

变温热源内可逆布雷顿循环功率密度优化^{*}

郑军林¹, 陈林根¹, 孙丰瑞¹, 贾 野²

(1. 海军工程大学 动力工程学院, 湖北 武汉 430033; 2. 海军装备部机电公司, 北京 100841)

摘 要: 计入工质与高、低温侧换热器的热阻损失, 用有限时间热力学方法, 导出了变温热源条件下内可逆布雷顿循环功率密度与压比间的解析式, 借助于数值计算, 研究了高、低温侧换热器的热导率分配和工质与热源间的热容率匹配对最大功率密度的影响。

关键词: 热流计算; 布雷顿循环; 功率密度; 参数最优化

中图分类号: V231.11 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2001) 02-0143-04

Power density optimization of an endoreversible brayton cycle coupled to variable-temperature heat reservoirs

ZHENG Jun-lin¹, CHEN Lin-gen¹, SUN Feng-rui¹, JIA Ye²

(1. School of Power Engineering, Naval Univ. of Engineering, Wuhan 430033, China;

2. Corp. of Machinery and Electric, Dept. of Naval Equipment, Beijing 100841, China)

Abstract: The analytical formulas about the relations between power density and pressure ratio of an endoreversible Brayton cycle coupled to variable-temperature heat reservoirs were derived using finite-time thermodynamics. In the analysis, the irreversibilities involved the heat resistance losses in the hot- and cold-side heat exchangers. The influences of the thermal conductance distribution of hot- and cold-side heat exchangers and the thermal capacity rate match between the working fluid and the heat reservoirs were studied by the detail numerical examples.

Key words: Heat flow calculation; Brayton cycle; Power density; Parameter optimization

1 引 言

以不同的目标分析、优化循环的性能, 正成为近年来有限时间热力学^[1,2]领域一项十分活跃的研究工作, 除了功率、效率外, 许多学者还建立了诸如比功率^[3]、利润率^[4]和炯经济性^[5]等其它目标。目前, 国外一些学者以功率密度(循环功率与最大比容之比)为目标, 用经典热力学方法研究了可逆^[6]、不可逆^[7]简单和回热式^[8]布雷顿循环的性能, 结果发现, 相对于最大功率设计而言, 最大功率密度设计可以使发动机有较小的尺寸和较高的效率, 这样可减少初始投资费用和降低燃料成本, 使得最大功率密度设计成为实际热机设计时的备选方案。本文将在文献[6]研究的基础上, 进一步考虑高、低温侧换热器的热阻损失, 用有限时间热力学方法对变温热源条件下内可逆闭式

布雷顿循环的功率密度进行优化分析。

2 功率密度解析式

考虑图 1 中所示的内可逆定常态变温热源布雷

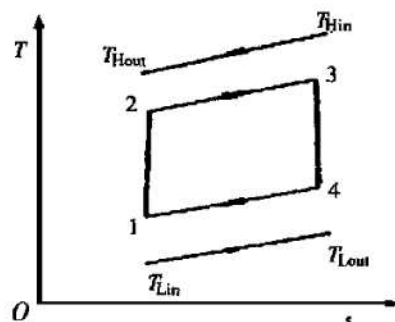


Fig. 1 T-s diagram of the cycle

顿热机循环, 设工质与热源间的换热器为逆流式,

^{*} 收稿日期: 2000-06-01; 修订日期: 2000-10-16。基金项目: 国家重点基础研究发展规划资助项目 (200002630)。

作者简介: 郑军林 (1970—), 男, 硕士, 工程师, 研究领域为热力学。

高温热源加热流体的热容率 (质量流率与定压比热容之间的乘积) 为 C_H , 进、出换热器的温度为 $T_{H, in}$, $T_{H, out}$; 冷源冷却流体的热容率为 C_L , 进、出换热器的温度为 $T_{L, in}$, $T_{L, out}$ 。循环由两个绝热过程 1-2, 3-4 和两个等压过程 2-3, 4-1 组成, 过程 2-3 为从高温热源吸热, 过程 4-1 为向低温热源放热。设压气机和涡轮机中实现理想的能量转换, 即 $\eta_c = \eta_t = 1$ 。

