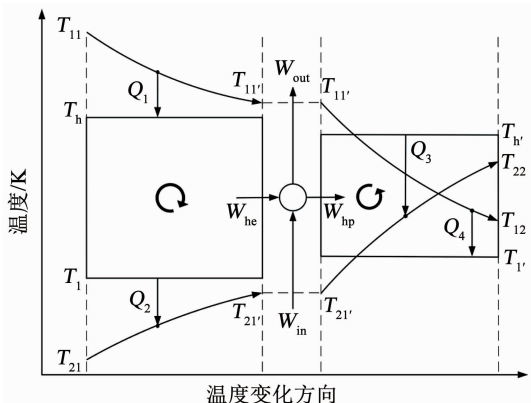


图 3 单循环连续顺流型烟驱热力过程示意

Fig. 3 Schematic of single-cycle parallel flow EDTP

将大于放热介质的出口温度。综合图 5、6 分析可知, 顺流型烟驱热力过程中的温度交叉现象更为明显。

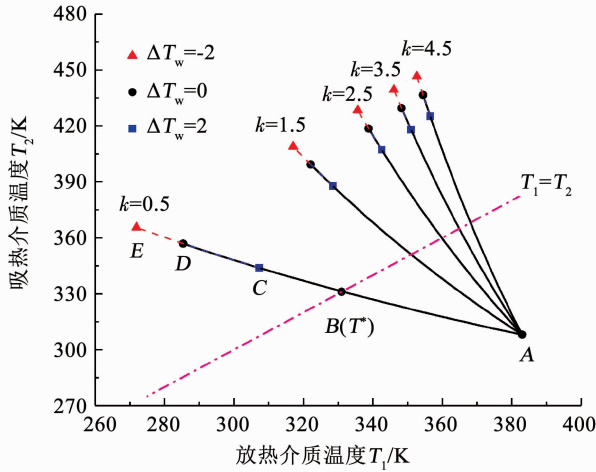


图 5 连续顺流型烟驱热力过程两介质温度关系

Fig. 5 Temperature relationship between two thermal medium of parallel flow EDTP

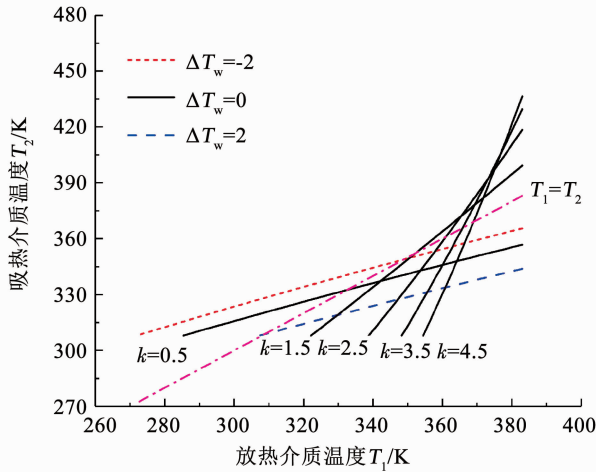


图 6 连续逆流型烟驱热力过程两介质温度关系图

Fig. 6 Temperature relationship between two thermal medium of counter flow EDTP

3.2 过程功量传递特性

在烟驱热力过程中, 热机循环区间与热泵循环区间之间传递的可以是实际的机械功量, 也可以是浓度差、压力差等势能所传递的做功能力。

当放热介质出口温度与吸热介质出口温度相等时, 此时热机循环区间内的总输出功量最大。本文定义该点温度为分界点温度 T^* , 顺流型和逆流型烟驱热力过程的分界点温度表达式分别如下:

$$T^* = \frac{k}{T_{11}^{k+1} T_{21}^{k+1}} \quad (13)$$

$$T^* = [I(k, T_{11}, T_{21}, \Delta T_w)]^{\frac{1}{k-1}} T_{21}^{\frac{1}{1-k}} \quad (14)$$

