炯方法在低品位工业余热利用的换热网络优化中的应用研究

杜帅¹, 徐震原¹, 王如竹^{1*}, 杨纯²

1. 上海交通大学制冷与低温工程研究所, 上海 200240;

2. 南洋理工大学机械与宇航工程学院, 新加坡 639798, 新加坡

* E-mail: rzwang@sjtu.edu.cn

收稿日期: 2021-03-31; 接受日期: 2021-05-12; 网络版发表日期: 2021-08-25

国家自然科学基金创新研究群体项目(批准号: 51521004)和国家重点研发计划(编号: 2016YFB0601204)资助

摘要 低品位工业余热的有效利用对提高能源利用效率、减少CO₂排放具有重要意义, 能量系统集成和相应的换热网络优化是余热利用的有效方法. 炯方法可以量化换热过程中的不可逆性, 能够指导和评价换热网络的优化, 但是炯方法在余热利用的换热网络优化中的实际应用案例较为缺乏. 本文基于炯方法对某工业园区蒸汽凝水余热利用的既有换热网络进行了分析, 通过减小换热过程炯耗散的原理进行了换热网络优化, 使得高品位余热用于驱动吸收式制冷机满足当地的空调制冷需求, 将高品位余热排放转换为低品位余热排放. 优化的换热网络指导了实际蒸汽凝水余热利用工程改造. 实验测试结果表明, 采用的海水直接冷却的吸收式制冷机的制冷量达到3430 kW, COP达到0.76. 蒸汽凝水换热过程的炯耗散降低了57.3%, 蒸汽凝水余热利用的热效率和炯效率分别提升了55.8%和81.1%, 验证了炯方法在低品位余热利用换热网络优化中应用的有效性.

关键词 工业余热, 换热网络, 炯, 吸收式制冷机, 应用研究

1 引言

工业生产过程中, 能源消耗主要是以一次能源燃烧产生热能的方式进行能量的利用与转化. 由于燃烧产生的热能无法全部转化为需求能量, 大量的已无法用于工业生产过程的余热以固态、液态和气态等形式被排放至环境中, 不仅造成了能源的巨大浪费, 也加剧了温室效应、热岛效应等环境问题. 低品位工业余热的有效利用对提高能源利用效率、减少CO₂排放具有重要意义. 然而, 如果低品位工业余热不能得到有效匹

配利用, 或者能量转换系统的热效率过低, 会导致低品位工业余热回收利用的收益并不显著, 甚至得不偿失, 这对低品位工业余热的利用提出了两点需求: 一是需要低品位工业余热利用能够实现整体的规划或优化, 获得最优的能量目标和经济性目标; 二是需要低品位工业余热能量转换系统具有更高的系统热效率. 温度对口、梯级利用、品位提升是低品位工业余热利用的原则^[1], 根据余热条件和能量需求, 通过能量系统集成和相应的换热网络优化可以有效地实现低品位工业余热的回收利用.

引用格式: 杜帅, 徐震原, 王如竹, 等. 炯方法在低品位工业余热利用的换热网络优化中的应用研究. 中国科学: 技术科学, 2021, 51: 1197–1207
Du S, Xu Z Y, Wang R Z, et al. Application of entransy method in heat exchanger network optimization for low-grade waste heat utilization (in Chinese). Sci Sin Tech, 2021, 51: 1197–1207, doi: [10.1360/SST-2021-0135](https://doi.org/10.1360/SST-2021-0135)

