

板式热交换器能效评价方法

张延丰^①, 蒋琛^①, 寿比南^②, 周文学^③, 白博峰^{①*}

① 西安交通大学动力工程多相流国家重点实验室, 西安 710049;

② 锅容标(北京)技术服务中心有限公司, 北京 100011;

③ 兰州冠宇传热与节能工程技术研究有限公司, 兰州 730050

* 联系人, E-mail: bfbai@mail.xjtu.edu.cn

2015-07-02 收稿, 2015-09-11 修回, 2015-09-11 接受, 2015-11-10 网络版发表

国家杰出青年科学基金(51425603)和质检公益性行业科研专项(201010217)资助

摘要 热交换器内的冷热流体实现热量传递需要消耗泵功. 如何科学定量评价其能源效率, 是学术界和行业都迫切需要解决的问题, 对提升工业节能减排有重要意义. 本文通过理论分析热交换器水水无相变流动与传热综合特性, 提出了一种能效评价指标 $EEI (=k/\nabla p^n)$, 总传热系数 k 与压力梯度 ∇p . EEI 反映了热交换器的固有能效属性, 代表热交换器消耗单位折合流动压降获得的传热系数. 当温差与流体流量相同时, 对于相同换热面积和相同流体流动长度的热交换器而言, 能效指标 EEI 越大, 消耗单位折合泵功获得的热流量越大. 换热面积变化对能效指标无影响, 通过合理选取指数 n , 可使 EEI 与流速无关或为弱相关关系. 能效指标具有良好的稳定性, 依据性能测试国标获得的热交换器能效评价结果可以代表热交换器的能效水平. 结合板式热交换器水水无相变流动传热性能数据库, 得到了该类热交换器能效评价指标的指数 n , 以及行业总体的能效指标分布, 为划分板式热交换器能效水平提供了依据.

关键词 热交换器, 能效评价指标, 总传热系数, 压力梯度

热交换器是在具有不同温度的两种或两种以上流体之间传递热量的设备, 是开发利用工业二次能源、实现余热回收和节能减排的主要设备. 但是, 热交换器本身也是耗能大户, 耗能量占工业用能的13%~15% (来源: <http://www.chyxx.com/industry/201408/275993.html>). 为了促进热交换器节能降耗, 《高耗能特种设备节能监督管理办法》明确指出需对其进行能效测试与监管. 能效评价是对能源转化与利用效率或在一定时间内能源消耗与提供的服务等指标进行检测、计算, 给出所处水平, 是能效监管的基础. 研究热交换器能效的评价方法, 可为落实国务院《2014~2015年节能减排低碳发展行动方案》、《关于加强节能标准化工作的意见》中的相关内容提供理论

依据和践行抓手, 有助于明确行业技术发展方向, 促进产业技术升级. 同时, 对丰富和发展能效评价理论也具有重要学术意义.

基于热力学第一定律的评价方法与指标^[1,2], 有比压力降 $J=\Delta p/NTU$ 、能量系数(热流量 Φ 与泵功 N 之比)、面积质量因子(换热因子 j 与摩擦阻力系数 f 之比)等, 这些方法与指标物理意义清晰, 但不同换热面积及不同工况下的评价结果差异较大, 依据实验测试数据得到的评价结果难以反映热交换器实际应用过程中的能效特性. Webb^[3]对应于节约材料、增加换热、减小温差和降低泵功消耗, 提出了管内单相流体的流动传热评价方法, 但没有针对这4个目的提出统一的评价方法或者指标^[4]. 陶文铨院士课题组在此基

引用格式: 张延丰, 蒋琛, 寿比南, 等. 板式热交换器能效评价方法. 科学通报, 2016, 61: 802–808

Zhang Y F, Jiang C, Shou B N, et al. Energy efficiency evaluation method for plate heat exchanger (in Chinese). Chin Sci Bull, 2016, 61: 802–808, doi: 10.1360/N972015-00753

础进行了发展^[5,6],根据强化表面与基准表面的对比,即 Nu_d/Nu_0 与 f_d/f_0 的关系,总结出以节能为目的的传热-阻力综合性能评价图,划分为强化传热不节能区、等泵功强化换热区、相同压降强化换热区及最优区域(相同流量时换热量增加率大于阻力系数增加率);运用该图分析了内螺纹管、内插扭带管、波纹管 and 丁泡管的强化传热综合性能,认为内翅片管的性能最好,内插扭带管性能最差.该方法可以评价单侧换热面强化换热的效果^[7],评价结果依赖于所选取的基准面特性.对于热交换器整体装置而言,其能效水平需体现导热固壁、冷热流体流道及流程组织等整体能效特性.