对于 $k = 1.0$ 的特殊情况, 逆流型烟驱热力过程的分界点温度值为放热介质和吸热介质进口温度的平均值。

烟驱热力过程中的过程功量定义为: 当放热介

质释放热量至某一温度时, 热机循环区间所产生的有用功量、热泵循环区间所消耗的有用功量以及烟驱热力系统的净输出功量代数之和。同时, 假设系统外界的输入功量与输出功量只作用于区间分界点处, 系统对外输出功量为正, 外界向系统输入功量为负。当放热介质温度变化区间为 $[T_{11}, T_{12}]$ 时, 烟驱热力过程中的过程功量表达式为

$$\begin{cases} W_{\text{process}} = \int_{T_{11}}^{T^*} -c_1 m_1 \left(\frac{T_1 - T_2}{T_1} \right) dT_1, & T_1 \in [T_{11}, T^*] \\ W_{\text{process}} = \int_{T^*}^{T_{12}} -c_1 m_1 \left(\frac{T_1 - T_2}{T_1} \right) dT_1 - W_{\text{net}}, & T_1 \in [T^*, T_{12}] \end{cases} \quad (15)$$

式中 W_{process} 为过程功量。

为了使分析更具普适性, 本文定义了量纲一的过程功量, 为烟驱热力过程的过程功量与总换热量的比值。顺流型和逆流型烟驱热力过程的量纲一的过程功量表达式如下:

$$\bar{W}_{\text{process}} = \frac{m_1 c_1 \cdot \left[(T_{11} - T_{12}) + \frac{H_1}{k} \left(\frac{1}{T_{11}^k} - \frac{1}{T_{12}^k} \right) \right] - W_{\text{net}}}{c_2 m_2 (T_{22} - T_{21}) + W_{\text{net}}} \quad (16)$$

$$\bar{W}_{\text{process}} = \frac{m_1 c_1 \cdot \left[(T_{11} - T_{12}) + \frac{H_2}{k} (T_{12}^k - T_{11}^k) \right] - W_{\text{net}}}{c_2 m_2 (T_{22} - T_{21}) + W_{\text{net}}} \quad (17)$$

式中 $\bar{W}_{\text{process}}$ 为量纲一的过程功量。

在放热介质进口温度为 383.00 K, 吸热介质进口温度为 303.00 K, 净输出功量为零的条件下, 图 7 分析了顺流型烟驱热力过程中的量纲一的过程功量随放热介质温降 ($T_{11} - T_{12}$) 的变化规律。由图 7 可知, 随着放热介质温度逐渐降低, 量纲一的过程功量先增大后减少。当放热介质温度降低至分界点温度 T^* 时, 量纲一的过程功量达到峰值。对于等量烟驱热力过程而言, 不论其流型如何, 热机循环区间输出的总功量与热泵循环区间所需的总功量相等。随着热容比的增加, 分界点温度、热机循环区间最大输出功量以及放热介质出口温度均呈现减小趋势。

在上述工况条件下, 图 8 分析了逆流型烟驱热力过程中的量纲一的过程功量随放热介质温降 ($T_{11} - T_{12}$) 的变化规律。对于逆流型烟驱热力过程而言, 当 $k < 1.0$ 时, 沿放热介质温度降低方向, 先经过热机循环区间, 再经过热泵循环区间。因此, 对于图中 $k = 0.5$ 的工况, 量纲一的过程功量呈现先增后减的变化规律。当 $k > 1.0$ 时, 逆流过程中吸热介质的出口温度已经高于放热介质进口温度。沿放热介质温度降低方向, 先经过热泵循环区间, 再经过热机

循环区间。因此,对于图中 $k = 1.5$ 的工况,量纲一的过程功量先在泵循环区间中由 0 开始递减,再在热机循环区间中逐渐递增至 0。特别地,当 $k = 1.0$ 时,逆流型炯驱热力过程的量纲一的过程功量不随放热介质温降而变化。综合分析等量炯驱热力过程中的量纲一的过程功量变化趋势可知:相同工况下,顺流型炯驱热力过程比逆流型炯驱热力过程可以获取更大的量纲一的过程功量。

