

管壳式换热器瞬态换热性能分析

孙宝芝, 曹民侠, 赵嘉明, 李彦军

(哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘 要: 通过理论分析, 分别以壳程流体、管程流体、管内外壁为研究对象, 建立了管壳式换热器瞬态换热数学模型. 模型中很好地解决了顺流和逆流同时存在的问题. 在此基础上借助于仿真手段对管壳式换热器的瞬态换热性能进行分析, 为了减小线性化方法带来的误差以及提高计算的准确度, 仿真计算时所采用的数学模型未进行线性化处理, 而直接采用非线性化方程进行程序编写. 仿真结果与换热器实际运行数据吻合很好, 说明所建立的数学模型可用于同类换热器瞬态换热性能分析. 通过对换热器瞬态换热性能的分析, 可清楚地了解换热器的动态换热特性, 为换热器设计及控制提供理论依据.

关键词: 管壳式换热器; 瞬态换热; 数学模型; 换热性能

中图分类号: T K124 文献标识码: A 文章编号: 1006-7043(2007)12-1332-05

Analysis of the transient heat transfer performance of shell-and-tube heat exchangers

SUN Bao-zhi, CAO Min-xia, ZHAO Jia-ming, LI Yan-jun

(College of Power and Energy Engineering, Harbin Engineering University, Harbin 150001, China)

Abstract: Mathematical models of transient heat transfer in shell-and-tube heat exchangers are established in this paper through theoretical analysis, with the shell side fluid, the tube side fluid, the outer walls, and the inner walls of the tube as research subjects respectively. Newly proposed mathematical models resolve problems involving simultaneous forward and backward flow. On that basis, the transient heat transfer performance of shell-and-tube heat exchangers was simulated. In order to reduce errors from a linearization approach and improve the accuracy of calculation, nonlinear equations were used. The results of numerical simulation agree well with operating data from heat exchangers, suggesting that the mathematical model can be used on similar heat exchangers to analyze their transient heat transfer performance. The dynamic heat transfer performance of heat exchangers can be understood clearly through analysis of their transient heat transfer performance, thereby providing a theoretical foundation for design and control of heat exchangers.

Keywords: shell-and-tube heat exchanger; transient heat transfer; mathematical model; heat transfer performance

管壳式换热器是石油、化工生产中广泛使用的换热设备, 应用非常广泛, 并且技术已经很成熟, 通常换热器设计及热计算大多仅考虑稳态工况, 但有些换热器处于间歇工作状态, 换热器工作时将有大量的流体在很短的时间内流过而被冷却(或加热)到

要求的温度, 且在 1 个工作周期内, 流体的流量也会发生较大的变化, 因此换热器是在瞬态工况下工作的. 通常管壳式换热器(生产中最常用)计算所用的数学模型是将换热器简化为逆流(或并流)操作的单管程单壳程换热器^[1], 这种假设与换热器实际情况差别较大. Roppo^[2]和 Correa^[3]利用有限元法研究了多管程换热器的动态阶跃响应. 在此基础上, W. Roetzel^[4]建立了 n 管程单壳程换热器的数学模型,

收稿日期: 2007-04-11.

作者简介: 孙宝芝(1971-), 女, 教授, E-mail: sunbaozhi@hrbeu.edu.cn.

利用拉氏变换研究了换热器入口温度波动对出口温度的动态影响, 但该模型不能反映流量波动对出口温度的影响, 而且也没有考虑热流量随进口温度和流量的变化而变化的关系。

传统的计算方法在进行计算时, 需要对数学模型进行线性化处理。线性化处理是利用泰勒级数展开, 舍去 2 阶及其以后的高阶项, 这样会带来舍入误差^[5-8]。文中利用 Matlab/ Simulink 对数学模型直接建立仿真模块并编程, 不仅使模型简单, 易于编程, 而且使计算结果更加准确。

