

实际闭式中冷回热燃气轮机循环功率优化*

王 文 华 陈 林 根 孙 丰 瑞

(海军工程大学船舶与动力学院 武汉 430033)

摘要：考虑循环过程中的热阻损失、内不可逆性以及管路系统压力损失，研究了变温热源条件下中冷回热燃气轮机循环性能，借助数值计算，得到了输出功率最大时高温侧换热器、回热器和中冷器的热导率最佳分配和最佳中间压比。对总压比进行优化后，得到了双重最大功率。进一步寻求工质与热源热容率最佳匹配，得到了循环的三重最大功率。

关键词：有限时间热力学 燃气轮机循环 中冷 回热 功率优化

中图分类号：TK123

0 前言

有限时间热力学理论已取得了很大的进展^[1,2]。利用此理论，国内外许多学者以不同的目标，如功率、效率、比功率、熵产率、生态学函数以及功率密度等，对燃气轮机循环性能进行了分析和优化，并得到了很多有意义的结果^[3]。这些工作主要研究了简单循环^[4~6]、回热循环^[7,8]、中冷循环^[9]和中冷回热循环^[10]。参考文献^[10]导出了中冷回热燃气轮机循环功率、效率的解析式，将在此基础上进一步对其输出功率进行优化。

1 循环模型和功率解析式

考虑图 1 中所示不可逆定常态变温热源燃气轮机循环 1—2—3—4—5—6。1—2s 和 3—4s 分别为可逆压缩过程，5—6s 为可逆膨胀过程，相应的不可逆过程分别为 1—2、3—4 和 5—6。流动过程中，高压部分与低压部分的压力损失分别以压力恢复系数 D_1 与 D_2 来表示，即有

$$D_1 = p_3 / p_4, D_2 = p_1 / p_6 \quad (1)$$

式中 p_1 、 p_4 、 p_5 和 p_6 表示工质在状态 1、4、5 和 6 处的压力。

压气机和涡轮机的不可逆损失(图 1)用内效率 h_c (假设低压压气机和高压压气机的内效率相同)和 h_t 来表示，即有

$$h_c = (T_{2s} - T_1) / (T_2 - T_1) = (T_{4s} - T_3) / (T_4 - T_3) \quad (2)$$

$$h_t = (T_5 - T_6) / (T_5 - T_{6s}) \quad (3)$$

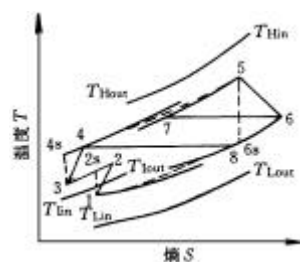


图 1 $T-s$ 图

又根据热力学第二定律可得到

$$T_{2s} T_{4s} T_{6s} = T_1 T_3 T_5 \quad (4)$$

式中， T_1 、 T_2 、 T_3 、 T_4 、 T_5 、 T_6 、 T_{2s} 、 T_{4s} 和 T_{6s} 分别为循环中各状态点的温度。设理想气体工质的热容率(质量流率与定压比热容之积)为 C_{wf} ，热源加热流体的热容率为 C_H ，进出口温度为 T_{Hin} 、 T_{Hout} ；冷源冷却流体的热容率为 C_L ，进出口温度分别为 T_{Lin} 、 T_{Lout} ；中间冷却流体的热容率为 C_I ，进出口温度分别为 T_{in} 、 T_{out} ；设高温侧换热器、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比)分别为 I_H 、 I_L 、 I_R 和 I_I 。由工质性质和换热器理论可得循环的吸、放热率、回热流率和中冷换热流率分别为

$$Q_H = C_{wf} (T_5 - T_7) = C_{Hmin} E_{H1} (T_{Hin} - T_7) \quad (5)$$

$$Q_L = C_{wf} (T_8 - T_1) = C_{Lmin} E_{L1} (T_8 - T_{Lin}) \quad (6)$$

$$Q_R = C_{wf} (T_7 - T_4) = C_{wf} (T_6 - T_8) = C_{wf} E_R (T_6 - T_4) \quad (7)$$

