

换热器节能与评价

北京节能技术服务中心 贾振航 孙洪钟

换热器亦称热交换器(Heat exchanger)是合理利用与节约现有能源;开发新能源的关键设备。为了节能降耗,利用换热器进行余热回收来节煤、节油、节电、节水,节汽是目前最为有效的节能方法。因此,对换热器节能的合理评价有着十分重要的意义。

换热器是一种普通的热力设备,但计算方法及特性却与一般热力设备不同,特别是有关换热器传热温差,效率,性能评价等经常引起歧义,必须引起人们重视。

一、换热器的基本特性

1. 传热特性

在换热器中,高温流体的热量通过壁面传给低温流体,这是传热学中最为典型的传热过程。它包括对流、辐射和导热。其计算公式称为传热方程式,即从传热学的角度来研究传热量。

$$Q = K \cdot H \cdot \Delta t$$

其中 Q : 传热量或热负荷, W ;

K : 传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;

Δt : 传热温差, $^\circ C$ 。

同时,该热量也可通过热平衡计算式得到,这是从热平衡角度研究换热量。当给定的过程无相变时:

$$\text{热流体放热: } Q_1 = G_1 C_{p1} (t_1' - t_1'')$$

$$\text{冷流体吸热: } Q_2 = G_2 C_{p2} (t_2'' - t_2')$$

G_1, G_2 : 分别为热、冷流体的质量流量, kg/h ;

C_{p1}, C_{p2} : 热、冷流体的定压比热, $kJ/(kg \cdot ^\circ C)$;

t_1', t_1'', t_2', t_2'' : 热、冷流体的进出口温度, $^\circ C$ 。

若流体在流动中有相变,要考虑潜热:

$$Q = GC_p(t'' - t') + G \cdot r$$

r : 流体的汽化潜热, kJ/kg

必须强调:根据热力学第一定律在不计散热损失的情况下; $Q = Q_1 = Q_2$ 。一般热损失系数 $\xi = 2\% \sim 3\%$, 散热损失大小与诸多因素有关,很难划一,同时其值不大,故有些地方标准

规定“如用水换热进行冷却,可不考虑散热损失。”

2. 温压的计算

温压计算使用周知的对数平均温压:

$$\Delta t = \frac{t_d - t_x}{\ln t_d / t_x} \quad ^\circ C$$

t_d 和 t_x : 换热器的大端差和小端差, $^\circ C$ 。

上述温压是指纯顺流或纯逆流的平均温压,对复杂流动如折流和叉流等先按上述方法计算,然后按有关手册规定再加以修正。

需要指出,上述温压计算仅适应于流体无相变且其比热变化不大的场合。

实际使用的换热器常遇到蒸汽凝结等传热过程,如酒精等蒸汽的冷却或比热变化较大。此时在以温度为纵标热量为横标的 $Q-t$ 图上流体的热温曲线将由直线变为曲线(变比热)或折线(有相变),如图 1、图 2 所示

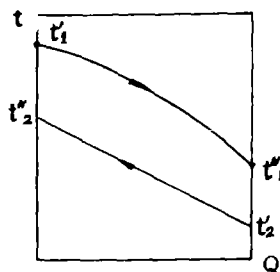


图 1: 流体为变比热的热温图

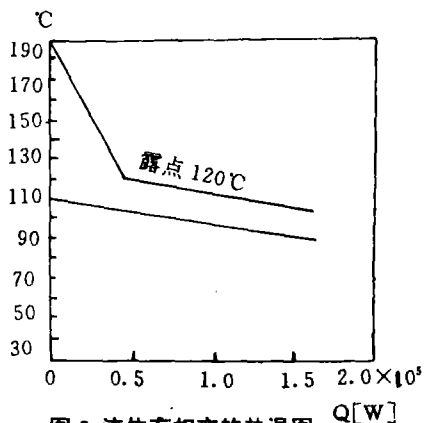


图 2: 流体有相变的热温图

此时计算温压的计算方法应分段计算温压,然后取热量的加权平均值:

$$\Delta \bar{t} = \frac{\sum_{i=1}^n Q_i}{\sum_{i=1}^n \frac{Q_i}{\Delta t_i}} \quad ^\circ\text{C}$$

