联合热驱动布朗热泵循环的建模与性能分析

齐丛正³, 丁泽民³, 陈林根^{1,2*}, 戈延林^{1,2}, 冯辉君^{1,2}

1. 武汉工程大学热科学与动力工程研究所, 武汉 430205;

2. 武汉工程大学机电工程学院, 武汉 430205;

3. 海军工程大学动力工程学院, 武汉 430033

* E-mail: lingenchen@hotmail.com; lgchenna@yahoo.com

收稿日期: 2020-10-12; 接受日期: 2020-11-26; 网络版发表日期: 2021-07-08

国家自然科学基金(批准号: 51779262, 51576207, 51306206)、湖北省自然科学基金(编号: 2017CFB498)和海军工程大学自主立项科研基金(编号: 425317Q016)资助项目

摘要 基于有限时间热力学理论, 本文建立了具有中间热源的两级联合热驱动布朗热泵循环模型. 该循环模型由两个热驱动布朗热泵串联组成. 两热泵工作在温度恒定的三个热源间, 热源与热泵间存在有限速率的传热过程. 考虑热源与热泵间的传热损失, 导出了系统的供热率和供热系数解析式, 通过数值计算分析了设计参数对联合布朗热泵循环性能的影响. 结果表明供热率随势垒高度单调递减, 随外力和势垒不对称度单调增加. 供热系数关于势垒高度、势垒不对称度和外力都有最大值. 当顶部和底部热源温度一定时, 中间热源温度与顶部热源温度越接近, 供热率和供热系数越大. 比较了工作在相同温度热源下单级布朗热泵循环与联合布朗热泵循环的性能, 结果表明联合热泵循环的供热率更大, 但是供热系数会相对减小.

关键词 有限时间热力学, 热驱动布朗热泵循环, 联合热驱动布朗热泵循环, 供热率, 供热系数

1 引言

宏观领域存在各种能量转换装置, 可以实现热能与机械能之间的转化. 在微观领域同样存在微型马达, 可实现能量的转换. 布朗马达是一种微型马达, 与宏观马达不同的是, 布朗马达是在非平衡力的驱动下, 依靠布朗粒子运动引起热流, 从而实现能量的转换^[1~5]. 热驱动布朗马达是一类最典型的布朗马达, 研究其热力学特性有助于揭示系统的能量转换机理.

有限时间热力学(FTT)理论^[6~18]是研究热力系统性能的有效工具, 其研究的内容主要分为两类: 一类为求

出给定热力过程的目标极值及其相互之间的关系, 简称为最优性能问题; 一类为求出给定最优目标时与其最优值对应的最优热力过程, 简称为最优构型问题. 应用该理论, 一些学者已经研究了各种内燃机循环^[19,20]、燃气轮机循环^[21~24]、有机朗肯循环^[25]、卡琳娜循环^[26]、热电装置^[27~29]、热离子装置^[30,31]、电子机^[32]、化学循环^[33]、电化学循环^[34]、化学反应器^[35~37]、广义传递过程^[38]和广义机循环^[39]的最优性能.

FTT理论不仅适用于研究常规热力系统, 还适用于研究微纳米热力系统^[40]. 目前已有学者利用FTT理论分析了微纳米热力装置的性能特性^[41]. Asfaw和

引用格式: 齐丛正, 丁泽民, 陈林根, 等. 联合热驱动布朗热泵循环的建模与性能分析. 中国科学: 技术科学, 2021, 51: 1519–1529

Qi C Z, Ding Z M, Chen L G, et al. Modeling and performance analysis of a combined thermal Brownian heat pump cycle (in Chinese). Sci Sin Tech, 2021, 51: 1519–1529, doi: [10.1360/SST-2020-0417](https://doi.org/10.1360/SST-2020-0417)

Bekele^[42,43]建立了两种单个粒子跳动的布朗马达模型, 分别讨论了系统作为热机和制冷机时的工作区间. Asfaw^[44]分析了黏性介质的温度场对布朗热机性能特性的影响. 文献[42~44]未考虑不可逆损失, 这类模型为内可逆布朗马达模型. 研究发现布朗粒子运动时动能改变引起的热流不可忽略, Asfaw^[45]考虑了粒子的动能损失, 发现分割势场能提高布朗热机的性能. Ai等人^[46]考虑动能损失, 说明了该布朗热机是不可逆的. Zhang等人^[47]建立了考虑粒子动能损失的布朗热机模型, 得出了系统的最佳性能特性. Ding等人^[48]考虑了动能损失, 建立了不可逆布朗热机模型, 并得到了最佳的工作区域. 与宏观热力系统类似, 微观系统热源间的热漏同样不可忽略. Gao等人^[49]建立了考虑热漏和动能损失的热驱动布朗热机模型, 给出了最优的效率. Gao和Chen^[50]建立了广义不可逆热驱动布朗热机模型, 发现不考虑热漏时Onsager行列式为零, 动能损失不影响Onsager系数. 程海涛等人^[51]考虑热漏和动能损失, 建立了双势垒布朗热机模型, 研究发现其效率总是小于Carnot效率. 肖宇玲等人^[52]发现移动热库的位置可以提高不可逆热驱动布朗热机的效率, 但是功率会减小.