$$Q_I = C_{wf} (T_2 - T_3) = C_{Imin} E_{I1} (T_2 - T_{in}) \quad (8)$$

式中 E_{i1} ($i = H, L, I$) 分别为两侧流体均为变温时高、低温侧换热器和中冷器的有效度； E_R 为回热器的有效度，且有

$$E_{i1} = \frac{1 - \exp[-N_{i1}(1 - C_{i\min}/C_{i\max})]}{1 - (C_{i\min}/C_{i\max})\exp[-N_{i1}(1 - C_{i\min}/C_{i\max})]} \quad (9)$$

$$E_R = N_R / (N_R + 1) \quad (10)$$

* 全国优秀博士学位论文作者专项资金(200136)和海军工程大学科研基金(HGDJJ03016)资助项目。20040623 收到初稿，20041124 收到修改稿

式中 $C_{i_{\min}}$ 和 $C_{i_{\max}}$ 为 C_i ($i=H,L,I$) 和 C_{wf} 中较小和较大者, N_{i_l} ($i=H,L,I$) 是基于最小热容率定义的热单元数, N_R 为回热器传热单元数, 即

$$C_{i_{\min}} = \min\{C_i, C_{wf}\}, C_{i_{\max}} = \max\{C_i, C_{wf}\} \quad (11)$$

$$N_{i_l} = I_i / C_{i_{\min}}, N_R = I_R / C_{wf} \quad (12)$$

式中 I_i ($i=H,L,I,R$) 分别是高低温侧换热器、中冷器和回热器侧的热导率。

定义低压压气机的等熵温比为 x , 压气机总等熵温比为 y , 则

$$\begin{aligned} x &= T_{2s} / T_1 = (p_2 / p_1)^m = \pi_1^m \\ y &= T_{4s} / T_1 = (p_4 / p_1)^m = \pi^m \end{aligned} \quad (13)$$

式中, $m = (k-1)/k$, k 为绝热指数。

由总压恢复系数的定义式(1)可得涡轮机的等熵温比为

$$T_5 / T_{6s} = (p_5 / p_6)^m = yD^{-1}, D = (D_1 D_2)^{-m} \quad (14)$$

循环的输出功率为

$$p = Q_H - Q_L - Q_I = C_{wf}(T_1 - T_2 + T_3 + T_5 - T_7 - T_8) \quad (15)$$

由式(1)~(14)可解得 T_1 、 T_2 、 T_3 、 T_5 、 T_7 和 T_8 , 并由此可得循环的量纲一功率 $\bar{p} = p / (C_L T_{Lin})$ 为^[10]

$$\bar{p} = (x_1 a_1 E_{H1} t_1 - x_2 a_2 E_{L1} + x_3 a_3 E_{I1} t_2) C_{wf} / (G C_L) \quad (16)$$

式中 $t_1 = T_{Hin} / T_{Lin}$ 为循环热源进口温比

$t_2 = T_{lin} / T_{Lin}$ 为中冷源与低温热源进口温比

$$a_1 = C_{Hmin} / C_{wf}$$

$$a_2 = C_{Lmin} / C_{wf}$$

$$a_3 = C_{Imin} / C_{wf}$$

$$\begin{aligned} x_1 &= 1 - C[E_R + C(1 - E_R) a_2 E_{L1}] - A x^{-1} h_c^{-2} (1 - a_2 E_{L1}) \{ B(1 - a_3 E_{I1}) [C - (1 - 2C) E_R] - C x h_c (1 - E_R) a_3 E_{I1} \} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} x_2 &= (A h_c^{-1} a_3 E_{I1} - 1) [1 - C(1 - a_1 E_{H1}) E_R] + A B x^{-1} h_c^{-2} (1 - a_3 E_{I1}) [E_R + C(1 - a_1 E_{H1}) \times (1 - 2E_R) + (1 - E_R) a_1 E_{H1}] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} x_3 &= 1 - C(1 - a_1 E_{H1}) E_R - B x^{-1} h_c^{-1} \{ (1 - E_R) a_1 E_{H1} + [E_R + C(1 - a_1 E_{H1}) (1 - 2E_R)] [a_2 E_{L1} + A h_c^{-1} (1 - a_2 E_{L1})] \} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} G &= 1 - C(1 - a_1 E_{H1}) E_R - A B x^{-1} h_c^{-2} (1 - a_2 E_{L1}) (1 - a_3 E_{I1}) [E_R + C(1 - a_1 E_{H1}) (1 - 2E_R)] \end{aligned}$$

