

文章编号: 1000-8055(2008)04-0617-06

# 基于三维分布参数模型的紧凑式换热器优化

张丽娜, 杨春信

(北京航空航天大学 航空科学与工程学院, 北京 100083)

**摘 要:** 基于翅片通道划分网格并建立微元控制方程, 实现了紧凑式换热器的三维分布参数模型. 在分布参数模型的基础上, 结合熵产最小化原理, 应用遗传算法对换热器的外形尺寸及翅片类型、结构参数进行了优化设计. 分布参数模型考虑了流体物性参数在换热器内各点的变化, 能够应用于湿工况和相变情况下的换热器性能研究. 而且基于翅片通道的网格划分方法具有明确的物理意义, 避免了单纯数值方法的复杂性, 大大提高了计算速度, 解决了基于分布参数进行换热器优化的难题, 该优化方法可以推广应用于其它类型的换热器或热沉中.

**关 键 词:** 航空、航天推进系统; 紧凑式换热器; 三维分布参数; 熵产最小化; 遗传算法; 优化  
**中图分类号:** TK124 **文献标识码:** A

## Optimization of compact heat exchanger based on 3D distributed-parameter model

ZHANG Li-na, YANG Chun-xin

(School of Aeronautics Science and Engineering,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

**Abstract:** With the mesh generation method based on fin passages and element control equation, a new three-dimensional distributed-parameter model for compact heat exchangers was developed. On the basis of this model and the principle of minimum entropy generation, an optimization methodology was realized with genetic algorithm (GA), by which the geometry dimension of the heat exchanger and the fin surface type and sizing can be optimized simultaneously. The distributed-parameter model which takes account of the variation of local fluid physical properties in the heat exchanger can be applied to wet conditions or phase-change conditions. Moreover, because it avoids the complexity of CFD method and shortens the computer execution time greatly, the optimization based on distributed-parameter model is very practical. This optimization methodology can be extended to other kinds of heat exchangers and heat sinks.

**Key words:** aerospace propulsion system; compact heat exchanger; 3D distributed-parameter; minimum entropy generation; GA (genetic algorithm); optimization

近几十年来,紧凑式换热器在航空航天、能源、化工等行业中得到了广泛的应用,板翅式换热器是目前工业界最常用的紧凑式换热器,单位体

积的换热面积通常可达  $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$  以上,是一种高效的散热设备. 传统的研究方法主要是集总参数法,该方法计算简单、速度快,但是难以获知流

收稿日期: 2007-04-11; 修订日期: 2007-06-22

基金项目: 国家自然科学基金重点项目 (No. 50436010)

作者简介: 张丽娜(1980-),女,河北张家口人,博士生,主要从事换热器设计与优化,飞机环控系统仿真研究.

体的局部特性.随着板翅式换热器紧凑度的提高,流体进出口温差越来越大,物性参数的变化也随之增大,采用集总参数法显然将存在较大的误差.此外,飞机上常用的板翅式换热器还经常处于湿工况条件,通道局部位置可能会发生结冰和堵塞现象,因此必须采用分布参数模型才能获得更加全面准确的热力性能.目前很多学者已经开展了这方面的研究.穆景阳等<sup>[1]</sup>建立了飞机环控系统中板翅式换热器的分布参数模型,但忽略冷(或热)流体温度在层高方向上的变化;张存泉等<sup>[2]</sup>建立了多股流换热器的分布参数模型,主要考虑每层流体沿流动方向的温度变化,上述研究实质上都是二维模型. Prasad<sup>[3]</sup>采用均匀网格差分方法计算了多股流换热器,得到了每股流体的温度分布,但均匀网格的传热参数计算比较复杂.

在换热器优化中,增强传热和减小流阻往往是互相矛盾的.而熵产分析法能够从能量损失最小的角度将二者统一到熵产中,是一个更加综合的评价指标<sup>[4]</sup>.文献[5-6]均基于集总参数法以熵产最小为目标对换热器进行了优化,取得了较好的效果.文献[7]也是以熵产为目标,应用遗传算法对热沉进行了优化.

