

# 制冷剂在微流道内单相流动的阻力与换热特性

郭 航 黄 峰 赵 然 张 越 丁良士  
(北京工业大学环境与能源工程学院, 北京, 100022)

**摘 要** 对典型制冷剂 R12 在微流道中的单相流动阻力特性和换热特性进行了实验研究. 实验结果表明, 微流道中的流动力及换热特性与常规尺度流道中的有很大差异. 层流的阻力系数高于常规尺度流道中的阻力系数, 流态由层流向紊流过渡的临界雷诺数也比常规尺度流道减小.

**关键词** 微流道, 阻力, 换热, 制冷剂

**分类号** TK124

## 0 引言

运用微流道结构(每个流道的当量直径在几微米至几百微米之间)可以有效地强化传热<sup>[1]</sup>, 这项技术最初是为了解决超大规模集成电路的换热问题而发展起来的, 目前, 在微电子、航天、生物医学等领域也得到了应用, 是实现换热器换热高效化和结构紧凑化的新思路之一. 进入 80 年代以后, 有不少学者对流体在微型槽中的流动和传热特性进行了研究<sup>[2~6]</sup>, 一致认为当流道尺度小到一定程度以后, 流体的流动和传热机理与经典理论不相符, 但由于流体特性的差异, 使用不同的流体得到的具体结果却并不相同.

在微流道中, 流体与固体壁面边界相接触, 通过微流道壁面的热密度直接影响到流体的粘度和表面张力梯度的大小, 而流体的粘度和表面张力梯度无疑对微流道中的阻力与换热特性有着很大的影响. 从目前公开发表的文献来看, 尽管已有不少研究者对一些流体在微流道中的流动进行了研究, 但对于 R12 这一有代表性的制冷剂在微流道内的阻力与换热特性这一问题的系统研究还不多见. 为此, 本文通过实验, 对此进行了一些初步的探索.

## 1 实验装置

### 1.1 实验系统及试件

实验系统如图 1 所示, 实验中采用的工质为 R12. 实验采用等热流法, 通过 5 个功率可调式电热圈的加热来控制. 试件的横截面结构如图 2 所示, 本实验的内外环采用紧配

收稿日期: 1999-03-15

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(59676018)

合, 能有效地解决不同流道间的窜流及泄漏问题. 试件的微流道数目: 8 (均布); 微流道横截面直径边边长1.04 mm; 横截面两直边夹角 $60^\circ$ ; 内环外径30 mm; 流道长100 mm. 实验件垂直放置. 微流道采用线切割方法加工而成, 绝对粗糙度  $2.0\ \mu\text{m}$ 左右.

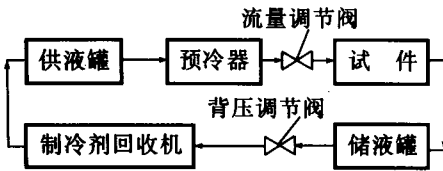


图1 实验系统示意图

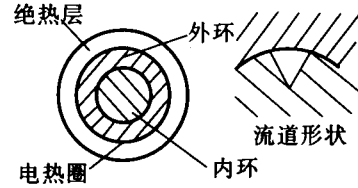


图2 试件横截面结构

## 1.2 实验数据的测量

**温度测量:** 在试件微流道的入口和出口处的液池内设有热电偶, 用于测量进出微流道的制冷剂温度. 在微流道的壁面沿微流道的长度方向埋设了8对热电偶, 热电偶埋入点与微流道内壁面的距离为1.2 mm. 这8对热电偶测得的温度经固体导热公式即可求出微道流道内壁面的温度.

**压力和压差测量:** 实验采用压力传感器测量试件出口液池压力, 用差压变送器测量微流道进、出口的压差.

**流量测量:** 采用质量流量计测量.

**加热功率测量:** 每个电热管的加热功率由功率表测出.

本实验系统所得数据的不确定度<sup>[7]</sup>为: 压力0.25%, 压差2.0%, 流量1.0%, 加热功率0.5%.

## 2 数据处理

### 2.1 工质的物性

有关 R12 的物性采用 P-R 方程计算<sup>[8]</sup>:

$$p = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{v(v+b) + b(v-b)} \quad (1)$$

### 2.2 雷诺数

$$Re = u \cdot D_e / \nu \quad (2)$$

式中:  $D_e$  为流道的当量直径;  $\nu$  为制冷剂的运动粘度;  $u$  为制冷剂的流速

$$u = M / (\rho \cdot A \cdot n) \quad (2a)$$

其中:  $M$  为质量流量;  $\rho$  为制冷剂的密度;  $n$  为微流道数;  $A$  为微流道的横截面积.