研究发现, 布朗马达同样可作为制冷机工作^[53,54]. Luo等人^[53]建立了考虑动能损失的布朗制冷机模型, 发现其制冷系数总是小于CA制冷系数. Chen等人^[54]建立了广义不可逆布朗制冷机模型, 优化了其性能. 布朗制冷机正常工作时, 也在向高温热源放热. 因此, 制冷机其实也是一个热泵. Ding等人^[55]考虑了动能损失, 建立了布朗热泵模型, 得到了系统正常工作时的的工作区域. 在文献[55]的基础上, Ding等人^[56]进一步考虑了热漏, 建立了广义不可逆热驱动布朗热泵模型, 并优化了系统的性能.

以上的研究主要是集中在单级热力系统, 一些学者已经对联合系统开展了研究, 目前这些工作主要集中在宏观热力系统层面. Chen等人^[57]考虑传热不可逆性, 建立了联合热泵循环模型, 并优化了其性能. 与单级热泵循环相比, 由于传热过程的总热阻增加, 联合热泵循环的供热率比单级热泵小, 但是供热系数不变. Chen等人^[58]考虑了热漏和热阻的影响, 建立了不可逆联合热泵循环模型, 并优化了其性能. 在文献[57,58]的基础上, Chen等人^[59]进一步考虑内部不可逆性, 引入不可逆因子, 建立了广义不可逆联合热泵循环模型, 得到了给定输入功率时的最优性能. Ma等人^[60]进一步

研究了广义不可逆联合热泵循环的经济性能, 分析了内不可逆性对系统热力学性能的影响. 文献[57~60]所建立的联合热泵循环模型不包含中间热源. 还有一些学者提出了带有中间热源联合循环模型, Rubin和Andresen^[61]建立了带有中间热源的内可逆联合卡诺热机模型, 研究表明由于总热阻的增加, 工作在相同热源下的联合热机相对于单级热机功率减小, 效率不变. 宏观联合循环的建模方法^[57~61]对微观联合循环的建模具有重要借鉴意义. Meng等人^[62]建立了内可逆联合量子卡诺热机模型, 分析了在不同工作模式下系统的性能. 本文作者建立了不可逆联合热驱动布朗制冷机^[63]循环模型, 研究了其最优性能.

在已有的文献中, 目前关于微观领域联合热泵系统的研究还没有公开的报道. 基于宏观联合热泵循环的建模方法^[57~61], 本文将建立两级联合热驱动布朗热泵循环模型. 考虑热源与热泵间传热的不可逆损失, 导出系统的供热率和供热系数的解析式, 分析各设计参数对系统性能特性的影响. 并将联合布朗热泵循环的性能与工作在相同热源下的单级布朗热泵循环的性能进行对比.

2 联合热驱动布朗热泵循环建模

图1为联合热驱动布朗热泵循环示意图. 两热泵循环的势垒高度都为 U_0 , 左、右势场的长度分别为 L_1, L_2 , 势场的周期长度 $2L(L=L_1+L_2)$. 在外力 F 作用下, 粒子在黏性介质中运动, 底部(或顶部)热泵向右和向左运动的粒子数分别为 N_+ 和 N_- (或 N'_+ 和 N'_-), 当向右运动粒子的数量比向左多时, 系统作为联合热泵循环工作.

图1 联合热驱动布朗热泵循环示意图

Figure 1 The diagram of combined thermal Brownian heat pump cycle.

图2为联合热驱动布朗热泵循环模型. 系统由顶部和底部两个布朗热泵循环组成, 顶部热泵工作在温度为 T_H , T_C 的热源之间, 黏性介质的温度分别为 T_1 , T_2 , 布朗粒子与黏性介质之间的换热率为 $\dot{Q}_1$, $\dot{Q}_2$, 黏性介质与热源之间的换热率为 $\dot{Q}'_1$, $\dot{Q}'_2$, 输入功率为 P_1 . 底部热泵循环工作在温度为 T_C , T_L 的热源之间, 黏性介质的温度分别为 T_3 , T_4 , 布朗粒子与黏性介质之间的换热率为 $\dot{Q}_3$, $\dot{Q}_4$, 黏性介质与热源之间的换热率为 $\dot{Q}'_3$, $\dot{Q}'_4$, 输入功率为 P_2 , 联合热泵循环的总输入功率为 P . 两热泵循环通过中间热源 T_C 串联在一起, 热源与黏性介质之间存在有限速度的传热过程, 因此 $T_1 > T_H > T_3 > T_C > T_2 > T_L > T_4$.

黏性介质的温度 $T(x)$ 和势垒高度 $U(x)$ 可表示为^[32-34]

$$T(x) = \begin{cases} T_4, & 0 < x \leq L_1, \\ T_3, & L_1 < x \leq L, \\ T_2, & L < x \leq L + L_1, \\ T_1, & L + L_1 < x \leq 2L, \end{cases} \quad (1)$$

图2 联合热驱动布朗热泵循环模型
Figure 2 Combined thermal Brownian heat pump model.

$$U(x) = \begin{cases} U_0 x / L_1, & 0 < x \leq L_1, \\ U_0 (L_1 / L_2 - x / L_2 + 1), & L_1 < x \leq L, \\ U_0 (x / L_1 - L_2 / L_1 - 1), & L < x \leq L + L_1, \\ U_0 (-x / L_2 + 2L_1 / L_2 + 2), & L + L_1 < x \leq 2L. \end{cases} \quad (2)$$

假设系统稳定工作时, 粒子服从Boltzmann分布, 并且其运动的速率与Arrhenius因子有关, 则单位时间两热泵循环向右和向左运动粒子的数量 N_+ , N_- , N'_+ 和 N'_- 分别为

$$\begin{aligned} N_+ &= (1/t) \exp[-(U_0 - FL_1) / (k_B T_4)], \\ N_- &= (1/t) \exp[-(U_0 + FL_2) / (k_B T_3)], \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} N'_+ &= (1/t) \exp[-(U_0 - FL_1) / (k_B T_2)], \\ N'_- &= (1/t) \exp[-(U_0 + FL_2) / (k_B T_1)], \end{aligned} \quad (4)$$

其中 t 为时间, k_B 为Boltzmann常数.