基于热力学第二定律的评价方法主要分为熵评价方法和熵评价方法.熵评价方法包括熵产分析^[8~10]、熵产效率^[11]、强化熵产数^[12]等.熵评价方法包括熵效率评价方法,如普通熵效率、目的熵效率^[13,14]、传递熵效率^[15]以及Manjunath和Kaushik^[16]提出的换热过程实际利用熵与换热过程熵变化量的比值;还包括利用熵损失评价热交换器性能的方法,如比不可逆性^[17]、无量纲熵损^[18]、熵损单元数^[19]、熵损率^[20]、不可逆数^[21]等.基于热力学第二定律的评价方法在热交换器流动传热过程分析、优化热交换器整体结构等方面得到了成功应用^[22].流体的熵、熵与流体压力和温度有关,冷、热流体热容量比、传热单元数、流动组织形式等也影响传热过程的熵增与熵损.在通常应用条件下,热交换器测试工况与使用工况的温度水平可能差异极大,且流动熵增、熵损比传热熵增、熵损分别小1~2个数量级.对于不同工业应用过程,追求的有效熵增、熵损目的不同,如锅炉用空气预热器,烟气(热流体)在加热空气后排至大气,不再参与其他换热过程,将换热后烟气的熵或熵考虑在内的评价方法不能准确反映空气预热器的能效特点.

本文尝试研究可用于热交换器行业实现能效定量评价的方法,为制定热交换器能效标准提供依据或参考.热交换器应用场合千差万别,如何判断其在同类热交换器行业中所处的能效水平,是能效评价研究的主要难点.基于上述背景和目的,该评价方法需能够综合反映热交换器工作过程中传热与流动的基本属性,能效评价结果需具有稳定性,受换热面积影响小,受流体流速及温度压力影响小,能效指标能够代表不同条件下热交换器工作过程的能效特性;能效指标的稳定性也保证了依据GB/T 27698-2011的

性能测试结果能代表热交换器实际应用的能效特性.此外,对于同类热交换器总体,能效定量评价结果符合统计分布规律,即可以给出全行业同类热交换器的能效分布.由于板式热交换器具有冷、热流体流道及流动传热过程相似程度高等特点,本文针对板式热交换器进行了能效评价指标(energy efficiency index, EEI)的推导及有效性分析,提出了热交换器能效指标 $k/\nabla p^{n[23]}$ (总传热系数 k 与压力梯度 ∇p),结合我们建立的板式热交换器性能数据库,提出了评价指标的具体形式.

1 热交换器能效评价指标 EEI

1.1 理论推导

对于板式热交换器,流道内液液无相变、湍流传热(如热水换热)的 Nu 表达式为

$$Nu = \frac{hd_e}{\lambda_f} = c_k Re^{n_k} Pr^{n_l}, \quad (1)$$

式中, Nu 为努塞尔数, h 为对流传热系数,单位为 $W m^{-2} K^{-1}$, d_e 为热交换器当量直径,单位为 m , λ_f 为流体导热系数,单位为 $W m^{-1} K^{-1}$, Re 为雷诺数, Pr 为普朗特数, c_k , n_k 为常数,由实验测得, n_l 为常数,冷流体 n_l 取0.4,热流体 n_l 取0.3.

对流传热系数 h 与板间平均流速 u 的 n_k 次方成正比:

$$h = c_k \frac{\lambda_f}{d_e} \left(\frac{d_e}{\nu} \right)^{n_k} Pr^{n_l} u^{n_k}, \quad (2)$$

式中, ν 为运动黏度,单位为 $m^2 s^{-1}$, u 为平均流速,单位为 $m s^{-1}$.

