科学通报 2011 年 第 56 卷 第 13 期：1060 ~ 1064
论 文 www.scichina.com csb.scichina.com
《中国科学》杂志社
SCIENCE CHINA PRESS

换热器分段设计方法的理论分析

宋继伟, 许明田, 程林*

山东大学热科学与工程研究中心, 济南 250061
* 联系人, E-mail: cheng@sdu.edu.cn

2010-11-02 收稿, 2011-03-09 接受
国家重点基础研究发展计划(2007CB206900)、山东省国际科技合作项目(2008GJHZ20701)和山东省科技发展计划(2009GG2ZC07006)资助

摘要 在换热器设计中, 由于各设计目标之间存在的矛盾性及某些不确定性, 使得构造目标函数最优点集的隶属函数非常困难, 流体物性参数的变化是产生某些不确定性的主要因素, 而传统的换热器设计方法未能从根本上解决这些问题. 基于传统的对数平均温差法, 考虑冷、热流体的定压比热随温度的变化, 提出一种新的换热器设计方法——分段设计方法, 将换热器分成有限段, 利用初始条件及各段之间的连接条件获得各段的入口和出口温度, 应用对数平均温差法确定各段的传热面积, 完成换热器热力设计.

关键词
换热器
热力设计
平均温差

在换热器设计过程中, 由于各设计目标之间存在的某些矛盾性以及关系的不确定性, 使得构造目标函数最优点集的函数非常困难, 很难适应现代计算技术的发展. 而流体的物性参数变化是产生换热器设计过程中不确定性的主要因素之一.

传统的换热器设计方法, 如对数平均温差法(LMTD)、有效度-传热单元数法(ε-NTU)等, 均假设流体的物性参数不随温度的变化而变化. 一般当流体的物性随温度变化不大时, 如非饱和水, 其物性参数可选取整个换热过程的平均值, 能够达到工程设计精度要求. 但这与实际换热过程是不相符的. 特别在工程应用的很多领域, 换热器内流体的物性会随压力、温度等变化而变化较大, 如石油化工行业, 油的物性会随温度变化而较大变化, 此时选用物性参数的平均值作为设计参数, 无法得到准确的设计结果. 此外, 在很多低温换热器中, 流体入口和出口温差相当大, 物性参数随温度的变化也是不可忽略的[1]. 在换热器设计中, 特别是管壳式换热器, 文献[2]提出了某些新的设计思路, 文献[3,4]对换热器设计的优化问题进行了探讨, 但对换热器内换热过程的准确描述还有很多的期待. 因此, 换热器设计中如何考虑物性参数随温度变化, 将物性参数作为变量目标, 是发展换热器设计方法的一个重要途径, 也是设计高效低耗换热器的重要措施.

对于换热器内流体物性参数随温度变化情况, Chato 提出了温度传递矩阵法用于换热器的校核[5]. Paffenbarger 利用有限元法对变物性的板翅式逆流换热器进行了分析[6]. 当定压比热随温度变化时, Roetzel 和 Spang 提出了求解总体换热系数的逐步确定法(Step-by-Step)[7], 随后 Shah 和 Sekulić 对此方法进行了改进, 并基于ε-NTU 提出了考虑流体速度的不均匀和物性参数随温度变化的换热器校核的数值方法[8,9]. Skoglund 等人[1]利用有限体积法对换热器内流体在变物性状况下的流动和传热进行了数值分析.

本文考虑到换热器内流体物性变化的影响, 基于 LMTD 提出了考虑流体定压比热随温度变化的换热器分段设计方法, 并分别讨论了顺流和逆流换热器分段热力设计的情况.

1 换热器分段设计方法

确定换热器中各点的流体物性参数值, 并将其引入到实际的换热器设计中是不现实的, 这将会使

英文版见: Song J W, Xu M T, Cheng L. Theoretical analysis of a method for segmented heat exchanger design. Chinese Sci Bull, 2011, 56, doi: 10.1007/s11434-011-4462-7

设计过程变得复杂, 甚至无法进行. 然而, 把整个换热器进行有限地分段, 以各段的平均温度作为该段的定性温度, 并假设物性参数在每段上是常数, 通过能量守恒定律等建立各段之间连接, 以获得各段流体入口、出口温度, 每段上用对数平均温差法确定传热面积, 从而完成对换热器的整体热力设计. 这样设计的结果, 相对于传统的换热器设计中得到的结果更为精确, 更能贴近实际情况.