粒子穿过介质时将会交换热量, 粒子往势能较高的方向运动时吸热, 往势能较低的方向运动时放热. 单个粒子向右(或左)穿过低温介质时吸收(或释放)的热量为 $U_0 - FL_1$, 向右(或左)穿过高温势场时释放(或吸收)的热量为 $U_0 + FL_2$. 因此两热泵循环正常工作时, 底部(或顶部)热泵循环粒子穿过低温介质 T_4 (或 T_2)的吸热率 $\dot{Q}_4$ (或 $\dot{Q}_2$)和穿过高温介质 T_3 (或 T_1)的放热率 $\dot{Q}_3$ (或 $\dot{Q}_1$)可表述为

$$\begin{aligned} \dot{Q}_4 &= (N_+ - N_-)(U_0 - FL_1), \\ \dot{Q}_3 &= (N_+ - N_-)(U_0 + FL_2), \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_2 &= (N'_+ - N'_-)(U_0 - FL_1), \\ \dot{Q}_1 &= (N'_+ - N'_-)(U_0 + FL_2). \end{aligned} \quad (6)$$

3 主要性能参数

对于热驱动布朗热泵循环, 热源与热泵间的换热率和粒子与黏性介质间的换热率相等, 因此 $\dot{Q}'_1 = \dot{Q}_1$, $\dot{Q}'_2 = \dot{Q}_2$, $\dot{Q}'_3 = \dot{Q}_3$ 和 $\dot{Q}'_4 = \dot{Q}_4$. 则底部(或顶部)热泵循环的输入功率 P_2 (或 P_1)为

$$P_2 = \dot{Q}'_3 - \dot{Q}_4 = (N_+ - N_-)FL, \quad (7)$$

$$P_1 = \dot{Q}'_1 - \dot{Q}_2 = (N'_+ - N'_-)FL. \quad (8)$$

由以上分析, 联合热泵循环的供热率 Π 和总输入功率

P 为

$$\Pi = \dot{Q}'_1 = (N'_+ - N'_-)(U_0 + FL_2), \quad (9)$$

$$P = P_1 + P_2 = (N_+ - N_-)FL + (N'_+ - N'_-)FL, \quad (10)$$

则供热系数 β 为

$$\beta = \frac{\Pi}{P} = \frac{(N'_+ - N'_-)(U_0 + FL_2)}{(N_+ - N_-)FL + (N'_+ - N'_-)FL}. \quad (11)$$

为了分析更加简便, 本文将主要性能系数无量纲化. 定义势场不对称度 $\mu = L_1/L$, 无量纲外力 $f = FL/(k_B T_H)$ 和无量纲势垒高度 $U = U_0/(k_B T_H)$. 设定温比分别为^[39]: $\omega = T_C/T_H$, $k_1 = T_H/T_1$, $k_2 = T_2/T_C$, $k_3 = T_C/T_3$ 和 $k_4 = T_4/T_L$.

将式(9)和(10)写成无量纲形式:

$$\Pi^* = \Pi t / k_B T_H = [e^{-(U-\mu f)/k_2 \omega} - e^{-k_1 U - (1-\mu)k_1 f}] \quad (12)$$

$$[U + (1-\mu)f],$$

$$P^* = [e^{-(U-\mu f)/k_4 \tau} - e^{-k_3 U/\omega - (1-\mu)k_3 f/\omega}]f \quad (13)$$

$$+ [e^{-(U-\mu f)/k_2 \omega} - e^{-k_1 U - (1-\mu)k_1 f}]f.$$

4 联合热驱动布朗热泵循环的性能分析

由以上分析可知, 在给定温比 τ 时, 供热率和供热系数是关于 U , μ , f , k 和 ω 的函数. 假设热源与热泵之间的导热率不变, 热源与黏性介质间的温度比为定值, 则有 $k=k_1=k_2=k_3=k_4$. 当高低温热源的温度一定时, 温比 τ 为定值, 且有 $\omega > \tau$. 下面利用数值方法分析系统的性能特性.

给定 $\omega=0.5$, $\tau=0.3$, $k=0.95$, $f=4$ ^[34,39], 图3分别为 Π^*

和 β 关于 U 和 μ 的特性. 当 μ 一定时, Π^* 关于 U 单调减小, 这是因为当 U 增大时, 虽然单个粒子吸收的热量增加, 但是粒子运动的数量减少更多, 因此 Π^* 减小; 当 U 一定时, μ 增大时虽然单个粒子向高温热源的放热量减少, 但是粒子运动的数量增多, 因此 Π^* 增大. 当 U (或 μ)一定时, β 关于 μ (或 U)的曲线呈抛物线形. 当 U 开始增大时, 总输入功率相对于 Π^* 减小更多, 因此 β 增大; 当 U 进一步增大时, Π^* 进一步减小, 因此 β 减小. 当 μ 增大时, 供热率增大, 因此 β 增大; 当 μ 继续增大时, 总输入功率增加更多, 因此 β 减小.

