基于 Fluent 分析大口径涡流管节流效果

王杰^{1*} 田园² 陈长江³ 陆梅² 龙学渊² 李亚茜⁴
(1. 中国石化西北油田分公司采油一厂 新疆 841600; 2. 重庆科技学院 重庆 401331;
3. 中国石化西北油田分公司采油二厂 新疆 841604; 4. 中国石化西南油气分公司 成都 610051)

Analysis of Throttling Effect of Large Caliber Vortex Tube Based on Fluent

WANG Jie^{1*}, TIAN Yuan², CHEN Changjiang³, LU Mei², LONG Xueyuan², LI Yaxi⁴

(1. No. 1 Oil Production Plant, Northwest Oilfield Company, SINOPEC, Xinjiang 841600, China; 2. Chongqing University of Science & Technology, Chongqing 401331, China; 3. No. 2 Oil Production Plant, Northwest Oilfield Company, SINOPEC, Xinjiang 841604, China; 4. SINOPEC Southwest Oil & Gas Company, Chengdu 610051, China)

In order to verify the throttling effect of the vortex tube, a physical model is established, and Abstract methane is used as the working fluid. The variation rule of physical parameters in the flow field is simulated based on Fluent. The analysis shows that when the cold flow rate is 0.5, methane (298 K, 12 MPa) rotates in the vortex tube at a high speed. The external swirling gas temperature rises to 303 K, closing the tube wall to the hot end outlet. The internal swirling gas temperature decreases to 293 K, around the axis to the cold end outlet. Externally swirling high temperature gas wrapped in internally swirling low temperature gas flow can effectively alleviate the crystallization of pipe wall and avoid gas freezing blockage; the axial position produces pressure stagnation point and velocity direction break point, along the flow direction, the internal and external swirling gas have energy loss, resulting in pressure and velocity decrease. The throttling interval is about 3 MPa, and heat transfer loss is ignored. After the vortex tube confluence, the temperature drop interval of the gas is almost 0 K, while the temperature drop interval of the throttle valve is 9.8 K. The comparison of throttling and depressurization process flow with throttle valve and vortex tube as key equipment shows that the energy separation effect of vortex tube is better than that of throttle valve, which not only reduces the temperature drop range of the gas, but also has a significant throttling effect. In practical application, the throttling process of the gas transmission station can be simplified, and the investment and operation costs can be reduced.

Keywords Keywords Large caliber vortex tube, Throttling depressurization, Numerical simulation, Flow analysis

摘要 为了验证涡流管节流效果,建立物理模型,采用理想气体甲烷为计算工质,基于 Fluent 模拟得到流场内物性参数 变化规律。分析发现:冷流率 0.5 时,甲烷(298 K、12 MPa)在涡流管中高速旋转流动,外旋气体紧贴管壁流至热端出口,温度 上升至 303 K,内旋气体围绕轴心流至冷端出口,温度下降为 293 K;外旋高温气体包裹内旋低温气体流动,可有效缓解管壁结晶,避免气体冻堵问题;轴向位置产生压力滞止点和速度方向折点,沿流动方向,内外旋流气体存在能量损耗,造成压力和速度均减小。节流区间 3 MPa 左右,忽略传热损失,涡流管合流后气体温降区间几乎为 0 K,而节流阀温降区间为 9.8 K。组建 以节流阀和涡流管为关键设备的节流降压工艺流程对比发现:涡流管能量分离效应优于节流阀节流效应,不仅缩小气体温降 区间,而且节流效果明显,在实际应用中可简化输气站节流工艺流程,降低投资和运行成本。

关键词 大口径涡流管 节流降压 数值模拟 流动分析

中图分类号: TE977 文献标识码: A doi: 10.13922/j.cnki.cjvst.202205007

收稿日期:2022-05-15

基金项目:国家自然科学基金青年科学基金项目(51904051);重庆市教育委员会科学技术研究项目(KJZD-K201901505) *联系人:Tel:19936078695; E-mail:1743317530@qq.com

157

目前天然气井口输气站场节流降压工艺以节 流阀为关键设备,效果可观,但存在弊端:节流后气 体温度骤降,管壁产生结晶继而发生冻堵,影响后 续输送。必须增设加热设备或添加药剂(如甘醇类) 来满足天然气输送温度要求。

