

线性唯象传热定律下广义不可逆卡诺热机的频率特性

刘晓威, 陈林根, 孙丰瑞

(海军工程大学 研究生院, 湖北 武汉 430033)

摘 要:以广义不可逆卡诺热机模型为研究对象, 考虑工质与热源间传热服从线性唯象定律, 研究热机性能与循环频率的关系。得到了不同于内可逆情况下的输出功率、效率以及可利用温差与循环频率和吸、放热时间比的关系式, 通过数值计算, 分析了热漏、内不可逆性的影响特点。结果表明, 在任一循环吸、放热时间比下, 存在一个最佳循环频率, 使循环输出功率达到最大; 存在热漏时, 任一循环吸、放热时间比下, 存在一个最佳循环频率, 使循环效率达到最大。

关 键 词:有限时间热力学; 不可逆热机; 循环频率; 线性唯象传热定律; 频率特性

中图分类号: TK123 文献标识码: A

引 言

自 Novikov、Chambadal 和 Curzon-Ahlborn 分别将传热过程引入卡诺热机循环研究, 推导出著名的 CA 效率, 建立有限时间热力学理论之后, 国内外许多学者用此方法研究各类热力循环的性能, 并取得了大量有意义的成果^[1~4]。Spence、Harrison、Rebhan 和 Ahlbom 分别从不同方面分析了工质与热源间传热服从牛顿定律时^[5~9], 循环频率对内可逆往复式卡诺热机特性的影响。实际热机工作时, 工质与热源间的传热并非都服从牛顿定律^[7]。文献[7]在内不可逆卡诺热机循环中应用线性唯象传热定律, 导出了最大功率输出、循环效率的关系和相应的工质最佳吸、放热温度。秦晓勇等人分析了线性唯象传热定律下循环频率对内可逆往复式卡诺热机特性的影响^[8]。热阻损失是有限时间热力学分析中引入的主要不可逆因素, 而实际热机中除了热阻以外, 还有热漏、摩擦、涡流、惯性效应以及非平衡等影响, 为不可逆循环。文献[9]建立了热阻加热漏模型, 分析了热漏对热机功率—效率关系的影响; 文献[10]建立了热阻加内不可逆模型, 分析了热机内不可逆性对卡

诺热机功率效率性能的影响; 文献[11~13]研究了将此3种损失综合考虑的较完备的广义不可逆热机模型的功率效率性能; 且文献[12~13]分析了传热规律对热机功率效率性能的影响。本研究将在文献[11~13]所研究的模型基础上, 考虑热阻、内不可逆性和热漏等损失, 且传热服从线性唯象传热定律时, 循环频率对热机功率效率特性的影响。

1 不可逆卡诺热机模型^[11~13]

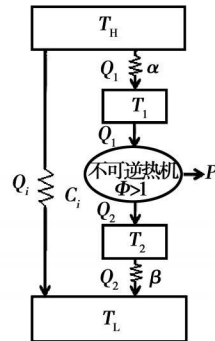


图 1 广义不可逆卡诺热机模型

考虑不可逆卡诺热机模型, 如图 1 所示, 其工作条件为:

(1) 往复式热机, 工质循环由两个等温过程和两个绝热过程组成且不可逆。两恒温热源温度为 T_H 和 T_L 。工质与热源之间存在热阻, 因而工质在两个等温过程中的温度 T_1 和 T_2 与热源的温度 T_H 和 T_L 不同, 且满足 $T_H > T_1 > T_2 > T_L$;

(2) 两热源间存在热漏, 应用 Bejan 的热漏模型^[14], 每循环热漏量为: $Q_i = q_i \tau = C_i (1/T_L - 1/T_H)$ τ , 式中 q_i 为热漏率; C_i 为热漏系数; τ 为循环周期。设工质通过高、低温侧换热器交换的吸、放热量为

收稿日期: 2008-09-26; 修订日期: 2009-03-09

基金项目: 教育部新世纪优秀人才支持计划基金资助项目(NCET-04-1006); 全国优秀博士学位论文作者专项基金资助项目(200136)

作者简介: 刘晓威(1985-), 男, 河南夏邑人, 海军工程大学硕士研究生。

Q_1, Q_2 , 则实际高温热源提供的热量 Q_H 和低温热源吸收的热量 Q_L 分别为 $Q_H = Q_1 + Q_i$ 及 $Q_L = Q_2 + Q_i$;

(3) 除热阻、热漏外的其它不可逆性用一不可逆因子 Φ 表示: $\Phi = Q_2 / Q'_2 \geq 1$, 其中 Q_2 表示不可逆循环中工质的放热量, Q'_2 表示仅有热阻和热漏时工质的放热量。

该模型中, 若 $q_i = 0$ 且 $\Phi = 1$, 即为内可逆模型^[5-6, 8]; 若 $\Phi = 1$ 但 $q_i > 0$, 即为热阻加热漏模型^[9]; 若 $q_i = 0$ 但 $\Phi > 1$, 即为热阻加内不可逆模型^[10]。

2 广义不可逆卡诺热机的功率和效率

根据上述模型, 设工质与热源间传热服从线性唯象定律, 则循环过程中每循环工质的吸热量 Q_1 和放热量 Q_2 分别为:

$$Q_1 = RT_1 \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) = \alpha\left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_H}\right)t_1 \quad (1)$$

$$Q_2 = RT_2 \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) = \beta\left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2}\right)t_2 \quad (2)$$