设工质为理想气体, 有恒热容率 C_{wf} , 高、低温侧换热器的热导率 (传热系数 α 与传热面积 F 之乘积) 分别为 U_H , U_L 。由工质的性质和换热器理论可得循环的吸、放热率分别为:

$$Q_H = C_{wf}(T_3 - T_2) = C_{H, min} E_{H1} (T_{H, in} - T_2) \quad (1)$$

$$Q_L = C_{wf}(T_4 - T_1) = C_{L, min} E_{L1} (T_4 - T_{L, in}) \quad (2)$$

式中 E_{H1} 和 E_{L1} 两侧流体均为变温时高、低温侧换热器的有效度。

$$E_{H1} = \frac{1 - \exp[-N_{H1}(1 - C_{H, min}/C_{H, max})]}{1 - (C_{H, min}/C_{H, max}) \exp[-N_{H1}(1 - C_{H, min}/C_{H, max})]} \quad (3)$$

$$E_{L1} = \frac{1 - \exp[-N_{L1}(1 - C_{L, min}/C_{L, max})]}{1 - (C_{L, min}/C_{L, max}) \exp[-N_{L1}(1 - C_{L, min}/C_{L, max})]} \quad (4)$$

式中 $C_{H, min}$ 和 $C_{H, max}$ 为 C_H 和 C_{wf} 中的较小和较大者, $C_{L, min}$ 和 $C_{L, max}$ 为 C_L 和 C_{wf} 中的较小和较大者, N_{H1} 和 N_{L1} 是基于最小热容率定义的传热单元数, 即有

$$N_{H1} = U_H / C_{H, min}, N_{L1} = U_L / C_{L, min} \quad (5)$$

$$C_{H, min} = \min\{C_H, C_{wf}\}, C_{H, max} = \max\{C_H, C_{wf}\} \quad (6)$$

$$C_{L, min} = \min\{C_L, C_{wf}\}, C_{L, max} = \max\{C_L, C_{wf}\} \quad (7)$$

根据内可逆条件, 可有循环四个温度间的关系为: $T_1 T_3 = T_2 T_4$ 。定义压气机的等熵温比为 x , 则有

$$x = T_2 / T_1 = T_3 / T_4 = (p_2 / p_1)^m = \pi^m \quad (8)$$

式中 $m = (k-1)/k$, k 为绝热指数, π 为循环压比。

循环的输出功率和效率分别为

$$W = Q_H - Q_L \quad \eta = 1 - Q_L / Q_H \quad (9)$$

由式 (1) ~ (9) 可得循环的无因次功率 $\bar{W} = W / (C_{wf} T_{L, in})$ 和效率 η 分别为

$$\bar{W} = \frac{C_{H, min} C_{L, min} E_{H1} E_{L1} [(1 - x^{-1}) \tau - x + 1]}{C_{wf} (C_{H, min} E_{H1} + C_{L, min} E_{L1}) - C_{H, min} C_{L, min} E_{H1} E_{L1}} \quad (10)$$

$$\eta = 1 - x^{-1} \quad (11)$$

$$\text{又 } v_4 / v_1 = T_4 / T_1 = (T_4 / T_2)(T_2 / T_1) = x(T_4 / T_2) \quad (12)$$

则有

$$\frac{v_4}{v_1} = \frac{C_{H, min} E_{H1} C_{wf} T_{H, in} + x C_{L, min} E_{L1} (C_{wf} - C_{H, min} E_{H1}) T_{L, in}}{x C_{wf} C_{L, min} E_{L1} T_{L, in} + C_{H, min} E_{H1} (C_{wf} - C_{L, min} E_{L1}) T_{H, in}} \quad (13)$$