本文建立了一种通用的板翅式换热器三维分布参数模型,并以熵产最小为目标,结合所建立的翅片库,应用遗传算法实现了基于分布参数的换热器优化.

## 1 三维分布参数模型

本文基于翅片通道将换热器划分为一定尺度的网格,针对基本微元控制体(简称微元体)建立传热控制方程,采用数值迭代的方法来求解所有微元体的温度、压力、熵的变化的分布情况.

### 1.1 基本假设

模型的基本假设如下:

- (1) 换热器与外界环境绝热;
- (2) 只考虑芯体部分换热,忽略封条等附件;
- (3) 流体在任意时刻同一流向各处流量相等;
- (4) 同一翅片通道内流体温度仅沿流动方向发生变化.

### 1.2 数学模型

图1是一个典型的叉流板翅式换热器.以矩形平直翅片为例,其网格划分方法依据流道的物理尺度,如图中虚线所示,微元体的长度和宽度分

别为冷热边的翅片间距,而热(或冷)边微元体高度为单个热(或冷)流体通道层高.这种网格划分的优点在于数学模型的尺度基于物理模型的尺度,不仅具有明确的物理意义,而且可以直接应用目前已有的 $j, f$ 因子的实验值或计算式,避免陷入CFD方法过于烦琐的计算中,可以极大地提高计算速度,是进一步优化设计的基础.

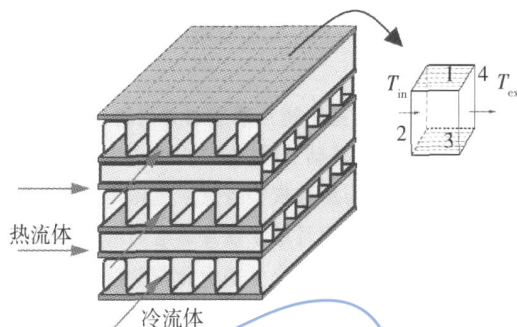


图1 基本微元控制体网格划分

Fig. 1 Mesh generation method and a basic element

任取一个热(或冷)流体微元为研究对象(如图1右侧所示),流体进出微元体的温度为 $T_{in}$ 和 $T_{ex}$ ,根据能量平衡可建立如下控制方程

$$g_m A_c C_p (T_{ex} - T_{in}) = \sum_{i=1}^4 (KF)_{E,i} (T_i - T_E) \quad (1)$$

式中,下标 $E$ 表示当前微元体; $i=1,2,3,4$ 分别表示四个相邻微元; $T_E$ 为微元体平均温度, $^{\circ}\text{C}$

$$T_E = (T_{in} + T_{ex})/2 \quad (2)$$

$g_m$ 为质量流率, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ;  $A_c$ 为流通面积, $\text{m}^2$ ;  $C_p$ 为定压比热, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ;  $(KF)_{E,i}$ 表示该微元与相邻微元之间的总传热系数和总传热面积之积, $\text{W}/\text{K}$ .

根据公式(1),(2),整理可得微元体的温度求解公式

$$T_E = T_{in} \left[ 2 + \sum_{i=1}^4 \frac{(KF)_{E,i}}{g_m A_c C_p} \cdot \frac{T_i}{T_{in}} \right] / \left[ 2 + \sum_{i=1}^4 \frac{(KF)_{E,i}}{g_m A_c C_p} \right] \quad (3)$$

如果忽略金属壁面的热阻,相邻微元之间的 $(KF)_{E,i}$ 可以记作<sup>[8]</sup>

$$\frac{1}{(KF)_{E,i}} = \frac{1}{(\eta h F)_E} + \frac{1}{(\eta h F)_i}, i = 1, 2, 3, 4 \quad (4)$$

式中, $\eta$ 为表面效率,换热系数 $h$ 计算式为

$$h = j g_m C_p Pr^{-2/3} \quad (5)$$

式中, $j$ 为传热因子, $Pr$ 为普朗特数.换热面积 $F$ 的计算方法为

$$F_1 = F_3 = F_w + \eta F_f \quad (6)$$

$$F_2 = F_4 = F_f \quad (7)$$

其中,  $\eta$  为翅片效率;  $F_w$  和  $F_f$  分别是基于单个翅片通道的微元体的一次传热面积和二次传热面积,  $\text{m}^2$ .

