

## 研究与探讨

## 具有热阻、热漏和内不可逆性的联合热机性能\*

(海军工程学院) 陈林根 孙丰瑞 倪宁

[摘要] 建立一类存在热阻、热漏和内不可逆性的定常态流联合热机循环模型,并研究其性能优化,导出功率、效率优化关系,最大功率及其相应效率,和最大效率及其相应功率。

关键词 联合循环 热机 优化

中图分类号 TK123

## 1 引言

已有一批文献用有限时间热力学理论<sup>[1-4]</sup>分析了热阻<sup>[5-9]</sup>、热阻和内不可逆性<sup>[10-11]</sup>、热阻和旁通热漏<sup>[12]</sup>对联合热机循环性能的影响。热阻、热漏和内不可逆性对热机性能有着不同的影响特点<sup>[13-16]</sup>。本文将把对单一热机循环建立的不可逆模型<sup>[15,16]</sup>推广到定常态流卡诺型联合热机循环,建立一类广义不可逆联合热机循环模型,并研究其最优性能。

## 2 循环模型

考虑图 1 所示工作于两个恒温热源  $T_H$ 、 $T_L$  间的定常态流不可逆联合热机循环,联合循环由两个存在内不可逆性的卡诺循环组成,顶循环中工质的工作温度为  $T_1$ 、 $T_2$ ,底循环中工质的温度为  $T_3$ 、 $T_4$ ,且有  $T_H > T_1 > T_2 > T_3 > T_4 > T_L$ 。两个循环间的传热直接进行,因此顶循环的放热量等于底循环的吸热量。高、低温热源间存在直接的热漏,单位时间的热流量(热漏流率)为常数  $q$ 。设高、低温侧通过换热器交换的吸、放热流率分别为  $Q_1$ 、 $Q_3$ ,则高温  $T_H$  热源的实际供热量  $Q_H$  和低温  $T_L$  热源的实际吸热率  $Q_L$  分别为

$$Q_H = Q_1 + q, Q_L = Q_3 + q \quad (1)$$

两个循环中的内不可逆性用不可逆因子  $\varphi_1$ 、 $\varphi_2$  表示<sup>[15,16]</sup>

$$\varphi_1 = Q_2 / Q'_2, \varphi_2 = Q_3 / Q'_3 (\varphi_1 \geq 1, \varphi_2 \geq 1) \quad (2)$$

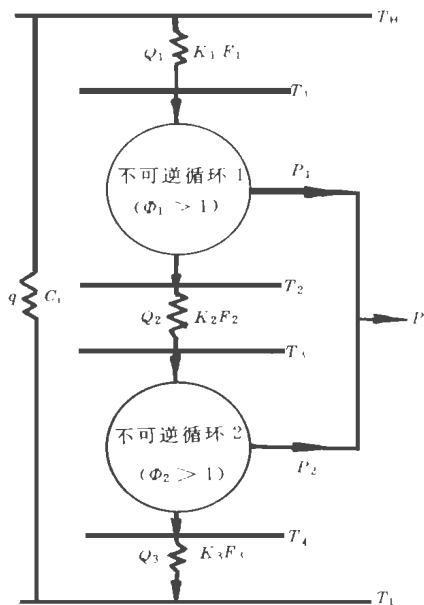


图 1 广义不可逆联合热机循环模型

式中:  $Q_2$  为顶、底循环间的换热率;  $Q'_2$  为顶循环在相同的吸热率  $Q_1$  下内可逆时的放热率;  $Q'_3$  为底循环在相同的吸热率  $Q_2$  下内可逆时的放热率。因此,由

热力学第二定律可有

$$Q'_2 / Q_1 = T_2 / T_1, Q'_3 / Q_2 = T_4 / T_3 \quad (3)$$

而由热力学第一定律可有联合循环功率  $P$  和效率  $\eta$  为

$$P = P_1 + P_2 = Q_H - Q_L = Q_1 - Q_3, \eta = P / Q_H = (1 - Q_3 / Q_1) / (1 + q / Q_1) \quad (4)$$