该文以 1-2 型管壳式换热器为研究对象, 针对其瞬态工作过程建立换热器瞬态换热数学模型, 并借助于仿真手段, 进行换热器瞬态换热性能分析。

1 换热器工作状况

图 1 所示为一双管程单壳程换热器, 有效长度为 L , 管程流体和壳程流体之间首先是逆流换热, 然后是并流换热。换热器 1 个工作周期分为 2 个阶段, 第 1 阶段管壳程流体都处于流动状态, 持续 20 s, 第 2 阶段壳程流体不流动, 而管程流体流动, 继续对壳程流体进行冷却, 持续 40 s。换热器壳程流体流量随时间变化曲线如图 2 所示。

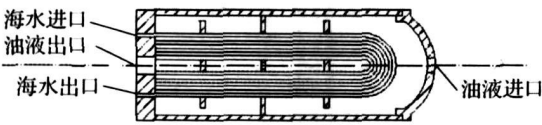


图 1 换热器简图
Fig. 1 The sketch of heat exchanger

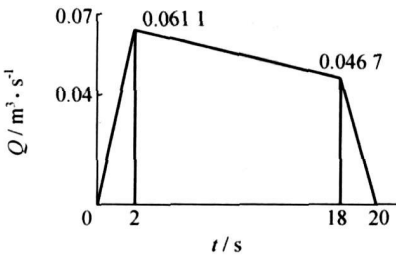


图 2 换热器壳程流量随时间变化曲线
Fig. 2 The shell side flow of heat exchanger versus time

2 换热器瞬态换热数学模型

如图 3 所示, 对于其中的某一段微元 dx , 同一壳程流体温度 T_1 , 分别对应不同的逆流换热 $T_{2,1}$ 、 $T_{w,1}$ 、 $T_{w,1}$ 以及并流换热 $T_{2,2}$ 、 $T_{w,2}$ 。进行换热器瞬态换热性能分析基于以下几点:

- 1) 流体流动接近平推流状态, 流体 1 和流体 2 都没有轴向混合, 属于分布参数系统;
- 2) 流体以及换热管的物性参数为常数;
- 3) 同一截面上各点温度相同;
- 4) 管程逆流换热流体出口温度等于并流换热流体进口温度;
- 5) 换热器内同一管程的所有并联金属管简化为一根等效的传热管, 其流通面积为并联各管的流通面积之和。

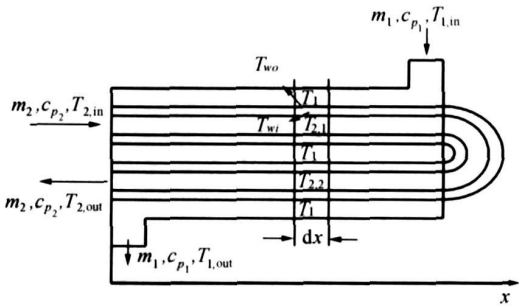


图 3 换热器数学模型简图
Fig. 3 The mathematical model of heat exchanger

在以上简化假定下, 分别以壳程流体、管外壁、管内壁、管程流体为研究对象, 建立其瞬态换热的数学模型如下:

壳程流体:

$$\frac{\partial T_1(x, t)}{\partial t} = \frac{m_1}{M_1} \frac{\partial T_1(x, t)}{\partial x} + \frac{K_0 n \pi d_o}{M_1 c_{p1}} \cdot [T_{w,1}(x, t) + T_{w,2}(x, t) - 2T_1(x, t)]. \quad (1)$$

管外壁逆流:

$$\frac{\partial T_{w,1}(x, t)}{\partial t} = \frac{2n\pi\lambda}{M_w c_p \ln(d_o/d_i)} [T_{wi,1}(x, t) - T_{w,1}(x, t)] - \frac{K_0 n \pi d_o}{M_w c_p} [T_{w,1}(x, t) - T_1(x, t)]. \quad (2)$$

管外壁并流:

$$\frac{\partial T_{w,2}(x, t)}{\partial t} = \frac{2n\pi\lambda}{M_w c_p \ln(d_o/d_i)} [T_{wi,2}(x, t) - T_{w,2}(x, t)] - \frac{K_0 n \pi d_o}{M_w c_p} [T_{w,2}(x, t) - T_1(x, t)]. \quad (3)$$

