

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2020.06.005

冷流比对涡流管内部流场影响的数值研究

高凡^{1,2}, 胡卓焕^{1,2}, 李瑞^{1,2}

(1. 上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093;
2. 上海理工大学 上海市动力工程多相流动与传热重点实验室, 上海 200093)

摘要:为了探究不同冷流比对于涡流管内部流动的影响,课题组建立了涡流管的三维模型,在进气压力为0.38 MPa工况下,采用了Standard κ - ε 模型对涡流管内的气体流动进行稳态数值模拟,获得了不同冷流比条件下的速度、压力以及温度变化趋势。研究表明:热端管内的能量分离主要集中在其前部靠近涡流室的位置,且在同一管径截面上,径向外层旋流具有更高的静压和温度;相对于低冷流比时,高冷流比的静压值和温度值更高;此外,在高冷流比时回流边界层范围进一步扩张,滞止点位置更接近于热端出口,增大了内外旋流的能量交换面积,有利于热流温度的提升,但会减弱涡流管整体的制冷效果。

关键词: 涡流管; Standard κ - ε 模型; 流场; 冷流比; 滞止点

中图分类号: TB657; TH48 文献标志码: A 文章编号: 1005-2895(2020)06-0021-06

Numerical Study of Influence of Cold Mass Fraction on Flow Field inside Vortex Tube

GAO Fan^{1,2}, HU Zhuohuan^{1,2}, LI Rui^{1,2}

(1. School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China;

2. Shanghai Key Laboratory of Multiphase Flow and Heat Transfer in Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: Aiming at the influence of different cold mass fraction on the internal flow of the vortex tube, a three-dimensional model of the vortex tube was established. The Standard κ - ε model was used to conduct a steady-state numerical simulation of the internal flow field under the inlet pressure of 0.38 MPa to obtain the tendency of velocity, pressure and temperature at different cold mass fraction. The results show that the energy separations are mainly concentrated in the front part of the hot tube, which is close to the vortex chamber. The radial outer swirl has a higher static pressure and velocity on the same cross section. The static pressure and temperature values of high cold mass fraction are higher than those of low cold mass fraction. In addition, the reverse flow boundary surface extends further at high cold mass fraction, and the stagnation point is closer to the end of the hot tube, so the energy exchange area of the inner and outer swirls is increased, which is conducive to the improvement of outer flow temperature but weakens the overall cooling effect of the vortex tube.

Keywords: vortex tube; Standard κ - ε model; flow field; cold mass fraction; stagnation point

涡流管是一种结构紧凑的能量分离装置。射流进入涡流室后转变为旋流并逐渐膨胀,当流体膨胀至热端管入口时沿热端管壁进入,外层旋流的温度上升成为较高温度的流体从热端出口流出,而中心的流体温度下降且因受到控制阀的阻挡形成反向加速回流,最

终从冷端出口流出。这种现象是由 G·J·Ranque^[1]在1930年实验中发现的,之后德国物理学家 Hilsch^[2]发表了关于涡流管实验的论文,证实了旋涡分离效应,故涡流管又名兰克·赫尔胥(Ranque-Hilsch)管。国内外学者对于涡流管内部的流动进行

