

变温热源回热式布雷顿循环的功率密度特性^{*}

郑军林¹, 陈林根¹, 孙丰瑞¹, 王厚铿²

(1. 海军工程大学 动力工程学院, 湖北 武汉 430033; 2. 海军装备部西安代表局, 陕西 西安 710001)

摘 要: 用有限时间热力学方法分析变温热源条件下不可逆回热式布雷顿循环的功率密度特性, 计入工质与高、低温侧换热器的热阻损失, 压气机、涡轮机的不可逆压缩和膨胀损失和管路系统中的压力损失, 导出了功率密度与压比间的解析式, 并通过数值计算将对应于最大功率密度时的一些参数与对应于最大功率时的同样参数进行了比较。

关键词: 热流计算; 布雷顿循环; 功率密度; 不可逆过程

中图分类号: V231.11

文献标识码: A

文章编号: 1001-4055 (2001) 03-0195-04

Power density performance of a regenerated Brayton cycle coupled to variable-temperature heat reservoirs

ZHENG Jun-lin¹, CHEN Lin-gen¹, SUN Feng-rui¹, WANG Hou-keng²

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

2. Xi'an Naval Representative Agency, Xi'an 710001, China)

Abstract: Performance analysis on power density of a real regenerated Brayton cycle coupled to variable-temperature heat reservoirs was performed using finite-time thermodynamics. The analytical formulas about the relations between power density and pressure ratio were derived. In the analysis, the irreversibilities involved the heat resistance losses in the hot and cold-side heat exchangers and regenerator, the irreversible compression and expansion losses in the compressor and turbine, and the pressure losses in the piping. Some parameters of cycle corresponding to the maximum power density were compared with the same parameters corresponding to the maximum power by numerical examples.

Key words: Heat flow calculation; Brayton cycle; Power density; Irreversible process

1 引 言

近年来用有限时间热力学^[1,2]分析、优化布雷顿循环的性能是一项十分活跃的研究工作。作者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了优化分析^[3], 本文将在文献[4]研究的基础上, 进一步考虑高、低温侧换热器的热阻损失和管路系统中的压力损失, 对变温热源条件下实际回热式布雷顿循环的功率密度特性作进一步分析。

2 功率密度解析式

考虑图 1 中所示工作于变温热源间的闭式不可逆燃气轮机回热循环 1-2-3-4-1, 1-2 为压气机的不

可逆压缩过程, 2-5 为回热器中的回热过程, 5-3 为从高温热源吸热过程, 3-4 为涡轮机中不可逆膨胀过程, 4-6 为回热器中放热过程, 6-1 为向低温热源放热过程。1-2_s 和 3-4_s 为与 1-2 和 3-4 相应的等熵压缩和膨胀过程。流动过程中高压部分、低压部分的压力损失分别以压力恢复系数 D_1, D_2 来表示, 即有

$$D_1 = p_3/p_2 \quad D_2 = p_1/p_4 \quad (1)$$

压气机和涡轮机中的内损失用其内效率 η_c 和 η_t 来表示, 即有

$$\left. \begin{aligned} \eta_c &= (T_{2s} - T_1)/(T_2 - T_1) \\ \eta_t &= (T_3 - T_4)/(T_3 - T_{4s}) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

* 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 (2000026301)

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

设工质为理想气体, 其热容率(质量流率与定压比热之乘积)为 C_{wf} , 设高温热源加热流体的热容率为 C_H , 热流体(如高温气冷堆中的一次空气)进、出口温度分别为 T_{Hin} , T_{Hout} ; 设低温热源热容率为 C_L , 冷却流体进、出口温度分别为 T_{Lin} , T_{Lout} ; 设高、低温侧换热器和回热器为逆流式, 其热导率(传热系数与传热面积之比)分别为 U_H , U_L 和 U_R 。由工质的性质和换热器理论可得循环的吸、放热率和回热流率分别为

$$Q_H = C_{wf}(T_3 - T_5) = C_{Hmin} E_H (T_{Hin} - T_5) \quad (3)$$

$$Q_L = C_{wf}(T_6 - T_1) = C_{Lmin} E_L (T_6 - T_{Lin}) \quad (4)$$

$$Q_R = C_{wf}(T_4 - T_6) = C_{wf}(T_5 - T_2) = C_{wf} E_R (T_4 - T_1) \quad (5)$$