换热网络优化问题通常分为两种: 一种是在物流条件已知而换热网络拓扑结构未知的情况下进行换热网络拓扑的设计, 使得热能得到充分利用; 另一种是在换热网络拓扑结构已知而物流条件未知的情况下进行物流流量、换热面积、流动阻力、投资和运行费用等目标的优化. 这两种换热网络优化可采用数学规划法^[2]、遗传算法^[3]、夹点法^[4]、变分求极值^[5]等方法实现. 对于实际的低品位工业余热利用, 通常是热物流条件能够确定, 而冷物流条件是部分确定的. 为了充分利用余热, 需要创造冷物流需求, 如能量转化系统的热输入过程等. 在这种情况下, 首先需要解决的是如何实现低品位工业余热的有效利用, 即换热网络拓扑设计问题. 通常夹点法可以用来确定最优能量目标, 通过能量的匹配分析确定采用的能量转换系统, 最终确定可行的换热网络拓扑. 然而夹点法的目标在于热能的最大回收, 无法直接量化余热品位的利用情况, 而且该方法需要研究人员具有丰富的热力系统知识与应用经验. 过增元等人^[6]从导热过程与导电过程的比拟出发, 引入了纯传热过程描述物体传递热量能力的物理量——焓, 能够定义传热过程的效率, 讨论传递过程的优化. 在传热过程中, 热量守恒但焓存在耗散, 焓耗散可以作为传热过程不可逆性的衡量参数之一, 为传热过程的优化提供了量化指标, 而焓耗散极值原理为传热过程的优化提供了指导方向. 焓耗散极值原理包括热流边界条件给定情况下的最小焓耗散原理和温度边界条件给定情况下的最大焓耗散原理, 都可归结为最小热阻原理. 自焓的概念提出以来, 在导热^[7]、对流^[8]、辐射传热过程优化^[9]、换热网络优化^[10]、热力系统优化^[11]等方面得到了研究与应用. 在低品位工业余热利用的换热网络中, 我们期望余热得到最大利用, 即热物流的输入焓确定后, 需要使热物流和冷物流换热的焓耗散最小, 可以认为是热流边界条件给定情况下的最小焓耗散原理. 当前焓方法在换热网络优化中的研究大多集中在换热网络给定后换热面积、泵功耗、运行成本等方面的优化^[12], 在低品位工业余热利用的换热网络优化中的实际应用研究较少. Zhang等人^[13]将焓方法用于建筑暖通系统的分析, 说明了焓耗散极值原理的适用性, 可以推至余热利用换热网络的分析. 杨卫卫等人^[14]结合回热器和热泵对60℃的工业余热资源进行回收, 通过 $T-Q$ 图分析发现冷水梯级加热的焓耗散大为降低, 有利于提高系统的热力学性能. Cui等

人^[15]采用总焓耗散热阻分析了基于燃气锅炉的两级回热系统, 相比基本的回热系统, 采用吸收式热泵的两级回热系统的锅炉效率提高了8.81%. Xia等人^[16]根据夹点法比拟地提出了焓夹点的概念以及基于焓理论提出了换热网络的设计步骤, 并通过一个计算示例演示了该换热网络设计方法. 然而, 这些研究都没有指导实际系统的构建与应用.

本文针对新加坡某工业园区内某公用工程公司的蒸汽凝水余热, 分析了既有余热利用换热网络的焓耗散, 基于减小焓耗散实现余热有效利用的原理, 提出了优化的换热网络, 将高品位热能用于驱动吸收式制冷机满足当地的空调用冷需求, 并且以优化的换热网络指导了蒸汽凝水余热利用工程的改造, 验证了焓方法在工业余热利用换热网络优化中应用的有效性.

2 焓、焓耗散、焓传递效率和 $T-Q$ 图

首先对本文所涉及的相关参数和状态图进行简要介绍.

过增元等人^[6]最初通过导热过程和导电过程的比拟, 引入了焓的概念, 计算公式如式(1)所示:

$$E_h = \int_0^T mc_v T dT, \quad (1)$$

式中, E_h 为焓, m 为物体的质量, c_v 为物体的比定容热容, T 为绝对温度.

在比定容热容恒定时, 可由式(2)推出物体的焓:

$$E_h = \frac{1}{2} mc_v T^2. \quad (2)$$

对于换热过程, 热量传过介质时, 热阻耗散的是焓, 焓平衡方程如式(3)所示:

$$E_{hi} = E_{ho} + E_{h\phi}, \quad (3)$$

式中, $E_{h\phi}$ 为焓耗散, 下标 i 和 o 表示输入和输出.

焓的传递效率可由式(4)表示:

$$\eta = \frac{E_{hi} - E_{h\phi}}{E_{hi}}. \quad (4)$$

陈群等人^[17]通过式(5)所示的焓流的微分方程引入了温度-热流量图/热负荷图($T-q/Q$), 如图1所示.

$$d\dot{G} = T dq. \quad (5)$$

在图1中, 物流过程线在横轴上的投影面积可以直观地表示熵, 换热过程的两股物流在横轴上的投影面积之差即为熵耗散, 由式(6)计算:

$$d\phi_h = (T_h - T_c)dq, \quad (6)$$

式中, T_h 和 T_c 分别表示热物流和冷物流的温度.

