文章编号:1001-2060(2011)01-0073-06

杨 博,陈林根,孙丰瑞

(海军工程大学研究生院,湖北武汉430033)

摘 要:用有限时间热力学理论和方法研究了恒温热源不可 逆中冷回热布雷顿热电联产装置的火用经济性能,导出了无 量纲利润率和火用效率的解析式。以利润率和火用效率为目 标,通过数值计算对热导率的分配、中间压比的选取进行了 优化,得到了最大利润率和火用效率。进一步对总压比进行 优化,得到了双重最大利润率,但火用效率不存在双重最大 值。详细分析了设计参数对联产装置最优性能的影响,发现 存在最佳用户侧温度使利润率取得三重最大值。

关键 词:有限时间热力学;布雷顿热电联产装置; /佣经 济性能; 优化

中图分类号: TK12 文献标识码: A

引 言

自有限时间热力学理论产生以来,在物理和工 程领域的应用已取得了很大的进展^[1~3]。许多学者 用有限时间热力学理论和方法研究了布雷顿循环 (即燃气轮机循环)的性能,文献 [4~5]以功率和效 率为目标,分别对不可逆简单循环和回热循环的性 能进行了分析和优化,求出了最佳热导率分配,并研 究了压气机和涡轮机效率、回热度等参数对循环性 能的影响;文献 [6~9]分别以功率、效率、功率密度 和生态学为目标,对不可逆中冷回热布雷顿循环的 性能进行了分析和优化,都表明存在最佳热导率分 配和最佳压比。

20世纪90年代,陈林根等人提出了将有限时间热力学与热经济学相结合,建立了有限时间烟经济分析法,定义利润率为热力循环输出烟的收益率与热力循环输入烟的成本率之差,导出了内可逆Carnot 热机的有限时间烟经济性能界限、优化关系和参数优化准则^[10]。在此基础上,陶桂生等人将有限时间烟经济分析法引入燃气轮机热电联产装置的性能研究^[11~13],对恒温热源内可逆简单和回热以

及不可逆简单燃气轮机热电联产装置的有限时间 烟经济性能进行了分析和优化,求出了最佳热导率 分配和最佳压比。

1 循环模型



图1 联产装置示意图



图2 循环过程 T-s 图

图 1 和图 2 分别为联产装置示意图和循环过程 *T*-s 图,图 1 中 1 - 2 为气体在低压压气机中的不

收稿日期: 2010-01-25

基金项目:国家自然科学基金资助项目(10905093);教育部新世纪优秀人才支持计划基金资助项目(NCET-04-1006);全国优秀博士学位论文 作者专项资金资助项目(200136)

作者简介:杨 博(1985-),男,湖南汨罗人,海军工程大学硕士研究生.

可逆绝热压缩过程(压比为 π_1 ,也称中间压比),2-3为气体在中间冷却器的冷却过程,3-4为气体在高压压气机中的不可逆绝热压缩过程(压比为 $\pi/\pi_1,\pi$ 为总压比),4-7为气体在回热器里的预热过程,7-5为气体从高温热源吸热过程,5-6为气体在涡轮里的不可逆绝热膨胀过程,6-8为排气在回热器里的放热过程,8-9为气体向用户侧供热过程,9-1为排气向低温热源放热过程。图2中1-2_s、3-4_s和5-6_s为与1-2、3-4和5-6相对应的等熵压缩和膨胀过程。

压气机和涡轮机的内损失用内效率 η_{ϵ} (设低压 压气机和高压压气机的效率相同)和 η_{ι} 来表示, 即有:

$$\eta_{\rm c} = (T_{2_{\rm s}} - T_1) / (T_2 - T_1) = (T_{4_{\rm s}} - T_3) / (T_4 - T_3)$$
(1)

 $\eta_{1} = (T_{5} - T_{6}) / (T_{5} - T_{6})$ (2)

设工质为理想气体,其热容率(质量流率 m 与 定压热容 C_p 之积)为 C_{wf} ,高、低温热源温度分别为 T_H 、 T_L ,中冷源和用户侧温度分别为 T_1 、 T_K ,工质与 高温热源、低温热源、用户侧间的换热器、回热器和 中冷器均为逆流式,其热导率(传热系数与传热面 积之积)分别为 U_H 、 U_L 、 U_I 、 U_K 和 U_R ,由热源与工质 间的传热、工质性质和换热器理论可知工质从高温 热源的吸热流率 Q_H 、向低温热源的放热流率 Q_L 、中 冷源热流率 Q_I 、向用户侧供热流率 Q_K 和回热器流 率 Q_R 分别为:

