燃机调控策略对冷热电联供系统性能影响的焓经济分析

王泽峰^{1,2}, 张娜^{1,2*}, 韩巍^{1,2}, 隋军^{1,2}

1. 中国科学院工程热物理研究所, 北京 100190;

2. 中国科学院大学, 北京 100049

* 联系人, E-mail: zhangna@iet.cn

2017-06-05 收稿, 2017-09-21 修回, 2017-09-25 接受, 2017-10-26 网络版发表

国家重点基础研究发展计划(2014CB249202)资助

摘要 分布式冷热电联供系统变工况性能主要受到系统组成以及运行调控策略的影响. 目前针对联供系统的研究, 大多基于热力学第一定律的能分析以及热力学第二定律的焓分析, 缺乏考虑设备实际成本以及设备不可逆损失的不等价性, 难以对系统运行进行合理评价. 本文基于能的品位概念的焓经济成本分析方法, 以小型燃气轮机分布式冷热电联供系统为研究对象, 构建基于结构理论的热经济学模型, 量化系统中各设备之间的生产交互作用. 深入分析系统在传统燃烧室燃料量(TIT)以及压气机入口压力(IAT)两种调控策略下, 系统变工况运行的热力性能以及物流焓经济成本变化规律. 结果表明基于改变压气机入口压力的调控方法可有效降低产品的生产成本, 使系统运行获得更高的经济收益.

关键词 分布式冷热电联供系统, 焓经济成本, 主动调控方法

化石能源短缺与全球气候变暖等一系列问题, 促使社会发展更加合理的用能方式. 燃气轮机分布式冷热电联供系统因其具有良好的节能特性、环保特性和可靠特性, 受到了国内外的广泛关注^[1,2]. 由于用户用能要求的不断变化, 分布式冷热电联供系统一般偏离设计工况运行. 在供能系统变工况运行中, 燃机控制策略的选择对于提高电厂效率降低电厂运行费用起到十分重要的作用. Han等人^[3]提出了压气机入口压力调控策略, 并指出相比于传统燃烧室燃料量调控策略, 新方法显著提高系统热力性能. 文献^[4]基于燃气轮机联合循环发电系统, 提出了提高燃气轮机空气进口温度的调控方法, 指出提高进口温度有利于生产更多的高压蒸汽提高系统热效率. 变转速控制以及变导叶调节也是常用的燃气轮机控制策略^[5].

以往对于分布式冷热电联供系统热力性能的分

析, 主要是以热力学第一定律和热力学第二定律为核心开展的. 基于热力学第一定律的分析方法只考虑能量在数量上的守恒而忽视了能量的质量, 未能指导能的合理利用. 基于热力学第二定律的焓分析方法, 对能量的质与量并行分析, 以焓损失量化生产过程中的不可逆损失, 但是该方法未考虑各设备产生的不可逆损失存在不等价性, 无法分析燃料消耗增加的真正原因以及复杂系统中各设备的复杂交互作用^[6]. 焓分析方法与经济学相结合的焓经济方法解决了传统分析方法的不足, 可以对复杂的能源系统作较为全面的评价和分析^[7]. 在物流焓经济成本计算过程中, 当物流数目大于成本平衡方程数目时, 需要增加成本分摊方程使整个方程组封闭, 从而求解各物流成本. 对于确定多组元以及多产品系统中合适的成本分摊方程, 相关学者做了大量的研究. Gaggioli等人^[8]定义了3种成本分摊方法: “提取法”、“等同

引用格式: 王泽峰, 张娜, 韩巍, 等. 燃机调控策略对冷热电联供系统性能影响的焓经济分析. 科学通报, 2017, 62: 3683–3692

Wang Z F, Zhang N, Han W, et al. Exergoeconomic analysis of a combined cooling heating and power system under different operating strategies for gas turbine (in Chinese). Chin Sci Bull, 2017, 62: 3683–3692, doi: 10.1360/N972017-00627

法”和“副产品法”. 张晓东等人^[9]研究了LIFO方法的应用并提出辅助方程. Lazzaretto等人^[10]提出了基于燃料-产品方法的比焓成本分析方法. 杨俊等人^[11]引入能质系数的概念, 考虑组元进出口能量品质差异, 在成本计算中加入权系数. 亓海青等人^[12]综合考虑了能量在整个利用过程中品质的变化, 提出了基于能的品位概念的焓经济分析方法.

本文基于能的品位概念的焓经济分析方法, 建立小型燃气轮机分布式冷热电联供系统热经济学模型, 评价整个系统以及各设备在额定工况下的生产性能, 并对系统在传统燃烧室燃料量(TIT)以及压气机入口压力(IAT)两种调控策略的变工况运行情况进行焓经济分析. 最终为分布式冷热电联供系统调控方法的选择以及产品市场价格的制定提供理论指导.