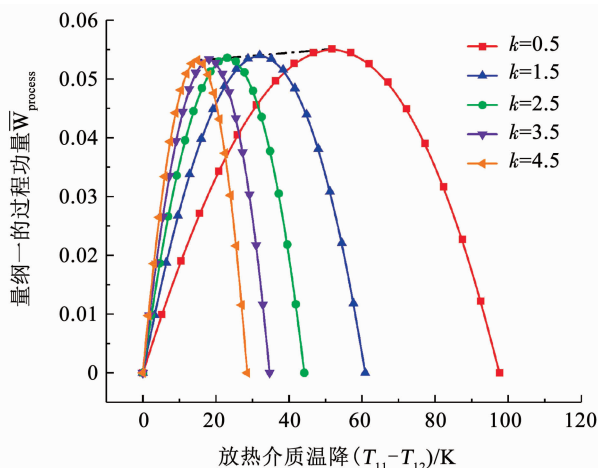


图7 k 对顺流型炯驱热力过程量纲一的过程功量影响

Fig. 7 Influence of k on dimensionless process work of parallel flow EDTP

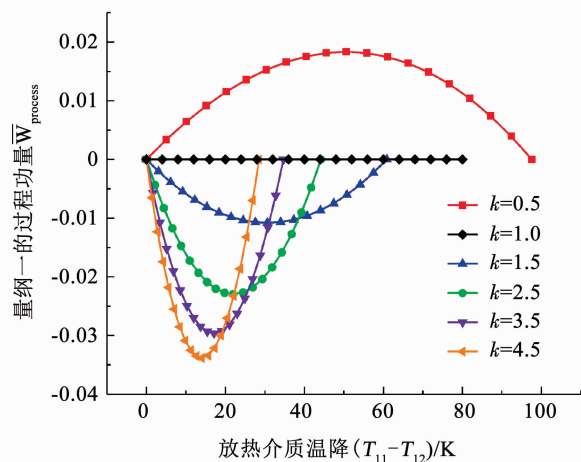


图8 k 对逆流型炯驱热力过程量纲一的过程功量影响

Fig. 8 Influence of k on dimensionless process work of counter flow EDTP

3.3 吸热介质等效温升

在放热介质进口温度为 383.00 K,吸热介质进口温度为 303.00 K,两介质热容比 $k = 2.5$ 的工况下,图 9 分析了顺流型炯驱热力过程中量纲一的过程功量随吸热介质等效温升 ΔT_w 的变化规律。 $\Delta T_w = 0$ 对应等量炯驱热力过程,作为图 9 分析的基准曲线。当 $\Delta T_w > 0$ 时,系统对外输出功量,此时对应于正余炯驱热力过程。随着放热介质由 A 点降温

至 B 点,热机循环区间产生的有用功量逐渐累加,并在放热介质温度达到分界点温度 T^* 时,热机循环区间最大输出功量达到最大值。在对外输出净功量后,量纲一的过程功量降低至 C 点,并由此开始进入热泵循环区间。随着放热介质降温至 D 点,热泵循环区间结束,正余炯驱热力过程中的功量达到平衡。由于对外界输出了有用功量,使得放热介质出口温度高于基准工况。当 $\Delta T_w < 0$ 时,外界对系统输入功量,此时对应于逆补炯驱热力过程。热机循环区间输出的最大功量小于基准工况。在外部输入功量的作用下,放热介质出口温度可以进一步降低至更低水平。对于顺流炯驱热力过程而言,分界点温度并不随着 ΔT_w 的改变而改变,这与图 5 的分析结果一致。

