

布雷顿与斯特林联合循环 ECOP 性能分析

何远令¹, 龚建政¹, 贺星¹, 陈立强²

(1. 海军工程大学, 武汉 430033; 2. 91204 部队 装备部, 广东台山 529267)



何远令(1983),男,在读硕士研究生,主要从事燃气动力装置研究。

收稿日期:2009-05-11

1 引言

有限时间热力学^[1-4]是分析、优化热机循环性能的重要理论,在用来分析、优化热机循环时,除了以功率^[5]、效率^[6]为目标以外,还有其他多种选择,比如功率^[7,8]、经济性^[9,10]等。

文献[11]在研究热机时,综合考虑了热机的输出功率 P 以及低温热源温度 T_1 和循环的熵产率 σ ,提出以焓作为生态学最优目标。这虽然考虑到了功率与能量的关系,但在本质上并没有把能

摘要:以反映热机循环输出焓和焓损失之比的生态学性能系数 $ECOP$ 为目标,用有限时间热力学的方法分析了具有热阻、热漏的布雷顿与斯特林联合循环的性能;导出了在牛顿传热律下布雷顿循环的 $ECOP$ 的解析式,并通过数值算例得到了它们之间的关系;分析并研究了各种参数对联合循环性能的影响。

关键词:有限时间热力学;布雷顿;斯特林;联合循环;生态学性能系数

ECOP Performance Analysis for Brayton and Stirling Combined Cycles

HE Yuan-ling¹, GONG Jian-zheng¹, HE Xing¹, CHEN Li-qiang²

(1. Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China; 2. Equipment Department of 91204 Navy Force, Taishan 529267, Guangdong, China)

Abstract: The performance of Brayton and Stirling combined cycles with heat resistance and heat leakage was analyzed based on ecological coefficient of performance (ECOP) coefficient (ratio of the exergy output to exergy loss) using the finite time thermodynamics. The analysis formulae of ECOP of Brayton cycles with heat resistance and heat leakage were derived the relations among them were obtained by numerical examples. The effects of various parameters on the combined cycle performance were analyzed and investigated.

Key words: finite time thermodynamics; Brayton; Stirling; combined cycle; ecological coefficient of performance

量(热量)与功区别对待。

文献[12, 13]基于焓分析的观点,建立了统一的焓分析生态学目标函数。Ust^[14]提出了1种新型的目标函数(即生态学性能系数 $ECOP$),以之分析循环的生态学性能。

燃气轮机简单布雷顿循环在实际运行中所产生的大量的具有一定温度的废气可再利用,而斯特林机具有热端温度要求不高、效率高等优点。基于此,本文以1个新型的“布雷顿—斯特林”联合循环为研究对象,分析考虑在有热

阻和热漏的情况下,用1种新的目标,即生态学性能系数 $ECOP^{[4]}$, 来分析并研究各种参数对联合循环性能的影响。

2 联合循环理论模型

由内可逆的布雷顿循环与斯特林循环组成的联合动力循环如图1所示。其中,1-2-3-4-1为布雷顿循环,1-2,3-4为等熵过程,2-3,4-1为等压过程;5-6-7-8-5为斯特林循环,5-6、7-8为等容过程,6-7,8-5为等温过程,其热腔和冷腔的工作温度分别为 T_{H2} 和 T_{L2} 。高、低温热源温度分别为 T_H 和 T_L ,高、低温热源间存在直接热漏 Q_i 。在4-1的等压放热过程中,高于斯特林热机热腔工作温度 T_{H2} 的部分热量可以被斯特林循环工质吸收,并以等效平均放热温度 T_{L1}' 表示; T_{L1}'' 表示低于 T_{H2} 的部分热量的等效平均放热温度。 T_{H1} 为2-3等压吸热过程中

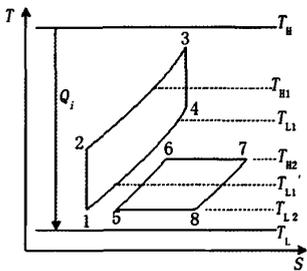


图1 布雷顿-斯特林联合循环 T-S

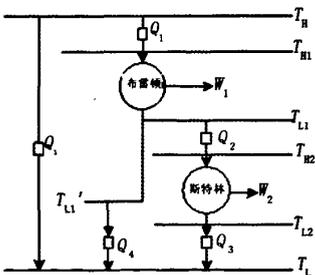


图2 联合循环

的等效平均放热温度。联合循环中的温度梯度为: $T_H > T_{H1} > T_{L1} > T_{H2} > T_{L1}'' > T_{L2} > T_L$ 。图1的联合循环中的 T-S 图可简化,如图2所示。

