

# 焓理论在热功转换过程中的应用探讨\*

程雪涛 梁新刚†

(清华大学工程力学系, 北京 100084)

(2014年3月4日收到; 2014年6月6日收到修改稿)

分析和讨论了焓理论在热功转换过程的应用及其局限性. 对 Carnot 循环的分析表明, Carnot 循环中系统的焓是平衡的, 但焓和熵之间不存在  $dG = T^2 dS$  这样的联系. 对于一般热力学过程, 分析表明, 在热量传递到内可逆循环中对外做功时, 现有的焓理论可用于系统的分析. 讨论了热功转换过程分析中焓理论与熵理论的不同. 分析表明, 两个理论的分析角度及优化输出功的前提条件是不同的. 熵产从可用能损失的角度分析热功转换过程, 而焓理论则从热量势能消耗的角度. 当输入系统的可用能给定或者输入系统的热量及热量进、出系统的热力学力给定时, 熵产最小化对应于输出功最大; 对于焓理论, 则当输入系统的热量及热量进、出系统的温度给定时, 最大焓损失对应于最大输出功. 同时, 它们各自均有局限性. 当相应的前提条件不满足时, 最大焓损失或最小熵产可能不与最大输出功相对应.

**关键词:** 焓损失, 熵产, Carnot 循环, 热功转换过程

**PACS:** 05.70.-a, 44.05.+e

**DOI:** 10.7498/aps.63.190501

## 1 引言

传热与热功转换过程的优化分析可以提高能源利用效率、减少能源消耗, 因而日益获得研究人员的重视. 相关的理论也得以提出, 焓理论<sup>[1]</sup>即是其中的典型代表. 基于导热与导电的对比, Guo 等<sup>[1]</sup>提出了用以表征热量传递能力的新概念——焓. 研究表明, 传热过程必然伴随着焓的损耗, 即存在焓耗散. 基于焓耗散的概念, 焓耗散极值原理、最小热阻原理等<sup>[1,2]</sup>得以发展并被应用于热传导<sup>[1,3-6]</sup>、热对流<sup>[1,7-9]</sup>、热辐射<sup>[10-13]</sup>、换热器<sup>[2,14-19]</sup>、热网络<sup>[16,20-22]</sup>等多种传热过程的优化与分析中. 对于传热过程, 该理论的科学性和有效性得到了较为充分的应用和论证<sup>[23-28]</sup>.

进一步, 研究人员也将该理论拓展到了热功转换过程的分析中. Xu<sup>[29]</sup>基于对 Carnot 循环的分析, 探讨了焓和焓耗散的热力学基础, 认为焓可取代熵以表述热力学第二定律. Cheng 和

Liang<sup>[30,31]</sup>基于对一般闭口热力学系统焓流的分析, 提出了焓损失的概念. 对于闭口热力学系统而言, 焓损失即流入和流出系统的焓流之差, 也等于焓耗散和功焓之和<sup>[30]</sup>. 从焓平衡的角度讲, 流入系统的焓流中, 一部分耗散在系统内的热传递过程中, 一部分消耗于工质做功过程中, 其余的则流出系统. 可见, 焓损失实际上即热力学系统消耗的焓流, 可视为热力学系统对外做功所必须付出的代价. Cheng 和 Liang<sup>[30,31]</sup>建立了焓损失与系统输出功之间的对应关系, 并将焓损失应用于 Brayton 循环<sup>[30]</sup>、空气标准循环<sup>[32]</sup>、单股流热网络<sup>[33]</sup>等的分析和优化中. 对于所讨论的工况而言, 研究表明, 焓损失越大则输出功越大. 此外, 焓损失的概念在 Rankine 循环<sup>[34]</sup>、Stirling 循环<sup>[35]</sup>、不可逆 Carnot 循环<sup>[36]</sup>等分析中也得到了应用. 然而, 对于焓理论在热力学中的应用, 也有研究人员提出了质疑, 认为在热力学分析中焓理论与熵理论并无区别<sup>[37]</sup>.

可见, 对于热功转换过程, 焓理论的可用性尚没有明确的结论. 它与熵产理论的区别也有待进一

\* 国家自然科学基金(批准号: 51376101)资助的课题.

† 通讯作者. E-mail: liangxg@tsinghua.edu.cn

步阐明. 本文即针对这一点开展研究工作.

