

传热学中的状态图及其应用

陈群, 许云超, 过增元

清华大学工程力学系, 热科学与动力工程教育部重点实验室, 北京 100084

E-mail: chenqun@tsinghua.edu.cn

2012-05-12 收稿, 2012-08-21 接受

国家自然科学基金(51006060, 51036003)和全国优秀博士学位论文作者专项基金资助

摘要 鉴于热力学状态图能够直观分析热力循环的性能, 提出热流是热量运动的状态量, 明确了相应的热量运动状态方程, 并引入传热学中的二维状态图: $T-q$ 图, 它可以从传热过程不可逆性的角度直观分析传热过程的性能, 便于换热设备及其系统的优化分析和工程设计. 利用传热学中的状态图, 分析换热器可以直观得出换热面积、流体热容量流和流动形式对其传热性能的影响; 分析集中供暖系统中的换热器网络可以方便得出: 当每条支路的总换热量以及室内空气温度都相等时, 每条支路所需的总换热面积、热水流量以及回水温度都相等, 但当各支路中的室内空气温度不一致时, 经过换热支路后的热水温度并不相同, 这就意味着等温回水混合过程并非获得最优供热管网设计的必需条件.

关键词

传热学
状态图
不可逆性
焓耗散
优化

热能是能源利用过程中广泛存在的一种能量形式^[1-4], 它可以通过燃烧, 由燃料的化学能产生; 可以通过裂/聚变, 由放射性材料的原子能产生; 也可以通过直接收集太阳或地壳中释放的热量产生. 产生的热能存在动力利用和热利用这两种基本方式, 其中热能的动力利用就是通过工质的吸热、膨胀、排热和压缩等状态变化过程将热能转换为机械能供人们使用. 在研究热能与机械能相互转换的规律以及提高其转化效率时, 热力学状态图(如: $p-v$ 图、 $T-s$ 图、 $h-s$ 图等)可以直观表示出热功转换过程中工质状态参数的变化规律, 定性了解热力循环中工质与环境之间交换的功量和热量的正负, 因此它广泛应用于理想可逆热力循环的分析计算和优化设计.

由于理想可逆热力循环都是由准平衡过程(又称准静态过程)构成, 而准平衡过程是指进行得无限缓慢的热力过程, 因此理想可逆热力循环的输出功率等于零. 在实际热力循环中, 传递过程都需要维持一定的速率, 因此实际循环是不可逆的, 这导致热力学状态图并不能直接应用于实际热力循环的过程分析和优化设计. 例如, 在实际热力循环中, 有限温

差作用下的传热是一个不可或缺的不可逆过程. 在热力学或不可逆过程热力学中, 热量通常被看作是过程量, 所以在传热学中无法建立相应的状态图.

为了分析有限温差下的传热过程, Guo 等人^[5]引入了一个描述物体(系统)向其他物体(系统)传递热量能力的物理量——焓, 并利用焓耗散来衡量传热过程的不可逆性. 目前, 上述物理量已用于导热^[5-8]、对流^[9-14]、辐射^[15]、蒸发冷却^[16,17]等传热传质过程及其设备(网络)^[18-23]的分析和优化设计. 本文在回顾热力学状态图的由来及其应用的基础上, 并类比于低 Re 流体的流动过程, 引入传热过程中的两个状态量, 并以此作为横、纵坐标, 建立传热过程的状态图来描述传热过程中冷、热流体的焓的变化规律, 定性描述传热过程的不可逆性, 以此直观地分析和优化传热过程, 提高能源利用效率.