涡流管内部结构简单,无运动部件,独特的能量分离效应将气体分离成冷热两股旋转气流分别 从冷热端出口流出。冷端孔板和热端阀存在节流 降压功能,节流后气体冷热温度区分明显,尤其冷 端出口气体温度下降较低。相比节流阀构造及功 能,涡流管具备降压和缩小温降区间双重优势。

目前涡流管研制方向主要集中于小尺寸结构 和低压工况,如:何丽娟等^[1]基于 Fluent 模拟研究小 管径涡流管内部流场特征。胡卓焕等^[2]采用高压气 体对小管径内部能量分离效应分析。王凯等^[3]采用 低压气体对小管径二流道涡流管进行仿真分析,并 结合台架实验证实其能量分离效果。何鹏等^[4]建立 大管径涡流管,以低压气体为计算工质对八流道涡 流管流动与传热特性进行数值模拟分析等。但小 尺寸涡流管,或小流量、低压等运行工况无法满足 天然气井口输气站大流量、高压输送需求,所以研 制大口径节流型涡流管具有一定的实用价值。

本文采用天然气井口输气站节流降压工艺中 实际运行参数为边界条件,基于 Fluent 对大口径涡 流管进行数值模拟计算分析,探究内部流场物性参 数变化规律,证实涡流管能量分离效应在节流方面 的优越性,为设计和优化大口径节流型涡流管奠定 理论基础。

1 模型建立

1.1 物理模型

图 1 是涡流管物理模型,主要由冷端管、热端管、涡流室、热端阀、分离孔板和进口流道^[5-8]组成。本文采用优化后的涡流管模型尺寸:进口 4 流道,长度 50 mm, 横截面为正方形, 面积 105.88 mm²; 热端管直径 80 mm,长度 1536 mm; 冷端管直径 40 mm,



Fig. 1 Physical model diagram

长度 240 mm。沿涡流室至热端阀为 Z 轴正方向,气体进入方向为 Y 轴负方向。

1.2 网格划分

采用 ICEM 结构性网格划分,并对涡流管部分 区域加密,提高网格精度。图 2 是冷流率(冷端出口 气体流量占比)0.5 时,涡流管冷热端出口总温差ΔT 与网格节点数关系曲线。由图 2 可知,当节点数达 到约 106 万时,冷热端出口总温差ΔT为 10 K 左右 并趋于稳定,此时网格数目对计算结果影响较小, 已达到网格无关性,可以保证模拟结果的准确性。 因此,本文物理模型网格节点数为 1068357。图 3 是涡流管物理模型网格划分结果。







Fig. 3 Grid diagram

1.3 假设及边界条件

数值模拟过程中,提出3点假设:

(1)内部无热源,气体无热交换,做绝热等熵流动;(2)忽略重力影响;(3)圆台结构代替热端阀,忽略管截面影响。

边界条件是站内节流工况:进口设置总压 12 MPa,总温 298 K;冷端出口设置压力 9 MPa;热 端出口通过调节压力来控制冷流率。管壁设置绝 热无滑移壁面,采用 scalable wall function 处理。选 取可压缩理想气体甲烷作为计算工质。

1.4 控制方程及计算方法

相关文献 [9-14] 表明, Standard $k - \varepsilon$ 湍流模型适

用于涡流管流动分析,因此本文选用 Standard*k*-ε 湍流模型进行数值模拟计算。

计算方法:为了提高计算精度,压力-速度耦合 采用 SIMPLEC 算法;压力方程采用 PRESTO!格式; 密度方程、动量方程、湍流动能、湍流耗散率和能 量方程^[15-19]均采用 Thild-Order MUSCL 格式;为了 得到流场中各物性参数完整的变化规律,采用稳态 模拟。

2 模拟结果分析

2.1 温度场

基于 Y-Z 轴截面分析涡流管温度场变化规律, 图 4 为总温分布云图。内部流场温度呈梯度变化: 沿涡流室至热端出口,温度逐渐上升并趋于稳定, 热端出口气体温度达到最大值 303 K;沿热端阀至 冷端出口,温度逐渐下降并趋于稳定,冷端出口气 体温度达到最小值 293 K。高温气体紧贴管壁流至 热端出口,低温气体围绕轴心流至冷端出口。



Fig. 4 Cloud image of total temperature distribution

图 5 为不同径向位置总温轴向变化。沿轴向 方向, 管径 r 值增大, 各径向位置气体温度随之上升。 说明涡流管主管段区轴心至管壁方向气体存在热 交换, 管壁 r=40 mm 附近温度最高, 轴心 r=0 mm 附 近温度最低。