## 2 Carnot 循环的熵分析及其探讨

在热力学中, Carnot 循环是一个极为重要的循环. 因此, 以熵理论对热力学循环的分析也自 Carnot 循环始, 如 Xu<sup>[29]</sup> 和 Cheng 等<sup>[38]</sup>. 如图 1 所示, Carnot 热机从温度为  $T_H$  的高温热源中吸收热量  $Q_H$ , 向温度为  $T_L$  的低温热源放热  $Q_L$ , 输出功为  $W$ . 对于这一可逆循环, Carnot 定理给出

$$Q_H/T_H = Q_L/T_L. \quad (1)$$

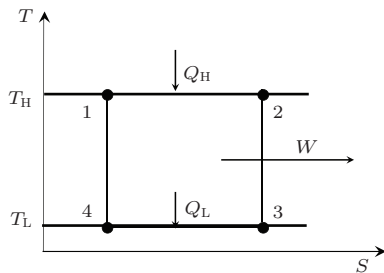


图 1 可逆 Carnot 循环示意图

如果循环中存在不可逆因素, 则 (1) 式不能成立. 对于实际循环, 有

$$Q_H/T_H \leq Q_L/T_L. \quad (2)$$

基于 (2) 式, Xu<sup>[29]</sup> 得

$$Q_H(T_H - T_L) \geq (Q_H - Q_L)T_H. \quad (3)$$

考虑能量守恒, 有<sup>[29]</sup>

$$Q_H(T_H - T_L) \geq WT_H. \quad (4)$$

不等式 (3) 和 (4) 的左边部分, Xu 定义为热机从高温热源中获得的熵, 右边部分则被视为用于做功的熵. 对于不可逆循环, (3), (4) 式取大于号. 基于此, Xu 等定义了不可逆循环的熵耗散, 即<sup>[29]</sup>

$$\begin{aligned} G_{\text{dis}} &= Q_H(T_H - T_L) - (Q_H - Q_L)T_H \\ &= Q_H(T_H - T_L) - WT_H. \end{aligned} \quad (5)$$

基于 (3) 式, 考虑任意热力学循环, 有<sup>[29]</sup>

$$Q_H \Delta T + \Delta Q T_H \geq 0, \quad (6)$$

其中  $\Delta T = T_H - T_L$ ,  $\Delta Q = -(Q_H - Q_L)$ . 如果将这一循环分解为  $n$  个 Carnot 循环, 则对于其中第  $j$  个 Carnot 循环, 有<sup>[29]</sup>

$$Q_{a,j} \Delta T_j \geq \Delta Q_j T_{H,j}. \quad (7)$$

其中  $Q_{a,j}$  是来自温度为  $T_{H,j}$  的热源的热量,  $\Delta Q_j = -(Q_{a,j} - Q_{r,j})$  ( $Q_{r,j}$  为输入冷源的热量),  $\Delta T_j$  为高低温热源之间的温差. 将所有循环求和得<sup>[29]</sup>

$$\sum_{j=1}^n (Q_{a,j} \Delta T_j + \Delta Q_j T_{H,j}) \geq 0. \quad (8)$$

如果  $n$  无限大而  $\Delta T_j$  无限小, 得<sup>[29]</sup>

$$\oint (QdT + T\delta Q) \geq 0. \quad (9)$$

对于可逆循环, 则 (9) 式中的等号成立. 基于此, 可得熵的微分形式<sup>[29]</sup>

$$dG = QdT + T\delta Q. \quad (10)$$

Xu 认为, (10) 式只取决于系统的初、末状态, 而与具体过程无关. 给定热源温度时, Xu<sup>[29]</sup> 进一步基于 (10) 式得出  $dG$  等于  $T\delta Q$ , 结合熵的定义式  $dS = \delta Q/T$ , 得

$$dG = T^2 dS. \quad (11)$$

这样, Xu<sup>[29]</sup> 建立起了熵和熵之间的联系.

上面, 我们复述了 Xu<sup>[29]</sup> 基于熵理论对 Carnot 循环进行的分析. 对于 Xu 的工作, Guo<sup>[39]</sup> 进行了评论, 并认为 Xu 的相关定义存在问题, 因而结论有待商榷. 下面, 我们进一步对此进行探讨. 首先, Xu<sup>[29]</sup> 将不等式 (3) 和 (4) 的左边部分定义为热机从高温热源得到的熵. 考虑熵流的定义并结合图 1 可见, 热机从高温热源得到的熵应为  $Q_H T_H$ , 而不是  $Q_H (T_H - T_L)$ <sup>[39]</sup>. 如果考虑热机从热源得到的净熵, 由图 1 可见, 热机释放到低温热源的熵为  $Q_L T_L$ . 因此, 热机从热源得到的净熵为  $Q_H T_H - Q_L T_L$ <sup>[39]</sup>, 也与不等式 (3) 和 (4) 的左边部分不相等. 综合上述分析可见, 不等式 (3) 和 (4) 的左边部分并不能定义为热机从高温热源得到的熵或从热源得到的净熵, 其物理意义有待进一步探讨.