### 1.3 网格划分方法

矩形翅片的网格划分方法如上所述, 对非矩形截面的平直翅片, 以三角形翅片为例, 本文将两个相邻翅片通道组合到一起作为一个整体, 截面网格划分如图 2(a) 中的阴影部分所示, 流动方向的网格划分方法不变. 组合之后, 式(3)中 1 和 3 两个面的传热面积应为单个翅片通道的二倍, 而 2 和 4 两个面的传热面积仍为实际的翅片面积, 即

$$F_1 = F_3 = 2(F_w + \eta F_f) \quad (8)$$

$$F_2 = F_4 = F_f \quad (9)$$

梯形截面及其它截面形状的非直翅片的网格划分方法与三角形翅片完全类似, 分别如图 2(b) 和 (c) 中的阴影所示.

对于百叶窗、锯齿形、波纹形翅片, 其网格按照相同截面形状的非直翅片划分即可, 因为翅片形式对方程(3)的影响体现在  $(KF)$  值的不同, 对网格的划分方式没有影响.

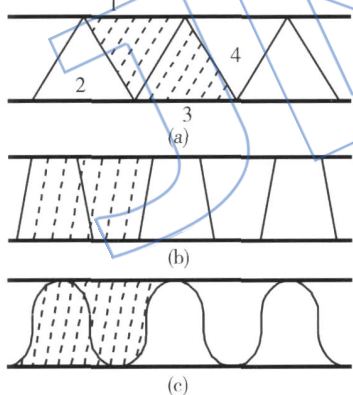


图2 其它截面平直翅片

Fig. 2 Other section plain-fins

本文的网格划分以翅片尺度为依据, 使得微元体具有明确的物理意义, 避免了单纯数值解法的复杂性, 大大提高了计算速度.

### 1.4 模型求解

本文作者早期曾建立了一个包含四类 50 多种翅片的数据库<sup>[9]</sup>, 只要选定翅片型号, 那么翅片的特征参数就随之确定, 并可外推至表面几何相似而水力直径不同的翅片表面. 模型中的关键参数, 例如不同类型翅片的传热面积  $F$ , 传热因子  $j$ , 阻力因子  $f$  等, 通过翅片库都可以很方便地获

得.

建立了微元体的传热控制方程(3)后, 可以采用迭代法求解. 先给系统各网格点赋初始温度值, 再根据(3)式逐点推进求解下一时刻任意微元体的新的平均温度  $T_E$  和出口温度  $T_{ex}$ . 对处于换热器边界上的微元体, 由于边界壁面为绝热条件, 所以相应方向上的  $KF$  直接取 0 即可. 依次对冷热流体的各个通道遍历求解, 直到系统温度达到稳定, 即可获取换热器的温度和压力分布, 这也是下面熵产计算的基础.

## 2 基于分布参数的熵产计算

由于换热器与外界环境绝热, 所以冷热流体构成了一个孤立系统, 冷流体为低温热源, 热流体为高温热源, 孤立系统的熵产即等于其熵的变化的总和. 根据上面分布参数模型所求温度、压力分布, 可由下式计算各微元体熵的变化<sup>[4]</sup>

$$\Delta S = g_m A_c c_p \ln \frac{T_{ex}}{T_{in}} - g_m A_c R \ln 1 - \frac{\Delta p}{p_{in}} \quad (10)$$

式中  $\Delta S$  为微元体熵的变化,  $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ;  $p_{in}$  和  $\Delta p$  分别为微元体进口压力和流阻,  $\text{Pa}$ .

(10) 式中等式右边第一项是传热引起的熵的变化, 后一项则为摩擦阻力引起的熵的变化, 流阻  $\Delta p$  的计算式为<sup>[4]</sup>

$$\Delta p = \frac{4flg_m^2}{2D_e\rho} \quad (11)$$

式中,  $\rho$  为流体微元密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $D_e$  为通道水力直径,  $\text{m}$ ;  $l$  为微元长度,  $\text{m}$ ;  $f$  为阻力因子.