对于油-油传热与油-水传热过程,板式热交换器的总传热系数通常位于 $400 \sim 1350 W m^{-2} K^{-1}$ 范围内,水-水传热过程总传热系数相对较高,可达 $2900 \sim 9400 W m^{-2} K^{-1}$,液-液传热的总热阻约为 $2.5 \times 10^{-3} \sim 1.1 \times 10^{-4} m^2 K W^{-1}$,有气体参与的传热过程总热阻更高,而由板片导热热阻及污垢热阻组成的导热热阻通常为 $2.4 \times 10^{-5} \sim 6.8 \times 10^{-5} m^2 K W^{-1}$.在推导过程中忽略导热热阻,热交换器的传热系数计算式可简化为

$$k = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_h} + \frac{\delta}{\lambda_w} + R} \approx \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_h}} = \frac{h_c h_h}{h_c + h_h}, \quad (3)$$

式中, k 为总传热系数,单位为 $W m^{-2} K^{-1}$, h_c 为冷侧对流传热系数,单位为 $W m^{-2} K^{-1}$, h_h 为热侧对流传热系数,单位为 $W m^{-2} K^{-1}$, δ 为板片厚度,单位为 m , λ_w 为

板片导热系数, 单位为 $\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$, R 为污垢热阻, 单位为 $\text{m}^2 \text{K W}^{-1}$.

假设板式热交换器冷、热两侧 Nu 实验关联式中的系数 c_k 、指数 n_k 及流体热物性分别对应相等, 则

$$k = c_k \frac{\lambda_f}{d_e} \left(\frac{d_e}{\nu} \right)^{n_k} \frac{Pr^{0.3} Pr^{0.4}}{Pr^{0.3} + Pr^{0.4}} u^{n_k}. \quad (4)$$

对于液液无相变湍流换热过程, 板式热交换器流体进、出口压降的通用计算式为

$$Eu = c_{\Delta p} Re^{n_{\Delta p}}, \quad (5)$$

$$\Delta p = Eu \rho u^2, \quad (6)$$

式中, Eu 为欧拉数, $c_{\Delta p}$, $n_{\Delta p}$ 为常数, 由实验测得, Δp 为流体流动压降, 单位为 Pa , ρ 为流体平均密度, 单位为 kg m^{-3} .

假设冷、热两侧压降相同, 板式热交换器压力梯度 ∇p 如下所示, 物理意义为流体流经单位流动长度的压强损失, 等于单位流动长度内单位体积流体损失的机械能, 表征了热交换器的流动特性.

$$\nabla p = \frac{\Delta p_c + \Delta p_h}{2l} = \frac{c_{\Delta p}}{l} \left(\frac{d_e}{\nu} \right)^{n_{\Delta p}} \rho u^{2+n_{\Delta p}}, \quad (7)$$

式中, ∇p 为热交换器压力梯度, 单位为 Pa m^{-1} , Δp_c , Δp_h 为冷、热流体流动压降, 单位为 Pa , l 为流体流动长度, 单位为 m , 这里取板式热交换器的特征长度, 即在相邻板片间流体流动方向上单侧角孔中心距.

总传热系数 k 反映了热交换器的整体传热特性, k 不受热交换器换热面积、冷热流体温差等影响, 代表热交换器工作过程中的收益, k 越大有助于实现减小换热端差、减小换热面积与小温差换热等目的; 压力梯度 ∇p 反映了热交换器的流动特性, 不受热交换器大小影响, 代表热交换器工作过程中的能耗, ∇p 越大, 相同流量与流动长度情况下, 流体消耗的泵功越大. 两者物理量不同, 与此紧密相关的换热量与泵功、传热熵增与流动熵增、传热熵损与流动熵损等数值相差1~2个数量级, 为了反映 k 与 ∇p 在能效中的相对重要性, 引入 $k/\nabla p^n$. 综合式(4)和(7)得到能效指标 EEI 的表达式为

$$EEI = \frac{k}{\nabla p^n} = z_s z_p u^{n_k - n(2+n_{\Delta p})}, \quad (8)$$

式中,

$$z_s = l^n d_e^{n_k - m_{\Delta p} - 1} \frac{c_k}{c_{\Delta p}^n},$$

$$z_p = \frac{\lambda_f}{\rho^n \nu^{n_k - m_{\Delta p}}} \frac{Pr^{0.3} Pr^{0.4}}{(Pr^{0.3} + Pr^{0.4})}.$$