由于不等式 (3) 和 (4) 左边部分的物理意义尚不明确, (5) 式对不可逆循环熵耗散的定义也是有待进一步商榷的. 我们可以图 2 所示的简单热力学循环为例来进行说明. 其中, 热量  $Q_H$  从温度为  $T_H$  的热源中进入工作于热源温度分别为  $T_m$ ,  $T_L$  之间的 Carnot 热机, 其中大小为  $W$  的部分转化为功对外输出, 其余部分  $Q_L$  则释放到低温热源中. 在该系统中, 除了热量  $Q_H$  在温度为  $T_H$  和  $T_m$  的热源之间传递的不可逆因素以外, 不再有其他不可逆因

素. 显然, 对于该热力学系统, 由于不存在传热以外的其他不可逆因素, 则熵耗散可表达为

$$G_{\text{dis}} = Q_H(T_H - T_m). \quad (12)$$

如果根据(5)式, 并结合 Carnot 定理, 可得

$$\begin{aligned} G_{\text{dis}} &= Q_H(T_H - T_L) - (Q_H - Q_L)T_H \\ &= Q_L T_H - Q_H T_L \\ &= Q_H T_L (T_H/T_m - 1). \end{aligned} \quad (13)$$

可见, (13)式的计算结果并不与(12)式一致, 且(13)式甚至可以小于(12)式. 由于图2所示的系统除传热以外不存在其他不可逆因素, 这就表明(13)式不能涵盖传热的不可逆性, 更不能准确地表达该系统的熵耗散. 因此, Xu 对热力学循环熵耗散的定义也有待进一步商榷.

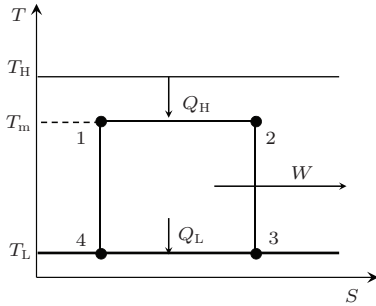


图2 简单的不可逆循环(内可逆 Carnot 循环)

进一步, 由(8)式到(9)式的推导也是有待商榷的. 在(6)式中,  $\Delta Q$ 不是孤立的, 它是 $\Delta T$ 和 $Q_H$ 等的函数,  $\Delta T$ 是 $T_H$ 和 $T_L$ 的函数; (8)式中 $\Delta Q_j$ 也是 $\Delta T_j$ 和 $Q_{a,j}$ 等的函数,  $\Delta T_j$ 是 $T_{H,j}$ 和对应冷源温度的函数. 但在(9)式中, 这些函数关系都被忽略了. 另外, 如果考虑 $n$ 无限大而温差无限小, (8)式对所有循环叠加, 实际上只是实现了循环的热源温度从 $T_H$ 到 $T_L$ 的连续变化, 并没有完成一个闭环. 因此, 即使忽略上述函数关系, (9)式也应该写为

$$\int_{T_L}^{T_H} (QdT + T\delta Q) \geq 0. \quad (14)$$

如果基于(14)式, 则不能得到被积分的括号内部分为状态量的结论, 也就不能得到(10)式的定义. 再退一步, 从(10)式的定义进而在给定热源温度情况下得到(11)式也是有误的. 首先, 在给定总的热源温度时, 根据 Xu 的推导,  $dT$ 代表其中某个 Carnot 循环的热源温差. 上文已经阐明, (10)式中 $\delta Q$ 实质是 $dT$ 的函数, 如果 $dT$ 为0, 代表循环温差为0, 则

$\delta Q$ 必然也为0. 在数学表达式上看, (10)式右面两项量级相同, 因此并不可以舍弃其中任意一项. 再者, (10)式中的 $\delta Q$ 的物理意义是热机从热源和冷源吸收净热量的相反数(在正 Carnot 循环中均为负值); 而在熵的定义式 $dS = \delta Q/T$ 中,  $\delta Q$ 为可逆过程中工质从初始态到末态时从环境中吸收的热量. 两个 $\delta Q$ 的物理意义并不相同, 因此不能简单进行代换[39]. 可见, (11)式的得出是存在一定问题的, 熵与熵之间并不存在以(11)式表达的联系.