式中: R —工质气体常数; V_2/V_1 —绝热过程的压缩比; α, β —循环中工质与高、低温热源间的热导率;

$$\varepsilon = \frac{\eta}{\eta_{p, \Phi=1, C_i=0}} = \frac{(1-\xi-\Phi\rho-\Phi\rho\zeta)}{(1-\xi)(1-\rho)(1+\sqrt{\delta})} \cdot \frac{1+2\sqrt{\delta+\rho}}{1+\frac{C_i}{\alpha}(1/\rho-1)\{(1/\xi-1)+\Phi\rho^2(1+\zeta)^2/[\zeta\alpha(1-\xi)]\}} \quad (10)$$

式中: $P_{\max, \Phi=1, C_i=0}, \eta_{p, \Phi=1, C_i=0}$ —内可逆情况下热机最大输出功率和相应效率^[4, 12]。

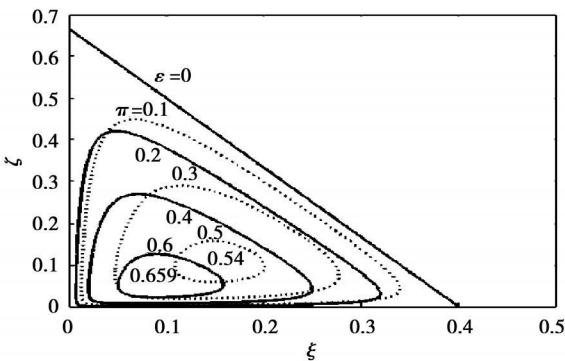


图 2 输出功率、效率与传导温度损失的关系曲线

从式(9)和式(10)可以看出输出功率不受热漏的影响, 而标准化效率则受热漏和内不可逆因子的影响, 参考文献[14]取 $C_i/\alpha = 0.04$ 。图 2 给出了 $\delta =$

t_1, t_2 —吸热和放热过程的时间。

由热力学第二定律可得:

$$\frac{Q_2}{\Phi T_2} = \frac{Q_1}{T_1} \quad (3)$$

忽略绝热过程的时间, 则循环周期为:

$$\tau = t_1 + t_2 \quad (4)$$

设:

$$T_H - T_1 = x, T_2 - T_L = y \quad (5)$$

则循环输出功率和效率分别为:

$$P = \frac{Q_1 - Q_2}{\tau} = \frac{\alpha\beta xy (T_H - \Phi T_L - x - \Phi y)}{(T_H - x)^2 T_H \beta y + (T_L + y)^2 T_L \Phi \alpha x} \quad (6)$$

$$\eta = \frac{Q_H - Q_L}{Q_H} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1 + Q_i} = \frac{1 - \Phi(T_L + y)/(T_H - x)}{1 + q_i\{T_H(T_H - x)/(\alpha x) + \Phi T_L(T_L + y)^2/[\beta y(T_H - x)]\}} \quad (7)$$

引入无因次变量:

$$\delta = \beta/\alpha, \rho = T_L/T_H, \xi = x/T_H, \zeta = y/T_L \quad (8)$$

定义无因次功率 π 和标准化效率 ε 分别为:

$$\pi = \frac{P}{P_{\max, \Phi=1, C_i=0}} = \frac{4\rho(\sqrt{\delta+1})(\sqrt{\delta+\rho})\xi\zeta(1-\xi-\Phi\rho-\Phi\rho\zeta)}{(1-\rho)^2[\delta(1-\xi)^2 + \Phi\rho^2\xi(1+\zeta)^2]} \quad (9)$$

1. 2, $\Phi = 1.2, \rho = 0.5, C_i/\alpha = 0.04$ 时, 在 $\zeta - \xi$ 坐标系中的等 π 和等 ε 线。横、纵坐标代表由于工质与高、低热源之间的温差存在而损失掉的无因次有效温度。无因次功率 π 用虚线表示, 标准化效率 ε 用实线表示。从图中可以看出, 等功率线呈闭环状。当 $\xi = 0.1, \zeta = 0.153$ 时, π 取最大值 0.54, 受内不可逆因子影响, π 的值较内可逆情况时小。 ε 不等于零时, 等 ε 线呈封闭环状, 变化规律与文献[8]中的内可逆情况时的规律有明显区别, 且 ε 值与内可逆情况相比变小, 当 $\xi = 0.096, \zeta = 0.057$ 时, ε 有最大值 0.66。

图 3 和图 4 给出了 $\delta = 1.2, \rho = 0.5$ 时, 不同 $\Phi, C_i/\alpha$ 下输出功率和效率与传导温度损失的关系曲线。从图 3 可看出, 当 ξ 和 ζ 接近较小的一些定值时, 不可逆因子对功率影响很小; 当 ξ 和 ζ 逐渐变大后, 对不可逆因子较大情况, 要相对较小的温差损失 ξ 和 ζ 才能获得与不可逆因子较小时同样的输出功率。从图 4 中可看出, 当 ξ 和 ζ 接近较小的一些定值时, 不可逆因子对标准化效率影响较小。无热漏

