

壳管式海水换热器污垢状况的焓评价方法研究

蒋祖星, 刘晓红

(广州航海高等专科学校, 广东 广州 510725)

摘 要: 分析了壳管式海水换热器管程结垢后换热强度及流动压降变化对换热器焓损失的影响, 提出了一种利用焓损失系数评价换热器污垢状况的方法。该方法比通过检测污垢热阻评价换热器污垢状况的方法更全面, 更简便。

关 键 词: 换热器; 焓损失; 污垢

中图分类号: TK172 文献标识码: A

1 前 言

目前常用的换热器污垢监测的方法有热学法和非传热量监测法两大类。热学法中使用最多的是污垢热阻法, 它是通过清洁状态和污染状态下换热器总传热系数的变化来间接测量污垢热阻的。这种检测方法忽略了两个因素, 一是污垢层的增厚会导致管程流通截面积的减少, 在流体流量不变的条件下引起流速的增加; 二是污垢的积累会破坏流动的粘性底层, 增大局部换热系数, 减少管内对流换热热阻, 因而可能出现负的污垢热阻, 此时一定要通过压降来修正。非传热量污垢监测法(如直接称重法、压降测量法、放射线技术等)往往都只能检测污垢层的厚度或重量, 但同样厚度或重量的污垢层由于其化

学成份不同, 传热能力不同, 因而都不能明确指出结垢对换热器传热性能及运行动力消耗的影响。

换热器管内结垢后会引引起换热强度和流动压降的变化, 这两方面的变化都会引起换热器焓损失的增大, 因而可根据结垢后换热器的焓损失的变化来评价其结垢程度。本文引热力学中的焓分析方法探讨一种新的换热器管侧污垢状况的评价方法。

2 评价模型的建立

在壳管式换热器中, 焓损失主要包括以下几方面: 管内流体与管内壁之间的温差换热引起的焓损失 ΔE_1 ; 管内污垢层的温差导热引起的焓损失 ΔE_2 ; 换热管内外壁之间的温差导热引起的焓损失 ΔE_3 ; 换热管外侧污垢层的温差导热引起的焓损失 ΔE_4 ; 换热管束外壁与壳程流体间的温差换热引起的焓损失 ΔE_5 ; 管内流体流动压降引起的焓损失 ΔE_6 ; 管外流体流动压降引起的焓损失 ΔE_7 。随换热管内污垢的积累, 会引起管径的减小, 当管程流体流量不变时, 流体流速增大, 由计算分析可知^[3], 当换热器负

收稿日期: 2003-01-28; 修订日期: 2003-03-06

作者简介: 蒋祖星(1968-), 男, 湖北公安人, 广州航海高等专科学校副教授。

5 结 论

通过对压缩式热泵系统焓效率定义式的分析, 指出了其存在的缺陷, 即仅当低温热源温度为环境温度时, 该定义式成立, 否则不成立。以热泵系统的焓平衡方程为依据, 参照焓效率定义方法及焓效率的基本特征, 对压缩式热泵的系统焓效率进行了重新定义。综合分析后认为, 式(12)是较为合理的焓效率定义式。值得注意的是, 在压缩式制冷系统中当高温热源不是周围环境时, 焓效率定义也存在同

样问题, 改进方法与本文类似。

参考文献:

- [1] 华 贵, 过增元, 马重芳. 高效节能的关键科学问题[J]. 华北电力大学学报, 2000(增刊): 6-7.
- [2] 杨东华. 焓分析和能级分析[M]. 北京: 科学技术出版社, 1986.
- [3] 朱明善. 能量系统的焓分析[M]. 北京: 清华大学出版社, 1988.
- [4] 张永贵. 热泵定义的拓展及其焓效率表达式的改进[J]. 暖通空调, 2002(1): 99-100.
- [5] BAERH D. Zur definition exergetischer wirkungsgrade eine systematische untersuchung[J]. BWK, 1968, 20(5): 197.