收稿日期:2020-07-06;修回日期:2020-09-15

第一作者简介:高凡(1995),女,山东临沂人,硕士研究生,主要研究方向为传热传质。E-mail:17865163032@163.com

了许多研究,为了清晰地观察到管内的流动特征,Arbuzov 等^[3]采用希尔伯特双色滤波将旋涡的双螺旋结构可视化,这是第1次直观地将涡流管内部的流动表示出来。Aydin 等^[4]将涡流管管壁改用有机玻璃,以便可在实验中观察到流体的流动轨迹。同样 Xue 等^[5]将流体中加入小塑料颗粒,通过透明管管壁观察记录颗粒的轨迹。Xue 等^[6]运用一种适合湍流测量的探头获得了涡流管内的速度场和压力场,进一步分析了涡流管内的流动情况。Gao 等^[7]同样在涡流管内布置了多个测点对内部的压力、速度与温度进行测量,发现涡流管内部存在二次循环流动,该流动模式也被认为极有可能影响能量分离过程。随着计算流体力学的发展进步,数值模拟方法被广泛应用于对涡流管能量分离原理的研究中,其结果的可靠性也被证实。Baghadad^[8]通过对实验结果进行对比发现 $\kappa\text{-}\varepsilon$, SST $\kappa\text{-}\omega$ 2 方程模型和 RSM 模型都能够预测流动特征。Secchiaroli 等^[9]在对涡流管的数值计算中同样采用了多种湍流模型,计算结果也预测到二次循环流的存在。Fulton 等^{[10]473}首先提出自由涡和强制涡的概念,2 种涡在切向速度上具有较为明显的特征,该涡旋特征在其他学者的研究中也得到了证实。其中张博等^[11]采用过渡雷诺应力模型作为数值仿真的计算模型,研究了涡流管内稳定流动的瞬时过程。研究结果可以观察到大尺度流动结构典型的周期性运动。管内的流动并不是关于中心对称的,其涡核中心会在轴向上发生上下波动,并且发现流体流动是旋涡结构逐渐裂解的过程。之后 Xue 等^[12]将透明设备用于实现流动可视化和粒子图像测速(PIV)测量进行实验,流动可视化和 PIV 实验的结果表明在长涡流管的流动中心部分,观察到了从强迫涡流到自由涡流的转变进动涡流核仅在特定的旋流强度范围内才有意义。Veretennikov^[13]在对涡流管的非稳态数值模拟研究中发现,涡流管中的旋流结构是不稳定的,而且涡流管内存在涡旋自旋。众多学者也在尝试解释涡流管内的能量分离现象。Thakare 等利用二维数值模拟发现在热端管前部径向上的压力梯度较大,外层的气体处于被压缩的状态,而中心气体发生膨胀,因此外层气体的温度会上升;同时,他们也研究了冷质量分数对能量分离效率的影响^[14-15]。Stephan 等^[16]认为涡流管内的能量分离效果并非由单一效应造成,热端管的前段压力梯度导致涡流管内气体的温度下降,而后半部分里的多个小循环涡流会造成热端温度的上升。Fulton 等^{[10]478}认为在旋流过程中中心气体的动能传递至外层气流,外层气流

的耗散能则会向中心传递。由于中心气流动能和耗散能传递量的不同造成内外气体的温度变化。此后 Reynolds^[17]也给出了自己的看法,认为 2 流层间湍流的剪切力做功是造成涡流管能量分离的主要因素。Bej 等^[18]通过数值计算方法给出一致结论,并表示气体在热端管入口附近突然膨胀流动的切向剪切力引起最大的功转移,功的转变量在向热端出口的方向上逐渐减小,同时壁面附近的黏性剪切也促使流体的动能转化成热能造成温度的上升。

涡流管内的能量分离效应与其管内的流动状态有较大相关性,早期涡流管的研究主要是通过试验方法进行,由于涡流管结构十分紧凑,通过试验手段探究涡流管的内部流动难免会对流场造成影响,且获得流动状态信息有限。课题组利用数值模拟方法进行涡流管内部流动的研究,尝试分析在不同冷流比条件下涡流管的热端管内的速度场、压力场以及温度场,以此来探究涡流管内能量分离效应与管内流动的关系。

1 理论分析

1.1 几何模型建立

涡流管的几何模型如图 1 所示,图中 Z 表示截面位置。涡流管结构主要分为热端管、冷端管、涡流室、喷嘴和控制阀。其尺寸为:热端管长 200 mm,管径为 10 mm;冷端管长 20 mm,管径为 4 mm;涡流室直径为 20 mm;喷嘴选用 4 流道直喷嘴,喷嘴截面形状是尺寸为 2 mm × 2 mm 的正方形。控制阀形状为锥形,位于热端出口位置。

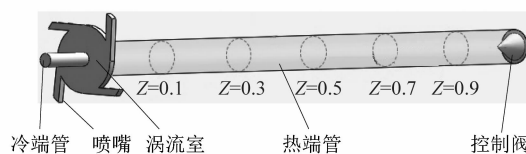


图 1 涡流管模型

Figure 1 Vortex tube model

对截面位置进行无量纲化转换, z 为截面距离热端进口的轴向距离, l 为热端管长。

$$Z = z/l. \quad (1)$$

同样对半径进行无量纲化转换,用 r/R 表示径向位置, R 为热端管半径, r 为取点位置距离轴心的径向距离。

1.2 条件假设

根据涡流管的特性,做出以下假设:

