

DOI:10.16356/j.1005-2615.2019.04.004

## 类多孔结构超轻高效换热器流动传热特性研究

任勇翔 于霄 张筱喆 曹茂国 吕多 邱庆刚

(沈阳发动机研究所, 沈阳, 110000)

**摘要:** 针对航空发动机热管理系统的需求,提出了一种基于3D打印技术的正八面体类多孔结构换热器,并对其内部的流动传热问题开展研究。通过研究发现,正八面体类多孔结构可以有效提高换热器的效能。但随着结构系数 $C_e$ 的减小,管外流阻会急速增加。当 $C_e$ 减小到10后,管外阻力系数增大到光管的18.2倍。为此,本文开展了换热器内部的结构优化,在提高内部换热的情况下,尽可能减小换热器管外空气侧流阻,使得换热阻力综合系数 $\psi$ 值达到最优。

**关键词:** 类多孔介质;强化换热;3D打印

中图分类号:V231

文献标志码:A

文章编号:1005-2615(2019)04-0449-07

## Flow and Heat Transfer Characteristics of a Ultra-lighted and Efficient Porous Media Heat Exchanger

REN Yongxiang, YU Xiao, ZHANG Xiaozhe, CAO Maoguo, LÜ Duo, QIU Qinggang

(AECC Shenyang Engine Research Institute, Shenyang, 110000, China)

**Abstract:** Aiming at the demand of aeroengine thermal management system, this paper proposes a regular octahedral porous structure heat exchanger and studies its internal flow and heat transfer characteristics. The study find that the regular octahedral porous structure can effectively improve the heat exchanger efficiency, but with the decrease of  $C_e$ , the flow resistance outside the pipe will increase rapidly. When the  $C_e$  decreases to 10, the coefficient of resistance outside the tube increases to 18.2 times as much as that of the light pipe. Therefore, the internal structure optimization of the heat exchanger is carried out. In the case of improving the internal heat transfer, the internal flow resistance is reduced as much as possible, thus obtaining the optimal heat transfer resistance comprehensive coefficient  $C_e$ .

**Key words:** porous media; enhanced heat transfer; 3D printing

航空发动机热管理系统担负着设计发动机各部件、系统之间以及飞机和发动机之间热量分配的重任,从而达到提高能量利用效率、实现系统优化设计的目的。换热器作为发动机热管理系统中的核心元件,其紧凑度、流动换热特性直接影响着热量的分配与利用,目前换热器已经广泛应用于国外航空发动机热管理系统中的冷却冷却空气系统、间冷回热系统、支点增压系统以

及空天预冷系统等,如图1所示,紧凑高效换热器设计技术已经成为航空发动机热管理系统设计中的关键技术。

多孔介质由于其质轻、单位体积的表面积大,从而使得多孔介质在流动、传热传质、化学催化、强化换热<sup>[1-6]</sup>等方面有着与众不同的特点,因而被广泛应用于能源、化工、冶金、航空航天各个领域<sup>[7-8]</sup>。

收稿日期:2019-05-08;修订日期:2019-06-18

通信作者:于霄,男,研究员,E-mail:yuxiao606@163.com。

引用格式:任勇翔,于霄,张筱喆,等.类多孔结构超轻高效换热器流动传热特性研究[J].南京航空航天大学学报,2019,51(4):449-455. REN Yongxiang, YU Xiao, ZHANG Xiaozhe, et al. Flow and Heat Transfer Characteristics of a Ultra-lighted and Efficient Porous Media Heat Exchanger[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2019, 51(4):449-455.