$$Q_{\rm H} = U_{\rm H} \frac{(T_5 - T_7)}{\ln \left[(T_{\rm H} - T_7) / (T_{\rm H} - T_5) \right]} = C_{\rm wf} (T_5 - T_7) = C_{\rm wf} E_{\rm H} (T_{\rm H} - T_7)$$
(3)

$$Q_{\rm L} = U_{\rm L} \frac{(T_9 - T_1)}{\ln \left[(T_9 - T_{\rm L}) / (T_1 - T_{\rm L}) \right]} = C_{\rm wf} (T_9 - T_{\rm L}) - C_{\rm wf} (T_9 - T_{\rm L$$

$$T_{1} = C_{\rm wf} E_{\rm L} (T_{9} - T_{\rm L})$$
(4)

$$Q_1 = U_1 \frac{(T_2 - T_3)}{\ln \left[(T_2 - T_1) / (T_3 - T_1) \right]} = C_{\rm wf} (T_2 - T_3)$$

$$=C_{\rm wf}E_{\rm I}(T_2 - T_{\rm I}) \tag{5}$$

$$Q_{\rm K} = U_{\rm K} \frac{(T_8 - T_9)}{\ln \left[(T_8 - T_{\rm K}) / (T_9 - T_{\rm K}) \right]} = C_{\rm wf} (T_8 - T_8) = C_{\rm e} E_{\rm K} (T_8 - T_{\rm K})$$
(6)

$$Q_{\rm R} = C_{\rm wf}(T_7 - T_4) = C_{\rm wf}(T_6 - T_8) = C_{\rm wf}E_{\rm R}(T_6 - T_4)$$
(7)

式中: $E_{\rm H}$ 、 $E_{\rm L}$ 、 $E_{\rm I}$ 一高、低温侧换热器和中冷器的有效度; $E_{\rm K}$ 、 $E_{\rm R}$ 一用户侧换热器和回热器的有效度:

$$E_{\rm H} = 1 - \exp(-N_{\rm H}) , E_{\rm L} = 1 - \exp(-N_{\rm L}) ,$$

$$E_{\rm I} = 1 - \exp(-N_{\rm I}) , \qquad (8)$$

$$E_{\rm K} = 1 - \exp(-N_{\rm K}) , E_{\rm R} = N_{\rm R} / (N_{\rm R} + 1)$$

式中: N_i (i = H, L, I, K, R) 一各换热器传热单元数, $N_i = U_i / C_{wf}$ 。

 $x = \pi_1^{(k-1)/k}, y = \pi^{(k-1)/k}, T_{4_s} = T_3 y x^{-1}$ (9) 式中: k—工质的绝热指数。

2 有限时间烟经济性能优化

2.1 利润率和烟效率解析式

设环境温度为 T_0 ,则整个装置的烟输入率为:

$$e_{\rm H} = Q_{\rm H} (1 - T_0 / T_{\rm H}) - Q_{\rm L} (1 - T_0 / T_{\rm L}) - Q_{\rm I} (1 - T_0 / T_{\rm L})$$
(10)

装置的输出功率(/ / / / / 输出率) 为:

$$P = Q_{\rm H} - Q_{\rm L} - Q_{\rm I} - Q_{\rm K}$$
(11)
整个装置的熵产率为:

$$\sigma = Q_{\rm L}/T_{\rm L} + Q_{\rm I}/T_{\rm I} + Q_{\rm K}/T_{\rm K} - Q_{\rm H}/T_{\rm H}$$
(12)
对整个装置应用烟平衡方程有:

$$e_{\rm H} = P + e_{\rm K} + T_0 \sigma \tag{13}$$

联立式(10) ~式(13),可得
$$e_{\rm K}$$
 为^[11~13]:

$$_{\rm K} = Q_{\rm K} (1 - T_0 / T_{\rm K}) \tag{14}$$

设装置/// (州) 的价格为 $\varphi_{\rm P}$,提供给用户侧热量// (州) 的价格为 $\varphi_{\rm P}$,提供给用户侧热量// (州) 和// (和) $\varphi_{\rm K}$,则可得装置利润率 Π 和/// 和// (和) 和// (2005) $\eta_{\rm ex}$ 分别为:

$$\Pi = \varphi_{\rm p} P + \varphi_{\rm K} e_{\rm K} - \varphi_{\rm H} e_{\rm H} \tag{15}$$

$$\eta_{\rm ex} = (P + e_{\rm K}) / e_{\rm H} \tag{16}$$

为保证联产装置盈利,一单位输出功率(烟)的 价格和一单位提供给用户热量烟的输出率价格都 要大于或等于一单位烟输入率的价格,即有 $\varphi_{P} \ge \varphi_{H}$ 和 $\varphi_{K} \ge \varphi_{H}$ 。