1 热力学中的状态图

在热力学中, 描述工质所处平衡状态的宏观物理量被称为状态量, 如压力、温度、熵等. 并且, 在简单可压缩系统的静平衡状态下, 工质的独立状态

量只有两个. 例如压力和比体积这两个独立量就可以决定理想气体所处的平衡状态. 以任意两个独立状态量作为横、纵坐标所构成的平面图就是热力学状态图(如图1所示的 $p-v$ 图和 $T-s$ 图), 状态图上的任意一点(如图1中的点1、点2)代表了工质的一个平衡态, 任意一条线代表了一个准平衡过程. 在该准平衡过程中, 状态量和过程量之间的联系由热力学第一定律描述:

$$dU = \delta Q - \delta W, \quad (1)$$

式中, U 为工质的热力学能, Q 为工质与外界交换的热量, W 为工质与外界交换的功. 在式(1)中, 工质的热力学能是状态量, 因此可以用全微分, dU , 来表示工质热力学能的变化; 然而, 工质与外界交换的热量 and 功却是过程量, 因此只能用 δQ 和 δW 来分别表示工质吸收的热量和对外做功, 它们可以由热力学状态图中的过程线与横、纵轴所围的面积来直观定性地表示. 例如, 在图1(a)中, 过程线(1-2)在横轴上的投影面积代表了可逆过程中工质(系统)与外界交换的膨胀功; 过程线(1-2)在纵轴上的投影面积则代表可逆过程中工质(系统)与外界交换技术功; 同样, 在图1(b)中, 过程线(1-2)在横轴上的投影面积代表了可逆

过程中工质(系统)与外界交换的热量. 因此, 通过计算投影面积的大小就可以方便地获得工质(系统)与外界交换的膨胀功 w 、技术功 w_t 和热量 q [1-4]:

$$w = \int_1^2 p dv, \quad w_t = -\int_1^2 v dp, \quad q = \int_1^2 T ds, \quad (2)$$

式中, s 为比熵.

在热力学状态图中, 由若干过程曲线所构成的闭合的曲边多边形直观地表示了工质(系统)所进行的热力循环. 例如, 图2(a),(b)分别在 $p-v$ 图和 $T-s$ 图上表示了可逆卡诺热机循环依次经历的定温吸热 1-2、绝热膨胀 2-3、定温放热 3-4 及绝热压缩 4-1 四个热力过程. 在图2中, 四条过程曲线所构成的阴影面积分别代表了卡诺热机循环过程中系统与环境交换的机械功(图2(a)) and 热量(图2(b)).

2 传热学中的状态图

传热学是研究由温差引起的热量传递规律的科学[24], 它关心的是在给定温差的前提下, 如何控制(提高或降低)热量传递速率; 或者在给定热量传递速率的前提下, 如何降低温差. 由于在热力学的准平衡过程分析中, 热量是过程量, 而不是状态量, 因此不能以热量作为横(或纵)坐标建立状态图来直观分析