3 循环分析

假设工质与热源间换热器为逆流式,工质与热源间的传递遵循牛顿传热律,由热交换理论可得联合循环的热力学模型

$$Q_1 = C_{wf}(T_3 - T_2) = C_{wf} E_H (T_H - T_2) \quad (1)$$

$$Q_2 = C_{wf}(T_4 - T_{H2}) \quad (2)$$

$$Q_3 = \dot{m}_s R_s T_{L2} \ln \pi_s \quad (3)$$

$$Q_4 = C_{wf}(T_{H2} - T_1) \quad (4)$$

式中: C_{wf} 为布雷顿循环中工质的热容率(质量流率与比定压热之积); E_H 为布雷顿循环中高温侧换热器的热有效度, $E_H = 1 - \exp(-N_H)$; N_H 为传热单元数, $N_H = U_H / C_{wf}$; \dot{m}_s 为斯特林热机中工质的质量流率; π_s 为斯特林热机中工质的压缩比。

设压气机压比为 π_B , 则

$$T_2 / T_1 = \pi_B^{ma} \quad (5)$$

式中: $m_a = (\gamma_a - 1) / \gamma_a$ 。

由式(1)和式(5)可得

$$T_3 = E_H T_H + (1 - E_H) T_1 \pi_B^{ma} \quad (6)$$

布雷顿内可逆循环4个温度的关系为: $T_1 T_3 = T_2 T_4$, 结合式(5)和式(6)可得

$$T_4 = T_3 \pi_B^{-ma} = E_H T_H \pi_B^{-ma} + (1 - E_H) T_1 \quad (7)$$

由于布雷顿循环高温部分放热量等于斯特林循环的吸热量, 则

$$Q_2 = \dot{m}_s R_s T_{H2} \ln \pi_s \quad (8)$$

由式(2)、(7)和式(8)可得

$$T_{H2} = \frac{T_4}{1 + \dot{m}_s R_s \ln \pi_s / C_{wf}} = \frac{E_H T_H \pi_B^{-ma} + (1 - E_H) T_1}{1 + \dot{m}_s R_s \ln \pi_s / C_{wf}} \quad (9)$$

由功率 $P = Q_1 - Q_3 - Q_4$ 可得

$$P = C_{wf} E_H (T_H - T_1 \pi_B^{ma}) - \dot{m}_s R_s T_{L2} \ln \pi_s - C_{wf} \left[\frac{E_H T_H \pi_B^{-ma} + (1 - E_H) T_1}{1 + \dot{m}_s R_s \ln \pi_s / C_{wf}} - T_1 \right] \quad (10)$$

设高、低温侧热源间存在直接热漏,热漏流率 $Q_i = C_i (T_H - T_L)$, 为热漏系数。则由熵的定义可得联合循环中各过程的熵产

$$\sigma_i = \frac{Q_i}{T_L} - \frac{Q_i}{T_H} \quad (11)$$

$$\sigma_1 = Q_1 \left[\frac{1}{T_{H1}} - \frac{1}{T_H} \right] = \frac{C_{wf} E_H (T_H - T_2) (T_H - T_{H1})}{T_H T_{H1}} \quad (12)$$

$$\sigma_2 = Q_2 \left[\frac{1}{T_{H2}} - \frac{1}{T_{L1}} \right] = \frac{C_{wf} (T_4 - T_{H2}) (T_{L1} - T_{H2})}{T_{H2} T_{L1}} \quad (13)$$

$$\sigma_3 = Q_3 \left[\frac{1}{T_L} - \frac{1}{T_{L2}} \right] = \frac{\dot{m}_s R_s T_{L2} \ln \pi_s (T_{L2} - T_L)}{T_{L2} T_L} \quad (14)$$

$$\sigma_4 = Q_4 \left[\frac{1}{T_L} - \frac{1}{T_{L1}'} \right] = \frac{C_{wf} (T_{H2} - T_1) (T_{L1}' - T_L)}{T_L T_{L1}'} \quad (15)$$

由平均温度的定义可知2-3过程的熵产

$$\Delta \sigma_{2-3} = \int_2^3 \frac{dq}{T_{H1}} = \frac{Q_1}{T_{H1}} \quad (16)$$