指数 n 与热交换器类型有关, 取值范围为0.25~0.4. 通过选择合适的指数 n , 可使 k 与 ∇p^n 表达式中流速 u 的指数相同, 消除流体流速对能效指标的影响. 指数 n 由同类型热交换器性能测试数据进行统计分析 with 假设检验来确定, 使能效指标在不同流速条件下的分散程度最小,

$$n_k - n(2 + n_{\Delta p}) \approx 0, \quad (9)$$

即

$$EEI = \frac{k}{\nabla p^n} \approx z_s z_p, \quad (10)$$

$$z_s \approx d_e^{2n-1} \frac{c_k}{(c_{\Delta p}/l)^n}, \quad (11)$$

$$z_p \approx \frac{\lambda_f}{\rho^n \nu^{2n}} \frac{Pr^{0.3} Pr^{0.4}}{(Pr^{0.3} + Pr^{0.4})}. \quad (12)$$

此时, z_s 与热交换器结构有关, 体现了热交换器设计、生产技术水平; z_p 与热交换器中流体的热物性参数有关, 体现了流体种类、温度及压力的影响.

1.2 能效指标 EEI 的物理意义

EEI 代表了热交换器工作过程中流体消耗单位折合流动压降所获得的传热系数, 反映了热交换器的固有能效属性. 从式(13)可知, 当温差与流体流量相同时, 对于相同换热面积和流体流动长度的热交换器而言, 能效指标 EEI 越大, 消耗单位折合泵功获得的热流量越大; 对于能效指标相同的热交换器, 流体流速越低, 消耗单位折合泵功获得的热流量越大.

$$\frac{\Phi}{N^n} = \frac{k \cdot A \cdot \Delta t}{\nabla p^n (l \cdot q_v)^n} = EEI \cdot \frac{A \cdot \Delta t}{(l \cdot q_v)^n}, \quad (13)$$

式中, Φ 为热流量, 单位为 W , N 为流体消耗泵功, 单位为 W , A 为有效传热面积, 单位为 m^2 , Δt 为平均温差, 单位为 K , q_v 为流体体积流量, 单位为 $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$.

1.3 影响因素分析

(i) 热交换器结构. 由式(11)知, 能效指标 EEI 中与热交换器结构有关的参数包括 c_k , n_k , $c_{\Delta p}$, $n_{\Delta p}$, d_e , l , 体现了热交换器设计和生产技术水平等的影响. 系数 $c_{\Delta p}$ 与流体流动长度 l 成正比, 因此对于具有相同结构特征而仅板片长度不同的热交换器, 具有相同的 EEI .

(ii) 导热热阻. 热交换器的导热热阻主要有间壁导热热阻与污垢导热热阻, 间壁导热热阻取决于

间壁材料和厚度,污垢热阻与流体介质有关且相对稳定.由式(3)可知,导热热阻与对流热阻的相对大小,影响着总传热系数随流体流速的指数关系,从而影响能效指标 EEI 随流速变化的稳定特性.增加导热热阻,使得总传热系数减小,能效指标 EEI 随流速增加呈现减小趋势;反之,减小导热热阻,能效指标 EEI 随流速增加呈现增大趋势.

(iii) 流体热物性. 由式(12)知,影响能效指标 EEI 的流体热物性参数主要包括 λ_f , ρ , ν , Pr . 因此流体种类及其温度、压力影响热交换器能效指标的大小.对相同类型的热交换器,其能效指标规律随换热流体种类的改变会发生变化;即使换热流体种类不变,同类热交换器的能效指标也将随流体温度与压力的变化而改变.对于不同热交换器,在常用工程流体及压力温度范围内,流体种类及其温度、压力的变化不改变它们能效评价指标的相对大小.