在以下讨论过程中, 忽略换热器的轴向导热影响, 设已知流体的热容量随温度的变化规律、换热器的总体换热系数、换热器流体的入口温度和指定的冷流体的出口温度, 设计的目标是确定换热器的换热面积.

1.1 顺流换热器的分段设计

考虑换热器内冷、热流体为顺流的情况, 首先将换热器分成两段, 每段的物性参数可看作是常数, 如图 1 所示.

热流体入口温度 $T_{h,i}$, 冷流体入口温度 $T_{c,i}$, 指定冷流体出口温度是 $T_{c,o}$, 热、冷流体在换热器第一段的热容量分别为 $C_h^{(1)}$和 $C_c^{(1)}$, 第一段总换热系数为 U_1, 第二段相应参数为 $C_h^{(2)}$, $C_c^{(2)}$和 U_2. 假设热流体释放的热量全部被冷流体吸收, 可得

$$q=\int_i^o \mathrm{d}q=-\int_i^o \mathrm{d}(C_hT_h)=\int_i^o \mathrm{d}(C_cT_c), \tag{1}$$

其中, q 是热负荷.

由式(1)得

$$C_h^{(1)}T_{h,i}-C_h^{(2)}T_{h,o}=C_c^{(2)}T_{c,o}-C_c^{(1)}T_{c,i}. \tag{2}$$

进而由式(2)可得热流体出口温度:

$$T_{h,o}=\frac{C_h^{(1)}}{C_h^{(2)}}T_{h,i}-\frac{C_c^{(2)}}{C_h^{(2)}}T_{c,o}+\frac{C_c^{(1)}}{C_h^{(2)}}T_{c,i}. \tag{3}$$

根据每段热流体释放的热量全部被该段冷流体吸收的假设, 可得

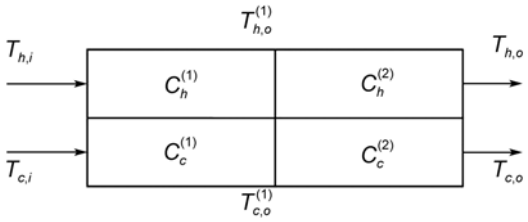

图 1 顺流换热器分段示意图

$$\begin{cases} C_h^{(1)}(T_{h,i}-T_{h,o}^{(1)})=C_c^{(1)}(T_{c,o}^{(1)}-T_{c,i}), \\ C_h^{(2)}(T_{h,o}^{(1)}-T_{h,o})=C_c^{(2)}(T_{c,o}-T_{c,o}^{(1)}), \end{cases}$$

其中, $T_{c,o}^{(1)}$和 $T_{h,o}^{(1)}$分别为第一段冷、热流体的出口温度, 同时它们也是第二段冷流体和热流体入口温度. 上述方程式可改写为

$$\begin{cases} C_C^{(1)}T_{c,o}^{(1)}+C_h^{(1)}T_{h,o}^{(1)}=T_{hc,i}^{(1)}, \\ C_c^{(2)}T_{c,o}^{(1)}+C_h^{(2)}T_{h,o}^{(1)}=T_{hc,o}^{(2)}. \end{cases} \tag{4}$$

其中, $T_{hc,i}^{(1)}=C_h^{(1)}T_{h,i}+C_c^{(1)}T_{c,i}$, $T_{hc,o}^{(2)}=C_c^{(2)}T_{c,o}+C_h^{(2)}T_{h,o}$.

求解式(4), 可得

$$T_{c,o}^{(1)}=\frac{\begin{vmatrix} T_{hc,i}^{(1)} & C_h^{(1)} \\ T_{hc,o}^{(2)} & C_h^{(2)} \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} C_c^{(1)} & C_h^{(1)} \\ C_c^{(2)} & C_h^{(2)} \end{vmatrix}}, \quad T_{h,o}^{(1)}=\frac{\begin{vmatrix} C_c^{(1)} & T_{hc,i}^{(1)} \\ C_c^{(2)} & T_{hc,o}^{(2)} \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} C_c^{(1)} & C_h^{(1)} \\ C_c^{(2)} & C_h^{(2)} \end{vmatrix}}.$$