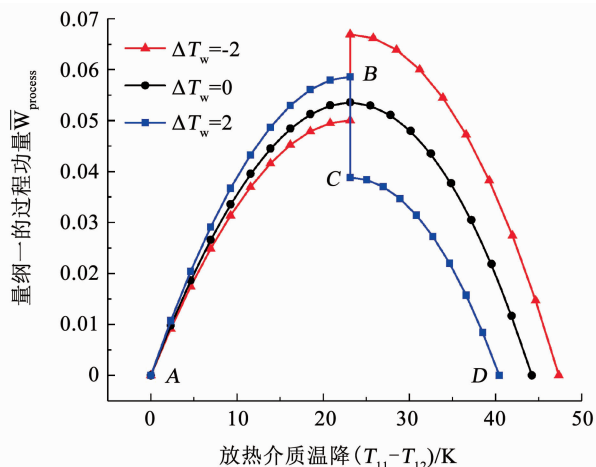


图9 ΔT_w 对顺流型炯驱热力过程量纲一的过程功量影响

Fig. 9 Influence of ΔT_w on dimensionless process work of parallel flow EDTP

在上述工况条件下,图 10 分析了逆流型炯驱热力过程中量纲一的过程功量随吸热介质等效温升 ΔT_w 的变化规律。对于正余炯驱热力过程 ($\Delta T_w > 0$),放热介质先流经热泵循环区间,量纲一的过程功量由 0 开始递减。随着放热介质由 A 点降温至 B 点,热泵循环区间所需的过程功量达到最大值。由于对外界输出净功量,故在分界点温度处,量纲一的过程功量由 B 点降低至 C 点。随后,放热介质进入热机循环区间,量纲一的过程功量递增至 0,最终达到能量平衡。相比于基准工况 $\Delta T_w = 0$,正余炯驱热力过程中的热泵循环区间所需过程功量减小,逆补炯驱热力过程中的热泵循环区间所需过程功量增大。特别地,相比于基准工况,正余炯驱热力过程中分界点温度减小,逆补炯驱热力过程中分界点温度增大,这与图 6 的分析结果一致。由于顺流型炯驱热力过程具有更大的量纲一的过程功量,因此其吸热介质等效温升的最大值大于逆流型。

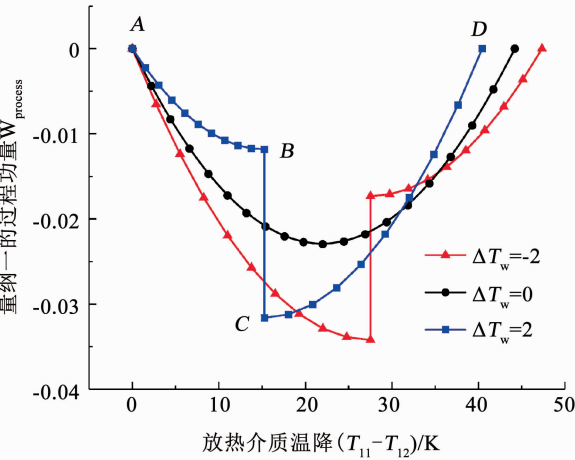


图 10 ΔT_w 对逆流型烟驱热力过程量纲一的过程功影响
Fig. 10 Influence of ΔT_w on dimensionless process work of counter flow EDTP

3.4 评价指标与案例

烟驱热力过程理论模型适用于分析不同类型的实际循环,但仍需要构建合理评价指标体系,才能用于对比分析理想烟驱热力过程与实际系统性能。

3.4.1 换热完善度

受不可逆因素影响,实际系统所能达到的换热能力必然低于极限情况。换热完善度定义如下:放热介质与吸热介质进口参数相同,且输出功量占比相同的条件下,实际热力过程与理想烟驱热力过程之间的最大换热量的比值。其表达式为

$$\eta_h = \frac{Q_{real}}{Q_{iep}} = \frac{T_{11} - T_{12,real}}{T_{11} - T_{12,iep}} \tag{18}$$

式中: η_h 为换热完善度, Q_{real} 为实际热力过程最大换热量, Q_{iep} 为理想烟驱热力过程最大换热量, $T_{12,real}$ 为实际热力过程放热介质出口温度, $T_{12,iep}$ 为理想烟驱热力过程放热介质出口温度。

3.4.2 吸热介质等效温升比

吸热介质等效温升表征了热力过程的类型,也是衡量做功能力的重要指标。吸热介质等效温升比定义如下:在放热介质与吸热介质进口参数相同,且输出功量占比相同的条件下,实际热力过程与理想烟驱热力过程之间的吸热介质等效温升之比。其表达式为

$$\eta_w = \frac{\Delta T_{w,real}}{\Delta T_{w,iep}} = \frac{W_{net,real}}{W_{net,iep}} \tag{19}$$

式中: η_w 为吸热介质等效温升比, $\Delta T_{w,real}$ 、 $\Delta T_{w,iep}$ 为实际热力过程和理想烟驱热力过程的吸热介质等效温升, $W_{net,real}$ 、 $W_{net,iep}$ 分别为实际热力过程和理想烟驱热力过程的净输出功量。

3.4.3 热力完善度

在放热介质与吸热介质进口参数相同,且输出功量占比相同的条件下,实际热力过程净输出功量效率与理想烟驱热力过程净输出功量效率的比值。其表达式为

$$\mu = \frac{\eta_{net,real}}{\eta_{net,iep}} = \frac{\eta_w}{\eta_h} \tag{20}$$