另一方面, Cheng 等[38]则基于热力学第一定律, 考虑输出输入功对系统熵的影响, 建立了热力学过程中的熵平衡方程, 为

$$T\delta Q = TdU + T\delta W, \quad (15)$$

其中 $U$ 为内能, 等式左边第一项为输入系统的熵流, 右面第一项为系统熵的实际增量, 第二项为输出功导致系统熵的减少量. 基于(15)式, Cheng 等[38]对图1所示的 Carnot 循环的四个过程(两个等温过程和两个绝热过程)进行了积分,

$$\int_1^2 T\delta Q = \int_1^2 T\delta W = Q_H T_H, \quad (16)$$

$$\int_2^3 TdU = - \int_2^3 T\delta W = G_3 - G_2, \quad (17)$$

$$\int_3^4 T\delta Q = \int_3^4 T\delta W = -Q_L T_L, \quad (18)$$

$$\int_4^1 TdU = - \int_4^1 T\delta W = G_1 - G_4, \quad (19)$$

其中下标 1, 2, 3, 4 分别表示图 1 中的四个状态点,  $G$ 为工质的熵. (16)–(19)式求和, 考虑状态点 1, 2 以及状态点 3, 4 的温度相同、熵分别相等, 可得[38]

$$\begin{aligned} \oint T\delta W &= \int_1^2 T\delta W + \int_2^3 T\delta W \\ &\quad + \int_3^4 T\delta W + \int_4^1 T\delta W \\ &= Q_H T_H - Q_L T_L \\ &= \oint T\delta Q. \end{aligned} \quad (20)$$

这即表明, Carnot 循环里从热源输入系统的净熵, 均消耗于在做功过程中. 显然, 由于 Carnot 循环是可逆的, 这部分被消耗的熵还可以通过逆 Carnot 循环重新返回热源中.

上述推导分析了可逆循环输出功造成的熵的消耗. 对于不可逆循环, 除了输出功以外, 不可

逆的传热也会导致熵的消耗. 这是因为传热总伴随着熵的耗散<sup>[3]</sup>. 综合考虑这两部分, Cheng 和 Liang<sup>[30]</sup> 论证了热力学过程中熵的平衡: 熵流从高温热源流出后, 一部分耗散在高温热源与工质以及工质与低温热源之间的传热中, 一部分净流入了工质(这部分全部消耗在循环做功过程中), 其余全部流入低温热源. 因此, 离开热源或输入系统的净熵, 一部分耗散于传热过程, 另一部分消耗于做功过程中. 基于这一分析, 他们发展了熵损失的概念. 它即包括传热过程中的熵耗散和做功导致的熵的消耗, 同时也等于输入和输出系统的熵之差<sup>[30,31]</sup>,

$$G_{\text{loss}} = G_{\text{in}} - G_{\text{out}} = G_{\text{dis}} + G_{\text{W}}, \quad (21)$$

其中  $G_{\text{in}}$ ,  $G_{\text{out}}$  分别为输入和输出系统的熵,  $G_{\text{dis}}$  为传热导致的熵耗散,  $G_{\text{W}}$  为做功消耗掉的熵. 基于(21)式对 Carnot 循环和图 2 所示的不可逆循环进行分析均可见,  $G_{\text{loss}}$  可以描述这两个热力学系统熵的变化情况, 不会产生类似(12), (13)式之间不一致的情况.

### 3 熵损失概念在一般热力学循环中的应用及其局限性

通过对一般热力学系统的分析, Cheng 和 Liang<sup>[31]</sup> 定义了热量进入系统和离开系统的当量温度, 有

$$T_{\text{in}} = G_{\text{in}}/Q_{\text{in}}, \quad (22)$$

$$T_{\text{out}} = G_{\text{out}}/Q_{\text{out}}, \quad (23)$$

其中  $T_{\text{in}}$ ,  $T_{\text{out}}$  为热量  $Q_{\text{in}}$  和  $Q_{\text{out}}$  进入和离开系统对应的当量温度. 这样, 结合能量守恒, (21)式可改写为<sup>[31]</sup>

$$\begin{aligned} G_{\text{loss}} &= G_{\text{in}} - G_{\text{out}} \\ &= Q_{\text{in}}T_{\text{in}} - Q_{\text{out}}T_{\text{out}} \\ &= Q_{\text{in}}(T_{\text{in}} - T_{\text{out}}) + WT_{\text{out}}. \end{aligned} \quad (24)$$

这就表明, 在给定  $Q_{\text{in}}$ ,  $T_{\text{in}}$  及  $T_{\text{out}}$  的情况下, 最大熵损失对应于系统最大输出功. 在一定的前提下, 熵损失的概念可以用于热力学循环的优化分析. 基于(24)式, 研究人员对 Brayton 循环<sup>[30]</sup>, Rankine 循环<sup>[34]</sup>, Stirling 循环<sup>[35]</sup>、单股流热网络<sup>[33]</sup>、不可逆 Carnot 循环<sup>[36]</sup>、空气标准循

环<sup>[32]</sup>等进行了分析, 结果均验证了熵损失在一定条件下与系统输出功之间的对应关系<sup>[30-36,40-43]</sup>. 进一步, Cheng 和 Liang<sup>[44,45]</sup> 还基于熵损失的概念分析了热泵系统. 研究表明, 由于热泵将热量从低温热源泵到高温热源中, 而且输入功也转变成热输入到高温热源, 因此系统的熵不会减少, 而是增加, 即熵损失为负. 因此, 他们定义了熵增的概念<sup>[45]</sup>,

$$G_{\text{inc}} = -G_{\text{loss}} = G_{\text{out}} - G_{\text{in}}. \quad (25)$$

研究表明, 熵增越大, 则输入高温热源的热量越多<sup>[44,45]</sup>.