设工质间和工质与热源间的传热服从牛顿定律,则

$$Q_1 = (T_H - T_1)K_1F_1, Q_2 = (T_2 - T_3)K_2F_2, Q_3 = (T_4 - T_L)K_3F_3 \quad (5)$$

式中  $K_1$ 、 $K_2$ 、 $K_3$  为传热系数,  $F_1$ 、 $F_2$ 、 $F_3$  为三个换热器的传热面积,且有  $F_1 + F_2 + F_3 = F_T$  为常量。

### 3 基本优化关系

由式(1)~(5)可以推出

$$Q_1/Q_3 = \{ T_H - Q_1 [(K_1 F_1)^{-1} + (K_2 F_2/\varphi_1)^{-1} + (K_3 F_3/\varphi_T)^{-1}] / (\varphi_T T_L) \} \quad (6)$$

式中  $\varphi_T = \varphi_1 \varphi_2$ 。将式(6)代入式(4)可得循环功率  $P$  和效率  $\eta$  与高温侧换热器换热率  $Q_1$  的一般关系

$$P = \frac{Q_1 \{ T_H - Q_T T_L - Q_1 [(K_1 F_1)^{-1} + (K_2 F_2/\varphi_1)^{-1} + (K_3 F_3/\varphi_T)^{-1}] \}}{T_H - Q_1 [(K_1 F_1)^{-1} + (K_2 F_2/\varphi_1)^{-1} + (K_3 F_3/\varphi_T)^{-1}]} \quad (7)$$

$\eta =$

$$\frac{T_H - Q_T T_L - Q_1 [(K_1 F_1)^{-1} + (K_2 F_2/\varphi_1)^{-1} + (K_3 F_3/\varphi_T)^{-1}]}{(1 + q/Q_1) \{ T_H - Q_1 [(K_1 F_1)^{-1} + (K_2 F_2/\varphi_1)^{-1} + (K_3 F_3/\varphi_T)^{-1}] \}} \quad (8)$$

对于给定的  $Q_1, T_H, T_L, \varphi_1, \varphi_2, q, K_1, K_2, K_3$  和  $F_T, P$  和  $\eta$  均为  $F_1, F_2$  和  $F_3$  在  $F_T$  内分布的函数。可以求出当

$$(F_1/F_T)_{opt} = (K_1)^{-1/2} [(K_1)^{-1/2} + (K_2/\varphi_1)^{-1/2} + (K_3/\varphi_T)^{-1/2}]^{-1} \quad (9)$$

$$(F_2/F_T)_{opt} = (K_2/\varphi_1)^{-1/2} [(K_1)^{-1/2} + (K_2/\varphi_1)^{-1/2} + (K_3/\varphi_T)^{-1/2}]^{-1} \quad (10)$$

$$(F_3/F_T)_{opt} = (K_3/\varphi_T)^{-1/2} [(K_1)^{-1/2} + (K_2/\varphi_1)^{-1/2} + (K_3/\varphi_T)^{-1/2}]^{-1} \quad (11)$$

时, 有一定  $Q_1$  下的循环最佳功率输出和最佳效率分别为

$$P = Q_1 (T_H - \varphi_T T_L - Q_1/B) / (T_H - Q_1/B) \quad (12)$$

$$\eta = (T_H - \varphi_T T_L - Q_1/B) / [(1 + q/Q_1)(T_H - Q_1/B)] \quad (13)$$

$$\text{式中 } B = F_T / [(K_1)^{-1/2} + (K_2/\varphi_1)^{-1/2} + (K_3/\varphi_T)^{-1/2}]^2 \quad (14)$$