式中 E_H 和 E_L 为两侧流体均为变温时高、低温侧换热器的有效度, E_R 为回热器有效度。

$$E_H = \frac{1 - \exp[-N_{H1}(1 - C_{Hmin}/C_{Hmax})]}{1 - (C_{Hmin}/C_{Hmax}) \exp[-N_{H1}(1 - C_{Hmin}/C_{Hmax})]} \quad (6)$$

$$E_L = \frac{1 - \exp[-N_{L1}(1 - C_{Lmin}/C_{Lmax})]}{1 - (C_{Lmin}/C_{Lmax}) \exp[-N_{L1}(1 - C_{Lmin}/C_{Lmax})]} \quad (7)$$

$$\{ \eta_c [C_{wf} - (1 - \eta_+ \eta_x^{-1} (D_1 D_2)^{-m}) (C_{wf} E_R + C_{Lmin} E_L - C_{Lmin} E_L E_R)] - (x - 1 + \eta_c) (C_{wf} - C_{Lmin} E_L) [E_R + (1 - 2E_R) \cdot (1 - \eta_+ \eta_x^{-1} (D_1 D_2)^{-m})] \} C_{Hmin} E_H \tau - \{ (x - 1 + \eta_c) [C_{Hmin} E_H (1 - E_R) + E_R C_{wf} + (1 - \eta_+ \eta_x^{-1} (D_1 D_2)^{-m})] \cdot$$

$$\frac{1}{W} = \frac{(1 - 2E_R) (C_{wf} - C_{Hmin} E_H) - \eta_c [C_{wf} - (1 - \eta_+ \eta_x^{-1} (D_1 D_2)^{-m})] E_R (C_{wf} - C_{Hmin} E_H) \} C_{Lmin} E_L}{\eta_c [C_{wf}^2 - C_{wf} E_R (C_{wf} - C_{Hmin} E_H) (1 - \eta_+ \eta_x^{-1} (D_1 D_2)^{-m})] - (x - 1 + \eta_c) (C_{wf} - C_{Lmin} E_L) [E_R C_{wf} + (C_{wf} - C_{Hmin} E_H) (1 - 2E_R) (1 - \eta_+ \eta_x^{-1} (D_1 D_2)^{-m})]} \quad (15)$$

$$C_{Lmin} E_L \{ (1 - \eta_+ \eta_x^{-1} (D_1 D_2)^{-m}) (1 - E_R) (C_{Hmin} E_H \eta_c \tau - \eta_c) [C_{wf} - E_R (C_{wf} - C_{Hmin} E_H) (1 - \eta_+ \eta_x^{-1} (D_1 D_2)^{-m})] - (x - 1 + \eta_c) [E_R C_{wf} + (1 - \eta_+ \eta_x^{-1} (D_1 D_2)^{-m})] - (x - 1 + \eta_c) [E_R C_{wf} + (1 - \eta_+ \eta_x^{-1} (D_1 D_2)^{-m}) (1 - 2E_R) (C_{wf} - C_{Hmin} E_H)] \} \\ \eta_c = 1 - \frac{C_{Hmin} E_H \{ \{ \eta_c C_{wf} [1 - E_R (1 - \eta_+ \eta_x^{-1} (D_1 D_2)^{-m})] - (x - 1 + \eta_c) (C_{wf} - C_{Lmin} E_L) [E_R + (1 - 2E_R) (1 - \eta_+ \eta_x^{-1} (D_1 D_2)^{-m})] \} \tau - (x - 1 + \eta_c) (1 - 2E_R) C_{Lmin} E_L \}}{C_{Hmin} E_H \{ \{ \eta_c C_{wf} [1 - E_R (1 - \eta_+ \eta_x^{-1} (D_1 D_2)^{-m})] - (x - 1 + \eta_c) (C_{wf} - C_{Lmin} E_L) [E_R + (1 - 2E_R) (1 - \eta_+ \eta_x^{-1} (D_1 D_2)^{-m})] \} \tau - (x - 1 + \eta_c) (1 - 2E_R) C_{Lmin} E_L \}} \quad (16)$$

$$\text{又 } v_4/v_1 = T_4/T_1 = (T_4/T_2)(T_2/T_1) = x(T_4/T_2) \quad (17)$$

可有

$$\frac{v_4}{v_1} = \frac{(1 - \eta_+ \eta_x^{-1}) [C_{Hmin} E_H C_{wf} \eta_c T_{Hin} + C_{Lmin} E_L (C_{wf} - C_{Hmin} E_H) (x - 1 + \eta_c) T_{Lin}]}{\eta_c [C_{wf} C_{Lmin} E_L T_{Hin} + C_{Hmin} E_H (C_{wf} - C_{Lmin} E_L) (1 - \eta_+ \eta_x^{-1}) T_{Lin}]} \quad (18)$$