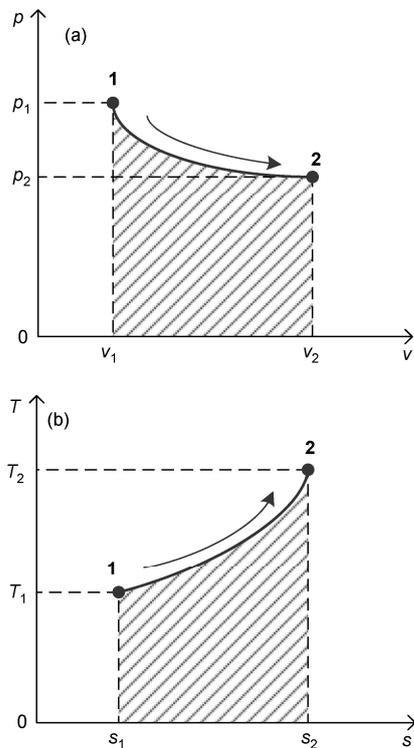


图1 热力过程的热力学状态图
(a) $p-v$ 图; (b) $T-s$ 图

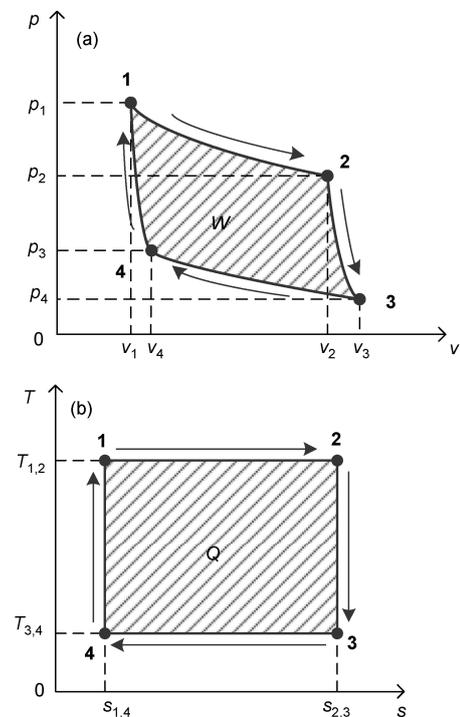


图2 可逆卡诺循环的热力学状态图
(a) $p-v$ 图; (b) $T-s$ 图

换热器中的传热过程. 此时, 常采用冷、热流体的温度 T 为纵坐标, 以换热面积 A 为横坐标来分析换热器中流体温度的沿程变化. 如图 3 所示, 热流体从进口处温度 $T_{h,in}$ 下降到出口处 $T_{h,out}$, 而冷流体则从进口处 $T_{c,in}$ 上升到出口处的 $T_{c,out}$. 在微元换热面积 dA 两侧, 冷、热流体的温度分别为 T_h 和 T_c , 则通过该微元换热面积的热流量 dq (如图 3 中阴影面积所示)为^[24]:

$$dq = K(T_h - T_c)dA, \quad (3)$$

式中, K 为换热器的总换热系数. 积分式(3)可以得出冷、热流体在换热器内的总换热量, 它可以由图 3 中曲边梯形的面积来表示.

T - A 图中的梯形面积虽然能够反映换热器中传热过程的性能, 但由于面积 A 不是流体自身的状态量, 因此冷、热流体各自温度曲线在横坐标上的投影面积没有明确物理意义. 更重要的是, T - A 图并非传热学中的状态图, 也不能反映传热过程的不可逆性.

在质点动力学中, 质点的速度和位置确定了运动质点的状态, 即速度和位置是运动质点的状态量. 在流体力学中, 压力、速度、加速度、动量、动能等都是描述流体运动的状态量, 这些状态量之间都满足相应的(运动状态)控制方程, 并且由于系统的状态量只与同一性质的单个过程量相对应, 因此在流体力学中不需要去区分状态量和过程量(例如: 机械能的减小等于热能的产生).

对于在均直水平圆管内的充分发展层流流动, 每个微元体积内无净质量的输入或输出, 只是在壁面速度梯度的作用下, 流体相邻微元之间(或与壁面之间)进行动量和势能的传递. 由于在黏性的作用, 势能将耗散为热能, 因此流体沿着流动方向存在压降. 此时, 描述压力与速度之间关系的(运动状态)控制方程为

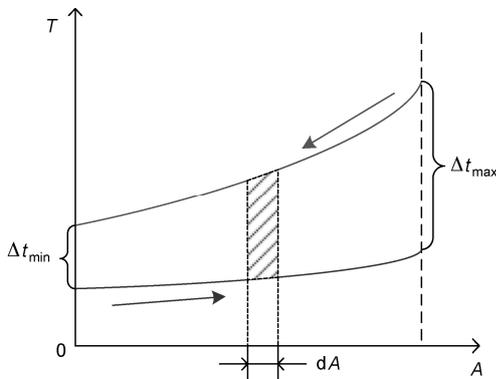


图 3 逆流换热器中流体温度沿程变化示意图

$$dp = \frac{8\mu}{R} u dL, \quad (4)$$

式中, μ 为黏性系数, R 为圆管半径, u 为流体平均速度, L 为流体位移.