给定 $k=0.95$, $\omega=0.5$, $\tau=0.3$, $U=4$, 图4分别为 Π^* 和 β 关于 f 和 μ 的特性. 当 μ (或 f)一定时, Π^* 关于 f (或 μ)单调增加, β 关于 f (或 μ)呈抛物线形. 当 f 开始增加时, 单个粒子运动吸收的热量增加, 且粒子运动的数量增加, 因此 Π^* 增大. 当 f 继续增大时, 总输入功率 P 急剧增加, 因此 β 减小.

给定 $k=0.95$, $\omega=0.5$, $\tau=0.3$, $\mu=0.3$, 图5分别为 Π^* 和 β 关于 U 和 f 的特性. 当 U (或 f)一定时, Π^* 关于 f (或 U)单调增加(或减小), β 随 f (或 U)先增大后减小. 当 f 一定时, Π^* 关于 U 单调减小, 这是因为当 U 增大时, 虽然单个粒子吸收的热量增加, 但是运动粒子的数量减少更多, 因此 Π^* 减小; 此时总输入功率 P 减小, 因此 β 增大, 当 U 进一步增大时, Π^* 进一步减小, 因此 β 减小. 当 U 一定时, 当 f 开始增加时, 单个粒子运动克服外力吸收的热量增加, 且粒子运动的数量增加, 因此 Π^* 和 β 增大; 当 f 继续增大时, 总输入功率 P 急剧增加, 因此 β 减小. β 关于 U (或 f)的最大值 $\beta_{\max}$ 随 f (或 U)单调增大, Π^* 和 β 关于 U 和 f 的特性

图3 (网络版彩图) Π^* 和 β 关于 U 和 μ 的特性关系. (a) Π^* 关于 U 和 μ 的特性关系; (b) β 关于 U 和 μ 的特性关系

Figure 3 (Color online) The characteristic of Π^* and β versus U and μ . (a) The characteristic of Π^* versus U and μ ; (b) The characteristic of β versus U and μ .

图 4 (网络版彩图) Π^* 和 β 关于 f 和 μ 的特性关系. (a) Π^* 关于 f 和 μ 的特性关系; (b) β 关于 f 和 μ 的特性关系

Figure 4 (Color online) The characteristic of Π^* and β versus f and μ . (a) The characteristic of Π^* versus f and μ ; (b) The characteristic of β versus f and μ .

图 5 (网络版彩图) Π^* 和 β 关于 U 和 f 的特性关系. (a) Π^* 关于 U 和 f 的特性关系; (b) β 关于 U 和 f 的特性关系

Figure 5 (Color online) The characteristic of Π^* versus U and f . (a) The characteristic of Π^* versus U and f ; (b) The characteristic of β versus U and f .

与图3和4所得的结论一致.

给定 $k=0.95$, $\mu=0.3$, $\tau=0.3$, $f=4$, 图6分别为 Π^* 和 β 关于 U 和 ω 的特性. 当 U (或 ω) 一定时, Π^* 随 ω (或 U) 单调增加 (或减小); β 随 ω 单调增加. 当 ω 较小时, β 关于 U 呈抛物线形, 当 ω 较大时, β 随 U 单调增加. 说明当热源 T_L 的温度不变时, 中间热源温度 T_C 越接近 T_H , 系统的性能越好. 当 T_C 较大时, 顶部热泵循环向右运动的粒子数量较多, 并且从中间热源吸收的热量增加, 因此 Π^* 和 ϕ 增大. 因此当 T_H 和 T_L 一定时, 应使中间热源温度适当趋近于 T_H , 此时联合热泵循环的性能更好.

由上分析, 可以选择合适的参数来分析 β 和 Π^* 的关系. 给定 $\mu=0.3$, $\omega=0.5$, $\tau=0.3$ 和 $k=0.95$, 图7为 β 和 Π^* 间的

关系. β 与 Π^* 的曲线呈抛物线形, 存在最佳的 Π_1^* 使供热系数最大, 此时对应的 Π^* 很小. 当 Π^* 较大时, 对应的 β 较小. 在不同的工作要求下, 可以通过合理地设置参数使系统工作在需要的状态.

5 单级与联合热泵循环的性能比较

为了进一步说明本文所建立的联合热泵循环模型的性能特性, 本节对单级热泵循环与联合热泵循环的性能进行对比. 当单级热泵循环工作在热源 T_H 和 T_L 之间时, 考虑热泵循环与热源之间的传热损失, 假设黏性介质的温度仍然为 T_1 和 T_4 , 则单级热泵循环的供热

图 6 (网络版彩图) Π^* 关于 U 和 ω 的特性关系. (a) Π^* 关于 U 和 ω 的特性关系; (b) β 关于 U 和 ω 的特性关系
Figure 6 (Color online) The characteristic of Π^* and β versus U and ω ; (a) The characteristic of Π^* versus U and ω ; (b) The characteristic of β versus U and ω .

图 7 β 和 Π^* 的特性关系
Figure 7 The characteristic between β and Π^* .