情况下, 等效率曲线为线状, 不可逆因子较大情况

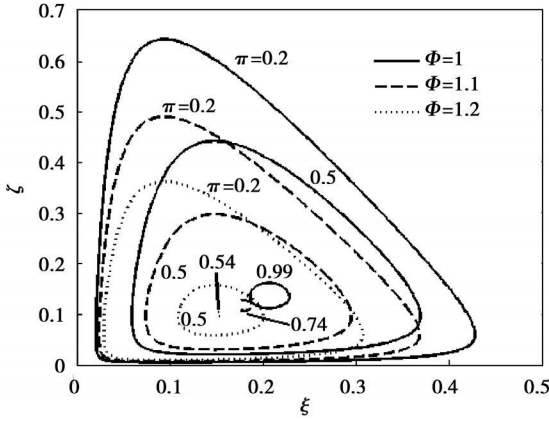


图 3 不同 Φ 下输出功率与传导温度损失的关系曲线

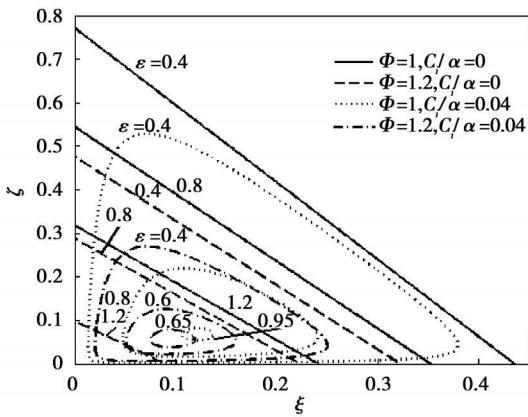


图 4 不同 $\Phi, C_i/\alpha$ 下效率与传导温度损失的关系曲线

下, 要相对较小的温差损失 ξ 和 ζ 才能获得与不可逆因子较小时同样的效率。有热漏情况下, 等效率曲线变成封闭环状, 这与无热漏情况下的曲线有明显区别。

3 广义不可逆卡诺热机的循环频率和吸、放热时间比

为了表示广义不可逆卡诺热机的特性, 应该找到可控制的外部变量与输出功率、循环效率的关系。本研究选取循环频率和吸、放热时间比作为控制变量。

联立式(1)~式(5)和式(8)可得循环周期为:

$$\tau = \frac{RT_H^2}{\beta} \ln \frac{V_2}{V_1} \left[\frac{(1-\xi)^2 \delta}{\xi} + \frac{\Phi^2(1+\zeta)^2}{\zeta} \right] \quad (11)$$

将循环周期无量纲化, 定义 N 为无量纲频率:

$$N = \frac{1/\tau}{1/\tau_{P, \Phi=1, C_i=0}} = N_0 \left[\frac{(1-\xi)^2 \delta}{\xi} + \frac{\Phi^2(1+\zeta)^2}{\zeta} \right]^{-1} \quad (12)$$

$$\text{式中: } \tau_{P, \Phi=1, C_i=0} = \frac{RT_H^2}{\beta} \ln \left(\frac{V_2}{V_1} \right) \times \frac{8\rho^2(\rho+\sqrt{\delta})(1+\sqrt{\delta})^3}{(1-\rho)(1+2\sqrt{\delta}+\rho)(\sqrt{\delta}+2\rho+\rho\sqrt{\delta})} \quad (13)$$

为内可逆情况下最大输出功率点循环周期, $N_0 = \frac{8\rho^2(\rho+\sqrt{\delta})(1+\sqrt{\delta})^3}{(1-\rho)(1+2\sqrt{\delta}+\rho)(\sqrt{\delta}+2\rho+\rho\sqrt{\delta})}$, 则不可逆情况下热机输出功率最大时对应的无量纲循环频率为:

$$N_p = \frac{(1-\Phi)(1+2\sqrt{\Phi\delta}+\Phi)(1+2\rho\sqrt{\Phi\delta}+\Phi)(\rho+\sqrt{\delta})(1+\sqrt{\delta})^3}{(1-\rho)(1+2\sqrt{\delta}+\rho)(\sqrt{\delta}+2\rho+\rho\sqrt{\delta})(1+\sqrt{\Phi\delta}+\rho\sqrt{\Phi\delta}+\Phi)(1+\sqrt{\Phi\delta})^2} \quad (14)$$

在 $\delta=1.2, \rho=0.5, \Phi=1.2$ 时, 最大输出功率点对应无量纲循环频率为: $N=0.7838$ 。在 $\Phi=1, q_i=0$ 时, 即内可逆情况下, 最大输出功率点对应无量纲循环频率 $N=N_{P, \Phi=1, C_i=0}=1$ 。由式(1)~式(3)、式(5)和式(8)可得吸、放热时间比为:

$$\frac{t_1}{t_2} = \frac{\delta(1-\xi)^2\zeta}{\Phi^2(1+\zeta)^2\xi} \quad (15)$$

将吸、放热时间比标准化, 定义 r 为标准化吸、放热时间比:

$$r = \frac{t_{1,p, \Phi=1, C_i=0} / t_{2,p, \Phi=1, C_i=0}}{t_{1,p, \Phi=1, C_i=0} / t_{2,p, \Phi=1, C_i=0}} = r_0 \frac{(1-\xi)^2\zeta}{(1+\zeta)^2\xi} \quad (16)$$

$$\text{式中: } r_0 = \frac{\delta(1+2\rho\sqrt{1/\delta}+\rho)}{\Phi^2(1+2\sqrt{\delta}+\rho)}, \frac{t_{1,p, \Phi=1, C_i=0}}{t_{2,p, \Phi=1, C_i=0}} =$$

$\frac{1+2\sqrt{\delta}+\rho}{1+2\rho\sqrt{1/\delta}+\rho}$ 为内可逆情况下最大功率点对应的最佳吸、放热时间比。