以描述流体运动的压力 p 和体积流量 \dot{V} 这两个独立状态量(如图 4 所示)作为横、纵坐标就可以构成流体力学中的状态图, 图中的任意一点则表示流体在运动过程中所处的一个状态, 并且过程线(1-2)在横轴上的投影面积代表了流体流动过程中所消耗的机械能, 即通过计算投影面积就可以方便地获得流体在圆管内流动的机械能耗散率 Φ_m :

$$\Phi_m = \dot{V} \Delta p. \quad (5)$$

传热与流动是可以类比的传递过程, 然而在现有传热学研究中缺少描述热量运动状态的物理量(如速度、热流、热量势等), 也没有明确地描述热量运动的状态方程, 导致难以建立相应的状态图对传热过程进行分析.

对于质量流量为 \dot{m} 、比热为 c_p 、温度为 T 的流体所具有的焓流量为

$$\dot{h} = \dot{m} c_p T. \quad (6)$$

当流经一定换热面积, 温度变化 ΔT 后, 流体吸收(或释放)的热流 q 为

$$q = \dot{m} c_p \Delta T. \quad (7)$$

根据热质理论^[25], 热量传递过程是热质流体的流动过程, 因此流体释放(或吸收)的大小为 q 的热流在传递过程中所对应的热质运动速度 u_h 为

$$u_h = \frac{q}{\rho C T A}, \quad (8)$$

式中, ρ 和 C 分别为传热介质的密度和比热.

在流体力学中, 速度是描述流体运动的状态量,

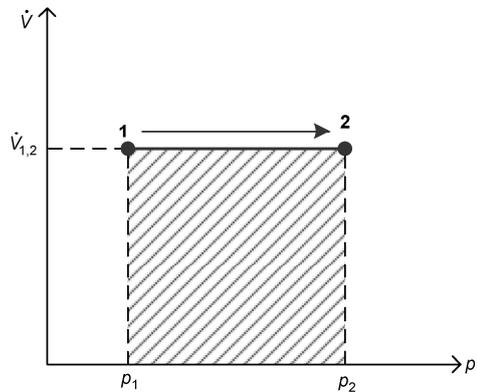


图 4 均直水平圆管内流体体积流量和压力变化示意图

因此热质运动速度就是描述热质流体运动(即热量传递)快慢的状态量. 并且, 根据式(8)给出的热流 q 与热质运动速度 u_h 之间的关系可以看出: 热流 q 也是描述热量运动快慢的状态量, 它代表了热量传递的速度. 同时, 式(7)则是描述热量运动过程中流体温度、比热、质量流量与热流之间关系的状态方程.

分别以温度 T 、热流 q 为纵、横坐标建立两个独立状态量组成的二维平面坐标图(如图 5 所示的 T - q 图), 图上的任意一点(点 1,2 等)代表了热量运动所处的一个状态, 过程线(1-2),(1-3)等则分别代表了流体所经历的热量运动过程, 并且其斜率的绝对值与流体的热容量流(质量流量与比热的乘积)成反比. 极端情况下, 当流体的热容量流无穷大时, 过程线的斜率趋近于零(过程线(1-3)).

在换热过程中, 伴随着热量的运动, 流体与外界将进行焓的交流. 当流体温度下降 dT , 产生的热流为 dq 时, 其输出的焓流为^[5,21]:

$$d\dot{G} = Tdq, \quad (9)$$

它可以由图 5 中的阴影面积直观表示. 因此, 过程线(1-2)在横轴上的投影面积代表了流体温度由 T_{in} 下降到 T_{out} 时向外界输出的焓流. 通过计算投影面积的大小就可以方便地获得流体向外界输出的焓流:

$$\dot{G} = \frac{(T_{in} + T_{out})q}{2} = \frac{\dot{m}c_p(T_{in}^2 - T_{out}^2)}{2}. \quad (10)$$