式中: μ 为热力完善度, $\eta_{net,real}$ 、 $\eta_{net,iep}$ 分别为实际热力过程和理想烟驱热力过程的净输出功量效率。

串联型联合循环^[3]是在基本型 ORC^[20]的基础上,通过梯级利用热源热量并回收全部冷凝热用于供热,因而具有输出能力强、输出形式多样的优点,适用于同时有用热、用电需求的场合。表 1 列出了包括放热介质压力 P_1 、吸热介质压力 P_2 、蒸发器过热度 ΔT_e 、冷凝器过冷度 ΔT_c 、换热器窄点温差 ΔT 、泵效率 η_p 、膨胀机效率 η_t 在内的对比工况主要参数。在表 1 所述工况条件下,采用烟驱热力过程理论模型对比分析了基本型 ORC 与串联型联合循环的热力性能,二者都是以 R123 为有机工质、热容比为 1.30 的逆流型的正余烟驱热力过程。

表 1 对比工况参数表
Tab. 1 Comparison of working condition parameters

$m_1/(kg \cdot s^{-1})$	T_{11}/K	P_1/kPa	$m_2/(kg \cdot s^{-1})$	T_{21}/K	P_2/kPa	$\Delta T_e/K$	$\Delta T_c/K$	$\Delta T/K$	$\eta_p/\%$	$\eta_t/\%$
27.21	403	270	20.93	288	101	3	5	3	85	80

由表 2 分析可知,基本型 ORC 系统对外净输出功量为 257 kW,略高于串联型联合循环的 244 kW。由于串联型联合循环的实际总换热量是基本型 ORC 总换热量的 1.97 倍,使得串联型联合循环的净输出功量效率仅为 6.55%,显著低于基本型 ORC 的 13.61%。从热力学第二定律角度分析,基本型 ORC 的烟效率(45.73%)显著高于串联型联合循环的烟效率(26.61%)。相比于各自的理想正余烟驱热力过程,虽然两个实际系统的换热完善度几乎相同,但

基本型 ORC 的热力完善度为 55.73%,显著高于串联型联合循环的 36.38%。

分析结果表明,基本型 ORC 在净发电效率、烟效率、热力完善度等方面均具有显著优势。而串联型联合循环通过设置喷射式热泵,可在相同热源、冷源条件下获取相对更多的换热量,其输出能力和输出形式更具优势。但其代价是大幅偏离了理想烟驱热力过程的热力性能极限,仍有较大提升空间。

双热源联合循环实际系统热力性能的提高方法

主要包括:1)高性能喷射器和膨胀机的优化设计; 减少不可逆程度;3)在热机循环区间与热泵循环区
2)根据能量梯级利用原则构建多段联合循环系统, 间设置回热器等。

表 2 基本型 ORC 与串联型联合循环热力性能对比

热力过程	T_{12}/K	T_{22}/K	Q/kW	W_{he}/kW	W_{net}/kW	$\Delta T_{\text{w}}/\text{K}$	$\eta_{\text{net}}/\%$	$\eta_{\text{ex}}/\%$	$\eta_{\text{h}}/\%$	$\eta_{\text{w}}/\%$	$\mu/\%$
正余焵驱热力过程	384	307	2 209	539	539	6.13	24.39				
基本型 ORC	387	307	1 888	257	257	2.92	13.61	45.73	85.47	47.63	55.73
正余焵驱热力过程	365	328	4 385	869	790	8.99	18.02				
串联型联合循环	371	328	3 723	268	244	2.78	6.55	26.61	84.90	30.89	36.38

4 结 论

- 1)在顺流型焵驱热力过程中,放热介质与吸热
介质间的温度交叉现象更为明显。
- 2)相同工况下,顺流型焵驱热力过程可以获取
更大的量纲一的过程功量。
- 3)吸热介质等效温升可以用于判断焵驱热力
过程类型,其最大值表征了输出功量极限。
- 4)尽管热电联产系统的综合输出能力和热源
利用效率较优,但其热力完善度仅为 36.38%,大幅
偏离了理想焵驱热力过程的热力性能极限。双热源
联合循环实际系统的热力性能提高方法值得研究。

参考文献

[1] OLIVEIRA A C, AFONSO C, MATOS J, et al. A combined heat and power system for buildings driven by solar energy and gas[J]. Applied Thermal Engineering, 2002, 22(6): 587. DOI: 10.1016/S1359-4311(01)00110-7

[2] CHEN Heng, YAO Xianhua, LI Juan, et al. Thermodynamic analysis of a novel combined heat and power system incorporating a CO₂ heat pump cycle for enhancing flexibility[J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 161: 114160. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114160