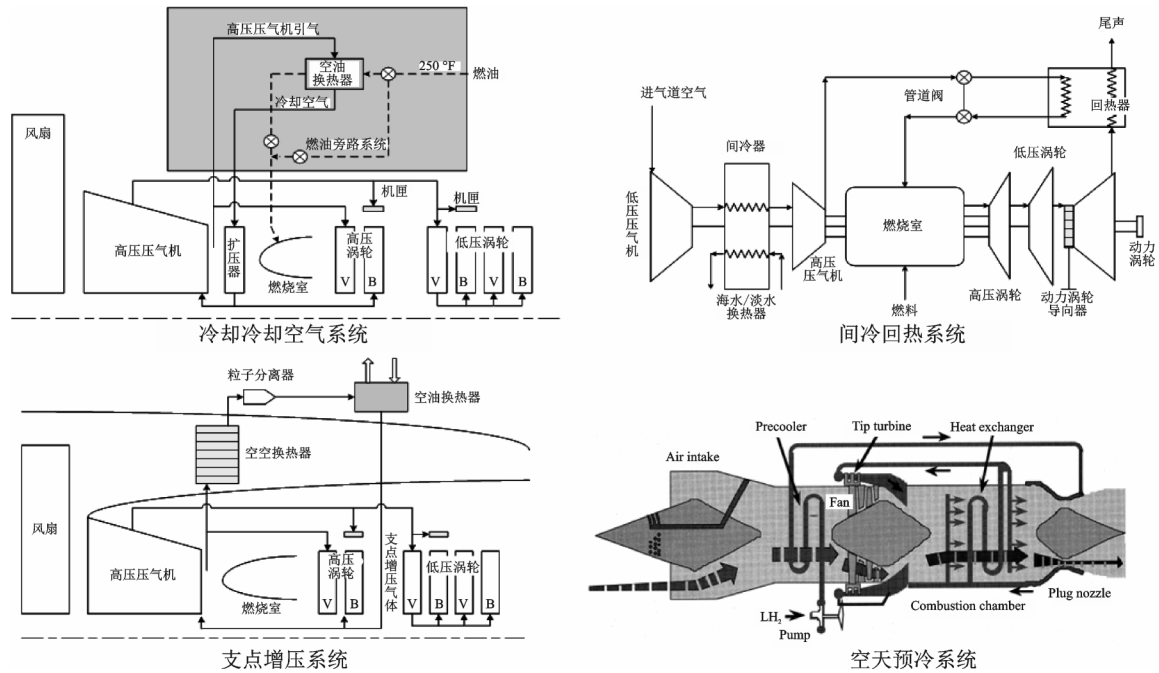


图1 发动机典型热管理方案

Fig.1 Aeroengine typical thermal management solution

多孔介质理论最早由达西(Darcy)提出。Wu等<sup>[9]</sup>通过实验测量了多孔介质内部流动的压降,通过试验和数值模拟的结果提出了一种基于达西定律泡沫陶瓷内部流动修正的通用经验公式。研究还发现孔隙内部的对流对泡沫金属内部的传热影响也十分显著<sup>[10]</sup>。文献[11-12]分析了多孔介质相关参数对其流动传热的影响。德国MTU建立了基于Darcy-Forchheimer定律的各向异性多孔介质流动换热计算模型,成功模拟了航空发动机回热器内部宏观流动换热情况<sup>[13]</sup>。美国Ohio宇航研究院和波音公司分别开展了炭泡沫体(石墨泡沫)作为民用和军用飞机发动机换热器热管理材料的应用研究<sup>[14]</sup>。研究表明,与传统换热器相比,质量下降40%。目前国内外对于多孔介质在航空发动机中应用的研究成果极少,对其研究多集中于多孔介质计算模型在发动机换热器流动传热计算中的应用,而针对发动机高温高压条件下多孔介质材料的流动换热特性的研究几乎未见报道。

本文基于3D打印技术,结合航空发动机热管理系统的工作特点以及对换热器的刚性需求,提出了一种类多孔介质换热器,同时开展了发动机工作条件下类多孔介质结构换热器流动换热特性试验研究。

## 1 类多孔结构换热器

管壳式与板翅式是目前民用换热器中技术相对比较成熟的换热器结构形式,其中板翅式耐压能

力相对较弱,不适合冷热流体压力差较大的场合,因此,针对航空发动机对于换热器轻质、紧凑、高效、高可靠性的性能需求,本文提出了一种基于正八面体桁架的类多孔介质结构,其正八面体桁架和换热管的材料均为高温合金,采用3D打印一体成型加工技术。其中正八面体桁架结构如图2所示。