率 Π_s^* 和供热系数 β_s 可写为

$$\Pi_s^* = [e^{-U/\tau k_4 + \mu f/\tau k_4} - e^{-k_1 U - (1-\mu)k_1 f}] [U + (1-\mu)f], \quad (14)$$

$$\beta_s = U/f + (1-\mu). \quad (15)$$

利用数值模拟的方法, 给定 $\mu=0.3$, $\tau=0.3$, $U=0.4$, $k=0.95$. 结合式(12)~(15), 可得到单级和两级联合热泵循环供热率和供热系数特性的对比.

图8为单级热泵循环(曲线1)和联合热泵循环(曲线2~4)的供热率和COP关于 f 的特性. 表1和2分别为 $f=8.5$ 时的供热率和供热系数. 当 τ 一定时, 联合热泵循环的供热率相对于单级热泵循环明显提高, 但供热系数减

表 1 $f=8.5$ 时的供热率

Table 1 Values of heating load with $f=8.5$

温比	$\omega=0.5$	$\omega=0.6$	$\omega=0.7$
单级热泵循环的供热率 Π_s^*	0.034	0.034	0.034
联合热泵循环的供热率 Π^*	0.3296	0.5786	0.8647
联合热泵循环供热率的变化量	+673.3%	+1187%	+1939%

表 2 $f=8.5$ 时的供热系数

Table 2 Values of COP with $f=8.5$

温比	$\omega=0.5$	$\omega=0.6$	$\omega=0.7$
单级热泵循环的COP β_s	1.1706	1.1706	1.1706
联合热泵循环的COP β	1.0351	1.0852	1.1099
联合热泵循环COP的变化量	-11.6%	-7.3%	-5.2%

小. 对于宏观内可逆联合热泵, 当输入功率一定时, 供热率减小, 供热系数不变^[41]. 两者的结论不同, 这是因为布朗热泵循环与常规热泵循环的工作机理不同, 系统的工作温度直接影响布朗粒子运动的数量. 由文献[40]可知, 运动粒子的数量与温比有关, 在一定范围内温比越大, 运动粒子的数量越多. 当引入中间热源 T_C 时, 顶部热泵循环工作在热源 T_H 和 T_C 间, 因此 $T_C/T_H > T_L/T_H$, 这意味着通过中间热源增大了温比, 顶部热泵循环从热源 T_C 的吸热率增大, 输入功率也增大, 因此供热率 Π^* 增大. 布朗热泵循环输入功率与粒子运动的数量有关, 本模型中, 当运动粒子的数量增加时, 联合布

图 8 单级与联合热泵循环的供热率和供热系数与 f 的特性. (a) 单级与联合热泵循环的供热率与 f 的特性; (b) 单级与联合热泵循环的COP与 f 的特性

Figure 8 The heating load and COP versus f characteristic of single and combined heat pump cycles. (a) The heating load versus f characteristic of single and combined heat pump cycles; (b) the COP versus f characteristic of single and combined heat pump cycles.

朗热泵循环总输入功率增大, 因此供热系数减小. 当布朗热泵循环工作在温差较大地热源间时, 采用串联的方法可以显著的提高供热率, 这为提高布朗热泵循环供热率提供了新的思路.

6 结论

本文将两个布朗热泵循环串联, 考虑热源与布朗热泵循环间的传热损失, 建立了联合热驱动布朗热泵循环模型. 导出了联合系统的供热率和供热系数解析式, 分析联合热泵循环的性能特性. 主要结论如下.

(1) 各设计参数直接影响运动粒子的数量和粒子与黏性介质间的换热量. 联合布朗热泵循环的供热率随势垒高度单调递减, 随外力单调增加. 供热系数关于势垒高度和外力都有最大值.

(2) 当顶部和底部热源温度一定时, 中间热源温度与顶部热源温度越接近时, 供热率和供热系数越大. 供热系数与供热率的曲线为抛物线形, 并且两者不能同时取得最大值.

(3) 相对于单级热泵循环, 联合布朗热泵循环的供热率更大, 但是总输入功率较大, 因此供热系数会相对减小. 这一特性与宏观联合热泵循环不同.

致谢 审稿人对本文提出了细心、无私和充满建设性的意见, 在此致以诚挚的谢意!

参考文献

- 1 Zhang X, Ai B. Transport of overdamped Brownian particles driven by ac forces and time-delayed feedback. *J Phys A-Math Theor*, 2010, 43: 495004
- 2 Asfaw M. Thermodynamic feature of a Brownian heat engine operating between two heat baths. *Phys Rev E*, 2014, 89: 012143
- 3 Schmitt R K, Parrondo J M R, Linke H, et al. Molecular motor efficiency is maximized in the presence of both power-stroke and rectification through feedback. *New J Phys*, 2015, 17: 065011
- 4 Long R, Li B, Liu W. Performance analysis for Feynman's ratchet as a refrigerator with heat leak under different figure of merits. *Appl Math Model*, 2016, 40: 10437-10446
- 5 Açıkcalp E. Analysis of a Brownian heat engine with ecological criteria. *Eur Phys J Plus*, 2016, 131: 426
- 6 Chen L G. Finite-Time Thermodynamic Analysis of Irreversible Processes and Cycles (in Chinese). Beijing: Higher Education Press, 2005. 280 [陈林根. 不可逆过程和循环的有限时间热力学分析. 北京: 高等教育出版社, 2005. 280]

