GUO Bin, ZHAO Jianfu, LI Kai, HU Wenrui. Destratification in Hydrogen propellant tank in space by jet injection(in Chinese). Chin. J. Space Sci., 2020, 40(6): 1052-1065. DOI:10.11728/cjss2020.06.1052

低温射流抑制空间液氢储罐温度分层的数值研究*

郭 斌 1,2 赵建福 1,2,3 李 凯 1,2,3 胡文瑞 1

1(中国科学院力学研究所 微重力重点实验室 北京 100190)

2(中国科学院大学工程科学学院 北京 100049)

3(中国科学院力学研究所 高温气体动力学国家重点实验室 北京 100190)

摘 要 液氢是一种常用的沸点低、易蒸发的空间低温推进剂. 空间微重力环境中浮力对流被极大减弱甚至完全抑制, 当推进剂储罐壁面存在局部漏热时, 储罐内部气液两相流会出现环绕漏热源的温度分层现象, 引起局部过热沸腾, 导致储罐内部压力急剧增大, 危害系统结构安全. 利用低温射流抑制温度分层现象是一种有效手段. 低温流体通过设置在储罐内部的射流喷嘴与储罐内部的流体混合, 消减局部高温, 实现温度的均匀化. 本文采用全充满的二维缩比储罐模型, 对微重力条件下液氢储罐内局部漏热引起的温度分层现象进行数值模拟, 分析低温射流条件对于消除微重力条件下液氢储罐内部温度分层效果的影响.

关键词 微重力,温度分层,低温射流

中图分类号 V 524

Destratification in Hydrogen Propellant Tank in Space by Jet Injection

GUO Bin^{1,2} ZHAO Jianfu^{1,2,3} LI Kai^{1,2,3} HU Wenrui¹

1(National Laboratory of Microgravity, Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190)

2(School of Engineering Science, University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049)

3(State Key Laboratory of High Temperature Gas Dynamics, Institute of Mechanics,

Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190)

Abstract Hydrogen plays a vital role in the future energy system as a space propellant, but it is sensitive to heat leakage from the environment because of low boiling point and low density. On the other hand, the buoyancy convection in the space microgravity environment is weakened and even completely suppressed. When there is local heat leakage on the wall of the propellant tank, temperature stratification will happen around the heat leakage source, causing local overheating. This affects the interfacial heat and mass transfer, causing the tank pressure to rise, and jeopardize the structural safety of the system. To prevent the tank pressure from rising above the design of limits, venting or active pressure control techniques must be implemented. The cryogenic jet mixing

E-mail: likai@imech.ac.cn

^{*} 中国科学院前沿科学重点研究项目 (QYZDY-SSWJSC040) 和国家自然科学基金项目 (11672311) 共同资助 2019-10-26 收到原稿, 2020-01-03 收到修定稿

is an effective means to suppress temperature stratification. The cryogenic fluid is mixed with the fluid inside the tank through a jet nozzle to reduce the local high temperature and achieve uniform temperature. In this paper, the temperature stratification phenomenon caused by local heat leakage under microgravity condition is numerically simulated by using a fully filled two-dimensional scale tank model, and then the influence of different cryogenic jet mixing conditions on eliminating the temperature stratification effect is analyzed.

Key words Microgravity, Temperature stratification, Cryogenic jet mixing

0 引言

以液氢为代表的低温推进剂在航天领域具有广 泛应用, 但是因为其沸点低、易蒸发的特性, 在地 面停放、发射过程以及在轨运行等各个阶段都极易 发生汽化导致储罐内部压强增大, 威胁系统结构安 全. 虽然传统的排气方法能够有效降低储罐内部压 强, 但是一定程度上造成了推进剂的浪费. 20 世纪末 美国 NASA 研究提出了零蒸发存储 (Zero Boil-Off, ZBO) 概念. ZBO 通过将被动绝热技术与主动制冷技 术有机结合实现低温推进剂无损储存, 其中被动绝热 技术主要使用绝热材料减少外部热量的渗入. Hastings 等 [1] 发现对于需要长期在轨运行的储罐, 单纯 使用被动绝热技术会增加储罐质量,降低航天器的灵 活性. 因此, 在使用绝热材料的基础上运用主动制冷 技术对于长期航天探索工程具有重要意义. 主动制 冷技术主要有两种, 一是通过热传导装置将罐内热量 传导到罐外, 二是通过机械搅拌或者低温射流的方式 加强储罐内部流体对流. 热传导装置作用的范围相 对较小, 机械搅拌的实现工艺复杂, 因此通过施加储 罐内部低温射流的方式进行压强控制成为相关领域 研究热点.