定义功率密度为 $P = W / v_4$, 并定义无因次功率密度为 $\bar{P} = P / (C_{wf} T_{L, in} / v_1)$ 则有

$$\bar{P} = \frac{C_{H, min} C_{L, min} E_{H1} E_{L1} [x C_{wf} C_{L, min} E_{L1} + C_{H, min} E_{H1} (C_{wf} - C_{L, min} E_{L1}) \eta]}{[C_{wf} (C_{H, min} E_{H1} + C_{L, min} E_{L1}) - C_{H, min} C_{L, min} E_{H1} E_{L1}] \frac{[(1 - x^{-1}) \tau - x + 1]}{[C_{H, min} E_{H1} C_{wf} \tau + x C_{L, min} E_{L1} (C_{wf} - C_{H, min} E_{H1})]}} \quad (14)$$

式中, $\tau = T_{H, in} / T_{L, in}$, 为循环热源进口温比。

3 热导率最优分配

当高、低温侧换热器的热导率总量一定, 即 $U_H + U_L = U_T$ 时, 定义热导率分配为 $u = U_H / U_T$, 则有

$$U_H = u U_T, U_L = (1 - u) U_T \quad (15)$$

对功率密度的热导率优化由数值计算完成。计算中设 $C_H = C_L = 1.2 \text{ kW/K}$, $k = 1.4$ 。其中, 图 2 给出了 $U_T = 5.0$, $\tau = 4.0$, $C_{wf} = 1 \text{ kW/K}$ 时功率密度 ($\bar{P}$) 与循环压比 (π) 及热导率分配 (u) 之间的三维关系, 图 3~6 分别给出了 $U_T = 5.0$ 时, 工质热容率 (C_{wf}) 对最大功率密度 ($\bar{P}_{max}$)、最佳热导率分配 (u_{opt})、最佳压比 (π_{opt}) 及对应于最大功率密度的效率 (η_P) 与循环热源温比 (τ) 关系的影响, 图 7 给出了 $\tau = 4.0$ 时, 工质热容率 (C_{wf}) 对最大功率密度 ($\bar{P}_{max}$) 与总热导率 (U_T) 关系的影响。计算结果表明, 对应于最大功率密度, 同时存在最佳热导率分配和最佳压比, 对应于不同的压比, 有不同的热导率最优分配及相应的最佳功率密度, 还同时存在一对最佳压比和最佳热导率分配, 使最佳功率密度达到最大值。最大功率密度和相应的最佳压比随循环热源温比及总热导率的增加而增加。最佳热导率分配随循环热源温比的变化是单调递增关系, 随总热导率的变化呈抛物线关系。最佳压比和最佳热导率分配均随着工质热容率的增加而减小。还可以看出, 当总热导率增加到一定值时, 其对最大功率密度的影响甚微。