(辉 编辑)

荷一定时, 随管径减小和流速的增大, 会引起各传热环节温差的重新分布, ΔE_1 、 ΔE_2 和 ΔE_6 的变化较大, 但对其它环节的 η 损失影响相对较小。为简化分析, 本文主要讨论 ΔE_1 、 ΔE_2 和 ΔE_6 及其 η 损失系数的分析计算方法。

2.1 管内对流换热 η 损失

假定热流体走壳程, 其进出口平均温度为 T_h ; 冷流体走管程, 其进出口平均温度为 T_c 。管程流速为 V , 稳态下的换热量为 Q , 环境温度为 T_0 , 结垢后管内壁温度为 T_{w1} , 管内对流换热温差 $\Delta T_1 = T_{w1} - T_c$, 根据牛顿冷却定律有:

$$\Delta T_1 = \frac{Q}{\alpha F} = \frac{13.85 Q \gamma^{0.8}}{d_1^{0.8} \lambda^{0.6} V^{0.8} (\mu_{cp})^{0.4} Ln} \quad (1)$$

式中: γ —冷流体的运动粘度; λ —冷流体的导热系数; μ —冷流体的动力粘度; c_p —管程流体的比热容; d_1 —换热管结垢后的内径; L —换热管管长; n —管程根数; α —管内对流换热系数, 采用管内受迫对流换热关联式来计算:

$$Nu = \frac{\alpha d_1}{\lambda} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

式中: Nu —努塞尔特数; Re —雷诺数; Pr —普朗特数。

管内不等温换热引起的 η 损失为:

$$\Delta E_1 = \frac{13.85 Q^2 T_0 \gamma^{0.8}}{T_c T_{w1} V^{0.8} d_1^{0.8} \lambda^{0.6} (\mu_{cp})^{0.4} Ln} \quad (2)$$

由 η 损失系数 ξ 的定义有:

$$\xi_1 = \frac{\Delta E_1}{\Delta E_h} = \frac{T_h \Delta E_1}{(T_h - T_0) Q} \quad (3)$$

式中: ΔE_1 为换热器从热流体得到的 η 。

2.2 管内污垢层温差导热引起的 η 损失

设管内污垢层与管壁交界面上的温度为 T_{w2} , 换热管内径为 d_2 , 则污垢层两侧温差由圆筒壁导热公式给出:

$$\Delta T_2 = T_{w2} - T_{w1} = \frac{Q}{2\pi \lambda_s Ln} \ln \frac{d_2}{d_1} \quad (4)$$

其中: λ_s —污垢层的导热系数。

污垢层内外温差引起的 η 损失及 η 损失系数分别为:

$$\Delta E_2 = \frac{\Delta T_2 \cdot T_0 Q}{T_{w1} T_{w2}} = \frac{\Delta T_2 \cdot T_0 Q^2}{T_{w1} T_{w2} \cdot 2\pi \lambda_s Ln} \ln \frac{d_2}{d_1} \quad (5)$$

$$\xi_2 = \frac{T_h \Delta E_2}{(T_h - T_0) Q} \quad (6)$$

2.3 管程流体流动压降引起的 η 损失

壳管式换热器管程阻力包括沿程阻力压降 ΔP_f 、回弯阻力压降 ΔP_R 和管程进、出口连接管阻力压降 ΔP_N 等 3 部分, 因而:

$$\Delta P = \Delta P_f + \Delta P_R + \Delta P_N$$

在忽略管流不均匀物性场的影响时, 流动阻力压降损失为:

$$\Delta P = (4fL/d_1 + 4Z + 1.5) \frac{\rho V^2}{2} \quad (7)$$

式中: Z —管程数, ρ —管程流体密度, f_i —沿程阻力系数, 对管内紊流可用下式计算:

$$f_i = 0.0791/Re^{0.25} \quad (8)$$

管程压降引起的 η 损失及 η 损失系数分别为:

$$\Delta E_6 = m_1 \frac{T_0}{\rho T_h} \Delta P \quad (9)$$

$$\xi_6 = \frac{T_0 m_1 \Delta P}{\rho Q (T_h - T_0)} \quad (10)$$

式中: m_1 —管程流体的质量流率。

3 计算实例与分析

某小型船用主机淡水冷却器, 采用单壳程双管程结构, 换热管束为 16/14 的黄铜管, 每管程根数为 65。淡水走壳程, 流量为 $6 \text{ m}^3/\text{h}$, 进出口温度分别为 65°C 和 46.8°C ; 海水走管程, 流量为 $25 \text{ m}^3/\text{h}$ (海水含盐量为 30%), 海水进口温度为 30°C , 不计管内污垢系数时设计换热量为 140.16 kW , 换热面积为 5 m^2 (管子的外表面积)。

计算时取环境温度 $T_0 = 293 \text{ K}$, 为了分析换热器 η 损失随管内污垢积累时的变化规律, 在换热器热负荷及海水流量一定的条件下, 采用式(3)、式(6)和式(10)分别计算了不同积污程度(不同管内径)时管内对流换热温差、管内污垢层温差及管内流动压降引起的 η 损失、 η 损失系数及淡水出口温度 t''_1 。计算结果见表 1 和图 1。