不可逆情况下热机输出功率最大时对应最佳吸、放热时间比为:

$$r_p = \frac{(1+2\rho\sqrt{1/\delta}+\rho)(1+2\sqrt{\Phi\delta}+\Phi)}{(1+2\sqrt{\delta}+\rho)(1+2\rho\sqrt{\Phi\delta}+\Phi)} \quad (17)$$

由式(17)可以看出, r_p 不受热漏影响。当 $\delta=1.2, \rho=0.5, \Phi=1.2$ 时, 输出功率最大时对应最佳标准化吸、放热时间比: $r=1.0057$ 。 $\Phi=1, q_i=0$ 时可得内可逆情况下最大功率点, 对应标准化吸、放热时间比 $r=r_{P, \Phi=1, C_i=0}=1$ 。

很明显对热机有 $T_1 \geq T_2$, 即 $x+y \leq T_H - T_L$, 因

此有:

$$\xi + \rho\zeta \leq 1 - \rho \quad (18)$$

由式(12)和式(16)及约束条件式(18), 可得对任意的标准化吸、放热时间比 r , 循环频率 N 都有一个截止值, 用 N_{cr} 表示, 经过较为繁杂的推导可得:

$$N_{cr} = \frac{N_0 r_0 \rho (-r\rho + r - \rho^2 r_0 + \theta_0) r}{r^3 \delta + (2\delta + 1)r_0 \rho^2 r^2 + \Phi^4 r_0^2 r + 2\Phi^4 r_0^2 \rho + \Phi_0^3 \rho^6} \quad (19)$$

对 r 求导, 并令 $dN_{cr}/dr = 0$, 可得 N_{cr} 取最大值 N_{max} 时的标准化吸、放热时间比, 用 r_N 表示, r_N 有解析解, 但过分冗长, 此处略去。

由式(19)可看出, 循环截止频率与热漏无关。图 5 中给出了 $\delta = 1.2, \rho = 0.5$ 时, 不同 Φ 下循环截止频率随吸、放热时间比的变化曲线。从图中可以看出, 当 Φ 取定值时, 循环截止频率随着吸、放热时间比的增加, 先逐渐增加到最大值, 然后逐渐减小; 当吸、放热时间比取定值时, 循环截止频率随着 Φ 的增加而变小。图 5 中, $\Phi = 1.0$, 循环截止频率的最大值为: $N_{max} = 2.140$, 相应的 $r_N = 0.529$, 由于截止频率不受热漏影响, 这也是内可逆情况下结果; $\Phi = 1.2, N_{max} = 1.965$, 相应的 $r_N = 0.491$; $\Phi = 1.4,$

$N_{max} = 1.825$, 相应的 $r_N = 0.461$ 。

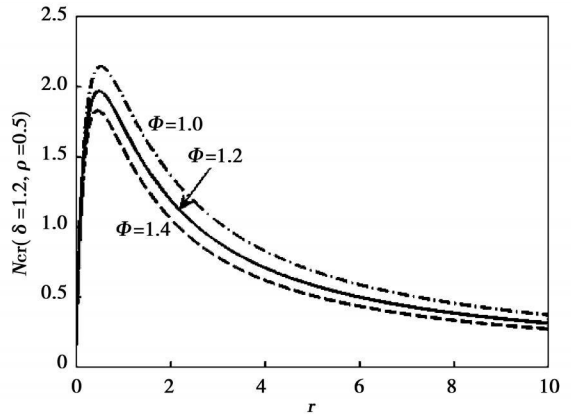


图 5 不同 Φ 下循环截止频率与吸、放热时间的关系曲线

4 广义不可逆卡诺热机的特性

为了更清晰地表示广义不可逆卡诺热机的功率、效率特性, 利用式(12)和式(16)解出 ξ 和 ζ , 并将 ξ 和 ζ 代入式(9)和式(10)得:

$$\pi = \frac{2\rho(1 + \sqrt{\delta})(\sqrt{\delta} + \rho)[\rho\Phi\sqrt{-N_0 r_0(4\Phi^2 r_0 N + 4\delta N r - N_0 r_0)} - N_0 r - \rho\Phi N_0 r_0 + \sqrt{N_0 r(4\Phi^2 r_0 N + 4\delta N r + N_0 r)}]}{N_0(1 - \rho)^2(\Phi^2 r_0 + r\delta)} \quad (20)$$

$$\epsilon = \frac{\rho\delta(1 + 2\sqrt{\delta} + \rho)[2Nr\delta + N_0 r + 2N\Phi^2 r_0 - \sqrt{N_0 r(4Nr\delta + 4N\Phi^2 r_0 + N_0 r)}] \times [N_0(r + \Phi r_0) - \Phi\rho\sqrt{-N_0 r_0(4Nr\delta + 4N\Phi^2 r_0 - N_0 r_0)} - \sqrt{N_0 r(4Nr\delta + 4N\Phi^2 r_0 + N_0 r)}]}{\{2(1 + \sqrt{\delta})(\rho - 1)\{N\Phi(r\delta + \Phi^2 r_0)\sqrt{N_0 r(4Nr\delta + 4N\Phi^2 r_0 + N_0 r)} - rN_0^2[r\delta + (\rho - 1)\frac{C_i}{\alpha} \times (r\delta + \Phi^2 r_0)] + N_0[r\delta(-3Nr\delta - 3N\Phi^2 r_0 + \sqrt{N_0 r(4Nr\delta + 4N\Phi^2 r_0 + N_0 r)}) + (\rho - 1)\frac{C_i}{\alpha} \times (r\delta + \Phi^2 r_0)(-2Nr\delta - 2N\Phi^2 r_0 + \sqrt{N_0 r(4Nr\delta + 4N\Phi^2 r_0 + N_0 r)})]\}} \quad (21)$$