其中, $\frac{C_h^{(2)}}{C_h^{(1)}}\neq\frac{C_c^{(2)}}{C_c^{(1)}}$, 此时, 式(4)有唯一解, 由此可得顺流换热器第一段出口温度, 即第二段入口温度. 这样可分别对两段用 LMTD 法确定其换热面积. 按照定义, 第一段对数平均温差[10]:

$$\Delta T_{lm}^{(1)}=\frac{\Delta T_2^{(1)}-\Delta T_1^{(1)}}{\ln\Delta T_2^{(1)}-\ln\Delta T_1^{(1)}}. \tag{5}$$

其中, $\Delta T_1^{(1)}=T_{h,i}-T_{c,i}$, $\Delta T_2^{(1)}=T_{h,o}^{(1)}-T_{c,o}^{(1)}$.

设第一段热负荷是 q_1, 则有

$$q_1=U_1A_1\Delta T_{lm}^{(1)}=C_h^{(1)}(T_{h,i}-T_{h,o}^{(1)})=C_c^{(1)}(T_{c,o}^{(1)}-T_{c,i}). \tag{6}$$

由式(6)可得第一段换热面积:

$$A_1=\frac{C_h^{(1)}(T_{h,i}-T_{h,o}^{(1)})}{U_1\Delta T_{lm}^{(1)}}=\frac{C_c^{(1)}(T_{c,o}^{(1)}-T_{c,i})}{U_1\Delta T_{lm}^{(1)}}. \tag{7}$$

用同样方法, 可得第二段换热面积:

$$A_2=\frac{C_h^{(2)}(T_{h,o}^{(1)}-T_{h,o})}{U_2\Delta T_{lm}^{(2)}}=\frac{C_c^{(2)}(T_{c,o}-T_{c,o}^{(1)})}{U_2\Delta T_{lm}^{(2)}}. \tag{8}$$

其中, $\Delta T_1^{(2)}=T_{h,o}^{(1)}-T_{c,o}^{(1)}$, $\Delta T_2^{(2)}=T_{h,o}-T_{c,o}$, $\Delta T_{lm}^{(2)}=\frac{\Delta T_2^{(2)}-\Delta T_1^{(2)}}{\ln\Delta T_2^{(2)}-\ln\Delta T_1^{(2)}}$.

以上是根据流体物性参数变化把整个换热器分成两段进行热力设计的方法.

当换热器内冷、热流体入口温度和出口温度的温差很大时, 把换热器分成两段, 仍然很难相对精确地反映热容量随温度的变化. 此情况下, 为在换热器设计中更精确反映热容量随温度的变化, 需把换热器

分成 n 段(n 值可根据实际情况取 2, 3, 4, 5,⋯, n). 对此情况, 其设计方法和把换热器分成两段的情形相似. 同样假设已知热流体入口温度 $T_{h,i}$, 冷流体入口温度 $T_{c,i}$, 指定的冷流体的出口温度 $T_{c,o}$, 每段的热流体和冷流体的热容量 $C_h^{(i)}$和 $C_c^{(i)}$, (i=1, 2,⋯, n), 以及每段换热系数 U_i, 并假设热流体释放的热量全部被冷流体吸收.

首先, 根据式(1), 可得热流体出口温度:

$$T_{h,o}=\frac{C_h^{(1)}}{C_h^{(n)}}T_{h,i}-\frac{C_c^{(n)}}{C_h^{(n)}}T_{c,o}+\frac{C_c^{(1)}}{C_h^{(n)}}T_{c,i}. \tag{9}$$

每段热流体释放的热量全部被该段的冷流体吸收, 那么

$$\begin{cases} C_h^{(i)}(T_{h,o}^{(i-1)}-T_{h,o}^{(i)})=C_c^{(i)}(T_{c,o}^{(i)}-T_{c,o}^{(i-1)}), \\ \quad (i=1,2\cdots n-1) \\ C_h^{(i-1)}T_{h,o}^{(i-1)}-C_h^{(i+1)}T_{h,o}^{(i)}=C_c^{(i+1)}T_{c,o}^{(i)} \\ \quad -C_c^{(i-1)}T_{c,o}^{(i-1)},\ (i=2,3,\cdots,n-1) \\ C_h^{(n)}(T_{h,o}^{(n-1)}-T_{h,o})=C_c^{(n)}(T_{c,o}-T_{c,o}^{(n-1)}), \end{cases} \tag{10}$$