Fig. 5 Axial variation of total temperature

同时,图6是不同轴向位置总温径向变化。沿径向方向,除涡流室 z=0.005 m 附近温度变化不规

律外,轴向距离 z 值增大,各轴向截面气体温度随之 上升。说明气体沿涡流室流至冷热端出口时存在 热交换,热端出口 z=1.431 m 截面温度最高,冷端出 口 z=-0.2 m 截面最低。



从涡流管温度场轴向、径向变化规律分析发现: 节流工况下,涡流管能量分离效应使得主管段内外 旋高温气体包裹内旋低温气体,温度沿径向方向逐 渐上升,管壁处达到最大值,低温气体流向管壁过 程中温度升高,有效缓解节流后温度骤降管壁结晶 问题。冷流率设置为0.5,说明冷端出口流量占入口 总流量 50%。而且节流后气体温降为5K,热端出 口气体节流后温升为5K。当冷热端出口气体合流 后,温降区间低于相同工况下节流阀温降区间。

2.2 压力场

基于 Y-Z 轴截面分析涡流管压力场变化规律, 图 7 是总压分布云图。内部流场压力呈梯度变化: 沿涡流室至热端出口,热端阀至冷端出口,压力均 逐渐减小并趋于稳定。热端阀控制冷流率,导致冷 热端出口产生压力差,使得轴向位置存在压力滞 止点。



图 8 是不同径向位置总压轴向变化。沿轴向 方向,随着管径 r 值增大,涡流管内部气体压力呈现 两种变化趋势:管径 r=23 mm 附近为界,当管径 r>23 mm 时,各径向位置气体压力整体减少,当管 径 r<23 mm 时,各径向位置气体压力整体增加。说 明管径 r=23 mm 附近为内外旋流压力分界层,外旋高温气体在热端出口压力最小。由于冷热端出口 压差 0.5 MPa,导致内旋低温气体在热端阀附近压力最大,并随着流动方向而减弱,在冷端出口取得 最小值。



Fig. 8 Axial variation of total pressure

同时,图 9 是不同轴向位置总压径向变化。沿径向方向,除涡流室 z=0.005 m 附近压力变化不规 律外,随着轴向距离 z 值增大,涡流管内部气体存在 两种压力变化趋势:各轴向截面在管径 r=23 mm 附 近压力均为 9.5 MPa 左右,管径 r=23 mm 附近为界, 当管径 r>23 mm 时,轴向距离 z 值增大,各轴向截 面气体压力随之减少,当管径 r<23 mm 时,轴向距 离 z 值减小,各轴向截面气体压力同样随之减少。 说明涡流管内部存在内外旋两股气体,分界层处于 管径 r=23 mm 附近。由于冷热端出口压差 0.5 MPa, 导致内外旋气体流动方向截然相反,但压力变化趋 势相同。





从涡流管压力场轴向、径向变化规律分析发现, 节流工况下,涡流管能量分离效应使得内外旋流气 体流动方向相反,但压力变化趋势相同。存在明显 压力分界层和滞止点,在涡流管主管段区压损现象 明显。冷热端出口气体均达到了节流降压效果,节 流后压力大致在 9-9.5 MPa 范围内,与入口压力相 比,涡流管节流区间在 3 MPa 左右。

2.3 速度场

(1)轴向速度

基于 Y-Z 轴截面分析涡流管速度场轴向速度变 化规律,图 10 是轴向速度分布云图。内部流场轴向 速度呈梯度变化(负号为速度方向):沿涡流室至热 端出口,热端阀至冷端出口,轴向速度逐渐减小并 趋于稳定。热端阀控制冷流率,导致冷热端出口产 生压力差,使得轴心位置存在速度滞止点。



图10 轴向速度分布云图

Fig. 10 Cloud image of axial velocity distribution

图 11 是不同径向位置轴向速度轴向变化。沿 轴向方向,随着管径 r 值增大,涡流管内部气体轴向 速度呈现两种变化趋势:管径 r=23 mm 附近为界, 当管径 r>23 mm 时,各径向位置气体轴向速度整体 减小,当管径 r<23 mm 时,各径向位置气体轴向速 度整体增大。说明管径 r=23 mm 附近为内外旋流 速度分界层,流至热端出口的外旋气体在热端出口 轴向速度最小。由于热端出口压力大于冷端出口 压力,导致内旋气体在热端阀顶端轴向速度最大, 并随着流动方向而降低,在冷端出口取得最小值。



