



闭口系统的间接做功能力及其度量

程雪涛, 梁新刚*

清华大学航天航空学院热科学与动力工程教育部重点实验室, 北京 100084

* E-mail: liangxg@tsinghua.edu.cn

收稿日期: 2012-09-25; 接受日期: 2013-05-08

清华大学自主科研计划资助项目

摘要 本文将系统对外做功的方式分为间接和直接做功两类, 并对这两类做功过程进行了分析和讨论. 对于间接做功过程, 焓可以描述系统做功能力的变化, 并可用于这一类做功过程的分析与优化, 而熵产最小化方法并不总适用. 然而, 现有焓理论不能用于描述系统直接做功能力.

关键词
间接做功
焓损失
熵产

由于世界能源形势日益严峻, 而世界能源消费的 80% 与热相关^[1], 因而热能系统的优化获得了研究人员越来越多的重视, 相关理论也获得了较大发展, 如熵产最小化方法^[2], 焓理论^[3]等.

熵产最小化方法是 Bejan^[2]提出的, 并被应用到换热器等传热过程和电厂等热功转换过程的分析与优化中. 然而, 该理论在传热和热功转换优化中的适用性都还存在一些问题. 在对平衡逆流换热器进行分析时, Bejan^[2]发现了“熵产悖论”, 即换热器效能并不总是随熵产数的减小而增大, 有时候反而减小. 对于热功转换过程, 研究表明, 系统对外输出功并非总是随着系统熵产的减小而增大, 有时反而减小^[4-6].

焓理论是近年来发展并被用于传热优化的新理论. 基于导热和导电过程的比拟, Guo 等人^[3]提出了焓的概念, 其物理意义为热量的势能, 用以表征系统内热量的传递能力. 基于该概念, Guo 等人^[3]发展了焓耗散极值原理和最小热阻原理. 这些原理在导热^[3, 7]、对流换热^[3, 8]、辐射换热^[9, 10]、换热器和换热网络的优化设计^[11, 12]等方面获得了应用. 与熵产最小化方法相比, 基于焓理论可获得更优的传热过

程^[3, 9, 11, 12].

进一步, 焓理论还被拓展应用到热功转换过程的分析中. Cheng 和 Liang 等人^[4, 5, 13, 14]考虑了做功过程对焓的影响, 提出了焓损失的概念. 它是热功转换过程中热量传递过程的焓耗散和因做功引起的焓的变化(功焓)之和, 是整个热功转换过程中被消耗的焓. 对于不可逆 Brayton 循环^[13], 内可逆 Carnot 循环^[14], 单股流热网络热功转换系统^[4], 空气标准循环^[5]和 Stirling 循环^[6]等, 研究表明, 系统焓损失越大, 则其输出功越大. 与熵产最小化方法相比, 焓损失的概念与系统输出功的变化之间具有更好一致性^[4-6, 13, 15, 16], 且最大可用转换焓的概念与熵和熵产的概念相比能更好地描述系统可用能的变化^[17]. 然而, 对理想气体自由膨胀过程的研究表明, 现有的焓理论不能描述该过程的不可逆性^[18]. 在该过程中却存在熵产, 即存在系统做功能力的损失.

文献研究表明, 对于传热过程的分析与优化, 焓理论比熵产最小化方法更具适用性; 但对于热功转换过程, 熵产最小化方法和焓理论的适用性都需要进一步研究. 本文的工作即针对这一点开展.

1 闭口系统对外做功的两种方式

对任意闭口热力学系统而言, 其对外做功主要有两种方式, 即间接对外做功和直接对外做功. 间接对外做功, 即系统通过热传递将热量输入循环工质进行做功; 直接对外做功, 即系统直接通过体积膨胀对外做功. 下面分别对这两种做功方式进行讨论.