定性温度取微流进出口的平均温度

$$T = (T_{in} + T_{out}) / 2 \quad (2b)$$

### 2.3 努塞尔数

$$Nu = \alpha \cdot D_e / \lambda \quad (3)$$

式中:  $\alpha$  为制冷剂的对流换热系数;  $\lambda$  为制冷剂的导热系数.

## 2.4 普朗特数

$$Pr = \alpha / \nu \quad (4)$$

## 2.5 摩擦阻力系数

$$f = \frac{\Delta P}{(1/2)\rho u^2} \cdot \frac{D_c}{L} \quad (5)$$

式中:  $L$  为微流道流道长;  $\Delta P$  为微流道进出口的压差.

# 3 实验结果及讨论

## 3.1 阻力特性

本文对试件在不同热流密度 ( $q_1 > q_2 > q_3 > q_4 > q_5 > q_6$  ( $W/m^2$ )) 下, R12 在试件的微流道内的受热单相流动阻力特性进行了实验研究 (图 3 和图 4). 为了对比, 图中还绘出了常规尺度流道经典层流阻力系数公式 (正三角形截面):

$$f = 53.33 / Re \quad Re < 2200 \quad (6)$$

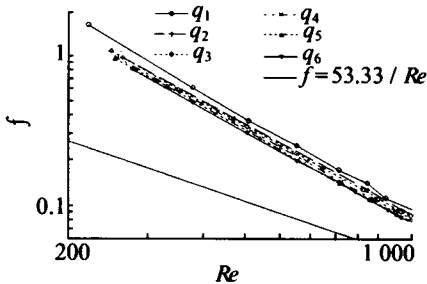


图3 微流道内流动阻力特性(层流区)

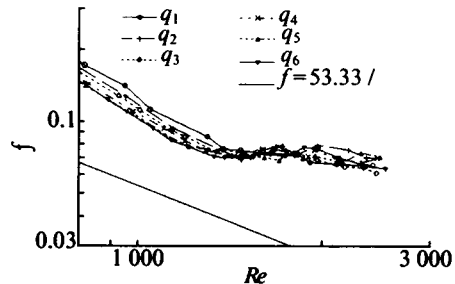


图4 微流道内流动阻力特性(过渡区)

由图 3 可以发现, 当微流道中制冷剂的流态为层流时, 在相同的雷诺数下, 随着微流道壁面热流密度的上升, 制冷剂在微流道中的摩擦阻力系数下降. 但本实验得到的层流的阻力系数均高于 (6) 式预测值. 由图 4 可以看到, 在一定的热流密度下, 当雷诺数增加至 1200~1600 时, 实验点逐渐偏离层流的规律, 表现出向紊流过渡的趋势.

## 3.2 换热特性

本文还对试件在不同热流密度下, R12 在微流道内的受热单相流动换热特性进行了实验研究 (图 5).

为了对比, 图中绘出了常规尺度流道传热公式<sup>[9]</sup>:

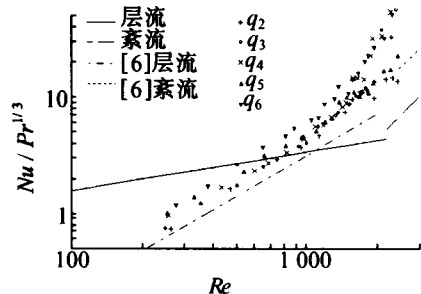


图5 微流道内换热特性

层流区

$$Nu = 1.86 Re^{1/3} (D_c / L)^{1/3} Pr^{1/3} (\mu_f / \mu_w)^{0.14} \quad Re < 2\,200 \quad (7)$$

过渡区

$$Nu = 0.116 (Re^{2/3} - 125) [1 + (D_c / L)^{2/3}] Pr^{1/3} (\mu_f / \mu_w)^{0.14} \\ 2\,200 < Re < 10\,000 \quad (8)$$

另外, 图中还绘出了文献 [6] 对微流道换热进行研究后得到的实验关联式<sup>[6]</sup>:

层流区

$$Nu = 0.000\,972 Re^{1.17} Pr^{1/3} \quad Re < 2\,000 \quad (9)$$

紊流区

$$Nu = 0.000\,003\,82 Re^{1.96} Pr^{1/3} \quad 2\,500 < Re < 20\,000 \quad (10)$$

由图 5 可以看到, 本文的实验数据所反映的规律同常规尺度流道传热公式 (7、8) 式所预测的相差较大, 但同文献 [6] 的实验关联式的走势相近. 这表明 R12 在微道中的换热规律与其在常规尺度流道中的换热情况是不同的.