同时,图 12 是不同轴向位置轴向速度径向变化。沿径向方向,除涡流室 z=0.005 m 附近轴向速

部气体轴向速度呈现两种变化趋势:各轴向截面在 管径 r=23 mm 附近轴向速度均为 0 m/s,管径 r= 23 mm 附近为界,当管径 r>23 mm 附近为界,当管径 r>23 mm 附近为界,当管径 r>23 mm 时,轴向距离 z 值增大,各轴向截面气体轴向速度逐渐减小,在管 壁 r=40 mm 附近变为 0 m/s;当管径 r<23 mm 时,轴 向距离 z 值减小,各轴向截面气体轴向速度逐渐减 小。进一步说明涡流管内部存在内外旋两股气体, 分界层处于管径 r=23 mm 附近。由于热端出口压 力大于冷端出口压力,导致内外旋气体轴向速度方 向相反。



Fig. 12 Radial variation of axial velocity

(2)切向速度

基于 *Y-Z* 轴截面分析涡流管速度场切向速度变 化规律,图 13 是切向速度分布云图。内部流场切向 速度呈梯度变化(负号为速度方向):沿涡流室至热 端出口,热端阀至冷端出口,切向速度逐渐减小并 趋于稳定,轴心处取得最小值。





图 14 是不同径向位置切向速度轴向变化。沿 轴向方向,随着管径 r 值减小,涡流管内部气体切向 速度逐渐降低为 0 m/s,管壁附近取得最大值。说明 两股背向流动气体均为旋转流动,而且外旋气体与 管壁之间,内外旋流之间均存在摩擦损耗,致使各 径向位置内外旋流气体切向速度沿轴向方向均 减小。





同时,图 15 是不同轴向位置切向速度径向变 化。沿径向方向,除涡流室 z=0.005 m 附近切向速 度变化不规律外,随着轴向距离 z 值增大,涡流管内 部气体切向速度逐渐减小,由于管壁边界,各轴向 截面气体切向速度均在管壁附近降至 0 m/s。进一 步说明涡流管中内外旋流之间,外旋与管壁之间均 存在摩擦损耗,致使各轴向截面内外旋流气体切向 速度沿径向方向先增大后减小。



从涡流管速度场中轴向速度和切向速度轴向、 径向变化规律分析发现,节流工况下,两股速度方 向相反的气体分别从冷、热端出口流出,内外旋流 气体在涡流管主管段区存在摩擦损耗,冷、热端出 口气体速度均减小,速度场变化规律和压力场大致 相同,进一步验证了涡流管流场中冷热两股流体存 在能量分离效应,说明涡流管存在节流降压功能。

3 节流效果比较

若不考虑传热损失,涡流管冷热端出口气体合 流后温度由式(1)计算 (1)

$$T_{\rm m} = T_{\rm c}\mu + T_{\rm h}(1-\mu)^{[20-22]}$$

式中, T_m 是合流气体温度, T_c 是冷端出口气体 温度, T_h 是热端出口气体温度, *μ*是冷流率。

相同工况下将 12 MPa 气体节流至 9 MPa 时, 节流阀的温降区间是 9.8 K, 而涡流管的温降区间几 乎为 0 K。对比发现, 涡流管既满足节流需求又能 缩小温降区间, 优势明显。

图 16 是以节流阀和涡流管为关键设备的天然 气井口输气站节流降压工艺流程,节流阀三级串联 节流工艺虽然简便,但节流后温度骤降,必须添加 药剂或增设加热设备,预防气体冻堵,保障天然气 正常输送。而涡流管节流后冷热端合流气体温度 满足输送需求。由此可见,后者能简化工艺流程, 减少能耗损失,降低投资和运行成本。所以在天然 气井口输气站节流降压工艺中涡流管的能量分离 效应要优于节流阀的节流效应。但是涡流管制作 时选取的材料必须耐高压和耐冲蚀,否则会缩短使 用寿命。



Fig. 16 Comparison of two throttle reduction processes

4 总结

本文通过数值模拟计算,分析涡流管流场中温 度、压力和速度在轴向、径向方向变化规律,探究涡 流管是否可以代替节流阀应用于高压节流工况中。 结论如下:

(1)涡流管主管段区高温气体包裹低温气体, 管壁 r=40 mm 附近温度最高,这种温度梯度变化可 有效缓解节流后气体温度骤降导致的管壁结晶问 题。与节流阀相比,涡流管节流后气体不发生冻堵。 当冷流率 0.5 时,冷热端出口流量各占入口总流量 50%。热端出口气体温度提升了 5 K,冷端出口气体 温度只下降了 5 K,忽略传热损失,合流后气体温度 与入口端相比几乎不会下降。

(2)冷流率 0.5 时,冷热端出口压差 0.5 MPa,管 径 r=23 mm 附近出现压力分界层,轴向方向产生压 力滞止点。沿流动方向,内外气体压力均减少,说 明内外旋流气体在涡流管内流动时均存在压损。 同时,涡流管速度场轴向方向存在轴向速度方向折 点,沿气体流动方向,两股气体轴向速度均减小。 结合压力场和速度场变化规律,证明涡流管具有节 流降压功能。

(3)对比两种节流工艺发现:涡流管既满足降 压需求又能缩小气体温降区间。在节流工况中,涡 流管能量分离效应优于节流阀节流效应,有望在输 气站节流工艺中代替节流阀,来简化操作步骤,减 少加热或加药设备,降低投资和运行成本。

参考文献

- [1] He L J, Wu X W, Wang D, et al. Numerical simulation of vortex tube performance and three-dimensional vortex flow based on Fluent[J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2020, 41(11): 143-148 (何丽娟, 吴心伟, 王荻, 等. 基于 Fluent的涡流管性能及三维强漩流流动的数值模拟[J]. 太阳能学报, 2020, 41(11): 143-148(in chinese))
- [2] Hu Z H, Yang X. Effect of vortex chamber diameter on the performance of vortex tube[J]. Vacuum and Cryogenics, 2017, 23(01): 52–57 (胡卓焕, 杨欣. 涡流室直径对 涡流管性能的影响[J]. 真空与低温, 2017, 23(01): 52–57(in chinese))
- [3] Wang K, Xie L, OuYang X, et al. Numerical simulation of flow field and temperature field in natural gas single flow vortex tube[J]. Natural Gas Industry, 2020, 40(07): 113–119 (王凯,谢磊,欧阳欣,等. 天然气单流涡流管流场与温度场数值模拟[J]. 天然气工业, 2020, 40(07): 113–119(in chinese))
- [4] He P, Zhang C B. Numerical simulation of flow and heat transfer in a large diameter eight-channel spiral nozzle eddy current tube[J]. Science Technology and Engineering, 2020, 20(11): 4264–4272 (何鹏,张成斌. 大管径八流道 螺旋喷嘴涡流管流动与传热数值模拟[J]. 科学技术与 工程, 2020, 20(11): 4264–4272(in chinese))
- [5] Hao J S, Yang Y Y, Jiang J, et al. Review of vortex tube design and application[J]. Cryogenics & Superconductivity, 2019, 47(11): 16-21+50 (郝金顺,杨义勇,蒋杰,等. 涡流管设计及应用进展综述[J]. 低温与超导, 2019, 47(11): 16-21+50(in chinese))
- [6] Zhou S W, Jiang R Q, Song F Y, et al. Numerical simula-

tion of flow and heat transfer in eddy current tube[J]. Ciesc Journal, 2006(07): 1548-1552 (周少伟,姜任秋,宋 福元,等. 涡流管内流动与传热数值模拟[J]. 化工学报, 2006(07): 1548-1552(in chinese))