其中, $T_{h,o}^{(0)}=T_{h,i}$, $T_{c,o}^{(0)}=T_{c,i}$. 把式(10)改写成矩阵形式, 如式(11)所示.

$$\begin{pmatrix} D_1 & D_2 \\ D_3 & D_4 \end{pmatrix}\begin{pmatrix} T_c \\ T_h \end{pmatrix}=B. \tag{11}$$

其中, $T_c=(T_{c,o}^{(1)},T_{c,o}^{(2)},\cdots T_{c,o}^{(n-1)})^T$, $T_h=(T_{h,o}^{(1)},T_{h,o}^{(2)},\cdots T_{h,o}^{(n-1)})^T$,

$$B=(B_i),$$
$$D_1=(D_1(i,j))_{(n-1)\times(n-1)},$$
$$D_2=(D_2(i,j))_{(n-1)\times(n-1)},$$
$$D_3=(D_3(i,j))_{(n-1)\times(n-1)},$$
$$D_4=(D_4(i,j))_{(n-1)\times(n-1)}.$$

这些矩阵的分量是

$$B_1=C_h^{(1)}T_{h,i}+C_c^{(1)}T_{c,i},$$
$$B_i=0\ (i=2,3,\cdots 2n-3),$$
$$B_{2n-2}=C_c^{(n)}T_{c,o}+C_h^{(n)}T_{h,o},$$
$$D_1(1,1)=C_c^{(1)},$$
$$D_1(i,j)=\begin{cases} C_c^{(i)},\ j=i-1, \\ -C_c^{(i)},\ j=i, \\ 0,\ j\neq i-1,\ j\neq i, \end{cases}\quad (i=2,3,\cdots,n-1),$$
$$D_2(1,1)=C_h^{(1)},$$
$$D_2(i,j)=\begin{cases} C_h^{(i)},\ j=i-1, \\ -C_h^{(i)},\ j=i, \\ 0,\ j\neq i-1,\ j\neq i, \end{cases}\quad (i=2,3,\cdots,n-1),$$
$$D_3(i,j)=\begin{cases} C_c^{(i)},\ j=i, \\ -C_c^{(i+2)},\ j=i+1, \\ 0,\ j\neq i,\ j\neq i+2, \end{cases}\quad (i=1,2,\cdots,n-2),$$
$$D_3(n-1,j)=\begin{cases} C_c^{(n)},\ j=n-1, \\ 0,\quad j\neq n-1, \end{cases}\quad (i=1,2,\cdots,n-1),$$
$$D_4(i,j)=\begin{cases} C_h^{(i)},\ j=i, \\ -C_h^{(i+2)},\ j=i+1, \\ 0,\ j\neq i,\ j\neq i+2, \end{cases}\quad (i=1,2,\cdots,n-2),$$
$$D_4(n-1,j)=\begin{cases} C_h^{(n)},\ j=n-1, \\ 0,\quad j\neq n-1, \end{cases}\quad (i=1,2,\cdots,n-1).$$

设 $\begin{vmatrix} D_1 & D_2 \\ D_3 & D_4 \end{vmatrix}\neq 0,$

方程(11)有唯一解. 可得每段流体出口和入口温度, 每段对数平均温差如下:

$$\Delta T_{lm}^{(i)}=\frac{\Delta T_2^{(i)}-\Delta T_1^{(i)}}{\ln\Delta T_2^{(i)}-\ln\Delta T_1^{(i)}},$$
$$\Delta T_1^{(i)}=T_{h,o}^{(i-1)}-T_{c,o}^{(i-1)},$$
$$\Delta T_2^{(i)}=T_{h,o}^{(i)}-T_{c,o}^{(i)},\ (i=1,\ 2,\cdots,n)$$
$$T_{h,o}^{(0)}=T_{h,i},\ T_{c,o}^{(0)}=T_{c,i},\ T_{h,o}^{(n)}=T_{h,o},\ T_{c,o}^{(n)}=T_{c,o}.$$

由此, 可得每段换热面积 A_i:

$$A_i=\frac{C_h^{(i)}(T_{h,o}^{(i-1)}-T_{h,o}^{(i)})}{U_i\Delta T_{lm}^{(i)}}=\frac{C_c^{(i)}(T_{c,o}^{(i)}-T_{c,o}^{(i-1)})}{U_i\Delta T_{lm}^{(i)}},\ (i=1,2,\cdots,n). \tag{12}$$

至此, 针对流体的定压比热随温度变化的情况用分段设计的方法实现了顺流换热器设计.