$$A = x + h_c - 1$$

$$B = y + x h_c - x$$

$$C = 1 - h_c + y^{-1} h_c$$

2 功率优化

由式(16)可知, 量纲一功率 \bar{p} 可由四个换热器

的热导率和中间压比的分配、工质与热源间热容率匹配 C_{wf} / C_L 以及总压比 p 来优化。功率的优化借助 Matlab 优化工具箱函数编程寻求这些参数的最优匹配得以实现。给定总压比的情况下, 同时优化中间压比分配和四个换热器的热导率分配, 可得到最大功率 \bar{p}_{\max} ; 再对总压比优化, 可以得到循环的双重最大功率 $\bar{p}_{\max 2}$, 进一步对工质与热源间热容率匹配优化, 可得到循环的三重最大功率 $\bar{p}_{\max 3}$ 。

当高低温侧换热器、回热器和中冷器的总热导率为定值, 即 $I_H + I_L + I_R + I_I = I_T$ 时, 定义热导率分配为 $I_h = I_H / I_T$, $I_l = I_L / I_T$, $I_i = I_I / I_T$, $I_r = 1 - I_h - I_l - I_i$, 则有

$$\begin{aligned} I_H &= I_h I_T & I_L &= I_l I_T & I_I &= I_i I_T \\ I_R &= (1 - I_h - I_l - I_i) I_T \end{aligned} \quad (17)$$

式中 I_H, I_L, I_R, I_I 为热导率(传热系数与传热面积之比)。

另外, 由实际情况还有下列约束

$$\begin{aligned} 0 < I_h + I_l < 1, 0 < I_h + I_i < 1, 0 < I_l + I_i < 1, \\ 0 < I_h + I_l + I_i < 1 \end{aligned} \quad (18)$$

热导率和中间压比的优化分配均由数值计算完成。计算时给定 $k=1.4$, $t_2=1$ 。

图 2 给出了 $t_1=5$, $I_T=5 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$, $C_{wf}=1 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$, $h_c=h_t=0.85$, $D_1=D_2=0.96$ 时最大功率 \bar{p}_{\max} 及其相应的效率 $h_{\bar{p}_{\max}}$ 、中间压比 $(\pi_1)_{\text{opt}}$ 和各换热器热导率分配 $(I_h)_{\text{opt}}$ 、 $(I_l)_{\text{opt}}$ 、 $(I_i)_{\text{opt}}$ 与总压比 π 的关系; 这里下标 opt 表示对应于最大功率时的最佳参数。从中可看出, \bar{p}_{\max} 和 $h_{\bar{p}_{\max}}$ 与总压比成类抛物线关系, 存在一个最佳压比 p_{opt} 使 \bar{p}_{\max} 取得双重最大功率 $\bar{p}_{\max 2}$, 即曲线顶点处。 $(\pi_1)_{\text{opt}}$ 和 $(I_i)_{\text{opt}}$ 与 π 呈递增关系, $(I_h)_{\text{opt}}$ 和 $(I_l)_{\text{opt}}$ 与 π 呈递减关系。计算还表明, 最大功率 \bar{p}_{\max} 随循环热源进口温比 t_1 、总热导率 I_T 、压气机和涡轮机效率 ($h_c=h_t$) 及压力恢复系数 ($D_1=D_2$) 的增加而增大。最佳中间压比 $(\pi_1)_{\text{opt}}$ 随 π 、 I_T 、压气机和涡轮机效率以及压力恢复系数的增加单调增加, 随 t_1 和 C_{wf} 的增加单调减小。当 I_T 增大到一定程度后, 其对 $(\pi_1)_{\text{opt}}$ 影响甚微。随 t_1 、压气机和涡轮机效率 ($h_c=h_t$) 及压力恢复系数 ($D_1=D_2$) 的增加, $(I_h)_{\text{opt}}$ 也增加。 $(I_l)_{\text{opt}}$ 随 t_1 、压气机和涡轮机内效率以及压力恢复系数的增加而减小。 $(I_i)_{\text{opt}}$ 随着 I_T 、压气机和涡轮机内效率以及压力恢复系数的增加而减小, 随着 C_{wf} 的增加而增大。