管内壁逆流:

$$\frac{\partial T_{wi,1}(x, t)}{\partial t} = - \frac{2n\pi\lambda}{M_w c_p \ln(d_o/d_i)} [T_{wi,1}(x, t) - T_{w,1}(x, t)] + \frac{K_{in} \pi d_i}{M_w c_p} [T_{2,1}(x, t) - T_{wi,1}(x, t)]. \quad (4)$$

管内壁并流:

$$\frac{\partial T_{wi,2}(x, t)}{\partial t} = - \frac{2n\pi\lambda}{M_w c_p \ln(d_o/d_i)} [T_{wi,2}(x, t) - T_{w,2}(x, t)] + \frac{K_{in} \pi d_i}{M_w c_p} [T_{2,2}(x, t) - T_{wi,2}(x, t)]. \quad (5)$$

管程流体逆流:

$$\frac{\partial T_{2,1}(x,t)}{\partial t} = -\frac{m_2}{M_2} \frac{\partial T_{2,1}(x,t)}{\partial x} - \frac{K_{in} \pi d_i}{M_2 c_{p2}} \cdot [T_{2,1}(x,t) - T_{wi,1}(x,t)]. \quad (6)$$

管程流体并流:

$$\frac{\partial T_{2,2}(x,t)}{\partial t} = \frac{m_2}{M_2} \frac{\partial T_{2,2}(x,t)}{\partial x} - \frac{K_{in} \pi d_i}{M_2 c_{p2}} \cdot [T_{2,2}(x,t) - T_{wi,2}(x,t)]. \quad (7)$$

式中: d_o 、 d_i 分别为换热管的内、外径, m; c_{p1} 为壳程流体比热容, J/(kg · K); c_{p2} 为管程流体的比热容, J/(kg · K); c_p 为换热管的比热容, J/(kg · K); K_o 、 K_i 分别为壳程、管程的给热系数, W/(m² · K); m_1 、 m_2 分别为壳程和管程流体流量, kg/s; M_1 、 M_2 、 M_w 分别为壳程、管程流体和换热管单位长度的质量, kg/m; n 为换热管的数目; λ 为换热管的导热系数^[9].

以上为第 1 阶段数学模型. 第 2 阶段由于 m_1 为零, 数学模型中除无式(1)中的 $\frac{m_1}{M_1} \frac{\partial T_1(x,t)}{\partial x}$ 项外, 其他与第 1 阶段相同.

为了更精确地计算换热器的动态过程, 考虑到流量对给热系数的影响, 将管壳程给热系数表述为流量的函数:

$$\frac{1}{K_o} = \frac{1}{K_{1m_1^{0.6}}} + R_o, \quad (8)$$

$$\frac{1}{K_i} = \frac{1}{K_{2m_2^{0.8}}} + R_i. \quad (9)$$

式中:

$$K_1 = 0.23 \frac{\lambda}{d_o} \left(\frac{d_o}{\mu_1} \sqrt{S_c S_b} \right)^{0.6} \left(\frac{c_{p1} \mu_1}{\lambda} \right)^{1/3}, \quad (10)$$

$$K_2 = 0.023 \frac{\lambda}{d_i} \left(\frac{d_i}{\mu_2 S_i} \right)^{0.8} \left(\frac{c_{p2} \mu_2}{\lambda} \right)^{0.4}. \quad (11)$$

式中: μ_1 、 μ_2 为壳程、管程流体的粘度, kg/(m · s); λ_1 、 λ_2 为壳程和管程流体的热导率, W/(m · K); R_o 、 R_i 为壳程和管程的结垢热阻, m² · K/W; S_i 为换热器管程流动截面积, m²; S_c 、 S_b 为折流板结构参数, m².

阶段二壳程流体为自然对流换热, 给热系数的计算公式为

$$Gr = \frac{g \alpha \Delta t l^3}{\nu^2}. \quad (12)$$

式中: Gr 为格拉晓夫数; α 为热膨胀系数, K⁻¹; Δt 为温差, °C; l 为特征长度, m; ν 为流体的运动粘度, m²/s.

$$Nu = C (Gr \cdot Pr)^n. \quad (13)$$

式中: Nu 为努塞尔数; Pr 为普朗特数, $Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}$; C 、

n 为常数, 当流体流动为层流时 $C = 1.09$, $n = 1/6$, 适应范围 $Gr \cdot Pr < 10^4$; 过渡时 $C = 0.53$, $n = 0.25$, 适应范围 $10^4 \leq Gr \cdot Pr < 10^9$; 湍流时 $C = 0.13$, $n = 1/3$, 适应范围 $10^9 \leq Gr \cdot Pr < 10^{12}$ (见文献[10]).