从式(15)可以看出,当畑输出率价格等于烟输 入率价格,即 $\varphi_{p} = \varphi_{K} = \varphi_{H}$ 时,式(15)变为:

 $\Pi = \varphi_{p}(P + e_{K} - e_{H}) = -\varphi_{p}T_{0}\sigma$ (17) 此时,联产装置的最大利润率目标已转化为最小熵 产率目标。

$$\Pi = \varphi_{\rm p} (P + e_{\rm K}) \tag{18}$$

此时,联产装置的最大利润率目标已转化为最大烟 输出率目标。

联立式(1) ~式(9),可解得低压压气机入口温度 T_1 为:

$$n_{c} \{ yc_{2}c_{3}T_{I} \{ n_{t}c_{4} [2c_{1}(c_{5}+1) - E_{I}] + [E_{R} + c_{4}c_{7}(2c_{1}-1)]yE_{I} \} + \{ c_{2}c_{3}(n_{c}T_{K} + c_{6}T_{I}E_{I}) \times [c_{4}(n_{t}+yc_{7}) -y] + c_{1}c_{2}c_{3}\{n_{c}n_{t}T_{H} + c_{4}[c_{6} \times (c_{7}+1)(T_{H}+T_{K}-2T_{I}) + n_{t}(2c_{5}c_{6}T_{I} - T_{K} - T_{H})] \} + n_{c}(T_{L}E_{L} + c_{3}T_{K}) [y - c_{4}E_{R}(yc_{7} + n)]] + [n_{c}c_{7}T_{H}E_{H} + c_{6}T_{I}E_{I}(1 + 2c_{4}c_{7}) + T_{I} = \frac{c_{4}c_{7}T_{K}(c_{6}+1)}{c_{2}c_{3}c_{5}\{yc_{6}[c_{4}(2c_{1}-1)(n_{t}+yc_{7}) + yE_{R}] + xn_{t}c_{4}c_{6}[c_{6}(1 - 2c_{1}) + yc_{1}c_{6} - x] + xy[c_{6}^{2} \times (c_{4}c_{7} - 1) + n_{t}c_{4}] + 2xn_{t}c_{1}c_{4}(xc_{6} - y) + xy \times [c_{4}c_{7}(2c_{1}-1) + E_{R}](xc_{6} - y) \} + xn_{c}^{2} \times [y(1 - c_{4}c_{7}) + yc_{1}c_{7} - n_{t}c_{4}E_{R}]$$

$$(19)$$

定义无量纲利润率 $\Pi = \Pi / (\varphi_{\rm H} C_{\rm wf} T_0)$,价格比 $a = \varphi_{\rm p} / \varphi_{\rm H}, b = \varphi_{\rm K} / \varphi_{\rm H},$ 联立式(1) ~式(11)和式 (14) ~式(16),可得无量纲利润率和////一效率分 別为:

$$\begin{split} n_{\rm c} E_{\rm H} T_1 T_{\rm K} \left[T_{\rm H} (a-1) + T_0 \right] \{ c_1 c_2 c_3 T_{\rm H} - E_{\rm R} (T_1 - E_{\rm L} T_{\rm L} - c_3 E_{\rm K} T_{\rm K}) + c_2 c_3 (2 E_{\rm R} - 1) \left[1 + (y-x) \right] \\ (xn_{\rm c}) \right] \left[c_5 T_1 (n_{\rm c} + x - 1) \right] n_{\rm c} + E_1 T_1 \right] + n_{\rm c} c_1 c_2 E_{\rm L} T_{\rm H} T_{\rm K} T_1 (T_1 - T_1) \left[T_{\rm K} (1-a) - T_0 \right] + c_1 c_2 c_3 E_1 T_{\rm H} T_{\rm K} \left[T_1 (1-a) - T_0 \right] \right] \left[T_1 (n_{\rm c} + x - 1) - n_{\rm c} T_1 \right] + n_{\rm c} c_1 E_{\rm K} T_{\rm H} T_1 \left[T_{\rm K} (b-a) - b T_0 \right] \left[T_1 - \frac{1}{10} \right] \\ \overline{H} = \frac{E_{\rm L} T_{\rm L} - c_3 T_{\rm K}}{n_{\rm c} c_1 c_2 c_3 T_{\rm H} T_1 T_{\rm K} T_0} \end{split}$$