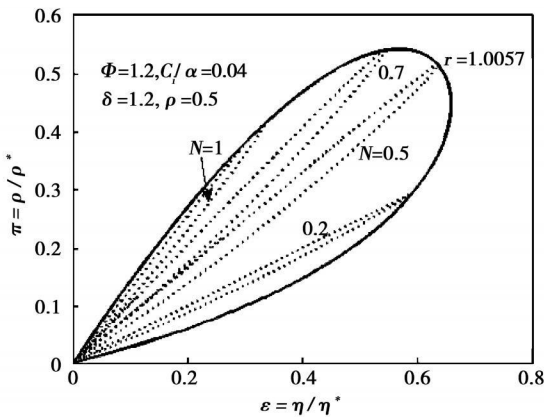


图 6 输出功率、效率与循环频率的关系曲线

图 7, 给出了 $\delta = 1.2, \Phi = 1.2, C_i/\alpha = 0.04, \rho = 0.5$ 时, 不同循环频率和吸放热时间比下的功率与效率的关系曲线。图 6 中实线代表最大输出功率和效率的关系, 对应吸、放热时间比为 $r = 1.0057$; 虚线代表不同循环频率时, 输出功率和效率的关系。从图上还可以看出, 功率、效率关系与内可逆情况时有明显区别, $\pi - \epsilon$ 关系呈回原点的扭叶形, 在每个有意义的 ϵ 下都有两个 π 与之对应。对任意的循环频率 (小于循环截止频率), 输出功率和效率的关系曲线都有两个分支, 它们的交点位于最大输出功率和效率的关系曲线上, 这一点也为该循环频率下, 最大输出功率点和最大效率点, 且对于不同循环频率, 所能达到的最大输出功率点和最大效率点不同, 任意一

根据式(20)和式(21), 利用数值算法, 图 6 和

定的循环频率下无法同时达到循环的最大输出功率和最大效率,因此可以选择适当的循环频率,使热机工作在最大输出功率点或者最大效率点,或者综合考虑二者选择合适工作点。

图 7 中实线代表最大输出功率和效率的关系,它为标准化吸、放热时间比为 $r = 1.0057$ 时,输出功

率和效率的关系曲线;虚线代表不同吸、放时间比时,输出功率与效率的关系。从图中可看出,当 r 偏离最佳值时,输出功率,效率都变小,并且随着偏离程度的增加,变小的量增加。另外从图中还可看出,对任意的 r ,输出功率和效率的关系曲线与 $r = 1/r$ 时输出功率和效率的关系曲线不同。

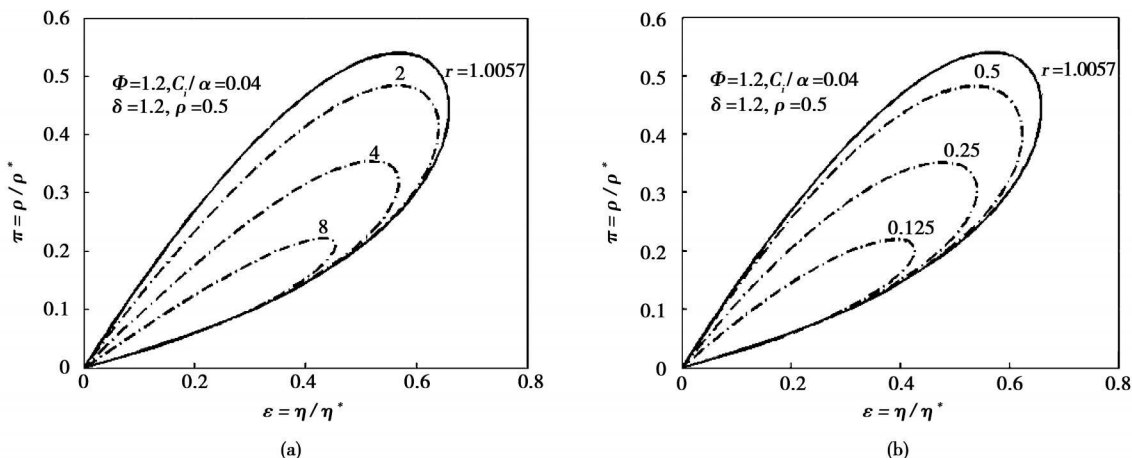


图 7 输出功率、效率与吸、放热时间比的关系曲线

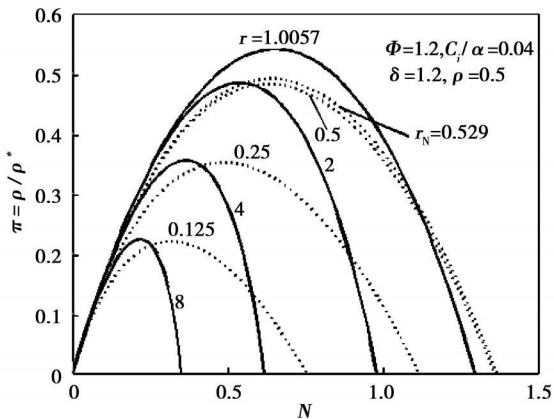


图 8 输出功率与循环频率的关系曲线

同样利用数值算法,由式(20)和式(21)得出 $\delta = 1.2, \Phi = 1.2, C_i/\alpha = 0.04, \rho = 0.5$ 时,无因次输出功率、标准化效率随循环频率的变化曲线,如图 8 和图 9 所示。从图 8 中可以看出,对于任意给定的 r 值,随着循环频率的增加,输出功率逐渐增加到最大值,然后逐渐又减小为零,循环频率则终止于相应的循环截止频率,即循环频率存在一个最佳值使输出功率达到最大值。从图 9 中可以看出,效率与循环频率的关系与文献[8]所讨论的内可逆情况有明显区别。内可逆情况下,在循环频率为零时,效率达到最大值,之后随循环频率增大,效率逐渐减小,至截止频率效率减小到零。不可逆情况下,对于任意