1.2 逆流换热器的分段设计

考虑换热器冷、热流体逆流情况, 同样先将换热器分成两段, 每段流体物性参数看作常数, 如图 2 所示. 热流体入口温度 $T_{h,i}$, 冷流体入口温度 $T_{c,i}$, 指定的冷流体出口温度 $T_{c,o}$, 热、冷流体第一段热容量分

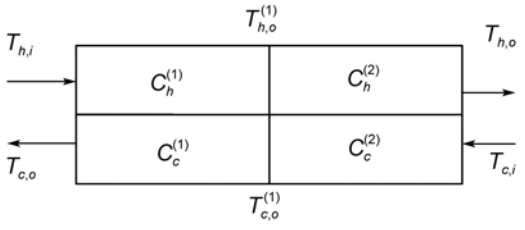

图 2 逆流分段示意图

别为 $C_h^{(1)}$和 $C_c^{(1)}$, 第一段总体换热系数 U_1, 第二段相应参数为 $C_h^{(2)}$, $C_c^{(2)}$和 U_2. 假设热流体释放热量全部被冷流体吸收.

通过式(1)可得

$$C_h^{(1)}T_{h,i}-C_h^{(2)}T_{h,o}=C_c^{(1)}T_{c,o}-C_c^{(2)}T_{c,i}. \tag{13}$$

按照相同方法, 计算可得

$$T_{h,o}^{(1)}=\frac{\begin{vmatrix}T_{hc}^{(1)} & -C_c^{(1)}\\ T_{hc}^{(2)} & -C_c^{(2)}\end{vmatrix}}{\begin{vmatrix}C_h^{(1)} & -C_c^{(1)}\\ C_h^{(2)} & -C_c^{(2)}\end{vmatrix}},\quad T_{c,o}^{(1)}=\frac{\begin{vmatrix}C_h^{(1)} & T_{hc}^{(1)}\\ C_h^{(2)} & T_{hc}^{(2)}\end{vmatrix}}{\begin{vmatrix}C_h^{(1)} & -C_c^{(1)}\\ C_h^{(2)} & -C_c^{(2)}\end{vmatrix}}.$$

由此, 可得第一段对数平均温差, 即

$$\Delta T_{lm}^{(1)}=\frac{\Delta T_2^{(1)}-\Delta T_1^{(1)}}{\ln\Delta T_2^{(1)}-\ln\Delta T_1^{(1)}}. \tag{14}$$

其中, $\Delta T_1^{(1)}=T_{h,i}-T_{c,o}$, $\Delta T_2^{(1)}=T_{h,o}^{(1)}-T_{c,o}^{(1)}$.

因此, 可得第一段换热面积 A_1:

$$A_1=\frac{C_h^{(1)}(T_{h,i}-T_{h,o}^{(1)})}{U_1\Delta T_{lm}^{(1)}}=\frac{C_c^{(1)}(T_{c,o}-T_{c,o}^{(1)})}{U_1\Delta T_{lm}^{(1)}}. \tag{15}$$

同样的方法可得第二段换热面积 A_2:

$$A_2=\frac{C_h^{(2)}(T_{h,o}^{(1)}-T_{h,o})}{U_2\Delta T_{lm}^{(2)}}=\frac{C_c^{(2)}(T_{c,o}^{(1)}-T_{c,i})}{U_2\Delta T_{lm}^{(2)}}. \tag{16}$$

其中, $\Delta T_1^{(2)}=T_{h,o}^{(1)}-T_{c,i}$, $\Delta T_2^{(2)}=T_{h,o}-T_{c,i}$.