- 7 Lin G X, Chen J C. Investigation on the optimum performance and parametric design of a variety of energy conversion systems (in Chinese). *J Xiamen Univ (Nat Sci)*, 2011, 50: 227–238 [林国星, 陈金灿. 多种能量转换系统的性能优化与参数设计的研究. 厦门大学学报(自然科学版), 2011, 50: 227–238]
- 8 Chen L G. Progress in optimization of mass transfer processes based on mass entransy dissipation extremum principle. *Sci China Tech Sci*, 2014, 57: 2305–2327
- 9 Yang Z M, Liao T J, Lin B H. Performance optimization of a solid oxide fuel cell-stirling heat engine hybrid power system (in Chinese). *Sci Sin Tech*, 2014, 44: 822–832 [廖天军, 杨智敏, 林比宏. 固体氧化物燃料电池-斯特林热机混合动力系统的性能优化. 中国科学: 技术科学, 2014, 44: 822–832]
- 10 Lin J, Huang Z F, Lin B H, et al. Parametric optimum design of an irreversible photon-enhanced thermionic emission solar cell hybrid system (in Chinese). *Sci Sin Tech*, 2016, 46: 225–234 [林健, 杨智敏, 林比宏, 等. 光子增强热离子发射太阳能电池混合功率系统参数的优化设计. 中国科学: 技术科学, 2016, 46: 225–234]
- 11 Su H, Wang J W, Zhao Q Y, et al. A three-terminal quantum dot heat engine based on ideal resonant tunneling (in Chinese). *Sci Sin Tech*, 2016, 46: 1296–1302 [苏豪, 王家伟, 赵沁园, 等. 基于理想共振隧穿的三端量子点热机. 中国科学: 技术科学, 2016, 46: 1296–1302]
- 12 Bi Y H, Chen L G. Finite Time Thermodynamic Optimization for Air Heat Pumps (in Chinese). Beijing: Science Press, 2017 [毕月红, 陈林根. 空气热泵性能有限时间热力学优化. 北京: 科学出版社, 2017]
- 13 Chen L G, Xia S J. Generalized Thermodynamic Dynamic-Optimization for Irreversible Cycles-Engineering Thermodynamic Plants and Generalized Engine Cycles (in Chinese). Beijing: Science Press, 2018 [陈林根, 夏少军. 不可逆循环的广义热力学动态优化-工程热力装置与广义机循环. 北京: 科学出版社, 2018]
- 14 Liao T J, Lin B H. Investigation on the performance of a photon-enhanced thermionic emission solar cell (in Chinese). *Sci Sin Tech*, 2019, 49: 873–879 [廖天军, 林比宏. 光子增强热离子太阳能电池的性能研究. 中国科学: 技术科学, 2019, 49: 873–879]
- 15 Chen L G, Xia S J, Feng H J. Progress in generalized thermodynamic dynamic-optimization of irreversible cycles (in Chinese). *Sci Sin Tech*, 2019, 49: 1223–1267 [陈林根, 夏少军, 冯辉君. 不可逆循环广义热力学动态优化研究进展. 中国科学: 技术科学, 2019, 49: 1223–1267]
- 16 Lin B H, Huang Z F. Optimization of irreversible capacitive thermoelectric conversion device performance (in Chinese). *Sci Sin Tech*, 2020, 50: 551–561 [林比宏, 黄志福. 不可逆热容热电转换装置性能优化分析. 中国科学: 技术科学, 2020, 50: 551–561]
- 17 Liao T J, Chen Y, Yang Z M. Optimal performance of solar-driven thermo-electric-radiative coupled devices (in Chinese). *Sci Sin Tech*, 2021, 51: 46–54 [廖天军, 陈渝, 杨智敏. 太阳能驱动热电子-热辐射耦合器件的优化性能. 中国科学: 技术科学, 2021, 51: 46–54]
- 18 Chen L G, Xia S J. Progresses in generalized thermodynamic dynamic-optimization of irreversible processes (in Chinese). *Sci Sin Tech*, 2019, 49: 981–1022 [陈林根, 夏少军. 不可逆过程广义热力学动态优化研究进展. 中国科学: 技术科学, 2019, 49: 981–1022]
- 19 Chen L, Ge Y, Liu C, et al. Performance of universal reciprocating heat-engine cycle with variable specific heats ratio of working fluid. *Entropy*, 2020, 22: 397
- 20 Shi S, Ge Y, Chen L, et al. Four-objective optimization of irreversible Atkinson cycle based on NSGA-II. *Entropy*, 2020, 22: 1150
- 21 Chen L, Yang B, Feng H, et al. Performance optimization of an open simple-cycle gas turbine combined cooling, heating and power plant driven by basic oxygen furnace gas in China's steelmaking plants. *Energy*, 2020, 203: 117791
- 22 Chen L, Feng H, Ge Y. Power and efficiency optimization for open combined regenerative Brayton and inverse Brayton cycles with regeneration before the inverse cycle. *Entropy*, 2020, 22: 677
- 23 Chen L, Tang C, Feng H, et al. Power, efficiency, power density and ecological function optimization for an irreversible modified closed variable-temperature reservoir regenerative Brayton cycle with one isothermal heating process. *Energies*, 2020, 13: 5133
- 24 Chen L, Shen J, Ge Y, et al. Power and efficiency optimization of open Maisotsenko-Brayton cycle and performance comparison with traditional open regenerated Brayton cycle. *Energy Convers Manage*, 2020, 217: 113001
- 25 Feng H, Chen W, Chen L, et al. Power and efficiency optimizations of an irreversible regenerative organic Rankine cycle. *Energy Convers Manage*, 2020, 220: 113079
- 26 Feng H, Qin W, Chen L, et al. Power output, thermal efficiency and exergy-based ecological performance optimizations of an irreversible KCS-34 coupled to variable temperature heat reservoirs. *Energy Convers Manage*, 2020, 205: 112424
- 27 Chen L G, Meng F K, Sun F R. Thermodynamic analyses and optimization for thermoelectric devices: The state of the arts. *Sci China Tech Sci*, 2016, 59: 442–455
- 28 Feng Y L, Chen L G, Meng F K, et al. Influences of external heat transfer and Thomson effect on the performance of TEG-TEC combined