经过多年的发展, 熵被广泛应用于传热过程的优化中, 熵的定义也有所改进. 在热力学过程中, 闭式系统内能变化引起的熵流为绝对温度乘以内能变化^[18], 如式(7)所示:

$$\delta E_{n,f,\Delta U} = TdU. \quad (7)$$

开式系统焓变化引起的熵流如式(8)所示:

$$\delta E_{n,f,\Delta H} = TdH. \quad (8)$$

伴随热量进入系统的熵流由式(9)计算:

$$\delta E_{n,f,Q} = TdQ. \quad (9)$$

然而, 无论是 dU 还是 dH , 在纯传热过程条件下, 都可表示为 dQ . 对于物体, dQ 为热量(J); 对于物流, dQ 为热流量(W). 因此 T - Q 图仍然适用于表示熵和熵耗散, 为本文熵方法的应用研究提供了基础. 由于熵适合于纯传热过程的分析^[19], 本文涉及能量转换的性能评价指标采用熵效率. 熵和熵效率的计算如式(10)和(11)所示:

$$E_x = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \delta Q, \quad (10)$$

$$\varepsilon = E_{x,o} / E_{x,i}, \quad (11)$$

图1 熵的 T - q 图示

Figure 1 Illustration of entransy in T - q diagram.

式中, T_0 为热沉的绝对温度.

3 优化前的换热网络及分析

新加坡某工业园区内某公用工程公司为用户提供工业蒸汽, 并对回流的蒸汽凝水进行了余热回收, 但该余热仅用于预热部分冷物流, 仍然有相当可观的热量由海水冷却器排放至环境中. 为了有效利用该部分余热, 有必要进行换热网络优化, 提高余热利用效率. 优化前的既有换热网络如图2所示, 回流的蒸汽凝水F1(带压热水)依次通过换热器1、储罐和换热器2, 然后经过海水冷却器降低至40°C以下后供给工厂A. 其中, 储罐为常压储罐, 换热器1将蒸汽凝水温度降至沸点

图2 (网络版彩图)优化前的换热网络

Figure 2 (Color online) The heat exchanger network before optimization.

以下从而避免热水在储罐中闪蒸. 工厂A产生的工艺水一部分分为F4a和F4b两股流体分别由换热器1和换热器2加热后输送至工厂B使用, 另一部分直接输送至工厂C使用, 其中F4a和F4b两股流体混合后的F4流体温度需高于70℃.

由于不同季节园区的生产需求不同, 蒸汽凝水和工艺水的流量会发生较大的变化, 并导致可以回收的余热量发生较大变化. 根据历史运行数据, 主要可以分为三个典型工况, 其流量平均值示于表1.

由于回流蒸汽凝水的温度是波动的, 这里取年平均蒸汽凝水温度105.2℃进行计算, 取海水温度32℃作为热沉温度进行计算. 图2所示的其他温度要求也同样按照平均值进行计算. 另外, 因为冷却海水流量可灵活调配, 这里海水排放温度以规定的排放标准上限45℃进行计算以使泵功最小, 而海水换热器的夹点温差根据图2所示条件设定为5.5℃. 根据上述运行数据, 可以将三种典型工况下的换热过程表示于 T - Q 图中, 如图3所示.

由图3可以看出, 大量的蒸汽凝水余热由海水冷却移除, 分别占到了60.4%, 48.3%和81.4%, 造成了较大的热能浪费, 也需要较大的冷却海水流量. 与此同时, 换热器1和2的平均换热温差较大, 换热器1的算术平均换热温差达到了46.4℃, 换热器2的算术平均换热温差分别达到了33℃, 28.9℃和40℃, 海水冷却器的算术平均换热温差分别达到了19.5℃, 15.4℃和26.6℃, 这远比通常应用的换热器的平均传热温差大, 意味着换热网络的不可逆损失较大, 蒸汽凝水余热的品位没有得到合理匹配利用. 在三种典型工况下, 蒸汽凝水换热过程的焓耗散、焓传递效率, 以及蒸汽凝水余热利用的热效率和焓效率如表2所示. 其中, 由于焓耗散为绝对数值, 对余热利用换热网络性能的直觉性理解不足, 我们也定义了热效率和焓效率来说明余热利用换热网络的性能. 在该蒸汽凝水换热网络中, 热效率定义为收