上面简要阐述了熵损失的概念在热力学循环优化分析中的应用情况. 应该说, 这一概念拓展了熵理论的应用范围. 那么, 它是否存在局限性呢? 答案是肯定的.

首先, 在对热力学循环的输出功进行优化时, (24)式表明, 熵损失与输出功之间的对应关系是有前提条件的, 即  $Q_{\text{in}}$ ,  $T_{\text{in}}$  及  $T_{\text{out}}$  给定. 当不满足这一前提条件时, 熵损失与输出功之间的对应关系也不一定存在<sup>[46,47]</sup>. 例如, Wang 等<sup>[46]</sup> 在分析内可逆 Carnot 循环时即发现某些条件下最大熵损失不对应于最大输出功.

其次, 对于热力学过程而言, 其优化的目标是多元化的, 不一定只是对输出功进行优化. 在工程实际中, 还存在热经济优化分析等. 对于输出功以外的优化目标, 熵损失的概念也不一定有效.

其三, 现有应用熵损失的概念分析的热力学循环均为内可逆循环, 即不可逆因素均被归结为工质与热源之间的传热热阻上的循环<sup>[40]</sup>. 对于这一类循环, 由于熵损失的两个组成部分恰好分别描述传热热阻对熵造成的耗散以及输出功对熵造成的消耗, 因此熵损失可以反映造成系统熵变化的全部环节. 如果需要分析的热力学循环不能归结为内可逆循环, 那么熵损失的概念则不一定能反映造成系统熵变化的全部环节, 因此也不一定用于这一类循环的分析和优化中.

其四, 热功转换过程可以分为两类, 即间接做功过程和直接做功过程<sup>[48]</sup>. 间接做功过程即热量通过传递输入到热力学循环, 通过循环对外输出功; 直接做功过程即系统直接进行体积膨胀对外做功. 对于这两种过程, 程雪涛和梁新刚<sup>[48]</sup> 以理想气体系统真空自由膨胀过程为例进行了讨论. 研究表明<sup>[48]</sup>, 在真空自由膨胀过程中, 理想气体系统

的温度和焓不变, 但压力减小了. 如果该系统间接对外做功, 由于其温度不变, 则其对外输出的功量不变, 即间接做功能力不变; 如果系统直接对外做功, 由于其压力减小了, 因而对外输出的功量将减小, 直接做功能力减小. 可见, 系统的焓与间接做功能力的变化趋势一致, 而与直接对外做功能力的变化趋势不同. 这就表明, 现有的焓理论还不能用于分析直接做功过程, 只能用于间接做功过程的分析<sup>[48]</sup>.

综上所述, 在热量传递到内可逆循环中间接对外做功时, 现有的焓理论才可用于系统的分析; 而且, 只有当系统满足一定前提条件时, 焓损失的概念才可用于优化系统的对外输出功. 上述结论阐明了焓理论的适用性, 也说明了其局限性.

#### 4 在热功转换过程分析中焓理论与熵理论的不同点

在热功转换过程的分析中, 熵理论是得到更为广泛应用的理论. 对于热力学过程, 熵产可以有效地描述系统可用能的损失. 因此, 熵产最小化方法被广泛地应用到各类热力学循环的优化与分析中<sup>[49-51]</sup>. 那么, 熵理论和焓理论在热功转换过程分析中有何区别呢?

首先, 两个理论是从不同的角度对热功转换过程进行分析的. 从物理意义上, 焓反映了热量的势能. 这种势能在热量向较低温度传递及热量通过热力学循环对外做功过程中都将出现消耗. 这种消耗即为焓损失. 它直接描述为完成整个热力学过程所付出的势能消耗的代价. 从(24)式也可见, 焓损失与系统对外输出功呈正相关的关系. 另一方面, 熵产则并不直接表征系统对外输出功的大小, 而是通过描述可用能的损失来间接反映输出功(Gouy-Stodola 原理表明, 熵产与环境温度之积等于可用能损失<sup>[52]</sup>). 两种理论, 一个是直接描述输出功, 一个是间接描述输出功. 正是这种不同, 使得两者在用于分析热功转换过程时存在定量上的差异.