又2-3是定压过程, 则

$$\Delta \sigma_{2-3} = C_{wf} \ln (T_3 / T_2) \quad (17)$$

联立式(1)、(16)、(17)可得

$$T_{H1} = \frac{C_w E_H (T_H - T_2)}{C_w \ln (T_3/T_2)} = \frac{E_H (T_H - T_2)}{\ln (T_3/T_2)} \quad (18)$$

同理可得

$$T_{L1} = \frac{(T_{H2} - T_4)}{\ln (T_{H2}/T_4)} \quad (19)$$

$$T_{L1}' = \frac{(T_1 - T_{H2})}{\ln (T_1/T_{H2})} \quad (20)$$

由此可得总熵产

$$\begin{aligned} \sigma = & \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 + \sigma_4 = \frac{Q_1}{T_L} - \frac{Q_2}{T_H} + \\ & \frac{C_w E_H (T_H - T_2) [T_H - E_H (T_H - T_2) \ln (T_3/T_2)]}{T_H E_H (T_H - T_2) \ln (T_3/T_2)} + \\ & C_w \left\{ T_4 - [E_H T_H \pi_B^{m_a} + (1 - E_H) T_1] / (1 + \dot{m}_s R_s \ln \pi_s / C_w) \right\} \\ & \left\{ \frac{[E_H T_H \pi_B^{m_a} + (1 - E_H) T_1] / (1 + \dot{m}_s R_s \ln \pi_s / C_w)}{(T_{H2} - T_4) \ln (T_{H2}/T_4) - T_{L1}} \right. \\ & \left. + \frac{(T_{H2} - T_4) \ln (T_{H2}/T_4) - T_{L1}}{(T_{H2} - T_4) \ln (T_{H2}/T_4)} \right\} \\ & \frac{\dot{m}_s R_s T_{L2} \ln \pi_s (T_{L2} - T_{L1})}{T_{L2}/T_{L1}} + \\ & \frac{C_w (T_{H2} - T_1) [(T_1 - T_{H2}) \ln (T_1/T_{H2}) - T_{L1}]}{T_{L1} (T_1 - T_{H2}) \ln (T_1/T_{H2})} \quad (21) \end{aligned}$$

生态学性能系数 $ECOP = (A/t) \cdot (T_0/\sigma)$ 。式中: A 为循环输出焓; T_0 为环境温度; σ 为循环熵产; t 为循环周期。对热机而言, 循环输出焓等于输出功, 即: $A/t = P$, 则

$$\begin{aligned} ECOP = & (A/t) / (T_0 \sigma) = P / T_0 \sigma = P / T_0 (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 + \sigma_4) = \\ & P / \{ T_0 \left[\frac{Q_1}{T_L} - \frac{Q_2}{T_H} + \frac{C_w E_H (T_H - T_2) [T_H - E_H (T_H - T_2) \ln (T_3/T_2)]}{T_H E_H (T_H - T_2) \ln (T_3/T_2)} \right] + \right. \\ & C_w \left\{ T_4 - [E_H T_H \pi_B^{m_a} + (1 - E_H) T_1] / (1 + \dot{m}_s R_s \ln \pi_s / C_w) \right\} \left. \frac{(T_{H2} - T_4) \ln (T_{H2}/T_4) - T_{L1}}{[E_H T_H \pi_B^{m_a} + (1 - E_H) T_1] / (1 + \dot{m}_s R_s \ln \pi_s / C_w)} \right\} \\ & \left. \frac{\dot{m}_s R_s T_{L2} \ln \pi_s (T_{L2} - T_{L1})}{T_{L2}/T_{L1}} + \frac{C_w (T_{H2} - T_1) [(T_1 - T_{H2}) \ln (T_1/T_{H2}) - T_{L1}]}{T_{L1} (T_1 - T_{H2}) \ln (T_1/T_{H2})} \right\} \quad (22) \end{aligned}$$

4 数值计算及分析

取 $T_H = 1500 \text{ K}$, $T_L = 300 \text{ K}$, $T_0 = 280$, $T_{L2} = 350 \text{ K}$, $T_1 = 320 \text{ K}$, $E_H = 0.9$, $C_w = 1 \text{ kW/K}$, $\gamma_\alpha = 1.4$, $R_s =$