表 1 三种典型工况下的物流流量

Table 1 The flowrates of the streams under three typical operating conditions

工况	F1流量 (t/h)	F2流量 (t/h)	F3流量 (t/h)	F4流量 (t/h)
1	320	450	205	245
2	320	450	130	320
3	195	275	205	70

益能量与蒸汽凝水总供给热量(蒸汽凝水冷却至热沉温度释放的热量)的比值, 可以表示换热网络中能量的

图 3 (网络版彩图)优化前换热网络的 T - Q 图. (a) 工况1; (b) 工况2; (c) 工况3

Figure 3 (Color online) The illustration of the heat exchanger network before optimization in T - Q diagram. (a) Condition 1; (b) condition 2; (c) condition 3.

“量”的利用情况; 烟效率定义为收益烟与蒸汽凝水总供给烟(蒸汽凝水冷却至热沉温度释放的烟值)的比值, 可以表示换热网络中能量“质”的利用情况.

从表2中可以看出, 蒸汽凝水余热利用的热效率和烟效率都较低, 热能进一步利用的提升潜力很大. 换热网络烟耗散虽然能够量化换热过程的不可逆损失, 但是由于其数值与换热量相关, 不如平均换热温差直观, 需要通过对比获得换热网络优化的效果. 另外, 由于本文中烟的计算以绝对温度为基准, 计算获得的烟传递效率都较高, 可以预见换热网络优化后, 其提高幅度也十分有限. 因此, 优化后的换热网络可以通过与优化前换热网络对比烟耗散来表征换热网络的优化程度.

在给定蒸汽凝水条件下, 若仅考虑余热得到最大利用, 热物流和冷物流应当是在设定的最小换热温差下进行换热以获得最小换热烟耗散, 即需要冷物流与蒸汽凝水的热容流率(dH/dT)是一致的, 如图4中虚线所示. 但是实际冷物流由实际条件确定, 几乎不会与热物流有如此完美匹配.

在优化前的换热网络中, 三种典型工况下预热工艺水的热容流率是不大于蒸汽凝水的热容流率的, 且换热量远低于蒸汽凝水余热量. 因此在设定夹点温差后, 工艺水的预热过程和蒸汽凝水的换热匹配实际上是个阈值问题, 即存在高品位的蒸汽凝水余热可进一步利用, 如图4所示(以工况1为例, 换热器夹点温差设为 10°C).

图4实线所示的换热过程的算术平均温差降至 14.1°C , 可以直观地发现该换热过程烟耗散相比优化前换热网络中的换热器1和2的烟耗散大幅降低. 在满足该换热需求的条件下, 若能将图4中相对高品位的和相对低品位的蒸汽凝水余热加以利用, 即在该区域匹配合理的冷物流, 则蒸汽凝水余热可得到进一步有效利用. 另外, 若有额外的工艺水预热需求, 使得图4中实线所示的冷物流的热容流率与蒸汽凝水的热容流率相等, 可以进一步提高余热利用效率.

4 优化后的换热网络及分析

实际的工业余热利用需要结合实际需求, 对于图4所示的可利用的相对高品位的蒸汽凝水余热, 可匹配吸收式空调系统、有机朗肯循环发电系统或者高温热

表2 优化前蒸汽凝水换热网络性能

Table 2 The performance of the heat exchanger network before optimization

工况	总烟耗散 (MW K)	烟传递 效率 (%)	热效率 (%)	烟效率 (%)
1	665.1	92.4	36.6	24.3
2	614.6	92.9	47.8	31.8
3	458.5	91.4	17.2	11.4

图4 (网络版彩图)蒸汽凝水余热的利用潜力

Figure 4 (Color online) The potential of waste heat utilization of steam condensate.