2 板式热交换器能效指标

2.1 板式热交换器流动传热性能数据库

板式热交换器流动传热性能数据库包含82家国内外企业制造的281台板式热交换器结构参数与性能数据.以单人字形波纹板热交换器为主,并有少量双人字形波纹板与三人字形波纹板热交换器.波纹夹角在 $22.5^\circ\sim 63^\circ$ 范围内,以 30° 居多;波型共有3种,分别是正弦波波型、梯形波型和三角形波型,正弦波波型热交换器占总体的68.2%.波纹节距分布在6~20 mm,多为12~14 mm;波纹密度变化范围为2.4~5.7,高频波纹密度分布在3.22~4.55.板片长宽比为0.35~5.6,以1.3~3.6为主.热交换器性能测试实验依据《板式热交换器GB16409-1996》及《热交换器及传热元

件性能测试方法GB/T27698-2011》进行,数据库提供了 Nu 与 Eu 的实验关联式,及标准工况^[24](水-水换热,冷热两侧流速均为 0.5 m s^{-1} ,定性温度冷流体 30°C ,热流体 50°C)的总传热系数 k 、压降 Δp 及比压力降 J .特别说明的是,根据性能数据库得到的总传热系数考虑了导热热阻.

2.2 指数 n 的确定

以板式热交换器性能数据库作为总体,确定板式热交换器能效指标 EEI 中的指数 n .表1所示为指数 n 取不同值时,板式热交换器总体能效指标 EEI 随流速的变化情况,其中总体的 EEI 为数据库中所有热交换器 EEI 的平均值.表1同时给出了总体能效指标 EEI 的方差,表征热交换器总体能效指标的波动情况.可以看出,当指数 $n=0.31$ 时,能效指标 EEI 波动最小,稳定性最好.此时, EEI 受流速影响小,可反映热交换器在不同流体流速下的能效特性.因此,板式热交换器能效指标中指数 n 的推荐取值为0.31.

3 能效指标 EEI 的有效性分析

3.1 板式热交换器总体能效指标 EEI 的分布

以数据库中热交换器的 EEI 为样本,可估算板式热交换器行业总体的能效指标 EEI 分布.分别计算标准工况下281台板式热交换器的 EEI ,其分布直方图如图1所示.根据参数估计与假设检验,当置信度为95%时,板式热交换器总体能效指标的概率密度分布满足正态分布函数 $f(x)=N(191.2, 22.1^2)$,不同流速($u=0.3\sim 0.8\text{ m s}^{-1}$)下,置信度为95%时,总体能效指标均满足正态分布且分布相似(分布范围相同,概率密度相近).

表1 不同指数下总体能效指标 EEI 随流速的变化

Table 1 Variation of overall energy efficiency index with flow velocity at different index n

指数 n	流速 (m/s)						均值	方差
	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8		
0.28	255.49	260.77	264.01	265.76	266.77	267.20	263.33	16.86
0.29	231.63	235.16	237.09	237.86	238.08	237.87	236.28	5.29
0.30	210.01	212.07	212.93	212.89	212.48	211.76	212.02	0.98
0.31	190.41	191.25	191.23	190.55	189.63	188.53	190.27	0.90
0.32	172.65	172.48	171.75	170.55	169.25	167.85	170.75	3.05
0.33	156.54	155.55	154.26	152.66	151.06	149.44	153.25	6.14
1/3	151.51	150.29	148.83	147.13	145.44	143.76	147.83	7.23
0.34	141.94	140.29	138.55	136.65	134.83	133.05	137.55	9.38

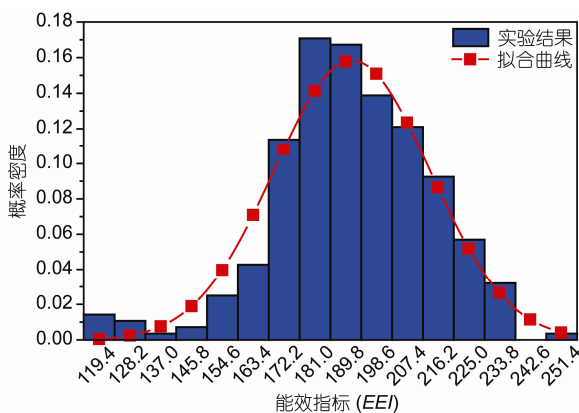


图1 总体能效指标直方图与拟合正态分布曲线图

Figure 1 Distribution of overall energy efficiency index and its fitting profile by normal distribution

依据板式热交换器总体能效指标的概率密度函数 $f(x)=N(191.2, 22.1^2)$, 可划分能效区间. 例如以 202.8 与 172.6 为界限, 可将热交换器划分为高、中、低 3 个能效区间, 所占比例分别为 30%, 50% 与 20%. 当热交换器能效指标位于 202.8 与 172.6 之间时, 该板式热交换器为中效热交换器. 板式热交换器总体能效指标 EEI 的均值水平将随着技术进步而不断提升. 这意味着数据库需要定期更新, 能效水平的划分界限也需要定期更新.