换热器的总熵产  $S_{gen}$  等于冷热边全部微元体熵的变化的总和

$$S_{gen} = \sum_k^{M_Z} \sum_j^{M_Y} \sum_i^{M_X} \left[ g_m A_c c_p \ln \left( \frac{T_{ex}}{T_{in}} \right) - g_m A_c R \ln \left( 1 - \frac{\Delta p}{p_{in}} \right) \right]_{i,j,k} \quad (12)$$

式中,  $M_X$ ,  $M_Y$ ,  $M_Z$  分别为热流体流动方向、冷流体流动方向和层高方向的网格数.

## 3 优化设计

本文以换热器总熵产最小为目标, 应用遗传算法对换热器进行了优化设计.

### 3.1 优化变量和目标函数

板翅式换热器的优化变量如下:

- (a) 换热器外形尺寸: 长  $L$ , 宽  $W$ , 高  $H$ ;
- (b) 翅片库冷热边翅片编号  $N_{fin,h}$ ,  $N_{fin,c}$ ;

(c) 冷热边翅片几何尺寸比例因子  $k_h, k_c$ .

换热器的总熵产作为优化目标函数

$$S_{gen}(X) = \min\{f(L, W, H, N_{fin,h}, N_{fin,c}, k_h, k_c)\}$$

约束条件为

$$\begin{cases} \eta > \eta_{min} \\ \Delta p_h < \Delta p_{h,max} \\ \Delta p_c < \Delta p_{c,max} \\ X_{i,min} \leq X_i \leq X_{i,max} \quad i = 1, 2, \cdots, 7 \end{cases}$$

式中  $\eta$  为换热器效能;  $x$  为优化变量组成的向量; 下标  $h, c$  分别表示热流体和冷流体;  $\min, \max$  表示最小值和最大值.

3.2 优化方法

由于换热器属于多参数非连续性复杂优化问题,而遗传算法是一种自适应全局优化概率搜索算法<sup>[10]</sup>,不受搜索空间的限制性假设的约束,也不要求目标函数的连续、可微和单峰等条件,对复杂系统的优化具有较强的鲁棒性,因此非常适合换热器的优化.

结合翅片数据库,本文作者已经基于集总参数模型,应用遗传算法对换热器进行了优化<sup>[9]</sup>,不仅实现了换热器的结构优化,而且实现了翅片类型的优选. 本文将以分布参数模型为基础,考虑熵产最小化,采用遗传算法对板式换热器进行优化设计.

4 优化结果与分析

以某飞机环控系统中所用的板式换热器为例,换热器的最大允许尺寸为 193 mm ×130 mm ×280 mm,初始条件如表 1 所列.

表 1 初始条件

Table 1 Initial conditions

|    | 进口温度/<br>℃ | 进口压力/<br>kPa | 流量/<br>(kg/s) | 允许压降/<br>kPa |
|----|------------|--------------|---------------|--------------|
| 热边 | 221        | 425.0        | 0.169         | 3.0          |
| 冷边 | 118        | 96.5         | 0.338         | 1.4          |

以熵产最小为目标,优化过程中目标函数值的变化曲线如图 3 所示.

从图 3 可以看出,熵产的平均值和最小值随着进化代数都是逐步下降的. 优化过程初期,群体中的个体差别较大,目标值急剧减小,到三十代之后基本趋于稳定,最终达到最小值 4.489 J/(kg · K). 具体的优化设计和原设计结果见表 2.