另外, 当雷诺数大于 1 200~1 600 时, 实验点的走向发生了变化, 表现出向紊流过渡的趋势, 这与阻力特性实验所反映出的规律是一致的.

目前, 对于微流道中的流动阻力及换热特性的机理, 国内外的学者还不能给出一个一致的另人信服的解释. 但如果定性地看, 微流道的当量直径一般在几微米至几百微米之间, 在这么小的尺度下, 微流道内的流动受毛细作用的影响显著增大, 流体的物性也不能仍被简单地看成是均匀一致. 在本文的实验条件下, 制冷剂在微流道中受热单相流动时, 液流中心的温度低于贴近壁面的液体的温度, 这一温度梯度导致了表面张力, 粘度等其它性质的不均匀性. 由于这种情况与常规尺度流道中不同, 因此在常规尺度流道中适用的公式在微流道中不再适用.

## 4 结束语

1) 制冷剂 R12 在微流道内受热单相流动时, 流态由层流向紊流的过渡比常规尺度流道提前, 实验中得到的临界雷诺数  $Re_c = 1\,200 \sim 1\,600$ ;

2) 层流的摩擦阻力系数随微流道壁面热流密度的升高而下降; 本文实验所得的摩擦阻力系数高于常规尺度流道经典的层流阻力系数公式的预测值;

3) 制冷剂 R12 在微流道内受热单相流动的换热规律同常规尺度流道传热公式所预测的不同, 但与文献 [6] 中的微流道实验关联式的走势相近.

有关制冷剂在流道中的相变流动与换热的研究, 有待于进一步的工作, 这将促进微流道换热器在制冷行业中的应用, 从而有助于制冷换热器的换热高效化和体积小型化.

## 参 考 文 献

- 1 Turkerman D B, Pease R F W. Optimized convective cooling using micro-machined structures. J Electrochemical Society, 1982(3): C98
- 2 Peng X F, Wang B X. Liquid flow and heat transfer in microchannels with/without phase change. A Special Keynote Lecture Submitted to the Tenth International Heat

- Transfer Conference. Brighton, England, 1994
- 3 Pfahler J, Harvay J, Bau H. Gas and liquid flow in small channels. ASME DSC, 1991, 32: 49~60
  - 4 辛明道, 施晋生. 微矩形槽通道内的受迫对流换热性能实验. 见: 中国工程热物理学会第八届年会论文集, 北京, 1992: III77~III82
  - 5 刘荣. 液体在微型槽内流动与传热的研究: [学位论文]. 北京: 清华大学热能工程系, 1994
  - 6 Chio S B. Fluid flow and heat transfer in microtubes. In: Micromechanical Sensors, Actuators, and systems, ASME DEC 1991, 32: 123~134
  - 7 黄峰. CFC12 在微槽道内的单相流动与沸腾换热特性研究: [学位论文]. 北京: 北京工业大学热能工程系. 1998
  - 8 Peng D Y, Robinson D B. A new two-constant equation of state. Ind Eng Chem Fundam, 1976, 15(1): 59~64
  - 9 杨世铭. 传热学(第2版). 北京: 高等教育出版社, 1980. 153~154

## Friction and Heat Transfer Characteristics of Single Phase Flow of Refrigerant in Microchannels

Guo Hang Huang Feng Zhao Ran Zhang Yue Ding Liangshi  
( College of Environment and Energy Engineering,  
Beijing Polytechnic University, Beijing, 100022 )

**Abstract** The experimental investigation on the friction and heat transfer characteristics of single phase flow of typical refrigerant R12 in microchannels have been obtained. Results from experiments indicate that there is great departures from microchannel to conventional size channel. The friction coefficient in microchannel is bigger than that in conventional size channel, while the critical Reynolds number decreases.

**Keywords** microchannel, friction, heat transfer, refrigerant