从计算结果可看出, 管内对流换热引起的 η 损失系数随管内径的减小而缓慢下降, 这是因为管径减小导致流速增大, 雷诺数增大, 对流换热被强化, 但有效换热面积减小, 致使换热温差缓慢下降。而污垢层导热温差引起的 η 损失随污垢的积累而快速增大, 很快占据换热器 η 损失的主导地位。管流压降引起的 η 损失随流速的增大较缓慢, 呈指数曲线规律

变化。三项 ξ 损失系数总和 ξ 随管内径的减小,基本呈线性规律增大。

表 1 壳管式海水换热器不同污垢状况下的 ξ 损失及 t''_1 损失系数

管内径/mm	ξ_1	ξ_2	ξ_6	$\xi = \xi_1 + \xi_2 + \xi_6$	$t''_1 / ^\circ\text{C}$
14.0	0.255	0.000	0.083	0.338	46.8
13.5	0.234	0.083	0.090	0.407	51.4
13.0	0.212	0.156	0.098	0.466	58.0
12.5	0.192	0.221	0.107	0.520	64.2
12.0	0.175	0.280	0.118	0.573	71.3
11.5	0.159	0.333	0.132	0.624	78.1
11.0	0.145	0.381	0.148	0.674	85.5
10.5	0.132	0.425	0.168	0.725	93.3
10.0	0.120	0.465	0.194	0.779	101.5

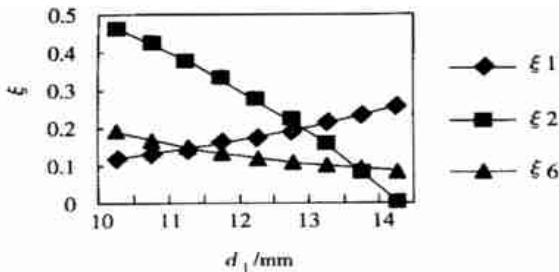


图 1 ξ_1 、 ξ_2 和 ξ_6 随结垢后管内径的变化关系

随管内污垢的积累,在海水流量不变的条件下,淡水出口温度增大,而且管内径越小, t''_1 的上升幅度越大。这里的 t''_1 是在淡水流量不变的条件下计算得到的,实际闭式冷却水系统中,必须及时调节冷却水温控系统的节温阀,改变进入换热器的淡水流量以调节出水温度满足柴油机工况要求,但其可调范围是有一定限度的,当由于换热管内积垢使淡水出口温度超出此温控系统的可调范围时,则必须对换热器进行清洗除垢。

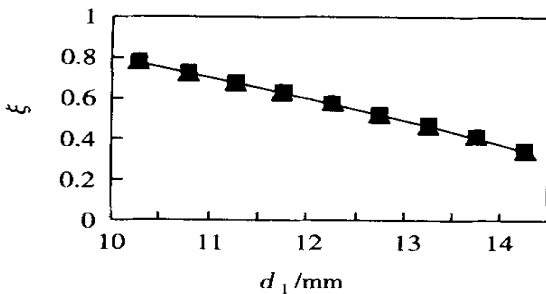


图 2 管程结垢状况与 ξ 损失系数的关系

4 结 论

第一次分析了壳管式换热器在不同污垢状况条件下的 ξ 损失系数的变化规律,可得出以下结论:

(1) 壳管式换热器的 ξ 损失随管侧污垢的积累按一定的规律变化,通过 ξ 损失分析能全面反映积垢而引起的换热损失和流动压降损失,可用换热器 ξ 损失系数的相对大小来评价换热器的污垢状况,这一评价方法比通过检测污垢热阻来评价换热器污垢状况的方法更全面、更简捷。

(2) 随管内污垢的积累,污垢层温差导致的 ξ 损失呈对数曲线规律快速增大,而管程流动阻力压降引起的 ξ 损失的变化则相对较缓慢,因而采用有效的阻垢、除垢措施将有利于保证换热器的换热强度,且可减少换热器的初投资和运行动力消耗。

(3) 在采用自动监控系统对壳管式换热器污垢进行自动检测、自动阻垢、除垢处理时,可根据系统运行工况及经济性的不同要求,用测算到的 ξ 损失系数作为换热器污垢状况的评价标准。

(4) 在计算过程中,流动阻力系数 f_i 采用的是紊流水力光滑管的计算式,在实际的换热器管内污垢形成过程中,流速的增加会增大流体对污垢物质的冲击和剥离,这必将影响到污垢层表面的粗糙度,导致 f_i 值及局部换热系数的变化。另外污垢导热系数 λ_s 取的是经验推荐值,故 f_i 和 λ_s 的确定还有待通过进一步的实验测试来确定。