$2.078 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$, $\dot{m}_s = 0.1 \text{ kg/s}$, $\pi_s = 2$, $C_i = 0.1$ 为基准值, 进行数值计算分析。

图 3~7 分别给出了在 C_i 、 T_H 、 \dot{m}_s 以及低温热源 T_L 和环境温度 T_0 取值不同时, 对生态学性能系数 $ECOP$ 与工质温比之间关系的影响。作为对照和比较, 同时也在图中显示了效率 η 与工质温比 $\pi_B^{m_a}$ 之间关系的曲线。计算表明: 随着工质温比 $\pi_B^{m_a}$ 的增大, $ECOP$ 有峰值, 在 $\pi_B^{m_a} = 2.3$ 时 (即压比约为 18.5 时), $ECOP$ 达到最优。从图中可知, $ECOP$ 随 T_H 、 \dot{m}_s 和 $\pi_B^{m_a}$ 的增大而增大, 而随 C_i 、 T_0 的增大而减小。

图 3 给出了热漏 C_i 对 $ECOP$ 与 $\pi_B^{m_a}$ 之间关系的影响。由图中可知, C_i 对 $ECOP$ 有明显的影响, 在理想状态下 ($C_i = 0$ 时), $ECOP$ 的值接近 2; 当存在热漏时 ($C_i > 0$), $ECOP$ 明显减小; C_i 从 0 增大到 0.2 时, $ECOP$ 的最大值从

1.9 减小到 1.02, 减小了 46.32%。由此可见系统热漏被削弱的程度对 $ECOP$ 至关重要。通过比较可以看到 $ECOP$ 的变化范围更大, 作为热机设计的目标时, 选用

$ECOP$ 指标更加直观。

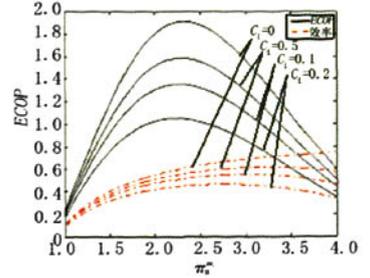


图 3 C_i 对 $ECOP$ 与 $\pi_B^{m_a}$ 之间关系的影响

图 4~6 分别给出了 T_H 、 T_L 、 T_0 取值不同时对温比 $ECOP$ 与 $\pi_B^{m_a}$ 之间关系的影响。由图中可知, 提高热腔温度或者降低冷腔温度都能使联合循环的 $ECOP$ 明显增大。从图 6 中可知, 环境温度对 $ECOP$ 也存在一定影响, 这是因为环境温度会改变系统的焓, 从而使循环中在环境温度下不可能转化为有用功的那部分能量发生变化, $ECOP$ 也随之改变, 二者之间成反比关系。

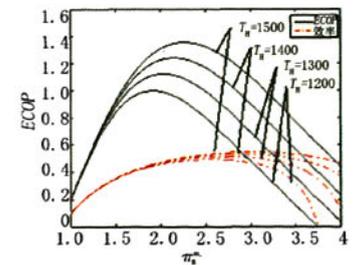


图 4 T_H 对 $ECOP$ 与 $\pi_B^{m_a}$ 之间关系的影响

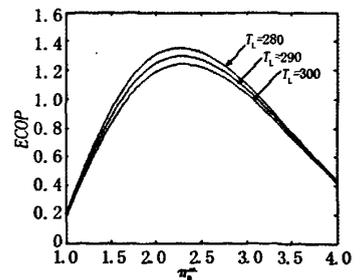


图 5 T_L 对 $ECOP$ 与 $\pi_B^{m_a}$ 之间关系的影响

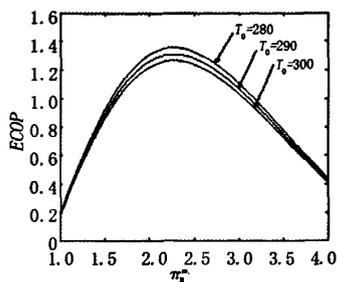


图6 T_0 对 $ECOP$ 与 π_B^{ma} 之间关系的影响

图7为斯特林循环中工质的质量流率 \dot{m} 。取值不同时对 $ECOP$ 与 π_B^{ma} 之间关系的影响。从图中可以明显看出,单纯的布雷顿循环($\dot{m}=0$ 时)的 $ECOP$ 以及效率都明显低于联合循环的,采用斯特林循环对布雷顿循环中的废热进一步利用,可以提高系统的能量利用率和循环效率。