1 系统描述

1.1 热力学建模

为了研究系统内各物流在不同运行工况下的成本变化规律, 本文选取典型小型燃气轮机分布式冷热电联供系统为研究对象^[13], 系统流程图如图1所示. 系统由额定发电功率为1910 kW小型燃气轮机机组、额定制冷量为5000 kW的烟气型LiBr-H₂O双效吸收式制冷机, 额定换热量为700 kW烟气热水换热器组成. 小型燃气轮机额定发电效率为26.9%, 排烟温度为560℃. 吸收式制冷机在560℃烟气驱动下, 当蒸发温度为5℃, 冷凝温度为39.6℃时, 制冷系数COP

可以达到1.304. 空气经压缩机压缩后, 与天然气在燃烧室中混合并燃烧, 形成高温烟气, 高温烟气首先经过透平膨胀做功, 带动发电机产生电能, 透平排出的烟气依次通过吸收式制冷机和热水换热器实现制冷和制热. 通过Aspen Plus流程模拟软件^[14]获得系统在额定工况下各物流主要热力参数, 如表1所示.

(i) 燃气轮机模型. 如图1所示, 燃气轮机由压气机、燃烧室和透平组成. 压气机和透平的特性曲线表达了设备效率、质量流量和转速等主要参数之间的关系. 然而由于商业竞争, 真实的实验数据难以获得. 本文基于张娜等人^[15]提出的燃气轮机解析解公式, 对压气机和透平的变工况热力性能进行计算分析.

压气机无因次压比 π_{cr} :

$$\pi_{cr} = c_1 N_{cr} m_{cr}^2 + c_2 N_{cr} m_{cr} + c_3 N_{cr}, \quad (1)$$

式中 m_{cr} 和 N_{cr} 分别代表压气机无因次质量流量以及无因次转速, c_1 , c_2 和 c_3 为压气机无因次转速的函数, 表示如下:

$$\begin{aligned} c_1 &= N_{cr} / \left[p(1-i/N_{cr}) + N_{cr}(N_{cr}-i)^2 \right], \\ c_2 &= (p-2iN_{cr}^2) / \left[p(1-i/N_{cr}) + N_{cr}(N_{cr}-i)^2 \right], \\ c_3 &= -(piN_{cr} - i^2N_{cr}^3) / \left[p(1-i/N_{cr}) + N_{cr}(N_{cr}-i)^2 \right], \end{aligned} \quad (2)$$

式中 p 和 i 是常数, 分别取1.8和1.5.

压气机无因次效率 η_{cr} :

$$\eta_{cr} = [1 - c_4(1 - N_{cr})^2] (N_{cr}/m_{cr})(2 - N_{cr}/m_{cr}), \quad (3)$$

式中 c_4 是常数, 取值0.3.

图1 (网络版彩色)分布式冷热电联供系统示意图

Figure 1 (Color online) Schematic diagram of the combined cooling heating and power system

表 1 设计工况下系统主要设计参数

Table 1 Key point thermodynamic parameters of the system

序号	$m(\text{kg/s})$	$T(^{\circ}\text{C})$	$P(\text{kPa})$
1	8.58	15	101.32
2	8.58	258.45	678.88
3	8.72	980.00	651.77
8	8.72	573.30	101.32
9	8.72	170	101.32
10	8.72	90	101.32
11	234.78	12	101.32
12	234.78	7	101.32
13	11.81	50	101.32
14	11.81	65	101.32

透平无因次效率 η_{tr} :

$$\eta_{\text{tr}} = \left[1 - e_4 (1 - N_{\text{tr}})^2 \right] (N_{\text{tr}} / m_{\text{tr}}) (2 - N_{\text{tr}} / m_{\text{tr}}), \quad (4)$$

式中 m_{tr} 和 N_{tr} 分别代表透平无因次质量流量以及无因次转速, e_4 是常数, 取值0.3.

(ii) 吸收式制冷机模型. 关于双效型吸收式制冷机能量转换过程的假设和分析在我们之前的工作^[3]中已经完成.

(iii) 热水换热器模型. 热水换热器换热量 Q :

$$Q = kF\Delta T_{\text{m}}, \quad (5)$$

式中 F 是有效换热面积. k 和 ΔT_{m} 分别代表换热系数以及对数平均温差, 定义如下:

$$k = k_{\text{D}} \left(\frac{m}{m_{\text{D}}} \right)^n, \quad \Delta T_{\text{m}} = \frac{\Delta T_{\text{in}} - \Delta T_{\text{out}}}{\ln \frac{\Delta T_{\text{in}}}{\Delta T_{\text{out}}}}, \quad (6)$$

式中 k_{D} 代表换热器在设计点下的换热系数. m_{D} 和 m 分别代表额定工况以及变工况条件下烟气的质量流量. n 是与换热器类型有关的常数, 取值0.4. ΔT_{in} 和 ΔT_{out} 分别代表换热器进口与出口冷热流体换热温差.