- thermoelectric device. *Sci China Tech Sci*, 2018, 61: 1600–1610
- 29 Chen L G, Meng F K, Ge Y L, et al. Performance optimization of a class of combined thermoelectric heating devices. *Sci China Tech Sci*, 2020, 63: 2640–2648
 - 30 Qiu S, Ding Z, Chen L. Performance evaluation and parametric optimum design of irreversible thermionic generators based on van der Waals heterostructures. *Energy Convers Manage*, 2020, 225: 113360
 - 31 Qiu S S, Ding Z M, Chen L G, et al. Performance optimization of thermionic refrigerators based on van der Waals heterostructures. *Sci China Tech Sci*, 2021, 64: 1007–1016
 - 32 Ding Z M, Chen L G, Ge Y L, et al. Optimal performance regions of an irreversible energy selective electron heat engine with double resonances. *Sci China Tech Sci*, 2019, 62: 397–405
 - 33 Chen L, Feng H, Ge Y. Maximum energy output chemical pump configuration with an infinite-low- and a finite-high-chemical potential mass reservoirs. *Energy Convers Manage*, 2020, 223: 113261
 - 34 Xia S J, Chen L G, Wang C. Optimal current paths for a class of generalized electrochemical reaction system (in Chinese). *Sci Sin Tech*, 2020, doi: 10.1360/SST-2020-0074 [夏少军, 陈林根, 王超. 一类普适电化学反应系统的最优电流路径. 中国科学: 技术科学, 2020, doi: 10.1360/SST-2020-0074]
 - 35 Li P, Chen L, Xia S, et al. Entropy generation rate minimization for steam methane reforming reactor heated by molten salt. *Energy Rep*, 2020, 6: 685–697
 - 36 Chen L G, Wang C, Zhang L, et al. Progress in thermodynamic analyses and optimizations for key component units in sea-based fuel synthesis system (in Chinese). *Sci Sin Tech*, 2021, 51: 137–175 [陈林根, 王超, 张磊, 等. 海基合成燃油系统关键单元的热力学分析与优化研究进展. 中国科学: 技术科学, 2021, 51: 137–175]
 - 37 Kong R, Chen L G, Xia S J, et al. Minimization of entropy generation rate during hydrogen iodide decomposition reaction process (in Chinese). *Sci Sin Tech*, 2021, 51: 565–579 [孔锐, 陈林根, 夏少军, 等. 碘化氢分解反应器熵产生率最小化. 中国科学: 技术科学, 2021, 51: 565–579]
 - 38 Xia S J, Chen L G. Generalized dissipation minimization for generalized flow transfer processes (in Chinese). *Sci Sin Tech*, 2019, 49: 501–517 [夏少军, 陈林根. 广义流传递过程的广义耗散最小化. 中国科学: 技术科学, 2019, 49: 501–507]
 - 39 Xia S J, Chen L G, Feng H J. Optimal configurations for maximizing generalized output of two-finite-potential-reservoir endoreversible generalized engine cycles (in Chinese). *Sci Sin Tech*, 2020, 50: 276–286 [夏少军, 陈林根, 冯辉君. 两有限势库内可逆广义机最大广义输出的最优构型. 中国科学: 技术科学, 2020, 50: 276–286]
 - 40 Parrondo J M R, de Cisneros B J. Energetics of Brownian motors: A review. *Appl Phys A*, 2002, 75: 179–191
 - 41 Ding Z M, Chen L G, Wang W H, et al. Progress in study on finite time thermodynamic performance optimization for three kinds of microscopic energy conversion systems (in Chinese). *Sci Sin Tech*, 2015, 45: 889–918 [丁泽民, 陈林根, 王文华, 等. 三类微型能量转换系统有限时间热力学性能优化的研究进展. 中国科学: 技术科学, 2015, 45: 889–918]
 - 42 Asfaw M, Bekele M. Energetics of a simple microscopic heat engine. *Phys Rev E*, 2005, 72: 056109
 - 43 Asfaw M, Bekele M. Exploring the operation of a tiny heat engine. *Phys A-Stat Mech its Appl*, 2007, 384: 346–358
 - 44 Asfaw M. Effect of thermal inhomogeneity on the performance of a Brownian heat engine. *Eur Phys J B*, 2013, 86: 189
 - 45 Asfaw M. Modeling an efficient Brownian heat engine. *Eur Phys J B*, 2008, 65: 109–116
 - 46 Ai B Q, Wang L, Liu L G. Brownian micro-engines and refrigerators in a spatially periodic temperature field: Heat flow and performances. *Phys Lett A*, 2006, 352: 286–290
 - 47 Zhang Y, Lin B H, Chen J C. Performance characteristics of an irreversible thermally driven Brownian microscopic heat engine. *Eur Phys J B*, 2006, 53: 481–485
 - 48 Ding Z, Chen L, Sun F. Power and efficiency performances of a micro thermal Brownian heat engine with and without external forces. *Braz J Phys*, 2010, 40: 141–149
 - 49 Zhang Y, Chen J C, Gao T F. The onsager reciprocity relation and generalized efficiency of a thermal Brownian motor. *Chin Phys B*, 2009, 18: 3279–3286
 - 50 Gao T, Chen J. Non-equilibrium thermodynamic analysis on the performance of an irreversible thermally driven Brownian motor. *Mod Phys Lett B*, 2010, 24: 325–333
 - 51 Cheng H T, He J Z, Xiao Y L. Brownian heat engine driven by temperature difference in a periodic double-barrier sawtooth potential (in Chinese). *Acta Phys Sin*, 2012, 61: 010502 [程海涛, 何济洲, 肖宇玲. 周期性双势垒锯齿势中温差驱动的布朗热机. 物理学报, 2012, 61: 010502]