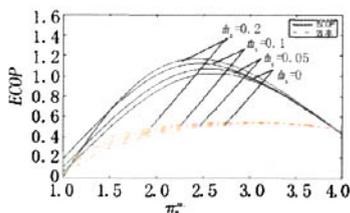


图7 \dot{m} 对 $ECOP$ 与 π_B^{ma} 之间关系的影响

5 结束语

本文应用有限时间热力学的方法,以反映热机循环输出焓和焓损失之比的生态学性能系数为目标,对具有热阻、热漏的布雷顿与斯特林联合循环进行了分析,导出了在牛顿传热律下布雷森循环的生态学性能系数 $ECOP$ 的解析式;通过数值计算分析,比较了各种约束条件对联合循环性能的 $ECOP$ 的影响。

作为热机设计的目标, $ECOP$ 是 1 个有用的备选方案。

参考文献

[1]Ch en L, Wu C, Sun F. Finite time thermodynamic optimization or 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]陈林根. 不可逆过程和循环的有限时间热力学分析 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2005: 280.
 [4]Bejan A. Entropy generation minimization: The new thermodynamics of finite-size device and finite-time processes [J]. J Appl Phys, 1996, 79(3): 1191-1218.
 [5]Curzon F L, Ahlborn B. Efficiency of a Carnot

engine at maximum power output [J]. Am J Phys, 1975, 43(1): 22-24.

[6]Gutomicz-Krusin D, Proccaccia J, Ross J. On the efficiency of rate processes: Power and efficiency of heat engines [J]. J Chem Phys, 1978, 69(9): 3898-3906.
 [7]Wu C. Specific power bound of real heat engines [J]. Energy Convers. Mgmt, 1991, 32 (3): 249-253.
 [8]Agnew B, Anderson A, Frost T H. Optimization of a steady-flow Carnot cycle with external irreversibilities for maximum specific output [J]. Appl. Thermal Engng, 1997, 17(1): 3-16.
 [9]陈林根,孙丰瑞,陈文振. 两源热机有限时间火用经济性性能界限和优化准则[J].科学通报,1991,36(3): 233-235.
 [10]De Vos A. Endoreversible Economics [J]. Energy Convers. Mgmt, 1997, 38 (4): 311-317.
 [11]Angulo-Brown F. An ecological optimization criterion for finite-time heat engines [J]. J Appl Phys, 1991, 69(11): 7465-7469.
 [12]陈林根,孙丰瑞,陈文振. 热力循环的生态学品质因素[J]. 热能动力工程, 1994, 9(6): 374-376.
 [13]Chen L, Zhou J, Sun F, et al. Ecological optimization for generalized irreversible Carnot engines [J]. Appl. Energy, 2004, 77(3): 327-338.
 [14]Ust Y, Sahin B, Sogut O S. Performance analysis and optimization of an irreversible dual-cycle based on an ecological coefficient of performance criterion [J]. Appl Energy, 2005, 82(1): 23-39.

(上接第 54 页)Applications of Pressure-Sensitive Paint, McDonnell Douglas Research Laboratories[C].30th Aerospace Sciences Meeting & Exhibit, January 6-9, 1992/Reno, NV.
 [13]Danehy P M , DeLoach R, Cutler A D. Application of Modern Design of Experiments to CARS Thermometry in a Supersonic Combustor [C].22nd AIAA Aerodynamic Measurement Technology and Ground Testing Conference 24-26 June 2002.

[14]Christoph Hassa, Chris Willert, Michael Fischer, et al.Nonintrusive Flowfield, Temperature And Species Measurements on a Generic Aeroengine Combustor at Elevated Pressures[C].ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air May 8-11, 2006, Barcelona, Spain.
 [15]Fischer M , Magens E, Weisgerber H, et al. Cars Temperature Measurements on an Air Breathing Ram Jet Model [Z]. American Institute of Aeronautics and Astronautics, Inc. 1997.

[16]Tedder S A, Byrne S O, Danehy P M , et al. CARS Temperature and Species Concentration Measurements in a Supersonic Combustor with Normal Injection [C]. 43rd AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit 10-13 January 2005, Reno, Nevada.
 [17]Campbell Bryan T, Crafton Jim , Witte Gerhard R, et al.Laser Spot Heating/ Temperature-Sensitive Paint Heat Transfer Measurements [J].American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1998.