3 仿真结果及分析

图 4、5 分别为油液及海水温度在不同时刻随 x (沿换热器轴向流动方向的离散点, 间距为 18 mm, 下同) 的变化曲线. 为使图线较清晰, 图中只给出壳程流体(油液)在 5、10、15、20、40、60 s 这 6 个时刻的温度变化曲线. 管程流体(海水)在 10、20、40、60 s 这 4 个时刻的温度变化曲线. 由图可见, 沿油液流动方向, 随着油液的向前流动, 油液逐渐被海水冷却温度降低. 油液冷却器的 1 个工作周期内, 第 1 阶段沿油液流动方向出现 2 个换热规律不同的区域. 在油液的进口附近, 由于受油液入口温度的影响, 油液的温度随时间的推移有升高的趋势; 而在出口区域, 油液的温度随时间的推移逐渐降低. 且随着时间的延长, 油液入口温度影响的范围逐渐扩大. 第 2 阶段油液的温度随时间的推移逐渐降低, 60 s 时温度降至最低.

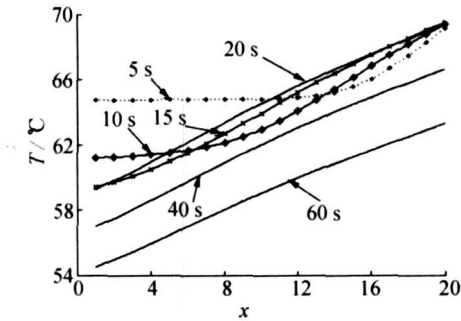


图 4 壳程流体温度随 x 变化曲线
Fig. 4 The temperature of shell side fluid versus x in different time

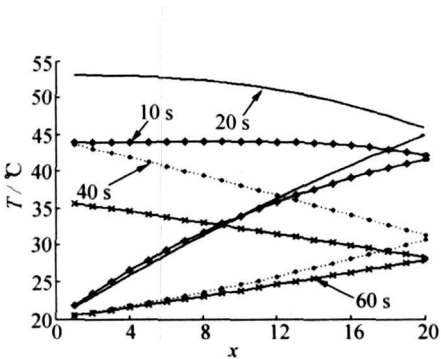


图 5 管程流体温度随 x 变化曲线
Fig. 5 The temperature of tube side fluid versus x in different time

图 5 显示, 海水由于被油液加热温度沿流动方向逐渐升高, 逆流时升高幅度较大, 而在顺流时由于沿流动方向海水与油液的温差逐渐减小, 温升速率降低. 随着时间的推移, 第 1 阶段海水被加热温度升高, 而在第 2 阶段, 油液侧的换热由强制对流转变为自然对流换热, 换热强度减弱, 海水温度随时间的推移逐渐降低.

图 6 为油液、海水温度随 x 及时间 t 的变化曲线. 海水与油液的流动首先为逆流流动, 沿海水流动方向, 油液与海水温差逐渐增大, 但增加的幅度较小. 到顺流流动阶段, 由于油液被冷却温度降低, 而海水被加热温度升高, 因此传热温差逐渐减小, 海水温升的速率也随之降低. 另外, 从图中还可看出油液与海水温差随时间的变化趋势, 在前 20 s 油液与海水温差随时间的推移逐渐减小, 而后 40 s 油液与海水温差随时间的推移逐渐增大.