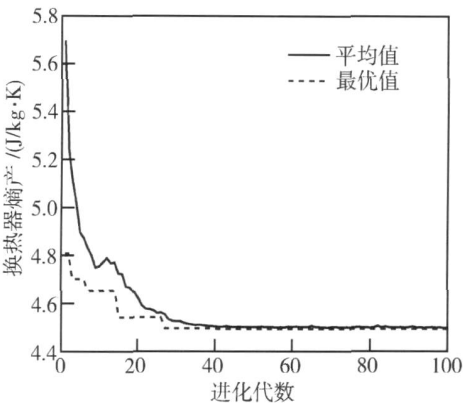


图 3 遗传算法优化过程

Fig.3 Optimization process with GA

表 2 优化前后结果对比

Table 2 Comparison of optimized and original design

| 名称   |                                               | 原设计      | 优化设计     |
|------|-----------------------------------------------|----------|----------|
| 优化变量 | $L/\text{m}$                                  | 0.190    | 0.190    |
|      | $W/\text{m}$                                  | 0.122    | 0.114    |
|      | $H/\text{m}$                                  | 0.266    | 0.262    |
|      | $N_{fin,h}$                                   | 16 (平直)  | 34 (锯齿形) |
|      | $N_{fin,c}$                                   | 16 (平直)  | 43 (锯齿形) |
|      | $P_{th}/\text{m}$                             | 0.000 84 | 0.001 7  |
|      | $P_{tc}/\text{m}$                             | 0.000 84 | 0.002 1  |
|      | $b_h/\text{m}$                                | 0.008 76 | 0.009 5  |
| 约束条件 | $\eta$                                        | 0.75     | 0.70     |
|      | $\Delta p_h/\text{kPa}$                       | 0.675    | 0.545    |
|      | $\Delta p_c/\text{kPa}$                       | 1.344    | 1.322    |
| 质量   | $W/\text{kg}$                                 | 2.58     | 1.87     |
| 体积   | $V/\text{m}^3$                                | 0.006 17 | 0.005 67 |
| 熵产   | $S_{gen}/(\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K})$ | 4.897    | 4.489    |

表 2 中,  $P_t$  和  $b$  分别为翅片间距和高度,  $W, V$  分别为换热器芯体的质量和体积. 对比优化设计和原设计结果,优化后的换热器质量减轻 29.8%;体积减小 8.1%;熵产值降低 8.3%,由此可见,优化设计的效果非常显著. 根据优化后的参数值,分别根据集总参数法和分布参数法进行了计算,结果见表 3.

表 3 分布参数和集总参数法结果对比

Table 3 Comparison between DPM and IPM

|      | 热边出<br>口温度/<br>℃ | 冷边出<br>口温度/<br>℃ | 换热量/<br>kW | 换热器<br>总熵产/<br>(J/kg · K) |
|------|------------------|------------------|------------|---------------------------|
| 分布参数 | 148.3            | 155.2            | 13.26      | 4.489                     |
| 集总参数 | 143.4            | 157.8            | 14.13      | 4.853                     |
| 绝对差值 | 4.9              | 2.6              | 0.75       | 0.364                     |
| 相对差值 | 3.3%             | 1.7%             | 6.6%       | 8.1%                      |

表 3 中分布参数法的热(冷)边出口温度是通过所有热(冷)边出口微元体内能之和所求的平均温度,总换热量为热(或冷)边所有微元体换热量之和,总熵产则为冷热边所有微元体熵的变化的总和.由对比结果看出,两种方法的计算结果基本一致但不完全相同.原因在于分布参数模型考虑了不同位置流体物性参数的变化,而集总参数法则是采用进出口平均温度来计算的.

当换热器达到稳定状态时,沿平行于隔板的截面截取换热器的不同冷(热)流体层,其温度分布等值线如图 4~7 所示.优化后所得换热器共 23 层,图中给出的第 12 层和 22 层分别是热流体靠近中间和靠近边缘的层,第 13 层和 23 层则为相应的冷流体层.