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

$$\{ \{ \eta_c [C_{wf} - (1 - \eta_+ \eta_x^{-1} (D_1 D_2)^{-m}) (C_{wf} E_R + C_{Lmin} E_L - C_{Lmin} E_L E_R)] - (x - 1 + \eta_c) (C_{wf} - C_{Lmin} E_L) [E_R + (1 - 2E_R) (1 - \eta_+ \eta_x^{-1} (D_1 D_2)^{-m})] \} C_{Hmin} E_H \tau - \{ (x - 1 + \eta_c) [C_{Hmin} E_H (1 - E_R) + E_R C_{wf} + (1 - \eta_+ \eta_x^{-1} (D_1 D_2)^{-m}) (1 - 2E_R) (C_{wf} - C_{Hmin} E_H)] - \eta_c [C_{wf} - (1 - \eta_+ \eta_x^{-1} (D_1 D_2)^{-m})] [E_R (C_{wf} - C_{Hmin} E_H)] \} C_{Lmin} E_L \} \{ \eta_c \{ (1 - E_R) (C_{wf} - C_{Lmin} E_L) (1 - \eta_+ \eta_x^{-1} (D_1 D_2)^{-m}) C_{Hmin} \cdot E_H T_{Hin} + [C_{wf} - (1 - \eta_+ \eta_x^{-1} (D_1 D_2)^{-m}) E_R (C_{wf} - C_{Hmin} E_H)] E_L C_{Lmin} T_{Lin} \} \} \\ \bar{P} = \frac{E_H T_{Hin} + [C_{wf} - (1 - \eta_+ \eta_x^{-1} (D_1 D_2)^{-m}) E_R (C_{wf} - C_{Hmin} E_H)] E_L C_{Lmin} T_{Lin}}{\{ \eta_c [C_{wf}^2 - C_{wf} E_R (C_{wf} - C_{Hmin} E_H) (1 - \eta_+ \eta_x^{-1} (D_1 D_2)^{-m})] - (x - 1 + \eta_c) (C_{wf} - C_{Lmin} E_L) [E_R C_{wf} + (C_{wf} - C_{Hmin} E_H) (1 - 2E_R) (1 - \eta_+ \eta_x^{-1} (D_1 D_2)^{-m})] \} (1 - \eta_+ \eta_x^{-1} (D_1 D_2)^{-m}) [\eta_c C_{wf} - (x - 1 + \eta_c) E_R (C_{wf} - C_{Lmin} E_L) C_{Hmin} E_H \tau + (1 - E_R) (C_{wf} - C_{Hmin} E_H) (x - 1 + \eta_c) E_L C_{Lmin}]} \quad (19)$$

$$E_R = N_R / (N_R + 1) \quad (8)$$

式中 C_{Hmin} 和 C_{Hmax} 为 C_H 和 C_{wf} 中的较小和较大者, C_{Lmin} 和 C_{Lmax} 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, N_R 是回热器传热单元数, 即有

$$N_{H1} = U_H / C_{Hmin}, N_{L1} = U_L / C_{Lmin}, N_R = U_R / C_{wf} \quad (9)$$