$$\begin{split} n_{c}E_{H}T_{H}T_{L}T_{I}T_{K}\{c_{1}c_{2}c_{3}T_{H}-E_{R}(T_{1}-E_{L}T_{L}-c_{3}E_{K}T_{K})+c_{2}c_{3}(2E_{R}-1)\left[1+(y-x)/(xn_{o})\right]\times\\ &\left[c_{3}T_{1}(n_{c}+x-1)/n_{c}+E_{1}T_{1}\right]\}-n_{c}c_{1}c_{2}E_{L}T_{H}T_{L}T_{I}\\ &T_{K}\times(T_{1}-T_{L})-c_{1}c_{2}c_{3}E_{I}T_{H}T_{L}T_{I}T_{K}\left[T_{1}(n_{c}+x-2)-c_{3}T_{K}\right]\\ &\eta_{ex}=\frac{1)-n_{c}T_{1}\left]-n_{c}c_{1}E_{K}T_{H}T_{L}T_{I}T_{0}\left[T_{1}-E_{L}T_{L}\right)-c_{3}T_{K}\right]}{n_{c}E_{H}T_{L}T_{I}T_{K}(T_{H}-T_{0})\left\{c_{1}c_{2}c_{3}T_{H}-E_{R}(T_{1}-E_{L}T_{L})-c_{3}T_{K}\right]}\\ &-c_{3}E_{K}T_{K})+c_{2}c_{3}(2E_{R}-1)\left[1+(y-x)/(xn_{o})\right]\times\\ &\left[c_{5}T_{1}(n_{c}+x-1)/n_{c}+E_{1}T_{1}\right]\}-n_{c}c_{1}c_{2}E_{L}T_{H}T_{L}T_{K}(T_{1}-T_{L})(T_{L}-T_{0})-c_{1}c_{2}c_{3}E_{L}T_{H}T_{L}T_{K}(T_{1}-T_{0})\left[T_{1}(n_{c}+x-1)-T_{1}n_{c}\right]\right] \end{split}$$

式中: $c_1 = 1 - E_R$, $c_2 = 1 - E_K$, $c_3 = 1 - E_L$, $c_4 = 1 - E_H$, $c_5 = 1 - E_1$, $c_6 = 1 - \eta_c$, $c_7 = 1 - \eta_\iota \circ$

2.2 最优利润率及其相应的的烟效率

由式(20)和式(21)可知,在给定边界条件(a, b, τ_1 , τ_2 , τ_3 , τ_4 , $U_{\rm T}$, $C_{\rm wf}$, $\eta_{\rm c}$, $\eta_{\rm l}$)下,无量纲利润率 $\overline{\Pi}$ 和烟效率 η_{ex} 是5个换热器的热导率、中间压比、总压比的函数,其优化要通过这些变量的寻优才能得以实现。设总热导率保持恒定($U_{T} = U_{H} + U_{L} + U_{K} + U_{I} + U_{R}$),并定义高、低温侧换热器、用户侧换热器、中冷器和回热器的热导率分配分别为:

 $u_{\rm h} = U_{\rm H}/U_{\rm T}, u_{\rm I} = U_{\rm L}/U_{\rm T}, u_{\rm k} = U_{\rm K}/U_{\rm T}, u_{\rm i} = U_{\rm I}/U_{\rm T}$ $U_{\rm T}, u_{\rm r} = U_{\rm R}/U_{\rm T}$ (22)

显然, u_h 、 u_l 、 u_k 、 u_i 、 u_r 须满足:

 $0 < u_{h} < 1, 0 < u_{l} < 1, 0 < u_{k} < 1, 0 < u_{i} < 1, 0 < u_{r}$ < 1, $u_{h} + u_{l} + u_{k} + u_{i} + u_{r} = 1$ (23)

对中间压比和 5 个热导率同时进行优化,可以 发现在最大利润率工况下,回热器的热导率分配总 为零。当回热器的热导率分配为已知时,可以对另 外 4 个热导率和中间压比分配进行优化,本研究对 热导率和中间压比的优化分配均采用数值计算的方 法,计算工具选用 Matlab 优化工具箱。设高、低温 热源、中冷源和用户侧温度与环境温度之比分别为 $\tau_1 = T_{\rm H}/T_0, \tau_2 = T_{\rm L}/T_0, \tau_3 = T_{\rm I}/T_0, \tau_4 = T_{\rm K}/T_0$,计算 中取 $u_r = 0.1, k = 1.4, C_{\rm wf} = 1.0$ kW/K, $\tau_2 = \tau_3 = 1.0$ 根据文献 [14],取 a = 10, b = 6.0