如果热容量随温度变化较剧烈, 把换热器分成两段不能很好地反映实际情况. 此时同样需把换热器分成 n 段(n 值可取 2, 3, 4, 5,⋯, n). 此类情况, 一般设计方法和把换热器分成两段的情形相似. 假设已知热流体入口温度 $T_{h,i}$, 冷流体入口温度 $T_{c,i}$, 指定的冷流体的出口温度为 $T_{c,o}$, 每段上热流体和冷流体的热容量 $C_h^{(i)}$和 $C_c^{(i)}$(i=1,2,⋯, n), 每段总体换热系数 U_i, 假设每段上热流体释放热量全部被该段冷流体吸收. 如此可得

$$\begin{cases}-C_c^{(i)}T_{c,o}^{(i-1)}+C_c^{(i)}T_{c,o}^{(i)}+C_h^{(i)}T_{h,o}^{(i-1)}\\ \quad -C_h^{(i)}T_{h,o}^{(i)}=0,\ i=1,2,\cdots,n-1,\\ -C_c^{(i-1)}T_{h,o}^{(i-1)}+C_c^{(i+1)}T_{c,o}^{(i)}+C_h^{(i-1)}T_{h,o}^{(i-1)}\\ \quad -C_h^{(i+1)}T_{h,o}^{(i)}=0,\ i=1,2,\cdots,n-2,\\ -C_c^{(n-1)}T_{c,o}^{(n-1)}+C_c^{(n)}T_{c,i}+C_h^{(n-1)}T_{h,o}^{(n-1)}\\ \quad -C_h^{(n)}T_{h,o}=0.\end{cases} \tag{17}$$

其中, $T_{h,o}^{(0)}=T_{h,i}$, $T_{c,o}^{(0)}=T_{c,o}$.

按相同方法, 可得

$$\Delta T_{lm}^{(i)}=\frac{\Delta T_2^{(i)}-\Delta T_1^{(i)}}{\ln\Delta T_2^{(i)}-\ln\Delta T_1^{(i)}},\ (i=1,2,\cdots n). \tag{18}$$

其中, $\Delta T_1^{(i)}=T_{h,o}^{(i-1)}-T_{c,o}^{(i-1)}$, $\Delta T_2^{(i)}=T_{h,o}^{(i)}-T_{c,o}^{(i)}$.

由此可得每段换热面积:

$$A_i=\frac{C_h^{(i)}(T_{h,o}^{(i-1)}-T_{h,o}^{(i)})}{U_i\Delta T_{lm}^{(i)}}=\frac{C_c^{(i)}(T_{c,o}^{(i-1)}-T_{c,o}^{(i)})}{U_i\Delta T_{lm}^{(i)}},\ (i=1,2,\cdots n). \tag{19}$$

以上, 针对流体的定压比热随温度变化的情况用分段设计的方法实现了逆流换热器热力设计.

2 算例分析

本文选用E型管壳式换热器, 以290 K的冷水将发动机用油由 420 K 冷却到 360 K. 其中, 冷水走壳侧, 流速为 1.4 kg/s, 油走管内, 流速为 1.0 kg/s, 假设换热器传热系数为 225 W/m^2, 冷水及油的定压比热 c_p参见文献[11], 依据以上数据计算该换热器的换热面积. 本文算例是将油从 420 K 冷却到 360 K, 如图 3 所示, 其定压比热 c_p随温度变化较大, 不能忽略这种影响.

在计算过程中, 依照本文所提出的分段设计方法分别将换热器分为两段和三段进行了热力计算, 并将计算结果与按照传统的 LMTD 和ε-NTU 两种方法设计计算的结果进行了比较, 具体数据参见表 1.

通过表 1 数据可以看出, 采用传统的 LMTD 和 ε-NTU 两种方法计算的换热面积结果相同, 但与通过分段设计计算的换热面积数值存在一定偏差. 分析产生偏差的主要原因, 认为由于局部物性参数的取值不同造成了相同的温度变化范围内计算的传热量不同, 进而影响了局部传热面积数值的大小, 而本文主要是指定压比热的影响. 在分两段设计的过程

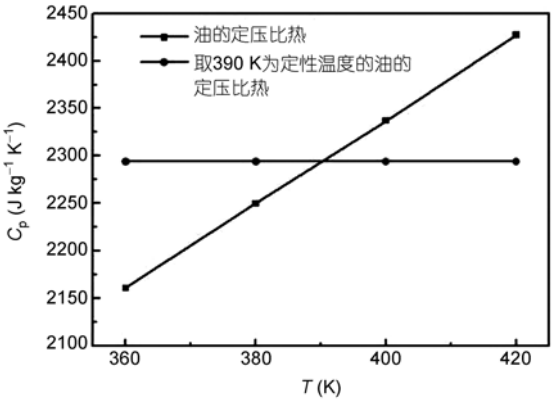

图 3 油的定压比热随温度变化曲线

表 1 换热面积

	传统设计方法		分段设计方法			
	LMTD	ε-NTU	分两段	设计偏差(%)	分三段	设计偏差(%)
换热面积(顺流)(m^2)	7.531	7.531	7.491	0.53	7.485	0.61
换热面积(逆流)(m^2)	7.032	7.032	6.997	0.50	6.991	0.58