对于间接做功, 根据热力学第二定律, 只有热源温度高于工质温度, 且工质温度高于低温热源温度时, 系统中的热量才能传递入工质, 进而对外输出功, 并将废热排放到低温热源中, 从而完成热功转换过程. 可见, 热量传递能力(即焓)是影响其间接做功能力的关键因素. 对于系统而言, 根据焓的定义^[3]可知, 它主要受两方面影响, 其一是系统的内能, 其二是系统温度; 随着系统内能的增加和温度的升高, 其焓增大. 从可用能的角度, 系统间接做功能力可表达为

$$E_a = U(1 - T_0/T), \quad (1)$$

其中 U 为系统内能; T 为系统温度; T_0 为环境温度. 当系统内能增大或温度升高时, 系统间接做功能力增大. 当系统处于非平衡态时, 即在初始时刻系统内存在温差, 研究表明, 系统内的自发传热过程将带来焓耗散, 即减小系统的焓; 同时, 系统间接做功能力也随之减小^[17]. 可见, 焓与系统间接做功能力具有同样的变化趋势.

对于一个具体的间接做功过程, 热量从高温热源中传递到循环工质中, 其中一部分转化为了功, 其余的则传递到低温热源并最终排入环境. 伴随着热量的传递和转化, 焓同样在传递和转化. Cheng 和 Liang^[13]认为, 焓流从高温热源中流出, 一部分耗散在传热过程中(焓耗散), 一部分转化为功焓, 其余的则进入了低温热源并最终进入环境. 对于热源而言, 焓耗散和功焓均消耗在了整个热力学过程中, 因而可将它们之和定义为焓损失, 有^[13]

$$\begin{aligned} G_{\text{loss}} &= G_{\text{in}} - G_{\text{out}} \\ &= Q_{\text{in}} T_{\text{in}} - Q_{\text{out}} T_{\text{out}} \\ &= Q_{\text{in}} (T_{\text{in}} - T_{\text{out}}) + W T_{\text{out}}, \end{aligned} \quad (2)$$

其中 G_{in} , Q_{in} , T_{in} 分别为离开高温热源的焓流, 热量以及高温热源当量温度; G_{out} , Q_{out} , T_{out} 则分别为进入低温热源的焓流, 热量以及低温热源当量温度; W 为系统对外输出功. 显然, 当高低温热源当量温度和离开高温热源的热量给定时, 系统的焓损失越大则对外

输出功越大. 特别地, 当系统中的工质被高温流体加热或冷却, 且利用过的流体最终都排放到温度为 T_0 的环境中时, (2)式可进一步写为^[4, 5, 13]

$$G_{\text{loss}} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} C_i (T_{\text{in}-i} - T_0)^2 + W T_0, \quad (3)$$

其中 C_i 和 $T_{\text{in}-i}$ 分别为第 i 股流体的热容量流和入口温度; n 为流体数量. 可见, 当 C_i 和 $T_{\text{in}-i}$ 给定时, 最大焓损失与最大对外输出功对应. 文献[4~6, 13~16]对上述结论进行了具体的计算验证. 因此, 对于间接做功过程, 我们可用基于焓损失的焓理论对其优化分析.

对于直接做功, 如图 1 所示, 左边理想气体系统通过体积变化对右边系统输出功. 该做功过程只要要求左边系统的气体压力 p_1 大于右边系统的气体压力 p_2 ; 在左边系统压力高于右边系统时, 左边系统的温度不论是高于还是低于右边系统, 该做功过程均能进行. 与做功对象存在压力差是系统对外直接做功的根本原因.

考虑一个绝热可逆过程, 假定某理想气体系统对外输出功, 直到其系统压力从初始压力 p 降低到 p_0 为止, 可得其输出功为^[19]

$$\begin{aligned} E_d &= [m R_g T / (r - 1)] \left[1 - (p_0/p)^{(r-1)/r} \right] \\ &= U \left[1 - (p_0/p)^{(r-1)/r} \right] \\ &= U (1 - T_{e0}/T), \end{aligned} \quad (4)$$

其中 m 为气体质量; R_g 为与气体种类相关的常数; r 为理想气体绝热指数; T_{e0} 为系统压力降低到 p_0 时的温度. 由于该做功过程为可逆过程, 不存在任何不可逆损失, 因此(4)式表达的是系统最大的直接对外做功量, 即系统的直接做功能力.