当 T_{out} 趋近于 0 K 时, 流体向外界输出的焓流趋近于最大值, 该最大值就是在绝对零度为参考点下, 描述流体向外界传递热量能力的物理量——焓:

$$\dot{G} = \frac{1}{2}\dot{m}c_p T_{in}^2. \quad (11)$$

图 6 给出了两股流换热器内冷、热流体的传热状

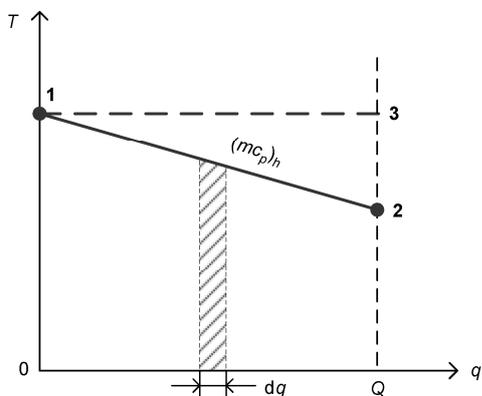


图 5 换热过程的状态图

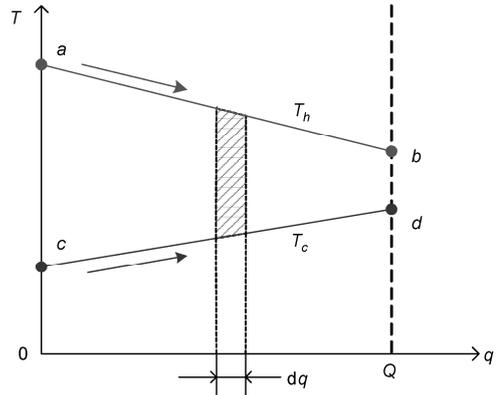


图 6 换热器中冷、热流体的传热状态图

态图. 通过任意微元换热面积, 热流体释放的和冷流体吸收的热流相等, 即

$$dq = -\dot{m}_h c_{p,h} dT_h = \dot{m}_c c_{p,c} dT_c, \quad (12)$$

并且, 图 6 中阴影的面积为

$$dS = T_h dq - T_c dq, \quad (13)$$

式中等号右侧第一、二项分别代表了热流体输出以及冷流体获得的焓流. 因此, 图 6 中阴影的面积恰好代表了是冷、热流体间传递微元热量 dq 后所产生的焓耗散:

$$d\phi_h = (T_h - T_c) dq, \quad (14)$$

过程线(a-b)和(c-d)之间的面积则代表了冷、热流体在整个换热器内的总焓耗散率, 它可以用来分析换热过程的不可逆性, 即评价流体在换热器中的换热性能, 其表达式为

$$\Phi_h = \int d\phi_h = \Delta T_{AM} Q, \quad (15)$$

式中, ΔT_{AM} 为换热器内冷、热流体的算术平均温差.

3 传热学中的状态图的应用

3.1 换热器的传热性能分析

在任意流动布置方式的换热器中, 热容量流为 $\dot{m}_h c_{p,h}$ 的热流体需要从温度 $T_{h,a}$ 冷却到温度 $T_{h,b}$. 图 7 中线段 ab 给出该热流体在换热器中温度与热流的变化规律. 若该换热器的流动布置方式为逆流, 换热面积无穷大, 且冷、热流体的热容量流相等, 图 7 中线段 cd 给出了冷流体在换热器中温度与热流的变化规律. 此时, 冷流体的温度变化线段 cd 与热流体的温度变化线段 ab 重合, 热流体输出的焓流全部输入到冷流体而不产生耗散, 这就意味着换热器内冷热流体之间的换热过程是可逆的.

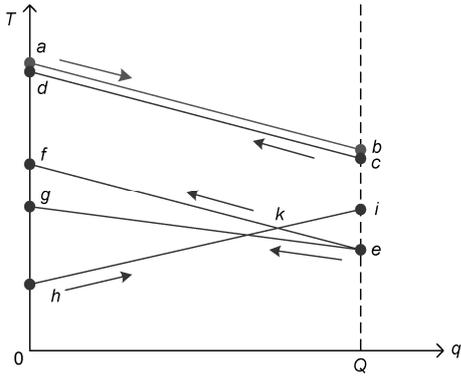


图7 不同类型换热器,不同热容量流的冷、热流体的传热状态图

当换热器的换热面积为有限大时,图7中线段 ef 给出了冷流体在换热器中温度与热流的变化规律.由于冷、热流体在换热过程中存在温度差,导致热流体输出的焓流一部分输入到冷流体,另一部分则由于冷、热流体之间的温差而产生耗散,它可以由于图7中热、冷流体温度变化线段 ab 和 ef 构成的平行四边形 $abef$ 的面积来直观表示.因此,平行四边形 $abef$ 的面积直观反映了换热面积这一换热器热性能的影响因素.