3.2 原理验证

对 281 台板式热交换器进行焓损率验证. 传热过程的焓损包括流动焓损 $\Delta E_{\Delta p}$ 和传热焓损 ΔE_T , 依据焓损经济学理论, 传热焓损 ΔE_T 是热量可用能的损失, 流动焓损 $\Delta E_{\Delta p}$ 是泵功消耗. 泵功在传递过程中有损耗, 且能量品级更高. 因此, 流动焓损和传热焓损之间存在折算系数, 本文折算系数取为 4^[25].

$$\eta = \frac{4\Delta E_{\Delta p} + \Delta E_T}{Q}, \quad (14)$$

式中, η 为焓损率, ΔE_T 为传热焓损, 单位为 J, $\Delta E_{\Delta p}$ 为流动焓损, 单位为 J, Q 为换热量, 单位为 J. 具体计算参考文献[4].

根据式(14), 计算标准工况下 281 台热交换器样本的焓损率. 以能效指标 EEI 为横坐标, 焓损率为纵坐标绘制分布图, 如图 2 所示. 随着能效指标 EEI 增大, 热交换器焓损率逐渐降低, 两个指标对热交换器的能效评价结果趋势相同. 从热力学第二定律角度验证了能效指标 EEI 的有效性.

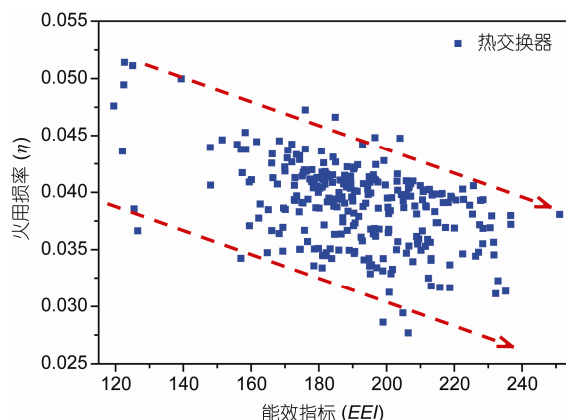


图2 $u=0.5$ m/s 时板式热交换器焓损率与 EEI 分布情况

Figure 2 Relationship between exergy loss rate and energy efficiency index of plate heat exchanger at $u=0.5$ m/s

3.3 节能分析

根据能效指标 EEI , 可估算相同换热条件与热量需求情况下, 采用高、中效热交换器替代低效热交换器的节能效果. 参考前文所述的能效分区, 采用加权平均数算法分别计算低、中、高效热交换器的能效指标平均值, 以低效热交换器为例, 能效平均值为

$$EEI_{\text{低}} = \frac{\sum_0^{172.6} [f(EEI) \cdot EEI]}{\sum_0^{172.6} f(EEI)} = 160.3. \quad (15)$$

同理可得 $EEI_{\text{中}}=188.3$, $EEI_{\text{高}}=216.8$. 根据能效指标 $EEI=k/\nabla p^{0.31}$ 可算得, 若需获得相同传热系数, 低、中效热交换器压降比为

$$\frac{\nabla p_{\text{低}}}{\nabla p_{\text{中}}} = \left(\frac{EEI_{\text{中}}}{EEI_{\text{低}}} \right)^{1/0.31} = 1.68, \quad (16)$$

$$\frac{\nabla p_{\text{低}} - \nabla p_{\text{中}}}{\nabla p_{\text{低}}} = \frac{1.68 - 1}{1.68} = 40.48\%. \quad (17)$$

采用中效热交换器替代低效热交换器, 平均可减少 40% 流动压损. 同理, 采用高效热交换器替代低效热交换器平均可减少 62% 流动压损. 考虑到板式热交换器的市场规模, 若配合相应政策淘汰市场上的低效热交换器, 以中、高效热交换器取而代之, 可节约大量能源.