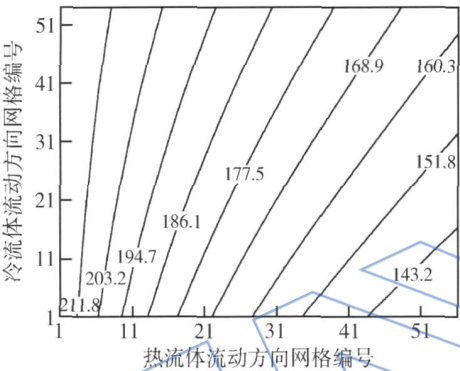


图 4 第 12 层热流体温度分布图 (单位: °C)  
Fig. 4 Temperature contour of 12th layer hot stream, °C

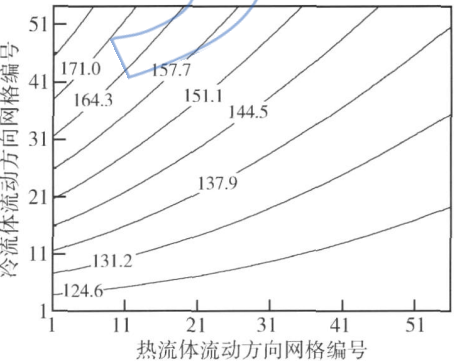


图 5 第 13 层冷流体温度分布 (单位: °C)  
Fig. 5 Temperature contour of 13th layer cold stream, °C

很明显可以看到,由于叉流布置的影响,换热器内部各点的温度差异非常大.

由图 5 和图 7 的对比看出,靠近中间(如第 13 层)的冷流体温度较高,而位于最边缘(如第 23 层)的冷流体温度较低.这是由于最边缘的冷流体

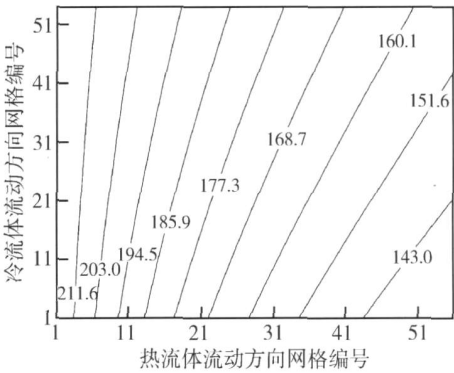


图 6 第 22 层热流体温度分布图 (单位: °C)  
Fig. 6 Temperature contour of 22nd layer hot stream, °C

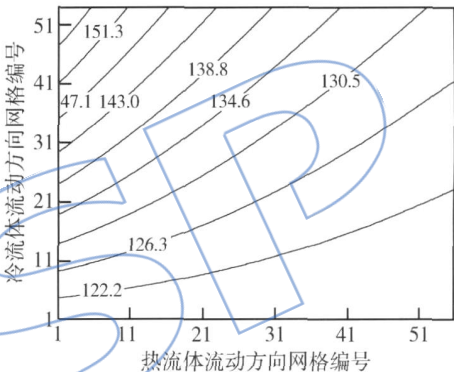


图 7 第 23 层冷流体温度分布 (单位: °C)  
Fig. 7 Temperature contour of 23rd layer cold stream, °C

层外侧是绝热条件,因此温升较小,而靠近中间的冷流体温升较大,所以温度较高.如果采用二维模型是不能考察该温度差异的.图 4 和图 6 的对比也有类似结果,这也是受冷流体的温度变化规律的影响造成的.

图 8 和 9 给出了基于分布参数模型所得的冷热流体层熵的变化的等值线图.

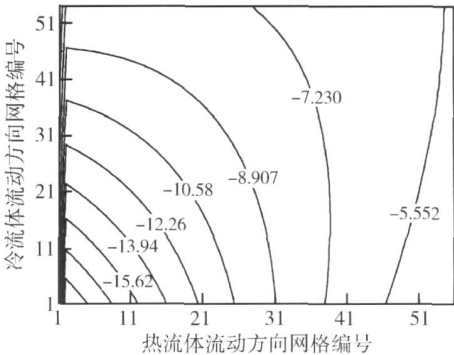


图 8 第 12 层热流体熵的变化分布图 (单位:  $10^{-4} \text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ )  
Fig. 8 Entropy variation contour of 12th layer hot stream,  $10^{-4} \text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$