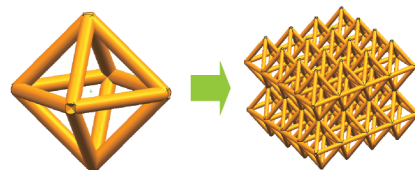


图2 基于正八面体的类多孔介质结构

Fig.2 Porous dielectric structure based on regular octahedron

对于航空发动机管式换热器而言,其传热的主要过程包括管内对流换热、管壁导热以及管外对流换热3个部分,换热器总传热系数 $K_0$ 表达式为

$$\frac{1}{K_0} = \frac{1}{h_o} + \frac{D_o}{D_i} \frac{1}{h_i} + \frac{D_o}{2\lambda} \ln \frac{D_o}{D_i} \quad (1)$$

式中: $D_o, D_i$ 分别为管外、内径; $\lambda$ 为管导热系数。等式从左至右分别为以管外传热面积为基准的总热阻、管外对流传热热阻、管内对流传热热阻以及导热热阻。由于管壁的导热热阻较小,可以忽略不计。管内一般为液体或高压气体强制对流换热,管外为气体强制对流换热,因此从强化传热的角度分

析,强化管外对流换热对于提升换热器总传热系数最为有效。图 3 为换热器内部芯体结构,正八面体类多孔结构均匀分布在换热管四周。图 4 给出了换热器整体结构示意图。

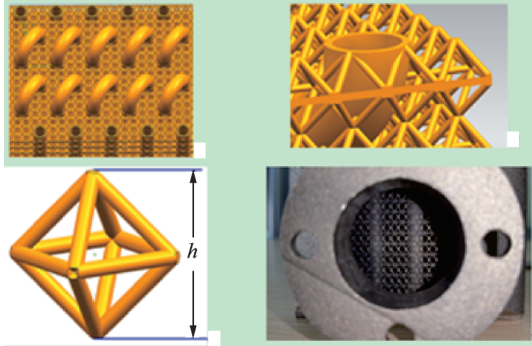


图 3 换热器芯体结构  
Fig.3 Core of heat exchange

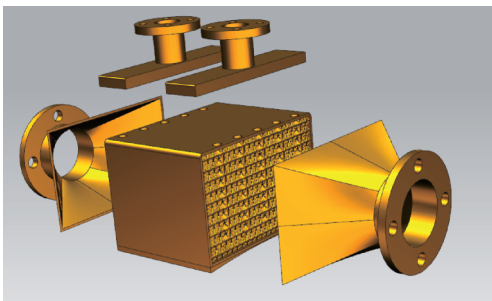


图 4 换热器整体结构  
Fig.4 Heat exchanger structure

正八面体的高度为  $h$ , 针肋直径为  $r$ , 结构系数  $C_e=h/r$ 。本文研究了  $C_e$  分别为 10, 15, 20 三类多孔八面体结构对换热器的流动传热影响。具体结构见表 1。

表 1 换热器参数

**Tab.1 Heat exchanger structure parameters**

项目	模块 1	模块 2	模块 3
$C_e$	20	15	10
针肋直径/mm	0.4	0.4	0.4
桁架排数	10	13	20
管排数	5	5	5
管程回弯	5	5	5
管长/mm	458	458	458
管内直径/mm	3.6	3.6	3.6
弯折半径/mm	4	4	4
紧凑度( $m_2/m_3$ )	798	1 331	2 427

## 2 试验系统

本文针对不同结构形式换热器,开展了流动传热特性的试验研究。图 5 为试验系统图。试验系统由加热空气供给系统、加热水供给系统、测量系统和数据采集系统 4 部分组成。其中,空气供给系统由 FJW-2.0/8 空压机及功率为 7 kW 的空气加热器提供,加热水系统由 5 个 3 kW 的电加热棒,2 个扬程分别为 17, 35 m 的自吸泵提供。3 种模块的试验工况相同,如表 2 所示。

