

热传递规律对一类二热源机性能的影响*

陈金灿 (厦门大学)

〔摘要〕 本文基于较一般的热传递规律, 研究传热的不可逆性对一类工作在二热源间的热机性能的影响, 导出其最佳传热面积比。并对这类热机在不同热传递规律下的供热率、效率和输出功率等重要参数作了较详细的讨论, 获得一些有用的新结论。

关键词 现代热力学 二热源机 热传递规律 传热面积 最优设计

1 引言

近年来, 不少学者应用有限时间热力学理论, 对热机性能作了广泛的研究, 取得了一些对实际循环更有指导意义的性能界限^[1-16]。然而, 这些界限并不象经典热力学界限那样是唯一的, 而是有条件的。它们不仅与所考虑的不可逆效应的性质有关, 而且还与不可逆过程的具体演化规律有关。例如, 受热阻影响的热机优化性能与热传递规律紧密相关。这个问题已引起人们的关注^[6,7,11,13,16]。因此, 有必要进一步深入地探讨受热阻影响的热机在不同热传递规律下所具有的共同特性和主要差别。

本文将应用连续流循环模型^[7,11]导出二热源机的供热率与效率间的关系。进而提出以一定供热率下热机的效率为目标函数, 进行优化分析。所得结论既可丰富有限时间热力学内容, 又可为实际热机的优化设计提供些新的理论依据。

2 二热源机模型

对于一类工作在温度分别为 T_H 和 T_L 的

两个恒热源之间且循环工质作稳定流动的热机(如卡诺热机、具有理想回热的斯特林热机和埃里克森热机*)^[9,10], 当考虑循环过程中的一个主要不可逆因素——传热的不可逆性对热机性能的影响时, 按有限时间热力学理论的研究方法, 可将这种不可逆性归并在工质与热源之间, 而假定工质内部进行可逆循环, 如图1所示。图1中的 P 为热机的输出功率, q_1 和 q_2 分别为热机的供热率和放热率, K_1 和 A_1 分别为工质与高温热源间的热传递系数和传热面积, K_2 和 A_2 分别为工质与低温热源间的热传递系数和传热面积,

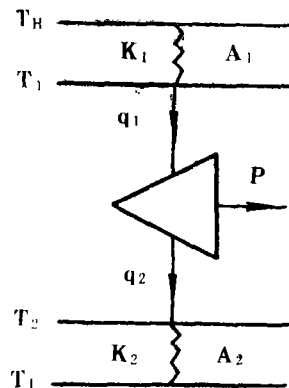


图 1

收稿日期 1990-03-06 国家自然科学基金资助项目
 本文联系人 陈金灿 男 37 讲 师 厦 门 361005

* 对于不具有理想回热的斯特林热机和埃里克森热机, 本文不讨论。

T_1 和 T_2 分别为工质与热源 T_H 和 T_L 进行热交换时的温度，它们不同于热源的温度，而有 $T_H > T_1 > T_2 > T_L$ ，使得循环过程可在有限时间内完成，热机有一定的功率输出。

由于考虑了传热的不可逆性，因而热机的性能还与热传递规律有关。为了便于讨论热传递规律对热机性能的影响，假定工质与热源间的热传递遵从文献[7,11]所采用的较一般的热传递规律，则按图1可写出循环的供热率 q_1 和放热率 q_2 分别为

$$q_1 = K_1 A_1 (T_H^n - T_1^n) \quad (1)$$

$$q_2 = K_2 A_2 (T_2^n - T_L^n) \quad (2)$$

其中 n 为非零的整数。当 $n < 0$ 时， K_1 和 K_2 均为负值[7]。这种热传递规律的一般性就在于 n 取不同的值时它代表了不同的具体热传递规律。例如，当 $n = 1$ 时，它代表牛顿热传递规律[1-5]；当 $n = -1$ 时，它代表不可逆热力学中的另一种线性传热律[6,13]；而当 $n = 4$ 时，它代表辐射换热律；等等。

值得指出，这种模型比文献[7,11]所采用的模型更为一般。因为它多考虑了热机的传热面积这个重要参数，以及采用了不同的热传递系数。因而，由它可推出一些新的普遍结论。