1.2 燃气轮机调控策略

因为用户用能要求的不断变化, 分布式冷热电联供系统经常处于变工况运行. 如图1所示, 本文主要研究传统TIT以及IAT两种调控策略下的分布式冷热电联供系统的运行情况^[3]. TIT调控策略通过改变燃烧室燃料量从而改变透平入口温度, 是最常用的改变燃气轮机出功的调控策略. IAT调控策略不同于传统的TIT调控策略. 该方式主要通过减压阀减小压

气机进口压力, 从而减小通过压气机空气的质量流量, 进而减小燃气轮机出功. IAT调控策略在减小燃气轮机出功的同时保证了透平排气温度, 相比于传统TIT调控策略, 提高了分布式冷热电联供系统的热效率.

2 热经济学建模

热经济学模型是热力系统各部件生产关系的图形化表达. 建模过程主要包括定义分布式冷热电联供系统物理结构图; 为清楚表达系统内烟经济成本的分布规律, 应用燃料-产品定义系统内主要部件, 将系统物理结构转为生产结构; 构建热经济学模型.

2.1 物理结构图的建立

为清楚理解各部件生产关系, 热力学模型需转化为物理结构进行分析. 在物理结构图中, 一些主要部件被拆分为部件单元. 例如, 燃气轮机被拆分成压气机、燃烧室和透平, 如图1所示.

2.2 生产结构图的建立

为清楚表达输入燃料成本在系统中分布规律, 应用热经济学中的燃料-产品概念, 明确每个设备的生产功能, 将物理结构转为生产结构, 如图2所示. 在生产结构中, 组元输送到外界或者进入其他组元的能量烟称为“产品”, 为生产产品所消耗的能量烟称为“燃料”. 该系统生产结构图中除了矩形代表实际物理组元, 为了研究方便, 引入两种虚拟组元, 菱形代表汇集组元, 圆形代表分流组元. 在汇集组元和分流组元中, 内部不存在烟损失, 进口和出口的烟保持一致.

2.3 特征方程

分布式冷热电联供系统的热经济模型是生产结

图 2 (网络版彩色)分布式冷热电联供系统生产结构图

Figure 2 (Color online) Productive structure of the combined cooling heating and power system

构的数学表达,它由一系列特征方程组成.特征方程可以描述生产结构图中每个组元输入烟流 E_i 作为该组元内部参数集 x_i 和组元所有输出烟流 E_j 的函数^[16]:

$$E_i = g(E_1, \dots, E_j, x_i). \quad (7)$$

有两类特征方程被用来描述系统热经济模型.第一类是物理组元($F_i=k_{ij}P_j$)的特征方程,方程表达了物理组元燃料 F_i ,产品 P_j 以及单位烟损耗 k_{ij} 之间的关系;第二类是汇集组元($F_i=r_{ij}P_j$)和分流组元($F_i=\Sigma P_j$)的特征方程,前者烟耗率 r_{ij} 代表生产一单位汇集组元的产品 P_j 需要第 i 股物流 F_i 的份额;后者表达分流组元的燃料在其他组元的分配情况.

表2定义了分布式冷热电联供系统热经济学模型中各主要设备参数(燃料、产品以及特征方程).

3 烟经济成本计算

3.1 成本计算方程

通过应用热经济学模型中的特征方程,分布式冷热电联供系统内各物流成本可以被计算.采用微分链式法则,求解得到物流的烟经济成本^[17]:

$$k_{F_i}^* = \sum_{j=1}^n k_{ji} k_{F_j}^* + z_i, i=1, 2, \dots, n, \quad (8)$$

其中 $k_{F_i}^*$ 组元 i 单位产品烟经济成本, RMB/(kW h);
 $k_{F_j}^*$ 组元 j 单位燃料烟经济成本, RMB/(kW h); k_{ji} 为组

元 j 流向组元 i 的单位烟耗; z_i 为组元 i 单位设备成本, RMB/(kW h).