其次, 与焓理论类似, 熵理论在优化热力学循环的输出功时也是有前提条件的, 但其前提条件与焓理论不同. Cheng 和 Liang 在对一般热力学系统进行熵产分析时得出<sup>[31]</sup>

$$S_g = S_{out} - S_{in}$$

$$\begin{aligned} &= Q_{out} F_{out} - Q_{in} F_{in} \\ &= Q_{in} (F_{out} - F_{in}) - W F_{out}. \end{aligned} \quad (26)$$

其中  $S_g$  为系统熵产,  $S_{out}$  和  $S_{in}$  分别为离开和进入系统的熵流,  $F_{out}$  和  $F_{in}$  分别为热量离开和进入系统对应的当量热力学力(量纲为 1/K). 可见, 当  $Q_{in}$ ,  $F_{out}$  和  $F_{in}$  给定时, 最小熵产与最大输出功对应. 对比(24)和(26)式可见, 如要使得最大焓损失或最小熵产与最大输出功对应, 两个理论都要求  $Q_{in}$  给定, 但焓理论要求给定热量进入和离开系统的当量温度, 而熵理论则要求给定当量热力学力.

对(26)式进行进一步分析, 在其两端同时乘以环境温度  $T_0$ , 有<sup>[52]</sup>

$$\begin{aligned} T_0 S_g &= Q_{out} \frac{T_0}{T_{out}} - Q_{in} \frac{T_0}{T_{in}} \\ &= \left[ Q_{in} \left( 1 - \frac{T_0}{T_{in}} \right) - Q_{out} \left( 1 - \frac{T_0}{T_{out}} \right) \right] \\ &\quad - (Q_{in} - Q_{out}) \\ &= E_{net} - W, \end{aligned} \quad (27)$$

其中  $E_{net}$  为输入系统的净可用能. 可见, 给定输入系统的净可用能时, 最小熵产也对应于系统最大输出功.

(26), (27) 式表明, 当前提条件不满足时, 熵产的减小并不一定意味着输出功的增大. 以图 2 所示的简单热力学过程为例,  $Q_H$  减小, 显然系统的熵产会减小, 但与此同时系统的对外输出功同样减小. 对于可逆循环, 这一结论将更为显而易见. 可逆循环的输出功的大小将随热源温度、输入系统的热量等各种因素的变化而变化, 但熵产始终是 0; 此时, 系统输出功的大小与熵产大小完全无关. 然而, 在上述两个例子中, 随着输出功的增大, 系统的焓损失仍然是增大的; 除了这两个例子, 在单股流热网络<sup>[33]</sup>, Rankine 循环<sup>[34]</sup>, Stirling 循环<sup>[35]</sup>、空气标准循环<sup>[32]</sup>、简化电厂模型<sup>[48]</sup>等的分析中, 也存在类似的例子. 这就表明在这些条件下, 最大焓损失原理仍然可用, 而熵产最小化方法却已不再适用.

其三, 针对将热功转换过程分为的直接做功过程和间接做功过程两类<sup>[48]</sup>, 对本文第 3 节中所讨论的理想气体系统自由膨胀过程的分析还表明, 这一过程是不可逆的, 即存在熵产. 进一步分析表明, 该熵产反映的是系统直接膨胀做功能力的损失量. 可见, 如果这一系统通过热传递间接对外做功, 由于其温度不变, 能对外传递的热量也不变, 因此其热量输入可逆热机对外输出的功量也不变, 即其间

接做功能力不变. 然而, 这一过程却存在熵产. 这就表明熵产不能表征这一系统间接对外做功能力的变化<sup>[48]</sup>. 另一方面, 如果系统直接对外做功, 则熵产恰好描述了其直接做功能力的损耗, 故熵产适用于分析系统直接对外做功的过程. 这与焓理论显然是不同的.

## 5 结 论

针对 Carnot 循环, 本文讨论了基于焓理论对其进行分析的两类思路, 并对前人的分析中有待商榷之处进行了探讨. 分析表明, Carnot 循环中系统的焓是平衡的, 但焓和熵之间并不存在  $dG = T^2 dS$  这样的联系.

分析了焓损失概念在热功转换中的应用, 也指出了这一概念的局限性. 焓损失概念综合体现做功和热传递过程中系统焓的变化, 反映了完成热力学过程所付出的代价, 可以用于分析热量输入内可逆循环间接做功的过程. 当系统满足一定条件时, 系统最大焓损失与最大输出功对应. 然而, 对于直接做功过程以及内不可逆的热力学循环, 现有的焓理论不适用; 当所需的前提条件不满足时, 系统的最大焓损失也不一定对应于最大输出功. 对于直接做功以及内不可逆循环等, 其输出功的机理比较复杂. 作为下一步的工作, 可针对这些复杂过程研究系统焓的变化规律, 进而可望进一步拓展焓理论在热功转换过程中的应用范围.