3 二热源机的供热率与效率间的关系

根据二热源机的工质内部进行可逆循环的假设，可得

$$\frac{q_2}{q_1} = \frac{T_2}{T_1} \quad (3)$$

于是，热机的效率为

$$\eta = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (4)$$

应用式(1) — (4)，可得二热源机的供热率与效率间的关系式

$$q_1 = \frac{K_1 K_2 A_1 A_2}{K_1 A_1 (1 - \eta)^{1-n} + K_2 A_2}$$

$$\times \left[T_H^n - \frac{T_L^n}{(1 - \eta)^n} \right] \quad (5)$$

式(5)确定了在热源温度 T_H 和 T_L 、热传递系数 K_1 和 K_2 、传热面积 A_1 和 A_2 以及供热率 q_1 给定的情况下二热源机的效率。

4 二热源机的最佳传热面积比

现在进一步讨论在工质与热源间的总传热面积

$$A = A_1 + A_2 \quad (6)$$

保持不变的情况下，如何合理地安排两个热交换过程的传热面积 A_1 和 A_2 ，使得热机在给定的供热率下获得最佳效率的问题。为此，将式(6)代入式(5)消去 A_2 得

$$q_1 = \frac{K_1 K_2 A_1 (A - A_1)}{K_1 A_1 (1 - \eta)^{1-n} + K_2 (A - A_1)} \left[T_H^n - \frac{T_L^n}{(1 - \eta)^n} \right] \quad (7)$$

则由极值条件

$$\left(\frac{\partial \eta}{\partial A_1} \right)_{q_1, A} = 0 \quad (8)$$

可求得在所给定条件下二热源机的效率 η 达最佳值时工质与高温热源间的最佳传热面积为

$$A_1 = \frac{A}{1 + \sqrt{\frac{K_1}{K_2} (1 - \eta)^{1-n}}} \quad (9)$$

再利用式(6)，可得工质与低温热源间的最佳传热面积为

$$A_2 = \frac{A}{1 + \sqrt{\frac{K_2}{K_1} (1 - \eta)^{n-1}}} \quad (10)$$

联立式(9)和(10)，可得二热源机的最佳传热面积比的一般表达式

$$\frac{A_1}{A_2} = \sqrt{\frac{K_2}{K_1} (1 - \eta)^{n-1}} \quad (11)$$

式(11)清楚地表明，受热阻影响的二热源

机在牛顿热传递规律下的最佳传热面积比仅与热传递系数的比值有关，而在其它热传递规律下的最佳传热面积比不仅与热传递系数的比值有关，而且还与热机的效率有关，这是进行热机传热面积优化分析时值得注意的一个问题。图2给出了二热源机的最佳传热面积比在 $n=1$ 、 $n=4$ 和 $n=-1$ 三种常见的热传递规律下随效率变化的关系曲线。

式(11)还表明，当两个热交换过程的传热壁相同，即 $K_1=K_2$ 时，二热源机的传热面积有下述的明显特征：当 $n=1$ 时，工质与高、低温热源间的传热面积应相等，各占总传热面积的一半；当 $n>1$ 时，工质与高温

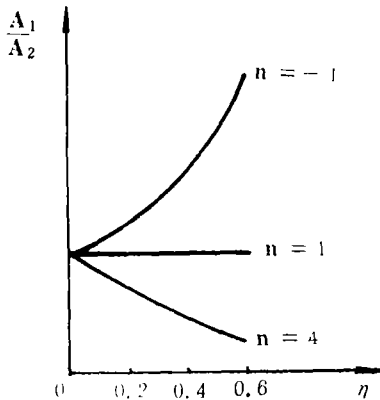


图2

热源间的传热面积应小于工质与低温热源间的传热面积；而当 $n<1$ 时，工质与高温热源间的传热面积应大于工质与低温热源间的传热面积。

可见，当考虑热阻的影响时，只要能够较精确地确定出传热所遵从的具体规律、热传递系数以及热机的效率，便可依据式(11)较合理地选取二热源机的两个传热面积的比率。

5 对一些重要参数的讨论

将式(9)代入式(7)，整理后得二热源机的最佳效率与供热率间的关系所满足的方程

$$q_1 = \frac{K_1 A}{\left[1 + \sqrt{\frac{K_1}{K_2} (1-\eta)^{1-n}}\right]^2} \left[T_H^n - \frac{T_L^n}{(1-\eta)^n} \right] \quad (12)$$