通过低温射流实现增压控制的研究可以追溯到 20 世纪 70 年代. Poth 等 ^[2] 对比分析了各种温度分层消除装置的特点,认为轴向低温射流具有很高的流体混合性能并且轻便灵活,易于实现增压控制. Audelott ^[3] 在 Lewis 研究中心 5~10 s 零重力装置中通过实验研究了向直径为 10 cm 的圆柱形储罐中轴向喷射乙醇时产生的液体流动模式,发现储罐内部流场分布与储罐几何形状、低温射流速度、储罐填充比以及低温射流位置有关. Lin 等 ^[4] 通过实验研究了体积为 0.144 m³ 的小型储罐和体积为 4.89 m³ 大型储罐使用低温射流混合装置实现增压控制的效果. 实

验结果表明低温射流可以有效控制罐内增压,但是小罐模型得出的低温射流时间与增压速率的关系无法很好地预测大罐模型中二者的相对关系. Panzarella等^[5] 研究了常重力条件下小型储罐内部气液两相的自增压情况,证实了增强储罐内部对流可以抑制温度分层现象进而实现增压控制. Mukka 等 ^[6] 研究了常重力条件下低温射流方式对消除温度分层效果的影响,认为不同低温射流条件导致的储罐内部流场差异对储罐内温度场和速度场的分布具有重要影响.

基于低温射流可以有效消除温度分层现象的认 识, 研究建立了多种罐体系统, 优化低温射流消除温 度分层的效果. Ho 等 [7] 建立了一个泵-热管模型, 通 过泵装置促进储罐内部流体循环,不断将高温流体喷 向热管, 由热管将热量导出. 对该模型的三维数值模 拟研究发现,增大低温射流速度可以有效消除储罐内 部的高温区域. 随后 Ho 等 [8] 利用数值模拟方法研 究了轴向圆盘多孔低温射流喷嘴结构,发现在保持入 射速度不变的情况下,加大孔口直径也可显著提升温 度分层消除效果,并且射流喷嘴位置对温度分层消除 效果具有显著影响,进一步对圆盘射流喷嘴系统进行 参量分析, 研究了入口管直径、射流喷嘴位置和喷嘴 直径对系统制冷效果的影响. 此外, Ho 等 [9] 对所建 立的泵-热管模型进行深入研究,分析了喷射间隔和 喷管长度等参量对消除温度分层效果的影响. Wang 等[10] 通过数值模拟对比了微重力条件下由热管和 喷管组成的 ZBO 系统中喷管数量、喷管出流方向和 热管蒸发器热传递效率对增压控制性能的影响. Liu 等[11] 在 Rahman 模型基础上增加了向下的导管, 使 储罐底部也发生强制对流, 提升了 ZBO 性能. Liu 等[12] 进一步通过正交试验设计, 研究了导管出口到 罐底的距离、喷管半径、射流喷嘴深度、导管半径和 环形射流喷嘴直径等参量对储罐设计的影响. 2018 年 Ma 等 [13] 采用 CFD (Computational Fluid Dynamics) 方法建立两相流模型, 对微重力条件下在液 氢储罐内使用过冷流体喷射实现储罐降压过程开展 数值模拟研究, 计算了喷射区域、喷射流量、喷射速度等对罐内温度场分布与压力变化的影响, 结果表明 气-液相区喷射降压性能优于单独区域喷射, 液相区喷射降压效果最弱. 2019 年 Zuo 等 [14] 建立了一个喷嘴可旋转的三维液氢储罐模型, 利用 CFD 方法研究低温射流对零重力条件下温度分层的影响, 结果表明可旋转喷嘴可以有效抑制罐体内部温度分层现象.

综上可知,对于利用低温射流消除温度分层问题 已有很多研究并取得显著进展. 但是这些研究大多 假定储罐壁表面均匀漏热、在整个罐壁采用均匀热量 边界条件,并且计算时认为边界漏热和低温射流是同 时进行的,通过对比低温射流一段时间后储罐内部的 最高温度判断低温射流系统增压控制性能的优劣. 此 外, 储罐罐体一般为金属材料并且在表面覆盖多层绝 热材料, 尽管如此, 实际使用中仍无法完全消除热量 渗入. 由于结构装置等的差异, 通过储罐壁渗入液体 推进剂的热量并不是均匀分布的, 由易漏热区域渗入 罐体的热量对推进剂的温度分层有着更大影响. 目 前对于储罐中局部漏热导致温度分层现象的低温射 流消除系统的设计分析研究还不够充分, 因此这里主 要研究在局部漏热情形下储罐内部出现明显温度分 层后, 施加低温射流对储罐内部温度场的影响, 在罐 体局部区域采用温度边界条件, 研究低温射流喷嘴的 形状、在储罐内部的位置和入射流量等因素对消除 温度分层效果的影响.