4 结论与展望

本文提出了水-水无相变换热的板式热交换器能效评价指标 EEI ($=k/\nabla p^n$), 该指标代表了热交换器消

耗单位折合流动压降所获得的传热系数,反映了热交换器整体的固有能效属性。当温差与流体流量相同时,对于相同换热面积和相同流体流动长度的热交换器而言,能效指标 EEI 越大,消耗单位折合泵功获得的热流量越大。通过合理选取指数 n , EEI 具有良好的稳定性。依据热交换器性能测试国家标准获得的能效评价结果可以代表其进行工业应用的能效水平。结合板式热交换器流动传热性能数据库,得到了

我国板式热交换器能效指标 $k/\nabla p^{0.31}$ 与总体能效分布 $f(x)=N(191.2, 22.1^2)$,据此可对我国板式热交换器进行定量能效评价与能效水平划分。

本文对板式热交换器能效指标的研究是在水-水湍流换热的前提下进行的,主要结论已经被纳入NB/T 47004《板式热交换器》的标准修订草案。建议后续对冷热流体种类不同以及发生相变传热等条件下的热交换器能效评价方法及指标开展深入研究。

参考文献

- 1 Palen J. Heat Exchanger Sourcebook. New York: Hemisphere Publishing, 1986
- 2 Hesselgreaves J. Compressed Heat Exchangers: Selection, Design and Operation. Amsterdam: Gulf Professional Publishing, 2001
- 3 Webb R. Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in heat exchanger design. *Int J Heat Mass Transf*, 1981, 24: 715–726
- 4 Wang S. Comparative study of performance evaluation criteria for plate heat exchangers (in Chinese). Dissertation of Master Degree. Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 2013 [王爽. 板式热交换器能效评价方法对比研究. 硕士学位论文. 西安: 西安交通大学, 2013]
- 5 Fan J F, Ding W K, Zhang J F, et al. A performance evaluation plot of enhanced heat transfer techniques oriented for energy-saving. *Int J Heat Mass Transf*, 2009, 52: 33–44
- 6 Ji W T, Jacobi A, He Y L, et al. Summary and evaluation on single-phase heat transfer enhancement techniques of liquid laminar and turbulent pipe flow. *Int J Heat Mass Transf*, 2015, 88: 735–754
- 7 Wang J. Is heat transfer enhancement technology really energy-saving (in Chinese)? *Chin Sci Bull*, 2015, 60: 1748 [王晶. 强化传热技术是否真正节能? 科学通报, 2015, 60: 1748]
- 8 Bejan A. The concept of irreversibility in heat exchanger design: Counter-flow heat exchangers for gas-to-gas applications. *J Heat Transf*, 1977, 99: 74–80
- 9 Bejan A. Second law analysis in heat transfer. *Energy*, 1980, 5: 720–732
- 10 Ppaletti S, Rispoli F, Sciubba E. Calculation of exergetic losses in compact heat exchanger passage. *ASME Adv Energy Syst*, 1989, 10: 21–29
- 11 Antun G, Virag Z, Zivic M. Analytical entropy analysis of recuperative heat exchangers. *Entropy*, 2003, 5: 482–495
- 12 Bejan A, Pfister J. Evaluation of heat transfer augmentation techniques based on their impact on entropy generation. *Lett Heat Mass Transf*, 1980, 7: 97–106
- 13 Betchen L J, Straatman A G. A computational method for geometric optimization of enhanced heat transfer devices based upon entropy generation minimization. *Int J Numer Meth Fluids*, 2013, 71: 370–402
- 14 China Standardization Committee on Energy Foundation and Management. GB/T 30261-2013 The Evaluation Criterion for Heat Transfer Efficiency of Plate Heat Exchangers of Refrigeration and Air-Conditioning Systems (in Chinese). Beijing: China Standards Press, 2013 [全国能源基础与管理标准化技术委员会. GB/T 30261-2013 制冷空调用板式热交换器焓效率评价方法. 北京: 中国标准出版社, 2013]
- 15 Bruges E. Available Energy and the Second Law Analysis. London: Butter-worths, 1959
- 16 Manjunath K, Kaushik S. Second law efficiency analysis of heat exchangers. *Heat Transf Asian Res*, 2015, 44: 89–108
- 17 Das S, Roetzel W. Second law analysis of a plate exchanger with an axial dispersive wave. *Cryogenics*, 1998, 38: 791–798
- 18 Prasad R, Shen J. Performance evaluation of convective heat transfer enhancement devices using exergy analysis. *Int J Heat Mass Transf*, 1993, 36: 4193–4197
- 19 Prasad R, Shen J. Performance evaluation using exergy analysis-application to wire-coil inserts in forced convection heat transfer. *Int J Heat Mass Transf*, 1994, 37: 2297–2303
- 20 Irfan K, Durmus A, Eren H, et al. Effect of propeller type swirl generators on the entropy generation and efficiency of heat exchangers. *Int J Therm Sci*, 2007, 46: 300–307
- 21 Gupta P, Kush K, Tiwari A. Second law analysis of counter flow cryogenic heat exchangers in presence of ambient heat-in-leak and long-itudinal conduction through wall. *Int J Heat Mass Trans*, 2007, 50: 4754–4766
- 22 Manjunath K, Kaushik S. Second law thermodynamic study of heat exchangers: A review. *Renew Sust Energ Rev*, 2014, 40: 348–374
- 23 Zhang Y F, Bai B F, Zhou W X, et al. A quantitative evaluation method energy efficiency of heat exchangers (in Chinese). PRC Patent, 2014101915281. 2014-09-10 [张延丰, 白博峰, 周文学, 等. 热交换器的一种定量能效评价方法. 专利, 2014101915281. 2014-09-10]
- 24 China Standardization Committee on Boilers and Pressure Vessels. GB/T 27698-2011 Test Method for the Performance of Heat Exchangers and Heat Exchange Element (in Chinese). Beijing: China Standards Press, 2012 [全国锅炉压力容器标准化技术委员会. GB/T 27698-2011 热交换器及传热元件性能测试方法. 北京: 中国标准出版社, 2012]
- 25 Wu S, Xiao L, Chen S, et al. Exergo-economic criteria for performance evaluation of enhanced heat transfer duct with constant wall temperature. *Appl Therm Eng*, 2012, 36: 393–402