- 1) 管内气体是可压缩理想气体;
- 2) 流体的高速旋转受到很大的离心力,因此不受

重力的影响;

3) 涡流管管壁与外界无热量交换。

1.3 控制方程

连续性方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \bar{u}_i) = 0. \quad (2)$$

动量方程:

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \right] - \frac{\partial p}{\partial x_i}. \quad (3)$$

能量方程:

$$\frac{\partial [u_i(\rho E + p)]}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{c_p \mu}{Pr_t} + \kappa \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} + \mu_{\text{eff}} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_{\text{eff}} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] + S_h. \quad (4)$$

式中: Pr_t 为湍动普朗克数; μ_t 是湍流黏性系数; u_i 和 u_j 为时均速度; x_i 和 x_j 为空间坐标; κ 为湍动能; c_p 为比热容; ρ 为密度; τ 为时间; δ_{ij} 为克罗内克算子; $\rho \overline{u'_i u'_j}$ 为雷诺应力项; T 为温度; E 为动能; μ_{eff} 为有效黏性系数; p 为压力; S_h 为黏性耗散。

选择雷诺时均的求解方法进行仿真计算,采用了 Standard κ - ε 湍流模型进行流动模拟,其中 κ 和 ε 的输运方程表达式分别为:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \kappa) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \kappa u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\kappa \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right) + G_\kappa + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_\kappa; \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{\kappa} (G_\kappa + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{\kappa} + S_\varepsilon. \quad (6)$$

式中: G_κ 为平均速度生成的湍动能; G_b 为由浮力引起的湍流动能; Y_M 是可压缩流中脉动引起的膨胀影响的湍流耗散; $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ 和 $C_{3\varepsilon}$ 均为常数; Γ_κ 为有效扩散率; ε 为湍流耗散率; S_κ 和 S_ε 为壁面项。

将冷端出口流量 m_c 与总的进口流量 m_i 的比值定义为冷流比 α , 是一个表征流量的无量纲参数。

$$\alpha = m_c / m_i. \quad (7)$$

1.4 边界条件

本研究基于压力求解器对涡流管进行稳态数值计算,采用 SIMPLIC 算法进行压力与速度的耦合计算,压力的插值方法选用 PRESTO! 格式,离散方法选用精度较高的二阶迎风格式。

涡流管的进口设置为压力进口,进气压力为 0.38 MPa,进气温度为 290 K。冷流出口设置为标准大气压。热端出口同样设置为压力出口,通过设置不同的压力值模拟出不同的冷流比条件。壁面条件设置为绝热且无滑移边界条件。

1.5 网格划分

为保证高质量的网格,课题组将涡流管模型分为冷端管、热端管和涡流室 3 个部分进行结构化网格划分,最终通过设置 Interface 面进行完整的拼接。进行了网格无关性验证,结果如图 2 所示,当网格数超过一定数量后计算结果不因网格大小而变化,综合考虑仿真计算成本,最终采用网格数约为 1.29×10^6 的涡流管网格模型进行数值仿真。

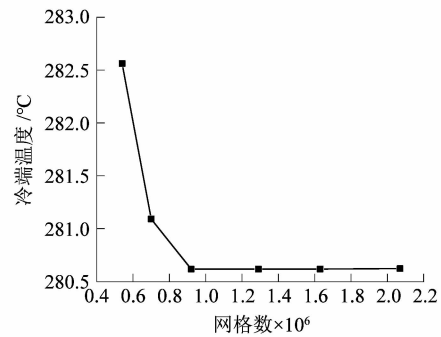


图2 网格无关性验证

Figure 2 Grid independence verification

2 结果分析

2.1 压力分析

通过调节出口压力,模拟出不同的冷流比条件。图 3 所示为冷流比 α 为 0.425 8 和 0.876 4 时不同截面的静压在径向上的变化曲线。不同冷流比时热端管内静压的变化是基本一致的。高冷流比时的整体静压高于低冷流比时。整体来看,涡流管中心处静压最低,然后沿半径方向呈现逐渐上升趋势,最终在管壁处达到最大值。这是因为高速旋流从喷嘴进入到热端管时对管壁有着强烈的冲击效果。并且发现管壁处的静压沿管长方向逐渐下降,而中心的静压沿管长方向是逐渐上升的。由图 4 可以看出在热端管的较前部分静压增长迅速,在截面 $Z = 0.4$ 后的位置静压虽然仍有上升的趋势,但是变化甚微。