010502]

- 52 Xiao Y L, He J Z, Cheng H T. Influence of the heat reservoir boundary on the performance of Brownian heat engine (in Chinese). *Acta Phys Sin*, 2014, 63: 200501 [肖宇玲, 何济洲, 程海涛. 温库边界对布朗热机性能的影响. *物理学报*, 2014, 63: 200501]
- 53 Luo X G, Liu N, He J Z. Optimum analysis of a Brownian refrigerator. *Phys Rev E*, 2013, 87: 022139
- 54 Chen L, Ding Z, Sun F. A generalized model of an irreversible thermal Brownian refrigerator and its performance. *Appl Math Model*, 2011, 35: 2945–2958
- 55 Ding Z M, Chen L G, Sun F R. Thermodynamic characteristics of a Brownian heat pump in a spatially periodic temperature field. *Sci China-Phys Mech Astron*, 2010, 53: 876–885
- 56 Ding Z, Chen L, Sun F. Generalized model and optimum performance of an irreversible thermal Brownian microscopic heat pump. *Math Comput Model*, 2011, 53: 780–792
- 57 Chen L, Wu C, Sun F. Optimization of specific rate of heat pumping in combined heat pump cycles. *Energy Convers Manage*, 1998, 39: 113–116
- 58 Chen L G, Luo J, Sun F R. et al. Performance of combined heat pumps with a heat leak. *Advances in Finite Time Thermodynamics: Analysis and Optimization*. New York: Nova Science Publishers, 2004. 63–70
- 59 Chen L, Bi Y, Sun F, et al. Performance optimization of a combined heat pump cycle. *Open Syst Inf Dyn*, 2003, 10: 377–389
- 60 Ma K, Chen L, Sun F, et al. Finite-time exergoeconomic performance analysis and optimisation for generalised irreversible combined heat pump cycles. *Int J Ambient Energy*, 2011, 32: 78–86
- 61 Rubin M H, Andresen B. Optimal staging of endoreversible heat engines. *J Appl Phys*, 1982, 53: 1–7
- 62 Meng Z, Chen L, Wu F. Optimal power and efficiency of multi-stage endoreversible quantum Carnot heat engine with Harmonic oscillators at the classical limit. *Entropy*, 2020, 22: 457
- 63 Qi C Z, Ding Z M, Chen L G, et al. Model of irreversible two-stage combined thermal Brownian refrigerators and its optimal performance. *J Non-Equilibrium Thermodyn*, 2021, 46: 175–189

Modeling and performance analysis of a combined thermal Brownian heat pump cycle

QI CongZheng³, DING ZeMin³, CHEN LinGen^{1,2}, GE YanLin^{1,2} & FENG HuiJun^{1,2}

¹ Institute of Thermal Science and Power Engineering, Wuhan Institute of Technology, Wuhan 430205, China;

² School of Mechanical & Electrical Engineering, Wuhan Institute of Technology, Wuhan 430205, China;

³ College of Power Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China

Based on finite-time thermodynamics theory, this paper proposes a two-stage thermal Brownian heat pump cycle model combined with an intermediate reservoir. The model is formed by two Brownian heat pump cycles operating in series. Two heat pump cycles operate between three heat reservoirs with constant temperature. In this regard, finite-rate heat transfer processes exist among heat pump cycles and reservoirs. In consideration of the heat transfer losses among reservoirs and heat pump cycles, the expressions of heating load and coefficient of performance (COP) are derived. The influence of design parameters on system performance is analyzed by numerical calculations. Results show that heating load decreases monotonically with the increase in the barrier height of the potential and increases monotonically with the increase in the external load and the asymmetry of the potential. The COP reaches the maximum values with the barrier height of the potential, the asymmetry of the potential, and the external load. When the heat reservoir temperatures are constant, the closer the intermediate heat reservoir temperature is to the topping cycle heat reservoir temperature, the higher the heating load and the COP. Compared with one-stage thermal Brownian heat pump cycle, which works between the heat source and sink with the same temperatures, the combined Brownian heat pump cycle has a larger heating load but a reduced COP.

finite time thermodynamics, thermal Brownian heat pump cycle, combined thermal Brownian heat pump cycle, heating load, COP

doi: [10.1360/SST-2020-0417](https://doi.org/10.1360/SST-2020-0417)