式(12)确定了在给定的热源温度、热传递系数、总传热面积和供热率下二热源机所能到达的最佳效率界限。它是讨论二热源机优化性能的一个普遍关系式。

5.1 由式(12)可知

$$\frac{\partial q_1}{\partial \eta} = -K_1 A \left\{ n \left[1 + \sqrt{\frac{K_1}{K_2 (1-\eta)^{n-1}}} \right] T_L^n / (1-\eta)^{n+1} + (n-1) \times \sqrt{\frac{K_1}{K_2 (1-\eta)^{n+1}}} \left[T_H^n - \frac{T_L^n}{(1-\eta)^n} \right] \right\} / \left[1 + \sqrt{\frac{K_1}{K_2 (1-\eta)^{n-1}}} \right]^3 < 0 \quad (13)$$

这就是说二热源机的供热率是效率的单调减函数。当 $\eta=0$ 时，供热率达最大值，即

$$q_{1,max} = \frac{K_1 A}{(1 + \sqrt{K_1/K_2})^2} (T_H^n - T_L^n) \quad (14)$$

而当 $\eta=1-T_L/T_H=\eta_c$ 时，供热率下降到

零。应用式(12)可画出二热源机在不同热传递规律下 q_1 随 η 变化的关系曲线，如图3(a)所示。由图3(a)看到，除 $\eta=\eta_c$ 点外，二热源机的 $q_1 \sim \eta$ 曲线明显地依赖于热传递规律。

5.2 由于热机的输出功率 P 与供热率 q_1 间的关系为 $p=q_1\eta$ ，则由式(12)可得二热源

机的最佳效率与输出功率间的关系所满足的方程式

$$p = \frac{K_1 A \eta}{\left[1 + \sqrt{\frac{K_1}{K_2}} (1 - \eta)^{1-n}\right]^2} \left[T_H^n - \frac{T_L^n}{(1 - \eta)^n} \right] \quad (15)$$

从式 (15) 容易看出, 当 $\eta = 0$ 或 $\eta = \eta_c$ 时, 输出功率均等于零。这是任何热传递规律下都存在的两个零功率点, 是二热源机所具有的一个共同特性。因为 $\eta = 0$ 对应于 $T_1 = T_2$ 时的情况, 它是由于 $q_1 = q_2$ 的结果。这时, 热机的输出功和输出功率均为零。而 $\eta = \eta_c$ 对应于二热源机进行可逆循环 (即 $T_1 = T_H$ 和 $T_2 = T_L$) 的情况。这时, 热机虽有最大功输出, 但循环周期需无限长, 因而输出功率为零。由于有两个零功率点, 所以无论采用哪种热传递规律, 都存在一个最大功率点。这是二热源机的另一个共同特性。但值得指出, 最大功率点却明显地依赖于热传递规律, 如图 3 (b) 所示。

由式 (15) 和极值条件 $\partial p / \partial \eta = 0$ 可得输出功率达最大值 P_{max} 时对应的效率 η_m 所满足的方程式

$$T_H^n \sqrt{(1 - \eta_m)^{3n+1}} - n \sqrt{K_1/K_2} T_H^n (1 - \eta_m)^{n+1} - (1 - n) T_L^n \sqrt{(1 - \eta_m)^{n+1}} - \sqrt{(1 - \eta_m)^{n-1}} [n T_L^n - (1 - n) \sqrt{K_1/K_2} T_H^n] - \sqrt{K_1/K_2} T_L^n = 0 \quad (16)$$

式 (16) 表明, 在一般情况下, η_m 不仅是热源温度的函数, 而且还与热传递规律及热传递系数有关, 可用数值解法求出。但在某些常见的热传递规律下, 可直线由式 (16) 求出 η_m 的解析解。例如, 当 $n = 1$ 和 $n = -1$ 时, 由式 (16) 分别可得

$$\eta_m = 1 - \sqrt{\frac{T_L}{T_H}} \quad (17)$$

$$\eta_m = \frac{1 + \sqrt{K_1/K_2} (1 - T_L/T_H)}{2 + \sqrt{K_1/K_2} (1 + T_L/T_H)} \quad (18)$$