中, 选取油侧温度达到 390 K 时作为两段设计的分段点, 分别计算两段的传热量, 与采用整个冷却过程中油的平均温度为定性温度的计算结果存在一定的偏差, 进而影响了局部换热面积的设计计算的准确程度; 而将整个换热过程分为三段的设计结果, 同样存在这种偏差, 并且靠近进、出口的分段计算结果的偏差较大, 这种计算偏差是与实际换热过程吻合的. 当分段数量足够多时, 需要借助相应的计算程序和软件实现, 此时的分段设计的换热面积更为精确, 能够有效的节约设备的初投资.

利用分段设计的思路, 在某些工程换热器设计中已进行了相关的尝试. 其中, 对于大面积的集中供热系统在某些情况下, 满足设计要求的同时, 能够实现换热面积较传统设计方法计算的换热面积减少 10%左右.

3 结论

本文提出了考虑冷、热流体定压比热随温度变化的换热器分段设计法. 通过将换热器分成有限段, 假设每段的物性参数为常数, 利用能量守恒定律和各段间的连接条件, 可得每段的入口和出口温度, 在每段上应用 LMTD 法确定传热面积, 完成对换热器整体设计. 理论上, 将换热器按换热过程进行分段, 取各段平均温度作为当前段流体物性的定性温度的设计结果, 相对于把换热器整个传热过程的平均温度作为冷、热流体定性温度的设计结果更为精确, 更能贴近实际情况. 本文以管壳式换热器为例, 对分段设计方法进行了验证, 证明此方法能够推广至一般的管壳式换热器设计. 对于板翅式等叉流换热器, 其分段设计较为复杂, 是今后需要继续探讨的工作.

此外, 对换热器整个换热过程进行分段设计不仅能够更为准确地计算局部换热面积, 同时能够较为准确地掌握局部传热量以及沿程的温度分布和局部的换热温差等情况, 为换热器的整体优化设计提供了一条有效途径.

参考文献

1 Skoglund T, Arzen K-E, Dejmek P. Dynamic object-oriented heat exchanger models for simulation of fluid property transitions. Int J Heat Mass Transfer, 2006, 49: 2291–2303
2 Cheng L, Luan T, Du W J, et al. Heat transfer enhancement by flow-induced vibration in heat exchangers. Int J Heat Mass Transfer, 2009, 52: 1053–1057
3 Guo J F, Xu M T, Cheng L. Principle of equipartition of entransy dissipation for heat exchanger design. Sci China Tech Sci, 2010, 53: 1309–1314
4 Guo J F, Xu M T, Cheng L. The entransy dissipation minimization principle under given heat duty and heat transfer area conditions. Chinese Sci Bull, 2010, 55: 3141–3146
5 Chato J C, Leverman R J, Shah J M. Analysis of parallel flow multistream heat exchangers. Int J Heat Mass Transfer, 1971, 14: 1691–1703
6 Paffenbarger. General computer analysis of multistream plate fin heat exchanger. In: Shah R K, Krause A D, Etzger D M, eds. Compact Heat Exchanger: A Festschrift for London A L. New York: Hemisphere Publishing, 1990. 727–746
7 Roetzel W, Spang B. Design of heat exchangers. In: VDI, VDI-GVC. VDI Heat Atlas. Dusseldorf: VDI-Verlag, 1993
8 Sekulć D P, Shah R K. Thermal design theory of three-fluid heat exchanger. Adv Heat Exchanger, 1995, 26: 219–327
9 Shah R K, Sekulć D P. Nonuniform heat transfer coefficients in conventional heat exchanger design theory. ASME J Heat Transfer, 1998, 119: 520–525
10 Incropera F P, Dewitt D P. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. New York: John Wiley & Sons, Inc, 1996
11 沙拉 R K, 塞库利克 D P. 换热器设计技术. 程林, 译. 北京: 机械工业出版社, 2010