2.2 速度分布

课题组通过分析轴向速度、径向速度以及切向速度来探究热端管内的速度特征。热端管外层流体流至热端出口流出,而内层旋流因为受到控制阀的阻挡作用产生反向旋流。图 5 中,速度正值表示外层旋流,负

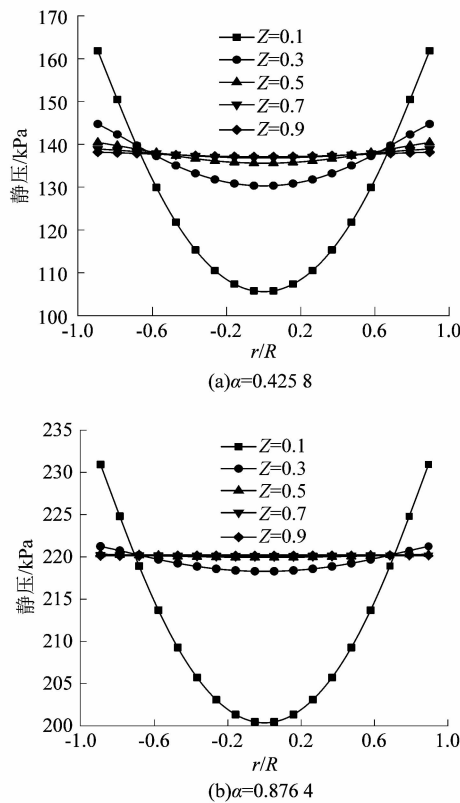


图3 热端管不同截面处的静压变化
Figure 3 Static pressure at different sections of hot tube

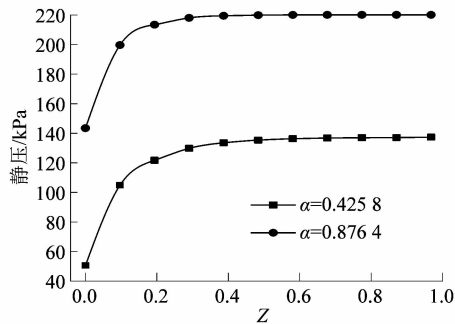


图4 涡流管中心轴线静压分布
Figure 4 Static pressure on central axis of vortex tube

值表示内部回流。外层热旋流轴向速度沿着半径方向逐渐增大,逐渐占据主导地位,在接近壁面处达到最大值。但在与壁面接触时,由于摩擦阻力导致能量损失,速度下降。冷流体受到冷热出口的压差作用产生反向回流,而且流速逐渐增加。所以管径中心处静压值最小,速度在管径中心达到峰值,并且越接近冷端出口,其轴向速度峰值越大。由于黏性剪切力中心的冷回流与热旋流中间会存在一个速度为零的边界面,一般将

回流边界层离热端出口最近的位置称为滞止点^[19]。回流边界与滞止点如图6所示。由图6可知冷流比越大,滞止点的位置距离热端出口越近,从而冷回流区域更大,冷端出口流量越大,同时热端出口流体的轴向速度越小。回流边界是冷热流体进行能量交换的交界,范围更大的边界代表冷热流体拥有更大的能量交换面积。