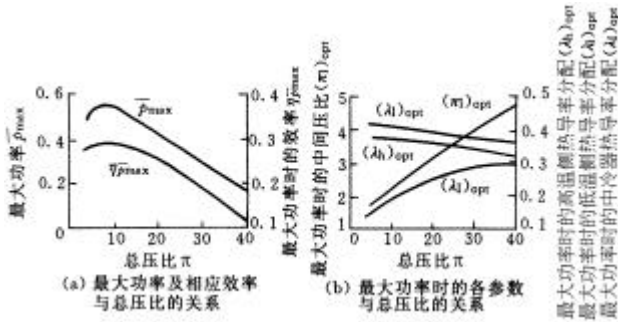


图 2 最大功率及相应效率、中间压比和各换热器热导率分配与总压比的关系

图 3 给出了 $I_T=5 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$, $C_{wf}=1 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$, $h_c=h_t=0.85$, $D_1=D_2=0.96$ 时双重最大功率 $\bar{p}_{\max 2}$ 及其相应的效率 $h_{\bar{p}_{\max 2}}$ 、总压比 p_{opt} 与循环温比 t_1 的关系。图 4 给出了 $t_1=5$, $C_{wf}=1 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$, $h_c=h_t=0.85$, $D_1=D_2=0.96$ 时双重最大功率 $\bar{p}_{\max 2}$ 及其相应的效率 $h_{\bar{p}_{\max 2}}$ 、总压比 π_{opt} 与总热导率 I_T 的关系。由图 4 可以发现, $\bar{p}_{\max 2}$ 、 $h_{\bar{p}_{\max 2}}$ 和 π_{opt} 均随着 t_1 和 I_T 的增加而增大。当 t_1 增加到一定值后, $h_{\bar{p}_{\max 2}}$ 增加的幅度减小; 当 I_T 增加到一定值后, $\bar{p}_{\max 2}$ 和 $h_{\bar{p}_{\max 2}}$ 的增加幅度减小。