的 r 值,从随着循环频率从零开始增大,循环效率先从零逐渐增大,到达一个最大值后又逐渐减小。循环频率终止于相应的循环截止频率,循环效率减小到零,对于效率循环频率存在一个最佳值,使效率取得最大值。另外对给定 $r, \epsilon - N$ 曲线都与 $r = 1/r$ 时的曲线相交,对于不同 r 交点对应 ϵ 值不同,而内可逆情况下各交点对应 ϵ 值都为 1。从图 8 和图 9 中可以看出, $r = r_N$ 时,存在一个循环频率区域,输出功率和效率大于 $r = 1.0057$ 时的值,这说明对于不同的循环频率,可以选择不同的 r 值,使输出功率和效率达到较合适的值。

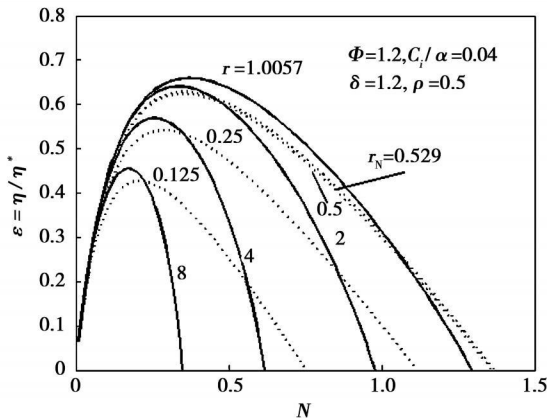


图 9 效率与循环频率的关系曲线

利用数值算法, 图 10 给出 $\delta=1.2, \rho=0.5$ 时功率、效率在不同 $\Phi, C_i/\alpha$ 下与循环频率、吸放热时间比的关系曲线, 图 10(a) 中实线对应内可逆情况。从图可以看出热漏的存在, 使 $\pi-\epsilon$ 曲线由无热漏时的类抛物线形变成扭叶形。对任意给定的循环频率(图中以 N 取 0.3 和 0.7 为例), 随热漏的增加输

出功率和效率的关系曲线更为陡峭, 并且曲线明显向左移。当存在热漏和不可逆因子时, 无因次功率相同时, 相应的效率随热漏和不可逆因子的增加有明显地减小。且在相同的循环频率下循环所能达到的最大效率也明显减小。

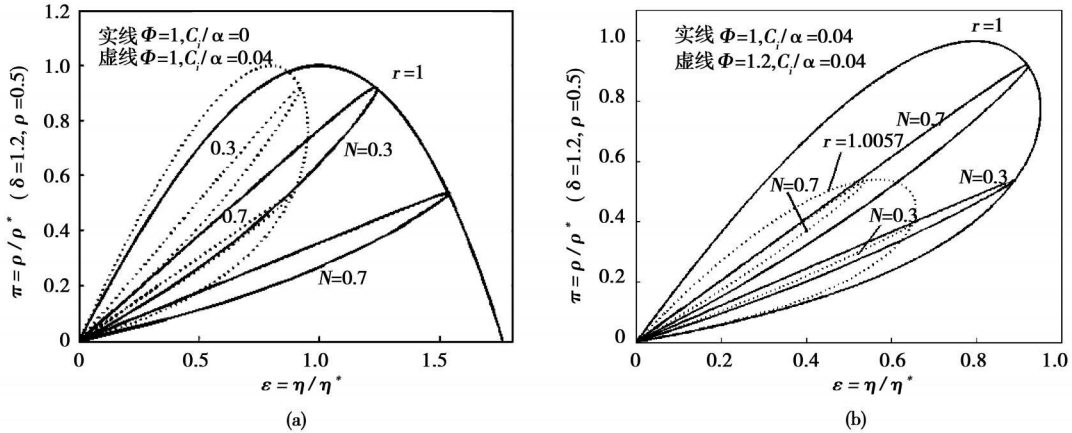


图 10 不同 $\Phi, C_i/\alpha$ 下输出功率、效率与循环频率的关系曲线

据以上分析, 定义无因次高温侧温差损失和低温侧温差损失为:

$$\frac{x}{T_H - T_L} = \frac{2N\Phi^2 r_0 + 2N\hat{\phi} + N_0 r - \sqrt{N_0 r (4N\Phi^2 r_0 + 4N\hat{\phi} + N_0 r)}}{2N(\Phi^2 r_0 + \hat{\phi})(1 - \rho)} \quad (22)$$

$$\frac{y}{T_H - T_L} = \frac{-2N\Phi^2 r_0 - 2N\hat{\phi} + N_0 r_0 - \sqrt{-N_0 r_0 (4N\Phi^2 r_0 + 4N\hat{\phi} - N_0 r_0)}}{2N(\Phi^2 r_0 + \hat{\phi})(\rho^{-1} - 1)} \quad (23)$$