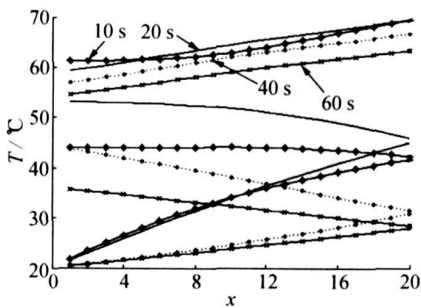


图 6 壳程流体及海水温度随 x 和时间变化曲线
Fig. 6 The temperature of shell side fluid and sea water versus x and time

图 7 给出了 20 s 时油液、海水、管内外壁温度随的变化曲线. 管内、外壁的温度变化趋势与海水的温度变化规律类似. 由于热量由油液传给海水, 因此管外壁温度高于管内壁温度.

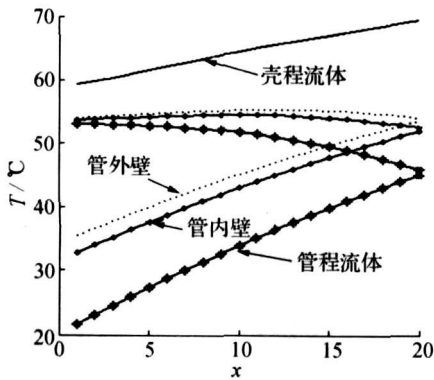


图 7 管程流体、海水、管内外壁温度随 x 及时间变化曲线
Fig. 7 The temperature of shell side fluid and sea water and inner and outer wall versus x

图 8 为油液及海水出口温度随时间的变化曲线. 由图可见, 在油液冷却器的 1 个工作周期内, 油液出口温度在第 1 阶段降低得比较快, 第 2 阶段由于是自然对流所以降低的速率较慢. 而海水的出口温度则是先升高后降低, 这是由于在第 1 阶段海水从油液处的吸热量要大于流入低温海水中中和的热量, 而第 2 阶段由于油液不流动, 换热大大减少, 进口的低温海水得不到加热到第 1 阶段海水的温度就流出, 所以第 2 阶段的海水出口温度要比第 1 阶段降低, 所以油液与海水的出口温差先减小而后有所增大. 计算工况下, 油液的进口温度为 $70\text{ }^{\circ}\text{C}$, 其出口温度的最大值约为 $54\text{ }^{\circ}\text{C}$, 这与换热器实际工作中对油液温度的要求(油液温度必须保持在 $54.4\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以下)是相吻合的. 第 1 阶段, 由于阀门刚刚开启时冷却器内油液的温度最高, 温度高的油液流过冷却器后使油液出口温度降低, 随着加热过程的进行, 海水温度逐渐升高, 且海水温度升高的幅度大, 因此温差逐渐减小. 第 2 阶段, 油液停止流动, 油液侧的换热由强制对流转变为自然对流, 随着时间的推移, 油液的温度整体下降; 刚刚进入第 2 阶段, 由于受第 1 阶段加热的影响, 海水出口温度较高, 但由于对流换热的减弱, 海水出口温度逐渐降低, 且降低幅度较大, 因此油液与海水间的温差有逐渐增大的趋势.

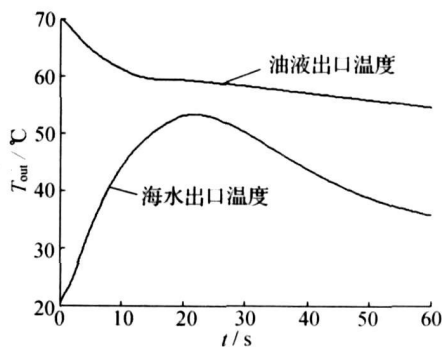


图 8 出口温度随时间变化曲线
Fig. 8 The curves of outlet temperature versus time

热流量随时间的变化曲线如图 9 所示. 换热器的换热为瞬态换热, 因此以油液或海水为研究对象计算出的换热量是不相等的, 油液冷却器的目的是对油液进行冷却, 因此图 9 中显示出以油液为研究对象计算换热量随时间的变化趋势. 由图可见换热量在第 1 阶段随时间的增长先迅速增加而后减小, 由于第 1 阶段, 随着油液流量在前 2 s 时迅速增加, 换热也迅速加强, 换热量也迅速加大, 而后随流量减少, 热流量减少. 虽然第 2 阶段的换热较第 1 阶段弱, 但由于油液与海水间温差增大, 换热量缓慢上升.