讨论了分析热功转换过程时焓理论与熵理论的不同. 在分析角度方面, 焓损失直接体现完成热力学过程所需付出的代价, 因而它与系统对外输出功存在一定的正相关性; 熵产则通过反映可用能的损失间接反映对外输出功. 在局限性方面, 最小熵产与最大输出功的对应关系也在一定前提条件满足时才成立, 但其前提条件与焓理论的不同. 在一些条件下, 熵产最小化方法不再适用时, 焓理论仍然适用. 在适用范围上, 熵产理论适用于分析直接做功过程, 对本文讨论的间接做功过程则不一定适用.

## 参考文献

- [1] Guo Z Y, Zhu H Y, Liang X G 2007 *Int. J. Heat Mass Transfer* **50** 2545
- [2] Guo Z Y, Liu X B, Tao W Q, Shah R K 2010 *Int. J. Heat Mass Transfer* **53** 2877
- [3] Cheng X T, Liang X G, Guo Z Y 2011 *Chin. Sci. Bull.* **56** 847
- [4] Xiao Q H, Chen L G, Sun F R 2011 *Chin. Sci. Bull.* **56** 102
- [5] Cheng X T, Liang X G, Xu X H 2011 *Acta Phys. Sin.* **60** 060512 (in Chinese) [程雪涛, 梁新刚, 徐向华 2011 物理学报 **60** 060512]
- [6] Xie Z H, Chen L G, Sun F R 2009 *Chin. Sci. Bull.* **54** 4418
- [7] Cheng X T, Xu X H, Liang X G 2011 *Acta Phys. Sin.* **60** 118103 (in Chinese) [程雪涛, 徐向华, 梁新刚 2011 物理学报 **60** 118103]
- [8] Cheng X T, Zhang Q Z, Xu X H, Liang X G 2013 *Chin. Phys. B* **22** 020503
- [9] Feng H J, Chen L G, Xie Z H, Sun F R 2013 *Acta Phys. Sin.* **62** 134703 (in Chinese) [冯辉君, 陈林根, 谢志辉, 孙丰瑞 2013 物理学报 **62** 134703]
- [10] Cheng X T, Xu X H, Liang X G 2011 *Sci China: Tech Sci.* **54** 2446
- [11] Cheng X T, Liang X G 2011 *Int. J. Heat Mass Transfer* **54** 269
- [12] Wu J, Cheng X T 2013 *Int. J. Heat Mass Transfer* **58** 374
- [13] Zhou B, Cheng X T, Liang X G 2013 *Chin. Phys. B* **22** 084401
- [14] Cheng X T, Liang X G 2014 *Int. J. Heat Mass Transfer* **76** 263
- [15] Cheng X T, Zhang Q Z, Liang X G 2012 *Appl. Therm. Eng.* **38** 31
- [16] Cheng X T, Liang X G 2012 *Energy* **46** 386
- [17] Li X F, Guo J F, Xu M T, Cheng L 2011 *Chin. Sci. Bull.* **56** 2174
- [18] Qian X D, Li Z X 2011 *Int. J. Thermal Sci.* **50** 608
- [19] Xia S J, Chen L G, Sun F R 2009 *Chin. Sci. Bull.* **54** 3572
- [20] Cheng X T, Liang X G 2012 *Energy Convers. Manage.* **58** 163
- [21] Wang W H, Cheng X T, Liang X G 2013 *Sci. China: Tech. Sci.* **56** 529
- [22] Chen L, Chen Q, Li Z, Guo Z Y 2009 *Int. J. Heat Mass Transfer* **52** 4778
- [23] Chen L G 2012 *Chin. Sci. Bull.* **57** 4404
- [24] Xia S J, Chen L G, Sun F R 2012 *Sci. Iranica, Tran. C-Chemistry Chem. Eng.* **19** 1616
- [25] Wei S H, Chen L G, Sun F R 2011 *Int. J. Thermal Sci.* **50** 1285
- [26] Cheng X T, Xu X H, Liang X G 2009 *Sci. China Ser. E: Tech. Sci.* **52** 2937
- [27] Feng H, Chen L, Sun F 2012 *Sci. China: Tech. Sci.* **55** 779
- [28] Feng H, Chen L, Xie Z, Sun F 2013 *Sci. China: Tech. Sci.* **56** 299
- [29] Xu M T 2011 *Energy* **36** 4272
- [30] Cheng X T, Liang X G 2012 *Energy* **44** 964