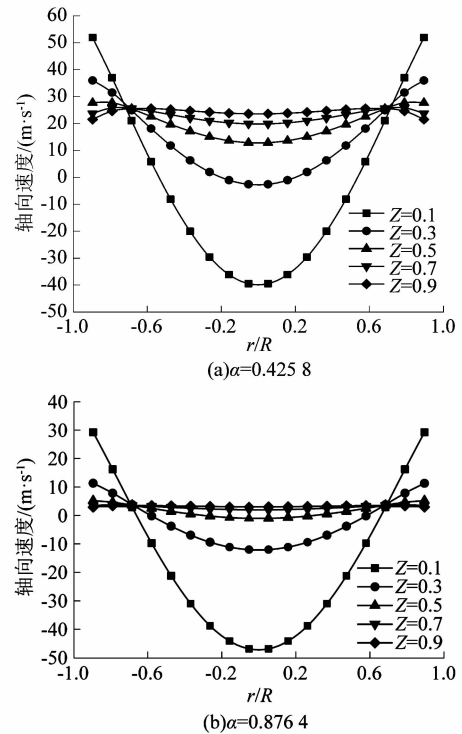


图5 不同截面轴向速度分布
Figure 5 Axial velocity of different sections

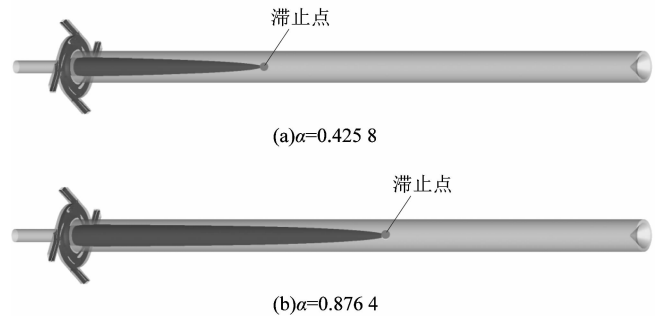


图6 回流边界面与滞止点
Figure 6 Reverse flow boundary and stagnation point

图7所示为不同截面切向速度沿直径方向的分布曲线。切向速度是涡流管中影响流动的一个重要速度分量,当压缩气体进入热端管时切向速度最大。在同一截面上,切向速度在热端管中心处最小,然后沿着半

径方向开始增大,而且速度值的变化率在冷流比较低的时候要大于冷流比较高的情况。在管中心到近壁面处,切向速度呈线性增长,符合强制涡的特点。而在靠近壁面处速度达到最大值后又会降低,此时静压也会上升,这符合自由涡的特点。切向速度的极值点处也被认为是自由涡与强制涡的交界。由此推断,外层自由涡引导内层流体发生旋流形成强制涡。流体流向热端管的过程中,由于湍动能耗散作用,切向速度逐渐降低。

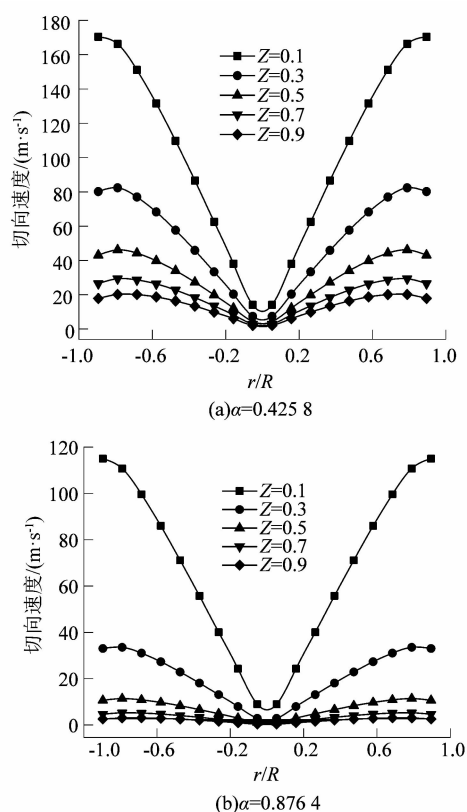


图7 不同截面切向速度分布

Figure 7 Tangential velocity distribution of different sections

相较于轴向速度和切向速度,径向速度值非常小,不同截面径向速度如图8所示。因此可以认为径向速度对涡流管内旋流的变化影响最小。径向速度方向指向管径中心,表明流体有向中心膨胀的趋势。在不同截面上,其径向速度呈现先增后减的变化趋势,并且随着流体的流动逐渐趋向于零。不同冷流比条件下,流体径向速度差异较小。