Energy efficiency evaluation method for plate heat exchanger

ZHANG YanFeng¹, JIANG Chen¹, SHOU BiNan², ZHOU WenXue³ & BAI BoFeng¹

¹ State Key Laboratory of Multiphase Flow in Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

² China Standardization Committee on Boilers and Pressure Vessels (Beijing) Technology Service Center CO., LTD, Beijing 100011, China;

³ LanZhou Guanyu Heat Transfer and Energy Saving Engineering and Technology Research CO., LTD, Lanzhou 730050, China

In heat exchangers, heat transfer between the cold and the hot fluid consumes pumping power. Evaluating the energy efficiency of this process scientifically and quantitatively is an urgent issue for both academic research and industrial applications, and has important significance to energy saving and emission reduction. We comprehensively analyzed the flow and heat transfer characteristics of water-water heat transfer process without phase-change in a heat exchanger, and proposed the energy efficiency index ($=k/\nabla p^n$, k is overall heat transfer coefficient and ∇p is flow pressure gradient). *EEI* reflects the inherent energy efficiency properties of a heat exchanger, which represents the overall heat transfer coefficient per equivalent flow pressure drop consumption. At a given temperature difference and fluid flow rate, for the heat exchangers with the same heat transfer area and fluid flow length, bigger *EEI* means a larger heat transfer rate per equivalent pumping power consumption. *EEI* is independent on the heat transfer area; no dependence or weak dependence on the flow velocity can be achieved by choosing the index n reasonably, indicating a good stability of *EEI*. Evaluation result based on national standard of heat exchanger performance test measured could represent the energy efficiency of the heat exchanger. Combined with the water-water heat transfer process without phase-change flow and heat transfer performance database of the plate heat exchangers, the value of index n and the overall *EEI* distribution of plate heat exchangers in industry are obtained, providing a basis for the classification of the energy efficiency of plate heat exchangers.

heat exchanger, energy efficiency index, overall heat transfer coefficient, flow pressure gradient

doi: 10.1360/N972015-00753