图 3 给出了 $\pi = 20, \tau_1 = 5.0, \tau_4 = 1.2, U_T = 10$ kW/K 时, 压气机和涡轮机内效率 $\eta_c(=\eta_1)$ 对最优 利润率 Π_{opt} 与中间压比 π_1 关系的影响, 从图中可以 看出, Π_{opt} 随 $\eta_c(=\eta_1)$ 的增加而增加, 存在最佳的中 间压比(π_1) \overline{n}_{max} 使 $\overline{\Pi}_{opt}$ 取得最大值 $\overline{\Pi}_{max}$, 这即是说, 在给定总压比条件下存在唯一的最佳热导率分配 (u_j) $\overline{n}_{max}j=h,1,k,i}$ 和最佳中间压比(π_1) \overline{n}_{max} 使得利润率 最大化。图中虚线部分表示, 当 π_1 超过一定值时, 中冷器的最佳热导率分配为零。从图中还可看出, $\eta_c(=\eta_1)$ 对(π_1) \overline{n}_{max} 的影响很小。



图 3 $\eta_{c}(=\eta_{t})$ 对 $\overline{\Pi}_{opt}$ 与 π_{1} 关系的影响

图 4 给出了 $\overline{\Pi}_{opt}$ 与其相应的/州效率(η_{ex}) $\overline{\Pi}_{opt}$ 的 关系,可以看出, $\overline{\Pi}_{opt}$ 与(η_{ex}) $\overline{\Pi}_{opt}$ 特性关系呈扭叶型,

(20)



图4 Π_{opt} 与 $(\eta_{ex})_{\overline{\Pi}opt}$ 的关系

2.3 最大利润率与有限时间/州经济性能界限

由 2.2 节的分析可知,给定一个总压比 π ,存在 一个最大利润率,在此基础上,当 π 连续变化时,可 观察 $\overline{\Pi}_{max}$ 随 π 变化的规律。图 5 和图 6 分别给出 了最大利润率 $\overline{\Pi}_{max}$ 和相应的有限时间/佣经济性能 界限(η_{ex}) $\overline{\Pi}_{max}$ 、最佳热导率分配(u_j) $\overline{\Pi}_{max}$,最佳 佳中间压比(π_1) $\overline{\Pi}_{max}$ 与总压比 π 的关系。



图5 $\Pi_{\max} (\eta_{ex}) \overline{\Pi}_{max} 与 \pi$ 的关系



图 6 $(u_j)_{\overline{\Pi}_{\max}, j=h, 1, k, i}$ $(\pi_1)_{\overline{\Pi}_{\max}}$ 与 π 的关系

从图 5 可以看出, $\overline{\Pi}_{max}$ 、(η_{ex}) $\overline{\pi}_{max}$ 与 π 均呈类似 抛物线关系,存在一个最佳的总压比 $\pi_{\overline{\Pi}_{max,2}}$ 使利润 率取得双重最大值 $\overline{\Pi}_{max,2}$,相应的烟效率也存在双 重最大值($\eta_{ex\overline{\Pi}_{max,2}}$),当 $\pi > \pi_{\overline{\Pi}_{max,2}}$ 后继续增加, $\overline{\Pi}_{max}$ 则缓慢减少。从图 6 可以看出,随 π 的增加, (u_h) $\overline{\pi}_{max}$ 、(u_k) $\overline{\pi}_{max}$ 减少,(u_1) $\overline{\pi}_{max}$ 、(u_i) $\overline{\pi}_{max}$ 增加,当 $\pi > \pi_{\overline{\Pi}_{max,2}}$ 后继续增加,四者都变化不大,(π_1) $\overline{\pi}_{max}$ 随 π 明显增加。