仍取 $\delta=1.2, \Phi=1.2, \rho=0.5$, 图 11 给出了不同不可逆因子下这两种损失随循环频率的变化关系。图中实线表示 $\Phi=1$, 在标准化吸、放热时间比为 1 时的关系, 虚线表示 $\Phi=1.2$, 标准化吸、放热时间比为 1.0057 时的关系。从图可以看出, 给定 Φ 时, 两条曲线将对应截止频率左边区域分为 3 部分, 底部表示高温侧温差损失随循环频率的变化关系, 中部分表示低温侧温差损失随循环频率的变化关系, 上部表示可利用温差随循环频率的变化关系。由图可看出, 随着循环频率的增加, 高温侧温差损失和低温侧温差损失都逐渐增加, 可利用温差逐渐减小; 当循环频率增大到循环截止频率时, 可利用温差

减小为零, 此时没有可用的温差来推动卡诺热机做功。 $\Phi=1.2$ 时, 曲线形状与内可逆情况 $\Phi=1$ 下曲线形状类似, 但可以看出温差损失曲线随不可逆因子增加而放缓, 在循环频率小于 $\Phi=1$ 时截至频率时, 同一循环频率下, 高温侧温差损失随不可逆因子的增加而减小, 可利用温差随不可逆因子的增加而增加。

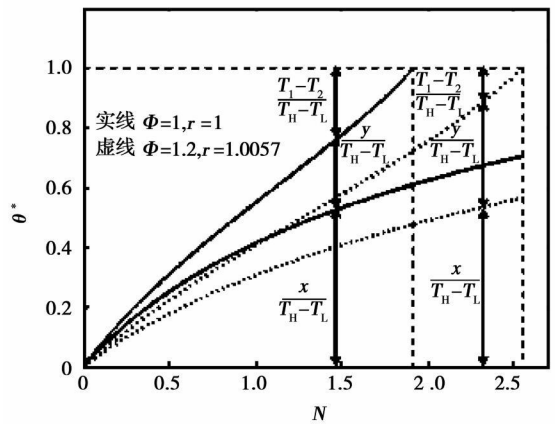


图 11 不同 Φ 下可利用温差与循环频率的关系曲线

5 结 论

传热规律对热机的特性有很大的影响, 研究不

同传热规律下循环频率对热机特性的影响是很有意义的。在文献[11~13]基础上,以广义不可逆卡诺热机模型为研究对象,基于线性唯象定律传热 $Q \propto (\Delta T^{-1})$, 分析研究了热机的频率特性,得到了该模型下热机无因次输出功率、标准化效率、可利用温差和循环频率及吸、放热时间比的函数关系,并由数值计算给出了相应的关系曲线。另外,还由数值计算分析了热漏、内不可逆性对频率特性的影响特点,得出了不同于内可逆卡诺热机模型的热机频率特性。结果表明,在输出功率不为零的条件下,对任意吸、放热时间比,热机循环频率存在一个截止值,且截止频率随内不可逆因子的增大而减小;在任一循环频率下,存在一个最佳循环吸、放热时间比,使循环输出功率达到最大;在任一循环吸、放热时间比下,存在一个最佳循环频率,使循环输出功率达到最大。存在热漏时,任一循环吸、放热时间比下,存在一个最佳循环频率,使循环效率达到最高。本研究结果在取内不可逆因子 $\Phi=1$, 热漏系数 $C_i/\alpha=0$ 时,即是文献[8]中内可逆情况下的结果,这对实际工作中合理选择热机工作点有一定的指导意义。

参考文献:

- [1] CHEN L, WU C, SUN F. Finite time thermodynamic optimization of entropy generation minimization of energy systems [J]. J Non-Equilibrium Thermodynamics, 1999, 24(4): 327-359.
- [2] BEJAN A. Entropy generation minimization: the new thermodynamics of

finite-size devices and finite-time processes [J]. J Appl Phys, 1996 79(3): 1191-1218.

- [3] CHEN L, SUN F. Advances in finite time thermodynamics: analysis and optimization [M]. New York: Nova Science Publishers, 2004.
- [4] 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.
- [5] SPENCE R D, HARRISON M J. Speed dependence of the efficiency of heat engines [J]. Am J Phys, 1985, 53(9): 390-393.
- [6] REBHAN E, AHLBON B. Frequency-dependent performance of a non-ideal Carnot engine [J]. Am J Phys, 1987, 55(5): 423-428.
- [7] 陈林根, 孙丰瑞, 陈文振. 传热规律对卡诺热机性能的影响 [J]. 工程热物理学报, 1990, 11(3): 241-243.
- [8] 秦晓勇, 陈林根, 孙丰瑞. $Q \propto (\Delta T^{-1})$ 时内可逆卡诺热机的频率特性 [J]. 热科学与技术, 2003, 2(1): 5-9.
- [9] CHEN L, WU C, SUN F. The influence of internal heat leak on the power versus efficiency characteristics of heat engines [J]. Energy Convers Mgmt, 1997, 38(14): 1501-1507.
- [10] WU C, KIANG R L. Finite-time thermodynamic analysis of a Carnot engine with internal irreversibility [J]. Energy, 1992, 17(12): 1173-1178.
- [11] CHEN L, WU C, SUN F. A generalized model of real heat engines and its performance [J]. J Institute Energy, 1996 69(481): 214-222.
- [12] CHEN L, SUN F, WU C. Effect of heat transfer law on the performance of a generalized irreversible Carnot engine [J]. J Phys D: Appl Phys, 1999, 32(2): 99-105.
- [13] ZHOU S, CHEN L, SUN F, et al. Optimal performance of a generalized irreversible Carnot engine [J]. Appl Energy, 2005, 81(4): 376-387.
- [14] BEJAN A. Theory of heat transfer-irreversible power plants [J]. Int Heat Mass Transfer, 1988 31(6): 1211-1219.