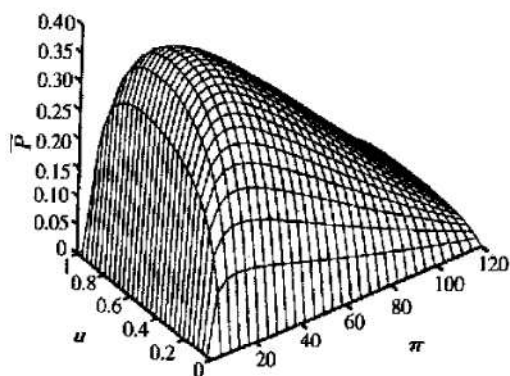


Fig. 2 Power density vs heat conductance distribution and cycle pressure ratio

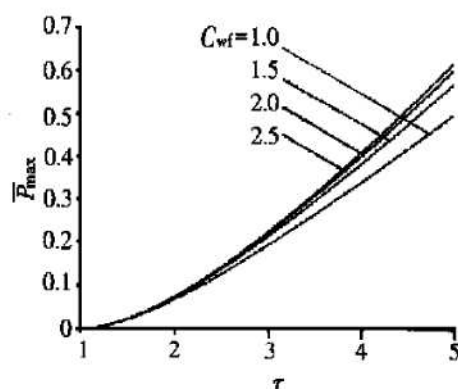


Fig. 3 Maximum power density vs cycle heat reservoir temperature ratio

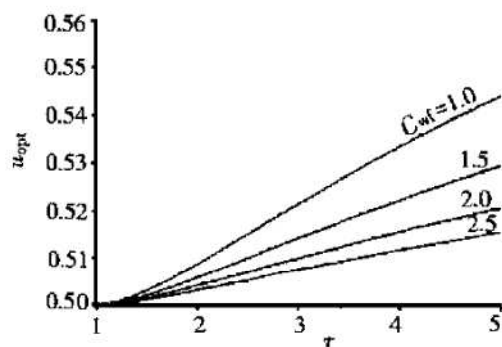


Fig. 4 Optimum heat conductance distribution vs heat reservoir temperature ratio

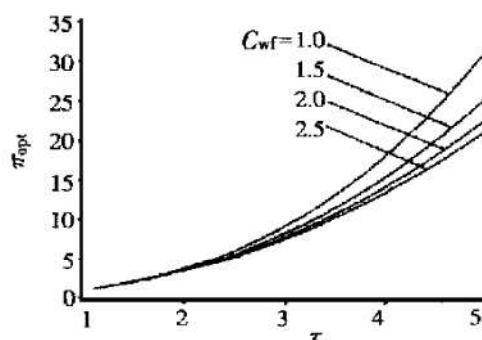


Fig. 5 Optimum pressure ratio vs heat reservoir temperature ratio

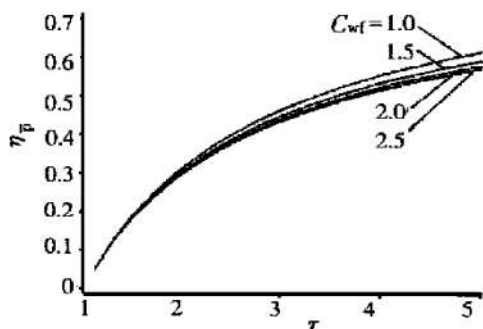


Fig. 6 Efficiency at maximum power density point vs heat reservoir temperature ratio

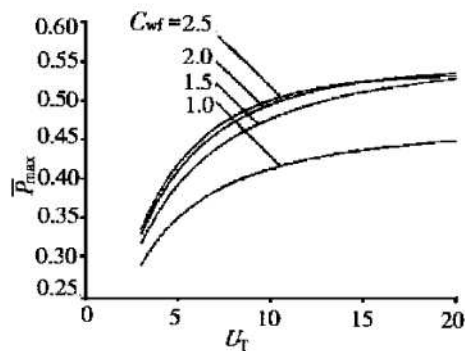


Fig. 7 Maximum power density vs heat exchanger inventory

4 工质和热源间热容率最佳匹配

热源和工质间的热容率最佳匹配的数值分析结果示于图 8 中。计算中给定 $u = 0.5$, $C_H = 0.6$, $k = 1.4$, $U_T = 5$, $\pi = 20$, $\tau = 3.0$, 从图中可以看出, 工质和热源间存在一个最佳的热容率匹配值 $(C_{wf}/C_H)_{opt}$, 使得功率密度达到最大, 且随低、高温侧热源的热容率之比的上升而上升。

5 小 结

本文用有限时间热力学方法对变温热源条件下内可逆布雷顿循环的功率密度性能进行了优化分析, 结果发现存在一个最佳热导率分配和工质与热源间的最佳匹配, 以及一个最佳压比使得功率密度达到最大。功率密度设计可以使发动机尺寸减小, 效率增加, 而热导率最优分配将使得一定功率密度下的换热

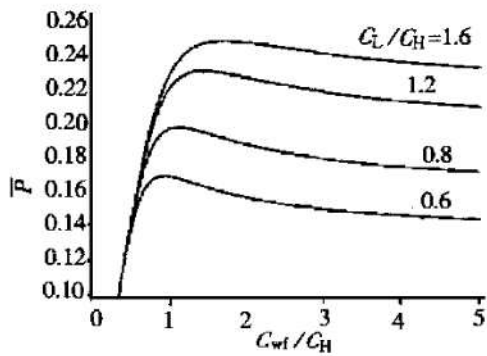


Fig. 8 Power density vs C_1/C_H and C_{wt}/C_H

器尺寸最小化, 因此本文的工作对整个动力装置性能的提高有重要意义。另外, 由于最大功率密度时的效率、循环压比、热源温比、工质热容率和总热导率等参数是设计和评估热机性能时必须考虑的重要因素, 因此优化结果还可为压气机压比和工质的选择, 以及对热导率总量的控制提供理论指导。

参考文献:

- [1] 陈林根, 孙丰瑞, Wu Chih. 有限时间热力学理论和应用的发展现状[J]. 物理学进展, 1998, 18(4): 395~422.