η_m 是二热源机的一个重要参数。它的重要意义不仅是它给出了二热源机在最大功率输出时的效率, 而更重要的是它确定了受热阻影响的二热源机的最佳效率所容许的低限值。

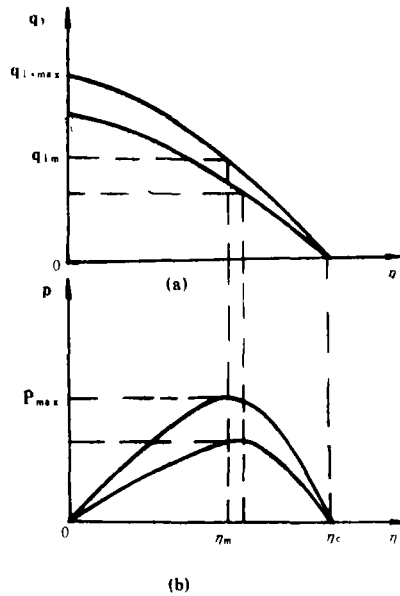


图 3

换句话说, 受热阻影响的二热源机的效率虽达不到 η_c , 但低于 η_m 却是不合理的。所以二热源机的最佳效率 η 应介于 η_m 与 η_c 之间, 即

$$\eta_m \leq \eta < \eta_c \quad (19)$$

5.3 由图 3 清楚地看到, 当供热率大于最大输出功率 p_{max} 所对应的供热率 $q_{1,m}$ 时, 不仅效率随着 q_1 的增大而减小, 而且输出功率也随着 q_1 的增大而减小。这自然是热机不能容许的工作状态。因此, 供热率 q_1 的合理取值范围应为

$$0 < q_1 \leq q_{1,m} \quad (20)$$

在一般情况下, 联立式 (12) 和 (16), 用数值解法即可确定出 $q_{1,m}$, 而在 $n = 1$ 和 $n = -1$ 的情况下, 分别将式 (17) 和 (18) 代入式 (12), 可得 $q_{1,m}$ 的表达式

$$q_{1m} = \frac{K_1 A T_H}{(1 + \sqrt{K_1/K_2})^2} \left(1 - \sqrt{\frac{T_L}{T_H}}\right) \quad (21)$$

$$q_{1m} = \frac{K_1 A \left[2 + \sqrt{\frac{K_1}{K_2}} \left(1 + \frac{T_L}{T_H}\right)\right]}{4 \left(1 + \sqrt{\frac{K_1}{K_2}}\right)^2 \left(1 + \sqrt{\frac{K_1}{K_2}} \frac{T_L}{T_H}\right)} \frac{T_L - T_H}{T_H T_L} \quad (22)$$

此外,由式(9)、(20)和(21)可知,受热阻影响的二热源机在牛顿热传递规律下的供热率密度 ρ_q (即 q_1/A_1)应为

$$\rho_q \leq \frac{K_1 T_H}{1 + \sqrt{K_1/K_2}} \left(1 - \sqrt{\frac{T_L}{T_H}}\right) \quad (23)$$

而由式(9)、(18)、(20)和(22)可知,在另一种线性传热律下的供热率密度应为

$$\rho_q \leq \frac{K_1}{2(1 + \sqrt{K_1/K_2})} \frac{T_L - T_H}{T_H T_L} \quad (24)$$

否则二热源机就不是处于最佳工作状态。

5.4 将式(19)代入式(11),可得二热源机的最佳传热面积比的合理取值范围

$$\left. \begin{aligned} \sqrt{\frac{K_2}{K_1}} \left(\frac{T_L}{T_H}\right)^{n-1} < \frac{A_1}{A_2} &\leq \sqrt{\frac{K_2}{K_1}} (1 - \eta_m)^{n-1} & n > 1 \\ \frac{A_1}{A_2} &= \sqrt{\frac{K_2}{K_1}} & n = 1 \\ \sqrt{\frac{K_2}{K_1}} \left(\frac{T_L}{T_H}\right)^{n-1} > \frac{A_1}{A_2} &\geq \sqrt{\frac{K_2}{K_1}} (1 - \eta_m)^{n-1} & n < 1 \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