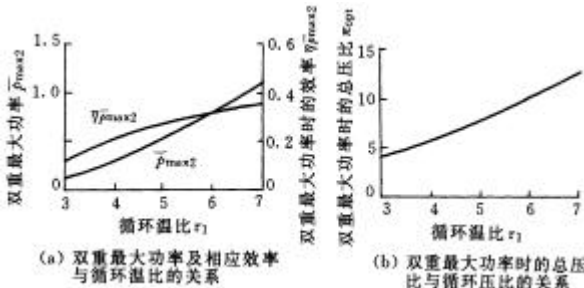


图 3 双重最大功率及相应效率和总压比与循环温比的关系

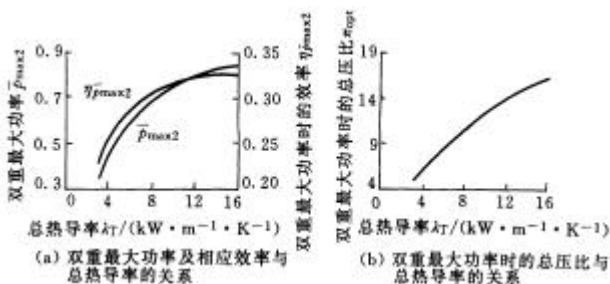


图 4 双重最大功率及相应效率和总压比与总热导率的关系

图 5 给出了 $t_1=5$, $I_T=5 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$, $h_c=h_t=0.85$, $D_1=D_2=0.96$ 时双重最大功率 $\bar{p}_{\max 2}$ 及其相应的效率 $h_{\bar{p}_{\max 2}}$ 、总压比 π_{opt} 与工质和热源间热容率匹配 (C_{wf}/C_L) 的关系。计算表明, 存在一个最佳的工质与热源间热容率匹配 ($C_{wf}/$

C_L)_{opt} 使得双重最大功率得到再次优化, 取得三重最大值 $\bar{p}_{\max 3}$ 。

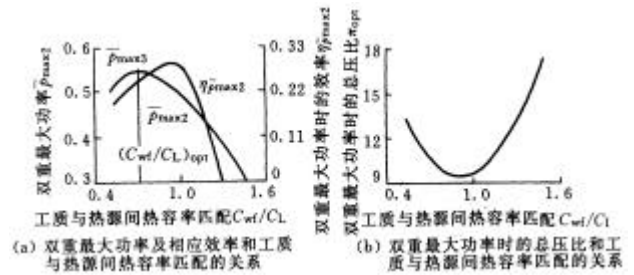


图 5 双重最大功率及相应效率和总压比与工质和热源间热容率匹配的关系

图 6 给出了 $t_1=5$, $I_T=5 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$, $C_{wf}=1 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$, $D_1=D_2=0.96$ 时双重最大功率 $\bar{p}_{\max 2}$ 及其相应的效率 $h_{\bar{p}_{\max 2}}$ 、总压比 p_{opt} 与压气机和涡轮机内效率 ($h_c=h_t$) 的关系。图 7 给出了 $t_1=5$, $I_T=5 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$, $C_{wf}=1 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$, $h_c=h_t=0.85$ 时双重最大功率 $\bar{p}_{\max 2}$ 及其相应的效率 $h_{\bar{p}_{\max 2}}$ 、总压比 p_{opt} 与压力恢复系数 ($D_1=D_2$) 的关系。随着压气机和涡轮机内效率和压力恢复系数的增加, $\bar{p}_{\max 2}$ 基本呈线性递增规律。