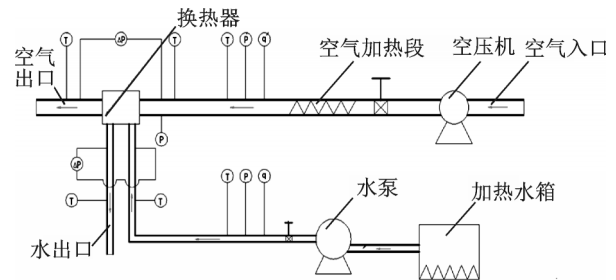


图 5 试验系统图  
Fig.5 Experiment system

表 2 3 种模块实验工况

**Tab.2 Experimental conditions of three modules**

工况	冷水进口温 度/°C	冷水进口流速/ ( $m \cdot s^{-1}$ )	空气进口温 度/°C	空气进口流速/ ( $m \cdot s^{-1}$ )	空气出口背压/ kPa	冷水出口背压/ kPa
1	25	1	70	10	101	101
2	25	1	70	20	101	101
3	25	1	70	30	101	101
4	25	1	70	40	101	101
5	25	1	70	50	101	101

## 3 数值模拟方法

本文利用 FloEFD, 通过数值模拟的方法,对 3 种尺度的类多孔介质换热器进行了内部流动传热特性的分析,数值模拟工况与试验工况相同。表 3 给出了网格无关性验证的计算结果,随着网

格数的增多,压力变化很小,可以忽略;温度变化稍大,但都在 2% 以内。网格数量在 53.5 万个以上,即最小缝隙尺寸设置为 3 mm 以下时,计算结果趋于稳定,波动幅度小于 2%。因此,本文设置的网格尺度最小缝隙尺寸为 3 mm,计算结果较为合理。

表3 不同网格数量下的计算结果

Tab.3 Calculation results under different grid numbers

最小缝隙尺寸/m	网格数量	水侧出水/K	空气侧出水/K	空气侧进口总压/Pa	空气侧出口总压/Pa
0.010	102 524	352.89	312.87	102 555	101 964
0.008	117 743	352.89	313.58	102 596	102 000
0.005	119 472	352.87	312.43	102 521	101 903
0.003	535 703	352.81	316.66	102 654	101 907

### 4 结果分析

图6,7分别给出了换热器效能 $\epsilon$ ( $\epsilon$ =实际换热量/理论最大换热量)随空气来流 $Re$ ( $Re = \rho v D_i / \mu$ )的变化关系和总压恢复系数随 $Re$ 变化关系,从图中可以看出,增加正八面体类多孔介质后,换热器的效能有显著的增加。在相同结构下,随着 $Re$ 数的增加,换热器的效能逐渐下降,而流阻逐渐增加。

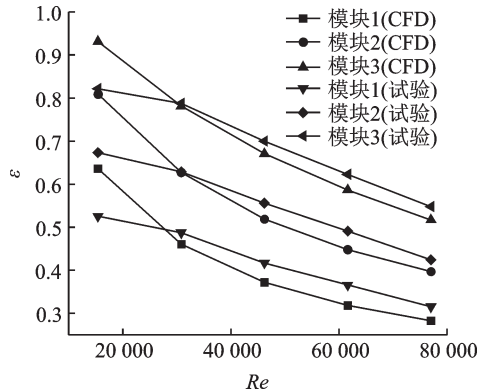


图6 换热器效能随 $Re$ 变化关系

Fig.6 Heat exchanger performance at different Reynolds number

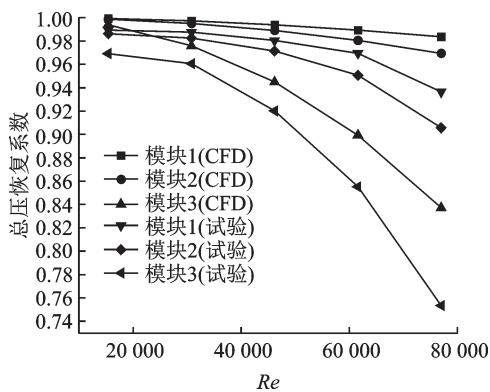


图7 空气侧总压恢复系数随 $Re$ 变化关系

Fig.7 Air side total pressure recovery coefficient with Reynolds number

图8为不同结构下,换热器入口流速对空气出口温度的影响。对比结构发现,相同入口流速条件下,不同结构的空气出口温度相差较大。其中,光管模型空气出口温度最高。增加类多孔结构后,空气出口温度明显降低。这主要是因为