当冷、热流体的热容量流不同时(例如: $m_h c_{p,h} < m_c c_{p,c}$ 时),图7中线段 eg 代表了热容量流较大的冷流体在换热器中温度与热流的变化规律.由图可见,冷、热流体的热容量流不同将导致梯形 $abeg$ 的面积大于梯形 $abef$ 的面积,即增大了传热过程的焓耗散,它可以由三角形 efg 的面积直观表示.并且,增大冷、热流体之间的热容量流之间的差别将进一步提高换热器的焓耗散,增大三角形 efg 的面积,降低换热器的热性能.因此,三角形 efg 的面积可以直观反映冷、热流体热容量流不相等这一换热器热性能的影响因素.

此外,当换热器为顺流时,图7中线段 hi 代表了冷流体的温度与热流的变化规律.此时,为了能够在相同的换热面积下,仍使热流体从温度 $T_{h,a}$ 冷却到 $T_{h,b}$,需要将冷流体的进口温度从 $T_{c,e}$ 降低至 $T_{c,h}$,这就使得梯形 $abih$ 的面积大于梯形 $abef$ 的面积,即在相同的冷、热流体热容量流的前提下,顺流换热器的焓耗散大于逆流换热器的焓耗散,它可以由三角形 fhk 与 eki 的面积之差来直观描述.因此,三角形 fhk 与 eki 的面积之差直观反映了换热器内流体的流动形式这一换热器热性能的影响因素.

总之, $T-q$ 图能够直观地表示出换热面积、流体热容量流及流体流动形式这三个影响换热器换热性能的因素,并以此来分析和比较各种不同换热器的换热性能.

3.2 换热器网络的设计与优化

图8给出了一个典型的小区集中供暖的换热器网络示意图.入口温度为 $T_{h,in}$,总流量为 m_{in} 的热水经过分配之后分别进入各供热支路,并以串联的方式依次流过支路中的每个用户散热器,满足各用户的热量需求后再汇集到主回路,经混合后流回热力站循环使用.当某一支路中各用户的室内温度 T_{ij} 和热量 Q_{ij} 都相等时,图9给出热水和室内空气的温度与热流的变化规律(这里,由于室内空气的温度基本恒定,因此它被看成是热容量流无限大的流体).由图可见,顺着流动方向,热水与室内空气之间的温差降低,导致相同的热流量所产生的焓耗散减小,这就

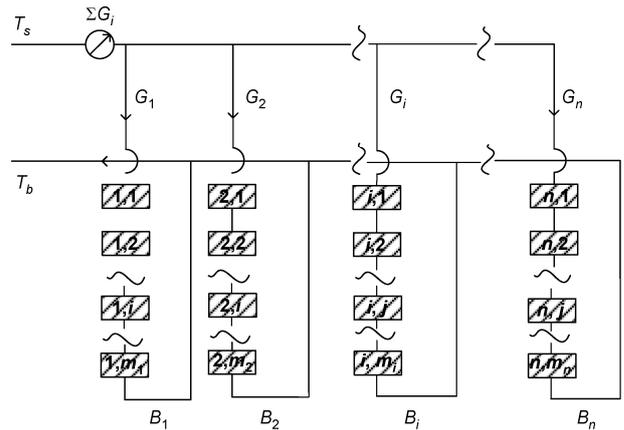


图8 小区集中供暖的换热器网络结构示意图^[22]

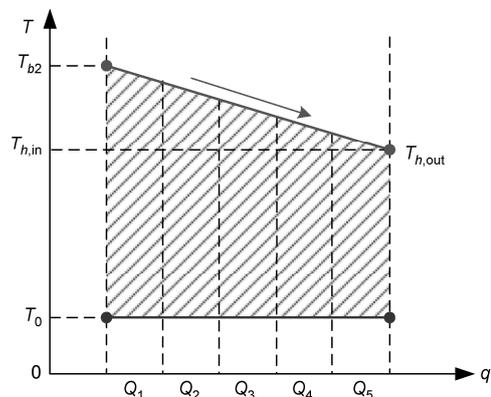


图9 某一支路中热水和空气的传热状态图

意味着下游的用户需要面积更大的换热器来提高其换热性能才能满足供热需求. 此时, 上下游用户换热器的面积可以认为近似与焓耗散成反比.