1 计算模型

1.1 物理模型

采用向储罐内部喷射低温流体的主动制冷技术消除温度分层,其物理模型如图 1 所示. 计算采用二维轴对称模型,储罐各部分几何参量示意见图 2,相应尺寸值列于表 1. 从图 1 可以看出,计算物理模型由罐体结构和入射结构组成:低温射流从位于储罐内部的射流喷嘴流出,与储罐内部流体发生混合和热交换;储罐内部流体携带热量从罐体出口流出,经储罐外制冷系统处理成低温流体重新流回储罐内部,形成消除温度分层的闭环机制.这里主要研究利用储罐内部低温射流消除推进剂温度分层现象的效果. 假定罐体表面局部区域存在环状漏热带,考虑罐

体出口作为储罐与外部系统衔接段易发生漏热的工程经验,将图 1 所示条状区域及出口衔接段设为漏热带,其宽度为 2 mm,具体位置参数见图 3;忽略罐壁其他区域漏热,即视为绝热罐壁.以液氢作为研究工质,填充率保持为 100%. 通过改变射流喷嘴形状及射流喷嘴在储罐内部的位置,研究低温射流条件对储罐内部流体流动和温度分布时空演化过程的影响.

1.2 数学模型

1.2.1 控制方程

假设流体不可压缩且具有恒定的热物理特性,在

表 1 储罐结构几何尺寸

Table 1 Geometry of tank structure

几何参量	A	В	\overline{C}	\overline{D}
数值/mm	108.5	35	0.5	35

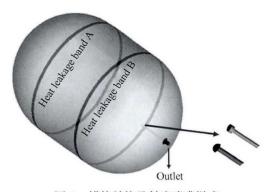


图 1 罐体结构及射流喷嘴样式

Fig. 1 Tank structure and jet nozzle pattern

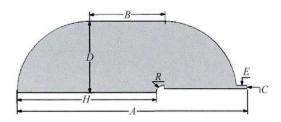


图 2 储罐几何尺寸

Fig. 2 Cryogenic storage tank

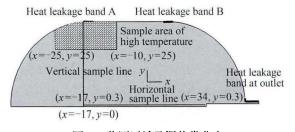


图 3 监测区域及漏热带分布

Fig. 3 Distribution of monitoring area and heat leakage

微重力条件下忽略重力和浮力的影响, 在圆柱坐标系 中整个计算域内的质量守恒、动量守恒和能量守恒 控制方程如下.

连续方程

$$\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}(ru_r) + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0. \tag{1}$$

动量方程

$$\rho \left(\frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + u_z \frac{\partial u_r}{\partial z} \right) =$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \sigma_{rr}) - \frac{\sigma_{\theta\theta}}{r} + \frac{\partial \sigma_{rz}}{\partial z}, \qquad (2)$$

$$\rho \left(\frac{\partial u_z}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_z}{\partial r} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) =$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \sigma_{rz}) + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z}. \qquad (3)$$

式中,

$$\sigma_{rr} = -p + 2(\mu + \mu_{\rm t}) \frac{\partial u_r}{\partial r},$$
 (4)

$$\sigma_{\theta\theta} = -p + 2(\mu + \mu_{\rm t}) \frac{u_r}{r},\tag{5}$$

$$\sigma_{rz} = (\mu + \mu_{\rm t}) \left(\frac{\partial u_r}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial r} \right),$$
 (6)

$$\sigma_{zz} = -p + 2(\mu + \mu_{\rm t}) \frac{\partial u_z}{\partial z}.$$
 (7)

其中: μ 为动力学黏性系数, 由工质物理特性决定; μ_t 为湍流黏性系数, 是空间坐标的函数, 取决于流动状 态而非物性参数,其定义在湍流模型中给出.

能量方程

$$\rho c_{p} \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u_{r} \frac{\partial T}{\partial r} + u_{z} \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[(k + k_{t}) r \frac{\partial T}{\partial r} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[(k + k_{t}) \frac{\partial T}{\partial z} \right], (8)$$

$$k_{t} = \frac{c_{p} \mu_{t}}{P r_{t}}. \tag{9}$$

其中, $Pr_{\rm t} \approx 0.85$.