2.3 温度分布

图9为不同冷流比时,管内轴向截面的温度云图分布。图10所示为不同截面的温度变化曲线。管内温度沿管中心呈对称分布,外层流体的温度高于内层

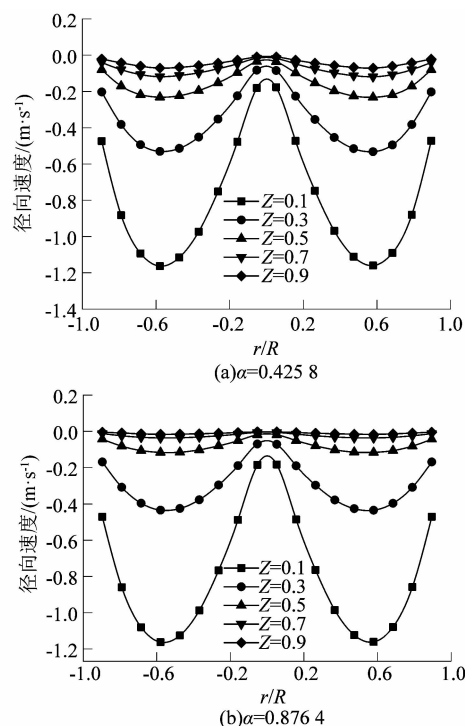


图8 不同截面径向速度

Figure 8 Radial velocity of different sections

流体,并且由于黏性剪切作用,动能转化为热能,总温度沿轴向朝向热端出口增加。而且截面越靠近热端出口,温度梯度越小,内外层流体温度越来越接近。在靠近热端管进口处的温度变化剧烈,也正是能量交换最为强烈的区域。沿轴向流动的过程中,轴向速度逐渐增大,而向心力越来越小导致径向速度趋近于零,所以能量分离效应减弱。但在高冷流比时内外旋流间有更大的接触面积,热旋流温度因此能升至更高;而冷旋流的滞止点附近相较低冷流比时有更高的温度,故在回流后温度也无法达到低冷流比时的水平。

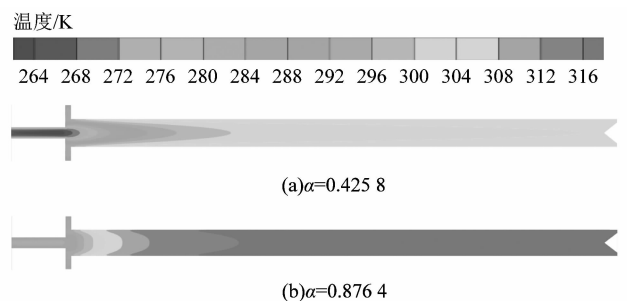


图9 温度分布

Figure 9 Temperature distribution

3 结语

课题组利用 Standard $\kappa-\varepsilon$ 模型对涡流管内部流场进行稳态数值模拟,对比不同冷流比条件下的压力、速

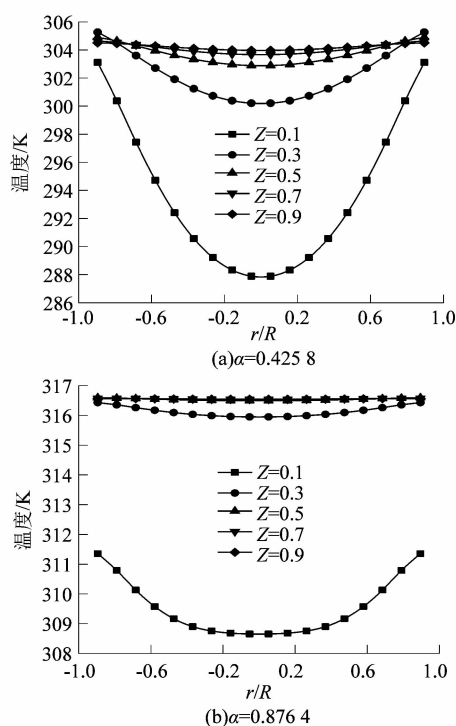


图 10 不同截面温度分布

Figure 10 Temperature distribution of different sections

度以及温度结果,初步揭示了涡流管内部流场的分布规律以及冷流比对性能的影响:在热端管的进口由于内层旋流对外膨胀做功,流体的静压梯度较大,速度和温度变化明显,由此证明管内流体的能量分离主要集中在热端管的前半部分,并表明管内流体膨胀做功是产生能量分离现象的原因之一。流体流向热端管的过程中,由于湍动能耗散作用,切向速度逐渐降低,内层旋流的膨胀做功逐渐减弱,因此能量分离效应也逐渐减弱。热端管内的回流边界层呈现圆锥形,在进口条件不变,但是冷流比增大时,回流边界层在热端管的轴向和径向上扩展,滞止点的位置也更接近于热端出口,增大了内外旋流的能量交换面积,有利于提高热流体的温度,制热性能提升。但同时其冷回流温度也上升,制冷效果低于较低冷流比条件。为更准确地了解涡流管内流动,在今后的研究中可使用计算精度更高的多方程模型进行仿真计算,提升仿真的准确性。