与(1)式对照可见, 在表达式上系统直接做功能力与间接做功能力类似. 但不同点在于, 系统间接对外做功时, 其温度最终将降低到环境温度 T_0 , 而直接做功时, 系统的压力将最终与环境压力相等, 其温度则不一定降低到环境温度. 显然, 与直接做功过程直

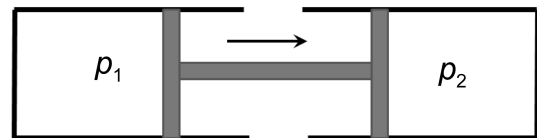


图 1 闭口系统直接对外做功示意图

接相关的是系统压力而不是温度, 与间接做功过程直接相关则是系统温度而不是压力. 这样的不同点就使得可用于分析间接做功的熵理论在直接做功过程的分析中存在一定困难. 下文中我们即通过具体实例对此进行讨论.

2 分析与讨论

在工程中, 熵产的概念常用于衡量做功能力的损失. Salamon 等人^[20]对间接做功过程进行分析时得

$$\Delta E_a = W + T_0 S_g, \quad (5)$$

其中 ΔE_a 为系统在热力学过程中消耗掉的可用能, 即

$$\Delta E_a = E_{a-in} - E_{a-out}, \quad (6)$$

其中 ΔE_{a-in} 为进入系统的可用能, ΔE_{a-out} 为离开系统的可用能. 显然, 考虑环境温度为定值, 则熵产表征了间接做功过程中可用能的损失量. 如果给定 ΔE_a , 则最小熵产对应于系统对外的最大输出功率^[20].

当 ΔE_a 不定时, 我们以图 2 所示的 Salamon 等人^[20]讨论的电厂简化模型为例进行分析. 其中, 高温蒸汽来流热容量流率为 C , 温度为 T_{in} , 进入系统后通过热导为 kA 的换热器将热量传递到高温端工作温度为 T_H 、低温端为温度是 T_0 的环境的可逆循环, 从而对外输出功率 $\dot{W}$; 流体废热最终排入环境. 该系统中, 被消耗的可用能流率为

$$\begin{aligned} \Delta \dot{E}_a &= \int_{T_0}^{T_{in}} C(1 - T_0/T) dT \\ &= C[(T_{in} - T_0) - T_0 \ln(T_{in}/T_0)]. \end{aligned} \quad (7)$$

当 C 和 T_{in} 变化时, ΔE_a 即不再是定值.

图 2 中, 进入可逆循环的热流率为^[13]

$$\dot{Q} = C(T_{in} - T_H)[1 - \exp(-kA/C)]. \quad (8)$$

因此, 系统输出功率为

$$\dot{W} = \dot{Q}(1 - T_0/T_H). \quad (9)$$

基于(5), (7)~(9)式, 即可计算系统的熵产率. 另

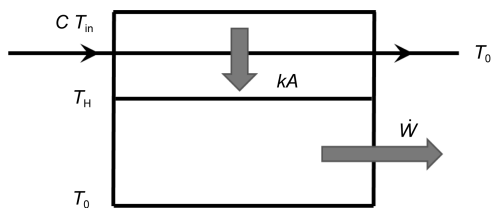


图 2 电厂简化模型^[20]

一方面, 考虑图 2 所示的系统仍然是被高温流体加热的系统, 因此基于(3)式可计算系统的熵损失率.

下面计算具体的算例. 假定 $T_{in}=1000$ K, $kA=50$ W/K, $T_H=800$ K, $T_0=300$ K, 则可计算系统消耗的可用能流率, 对外输出功率, 熵产率和熵损失率随高温蒸汽热容量流率变化关系, 结果如图 3 所示. 进一步, 假定 $C=100$ W/K 不变, 除 T_{in} 外, 其他参数与图 3 计算的算例相同, 则可得系统消耗的可用能流率, 对外输出功率, 熵产率和熵损失率随高温蒸汽入口温度变化关系, 结果如图 4 所示. 在图 3 和 4 计算的工况中, 系统消耗的可用能流率都没有给定, 与之相应, 此时系统最大熵产率和最大熵损失率对应于系统最大输出功率, 最小熵产率并不对应于系统最优性能.