- [31] Cheng X T, Liang X G 2013 *Int. J. Heat Mass Transfer* **64** 903
- [32] Cheng X T, Wang W H, Liang X G 2012 *Chin. Sci. Bull.* **57** 2934
- [33] Cheng X T, Liang X G 2012 *Energy* **47** 421
- [34] Wang W H, Cheng X T, Liang X G 2013 *Energy Convers. Manage.* **68** 82
- [35] Zhou B, Cheng X T, Liang X G 2013 *Sci. China: Tech. Sci.* **56** 228
- [36] Zhou B, Cheng X T, Liang X G 2013 *J. Appl. Phys.* **113** 124904
- [37] Grazzini G, Borchiellini R, Lucia U 2013 *J. Non-Equilibrium Thermodynamics* **38** 250
- [38] Cheng X T, Chen Q, Hu G J, Liang X G 2013 *Int. J. Heat Mass Transfer* **60** 180
- [39] Guo Z Y 2014 *Energy* **68** 998
- [40] Cheng X T, Wang W H, Liang X G 2012 *Sci. China Tech. Sci.* **55** 2847
- [41] Cheng X T, Liang X G 2013 *Energy* **56** 46
- [42] Cheng X T, Liang X G 2013 *J. Thermal Sci. Tech.* **8** 337
- [43] Cheng X T, Liang X G 2014 *Int Commun Heat Mass Transfer* **53** 9
- [44] Cheng X T, Liang X G 2013 *Chin. Sci. Bull.* **58** 4696
- [45] Cheng X T, Liang X G 2014 *Energy Convers. Manage.* **80** 238
- [46] Wang W H, Cheng X T, Liang X G 2013 *Chin. Phys. B* **22** 110506
- [47] Yang A, Chen L G, Xia S J, Sun F R 2014 *Chin. Sci. Bull.* **59** 2031
- [48] Cheng X T, Liang X G 2013 *Sci. China Tech. Sci.* **43** 943 (in Chinese) [程雪涛, 梁新刚 2013 中国科学: 技术科学 **43** 943]
- [49] Ge Y L, Chen L G, Sun F R 2012 *J. Energy Insitute.* **85** 140
- [50] Chen L G, Xia S J, Sun F R 2009 *J Appl. Physics* **105** 044907
- [51] Chen L G, Zhang W L, Sun F R 2007 *Appl. Energy* **84** 512
- [52] Cheng X T, Liang X G 2013 *Energy Convers. Manage.* **73** 121

# Discussion on the application of entransy theory to heat-work conversion processes\*

Cheng Xue-Tao Liang Xin-Gang<sup>†</sup>

(Department of Engineering Mechanics, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

( Received 4 March 2014; revised manuscript received 6 June 2014 )

## Abstract

Applications and limitations of the entransy theory for heat-work conversion processes are analyzed and discussed in this paper. Our analyses for the Carnot cycle show that the system entransy of the Carnot cycle is in balance, but the relationship,  $dG = T^2 dS$ , does not exist between the concepts of entransy and entropy. Therefore, the concept of entropy cannot be replaced by the concept of entransy. For common thermodynamic processes, the analyses show that the present entransy theory is applicable when heat is transferred into an endoreversible thermodynamic cycle to do work. In addition, in the analyses of heat-work conversion processes, the differences between the entransy theory and entropy theory are also discussed. It is shown that the viewpoints and preconditions of the two theories for the analyses and optimizations of heat-work conversion processes are different. The viewpoint of the analyses of entropy generation is the loss of exergy, while that of the analyses of entransy is the consumption of thermal potential. When the input exergy flow of the discussed system is prescribed or the input heat flow and the corresponding thermodynamic forces of the heat flows into and out of the system are prescribed, the entropy generation minimization leads to the maximum output work. For the entransy theory, the maximum entransy loss corresponds to the maximum output work when the input heat flow and the corresponding temperatures of the heat flows into and out of the system are prescribed. Meanwhile, they both have limitations. When the corresponding preconditions are not satisfied, the maximum entransy loss or the minimum entropy generation may not correspond to the maximum output work.

**Keywords:** entransy loss, entropy generation, Carnot cycle, heat-work conversion

**PACS:** 05.70.-a, 44.05.+e

**DOI:** [10.7498/aps.63.190501](https://doi.org/10.7498/aps.63.190501)

---

\* Project supported by the National Natural Science Foundation of China (Grant No. 51376101).

<sup>†</sup> Corresponding author. E-mail: [liangxg@tsinghua.edu.cn](mailto:liangxg@tsinghua.edu.cn)