$$C_{Hmin} = \min\{C_H, C_{wf}\}, C_{Hmax} = \max\{C_H, C_{wf}\} \quad (10)$$

$$C_{Lmin} = \min\{C_L, C_{wf}\}, C_{Lmax} = \max\{C_L, C_{wf}\} \quad (11)$$

定义压气机的等熵温比为 x , 且

$$x = T_{2s}/T_1 = (p_2/p_1)^m = \pi^m \quad (12)$$

式中, $m = (k - 1)/k$, k 为绝热指数, π 为循环压比。由压力恢复系数的定义式(1)可有涡轮机的等熵温比为

$$T_3/T_{4s} = (p_3/p_4)^m = x(D_1 D_2)^m \quad (13)$$

循环的输出功率、功率密度和效率分别为

$$W = Q_H - Q_L \quad \eta = 1 - Q_L/Q_H \quad (14)$$

由式(1)~(14)可得循环的无因次功率 $\bar{W} = W/(C_{wf} T_{Lin})$ 和效率 η 分别为

式中 $\tau = T_{Hin}/T_{Lin}$, 为循环热源进口温比。

3 性能比较

为了便于观察最大功率密度设计的优点与不足, 将对应于最大功率密度的一些参数与对应于最大功率的同样参数作了详细的数值比较。计算结果示于图2~6中。计算中设 $k=1.4$, $C_{wf}=1.0$ kW/K, $C_H=C_L=1.5$ kW/K。其中, 图2给出了 $E_H=E_L=0.9$, $\tau=4.0$, $\eta_c=0.8$, $\eta_k=0.9$, $D_1=D_2=0.9$ 时, 标准化无因次功率 $\bar{W}/\bar{W}_{max}$ 和标准化无因次功率密度 $\bar{P}/\bar{P}_{max}$ 随热效率 η 的变化关系, 实线所示部分为 $E_R=0.9$ 的情形, 虚线所示部分为 $E_R=0$ 的情形。图3~5分别给出了 $\tau=4.0$, $\eta_c=0.8$, $\eta_k=0.9$, $D_1=D_2=0.9$, $E_R=0.9$ 时, 最大功率密度时的效率 η_p 、最大功率时的效率 η_w 与高、低温侧换热器有效度的关系; 最大功率密度和最大功率下循环中的最大比容 $(v_4/v_1)_p$,

$(v_4/v_1)_w$ 与高、低温侧换热器有效度的关系; 最大功率密度和最大功率下循环总压力比 $(p_2/p_1)_p/(p_2/p_1)_w$ 与高、低温侧换热器有效度的关系。图6给出了 $\eta_c=0.8$, $\eta_k=0.9$, $\tau=4.0$, $E_H=E_L=0.9$, $D_1=D_2=0.9$ 时最大功率密度时的效率 η_p 、最大功率时的效率 η_w 与回热器有效度的关系。

计算结果表明, 功率密度与热效率的关系呈抛物线型, 与实际热机的特征相一致, 此时存在一个回热器有效度临界值, 当回热器有效度高于临界值时, 最大功率密度时的热效率低于最大功率时的热效率, 反之, 则前者高于后者。工作在最大功率密度工况下的热机将比工作在最大功率工况下的热机尺寸要小, 因为前者的最大比容总是比后者小, 且前者的总比容在温比和换热器有效度的实际可取值范围内总是比后者小。还可以看出, 最大功率密度时的最佳压比总是大于最大功率时的最佳压比, 即发动机尺寸的减小伴随着压比的增加。

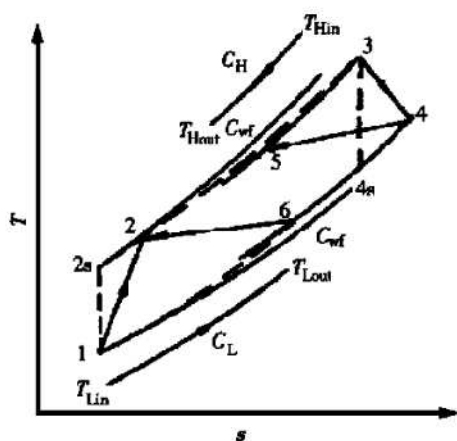


Fig. 1 T-s diagram of the cycle

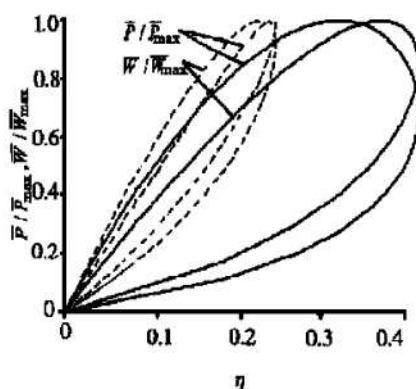


Fig. 2 Power and power density vs. cycle efficiency

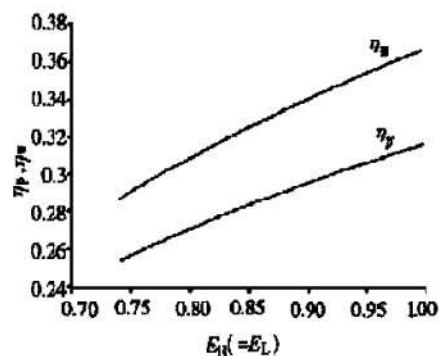


Fig. 3 Efficiencies at maximum power and power density vs. effectiveness of heat exchangers