泵蒸汽发生系统; 可利用的相对低品位的蒸汽凝水余热, 可匹配热能品位提升的热泵系统; 也容易想到结合高品位和低品位的蒸汽凝水余热, 采用吸收式换热器进行供热. 然而, 对于新加坡当地工业园区, 园区办公楼制冷需求更为显著, 而供热需求缺乏, 因此即使采用热泵供热系统使得余热得到利用, 但由于供热量无法有效消纳, 低品位的蒸汽凝水余热利用的收益很低. 综上, 考虑到在当前蒸汽凝水余热条件下采用有机朗肯循环发电系统驱动机械压缩式空调的热效率低于吸收式空调系统, 我们决定采用吸收式空调利用相对高品位的蒸汽凝水余热进行制冷, 而相对低品位的蒸汽凝水余热仍然由海水冷却. 优化后的换热网络如图5所示.

若吸收式制冷机的发生过程与蒸汽凝水换热的平均传热温差为夹点温差, 且图4中相对高品位的蒸汽凝水余热全部利用, 则吸收式制冷机的平均发生温度为 83.8°C , 可产生 7°C 冷冻水, 制冷机的热效率(COP)可达到0.7. 在三种典型工况下, 优化后换热网

图 5 (网络版彩图)优化后的换热网络
Figure 5 (Color online) The heat exchanger network after optimization.

络的 $T-Q$ 图如图6所示。

从图6可以直观地发现, 优化后的换热网络中每个换热器的平均传热温差都显著减小, 这意味着蒸汽凝水换热过程的焓耗散降低, 蒸汽凝水余热得到了更有效的利用。由于采用的吸收式制冷机产生了制冷量, 优化后的换热网络增加了与制冷量相等的热量移除负荷, 但是该热量是在低品位条件下移除。总体上, 热量品位的降低实现了制冷效应。优化后的换热网络对蒸汽凝水余热的利用情况如表3所示, 其性能指标提升情况如表4所示。其中, 吸收式制冷机产生的制冷量计算至收益焓中。

从表3和4中可以看出, 三种典型工况下, 优化后蒸汽凝水换热网络的焓耗散显著降低, 幅度在46%以上。蒸汽凝水余热利用的热效率和焓效率大幅提升, 幅度在50%以上。特别是在第三种典型工况下, 蒸汽凝水余热利用的热效率和焓效率均提高了100%以上。虽然图6(b)中受限于海水换热器的夹点温差, 海水的温升相比其他工况较小, 相应地影响了焓耗散的计算, 但是由于海水平均温差相差较小, 该影响可忽略不计。

5 换热网络改造与实验分析

为了配合换热网络优化和改造, 并降低冷却系统成本, 我们研制了海水直接冷却的溴化锂-水吸收式制冷机。考虑到蒸汽凝水温度波动、适当的热能余量和当地需求制冷量, 吸收式制冷机的额定制冷量并非按照三种典型工况下的最大制冷量设计, 而是综合考虑

三种典型工况后设计为1200冷吨(4220 kW)。由于换热网络是改造工程, 需要尽可能少地改动既有布置以节省改造费用, 因此优化的换热网络仍然使用如图2所示的换热器1、换热器2和海水换热器。需要指出的是, 图6中的换热匹配是基于每个换热器的热导(总换热系数与换热面积的乘积, UA)在三种典型工况下都能满足要求, 这要求在换热温差降低后每个既有换热器的热导能够满足优化换热网络的需求。由于工程上通常采用的裕量设计, 通过校核后发现既有换热器热导足以满足换热要求。

表 3 优化后蒸汽凝水换热网络的性能

Table 3 The performance of the heat exchanger network after optimization

工况	总焓耗散 (MW K)	焓传递 效率 (%)	热效率 (%)	焓效率 (%)
1	342.9	96.7	58.3	40.2
2	273.5	97.6	69.5	47.6
3	246.1	95.4	38.9	27.3

表 4 优化后蒸汽凝水换热网络的性能提升

Table 4 The performance improvement of the optimized heat exchanger network

工况	总焓耗散 降低 (%)	焓传递效率 提高 (%)	热效率 提高 (%)	焓效率 提高 (%)
1	48.4	4.8	59.3	65.1
2	55.5	5	45.4	50
3	46.3	4.6	126.5	138.9

图 6 (网络版彩图)优化后换热网络 $T-Q$ 图。(a) 工况1; (b) 工况2; (c) 工况3

Figure 6 (Color online) Illustration of the heat exchanger network after optimization in $T-Q$ diagram. (a) Condition 1; (b) condition 2; (c) condition 3.