Q_i :各区段传热量, W;

Δt_i :各区段的对数平均温压, $^\circ\text{C}$ 。

在我们许多换热器节能分析中,不考虑温压的变化,导致计算结果与实际相差甚大,甚至得出错误的结论,必须引起注意。

二、换热器几个无因次量

换热器无因次量很多,它是为了设计时简化计算量和假设,把诸多参数合并成即便于分析计算又有明确的物理意义的参量的一种方法。主要有换热器效率 E , 传热单元数 NTU 和热容量比 R

1. 换热器效率 E

当不计热损失或无相变时,传热量可用冷流体吸热或热流体放热来表示。

$$Q = G_1 C_{p1} \cdot (t_1' - t_1'') = G_2 C_{p2} (t_2'' - t_2') \quad W$$

假若冷热流体在面积为无限大的逆流换热器中换热,其温度分布有如图 3 三种情况。无论哪种情况根据热力学第二定律,流体可能的最大温压是 $t_1' - t_2'$ 。故理论上最大传热量 Q_{max} 为:

$$Q_{max} = (GCp)_{min} (t_1' - t_2')$$

$(GCp)_{min}$:两流体中热容量较小者。

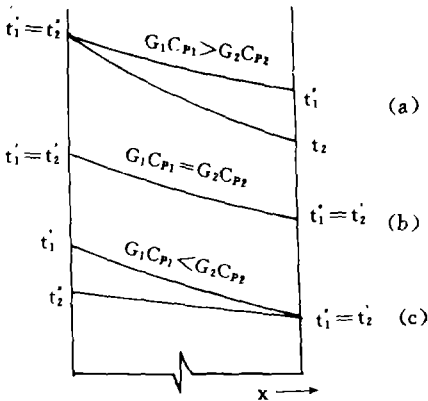


图 3:理想换热器可能的温度分布

实际的传热量均低于此值。

为了衡量实际传热量接近理论最大传热量

Q_{max} 的程度,提出了换热器效率,定义为:

$$E = \frac{Q}{Q_{max}}$$

即实际换热量与理论最大传热量之比。

若热流量热容量较小,则 $G_1 C_{p1} = (GCp)_{min}$ 由上式可得:

$$E_1 = \frac{Q_1}{Q_{max}} = \frac{G_1 C_{p1} (t_1' - t_1'')}{G_1 C_{p1} (t_1' - t_2')} = \frac{t_1' - t_1''}{t_1' - t_2'}$$

若冷流体热容量较小,则有:

$$E_2 = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'}$$

由于 E_1 和 E_2 的最后表现形式为具有较小热容量流体的实际温压与理论最大可能温压之比,故 E_1 和 E_2 亦可作为流体的温度效率来研究。但作为换热器效率的定义,应该用热量比的形式。故也有人将换热器效率的定义称为“传热有效度”。

3. 热容量比 R

热容量比 R 即两种流体中,较小的热容量与较大的热容量之比值

$$R = \frac{(GCp)_{min}}{(GCp)_{max}}$$

若 $(G_1 C_{p1}) = (GCp)_{min}$

$$\text{则 } R = \frac{G_1 C_{p1}}{G_2 C_{p2}} = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_1''}$$

若 $(G_2 C_{p2}) = (GCp)_{min}$ 则有 $R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'}$

可见 $R \leq 1$, 该值越大,说明传热时的有效平均温压越大,反之则导致温压较低。这是换热器的一个基本参数。

4. 传热单元数 NTU

传热单元数 NTU (Number of Transfer Units) 表示流体总热导(即换热器传热热阻之倒数)与流体热容量之比值

$$NTU = \frac{KF}{(GCp)_{min}}$$

它表示相对于流体热容量该换热器换热能力的大小,实际是一种无量纲的传热能力,若传热系数 K 和热容量 $(GCp)_{min}$ 一定,NTU 的大小就意味着换热器尺寸的大小,即传热面积的大小。由于它反应了换热器的初投资和运行费