[3] ZHANG Chenghu, LIN Jiyu, TAN Yufei. A theoretical study on a novel combined organic Rankine cycle and ejector heat pump[J]. Energy, 2019, 176: 81. DOI: 10.1016/j.energy.2019.03.190

[4] CHEN Yi, HAN Wei, JIN Hongguang. Proposal and analysis of a novel heat-driven absorption-compression refrigeration system at low temperatures[J]. Applied Energy, 2017, 185: 2106. DOI: 10.1016/j.apenergy.2015.12.009

[5] LI Yan, FU Lin, ZHANG Shigang, et al. A new type of district heating method with co-generation based on absorption heat exchange (co-ah cycle)[J]. Energy Conversion and Management, 2011, 52(2): 1200. DOI: 10.1016/j.enconman.2010.09.015

[6] RASHIDI J, YOO C. A novel Kalina power-cooling cycle with an ejector absorption refrigeration cycle: Thermodynamic modelling and pinch analysis[J]. Energy Conversion and Management, 2018, 162: 225. DOI: 10.1016/j.enconman.2018.02.040

[7] MOHAMMADI A, MEHRPOOYA M. Energy and exergy analyses of a combined desalination and CCHP system driven by geothermal energy[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 116: 685. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.01.114

[8] FEIDT M. Evolution of thermodynamic modelling for three and four heat reservoirs reverse cycle machines: A review and new trends[J]. International Journal of Refrigeration, 2013, 36(1): 8. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2012.08.010

[9] BAUTISTA O, MÉNDEZ F, CERVANTES J G. An endoreversible

three heat source refrigerator with finite heat capacities[J]. Energy Conversion and Management, 2003, 44(9): 1433. DOI: 10.1016/S0196-8904(02)00141-3

[10] PARK H, KIM M S. Performance analysis of sequential Carnot cycles with finite heat sources and heat sinks and its application in organic Rankine cycles[J]. Energy, 2016, 99: 1. DOI: 10.1016/j.energy.2016.01.019

[11] 张世钢, 付林, 李永红, 等. 吸收式换热过程及设备[J]. 暖通空调, 2015, 45(9): 85

ZHANG Shigang, FU Lin, LI Yonghong, et al. Process and equipment based on absorption heat exchange[J]. Journal of HV&AC, 2015, 45(9): 85

[12] ZHANG Chenghu, LI Yaping. Concepts of reversible heat exchange process and limitation analysis on heat exchange process in isolated system[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 127: 1095. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.08.094

[13] ZHANG Chenghu, LI Yaping. Thermodynamic analysis on theoretical models of cycle combined heat exchange process: The reversible heat exchange process[J]. Energy, 2017, 124: 565. DOI: 10.1016/j.energy.2017.02.103

[14] ZHANG Chenghu, LI Yaping. Thermodynamic performance of cycle combined large temperature drop heat exchange process: Theoretical models and advanced process[J]. Energy, 2018, 150: 1. DOI: 10.1016/j.energy.2018.02.096

[15] 李亚平. 大温差换热系统能量转换机理与应用[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2019

LI Yaping. Research and application of energy conversion mechanism in large-temperature-drop heat exchange system[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2019

[16] 谭羽非, 吴家正, 朱彤. 工程热力学[M]. 6 版. 北京: 中国建筑工业出版社, 2016: 94

TAN Yufei, WU Jiazheng, ZHU Tong. Engineering thermodynamics[M]. 6th ed. Beijing: China Architecture & Building Press, 2016: 94

[17] ZHANG Chenghu, LIN Jiyu, TAN Yufei. Parametric study and working fluid selection of the parallel type organic Rankine cycle and ejector heat pump combined cycle[J]. Solar Energy, 2020, 205: 487. DOI: 10.1016/j.solener.2020.05.099

[18] 廉雪丽. 补燃型溴化锂吸收式换热机组供热性能研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2018

LIAN Xueli. Research on heating performance of gas-supplement lithium bromide absorption heat exchanger[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2018

[19] 崔天阳. 自驱动湿烟气全热回收系统运行特性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2019

CUI Tianyang. Study on operation characteristic of self-driving wet-hot flue gas total heat recovery system[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2019

[20] CHEN Guibing, AN Qingsong, WANG Yongzhen, et al. Performance prediction and working fluids selection for organic Rankine cycle under reduced temperature[J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 153: 95. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2019.02.011