3.2 成本分摊方程

在各物流烟经济成本计算过程中,当物流数目大于特征方程数目时,需要增加成本分摊方程使整个成本计算方程组封闭,从而计算系统内各物流成本.基于能的品位的烟经济分析方法,构建排烟利用过程中成本分摊方程,透平($k_{F_3}^*$)、吸收式制冷机($k_{F_4}^*$)以及热水换热器($k_{F_5}^*$)烟气输入单位烟经济成本之比^[12]:

$$k_{F_3}^*:k_{F_4}^* = \frac{\int_8^3 k^{**} dE}{\int_8^3 dE} : \frac{\int_9^8 k^{**} dE}{\int_9^8 dE} = \frac{a \int_8^3 AdE}{\int_8^3 dE} : \frac{a \int_9^8 AdE}{\int_9^8 dE},$$

$$k_{F_3}^*:k_{F_5}^* = \frac{\int_8^3 k^{**} dE}{\int_8^3 dE} : \frac{\int_{10}^9 k^{**} dE}{\int_{10}^9 dE} = \frac{a \int_8^3 AdE}{\int_8^3 dE} : \frac{a \int_{10}^9 AdE}{\int_{10}^9 dE}. \quad (9)$$

按照基于能的品位的烟经济分析方法,每个能量利用过程划分为多个微元过程.其中, k^{**} 为微元过程单位烟经济成本, RMB/(kW h); dE 为微元过程的烟变, kW.

3.3 评价指标

(i) 产品评价.应用基于能的品位的烟经济分析方法对分布式冷热电联供系统进行评价时,能够

表2 冷热电联供系统热经济学模型

Table 2 Thermoeconomic model of the CCHP system

序号	设备	燃料	产品	特征方程
1	压气机	$F_1=E_5$	$P_1=E_2$	$F_1=k_1P_1$
2	燃烧室	$F_2=E_4$	$P_2=E_3-E_2$	$F_2=k_2P_2$
3	透平	$F_3=E_3-E_8$	$P_3=E_5+E_6$	$F_3=k_3P_3$
4	制冷机	$F_4=E_8-E_9$	$P_4=E_{12}-E_{11}$	$F_4=k_4P_4$
5	热水换热器	$F_5=E_9-E_{10}$	$P_5=E_{14}-E_{13}$	$F_5=k_5P_5$
6	发电机	$F_6=E_6$	$P_6=E_7$	$F_6=k_6P_6$
7	J1	$P_1=E_2$	$P_1=E_3$	$P_1=r_1P_1$
		$P_2=E_3-E_2$		$P_2=r_2P_1$
8	B1	$P_3=E_3$	$F_3=E_3-E_8$	$P_3=F_3+F_4+F_5+P_g$
			$F_4=E_8-E_9$	
			$F_5=E_9-E_{10}$	
			$P_g=E_{10}$	
9	B2	$P_3=E_5+E_6$	$F_1=E_5$	$P_3=F_1+F_6$
			$F_6=E_6$	

很好地解决冷、热和电3种产品的成本分摊问题,但是由于冷能温度与环境温度较为接近,所以导致冷焓非常小,冷能的单位焓经济成本比热能以及电能的单位焓经济成本高很多.另一方面,在实际生活中,我们在对电能、冷能以及热能进行价格核算时均按能量成本(RMB/(kW h))作为计价标准.所以,在进行系统热经济分析时,整个能量利用过程物流利用单位焓经济成本评价,最终产品利用单位能量成本进行评价.

根据成本的守恒原理:

$$k^* E = lH, \quad (10)$$

式中 k^* 为单位焓经济成本, RMB/(kW h); E 为焓值的大小, kW; l 为单位能量成本, RMB/(kW h); H 为焓值的大小, kW.

(ii) 设备性能评价. 在本文中, 焓效率(η_{ex})作为评判设备性能的评价指标, 定义为设备输出焓(E_{out})比输入焓(E_{in}), 即:

$$\eta_{ex} = \frac{E_{out}}{E_{in}}. \quad (11)$$

(iii) 系统经济性评价. 分布式冷热电联供系统经济性评价基于如下假设: (1) 天然气价格3.16 RMB/m³; (2) 系统寿命为25年; (3) 电价为0.87 RMB/(kW h), 冷价格为0.25 RMB/(kW h), 生活热水价格为0.13 RMB/(kW h)^[18,19].

在研究设备成本估算中, 本文从文献[20,21]中进行综合选择, 并对数据进行部分系数修正, 主要设备投资成本计算方程及计算结果如表3所示.

在进行焓经济分析时, 需要将设备的总投资按比例折算为每年需要偿还的成本:

$$z = \frac{CRF \cdot \lambda \cdot Z}{3600N}, \quad (12)$$

式中 N 为年运行小时数, 本文取8000 h; λ 为维护因子, 本文取1.05; Z 为各设备投资成本; CRF 为设备成本回收系数, 定义如下:

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1}, \quad (13)$$

式中 i 为贴现率, 本文取0.05; n 为运行年数, 本文取25年.

系统运行年利润:

$$R = C_p - z, \quad (14)$$

式中 R 为系统运行年利润, RMB/a; C_p 为系统运行年产品收入, RMB/a.