用,因而 NTU 是一个反应换热器综合技术经济性的指标,也是在设计计算中唯一涉及换热器结构特性的无因次量。换热器效率 E , 热容量比 R 与 NTU 的关系为:

$E = f(\text{NTU}, R, \text{流向安排})$ 。在不同的流向安排下, E 的表达式是一定的,同时有 $E - \text{NTU}$ 曲线。在设计计算时,根据温度计算效率 E 和热容比 R 以后利用 $E - \text{NTU}$ 曲线查出 NTU 值,由 NTU 的定义式算出传热面积。在校核计算中面积为已知,可按上述方法计算出出口温度。对大多数换热器而言,NTU 之值不会超过 4~5。

三、换热器的评价

1. 关于换热器效率

换热器效率是衡量实际换热状态距离平衡状态的远近,按热力学第二定律,这种平衡状态只有在传热面积为无穷大时才能实现。实践表明,效率高,并不意味着性能好。应该说,在某一温压条件下换热时,传热面积应尽可能小,传热速率尽可能大的换热器其性能才是优越的。在这个意义上可以认为,传热系数 K 才是衡量换热器的标志,也是我们进行科研和技改的方向。通常比较经济的换热器其效率多在 90%,到达 90% 以后就不必增大传热面积以免造成浪费。

目前,国内某些地区关于换热器热工监测的地方标准及热工测试报告对换热器的分析和效率的定义是错误的。在这些资料中,人为规定“换热器供入热量就是热物料冷凝时所释放出来的热量,冷物料(或冷却水)吸收的热量就是有效热”而设备有效利用率为:

$$\eta = \frac{Q_{\text{放}}}{Q_{\text{供}}} \times 100\%$$

我们说按上述定义,不管是否考虑热损失,对任何换热器其利用率都是 100%。

上述定义的错误在于违背了能量守恒定律即热力学第一定律。按照热平衡,在不计热损失时,热物料放热与冷物料吸热就应该相等。然而在测量流量和温度时必然会存在误差,导致计算出的两个热量会有误差,误差过大表示试验不准确,按照试验标准,这两者误差小于 5% 试

验装置才算合格,所得数据才算可靠。所以说按上述公式得到的所谓设备利用率实际是与换热器本身并无关系的试验误差。

顺便指出,即便考虑了散热损失后(一般约在 2%~3%)热量仍应平衡,视散热损失在何侧而加于平衡式某一方,此不赘述。

作为热交换器,与一般的热力设备不同,无所谓供给和有效,也无所谓输入和输出,因换热器随其应用场合而分为加热器、冷凝器、预热器、蒸发器、再沸器、冷却器、深冷器等等。我们只能衡量实际换热与理论最大换热的接近程度,即换热器效率,同时,由于牵涉到设备投资,运行费用,节电节水等诸多技术经济原因,并不主张一味提高换热器效率,也不应将其视为衡量换热器的唯一指标。

2. 关于换热器温压的计算

温压计算实质是热量的计算。在目前工业的余热利用中,热流体的冷却往往出现相变,如酒精蒸汽的冷却过程等,就是一个从过热或饱和状态到达过冷状态的过程。无视这一情况,仅根据换热器进出口温度直接计算温差(即热量),计算误差高达 20% 以上,使计算失去意义。

例:某气体从 190℃ 冷却到 105℃,冷却过程产生分凝,露点温度为 120℃,水在 90℃ 流入,110℃ 流出(见图 2),换热器为逆流,计算如下:

$$Q_{\text{显热}} = 420000 \text{ W} \quad Q_{\text{冷凝}} = 1260000 \text{ W}$$

$$Q_{\text{总}} = 420000 + 1260000 = 1680000 \text{ W}$$

由于有相变,应分段计算显热区和冷凝区的平均温压

$$(\Delta t)_{\text{显热}} = \frac{(190 - 110) - (120 - 105)}{\ln[(190 - 110)/(105 - 90)]} = 38.8^\circ\text{C}$$

$$(\Delta t)_{\text{冷凝}} = \frac{(120 - 105) - (105 - 90)}{\ln[(120 - 105)/(105 - 90)]} = 15^\circ\text{C}$$

根据各区的放热量计算加权平均温压:

$$\Delta t = \frac{Q_{\text{总}}}{\frac{Q_{\text{显热}}}{(\Delta t)_{\text{显热}}} + \frac{Q_{\text{冷凝}}}{(\Delta t)_{\text{冷凝}}}}$$

$$= \frac{1680000}{\frac{420000}{38.8} + \frac{1260000}{15}} = 17.7^{\circ}\text{C}$$

若无视相变过程,直接计算的温压为:

$$\Delta t = \frac{(190 - 120) - (105 - 90)}{\ln[(190 - 120)/(105 - 90)]} = 21.6^{\circ}\text{C}$$

$$\text{误差 } \Delta = \left| \frac{17.7 - 21.6}{17.1} \right| \times 100\% = 22\%$$

计算可知,仅计算误差即达 20%以上,再考虑测量误差后热量无论如何也无法平衡,这正是许多报告的通病。

3. 换热器有关参数的选定

换热器在余热回收和热力系统中是广泛使用的设备,为了获得最佳经济效益,就要牵涉到换热器优化设计。利用换热器虽然可以回收热能,但增加投资和运行费用,对换热器的优化设计目前还没有统一的大家所公认的最好方法,较多的作法是采用前述的效率——传热单元数(E—NTU)法,限于篇幅,此不详述。

在一般节能工程中,管式换热器应用最多,根据实践,下述参数可作为评价参考:

(1) 介质流速与压降

介质流速高换热系数大。当热负荷一定时可使传热面积减少,设备结构紧凑,不仅可以节省投资,而且有利于减弱或抑制污垢的形成;另一方面流速高压降大,不仅泵功增加,而且介质对传热面的冲蚀加剧。计算表明,一般换热系数与流速的 0.6~0.8 次方成比例,压降与流速的平方成比例,介质对受热面的冲击与流速的三次方式比例,故必须合理评价流速(见表 1)。

表 1: 换热器常用流速范围

	管程流速(m/s)	壳程流速(m/s)
循环水	1.0~2.0	0.5~1.5
新鲜水	0.8~1.5	0.5~1.5

一般换热器的流速选择应尽量使流体呈稳定的湍流状态($Re > 10000$),至少亦应处于过渡状态($Re > 2300$),而壳程流速约为管程之半;控制其压降,对液体压降都在 $10^4 \sim 10^5 \text{Pa}$ 左右,对气体一般在 $10^3 \sim 10^4 \text{Pa}$,总之不应超过 0.1Mpa (1kgf/cm^2)。

应当注意,在换热器运行时,离心泵选用都有一定裕量,根据泵的压头~效率曲线,泵的出口压力不能太低,否则大量泵功消耗在调节阀上而形成回收热能而浪费了电能的不合理现象,为此充分利用泵功提高流速近而提高传热系数在运行上较为合理。

(2) 介质温度和换热终温的选定

换热器介质的温度取决于工艺条件,尽管我们希望传热温压较大而提高传热强度,但介质温度过高或过低都可能出现结垢、沉淀、结晶等现象,反使传热恶化。同时介质温度的选择对壁面材料的选用及热补偿要求都有影响,我们说过,一味追求高效率经济上并不合算,为此可参考如下数据:

热端温差不小于 20°C ;冷端温差不小于 5°C ;

冷却器或冷凝器中冷却剂的初温应高于被冷却流体的凝固点;对于含不凝性气体的冷凝,冷却剂的终温要求低于被冷凝气体露点温度 5°C ;

空冷换热器热流体出口与空气入口间的温差不应小于 20°C 等。

上述一些指标均可通过技术经济计算求得。当然,这些指标应根据不同场合和目的在实际中综合考虑。

四、结语

换热器的评价应根据技术经济分析作综合考虑,如经济性、安全性、制造、安装、运行和维修的工艺技术及对材质的要求等,特别是在节能工程中对换热器的改进要注意到在同一压降的条件下,其传热系数 K ,换热器效率 E ,设备设资,运行费用等诸技术经济指标,在具有可比性的基础上,节能评价才具有普遍指导意义。