参考文献:

[1] RANQUE G J. Experiments on expansion in a vortex with simultaneous exhaust of hot air and cold air[J]. Journal Physique Radium, 1933, 4(7): 112.

[2] HILSCH R. The use of the expansion of gases in a centrifugal field as cooling process[J]. Review of Scientific Instrum, 1947, 18(2): 108.

[3] ARBUZOV V A, YU N, LEBEDEY A V, et al. Observation of large-

scale hydrodynamic structures in a vortex tube and the Ranque effect [J]. American Institute of Physics, 1997, 23(12): 938 - 940.

[4] AYDIN O, BAKI M. An experimental study on the design parameters of a counterflow vortex tube [J]. Energy, 2006, 31(14): 2763 - 2772.

[5] XUE Y P, ARJOMANDI M, KELSO R. Visualization of the flow structure in a vortex tube [J]. Experimental Thermal & Fluid Science, 2011, 35(8): 1514 - 1521.

[6] XUE Y P, ARJOMANDI M, KELSO R. Experimental study of the flow structure in a counter flow Ranque-Hilsch vortex tube [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2012, 55(21/22): 5853 - 5860.

[7] GAO C M, BOSSCHAART K J, ZEEGERS J C H, et al. Experimental study on a simple Ranque-Hilsch vortex tube [J]. Cryogenics, 2005, 45(3): 173 - 183.

[8] BAGHDAD M, OUADHA A, IMINE O, et al. Numerical study of energy separation in a vortex tube with different RANS models [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2011, 50: 2377 - 2385.

[9] SECCHIAROLI A, RICCI R, MONTEPARE S, et al. Numerical simulation of turbulent flow in a Ranque-Hilsch vortex tube [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009, 52(23/24): 5496 - 5511.

[10] FULTON C D. Ranque's tube [J]. ASRE Refrigerating Engineering, 1950, 58: 473 - 479.

[11] ZHANG Bo, GUO Xiangji, YANG Zhuqiang. Analysis on the Fluid flow in vortex tube with vortex periodical oscillation characteristics [J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2016, 103: 1166 - 1175.

[12] XUE Y P, BINNS J R, ARJOMANDI M, et al. Experimental investigation of the flow characteristics within a vortex tube with different configurations [J]. International Journal of Heat & Fluid Flow, 2019, 75: 200.

[13] VERETENNIKOV S V. The unsteady numerical simulation of the swirling flow in the vortex tube [C]//American Institute of Physics Conference. Medan, Indonesia: American Institute of Physics, 2020: 060008.

[14] THAKARE H R, MONDE A, PATIL B S, et al. Numerical investigation of flow characteristics in counter flow vortex tube [J]. Procedia Engineering, 2015, 127: 170 - 176.

[15] THAKARE H R, MONDE A, PAREKH A D. Experimental, computational and optimization studies of temperature separation and flow physics of vortex tube: a review [J]. Renewable and Sustainable Energy Review, 2015, 52: 1052.

[16] STEPHAN K, LIN S, DURST M, et al. An investigation of energy separation in a vortex tube [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1983, 26: 341 - 348.

[17] REYNOLDS A J. Energy flows in a vortex tube [J]. Zeitschrift fur Angewandte Mathematik und Physik, 1961, 12: 343 - 357.

[18] BEJ N, SINHAMAHAPATRA K P. Numerical analysis on the heat and work transfer due to shear in a hot cascade Ranque-Hilsch vortex tube [J]. International Journal of Refrigeration, 2016, 68: 161 - 176.

[19] GUO Xiangji, ZHANG Bo. Analysis of the unsteady heat and mass transfer processes in a Ranque-Hilsch vortex tube: Tube optimization criteria [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018, 127: 68 - 79.