类多孔结构拓展了管外侧的换热面积,相同的管长度条件下,换热面积明显大于光管的管外换热面积。

图9,10分别给出了不同结构下,空气侧压降

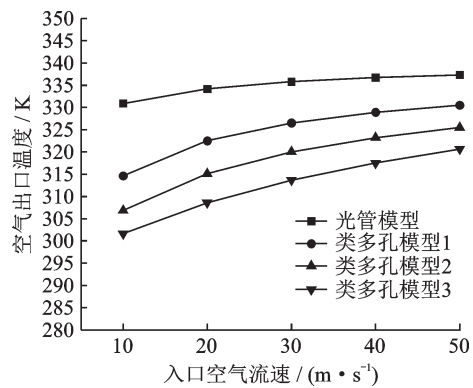


图8 换热器空气出口温度随入口流速变化

Fig.8 Air outlet temperature of heat exchanger varies with inlet flow rates

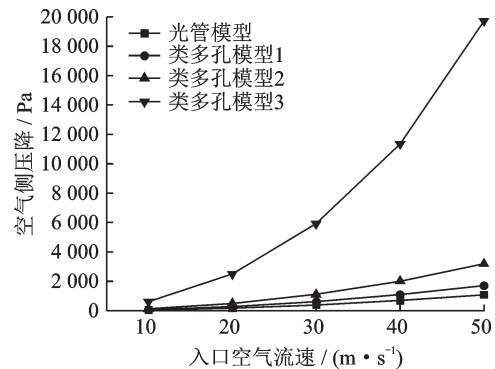


图9 换热器空气侧压降

Fig.9 Air side pressure drop of the heat exchanger

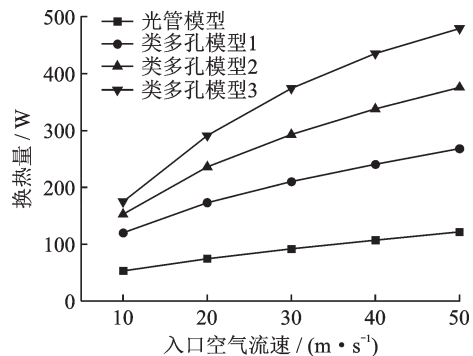


图10 换热器的换热量随空气流速变化

Fig.10 Heat exchange varies with the air inlet speed

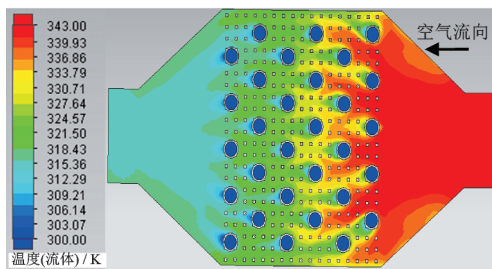


和换热器换热量随入口流速的变化关系。随着入口流速的增加,空气侧压降也不断增加,其增加趋势近似为一条抛物线。同时,换热量也相对增加。当流速较低时,不同芯体结构的流阻特性相差不大,随着流速的增加,结构对流体的阻力影响会越来越大,当入口流速增加为 50 m/s 时,光管模型空气侧压降为 1 081 Pa。3 种类多孔结构模型的压降分别为光管的 1.57, 2.95 和 18.2 倍。

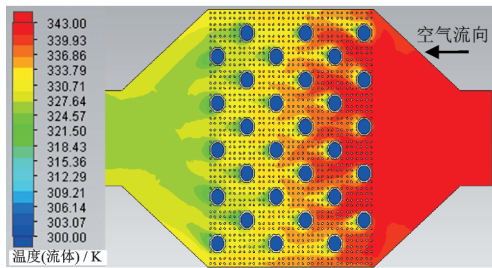
图 11, 12 分别为光管换热模型不同入口流速下,换热器横向剖面的温度分布和速度分布。随着流速的增加,出口空气的温度也不断增加。由于进