(编辑 单丽华)

新技术、新设计

RWE 450 MW 的 IGCC 装置

据《Gas Turbine World》2009年3~4月号报道是RWE Power是欧洲最大的公用事业公司之一,把CCS(碳的捕获和储存)看作是减少CO₂排放和防止气候变化过快的一项关键技术。

在2006年,RWE Power开始了具有碳的捕获、输送和储存的基于煤的示范电站的可行性研究。

装置—装置额定净输出功率为320 MW,低热值效率为34%,包括考虑了与捕获90%碳有关的功率损失。

管线—要求建造531 km管线,它将在不需要增压站的情况下输送在20 MPa压力下的CO₂。

工程计划—估计初投资费用为21.2亿英镑,用于煤的气化、动力岛、管线和储存装置(±25%精度)。

450 MW的IGCC(整体煤气化联合循环)装置用经过精整的合成气运行,它由一台额定输出功率为300 MW的F级燃气轮机和一台额定输出功率为150 MW的汽轮机发电机组成。

该电站计划在2014~2015年投入运行。

(吉桂明 摘译)

the aerodynamic optimized design thought was fused into the multi-stages of the compressor aerodynamic design to achieve the aim of compressor performance optimization through an aerodynamic design. The above aim has been accomplished by using a commercial software and a compressor aerodynamic optimized design platform. By the use of a commercial general-purpose optimization platform, the authors have conducted an optimized design of one-dimensional and $S2$ reverse problem of axial flow compressors, and employed the full three-dimensional optimized design platform provided by NUMECA to conduct a full 3D (three dimensional) aerodynamic optimized design of the compressors. The calculation results show that the layered aerodynamic optimized design is an effective means for enhancing the aerodynamic performance of a compressor. An advanced optimization algorithm can invariably secure the performance optimization of compressors at various stages of aerodynamic design to a greater extent as compared with the traditional design method. **Key words:** compressor, design system, optimized design, CFD (computational fluid dynamics), layered optimization

带后置蜗壳的斜流叶轮机匣处理扩稳研究 = A Study of the Stability Enhancement Achieved by the Casing Treatment of an Oblique-flow Impeller Equipped with a Rear-mounted Volute Housing [刊, 汉] / CHU Wu-li, GAO Peng, WU Yan-hui, et al (College of Power and Energy Source, Northwest China Polytechnic University, Xi'an, China, Post Code: 710072) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(6). — 725 ~ 729

Experimentally studied and analyzed through a numerical simulation was the casing treatment of a small-sized high-speed oblique-flow impeller. The test results show that the casing treatment structure being designed can effectively enlarge the operating range of the oblique-flow impeller. By using a parallel calculation technology, numerically simulated was the flow field of the whole machine, including the casing treatment structure and volute housing of the impeller, revealing the mechanism governing the stability enhancement achieved by the casing treatment. The low-energy fluid in the area of the blade tip was sucked into the treatment slot by the casing treatment structure, flowed out of the circumferential slot in the area at the suction surface side inside the blade passage and jetted into the rotor passage, thus eliminating the blockage caused by the low-energy air mass in the area, improving the air flow status at the blade tip of the rotor and delaying stall occurrence. **Key words:** oblique-flow impeller, volute housing, casing treatment, stall, rear-mounted volute, circumferentially slotted casing

线性唯象传热定律下广义不可逆卡诺热机的频率特性 = Frequency Characteristics of a Generalized Irreversible Carnot Heat Engine Under a Linear Phenomenological Heat Transfer Law [刊, 汉] / LIU Xiao-wei, CHEN Lin-gen, SUN Feng-rui (Postgraduate School, Naval Engineering University, Wuhan, China, Post Code: 430033) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(6). — 730 ~ 736

With a generalized irreversible Carnot heat engine serving as an object of study and the heat transfer between the working medium and the heat source being considered as observing the linear phenomenological heat transfer law, studied was the relationship of the heat engine performance and its cycle frequency. Obtained was the relationship among the output power, efficiency, available temperature difference as well as the ratio of heat absorption and release time under the condition different from an internally reversible Carnot heat engine. Through a numerical calculation, an analysis was conducted of the characteristics influencing the heat leakage and internally irreversible properties. It has been found that at any ratio of the cyclic heat absorption and release time, there exists an optimum cyclic frequency for the engine that can maximize its output power. When there is a heat leakage, at any ratio of the cyclic heat absorption and release time, there exists an optimum cyclic frequency, resulting in a maximal cyclic efficiency. **Key words:** finite time thermodynamics, irreversible heat engine, cyclic frequency, linear phenomenological heat transfer law, frequency characteristics

流型对循环流化床径向气体混合影响的试验研究 = Experimental Study of the Influence of Flow Patterns on Radial Gas Mixing in a Circulating Fluidized Bed [刊, 汉] / YANG Jian-hua, QU Wei-dong, QIN Guang-yao (Department of Power Engineering, Zhengzhou College of Electric Power, Zhengzhou, China, Post Code: 450004) // Journal of En-