当供热网络中每个用户的室内温度 T_{ij} , 以及每条供热支路的总换热量, $\sum_j Q_{ij} = Q_i$, 都相等时, 图

10(a)给出了两支路供热网络中热水和空气的温度与支路热流的变化规律. 由于对称性, 每条支路中的总换热面积、热水流量以及回水温度都相等. 若两支路中的空气温度不一致时($T_1 < T_2$), 图 10(b)给出了热水和空气的温度与支路热流的变化规律. 为了满足散热需求, 需要提高热水在第二条支路中的质量流量. 此时, 如果换热网络中的热水总流量保持恒定, 则热水在第一条支路中的质量流量则相应减小, 从而在相同散热量的情况下, 系统的总焓耗散减小, 因此需

要增大各支路中换热面积来满足供热需求. 并且, 由图 10(b)可以看出, 当室内空气温度不一致时, 经过换热支路后的热水温度并不相同, 这就意味着等温回水混合过程并非获得最优供热管网设计的必需条件.

4 结论

通过回顾归纳热力学状态图在分析热力循环性能中的优越性, 本文提出了热流是热量运动的状态量, 明确了描述热量运动过程的状态方程, 从而可以引入传热学中的二维状态图: $T-q$ 图, 它可以直观地分析传热过程的性能. 例如, 它可以衡量换热面积、流体热容量流及流体流动形式这 3 个因素对于换热器中传热过程的不可逆性的影响, 这就便于换热设备及其系统的优化分析和工程设计.

同时, 对于集中供暖系统各支路中的串联换热器网络, 通过 $T-q$ 图可以很清晰地看到, 顺着流动方向, 热水向室内空气传递相同的热量所产生的焓耗散减小, 这就需要设计面积更大的换热器来提高其换热性能. 对于由各支路组成的并联网路, 当每条支路的总换热量以及室内空气温度都相等时, 每条支路所需的总换热面积、热水流量以及回水温度都相等. 但是, 当各支路中的室内空气温度不一致时, 经过换热支路后的热水温度并不相同, 这就意味着等温回水混合过程并非获得最优供热管网设计的必需条件.

综上所述, 传热学状态图有助于深化对传热过程以及热量运动状态的认识和理解, 可以从不可逆性的角度直观分析换热过程性能, 进而应用于包括传热传质过程、设备以及网络性能的分析及优化, 并且有望在不同类型的涉及传热过程的复杂能源系统优化分析中得到进一步应用.