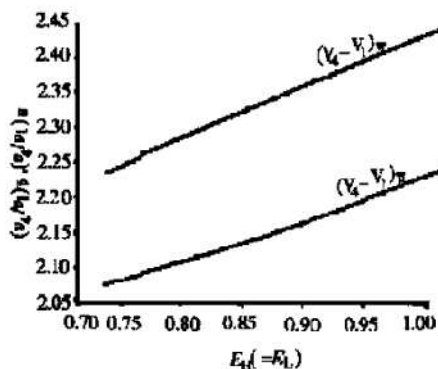


Fig. 4 Specific volumes at maximum power and power density vs. effectiveness of heat exchangers

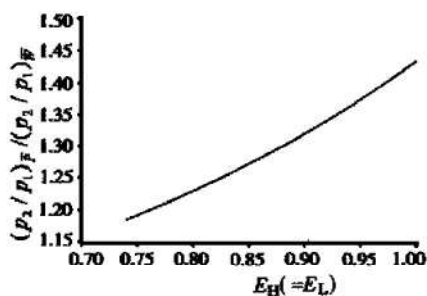


Fig. 5 Pressure ratios at maximum power and power density vs. effectiveness of heat exchangers

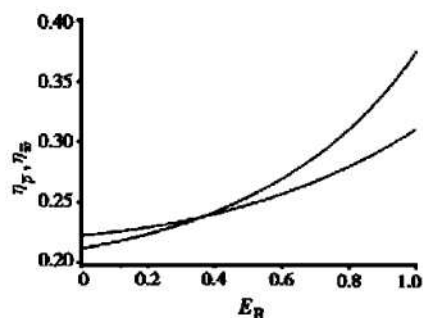


Fig. 6 Efficiencies at maximum power and power density vs. effectiveness of regenerator

4 结 论

综上所述,最大功率密度设计将使布雷顿循环具有较高的效率和较小的尺寸,但伴随有压比的增加。这一结论与文献[4]的分析结果相一致,所不同的是,本文是着眼于有限时间热力学观点,分析时计入了高、低温侧换热器的热阻损失和管路系统中的压力损失,所得结果更接近于工程实际。进一步的工作将是在高、低温侧换热器的热导率总量一定时,对高、低温侧的热导率分配进行优化,以期在减小包含压缩机和涡轮机在内的发动机尺寸的同时,使换热器的尺寸也最小化。

参考文献:

- [1] 陈林根,孙丰瑞, Wu Chih. 有限时间过程和有限尺寸装置热动力学[J]. 自然杂志, 1999, 21(5): 275~278.
- [2] Wu C, Chen L, Chen J. Recent advances in finite time thermodynamics[M]. New York: Nova Science Publishers, 1999.
- [3] 郑军林,陈林根,孙丰瑞,等. 变温热源内可逆布雷顿循环功率密度优化[J]. 推进技术, 2001, 22(2).
- [4] Medina A, Roco J M M, Hernandez C. Regenerative gas turbines at maximum power density conditions[J]. J. Phys. D: Appl. Phys. 1996(29): 2802~2805.

(编辑:王居信)

简 讯

美着手研制高超声速风洞

美国空军的阿诺德工程研制中心(AEDC),正在负责实施一项8年的研究计划,目的在2015年建成一个马赫数达15的高超声速风洞实验基地。磁流体动力学加速器转化成先进的高超声速(Mariah)项目的团队成员,正在研究应用超高压空气、一台电子束加速器和一台磁流体动力学加速器以达到马赫数为12~15的试验速度。美国弹道导弹防御组织对Mariah项目很感兴趣,因为将来的高超声速导弹需要进行这样高速度的试验,而美国目前还没有能力对飞机或导弹进行马赫数为10~15的实际飞行条件下的试验。

为了在试验段内建立200 MPa以上的超高压,同时又维持中等高的空气温度,需要采用一系列的特殊设计。空气将先被加速至马赫数2,再用电子束加入辐射能,增压超声速气流,使其达到马赫数12,然后用磁流体动力学加速器将气流进一步加速至马赫数15。

要建成世界上最大功率的电子束加速器,最早也得到2002年,这仅是用1 MW电子束加热通过一喷管。若实验成功,再在2005年将10 MW~20 MW电子束与高压空气增压器集气管和磁流体动力学加速器相组合进行实验,以确定构建200 MW电子束全尺寸装置的可行性。建设这一项目大约需要8年时间。

(本刊通讯员)