这结论对热机的传热面积设计有一定的指导意义。

5.5 应用式(12)尚可讨论二热源机的其它优化性能。不过,只要令有关文献中的 $\alpha = K_1 A$, $\beta = K_2 A$,便可直接利用其结论^[5,10,13],而无需再作详细的论述。这同时又意旨着由本文得到的结果可推出有关文献中的重要结论。

总之,应用本文所建立的循环模型来讨论二热源机在不同热传递规律下的优化性能,可获得许多对热机的优化设计有一定参考价值的普遍结论。

参 考 文 献

1 Salamon P, et al, Minimum entropy produ-

ction and the optimization of heat engines. Phys.Rev.A, 1980 (21):2115

2 Salamon P, Nitzan A. Finite time optimizations of a Newton's Law Carnot Cycle. J. Chem. Phys, 1981 (74):3546

3 Salamon P, et al. Maximum power from a cycling working fluid. J. Appl. Phys, 1982 (53):197

4 Rubin M H, Andresen B. Optimal staging of endoreversible heat engines. J. Appl. Phys, 1982(53):1

5 严子浚. 卡诺热机的最佳效率与功率间的关系. 工程热物理学报, 1985(6):1

6 Orlov V N. Optimum irreversible Carnot Cycle containing three isotherms. Sov. Phys. Dokl, 1985(30):506

7 Vos D A. Efficiency of some heat engines at maximum-power conditions. Am. J.,

- Phys, 1985(53):570
- 8 严子浚, 陈金灿.有限热源内可逆循环的最优性能.厦门大学学报, 1987 (26): 672
- 9 方光耀.二热源机的输出功率和热效率.内燃机学报, 1985 (3): 195
- 10 严子浚.二热源机的输出功率与热效率间的关系.内燃机学报, 1987 (5): 34
- 11 Vos D A. Reflections on the power delivered by endoreversible engines. J. Phys. D. Appl. Phys, 1987(20):232
- 12 陈金灿, 严子浚.联合动力循环的有限时间热力学分析.厦门大学学报, 1988 (27): 289
- 13 严子浚, 陈丽璇.导热规律为 $q \propto \Delta \frac{1}{T}$ 时的 η_m . 科学通报, 1988 (33): 1543
- 14 陈金灿, 严子浚.有限速率过程对热机输出功率和效率的影响.厦门大学学报, 1989 (28): 255
- 15 孙丰瑞, 陈林根, 陈文振.热源间定常态能量转换热机有限时间热力学分析和评估.热能动力工程, 1989, 4 (2): 1
- 16 Yan, z. (严子浚), Chen, J. (陈金灿). Optimal performance of a generalized Carnot Cycle for another linear heat transfer law. J. Chem. Phys. 1990(92):1994

The Effect of Heat Transfer Law on the Performance of a Class of Two-Heat-Source Engines

Chen Jincan

(Xiamen University)

Abstract

Based on a relatively general heat transfer law, the author has studied the effect of the irreversibility of heat conduction on the performance of a class of engines operating between two heat sources. The optimal ratio of heat-conduction areas of engines is obtained by derivation. In addition, the important parameters of the engines under different heat transfer laws, such as heat input rate, efficiency, power output, etc are discussed in detail with some new useful conclusions being presented in this paper.

Key words: *modern thermodynamics, two-heat-source engine, heat transfer law, heat-conduction area, optimal design.*

煤气化工程的合作伙伴

据“Gas Turbine World”1990年9—10月号报道,原西德的Babcock公司已和原东德弗莱堡的Deutsches Brennstoffinstitut(德国燃料研究所)结成了煤气化工程的合作伙伴,新公司叫做BET燃料和能源技术公司,其总部设在奥勃豪森。

该公司将提供煤气化联合循环电站的工程服务和世界范围的销售服务,该煤气化系统使用由燃料研究所研制的“GSP”过程。

据Babcock公司的工程师说,“GSP”煤气化过程的首台装置早在五年前就投入了商业运行,该装置的生产能力为50 000米³/小时煤气。

(吉桂明 供稿)