实际换热网络如图7所示, 图中吸收式制冷机为新增设备, 而其他设备均为原设备。其中, 由于园区冷却

系统的调整, 原海水冷却器不再由海水冷却, 而是使用园区480 m³/h的工艺水进行冷却, 海水换热器在优化后的换热网络中标示为换热器3。

吸收式制冷机与原换热网络并联连接, 而且增加了流量调节阀分配蒸汽凝水流量。因此原换热网络和优化换热网络可切换运行, 也有利于换热网络改造前后的性能比较。图8(a)和(b)分别表示吸收式制冷机不运行和运行时的换热网络的温度曲线(流量调节阀开度为0%和100%)。

从图8中可以看出, 在长时间的运行条件下, 换热网络中各测点的温度基本稳定。由于F4a和F4b的流量是灵活调节的, 其温度存在一定波动。取测量流量和温度的平均值进行计算, 各物流的流量和温度如表5所示, 换热网络的 $T-Q$ 图如图9所示。

两组实验进行时, 测量的流体流量稍有差别, 蒸汽凝水余热的总散热量存在误差, 但对蒸汽凝水余热利用的热效率和焓效率的影响可忽略不计。需要注意的是, 图9中发生过程的过程线为虚线, 仅表示可能发生过程温度变化。由于发生器为横管降膜换热器, 这里采用发生器溶液进出口温度的算术平均差作为发生过程的温度进行焓耗散的计算。从图中可以直观地看出, 由工艺水带走的蒸汽凝水余热显著下降, 换热器1和2的焓耗散也显著减小, 回收用于驱动吸收式制冷机的高品位热量平均达到4513 kW, 吸收式制冷机的平均制冷量达到3430 kW, COP达到0.76。受工业园区各股物流的实际运行条件所限, 实验仅在可获得的工况下进行, 未在三种典型运行工况下进行全面的测试, 但测试结果足以说明换热网络的运行情况。吸收式制冷机运行和不运行时换热网络的性能如表6所示。

从表6中可以看出, 优化后的蒸汽凝水余热利用换热网络焓耗散的降低达到了57.3%。对应地, 换热网络的热效率提高了55.8%, 而由于冷量具有更高的品位, 冷量焓较大, 换热网络焓效率的提高达到了81.1%。实际工程使用了既有换热器、泵等设备以减少投资成本, 因此该换热网络对换热面积分配、流动阻力、运行成本的优化这里不再讨论。

基于减小焓耗散的原则, 我们结合实际能量需求优化了实际的有效工业余热利用换热网络, 优化后的换热网络焓耗散降低, 可使得蒸汽凝水余热利用的热效率和焓效率得到有效提高, 也证明了焓方法在工业余热利用换热网络优化的实际应用中的有效性。

图 7 (网络版彩图)实际的优化换热网络
Figure 7 (Color online) The practical heat exchanger network.

图 8 (网络版彩图)吸收式制冷机(a)不运行时和(b)运行时换热网络温度曲线
Figure 8 (Color online) Temperature profiles of the heat exchanger network (a) without absorption chiller and (b) with absorption chiller.

图 9 (网络版彩图)实际换热网络运行的 T - Q 图. (a) 制冷机不运行; (b) 制冷机运行
Figure 9 (Color online) T - Q illustration of the practical heat exchanger network. (a) Without the absorption chiller; (b) with the absorption chiller.

表 5 吸收式制冷机运行和不运行时换热网络物流的实际流量和温度

Table 5 Practical flowrates and temperatures of the streams of the heat exchanger network with and without the absorption chiller