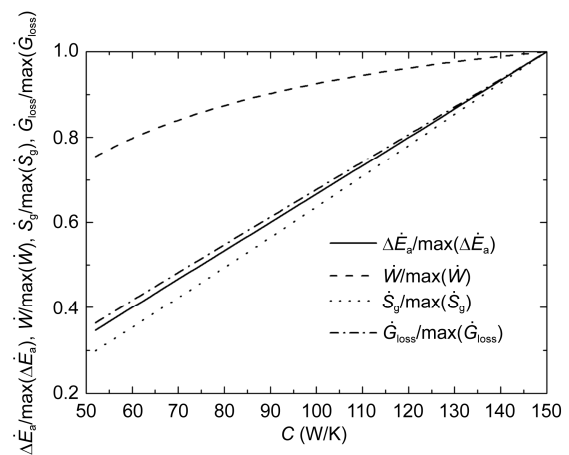


图 3 对外输出功率, 熵产率和熵损失率随高温蒸汽热容量流率的变化关系

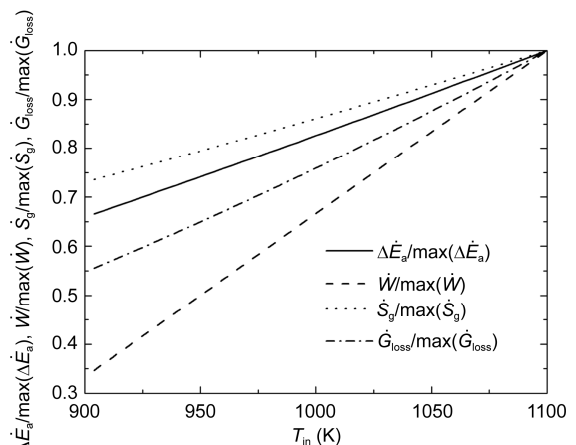


图 4 对外输出功率, 熵产率和熵损失率随高温蒸汽热入口温度的变化关系

当高温蒸汽热容量流率或入口温度提高时, 通过换热器进入循环的热流率及排放到环境中的热量都会增大, 因此使得系统内的熵产率增加; 同时, 更大的热流率进入循环也有利于提高系统对外输出功率. 因此, 熵产最小化方法并不适用于此类热功转换过程的分析与优化. 另一方面, 焓损失率的增大仍然对应于输出功率的增加, 这表明对于该工况, 焓损失的概念仍可用于对其进行分析与优化. 这是因为焓损失的物理意义为利用于整个热力学过程中的焓, 可表征热功转换过程的代价^[6].

进一步, 我们讨论理想气体绝热自由膨胀过程. 假设某理想气体系统在真空中绝热自由膨胀, 其体积从 V_1 增大到 V_2 , 压力从 p_1 变化为 p_2 . 在该过程中, 系统对外输出功量为 0. 由于该过程绝热, 因此系统也不与外界发生热量交换. 因此, 系统内能不变, 温度也不变^[18]. 结合(1)式可知, 系统对外间接做功能力不变; 与此对应, 考虑焓的定义^[3](内能与温度乘积之半)可知, 系统的焓也不变. 显然, 焓的变化情况与间接做功能力一致. 然而, 该过程是存在熵产的, 其大小为^[18]

$$S_g = mR_g \ln(V_2/V_1). \quad (10)$$

系统间接做功的能力不变, 焓也保持不变, 而在该过程中仍然存在熵产. 这就表明, 在该过程中, 熵产不能描述该过程中系统间接做功能力, 而焓则可以.