口流量分配问题,换热芯体内两侧的流体温度相对于主流区流体温度较低,但这种现象在第 3 排管束后得到缓解。沿流动方向,换热管后侧存在一低温区,这主要是由于管外绕流的流动特性造成的,该低温区与圆管的截面积相当。

图 13, 14 分别给出了模型 1 类多孔结构内部剖面的温度场和流场分布随入口流速的变化关系。通过观察发现,类多孔结构管后的低温区与面积明显小于光管,这是由于类多孔结构增强了管外的扰流效果,使得换热管流动方向后侧流体掺混效果加

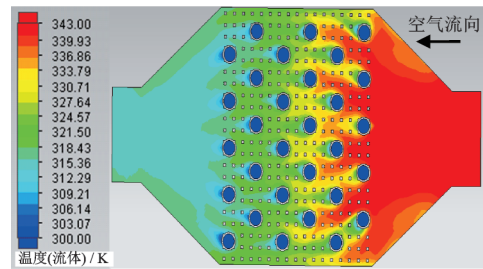


(a) 10 m/s

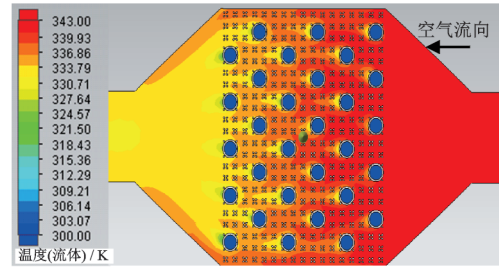


(b) 50 m/s

图 11 光管模型不同入口流速下的横向截面温度分布  
Fig.11 Transverse section temperature at different inlet flow rates for the light pipe model

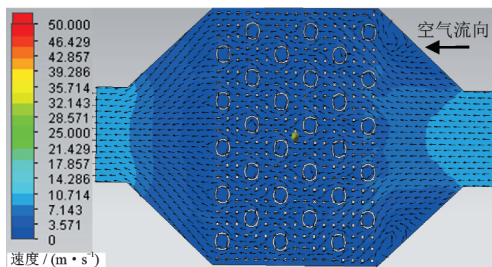


(a) 10 m/s

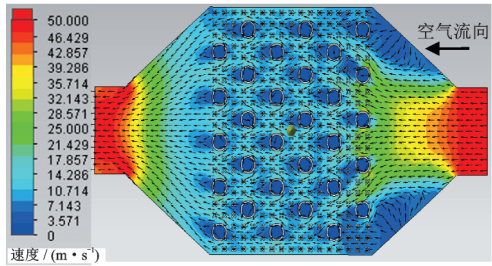


(b) 50 m/s

图 13 类多孔模型 1 不同入口流速下的横向截面温度分布  
Fig.13 Transverse section temperature at different inlet flow rates for the porous model

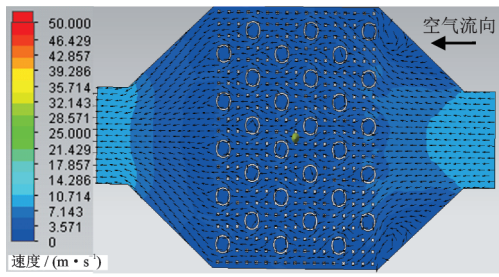


(a) 10 m/s

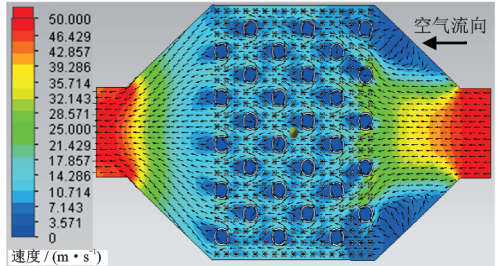


(b) 50 m/s

图 12 光管模型不同入口流速下的横向截面速度分布  
Fig.12 Transverse section air speed at different inlet flow rates for the light pipe model