4 结果讨论

4.1 额定工况下冷热电联供系统性能评价

利用基于品位的焓经济分析方法, 分析小型燃气轮机分布式冷热电联供系统在设计工况下成本形成以及变化规律, 深入分析产品成本增长的原因. 表3包含了在设计工况下, 通过热力学第二定律焓分析方法得到的各主要组元的不可逆损失, 由特征方程式(7)得到单位焓耗和焓耗率, 由焓成本方程式(8)以及成本分摊方程(9)得到各主要组元燃料以及产品的单位焓经济成本.

表3 主要设备投资成本

Table 3 Investments of the main components

设备	成本计算方程	成本(RMB)
压气机	$Z_{COMP} = 248.85m_a \left(\frac{1.6}{0.92 - \eta_{COMP}} \right) \pi \ln \pi$, 其中 m_a 为空气质量流量, kg/s; η_{COMP} 为压气机等熵效率, π 为压比	3009677.69
燃烧室	$Z_{COMB} = 161.28m_a \left(\frac{1.6}{0.995 - \frac{P_3}{P_2}} \right) \left(1 + e^{(0.018T_3 - 26.24)} \right)$, 其中 P_3 为燃烧室出口压力, kPa; P_2 为燃烧室入口压力, kPa; T_3 为燃烧室出口温度, K	942233.08
透平	$Z_{TUR} = 1677.69 \left(\frac{m_g}{0.93 - \eta_{TUR}} \right) \ln \left(\frac{P_3}{P_4} \right) \left(1 + e^{(0.036T_3 - 54.4)} \right)$, 其中 m_g 为烟气质量流量, kg/s; η_{TUR} 为透平等熵效率; P_4 为透平出口压力, kPa	3089884.00
发电机	$Z_{GE} = 60W^{0.95}$, 其中 W 为发电机功率, kW	517250.10
吸收式制冷机	$Z_{ABC} = 137.09Q_C$, 其中 Q_C 为制冷量, kW	4449290.22
热水换热器	$Z_{HWHE} = 7.69Q_H$, 其中 Q_H 为制热量, kW	35288.87

在分布式冷热电联供系统中, 燃烧室产生的高温烟气依次通过透平、吸收式制冷机以及热水换热器产生相对应的电冷热电产品. 随着烟气温度从980℃降低到90℃, 烟气的能量品质在逐渐下降. 从表4和图3可以看出, 透平入口烟气的单位烟经济成本(0.61 RMB/(kW h))、吸收式制冷机入口烟气的单位烟经济成本(0.47 RMB/(kW h))以及热水换热器入口烟气的单位烟成本(0.25 RMB/(kW h))依次降低, 符合经济学中的优质优价原则. 在输出产品中, 电能、冷能和热能的单位烟经济成本分别为0.65、10.35和0.54 RMB/(kW h). 冷的单位烟经济成本最高, 看上去制冷机的生产性能比较差. 实际上, 主要是由于冷冻水温度7℃与环境温度15℃较为接近, 计算出冷烟比较小造成冷的单位烟经济成本比较高. 如前所述, 为了避免这个问题, 在最终产品成本评价环节, 本文将单位烟经济成本转为单位能量成本进行评价. 在分布式冷热电联供系统中, 所有的热力过程都是不可逆的. 从表4可以看出, 燃烧室存在最大的烟损失达到2404.36 kW, 其次是吸收式制冷机, 烟损失达到1950.20 kW. 这两个部件烟损失占比燃料输入烟将近70%, 这两个设备具有较大地改进潜力, 可以通过优化调控手段, 增加设备投资提高设备性能来降低内部不可逆损失. 因为各主要组元均存在不可逆损失, 各主要组元的输出产品单位烟经济成本高于输入燃料的单位烟经济成本.

4.2 变工况下冷热电联供系统性能评价

本文中系统运行按照吸收式制冷机以及热水换热器功率随燃气轮机负荷变化而变化, 也就是“以电

定冷热电”的运行模式. 在燃气轮机的变工况运行情况下, 对比分析TIT以及IAT两种燃气轮机控制策略对分布式冷热电联供系统各物流成本分布以及系统运行经济性的影响.