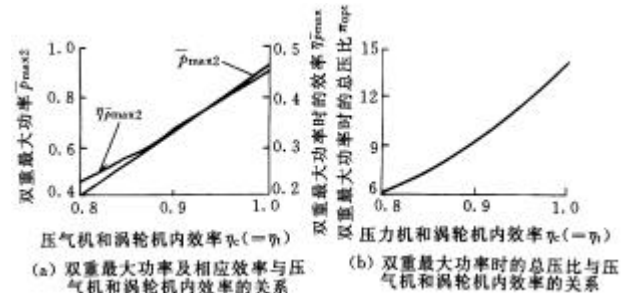


图 6 双重最大功率及相应效率和总压比与压气机和涡轮机内效率的关系

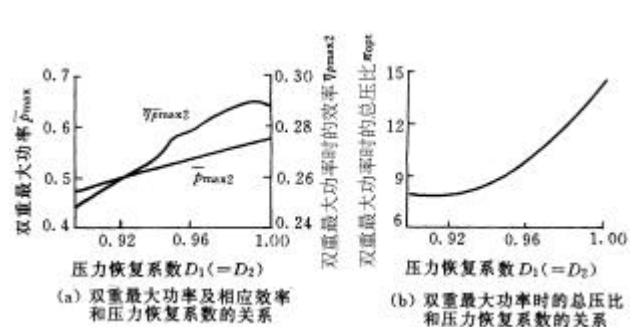


图 7 双重最大功率及相应效率和总压比与压力恢复系数的关系

3 结论

用有限时间热力学方法对变温热源条件下内可

逆闭式中冷回热布雷顿循环的功率进行了优化分析,发现对于定总压比条件下,存在一个最佳的高低侧换热器、回热器和中冷器的热导率和中间压比分配方案,使循环的输出功率达到最大,进一步优化总压比可得到循环双重最大功率,此双重最大功率对工质与热源间热容率匹配还存在优化的可能。热导率最优分配可以使给定循环功率条件下各换热器面积合理分配,使得总尺寸最小化;中间压比的优化有助于人们设计或选用合适的低、高压压气机。还对热源进口温比、总热导率、压气机和涡轮机内效率以及压力恢复系数等重要循环性能参数对双重最大功率及其相应的效率和最佳总压比的影响进行了分析,获得了一些规律性的新结果。

参 考 文 献

- 1 Bejan A. Entropy generation minimization : The new thermodynamics of finite-size devices and finite-time process. *J. Appl. Phys.*, 1996, 79(3) : 1 191~1 218
- 2 Chen L, Wu C, Sun F. Finite time thermodynamic optimization or entropy generation minimization of energy systems. *J. Non-Equilib. Thermodyn.*, 1999, 24(4) : 327~359
- 3 陈林根, 吴晏, 孙丰瑞. 燃气轮机循环有限时间热力学分析: 理论和应用. *燃气轮机技术*, 2001, 14(1) : 46~53
- 4 Cheng C Y, Chen C K. Ecological optimization of an endoreversible Brayton cycle. *Energy Convers. Mgmt.*, 1998, 39(1) : 33~44
- 5 Zheng J, Chen L, Sun F, et al. Power density analysis of an endoreversible closed Brayton cycle. *Int. J. Ambient Energy*, 2001, 22(2) : 95~104
- 6 陈林根, 郑军林, 孙丰瑞. 恒温热源实际布雷顿循环的功率密度优化. *机械工程学报*, 2002, 38(2) : 86~89
- 7 Roco J M M, Velasco S, Medina A, et al. Optimum performance of a regenerative Brayton thermal cycle. *J. Appl. Phys.* 1997, 82(6) : 2 735~2 741
- 8 Chen L, Zheng J, Sun F, et al. Power density analysis and optimization of a regenerated closed variable-temperature heat reservoir Brayton cycle. *J. Phys. D :Appl. Phys.*, 2001, 34(11) : 1 727~1 739
- 9 Cheng C Y, Chen C K. Maximum power of an endoreversible intercooled Brayton cycle. *Int. J. Energy Res.*, 2000, 24(6) : 485~494
- 10 王文华, 陈林根, 孙丰瑞. 实际闭式中冷回热布雷顿循环新析. *工程热物理学报*, 2003, 24(3) : 371~374

POWER OPTIMIZATION OF A REAL CLOSED INTERCOOLED REGENERATED GAS TURBINE CYCLE

Wang Wenhua Chen Lingen Sun Fengrui
(Naval University of Engineering, College
of Naval Architecture and Power
Engineering, Wuhan 430033)

Abstract : The power optimization for a real closed intercooled regenerated gas turbine (Brayton) cycle coupled to variable-temperature heat reservoirs is studied by using finite-time thermodynamics. In the analysis, the irreversibilities involve the heat resistance in four heat exchangers (the hot- and cold-side heat exchangers, the regenerator and the intercooler), the irreversible compression and expansion losses in the compressor and the turbine, and the pressure losses in the piping are taken into account. The optimal intercooling pressure ratio and the heat conductance distributions among the four heat exchangers at the maximum power are obtained by detailed numerical examples. Double maximum power is obtained by optimizing the total pressure ratio. Finally, the heat capacity ratio between working fluid and heat reservoir is also optimized for the thrice-maximum power.

Key words : Finite-time thermodynamic Gas turbine cycle

Intercooled Regenerated Power optimization

作者简介:王文华,男,1978年出生,讲师。主要研究方向为现代热力学和动力装置。

E-mail : lgchenna@sina.com 或 wangwenhua@sohu.com