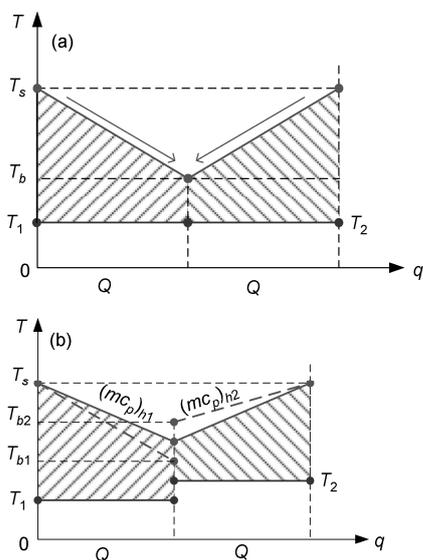


图 10 两支路供热网络中热水和空气的传热状态图
(a) $T_1 = T_2$; (b) $T_1 \neq T_2$

参考文献

- 1 曾丹苓, 敖越, 张新铭, 等. 工程热力学. 第3版. 北京: 高等教育出版社, 2002
- 2 朱明善, 刘颖, 林兆庄, 等. 工程热力学. 北京: 清华大学出版社, 1995
- 3 沈维道, 蒋智敏, 童钧耕, 等. 工程热力学. 第3版. 北京: 高等教育出版社, 2001
- 4 刘桂玉, 刘志刚, 阴建民, 等. 工程热力学. 北京: 高等教育出版社, 1998
- 5 Guo Z Y, Zhu H Y, Liang X G. Entransy—A physical quantity describing heat transfer ability. Int J Heat Mass Transf, 2007, 50: 2545–2556
- 6 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
- 7 Chen Q, Zhu H Y, Pan N, et al. An alternative criterion in heat transfer optimization. Proc R Soc A-Math Phys Eng Sci, 2011, 467: 1012–1028

- 8 Chen L G, Wei S H, Sun F R. Constructal entransy dissipation rate minimization of a disc. *Int J Heat Mass Transf*, 2011, 54: 210–216
- 9 Meng J A, Liang X G, Chen Z J, et al. Experimental study on convective heat transfer in alternating elliptical axis tubes. *Exp Therm Fluid Sci*, 2005, 29: 457–465
- 10 Chen Q, Ren J X, Meng J A. Field synergy equation for turbulent heat transfer and its application. *Int J Heat Mass Transf*, 2007, 50: 5334–5339
- 11 陈群, 任建勋. 对流换热过程的广义热阻及其与熵耗散的关系. *科学通报*, 2008, 53: 1730–1736
- 12 Chen Q, Wang M R, Pan N, et al. Optimization principles for convective heat transfer. *Energy*, 2009, 34: 1199–1206
- 13 Chen Q, Meng J A. Field synergy analysis and optimization of the convective mass transfer in photocatalytic oxidation reactors. *Int J Heat Mass Transf*, 2008, 51: 2863–2870
- 14 Liu W, Liu Z C, Jia H, et al. Entransy expression of the second law of thermodynamics and its application to optimization in heat transfer process. *Int J Heat Mass Transf*, 2011, 54: 3049–3059
- 15 Cheng X T, Liang X G. Entransy flux of thermal radiation and its application to enclosures with opaque surfaces. *Int J Heat Mass Transf*, 2011, 54: 269–278
- 16 Chen Q, Yang K D, Wang M, et al. A new approach to analysis and optimization of evaporative cooling system I: Theory. *Energy*, 2010, 35: 2448–2454
- 17 Chen Q, Pan N, Guo Z Y. A New Approach to analysis and optimization of evaporative cooling system II: Applications. *Energy*, 2011, 36: 2890–2898
- 18 Liu X, Guo Z Y. A novel method for heat exchanger analysis. *Acta Phys Sin*, 2009, 58: 4766–4771
- 19 Chen L, Chen Q, Li Z, et al. Optimization for a heat exchanger couple based on the minimum thermal resistance principle. *Int J Heat Mass Transf*, 2009, 52: 4778–4784
- 20 Qian X D, Li Z, Li Z X. Entransy-dissipation-based thermal resistance analysis of heat exchanger networks. *Chin Sci Bull*, 2011, 56: 3289–3295
- 21 Chen Q, Xu Y C. An entransy dissipation-based optimization principle for building central chilled water systems. *Energy*, 2012, 37: 571–579
- 22 Xu Y C, Chen Q. An entransy dissipation-based method for global optimization of district heating networks. *Energ Buildings*, 2012, 48: 50–60
- 23 Yuan F, Chen Q. A global optimization method for evaporative cooling system based on the entransy theory. *Energy*, 2012, 42: 181–191
- 24 Incropera F, Dewitt D. *Introduction to Heat Transfer*. New York: John Wiley & Sons Inc., 1985
- 25 Cao B Y, Guo Z Y. Equation of motion of phonon gas and non-Fourier heat conduction. *J Appl Phys*, 2007, 102: 053503