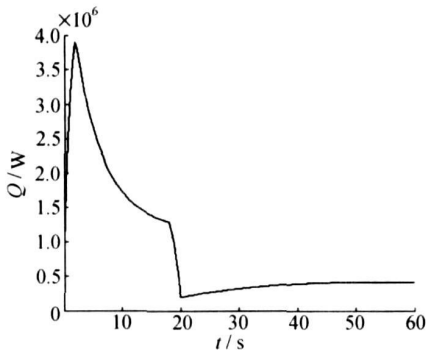


图 9 热流量随时间变化曲线

Fig. 9 The curve of heat flux versus time

4 结 论

该文通过理论分析,建立了换热器瞬态换热数学模型,借助于仿真手段,对换热器的瞬态换热性能进行分析,所得结论如下:

1)沿油液流动方向,随着油液的向前流动,油液逐渐被海水冷却温度降低.在油液冷却器的 1 个工作周期内,第 1 阶段,在进口油液影响范围内,油液的温度随时间推移有所升高,而在出口附近,油液的温度随时间的推移而降低;第 2 阶段,油液的温度随时间的推移逐渐降低,60 s 时温度降至最低.

2)由于被油液加热,海水温度沿流动方向逐渐升高,逆流时升高幅度较大,而在顺流时温升速率较小.随着时间的推移,第 1 阶段海水被加热温度升高,而在第 2 阶段,海水的温度随时间的推移逐渐降低.

3)流量的变化规律在很大程度上决定了换热规律.第 1 阶段受油液流量变化的影响,换热量随时间的推移先迅速增加而后减小;第 2 阶段,油液侧的换热由强制对流转变为自然对流,换热减弱,但由于油液与海水间温差的增大,换热量有一个缓慢上升的过程.

4)数值模拟结果与换热器实际运行数据吻合很好,说明所建立的数学模型可用于同类换热器瞬态换热性能分析.

参考文献:

- [1]王骥程,祝和云.化工过程控制工程[M].北京:化学工业出版社,1991.
- [2]ROPPO M N, GANIC E N. Time-dependent heat exchanger modeling [J]. Heat Transfer Engineering, 1983, 4(2): 42- 46.
- [3]CORREA D J, MARCHETTI J L. Dynamic simulation of shell-and-tube heat exchangers [J]. Heat Transfer Engng, 1987, 8(1): 50- 59.
- [4]ROETZEL W, XUAN Y. Transient behaviour of multipass shell-and-tube heat exchangers [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1992, 35(3): 703- 710.
- [5]付卫东,吴金星.管带式换热器动态调节性能研究[J].制冷与空调, 2006, 6 (6): 17- 19.
FU Weidong, WU Jinxing. The research on dynamic regulation performance of band-tube heat exchanger [J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2006, 6 (6): 17- 19.
- [6]解增忠,张俊峰,罗雄麟,等.管壳换热器模型库及在换热网络仿真中的应用[J].系统仿真学报, 2005, 17 (12): 2882- 2887.
XIE Zengzhong, ZHANG Junfeng, LUO Xionglin, et al. Modelbase of tube-and-shell heat exchangers and its application to simulation of heat exchanger networks [J]. Journal of System Simulation, 2005, 17 (12): 2882- 2887.
- [7]汪海洋,王广军,陈 红.单相热工对象的一种解析——数值仿真方法[J].计算机仿真, 2006, 23(1): 81- 84.
WANG Chaoyang, WANG Guangjun, CHEN Hong. An analytical-numerical simulation method for single phase thermal system [J]. Computer Simulation, 2006, 23(1): 81- 84.
- [8]王惠军,老大中.换热器仿真动态数学模型计算方法比较[J].计算机仿真, 2003, 20(7): 41- 44.
WANG Huijun, LAO Dazhong. Comparison of computational methods of dynamic mathematical model for heat-exchanger simulation [J]. Computer Simulation, 2003, 20 (7): 41- 44.
- [9]罗雄麟.化工过程动态学[M].北京:化学工业出版社,2005.
- [10]秦叔经,叶文邦.换热器[M].北京:化学工业出版社,2003.