(i) 变工况运行对成本的影响. 分布式冷热电联供系统输出产品成本主要受到组元输入燃料成本以及内部不可逆损失所决定的. 为表征系统在IAT以及TIT两种调控手段下系统内不同组元的不可逆损失分布情况, 我们选取烟效率作为评价指标. 图4和5分别为分布式冷热电联供系统在TIT以及IAT的调控手段下, 各组元在燃机部分负荷下烟效率的变化. 在TIT调控手段下, 随着燃气轮机负荷的降低, 燃气轮机排气温度降低, 吸收式制冷机以及热水换热器换热温差减小, 烟损失减小, 烟效率升高. 由于冷能温度与环境温度较为接近, 所以导致冷烟非常小, 从而吸收式制冷机烟效率非常低, 低于10%. 由于燃料量减少, 燃烧温度降低导致燃烧室以及透平的不可逆损失增大, 烟效率降低. 随着燃气轮机负荷的降低, 压气机烟效率变化不大. 在IAT调控手段下, 随着燃气轮机负荷降低, 由于燃烧温度基本不变, 燃烧室、透平以及吸收式制冷机烟损失基本不变, 烟效率基本不变. 由于压气机进口压力降低, 压比增加, 压气机烟损失增大, 烟效率降低. 在IAT调控手段下, 由于高的燃烧室出口温度得到保证, 相比于TIT调控手段, 燃气轮机子系统变工况性能得到明显改善, 排烟利用程度增高.

按照基于品位的烟经济分析计算方法, 综合输入虚拟组元B1的燃料的单位烟经济成本的变化以及

表4 设计工况下主要设备不可逆损失、单位烟耗、烟耗率和单位烟经济成本^{a)}

Table 4 Exergy destruction, unit exergy consumption, exergy rate and unit exergoeconomic cost for the design condition

序号	组元	I	k	r	k_F^*	k_P^*
1	压气机	206.92	1.11	0.28	0.65	0.74
2	燃烧室	2404.36	1.51	0.72	0.31	0.48
3	透平	205.52	1.05	—	0.61	0.65
4	制冷机	1950.20	21.14	—	0.47	10.35
5	热水换热器	108.19	2.20	—	0.25	0.54
6	发电机	39.20	1.02	—	0.65	0.67
7	J1	—	—	—	—	0.55
8	B1	—	—	—	0.55	—
9	B2	—	—	—	0.65	—

a) 计算过程中忽略排气的单位烟成本, 即: $k_P^* = 0$

图3 (网络版彩色)各部件输入输出单位熵经济成本

Figure 3 (Color online) Input and output unit exergoeconomic cost of components

图4 (网络版彩色)TIT调控下各设备熵效率随负荷的变化

Figure 4 (Color online) Exergy efficiency of components with TIT operating strategy

成本分摊结果, 计算烟气输入透平和余热利用设备的单位熵经济成本。图6为燃气轮机变工况运行时, 透平、吸收式制冷机以及热水换热器输入成本的变化情况。从图中可以看出, 在两种调控手段下, 各设备输入单位熵经济成本随负荷的降低而逐渐升高。相比于TIT调控手段, 在IAT调控手段, 各部件输入单位熵经济成本增长较慢。其中, 透平增长最快从0.65 RMB/(kW h)上升到0.74 RMB/(kW h), 热水换热器增长幅度较小基本保持不变, 从0.24 RMB/(kW h)上升到0.25 RMB/(kW h)。

图7为燃气轮机变工况运行时, 在不同调控手段下, 输出的冷、热、电3种产品的单位能量成本变化情况。输出产品的单位成本主要由输入的单位成本以及设备的不可逆损失所决定。从图中可以看出, 在TIT调控手段下, 燃气轮机负荷变化对电的单位能量

图5 (网络版彩色)IAT调控下各设备熵效率随负荷的变化

Figure 5 (Color online) Exergy efficiency of components with IAT operating strategy

图6 (网络版彩色)不同调控手段下各设备输入成本随负荷的变化

Figure 6 (Color online) Unit input exergoeconomic cost of components with different operating strategies

图7 (网络版彩色)不同调控手段下冷热电产品的成本随负荷的变化

Figure 7 (Color online) Unit exergoeconomic cost of products with different operating strategies

成本影响较大,燃气轮机从满负荷降到20%负荷时,电的单位能量成本从0.67 RMB/(kW h)上升到1.29 RMB/(kW h).这主要是由于随燃气轮机负荷降低,透平输入的单位成本增加,并且透平的焓效率有小幅下降,两种因素共同作用,电的单位能量成本有大幅上升.在IAT调控手段下,相比于TIT调控方法,由于透平输入成本较小,焓效率基本不变,电能的单位焓经济成本上升幅度较小,从0.67 RMB/(kW h)上升到0.82 RMB/(kW h).对于吸收式制冷机和热水换热器,冷能和热能的单位能量成本变化很小.这主要是由于设备上升的焓效率和增加的输入成本呈相反作用,表现在产品上即为输出成本基本保持不变.由于将单位焓成本替换为单位能量成本来评价最终输出的产品,产品电的单位能量成本远高于冷热的单位能量成本,符合能的优质优价原则,有效地避免了冷的单位焓成本远高于热和电的单位焓成本的现象.