参数	吸收式制冷机运行(优化后换热网络)		吸收式制冷机不运行(优化前换热网络)	
	进口	出口	进口	出口
吸收制冷机—F1流量 (m ³ /h)		270.6	—	—
吸收制冷机—F1温度 (°C)	99.1	84.7	—	—
换热器1—F1流量 (m ³ /h)		274		264.6
换热器1—F1温度 (°C)	86.9	83.1	99.4	94.2
换热器1—F4a流量 (m ³ /h)		37.1		38.5
换热器1—F4a温度 (°C)	33.3	61.9	33.4	69.6
换热器2—F1流量 (m ³ /h)		245.7		241.5
换热器2—F1温度 (°C)	83.1	45.8	94.2	65.4
换热器2—F4b流量 (m ³ /h)		235.7		212.1
换热器2—F4b温度 (°C)	33.3	72.2	33.4	66.2
换热器3—F1流量 (m ³ /h)		240.4		235
换热器3—F1温度 (°C)	45.8	37	65.4	36.9
换热器3—工艺水流量 (m ³ /h)		480		480
换热器3—工艺水温度 (°C)	33.3	37.7	33.4	47.3
吸收制冷机冷冻水流量 (m ³ /h)		447.7	—	—
吸收制冷机冷冻水温度 (°C)	15.8	9.2	—	—
吸收制冷机海水流量 (m ³ /h)		1390.9	—	—
吸收制冷机海水温度 (°C)	30.3	34.9	—	—

表 6 吸收机运行和不运行时蒸汽凝水换热网络的性能指标

Table 6 Performance indicators of the practical heat exchanger network with and without the absorption chiller

参数	吸收式制冷机运行(优化后换热网络)	吸收式制冷机不运行(优化前换热网络)	优化幅度
焓耗散	170.9 MW K	400.3 MW K	降低57.3%
热效率	74.1%	47.6%	提高55.8%
炯效率	46.6%	25.7%	提高81.1%

6 结论

本文基于炯方法指导了新加坡某工业园区某公用工程公司存在的蒸汽凝水余热利用换热网络的分析、优化和改造。针对蒸汽凝水余热的有效利用,在分析优化前的换热网络的炯耗散后,基于减小炯耗散的原则,利用 $T-Q$ 图示方法,结合工业园区的制冷需求,构建了优化的换热网络。研发了海水直接冷却的吸收式制冷机,根据优化的换热网络指导了实际的蒸汽凝水余热利用换热网络的改造。结论包括以下三点。

(1) 炯耗散作为换热过程不可逆性的指标之一,在

低品位余热利用的换热网络优化中,能够在热物流确定后,以匹配冷物流实现换热过程炯耗散最小的途径实现余热品位的有效利用。

(2) 减小换热过程炯耗散能够指导低品位余热换热网络的构建, $T-Q$ 图示法是换热网络分析和优化的有效工具。

(3) 相比于改造之前的蒸汽凝水余热利用的换热网络,改造后换热网络在运行工况下炯耗散降低57.3%,蒸汽凝水余热利用的热效率和炯效率分别提高55.8%和81.1%,验证了炯方法在低品位余热利用换热网络优化中应用的有效性。