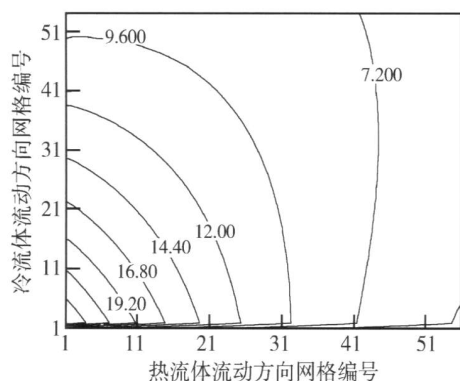


图9 第13层冷流体熵的变化分布图 (单位:  $10^{-4} \text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ )

Fig. 9 Entropy variation contour of 13th layer cold stream,  $10^{-4} \text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$

图8中热流体熵的变化是负值,因为热边向冷边放热,熵流为负值;而冷流体熵的变化均为正值,所有冷热流体微元熵的变化之和为  $4.489 \text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ,即为换热器的总熵产。而且从图中可以看到,冷热流体进口的交叉点处(左下角)熵的变化比较剧烈,因为此处温差最大;而出口交叉点处(右上角)熵的变化相对较缓,因为出口处流体温差变小,所以熵的变化也较小。

## 5 结 论

建立了板翅式换热器的三维分布参数模型,该方法介于集总参数法和单纯数值方法之间,能够以较快的计算速度获得整个换热器内各点的温度、压力、熵产等热力参数的分布,其准确性和高效性解决了基于分布参数进行换热器优化的难题。

以熵产最小为目标,应用遗传算法对换热器进行优化,取得了令人满意的结果。结合翅片数据库,遗传算法的优势更加显著,不仅能够优化翅片结构尺寸,而且能够同时优选翅片类型。

提出了一套针对翅片划分网格的通用方法,该方法除了应用于矩形、三角形、梯形及其它截面形状的平直翅片,还能够很方便地应用于锯齿形、百叶窗和波纹形等非平直翅片。

本文的优化方法也可以推广到其它类型的换

热器或热沉。此外,基于分布参数的紧凑式换热器动态特性分析将是我们下一步的研究内容。

## 参考文献:

- [1] 穆景阳,陈江平,陈芝久,等. 动态数值仿真在飞机环控系统中应用[J]. 大连理工大学学报, 2001, 41(1): 19-25.  
MU Jingyang, CHEN Jiangping, CHEN Zhijiu, et al. Application of dynamical digital simulation to aircraft environment system[J]. Journal of Dalian University of Technology, 2001, 41(1): 19-25.
- [2] 张存泉,徐烈. 空分板翅式换热器热力性能动态仿真研究[J]. 深冷技术, 2001, (5): 10-12.  
ZHANG Cunquan, XU Lie. Dynamic performance simulation of plate-fin heat exchangers in air separation application[J]. Cryogenic Technology, 2001, (5): 10-12.
- [3] Prasad B S V, Gurukul S M K A. Differential methods for the performance prediction of multistream plate-fin heat exchangers[J]. Journal of Heat Transfer, 1992, 114(1): 41-49.
- [4] Bejan A. Entropy generation through heat and fluid flow[M]. New York: Wiley, 1982.
- [5] Perez-Grand I, Leo T J. Optimization of a commercial aircraft environmental control system[J]. Applied Thermal Engineering, 2002, 22(17): 1885-1904.
- [6] Vargas J V C, Bejan A. Thermodynamic optimization of finned crossflow heat exchangers for aircraft environmental control systems[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2001, 22(6): 657-665.
- [7] Jha R K. Genetic algorithm-based optimal design of plate fins following minimum entropy generation considerations[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2005, 219(8): 757-765.
- [8] [美]凯斯 W M,伦敦 A L. 紧凑式热交换器[M]. 宣益民, 张后雷, 译. 北京: 科学出版社, 1997.
- [9] 张丽娜,杨春信,王安良. 应用遗传算法优化设计板翅式换热器[J]. 航空动力学报, 2004, 19(4): 530-535.  
ZHANG Lina, YANG Chunxin, WANG Anliang. Optimum design of plate-fin heat exchanger with genetic algorithm[J]. Journal of Aerospace Power, 2004, 19(4): 530-535.
- [10] 周明,孙树栋. 遗传算法原理及应用[M]. 北京: 国防工业出版社, 1997.