由以上分析可知,在一定的边界条件(a,b,τ_1 , $\tau_2,\tau_3,\tau_4,U_T,C_{wf},\eta_e,\eta_l$)下,存在一个双重最大利润 率 $\overline{\Pi}_{max,2}$ 及其相应的烟经济性能界限(η_{ex}) $\overline{n}_{max,2}$ 、最 佳中间压比(π_1) $\overline{n}_{max,2}$ 和总压比 $\pi_{\overline{n}_{max,2}}$,在此基础上, 可分析当边界条件改变时, $\overline{\Pi}_{max,2}$ 、(η_{ex}) $\overline{n}_{max,2}$ 、(π_1) $\overline{n}_{max,2}$ 、(π_2 、) $\overline{n}_{max,2}$ 、(π_1) $\overline{n}_{max,2}$ 、(π_2 、) $\overline{n}_{max,2}$ 、(π_1) $\overline{n}_{max,2}$ 、(π_2 、) $\overline{n}_{max,2}$ 、(π_1) $\overline{n}_{max,2}$) 位 η_e ($=\eta_1$)的增加而增加, $\overline{\Pi}_{max,2}$ 与 τ_4 呈类似抛物 线关系,存在最佳用户侧温度(τ_4) $_{opt}$ 使得 $\overline{\Pi}_{max,2}$ 达到 三重最大值。烟经济性能界限(η_{ex}) $\overline{n}_{max,2}$ 随 η_e (= η_1)的增加而增加,对 τ_4 存在极值。从图9 和图 10 可以看出,最佳中间压比(π_1) $\overline{n}_{max,2}$ [π_1 、(π_1) $\overline{n}_{max,2}$]



图 7 $\overline{\Pi}_{\max,2}$ 、 $(\eta_{ex})_{\overline{\Pi}_{\max,2}}$ 与 $\eta_{e}(=\eta_{l})$ 的关系

此外,计算还表明, $\Pi_{max,2}$ 随 a,b,U_{T} 的增加而增 加;(η_{ex}) $_{\overline{\Pi}_{max,2}}$ 随 a 的增加先增大后减小,随 b 和 U_{T} 的增加而增加,但其值随 a 和 b 变化的幅度均不大; (π_{1}) $_{\overline{\Pi}_{max,2}}$ 随 a 和 U_{T} 的增加而增加,而且随 a 和 U_{T} 增加的幅度越来越小,(π_{1}) $_{\overline{\Pi}_{max,2}}$ 与 b 呈类似直线的 单调递减关系, $\pi_{\overline{\Pi}_{max,2}}$ 与(π_{1}) $_{\overline{\Pi}_{max,2}}$ 具有相似的变化 规律。





图 8 $\overline{\Pi}_{\max,2}(\eta_{ex}) \overline{\Pi}_{\max,2}$ 与 τ_4 的关系

图 9 $(\pi_1)_{\overline{\Pi}_{\max,2}}$ 、 $\pi_{\overline{\Pi}_{\max,2}}$ 与 $\eta_c(=\eta_1)$ 的关系



图 10 $(\pi_1)_{\overline{\Pi}_{max,2}}$ 、 $\pi_{\overline{\Pi}_{max,2}}$ 与 τ_4 的关系

2.4 最大畑效率与相应的利润率

按照上述分析利润率的方法,对/// 对/// 效率进行优 化,结果发现在最大/// 效率工况下,最佳中冷器热 导率分配除了在总压比较大($\pi > 16$)时不为零外, 其余都为零;回热器最佳热导率分配在总压比较大 ($\pi > 21$)时为零;低温侧最佳热导率分配在总压比 较小($\pi < 4$)时为零,这与2.3节中优化利润率时有 很大不同。当中冷器的热导率分配为已知时,可以 对另外4个热导率和中间压比分配进行优化,计算 中取 $u_i = 0.1,5 \le \pi \le 20$,其余参数取值与2.3节中 分析利润率时所取参数值一致。

图 11 和图 12 分别给出了最大烟效率(η_{ex})_{max} 和相应的利润率 $\overline{\Pi}_{(\eta_{ex})_{max}}$ 、最佳热导率分配 ($u_{j(\eta_{ex})_{max},j=h.1,k,r}$ 和最佳中间压比(π_1)_{(η_{ex})_{max}与总压 比 π 的关系。从图上可以看出,(η_{ex})_{max}与 π 呈近 似直线单调递减关系, $\overline{\Pi}_{(\eta_{ex})_{max}}$ 与 π 呈类似抛物线关 系,(u_h)_{(η_{ex})_{max}、(u_1)_{(η_{ex})_{max}}(u_k)_{(η_{ex})_{max}、(π_1)_{(η_{ex})_{max}}随 π 的增加而增加,(π_1)_{(η_{ex})_{max}}随 π 的增加而急剧减 少。}}}