参考文献

- 1 Xu Z Y, Wang R Z, Yang C. Perspectives for low-temperature waste heat recovery. *Energy*, 2019, 176: 1037–1043
- 2 Zhang C, Zhou L, Chhabra P, et al. A novel methodology for the design of waste heat recovery network in eco-industrial park using techno-economic analysis and multi-objective optimization. *Appl Energy*, 2016, 184: 88–102
- 3 Aguitoni M C, Pavão L V, Siqueira P H, et al. Heat exchanger network synthesis using genetic algorithm and differential evolution. *Comput Chem Eng*, 2018, 117: 82–96
- 4 Du S, Wang R Z, Xia Z Z. Optimal ammonia water absorption refrigeration cycle with maximum internal heat recovery derived from pinch technology. *Energy*, 2014, 68: 862–869
- 5 Xu Y C, Chen Q, Guo Z Y. Optimization of heat exchanger networks based on Lagrange multiplier method with the entransy balance equation as constraint. *Int J Heat Mass Transfer*, 2016, 95: 109–115
- 6 Guo Z Y, Liang X G, Zhu H Y. Entransy—A physical quantity describing the heat transfer capacity of an object (in Chinese). *Prog Nat Sci*, 2006, 16: 1288–1294 [过增元, 梁新刚, 朱宏晔. 焵——描述物体传递热量能力的物理量. 自然科学进展, 2006, 16: 1288–1296]
- 7 Wei S, Chen L, Xie Z. Constructal heat conduction optimization: Progresses with entransy dissipation rate minimization. *Thermal Sci Eng Prog*, 2018, 7: 155–163
- 8 Min C, Yang X, Wang K, et al. An inverse optimization of convection heat transfer in rectangle channels with ribbed surface based on the extremum principle of entransy dissipation. *Int J Heat Mass Transfer*, 2019, 130: 722–732
- 9 Wu J, Liang X G. Application of entransy dissipation extremum principle in radiative heat transfer optimization. *Sci China Ser E-Tech Sci*, 2008, 51: 1306–1314
- 10 Xu Y C, Chen Q, Guo Z Y. Entransy dissipation-based constraint for optimization of heat exchanger networks in thermal systems. *Energy*, 2015, 86: 696–708
- 11 Zhao T, Min Y, Chen Q, et al. Electrical circuit analogy for analysis and optimization of absorption energy storage systems. *Energy*, 2016, 104: 171–183
- 12 Xu Y C, Chen Q. An entransy dissipation-based method for global optimization of district heating networks. *Energy Build*, 2012, 48: 50–60
- 13 Zhang L, Liu X, Jiang Y. Application of entransy in the analysis of HVAC systems in buildings. *Energy*, 2013, 53: 332–342
- 14 Yang W W, Cao X Q, Zhou F, et al. Performance analysis of waste heat recovery methods by T - Q diagram (in Chinese). *J Eng Thermophys*, 2015, 36: 2107–2110 [杨卫卫, 曹兴起, 周福, 等. 从 T - Q 图分析几种余热回收方式的热力学性能. 工程热物理学报, 2015, 36: 2107–2110]
- 15 Cui X, Zhang H, Guo J, et al. Analysis of two-stage waste heat recovery based on natural gas-fired boiler. *Int J Energy Res*, 2019, 43: 8898–8912
- 16 Xia L, Feng Y, Sun X, et al. Design of heat exchanger network based on entransy theory. *Chin J Chem Eng*, 2018, 26: 1692–1699
- 17 Chen Q, Xu Y C, Guo Z Y. State diagram in heat transfer and its application (in Chinese). *Chin Sci Bull*, 2012, 57: 2771–2777 [陈群, 许云超, 过增元. 传热学中的状态图及其应用. 科学通报, 2012, 57: 2771–2777]
- 18 Xu S Z, Guo Z Y. Entransy transfer analysis methodology for energy conversion systems operating with thermodynamic cycles. *Energy*, 2021, 224: 120189
- 19 Kostic M M. Entransy concept and controversies: A critical perspective within elusive thermal landscape. *Int J Heat Mass Transfer*, 2017, 115: 340–346

Application of entransy method in heat exchanger network optimization for low-grade waste heat utilization

DU Shuai¹, XU ZhenYuan¹, WANG RuZhu¹ & YANG Chun²

¹ Institute of Refrigeration and Cryogenics, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China;

² School of Mechanical and Aerospace Engineering, Nanyang Technological University, Singapore 639798, Singapore

Efficient utilization of low-grade industrial waste heat is of great significance to improve the efficiency of energy utilization and to reduce CO₂ emission. Energy system integration and corresponding heat exchanger network optimization are effective solutions. The entransy method is suitable for quantifying the irreversibility of the heat exchange process and guiding and evaluating heat exchanger network optimization. However, there are relatively few cases in which the entransy method is applied to the heat exchanger network optimization for waste heat utilization. In this study, the waste heat utilization of steam condensate in an industrial park through a heat exchanger network was analyzed based on the entransy method. By reducing the entransy dissipation of the heat exchange process of the condensate, the existing heat exchanger network was optimized, and the high-grade waste heat was utilized by an absorption chiller for local air conditioning demands. As a result, the discharge of high-grade waste heat was converted to the discharge of low-grade waste heat. The optimized heat exchanger network guided the redesign of the actual heat exchanger network. The testing results showed that the cooling effect of the developed seawater cooled absorption chiller reached 3430 kW, with a coefficient of performance of 0.76. The entransy dissipation of the heat exchange process of the condensate was reduced by 57.3%. The thermal efficiency and exergy efficiency of the heat exchanger network were increased by 55.8% and 81.1%, respectively. These results demonstrate that the entransy method is valid in the application of low-grade waste heat utilization through heat exchanger network optimization.

industrial waste heat, heat exchanger network, entransy, absorption chiller, application research

doi: [10.1360/SST-2021-0135](https://doi.org/10.1360/SST-2021-0135)