(a) 10 m/s



(b) 50 m/s

图 14 类多孔模型 1 不同入口流速下的横向截面速度分布  
Fig.14 Transverse section air speed at different inlet flow rates for the porous model

强,令该低温区提前消失。通过对比横向界面温度分布发现,相比于单纯光管结构,增加类多孔结构后首排管附近的流体温度分布更为均匀,这是由于类多孔结构的扰动作用起到了优化流量分配的结果,使得管外的流体更加均匀。

## 5 类多孔结构改进

通过对光管和3种不同尺度类多孔结构换热器的对比,证明类多孔结构能够有效提升换热效率,但增加过密的桁架会极大增加管外阻力。为了研究芯体内部的流动,本文对3种模型内部流动进行了局部CFD分析。图15为模型壁面温度分布及空气侧流体温度分布图(流动迹线),从图中可以看出:在冷流体管壁即一次传热面处,壁面温度较低,接近冷流体温度,同时空气侧温度较高,换热温差大。而距离管壁不远处,桁架壁温很快上升到与空气温度基本一致,导致换热温差急剧减小。因此,在管壁面附近,翅片效率较高,而在一倍管径之外的区域,类多孔结构的效率十分低下。因此,对于管壁附近应着重进行加密,而在远离管壁区域可不进行加密,在增强换热的基础上尽可能减小流阻。

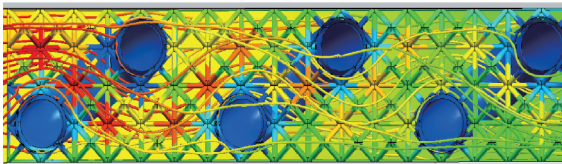


图15 模型壁面及流体温度分布

Fig.15 Module wall and fluid temperature distribution

基于此理论,本文建立了优化后的类多孔介质模型。该模型以最稀疏模型(模型1)为基准,在冷流体管壁附近区域进行了局部加密(管壁外 $2D_0$ 范围内),加密方法为将原八面体单元内部细化。加密后的整体模型如16所示。

图17给出了不同模型换热阻力综合评价系数

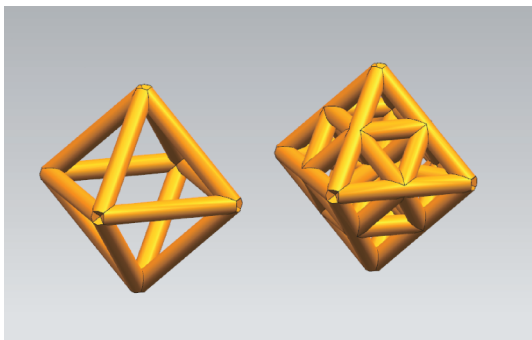


图16 加密结构

Fig.16 Encrypted structure

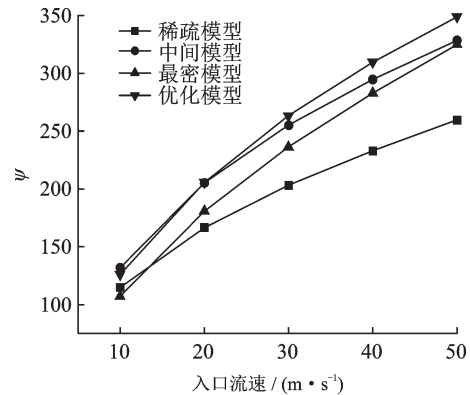


图17 各模型各工况的 $\psi$ 值

Fig.17 Value of  $\psi$  for different module at different inlet rates

$\psi = \frac{Q}{\xi^{0.218}}$  随入口流速的变化关系。其中 $Q$ 为换热量, $\xi$ (出口总压损失/入口总压)为阻力系数。从图中可以看出,与稀疏模型相比,中间模型与最密模型 $\psi$ 值均有明显提升,尤其在高流速下提升较大,这是由于高流速下降低相同温度热流体所需的冷却功率更大,稀疏桁架面积过小无法满足要求,因此高流速下加密结构性能提升明显。