图 13 和图 14 分别给出了 $\pi = 16$ 时(η_{ex})_{max}和 $\overline{\Pi}_{(\eta_{ex})_{max},(u_j)}_{(\eta_{ex})_{max},j=h,l,k,r}$ 和(π_1)_{(η_{ex})_{max}与 τ_4 的关系。图 13 中虚线部分表示,当 $\tau_4 > 1.53$ 时, (π_1)_{(η_{ex})_{max} = 1,与给定条件 $u_i = 0.1$ 不符,因此,在 有意义的范围内,(η_{ex})_{max}与 τ_4 呈单调递增关系, $\overline{\Pi}_{(\eta_{ex})_{max}}$ 对 τ_4 存在极值。从图 14 可以看出, (u_h)_{(η_{ex})_{max},(u_1)_{(η_{ex})_{max}随 τ_4 变化缓慢,(u_k)_{(η_{ex})_{max}随 τ_4 的增加而增加,(u_r)_{(η_{ex})_{max},(π_1)_{(η_{ex})_{max}随 τ_4 的增 加而减少。}}}}}}}







图 12 $(u_j)_{(\eta_{ex})_{max}, j=h,l,k,r}(\pi_1)_{(\eta_{ex})_{max}}$ 与 π 的关系

此外, 计算还表明, $(\eta_{ex})_{max}$ 、 $\Pi_{(\eta_{ex})_{max}}$ 随 $\eta_{e}(=\eta_{1})$ 、 U_{T} 的增加而增加。随 U_{T} 的增加, $(u_{h})_{(\eta_{ex})_{max}}$ 、 $(u_{k})_{(\eta_{ex})_{max}}$ 减少, $(u_{1})_{(\eta_{ex})_{max}}$ 变化不大, $(u_{r})_{(\eta_{ex})_{max}}$ 、 $(\pi_{1})_{(\eta_{ex})_{max}}$ 增加。随 $\eta_{e}(=\eta_{1})$ 的增加, $(u_{h})_{(\eta_{ex})_{max}}$ 、 $(u_{k})_{(\eta_{ex})_{max}}$ 先减小后增大, $(u_{r})_{(\eta_{ex})_{max}}$ 先增大后减小, $(u_{1})_{(\eta_{ex})_{max}}$ 、 $(\pi_{1})_{(\eta_{ex})_{max}}$ 减小。



图 13 $(\eta_{ex})_{max}$ 、 $\overline{\Pi}_{(\eta_{ex})_{max}}$ 与 τ_4 的关系



图 14 $(u_j)_{(\eta_{ex})_{max}, j=h, l, k, r}$ (π_1) $(\eta_{ex})_{max}$ 与 τ_4 的关系

3 结 论

用有限时间/佣经济分析法对恒温热源不可逆 布雷顿热电联产装置进行了/佣经济性能优化,主要 结论如下:

(1)在最大利润率工况下,回热器的热导率分配总为零,而在最大//// 效率工况下,在有意义的压比范围内,中冷器的热导率分配为零。

(2)在给定回热器热导率分配的情况下,对于 一定的总压比,存在唯一的一个最佳中间压比和高、 低侧换热器、中冷器和用户侧换热器的最佳热导率 分配使利润率取得最大值,总压比连续变化时,存在 一个最佳的总压比使利润率取得双重最大值。在给 定中冷器热导率分配的情况下, /// 效率存在最大值, 但对总压比不存在极值。

(3)存在最佳的用户侧温度,使利润率取得三 重最大值。而////效率在有意义的最佳中间压比范 围内对用户侧温度不存在极值。

本研究对寻求实际布雷顿热电联产装置发电和 供热的最优匹配以及选择合适的中间压比和总压比 有一定的指导意义。

参考文献:

- CHEN L, WU C, SUN F. Finite time thermodynamic optimization of entropy generation minimization of energy systems [J]. J Non-Equilib Thermodyn, 1999, 24(4): 327 - 359.
- [2] CHEN L, SUN F. Advances in finite time thermodynamics: analysis and optimization [M]. New York: Nova Science Publishers, 2004.
- [3] SIENIUTYCZ S, JEZOWSKI J. Energy optimization in process systems [M]. UK: Elsevier, Oxford, 2009.
- [4] CHEN L, SUN F, WU C. Performance analysis of irreversible Brayton heat engine [J]. J Insti Energy, 1997, 70(482): 2-8.
- [5] CHEN L, SUN F, WU C, et al. Theoretical analysis of the performance of a regenerative closed Brayton cycle with internal irreversibilities [J]. Energy Convers Mgmt, 1997, 38(9): 871-877.
- [6] WANG W, CHEN L, SUN F, et al. Power optimization of an irreversible closed intercooled regenerated Brayton cycle coupled to variable-temperature heat reservoirs [J]. Appl Thermal Eng, 2005, 25(8-9): 1097-1113.
- [7] WANG W, CHEN L, SUN F, et al. Efficiency optimization of an irreversible closed intercooled regenerated gas-turbine cycle [J].
 Proc IMechE, Part A: J Power & Energy, 2006, 220 (A6): 551 558.
- [8] CHEN L, WANG J, SUN F, et al. Power density optimization of an irreversible variable-temperature heat reservoir closed intercooled regenerated Brayton cycle [J]. Int J Ambient Energy, 2009, 30 (1): 9-26.
- [9] 王文华,陈林根,孙丰瑞.恒温热源闭式不可逆中冷回热燃气 轮机循环生态学优化[J].动力工程,2007,27(3):385-388.
- [11] TAO G, CHEN L, SUN F, et al. Exergoeconomic performance optimization for an endoreversible simple gas turbine closed-cycle cogeneration plant [J]. Int J Ambient Energy, 2009, 30(3): 115 - 124.
- [12] TAO G, CHEN L, SUN F. Exergoeconomic performance optimization for an endoreversible regenerative gas turbine closed-cycle cogeneration plant [J]. Riv Mex Fis, 2009, 55(3): 192 - 200.
- [13] 陶桂生,陈林根,孙丰瑞.不可逆闭式布雷顿热电联产装置的 烟经济性能优化[J].热能动力工程,2009,24(5):604-608.
- [14] 方 钢,蔡睿贤,林汝谋.燃气轮机与汽轮机功热联产基本参数的分析研究[J].动力工程,1988,8(6):118-124.