参考文献:

- [1] 杨善让,徐志明. 换热设备的污垢及对策[M]. 北京: 科学技术出版社, 1995.
- [2] 程 林. 换热器运行导论[M]. 北京: 科学技术出版社, 1995.
- [3] 邵理堂,舒 伟. 换热器的 ξ 损失分析[J]. 淮海工学院学报, 2000(1): 14-17.
- [4] 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, 2002.
- [5] 吴双应. 换热器性能的 ξ 经济分析[J]. 热能动力工程, 1999, 14 (6): 437-440.
- [6] 朱树文. 船舶动力装置原理与设计[M]. 北京: 国防工业出版社, 1980.
- [7] 钱颂文. 换热器设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2002.

(辉 编辑)

emerge with regard to the definition of the exergy efficiency. In such a case a similar method for coping with the defect can be put into use. **Key words:** exergy efficiency, definition method, analysis, mathematical expression, heat pump
壳管式海水换热器污垢状况的可用评价方法研究 = **An Investigation of the Method for Evaluating the Exergy Loss Relating to a Shell-and-tube Seawater Heat Exchanger Fouling Condition** [刊, 汉] / JIANG Zhu-xing, LIU Xiao-hong (Guangzhou High Technical School of Navigation, Guangzhou, China, Post Code: 510725) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2003, 18(6). — 558 ~ 560

An analysis is given of the impact, which the fouling of a shell-and-tube seawater heat exchanger at the tube side and the resulting changes in heat transfer intensity and flow pressure drop will have on the exergy loss of the heat exchanger. A method is proposed to evaluate heat exchanger fouling condition by making use of the exergy loss factor. This method has been found to be more comprehensive and straightforward for evaluating heat exchanger fouling than the one based on heat resistance detection and measurement. **Key words:** heat exchanger, exergy loss, fouling

城市污泥和煤混燃特性的热重分析法研究 = **A Study of the Characteristics of Mixed Burning of Municipal Sewage Sludge and Coal by a Thermogravimetric Method** [刊, 汉] / GU Li-feng, CHEN Xiao-ping, ZHAO Chang-sui, et al (Education Ministry Key Laboratory on Clean Coal Power Generation and Combustion Technology under the Southeastern University, Nanjing, China, Post Code: 210096) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2003, 18(6). — 561 ~ 563

A thermogravimetric method is employed to study such parameters as ignition temperature, activation energy and comprehensive combustion characteristics in connection with the burning of municipal sewage sludge and coal as well as their blends. The result of the study indicate that as compared with the case of burning only coal the combustion of blends has resulted in an enhanced activation energy with a lowering of the ignition temperature and a reduction of comprehensive combustion performance. During the blend burning process the municipal sewage sludge and coal have basically maintained their respective devolatilization characteristics with the coal burning exhibiting a more conspicuous behavior in this respect. **Key words:** municipal sewage sludge, coal, mixed combustion of sewage sludge and coal, thermogravimetric method

余热多级动力回收系统及其优化 = **Waste Heat Multi-stage Recovery System and It Optimization** [刊, 汉] / LIU Ye-kui, WANG Li, YAN Wen-jun, et al (College of Environmental and Chemical Engineering under the Xi'an Jiaotong University, Xi'an, China, Post Code: 710049) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2003, 18(6). — 564 ~ 567, 576

Taking into account the commonly seen phenomenon of incomplete recovery of waste heat from reactors a multi-stage system of reaction heat recovery is proposed based on a single-stage system of waste heat recovery. With the net power output serving as an objective function an optimization of the multi-stage recovery system was conducted. It can be demonstrated that the multi-stage system of waste heat recovery is markedly superior as compared to the single-stage one in terms of heat recovery efficiency. **Key words:** heat recovery, waste heat, optimization, multiple stage, model

离心叶轮内三维湍流流场的数值分析 = **Numerical Analysis of a Three-dimensional Turbulent Flow Field in a Centrifugal Impeller** [刊, 汉] / TAN Da-zhi, YUAN Xin (Department of Thermal Engineering, Tsinghua University, Beijing, China, Post Code: 100084) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2003, 18(6). — 568 ~ 571

Through the use of a LU-SGS-GE implicit scheme and an improved version of high-order MUSCL TVD scheme and by solving for a full three-dimensional compressible Reynolds time-averaged Navier-Stokes equation and low Reynolds number $q-\omega$ dual equation turbulent flow model calculated is the complicated three-dimensional flow in the impeller passage of a centrifugal compressor. The results of the calculation are in good agreement with those obtained by tests. This shows that