另一方面, 我们可分析系统对外直接做功的情况. 系统压力满足

$$p = \rho R_g T, \quad (11)$$

其中 ρ 为气体密度. 考虑系统温度不变, 结合(10)式有

$$S_g = mR_g \ln(p_1/p_2). \quad (12)$$

自由膨胀后, 系统体积变大, 密度减小, 由于温度不变, 根据(11)式可知其压力必然降低. 考虑(4)式, 系统直接对外做功能力必随压力的降低而减小. 显然, 熵产在该过程中反映的是系统直接做功能力的损失.

假定理想气体系统热容量为 100 J/K, 初始态温度为 400 K, 压力为 2×10^5 Pa, 环境压力为 1×10^5 Pa, 环境温度为 300 K, 绝热指数为 1.4, 则可计算理想气体自由膨胀过程系统的间接做功能力、焓、直接做功能力和熵产随终态压力的变化情况, 结果如图 5 所示. 图 5 中计算结果验证了理论分析所得的结论, 并直观地反映了各物理量之间的变化关系.

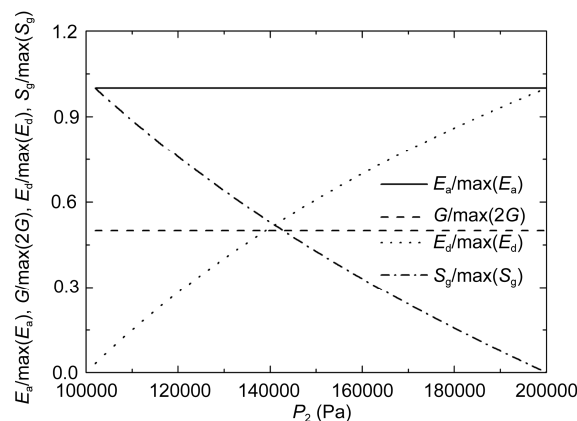


图 5 理想气体自由膨胀过程中系统间接做功能力、焓、直接做功能力和熵产随终态压力的变化情况

与理想气体自由膨胀过程类似的还有等温理想气体的混合过程. 如图 6 所示, 假定整个系统绝热, 与外界没有能量交换, 隔板两侧容积分别为 V_1 和 V_2 , 两侧理想气体初始温度均为 T , 初始压力也相等, 气体质量分别为 m_1 和 m_2 , 气体常数分别为 R_{g1} , R_{g2} . 将隔板抽开时, 混合过程自发进行. 显然, 混合过程前后, 系统总的内能不变, 两种气体的温度也不变, 因而焓和间接做功能力都不变. 但是, 该过程相当于两种气体的自由膨胀过程, 其熵产为^[18]

$$S_g = m_1 R_{g1} \ln \frac{V_1 + V_2}{V_1} + m_2 R_{g2} \ln \frac{V_1 + V_2}{V_2}. \quad (13)$$

可见, 系统间接做功的能力不变, 而其中却存在熵产. 这就表明, 对这一过程, 熵产并不反映系统间接做功能力的变化情况.

在两种气体混合后, 显然每部分气体的分压与原来相比都降低了. 因此结合(4)式可知, 每部分气体对外直接做功的能力都下降了. 因此, 这一过程中的熵产反映的是气体直接做功能力的损失.

3 结论

本文将闭口系统对外做功过程分为间接做功和

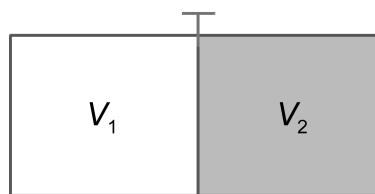


图 6 等温理想气体混合过程

直接做功两类, 并对其进行了分析和讨论. 间接做功即系统先通过传热过程将其中热量传递到循环工质, 再对外输出功; 直接做功过程即系统直接通过体积膨胀对外做功. 对于间接做功过程, 系统温度高于循环工质工作温度是系统中的热量转化为功量对外输出的关键原因, ㊦可反映系统间接做功能力的变化情况. 与间接做功过程不同, 直接做功过程要求系统压力高于做功对象的压力.