(编辑 伟)

bout an adverse influence on the operation safety and cost-effectiveness of the boiler and made it urgently necessary to conduct a comprehensive analysis, remedy and modification. Through a preliminary theoretical analysis and numerical simulation study, it was decided to perform a short-cut reconstruction of the heating surface of the partition platens of the superheater. To know well the variations of the flue gas flow field at the outlet of the furnace (inlet of the horizontal flue gas duct) before and after the reconstruction by cutting short the partition platens, especially, whether a flue gas corridor has been formed or not at the inlet of the horizontal flue gas duct, the reconstruction by cutting short by 1, 2 and 3 meters of the partition platens respectively was studied and a numerical simulation study was performed of the in-furnace isothermal flow field before and after the reconstruction with special attention paid to the variations of the flow field at the inlet of the horizontal flue gas duct. Based on a comprehensive analysis and contrast of the numerical simulation calculation and thermodynamic check calculation results, it was decided to perform a reconstruction to cut short 2 meters of the partition platens. The practical operation shows that at various loads, the secondary steam temperature can reach the design value, the desuperheating water fed into the superheater averagely drops by about 30 t/h, the steam temperature deviation between the left and right side conspicuously decreases and no flue gas corridor is formed at the outlet of the furnace (inlet of the horizontal flue gas duct), thus a satisfactory effectiveness has been achieved for the reconstruction. The reconstruction method in question is of important reference significance for domestically-made boilers having problems of the same kind. Key words: pulverized coal-fired boiler, superheater, secondary steam, partition platen, numerical calculation

恒温热源不可逆中冷回热布雷顿热电联产装置的/// Exergoeconomic Performance Optimization of an Irreversible Intercooling Recuperative Brayton Cogeneration Plant With a Constant Temperature Heat Source [刊,汉]YANG Bo, CHEN Lin-gen, SUN Feng-rui (Postgraduate School, Naval Engineering University, Wuhan, China, Post Code: 430033) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011, 26(1). -73~78

By adopting the finite-time thermodynamic theory and method, studied was the exergoeconomic performance of an irreversible intercooling recuperative Brayton cogeneration plant with a constant temperature heat source and derived was an analytic formula for calculating a non-dimensional profit rate and exergy efficiency. With the profit rate and exergy efficiency serving as the targets, an optimization was performed of the distribution of the heat conductivities and choice of the intermediate pressure ratio through a numerical calculation. On this basis, the maximum profit rate and exergy efficiency were obtained. With the total pressure ratio being further optimized, a dual maximum profit rate was obtained but no dual maximum value for the exergy efficiency existed. Through a detailed analysis of the influence of the design parameters on the optimum performance of the plant, it has been found that there exists an optimum user-side temperature to make the profit rate have a triple maximum value. **Key words**: finite time thermodynamics, Brayton cogeneration plant, exergoeconomic performance, optimization

两级烟气余热回收发电系统工质优选原则及方法 = Principles and Methods for Choosing an Optimal Working Medium for a Two-stage Flue-gas Waste Heat Recovery Power Generation System [刊,汉]YANG Hongjun, FAN Shuan-shi, LI Jing, et al (Education Ministry Key Laboratory on Heat Transfer Intensification and Process Energy-saving, South China University of Science and Technology, Guangzhou, China, Post Code: