

关于换热系统优化目标函数的探讨

徐文忠¹, 张 凯², 杨 冬³

(1. 山东科技大学 土建学院建筑环境与设备系, 山东 泰安 271019; 2 山东大学 能动学院 空调系, 山东 济南 250061; 3 山东建筑工程学院 空调系, 山东 济南 250061)

摘 要:通过对影响换热系统可用能费用损失的各种因素进行分析, 综合考虑换热器的材料消耗费用, 提出了基于热力学第二定律的对换热系统进行优化的目标函数, 并利用工程热力学、流体力学及热经济学的理论对目标函数进行了推导, 得到了目标函数的计算公式。

关 键 词:热力学第二定律; 换热系统优化; 目标函数; 可用能费用损失

中图分类号: TK123 文献标识码: A

1 引 言

随着能源的日趋紧张, 能源的合理利用越来越受到人们的重视, 换热器作为能量转换与利用的中心环节, 在社会的各行各业得到了广泛应用。如何使能量在换热系统中得到最高效率的转化, 也就成了人们日益关心的问题。因而, 以研究能量转化效率为核心的换热系统优化理论也得到了迅速发展。长期以来, 人们对换热系统的性能分析与优化, 是以热力学第一定律为理论基础, 主要从热量转换的“量”的角度评价换热系统的性能。本文以热力学第二定律为理论基础, 从热经济学的角度对换热系统优化的目标函数进行了研究。

2 换热系统优化目标函数的确定

换热系统(冷热介质均为不可压缩流体)的换热过程是一个典型的不可逆过程, 因而也是一个熵增过程。系统熵增必然导致系统可用能的损失。本文对影响换热系统可用能损失费用的各种因素进行了分析, 并综合考虑换热器的材料消耗费用, 提出了以换热系统单位换热量的总费用损失函数作为目标函数对换热系统进行优化。

2.1 单位换热量总费用损失

收稿日期: 2004-01-06; 修订日期: 2004-04-07
作者简介: 徐文忠(1970-), 男, 内蒙临河人, 山东科技大学讲师。

设换热系统的换热量为 Q , 其总费用损失为 P , 则系统的单位换热量的总费用损失可表示为:

$$f = P/Q \quad (1)$$

f 值可以作为评价换热系统热经济性优劣的一个综合性指标。 f 值越小, 说明换热系统热经济性越好; 反之, 则说明系统热经济性越差。

2.2 单位换热量总费用损失函数的推导

对于上述目标函数, 系统换热量 Q 可以通过简单的测定和计算求出。而系统的总费用损失 P 值的确定则较为繁琐。根据工程热力学、流体力学及热经济学的有关知识, 可知 P 主要由以下几部分构成。

2.2.1 传热引起的可用能费用损失 P_{Δ}

实际过程的传热均是有温差传热, 是典型的不可逆过程的熵增过程, 因而必然产生可用能的损失。可用能的损失 ΔE_{Δ} (W) 可表示为环境温度 T_0 (K) 与由温差传热引起的冷热介质总熵变 ΔS_{Δ} (kJ/K) 的乘积, 即:

$$\Delta E_{\Delta} = T_0 \times \Delta S_{\Delta} \quad (2)$$

而 ΔS_{Δ} 为冷流体的熵增量 ΔS_{Δ}^c 和热流体的熵减量 ΔS_{Δ}^h 之和。

设冷流体的质量流量为 m_c (kg/s), 定压比热为 c_{pc} (kJ/(kg·K)), 进口温度为 T_c^i (°C), 出口温度为 T_c^o (°C); 热流体的质量流量为 m_h (kg/s), 定压比热为 c_{ph} (kJ/(kg·K)), 进口温度为 T_h^i (°C), 出口温度为 T_h^o (°C)。若冷热流体均无相变, 则:

$$\Delta S_{\Delta}^c = \int_{T_c^i}^{T_c^o} \frac{m_c c_{pc} dT}{T} = m_c c_{pc} \ln(T_c^o / T_c^i) \quad (3)$$

$$\Delta S_{\Delta}^h = \int_{T_h^i}^{T_h^o} \frac{m_h c_{ph} dT}{T} = m_h c_{ph} \ln(T_h^o / T_h^i) \quad (4)$$

由以上分析, 可得传热引起的可用能损失费用:

$$\begin{aligned} P_{\Delta} &= \lambda_T \times T_0 \times \Delta S_{\Delta} \\ &= \lambda_T \times T_0 \times [m_c c_{pc} \ln(T_c^o / T_c^i) + \end{aligned}$$

$$m_h c_{ph} \ln(T_h^0 / T_h^i)] \quad (5)$$

λ_T — 传热可用能费用损失因子, 由下式确定:

$$\lambda_T = \frac{(h - h_0)}{(h - h_0) - T_0(s - s_0)} \cdot \frac{M_f}{\eta \cdot Q_{dw}^g} \quad (6)$$

其中: P_{Δ} — 传热可用能费用损失, Y/s;

h — 锅炉出口热流体的焓, kJ/kg;

h_0 — 锅炉入口热流体的焓, kJ/kg;

s — 锅炉出口热流体的熵, kJ/(kg · K);

s_0 — 锅炉入口热流体的熵, kJ/(kg · K);

M_f — 燃料价格, Y/kg;

Q_{dw}^g — 燃料的热值, kJ/kg;

η — 锅炉效率。

其物理意义是: 热源提供单位可用能所付出的

经济代价。其中 $\frac{(h - h_0)}{(h - h_0) - T_0(s - s_0)}$ 由换热介质的特性决定, $\frac{M_f}{\eta \cdot Q_{dw}^g}$ 则由燃料的特性及热源设备的特性决定。

2.2.2 压差引起的可用能费用损失 $P_{\Delta p}$

在传热过程中, 由于流动阻力的存在, 将使冷热流体的熵均有所增加, 因而也将产生可用能的损失。可用能的损失 $\Delta E_{\Delta p}$ (W) 可表示为环境温度 T_0 与由压差引起的冷热介质总熵变 $\Delta S_{\Delta p}$ (kJ/K) 的乘积, 即:

$$\Delta E_{\Delta p} = T_0 \times \Delta S_{\Delta p} \quad (7)$$

而 $\Delta S_{\Delta p}$ 为冷流体的熵增量 $\Delta S_{\Delta p}^c$ 和热流体的熵减量 $\Delta S_{\Delta p}^h$ 之和。

设冷流体的质量流量为 m_c (kg/s), 进出口压差为 Δp_c (Pa), 进出口平均温度为 T_{mc} (°C); 热流体的质量流量为 m_h (kg/s), 进出口压差为 Δp_h (Pa), 进出口平均温度为 T_{mh} (°C)。则:

$$\Delta S_{\Delta p}^c = \frac{gm_c \Delta p_c}{10\,000 T_{mc}} \quad (8)$$

$$\Delta S_{\Delta p}^h = \frac{gm_h \Delta p_h}{10\,000 T_{mh}} \quad (9)$$

由以上分析, 可得压差引起的可用能损失费用:

$$P_{\Delta p} = \lambda_p \times T_0 \times \Delta S_{\Delta p}$$

$$= \lambda_p \times T_0 \times \left[\frac{gm_c \Delta p_c}{10\,000 T_{mc}} + \frac{gm_h \Delta p_h}{10\,000 T_{mh}} \right] \quad (10)$$

λ_p 为压差可用能损失费用因子, 由下式确定:

$$\lambda_p = \frac{M_e}{\eta_m \times \eta_p} \quad (11)$$

其中: $P_{\Delta p}$ — 压差引起的可用能费用损失, Y/s;

M_e — 电价, Y/(W · s);

η_m — 电机机械效率;

η_p — 水泵效率。

传热引起的可用能损失 $\Delta E_{\Delta t}$ 是由燃料提供的, 而压差引起的可用能损失 $\Delta E_{\Delta p}$ 是电能提供的, 因而两者在经济上是不等价的。这种不等价性由两者的费用损失因子 λ_T 和 λ_p 来体现。

2.2.3 换热系统制造材料的费用损失 P_A

换热系统的制造材料包括主材料和辅助材料。主材料指构成系统换热面的材料, 辅助材料指构成换热器壳体的材料及相应管道等。为了便于计算, 我们假定换热系统辅助材料的损失费用是随着主材料的费用损失的增加而增加的, 且成正比关系。那么, 换热系统制造材料的费用损失 P_A (Y/s) 可以表示为换热面积 A (m²) 的函数, 即:

$$P_A = \lambda_A \times A \quad (12)$$

$$\lambda_A = C_A / t_{ap} \quad (13)$$

其中: λ_A — 换热系统制造材料的费用损失因子, Y/(m² · s);

C_A — 换热面单位平米价格, Y/m²;

t_{ap} — 换热器的使用寿命, s。

综上所述, 系统的总费用损失可表示为:

$$P = P_{\Delta t} + P_{\Delta p} + P_A = \lambda_T \times T_0 \times [m_c c_{pc} \ln(T_c^0 / T_c^i) + m_h c_{ph} \ln(T_h^0 / T_h^i)] + \lambda_p \times T_0 \times \left[\frac{gm_c \Delta p_c}{10\,000 T_{mc}} + \frac{gm_h \Delta p_h}{10\,000 T_{mh}} \right] + \lambda_A \times A \quad (14)$$

因此, 单位换热量总损失费用函数可进一步表示为:

$$f = P / Q = \{ \lambda_T \times T_0 \times [m_c c_{pc} \ln(T_c^0 / T_c^i) + m_h c_{ph} \ln(T_h^0 / T_h^i)] + \lambda_p \times T_0 \times \left[\frac{gm_c \Delta p_c}{10\,000 T_{mc}} + \frac{gm_h \Delta p_h}{10\,000 T_{mh}} \right] + \lambda_A \times A \} / Q \quad (15)$$

在进行换热系统的优化时, 根据工艺要求的条件, 采用上述目标函数, 就能获得优化参数。

3 实例分析

设一逆流管壳式换热器, 换热量为 604 kW。壳程热媒为饱和凝结水, 进口温度 $t_{h1} = 158.8$ °C, 出口温度 $t_{h2} = 70$ °C; 管程冷媒为过冷水, 进口温度 $t_{c1} = 60$ °C, 出口温度 $t_{c2} = 85$ °C。假定该换热器壳侧

工况恒定,其换热系数 $h_0 = 4\ 000\ \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, $\Delta p_h = 5\ \text{kPa}$; 换热管为 $\phi 25 \times 20$ 不锈钢管, $\lambda = 50.242\ \text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; 双侧污垢热阻 $R_{oi} = 0.000\ 34\ \text{m}^2 \cdot \text{C}/\text{W}$ 。在上述条件下,对换热器的管程流速进行优化,使换热系统的总费用损失函数值最小。

在本例中,由于冷热介质温度恒定,故温差可用能损失费用不随管程流速的变化而变化。但随着管程流速的增加,一方面会导致压差可用能损失费用增加,另一方面会导致换热器材料消耗费用减小。因此,必然存在一最佳的管程流速,使得换热系统的总费用损失函数值最小。

根据流体力学、传热学及换热器原理的有关理论,经过推导及整理,可以将总费用函数表示为管程流速函数:

$$\begin{aligned}
 P &= P_{\Delta t} + P_{\Delta p}(w_c) + P_A(w_c) \\
 &= \lambda_T \times T_0 \times [m_c c_p \ln(T_{c2}/T_{c1}) + m_h c_{ph} \ln(T_{h2}/T_{h1})] + \lambda_p \times T_0 \times \{C_7 \times [(C_1 w_c^{-0.8} + C_2) \times C_3 \times C_4 \times w_c^3 + C_1 w_c^2 + C_6] + H\} + \lambda_A \times (C_1 w_c^{-0.8} + C_2) \times C_3 \quad (16)
 \end{aligned}$$

式中: $C_1 = \frac{1}{0.023(\rho_c d_i / \mu_c)^{0.8} Pr_c^{0.4} (\lambda_c / d_i)} = 0.000\ 159$;

$$C_2 = \frac{d_i}{2\lambda} \ln\left(\frac{d_0}{d_i}\right) + R_{oi} + \frac{1}{h_0} \left(\frac{d_i}{d_0}\right) = 0.000\ 584\ 4$$
;
$$C_3 = \frac{1\ 000 \cdot Q_2 \ln \frac{t_{h1} - t_{c2}}{t_{h2} - t_{c1}}}{(t_{h1} - t_{c2}) - (t_{h2} - t_{c1})} = 19\ 498$$
;
$$C_4 = \frac{c_c^2 (t_c^2 - t_{c1})}{8Q_2} \cdot \left(\frac{\xi_{f12}}{\phi_{di}}\right) \cdot \phi_{di} = 650.7$$
;
$$C_5 = 2\rho_c \cdot \phi_{di} = 2\ 343.4$$
;
$$C_6 = \Delta p_{Ngl} = 732.3 (\text{按换热器入口流速为 } 1.0\ \text{m/s 计算});$$

由式(16)可以得到总费用函数 P 与管程流速 w_c 的关系曲线(见图1)。

从图1可以看出, P 的最小值约为 $0.002\ 556\ \text{Y/s}$, 对应的管程流速约为 $1.15\ \text{m/s}$, 此流速即为换热器的最优管程流速。

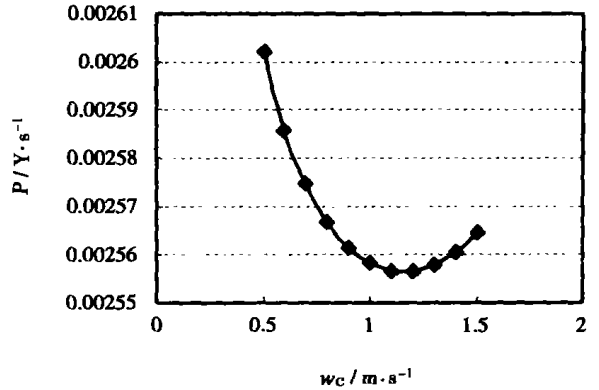


图 1 $P-w_c$ 曲线

4 结 论

(1) 通过对影响换热系统可用能损失费用的各种因素进行了分析,综合考虑了换热器的材料消耗费用,提出了基于热力学第二定律的对换热系统进行优化的目标函数。

(2) 利用工程热力学、流体力学及热经济学的有关知识对目标函数进行了推导,得到了目标函数的计算公式。

参考文献:

[1] 史美中,王中铮. 热交换器原理与设计[M]. 南京:东南大学出版社,1995.

[2] BEJAN A. General criterion for rating heat-exchanger performance [J]. *Int J heat Mass Transfer*. 1978, 21: 655-658.

[3] 倪振伟. 评价换热器热性能的三项指标[J]. 工程热物理学报, 1984, 5(4): 387-389.

[4] 姚平经,郑轩荣. 换热系统的模拟优化与综合[M]. 北京:化学工业出版社,1991.

[5] 沈维道,郑佩芝. 工程热力学[M]. 北京:高等教育出版社,1983.

[6] 徐文忠. 换热系统管程流速优化问题研究[D]. 济南:山东大学,2004.

An analysis was performed of the variation relationship between the flow-straightening tube length and the steam-jet factor. The results of the analysis indicate that under identical operating conditions the nozzle structure of a straightened flow can effectively enhance the steam jet factor of the jet ejector. Meanwhile, there exists an optimum length of the flow-straightening tube corresponding to the maximum jet factor. In addition, the above-mentioned nozzle structure is conducive to effectively preventing the deterioration of equipment performance caused by a reduction of operating fluid pressure, thus increasing the stability of the steam jet pump operation. **Key words:** jet pump, nozzle, steam jet factor, numerical simulation

关于换热系统优化目标函数的探讨 = **An Exploratory Study Concerning the Target Function of Heat Exchange System Optimization** [刊, 汉] / XU Wen-zhong (Department of Architectural Environment and Equipment under the Civil Engineering College of Shandong University of Science & Technology, Taian, Shandong Province, China, Post Code: 271019), ZHANG Kai (Energy & Power Engineering Institute under the Shandong University, Jinan, China, Post Code: 250061), YANG Dong (Air Conditioning Department, Shandong Architectural Engineering Institute, Jinan, China, Post Code: 250061) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(5). — 510 ~ 512

Through an analysis of the various factors liable to affect expenses caused by the loss of available energy of an heat exchange system a comprehensive consideration has been given to the material consumption expenses of a heat exchanger. A target function based on the second law of thermodynamics was proposed for the optimization of the heat exchange system. Moreover, by making use of the theory of engineering thermodynamics, fluid mechanics and thermo-economics a derivation of the target function was carried out, resulting in the acquisition of a calculating formula for the target function. **Key words:** the second law of thermodynamics, heat exchange system optimization, target function, expenses due to the loss of available energy

液幕状气液两相流流动特性的实验研究 = **Experimental Investigation of the Flow Characteristics of a Gas-liquid Two-phase Flow Assuming the Form of a Gas-liquid Screen** [刊, 汉] / ZHOU Qu-lan, SONG Hong-peng, HUI She-en, et al (Thermal Energy Engineering Department, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, China, Post Code: 710049) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(5). — 513 ~ 516

A new flow pattern, the so-called “gas-liquid screen”, is proposed and an experimental investigation of the gas-liquid two-phase flow characteristics based on this new flow pattern conducted. The investigation of the flow characteristics has been focused on the relationship between the above-mentioned bed layer height of the gas-liquid two-phase flow and resistance characteristics on the one hand and gas phase and liquid phase flow speed on the other. As a result, correlation equations for calculating equivalent bed layer height, actual bed layer height and the resistance factor of the gas-liquid screen bed layer were obtained. These correlation equations provide basic scientific test data for the research of the gas-liquid two-phase flow assuming the form of a gas-liquid screen. **Key words:** gas-liquid two-phase flow, fluid dynamics, experimental research

节流件阻力特性的 CFD 研究 = **CFD (computational fluid dynamics) Research on the Resistance Characteristics of a Throttling Element** [刊, 汉] / FU Jian-qiang, CHEN Jun, YANG Yan-hua (Department of Nuclear Science and System Engineering, Shanghai Jiaotong University, Shanghai, China, Post Code: 200030) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(5). — 517 ~ 520

One of the major measures to suppress flow instability in a boiling tube consists in increasing the flow resistance at the boiling tube inlet section. With the help of a CFD (computational fluid dynamics) software “CFX” computations and analyses have been performed of a boiling tube inlet section fitted with a tiny throttling element and a formula for calculating the friction resistance of that inlet section was obtained. The calculation results agree well with the experimental data.