式(12)、(13)表明: 当  $Q_1=0$  和  $Q_1=B(T_H - \varphi_T T_L)$  时,  $P=0, \eta=0$ , 因此  $P$  和  $\eta$  均存在极值。可以导出最大功率  $P_{max}$  及其相应的效率  $\eta_p$  和最大效率  $\eta_{max}$  及其相应的功率  $P_\eta$  分别为

$$P_{max} = B [(T_H)^{1/2} - (\varphi_T T_L)^{1/2}]^2 \quad (15)$$

$$\eta_p = [1 - (\varphi_T T_L / T_H)^{1/2}] / \{ 1 + qB^{-1} / [T_H - (\varphi_T T_L T_H)^{1/2}] \} \quad (16)$$

$$\eta_{max} = \begin{cases} [(A - qT_H) / (A - \varphi_T B T_H T_L)]^2 \varphi_T B T_L / q & \text{当 } \varphi_T T_L - qB^{-1} \neq 0 \\ [(T_H - \varphi_T T_L) / (T_H + \varphi_T T_L)]^2 & \text{当 } \varphi_T T_L - qB^{-1} = 0 \end{cases} \quad (17)$$

$$P_\eta = \begin{cases} AB(A - qT_H)^2 / [qT_H(\varphi_T B T_L - q) \times (\varphi_T B T_H T_L - A)] & \text{当 } \varphi_T T_L - qB^{-1} \neq 0 \\ B(T_H - \varphi_T T_L)^2 / [2(T_H + \varphi_T T_L)] & \text{当 } \varphi_T T_L - qB^{-1} = 0 \end{cases} \quad (18)$$

$$\text{式中 } A = [\varphi_T q B T_H T_L (T_H - \varphi_T T_L + q/B)]^{1/2} \quad (19)$$

由式(12)、(13)消去  $Q_1$ , 可得不可逆联合热机循环的最佳功率、效率关系

$$(1 - \eta)P^2 - B [T_H - \varphi_T T_L + (2 - \eta)q/B - T_H \eta] \eta P + q [q + B(T_H - \varphi_T T_L)] \eta^2 = 0 \quad (20)$$

在实际分析时, 式(12)、(13)比(20)更方便些。

式(9)、(20)确定了循环的最优性能, 即循环的最佳功率、效率关系, 最大功率及其相应效率, 最大效率及其相应功率, 和三个换热器面积的最佳分配。

### 4 讨论

4.1 式(12)、(13)和(20)所示广义不可逆联合热机循环最佳关系与单一的广义不可逆热机循环性能关系<sup>[16]</sup>具有相同的形式, 但总的有效传热系数不同。联合循环的功率、效率关系为回原点的扭叶型, 同实际热机性能特性相同<sup>[17~20]</sup>。

4.2 本文结果包括了许多已有文献的结果。若  $q=0$ , 则成为文献[10, 11]的结果; 若  $\varphi_1 = \varphi_2 = 1$  且热漏符合 Bejon 模型  $q = C_i (T_H - T_L)$  ( $C_i$  为内热漏热导率), 则成为文献[12]的结果; 若  $q=0$  且  $\varphi_1 = \varphi_2 = 1$  则成为内可逆联合循环的结果<sup>[5~9]</sup>; 若  $K_2 \rightarrow \infty$  则成为相同  $T_H, T_L$  和  $\varphi_T$  下单一循环的结果<sup>[16]</sup>。

4.3 式(9)~(11)给出的最佳面积分配同时也确定了一定功率下联合循环的最小总传热面积。而联合循环性能优化中面积分配优化也可由热导率分配优化<sup>[7]</sup>来代替。设三个换热器的热导率分别为  $U_1 = K_1 F_1, U_2 = K_2 F_2, U_3 = K_3 F_3$ , 则在  $U_1 + U_2 + U_3 = U_T = \text{常数}$  的条件下可求出当

$$(U_1/U_T)_{opt} = (1 + \varphi_1^{1/2} + \varphi_T^{1/2})^{-1} \quad (21)$$

$$(U_2/U_T)_{opt} = \varphi_1^{1/2} / (1 + \varphi_1^{1/2} + \varphi_T^{1/2}) \quad (22)$$

$$(U_3/U_T)_{\text{opt}} = \varphi_T^{1/2} / (1 + \varphi_1^{1/2} + \varphi_T^{1/2}) \quad (23)$$

时,有循环最优性能特性同式(12)~(20),但  $B$  须由下式  $B_1$  代替

$$B_1 = U_T / (1 + \varphi_1^{1/2} + \varphi_T^{1/2})^2 \quad (24)$$

4.4 对于由  $n$  个不可逆热机构成的联合循环(共有  $n+1$  个换热器),其最佳性能关系式仍同式(12)~(20),在面积最优分配条件下,各式中的  $B$  须由下式  $B_2$  代替

$$B_2 = F_T / \left[ \sum_{i=1}^{n+1} (K_i / \prod_{j=1}^{i-1} \varphi_{j-1})^{-1/2} \right]^2 \quad (25)$$

而在热导率最优分配条件下,各式中的  $B$  须由下式  $B_3$  代替

$$B_3 = U_T / \left[ \sum_{i=1}^{n+1} \left( \prod_{j=1}^{i-1} \varphi_{j-1} \right)^{1/2} \right]^2 \quad (26)$$

式(25)、(26)中取  $\varphi_0 = 1$ 。

## 5 结束语

本文建立了一类考虑热阻、热漏和内不可逆性损失的广义不可逆定常态流联合热机循环模型,根据其面积最优分配或热导率最优分配得出其最优性能特性,所得结果包含了大量前人的结论,且与实际相符,可用以指导联合动力装置的性能评估和设计优化。

## 参考文献

- Andresen B, et al. Acc. Chem. Res., 1984, 17(4): 266~271.
- 陈林根等. 力学进展 1992, 22(4): 479~488.
- Sieniutycz S, et al. J. Non-Equilib. Thermodyn., 1994, 19(4): 303~348.
- Bejan A. J. Appl. Phys., 1996, 79(3): 1191~1218.
- Rubin M. H, et al. J. Appl. Phys., 1982, 53(1): 1~7.
- Wu C. Heat Recovery Systems & CHP, 1995, 15(4): 351~355.
- Bejan A. Int. J. Heat Mass Transfer, 1995, 38(3): 433~444.
- De Vos A, et al. Open Sys. & Information Dyn., 1997, 4(1): 3~13.
- Chen Lingen, et al. Int. J. Energy, Environment, Economics, 1996, 4(1): 9~16.
- Ozhaynak S. J. Phys. D: Appl. Phys., 1995, 28(10): 2024~2028.
- Sahin B, et al. Energy, The Int. J., 1995, 20(12): 1285~1289.
- Chen Lingen, et al. Proc. Int. Conf. on Energy & Environment, 12~14 Oct. 1997, Limassol, Cyprus.
- 陈林根等. 科学通报, 1993, 38(5): 480.
- Chen Lingen, et al. Energy Convers. Mgmt., 1997, 38(14): 1501~1507.
- 陈林根等. 科技通报, 1995, 11(2): 128.
- Chen Lingen, et al. J. Institute Energy, 1996, 69(481): 214~222.
- Chen Lingen, et al. J. Institute Energy, 1997, 70(482): 2~8.
- Chen Lingen, et al. Energy Convers. Mgmt., 1997, 38(9): 871~877.
- Chen Lingen, et al. Energy, The Int. J., 1996, 21(2): 71~76.
- Roco J. M. M, et al. J. Appl. Phys., 1997, 82(6): 2735~2741.

## 部分进汽涡轮级的最佳设计

据“Теплоэнергетика”1998年1月号报道,具有工质部分进气的涡轮级在涡轮机制造和各个领域内得到了广泛的应用。部分进气级应用于大功率动力涡轮的调节级中,并被应用于具有工质小容积流量的涡轮内(船舶倒车涡轮,火箭、鱼雷发动机的动力装置等)。

最近30~40年,大量试验和理论工作阐述了具有部分进气的速度级设计问题。俄罗斯МЭИ(莫斯科动力学院)、ЦКТИ(中央锅炉透平研究所)、КТЗ(卡卢加涡轮机厂)、БИТМ(布良斯克运输机器制造研究所)等以及其它国家一些机构的专家在上述级设计以及确定与部分进气有关的动能损失的研究中做了大量的工作。

分析了汽轮机部分进汽级设计问题的现状。提出了部分进汽级最优化设计的方法,编制了计算机程序。研究表明,通过选择其参数(喷嘴出口角、部分进汽度、级平均直径)的最佳组合,可以使部分进汽级的效率提高3%~3.5%。

(思娟 供稿)

WR-21——新一代的船用燃气轮机=WR-21——A New Generation of Marine Gas Turbines[刊,中]/Wen Xueyou, et al(Harbin No. 703 Research Institute)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —1999, 14(1). —1~6

WR-21 pertains to a new generation of marine gas turbines of the twenty first century. The adoption of inter-cooling and regeneration technology enables WR-1 to have an outstanding off-design performance. This paper gives a comprehensive description of the WR-21 research and development history, engine performance as well as the design and maintenance features of its main components. **Key words:** IC R gas turbine, marine gas turbine, gas turbine

具有热阻、热漏和内不可逆性的联合热机性能=The Performance of a Combined Heat Engine Featuring Heat Resistance, Heat Leak and Internal Irreversibility[刊,中]/Chen Lingen, Sun Fengrui, Ni Ning(Naval Engineering Institute)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —1999, 14(1). —7~9

A steady flow combined heat engine cycle model involving heat resistance, heat leakage and internal irreversibility was set up and the performance optimization of the model studied. Derived are the optimization relation between power output and efficiency, the variation of maximum power output with its corresponding efficiency, as well as the variation of maximum efficiency with its corresponding power output. **Key words:** combined cycle, heat engine, optimization

从发电煤耗看热电冷联供系统的热经济性=Thermodynamic Economic Analysis of Heating, Electricity and Refrigeration Triple-generation System from the Viewpoint of a Gross Coal Consumption Rate[刊,中]/Fu Lin, Jiang Yi(Qinghua University)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —1999, 14(1). —10~13

The conception of gross coal consumption rate(GCCR)of heating, electricity and refrigeration triple-generation(HERT)system is first introduced. Then, from the viewpoint of the system as a whole, a thermodynamic economic analysis is given of the HECT system. **Key words:** gross coal consumption rate, heating/electricity/refrigeration triple-generation system, thermodynamic economy

进口轴向叶片旋流器管内阻力和换热的研究=A Study of the In-tube Resistance and Heat Exchange of an Inlet Axial Vane Swirler[刊,中]/Wu Huiying, Cheng Hui, et al(Shanghai Jiaotong University)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —1999, 14(1). —14~16

An experimental study is conducted of the in-tube friction and heat exchange characteristics of an inlet axial vane swirler. By analyzing the influence of in-tube  $Re$  number, test-section length-to-diameter ratio and swirler construction parameter on the in-tube resistance and heat exchange obtained is the in-tube resistance and heat exchange criterion correlation. In addition, a quantitative analysis is performed of the thermodynamic performance of the swirler intensified in-tube heat exchange. **Key words:** inlet axial vane swirler, in-tube intensified heat transfer, thermodynamic performance

等截面钉肋的熵产优化研究=The Entropy Generation Optimization Study of Cylindrical Fins[刊,中]/Su Ya-xin, Luo Zhongyang, Cen Kefa(Zhejiang University)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —1999, 14(1). —17~19

Based on the entropy generation concept of thermodynamics, the authors has with a minimum entropy generation serving as an end objective set up a theoretical model for the analysis of entropy generation of fins. Moreover, a