(ii) 变工况运行下的经济评价. 为了比较在不同调控手段下,系统的经济性能,本文选取年利润作为评价指标.如图8所示,可以看出IAT调控方式下,系统获得更大的年利润.在传统的TIT调控方式下,燃气轮机负荷率从100%下降到20%过程中,系统年收益迅速下降,当负荷率下降至20%时,系统年利润下降到-1210803 RMB/a,已经不能盈利.在主动调控方法IAT控制下,系统年利润得到提高,当负荷率下降至20%时,年利润下降至最小值64984 RMB/a,系统每年还可以盈利.

5 结论

本文基于能的品位概念的焓经济成本分析方法,构建热经济学模型,准确描述分布式冷热电联供系统各设备之间的生产关系.

有效地对冷热电联供系统的额定工况以及不同

图8 (网络版彩色)系统运行年利润

Figure 8 (Color online) Annual profits for different operating strategies

调控手段下变工况进行了评价分析.在最终产品评价环节,引入单位能量成本的概念,有效地避免了因冷焓过小而造成的冷焓单位成本过高的问题.在额定工况下,由于考虑整个能量利用过程中能量品质的变化,透平(0.61 RMB/(kW h))、制冷机(0.47 kW/(kW h))以及热水换热器(0.25 RMB/(kW h))入口烟气单位焓经济成本依次下降,符合经济学中优质优价的原则.在变工况下,当燃气轮机从满负荷下降到20%负荷时,相比于传统TIT调控,在IAT主动调控手段下,电的单位能量成本提高幅度较小,从0.67 RMB/(kW h)上升到0.82 RMB/(kW h).由于设备上升的焓效率与设备输入焓经济成本提高呈相反作用,冷能和热能单位能量成本变化不大. IAT主动调控手段有效降低了透平、吸收式制冷机以及热水换热器输出的电、冷和热的产品成本.

为了比较在不同调控手段下分布式冷热电联供系统的经济性能,引入年利润作为评价标准.计算结果表明,在主动调控方法IAT下,系统可以获得更高的收益,有效地改善了变工况下系统的经济性表现.

参考文献

- Deng J, Wang R, Han G. A review of thermally activated cooling technologies for combined cooling, heating and power systems. *Progr Energy Combust*, 2011, 37: 172–203
- Wu D, Wang R. Combined cooling, heating and power: A review. *Progr Energy Combust*, 2006, 32: 459–495
- Han W, Chen Q, Lin R M, et al. Assessment of off-design performance of a small-scale combined cooling and power system using an alternative operating strategy for gas turbine. *Appl Energy*, 2015, 138: 160–168
- Variny M, Mierka O. Improvement of part load efficiency of a combined cycle power plant provisioning ancillary services. *Appl Energy*, 2009, 86: 888–894
- Haglund F. Variable geometry gas turbines for improving the part-load performance of marine combined cycles—Gas turbine performance.

- Appl Therm Eng, 2010, 35: 562–570
- 6 Lozano M, Valero A. Theory of the exergetic cost. *Energy*, 1993, 18: 939–960
- 7 Wang J X, Zhang H L. Power engineering thermoeconomics (in Chinese). Beijing: Water Resources and Electric Power Press, 1995 [王加旋, 张恒良. 动力工程热经济学. 北京: 水利电力出版社, 1995]
- 8 Gaggioli R A, Wepfer W J. Exergy economics: I. Cost accounting applications. *Energy*, 1980, 5: 823–837
- 9 Zhang X D, Gao B, Wang J X. Research on the application of structure theory and lifo costing for a power plant (in Chinese). *Proc CSEE*, 2003, 23: 185–189 [张晓东, 高波, 王加璇. 热经济学结构理论与 LIFO 法则应用研究. 中国电机工程学报, 2003, 23: 185–189]
- 10 Lazzaretto A, Tsatsaronis G. SPECO: A systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems. *Energy*, 2006, 31: 1257–1289
- 11 Yang J, Xie D M. A sharing method of product's unit exergy cost in accordance with product's energy grades (in Chinese). *Wuhan Univ Hydr Elec Eng*, 1999, 32: 107–109 [杨俊, 谢诞梅. 按能级分摊产品成本的方法. 武汉水利电力大学学报, 1999, 32: 107–109]
- 12 Qi H Q, Han W, Zhang N, et al. Exergoeconomic analysis methodology based on energy level and case study (in Chinese). *Proc CSEE*, 2016, 36: 3223–3230 [仝海青, 韩巍, 张娜, 等. 基于能的品位概念的烟经济分析方法及其案例分析. 中国电机工程学报, 2016, 36: 3223–3230]
- 13 Chen Q, Han W, Zheng J J, et al. The exergy and energy level analysis of a combined cooling, heating and power system driven by a small scale gas turbine at off design condition. *Appl Therm Eng*, 2014, 66: 590–602
- 14 Aspen plus. Aspen technology, Inc, version 11.1. <http://www.aspentech.com/>
- 15 Zhang N, Cai R X. Analytical solutions and typical characteristics of part-load performances of single shaft gas turbine and its cogeneration. *Energ Convers Manage*, 2002, 43: 1323–1337
- 16 Zhang C, Liu L M, Chen S, et al. Performance evaluation of thermal power system based on the structure theory of thermoeconomic (in Chinese). *Proc CSEE*, 2005, 25: 108–113 [张超, 刘黎明, 陈胜, 等. 基于热经济学结构理论的热力系统性能评价. 中国电机工程学报, 2005, 25: 108–113]
- 17 Valero A, Serra L, Uche J. Fundamentals of exergy cost accounting and thermoeconomics, Part I: Theory. *J Energy Resour-ASME*, 2006, 128: 1–8
- 18 Beijing Municipal Commission of Development & Reform, 2016, the Official Website of the Beijing Government. <http://www.bjpc.gov.cn/>
- 19 Zhai H, Dai Y J, Wu J Y, et al. Energy and exergy analyses on a novel hybrid solar heating, cooling and power generation system for remote areas. *Appl Energ*, 2009, 86: 1395–1404
- 20 Ghaebi H, Amidpour M, Karimkashi S, et al. Energy, exergy and thermoeconomic analysis of a combined cooling, heating and power (CCHP) system with gas turbine prime mover. *Int J Energ Res*, 2011, 35: 697–709
- 21 Silveira J, Tuna C. Thermoeconomic analysis method for optimization of combined heat and power systems, Part I. *Progr Energ Combust*, 2003, 29: 479–485