- [2] Chen L, Wu C, Sun F. Finite time thermodynamic optimization or entropy generation minimization of energy systems[J]. J. Non-Equilibrium Thermodynamics, 1999, 24(4): 327~359.
- [3] 陈文振, 孙丰瑞, 陈林根. 热源间定常态能量转换热机面积特性[J]. 工程热物理论, 1990, 11(4): 365~368.
- [4] 陈林根, 孙丰瑞, 陈文振. 卡诺热机的最佳利润率与效率间的关系[J]. 热能动力工程, 1991, 6(4): 237~240.
- [5] 孙亦定, 王存诚. 喷气推进系统的用能分析[J]. 推进技术, 1997, 18(4).
- [6] Sahin B, Kodal A and Yavuz H. Efficiency of a Joule-Brayton engine at maximum power density[J]. J. Phys. D: Appl. Phys., 1995, 28(7): 1309~1313.
- [7] Sahin B, Kodal A, Yilmaz T, et al. Maximum power density analysis of an irreversible Joule-Brayton engine[J]. J. Phys. D: Appl. Phys., 1996, 29(6): 1162~1167.
- [8] Medina A, Roco J M M and Hernandez C. Regenerative gas turbines at maximum power density conditions[J]. J. Phys. D: Appl. Phys. 1996, 29(11): 2802~2805.

(编辑: 盛汉泉)

(上接第 138 页)

排气温度的变化有特殊的规律, 在额定和最大状态, 涡轮后排气温度明显增加, 而到了加力状态基本不变。同样, 发动机台架点具有相同的特点, 这都是由发动机本身的调节规律所决定的。此外, 进口气流畸变不仅使发动机的台架性能发生变化, 还会使压气机出口温度场不均匀, 这种不均匀度在燃烧室内将被放大。这会使局部温度过高, 而可能烧坏涡轮导向器叶片。为此, 在使用时必须降低涡轮前的平均温度, 使性能更加下降, 影响飞行。

4 结束语

实验研究获得了飞机进气道对发动机台架性能影响量的大小, 对于正确使用该型双转子涡喷发动机具有重要的现实意义。在地面台架, 装有飞机进气道后已经使推力下降了 19% 左右, 排气温度上升了 5% 左右。当飞机进入高空或作机动飞行时, 畸变度的增加和空气流量的进一步的减少, 将会使排气温度进一步提高, 甚至会危及安全。如果不充分考虑飞机进气道对发动机台架性能的影响, 地面台架点调整不恰

当, 会使发动机超温或者高压转子转速提前限速, 影响使用和飞行。

参考文献:

- [1] Willians D D. Some aspects of inlet/engine compatibility[R]. ICAS paper 72-19.
- [2] 刘大响. 进口流场畸变对发动机性能的影响及其研究方法[J]. 国外航空技术, 1981(1).
- [3] 杨国才. S 形进气道和发动机相容性[J]. 推进技术, 1995, 16(6).
- [4] 陈辅群. 进气道/发动机流场匹配研究[R]. 西安: 西北工业大学, 1982.
- [5] 刘大响. 航空涡轮喷气和涡轮风扇发动机进口总压畸变评定指南技术说明[R]. 北京: 航空工业总公司第三 0 一研究所, 1995.
- [6] 肖为国. 燃气涡轮发动机进口流场畸变评定方法[R]. 北京: 航空航天工业部第三 0 一研究所, 1989.
- [7] 姜正行. 飞机内流空气动力学[M]. 北京: 航空工业出版社, 1989.

(编辑: 盛汉泉)