对简化电厂模型, 理想气体自由膨胀过程, 理想

气体等温混合过程等的分析和计算验证了理论分析得到的结论. 计算结果表明, 基于㊦损失的㊦理论可用于分析和优化电厂简化系统对外输出功的过程, 而㊦产最小化方法则并不总是适用. 在理想气体自由膨胀过程中理想气体等温混合过程, ㊦产的概念不能反映系统间接做功能力的变化, 而反映了系统直接做功能力的变化; ㊦的概念则与之相反, 它反映了这两个过程中系统间接做功能力的变化情况, 不能反映其直接做功能力的变化.

参考文献

- 1 Qian X D, Li Z X. Analysis of entransy dissipation in heat exchangers. *Int J Therm Sci*, 2011, 50: 608–614
- 2 Bejan A. *Advanced Engineering Thermodynamics*. 2nd ed. New York: John Wiley & Sons, 1997
- 3 Guo Z Y, Zhu H Y, Liang X G. Entransy—a physical quantity describing heat transfer ability. *Int J Heat Mass Transfer*, 2007, 50: 2545–2556
- 4 Cheng X T, Liang X G. Heat-work conversion optimization of one-stream heat exchanger networks. *Energy*, 2012, 47: 421–429
- 5 Cheng X T, Wang W H, Liang X G. Entransy analysis of open thermodynamic systems. *Chin Sci Bull*, 2012, 57: 2934–2940
- 6 Zhou B, Cheng X T, Liang X G. Power output analyses and optimizations of the Stirling cycle. *Sci China Tech Sci*, 2013, 56: 228–236
- 7 Chen L G, Wei S H, Sun F R. Constructal entransy dissipation minimization for ‘volume-point’ heat conduction. *J Phys D: Appl Phys*, 2008, 41: 195506
- 8 Cheng X T, Zhang Q Z, Xu X H, et al. Optimization of fin geometry in heat convection with entransy theory. *Chin Phys B*, 2013, 22: 020503
- 9 Cheng X T, Liang X G. Entransy flux of thermal radiation and its application to enclosures with opaque surfaces. *Int J Heat Mass Transfer*, 2011, 54: 269–278
- 10 Cheng X T, Xu X H, Liang X G. Radiative entransy flux in enclosures with non-isothermal or non-grey, opaque, diffuse surfaces and its application. *Sci China Tech Sci*, 2011, 54: 2446–2456
- 11 Guo Z Y, Liu X B, Tao W Q, et al. Effectiveness-thermal resistance method for heat exchanger design and analysis. *Int J Heat Mass Transfer*, 2010, 53: 2877–2884
- 12 Cheng X T, Liang X G. Optimization principles for two-stream heat exchangers and two-stream heat exchanger networks. *Energy*, 2012, 46: 386–392
- 13 Cheng X T, Liang X G. Entransy loss in thermodynamic processes and its application. *Energy*, 2012, 44: 964–972
- 14 Cheng X T, Wang W H, Liang X G. Optimization of heat transfer and heat-work conversion based on generalized heat transfer law. *Sci China Tech Sci*, 2012, 55: 2847–2855
- 15 Wang W H, Cheng X T, Liang X G. Entropy and entransy analyses and optimizations of the Rankine cycle. *Energy Convers Manage*, 2013, 68: 82–88
- 16 Zhou B, Cheng X T, Liang X G. Power and heat-work conversion efficiency analyses for the irreversible Carnot engines by entransy and entropy. *J Appl Phys*, 2013, 113: 124904
- 17 Cheng X T, Liang X G. Relationship between microstate number and available entransy. *Chin Sci Bull*, 2012, 57: 3244–3250
- 18 Wang W H, Cheng X T, Liang X G. Entransy dissipation and irreversibility of some thermodynamic processes. *Chin Sci Bull*, 2012, 57: 4091–4099
- 19 Moran M J. *Availability Analysis: A Guide to Efficient Energy Use*. New Jersey: Prentice-Hall, Inc., 1982
- 20 Salamon P, Hoffmann K H, Schubert S, et al. What conditions make minimum entropy production equivalent to maximum power production? *J Non-Equilib Thermodyn*, 2011, 26: 73–83