Summary for “燃机调控策略对冷热电联供系统性能影响的焓经济分析”

Exergoeconomic analysis of a combined cooling heating and power system under different operating strategies for gas turbine

WANG ZeFeng^{1,2}, ZHANG Na^{1,2*}, HAN Wei^{1,2} & SUI Jun^{1,2}

¹ Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;

² University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China

* Corresponding author, E-mail: zhangna@iet.cn

The off-design performance of combined cooling heating and power system (CCHP) is affected by the system configuration and operating strategy. The turbine is the essential composition of the CCHP system. The off-design performance is affected by the part-load operating strategies for the gas turbine consisting reducing the mass flow rate of fuel (TIT), changing the inlet guide vane position of gas turbine, flue gas reinjecting operating strategy, the reducing pressure of compressor inlet air (IAT) and so on. The IAT alternative operating strategy is proposed by our group. The density of compressor inlet air is decreased by throttle device and therefore the mass flow rate is decreased. Because of the constant volume of gas turbine, the output power is decreased. Different from the TIT operating strategy, more high-temperature flue gas is produced resulting in more production of cooling and heating. Consequently, the flue energy saving ratio and over efficiency of the system is improved under the IAT operating strategy.

The energy analysis and exergy analysis based on the first and second law of thermodynamics are often applied to evaluate the off-design performance of the CCHP system. Due to the neglect of non-equivalence irreversibilities within different components and components investments, two methods have some limitation when analyzing a multi-product system. Thermoeconomic analysis combined economics and exergy analysis has been used to address these limitations. Based on above-mentioned exergoeconomic analysis, several studies have been conducted for different multi-product system. Nevertheless, the selection of an appropriate cost allocation of final products is one of the critical factors for indicating the ration and efficient consumptions of fuel. Some of allocation methods have been proposed, typically, such as the extraction method, the equality method, Last In First Out method, Specific Exergy Costing method and so on. However, it's about the fact that the relationship between the unit exergy cost and energy quality of the flows are ignored by these methods hardly reflecting good quality and high price. Considering the quality change in the energy utilization process, the exergy cost allocation method based on energy level (ECAEL) is proposed by our group. The energy utilization process is divided into multiple differential sections, and the exergy cost of each flow is calculated continuously.

In this paper, the ECAEL method is carried out on a typical CCHP system. First the thermodynamic model for this system is defined to analyze the off-design performance among different components. Furthermore, the exergoeconomic costs of all flows are calculated by solving the exergy and allocation equations with design conditions. The effects between the TIT and IAT operating strategies on the off-design performance of this system are presented. According to exergy analysis, the combustor is found to have the highest exergy destruction, followed by absorption chiller. The exergy destruction of these components can be reduced by increasing cost to optimize the structure or the operation structure. Moreover, the results show that the IAT operating strategy can significantly reduce the cost of production compared with the TIT operating strategy. The annual profits of this system under the IAT operating strategy is higher than under the TIT operating strategy for the part-load range.

combined cooling heating and power (CCHP) system, exergoeconomic cost, alternative operating strategy

doi: 10.1360/N972017-00627