对比中间模型与最密模型可以看出,中间模型优于最密模型,尤其是在较低流速时,这是由于最密模型虽能较大地增加换热面积,但低流速时不需过多换热面积即可达到较好的换热效果,而由于面积增大导致的流阻增加,造成低流速时效果较差。

优化模型与中间模型相比,低流速时性能基本一致,高流速时 $\psi$ 值有较明显提升,这是由于高流速下,优化结构二次传热面积布置更加合理,远离管壁的稀疏区域使得管外换热提升的同时阻力不至于大幅度增加。

## 6 结论

正八面体类多孔结构可以有效强化换热器管外的换热程度。但随着结构系数 $C_0$ 的减小,管外流阻会迅速增大,当 $C_0$ 达到10时,管外压降达到光管的18.2倍。通过分析发现,在管壁附近增加类多孔结构对于换热的增强较为显著,当超出一倍管径外的范围,继续增加类多孔结构对于换热的增强并不明显,相反会大大增加换热器芯体的阻力。

通过对类多孔结构的优化,在管壁附近加密类多孔结构,在远离管束的区域适当减少类多孔可以有效地提高 $\psi$ 值。

### 参考文献:

- [1] PENG Y, RICHARDSON J T. Properties of

- ceramic foam catalyst supports: One-dimensional and two-dimensional heat transfer correlations [J]. *Applied Catalysis A—General*, 2004, 266: 235-244.
- [2] RICHARDSON J T, REMUE D, HUNG J K. Properties of ceramic foam catalyst supports: Mass and heat transfer [J]. *Applied Catalysis A—General*, 2003, 250: 319-329.
- [3] 夏婕. 一种新型冷却技术中应用多孔介质的机理研究 [D]. 南京:南京航空航天大学, 2006.  
XIA Jie. Fundamentally studies about applying porous medium to a new cooling technique [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2006.
- [4] ZHANG H J, ZOU Z P, QI L, et al. Investigation of metallic foam in the application of turbine cooling [J]. *Procedia Engineering*, 2012, 27: 752-761.
- [5] FU W S, HUANG H C, LIOU W Y. Thermal enhancement in laminar channel flow with a porous block [J]. *International Journal Heat Mass Transfer*, 1996, 39(10): 2165-2175.
- [6] MAHMOUDI Y, MAEREFAT M. Analytical investigation of heat transfer enhancement in a channel partially filled with a porous material under local thermal non-equilibrium condition [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2011, 50: 2386-2401.
- [7] SMITH B H, SZYNISZEWSKI S, HAJJAR J F, et al. Steel foam for structures: A review of applications, manufacturing and material properties [J]. *Journal of Constructional Steel Research*, 2012, 71: 1-10.
- [8] ZHAO C Y. Review on thermal transport in high porosity cellular metal foams with open cells [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2012, 55: 3618-3632.
- [9] WU Z Y, CALIOT C, FLAMANT G, et al. Coupled radiation and flow modeling in ceramic foam volumetric solar air receivers [J]. *Solar Energy*, 2011, 85(9): 2374-2385.
- [10] ZHAO C Y, LU T J, HODSON H P, et al. The temperature dependence of effective thermal conductivity of open-celled steel alloy foams [J]. *Materials Science and Engineering*, 2004, 367(1/2): 123-131.
- [11] KVAFAI B A. Analysis of fluid flow and heat transfer interfacial conditions between a porous medium and a fluid layer [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2001, 44(9): 1735-1749.
- [12] KVAFAI B A. Analysis of variants within the porous media transport models [J]. *Journal of Heat Transfer*, 2000, 122: 303-326.
- [13] YAKINTHOS K, DONNERHACK S, MISSIRLIS D, et al. Derivation of an anisotropic model for the pressure loss through a heat exchanger for aero engine applications [C]// *Proceeding of ASME Turbo Expo 2009*. Florida, USA: Orlando, 2009: 221-229.
- [14] NELSON T M, SMITH R W, KLETT J. Graphite foam cored thermal management components [C]// *2nd International Energy Conversion Engineering Conference*. Providence Rhode Island: [s. n.], 2004: 111-117.

(编辑:夏道家)