- [7] Ding C, Huang Y W, Gu H, et al. Research on refrigeration characteristics of new vortex tube[J]. Cryogenics & Superconductivity, 2020, 48(03): 75-80 (丁昌, 黄宇巍, 顾华, 吕林鹏. 新型涡流管的制冷特性研究[J]. 低温与超导, 2020, 48(03): 75-80(in chinese))
- [8] Li H R, Ai G S, Zhang H R, et al. Strengthening the effect of hot end heat transfer on vortex tube performance[J]. Journal of Dalian University of Technology, 2021, 61(06): 601-607 (李吴睿, 艾国生, 张恒瑞, 等. 强化热端换热对涡流管性能影响[J]. 大连理工大学 学报, 2021, 61(06): 601-607(in chinese))
- [9] Zhang B, Guo X J. Numerical simulation of unsteady swirl flow field in vortex tube[J]. Journal of Thermal Science and Technology, 2017, 16(01): 47–51 (张博, 郭向 吉. 涡流管非稳态旋流流场数值模拟研究[J]. 热科学与 技术, 2017, 16(01): 47–51(in chinese))
- Skye H M, Nellis G F, Klein S A. Comparison of CFD analysis to empirical aata in a commercial vortex tube[J]. International Journal of Refrigeration, 2006, 29(1): 71–80
- [11] Thakare H R, Parekh A D. CFD analysis of energy separation of vortex tube employing different gases, turbulence models and discretisation schemes[J]. International Journal of heat and Mass Transfer, 2014, 78: 360–370
- [12] Noor D Z, Mirmanto H, Sarsetiyanto J, et al. Numerical study of flow and thermal field on a parallel flow vortex tube[J]. Engineering, 2012, 04(11): 774–777
- [13] Rafiee S E, Sadeghiazad M M. Experimental and CFD analysis on thermal performance of double-circuit vortex tube (DCVT) geometrical optimization, energy transfer and flow structural analysis[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 128: 1223–1237
- [14] Rafiee S E, Sadeghiazad M M. Experimental and 3D CFD analysis on optimization of geometrical parameters of parallel vortex tube cyclone separator[J]. Aerospace Science and Technology, 2017, 63: 110–122
- [15] He L J, Wang S, Zhang L, et al. Influence of outlet pressure ratio of eddy current tube on its performance[J]. Chinese Journal of Vacuum Science and Technology, 2019, 39(12): 1161-1165 (何丽娟, 王飒, 张磊, 等. 涡流管热

冷出口压力比对其性能的影响研究[J]. 真空科学与技术学报, 2019, 39(12): 1161-1165(in chinese))

- [16] Wang Z, Wu K X, Chen G M, et al. Experimental study on the performance of vortex tube with different pressure ratio at hot and cold outlet[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2013, 34(08): 1407–1410 (王征, 吴孔 祥, 陈光明, 等. 涡流管热冷出口不同压力比性能实验 [J]. 工程热物理学报, 2013, 34(08): 1407–1410(in chinese))
- [17] Li N, Chen G M. Research on coupling characteristics of vortex tube and refrigerant[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2019, 40(01): 28–35 (黎念, 陈光明. 涡 流管与制冷工质的耦合特性研究[J]. 工程热物理学报, 2019, 40(01): 28–35(in chinese))
- [18] Zhao M M, Li H X, Pan P. The effect of the diameter of hot end tube on the performance of vortex tube was simulated[J]. Chinese Journal of Vacuum Science and Technology, 2019, 39(08): 736-743 (赵林林, 李海霞, 潘鹏. 模拟研究热端管直径对涡流管性能的影响[J]. 真空科 学与技术学报, 2019, 39(08): 736-743(in chinese))
- [19] He L J, Pan P, Huang Y W, et al. Numerical simulation and structure optimization of vortex tube based on Fluent[J]. Chinese Journal of Vacuum Science and Technology, 2018, 38(01): 59-64 (何丽娟, 潘鹏, 黄艳伟, 等. 基于Fluent的涡流管数值模拟与结构优化研究[J]. 真空 科学与技术学报, 2018, 38(01): 59-64(in chinese))
- [20] Wu X Y. Research on energy separation characteristics and throttling energy exchange technology in vortex tube of high pressure natural gas[D]. Qingdao: China University of Petroleum, 2017 (吴雪莹. 高压天然气涡流管内能 量分离特性及节流换能技术研究[D]. 青岛: 中国石油 大学(华东), 2017(in chinese))
- [21] Liang F C, Wu X Y. Numerical simulation of flow and heat transfer in vortex tube with six-channel nozzle[J]. Cryogenics & Superconductivity, 2017, 45(01): 1-5 (梁 法春,吴雪莹. 六流道喷嘴涡流管流动与传热数值模 拟[J]. 低温与超导, 2017, 45(01): 1-5(in chinese))
- [22] Guo Y L, Zhou J L, Wang Y J, et al. Simulation of flow and heat transfer characteristics in a countercurrent eddy current tube[J]. Natural Gas and Oil, 2020, 38(03): 1-6(郭 艳林, 周俊龙, 汪怡佳, 等. 逆流型涡流管流动与传热特 性模拟研究[J]. 天然气与石油, 2020, 38(03): 1-6(in chinese))