1.2.2 湍流模型

采用雷诺时均模型对湍流进行模拟, 为了使方 程封闭、引入新的未知量湍动能 k 以及耗散率 ε . Abid^[15] 对受限冲击低温射流以及受限对冲低温射 流进行数值模拟实验研究, 发现采用 AB 型低雷诺 数 k- ϵ 湍流模型可以很好地对低温射流进行数值模 拟. 因此这里采用 AB 型低雷诺数 $k-\epsilon$ 湍流模型, 其 k- ϵ 模式方程以及涡黏性定义如下.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \nabla \cdot (\rho k v) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_{\rm t}}{\sigma_{\rm k}} \right) \nabla k \right] +$$

$$G_k - \rho \varepsilon - D_k,$$
 (10)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \nabla \cdot (\rho\varepsilon \mathbf{v}) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{f_{\mu}\mu_{t}}{\sigma_{\varepsilon}} \right) \nabla \varepsilon \right] + C_{1} \frac{\varepsilon}{k} G_{k} - f_{2} C_{2} \rho \frac{\varepsilon^{2}}{k}.$$
(11)

其中, µt 为湍流黏性系数, 由湍动能 k 及耗散率确 $定 \varepsilon$, 其表达式为

$$\mu_{\rm t} = \rho C_{\mu} \frac{k^2}{\varepsilon}.\tag{12}$$

其中, 模化常数 $C_{\mu}=0.09$. G_k 表示由于平均速度梯 度而产生的湍流动能, 其表达式为

$$G_{k} = f_{\mu} \mu_{t} \nabla v (\nabla v + \nabla v^{T}). \tag{13}$$

Dk 表征湍动能在黏性层中各向异性衰减的影响. 在 AB 模型中, 有

$$D_k = 2\mu \left(\frac{\partial k^{1/2}}{\partial r}\right). \tag{14}$$

其他模块常数如下:

(3)

$$f_{\mu} = \exp\left(-\frac{2.5}{1 + Re_{t}/50}\right),$$
 (15)

$$f_2 = 1.0 - 0.3 \exp(-Re_{\rm t}^2),$$
 (16)

$$C_1 = 1.44, \quad C_2 = 1.92,$$

$$\sigma_k = 1.0, \quad \sigma_{\varepsilon} = 1.3.$$
 (17)

其中 Ret 为湍流雷诺数, 表达式为

$$Re_{\rm t} = \frac{\rho k^2}{\varepsilon \mu}.\tag{18}$$

1.2.3 边界条件及初始条件

整个计算域的速度及温度边界条件如下. 入射口截面

$$u_{\rm r}=0, \quad u_z=U_{\rm in}, \quad T_{\rm in}=16\,{\rm K}.$$
 (19)

对称轴

$$u_{\rm r} = 0, \quad \frac{\partial u_z}{\partial r} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial r} = 0.$$
 (20)

罐壁漏热带

$$u_{\rm r} = u_z = 0, \quad T = 25 \,\text{K}.$$
 (21)

罐体其他壁面及导管壁面

$$u_{\rm r} = u_z = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial n} = 0.$$
 (22)

初始时刻罐内流体温度

$$T_0 = 18 \,\mathrm{K}.$$
 (23)

出口处边界为自由出流条件. 工质物理特性参数选取为 20 K 下的参数值 [12] (见表 2).

2 数值模拟

通过 CFD 通用模拟软件 FLUENT 17.0 对以上控制方程进行求解, 计算域网格由 ICEM 生成, 在壁面附近进行网格加密, 利用 SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) 算法进行求解计算, 迭代过程采用绝对收敛标准进行控制, 能量项残差设定为 10⁻⁹, 其他各项残差设为 10⁻⁵. 分别采用了 37440, 75233, 118705 三种网格数目开展网格无关性检验. 如图 3 所示, 在计算域温度梯度较大的位置选取水平监测线和竖直监测线. 图 4 显示了三种网格数目下漏热带 A 漏热 120 min 后低温射流喷射 4.28 s 时监测线上的温度分布. 沿竖直监测线三种网格数下的温度分布基本一致; 沿水平监测线两种较细网格的温度分布没有明显差异, 但在靠近低温射流

表 2 工质在 20 K 下的热物理特性参数

Table 2 Thermal physical property values of liquid hydrogen at 20 K

热物理特性参数	取值
密度 ρ/(kg·m ⁻³)	71.1
动力学粘性 $\mu/(Pa \cdot s^{-1})$	13.6×10^{-6}
比热 $C_p/(\mathrm{J}\cdot\mathrm{kg}^{-1}\cdot\mathrm{K}^{-1})$	9.53×10^{3}
导热系数 $\kappa/(W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1})$	0.0984

喷嘴位置处与粗网格下的温度分布有明显差异. 之后研究采用网格数目 75233, 以兼顾计算准确性和计算成本.

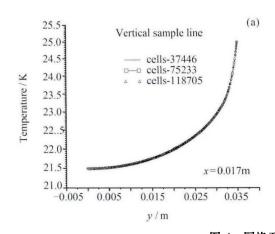
3 结果分析

研究半球形射流喷嘴 (H) 和圆形射流喷嘴 (C) 在储罐内不同位置时利用低温射流消除温度分层的效果. 漏热带分布如图 3 所示, 其宽度均为 2 mm; 低射流喷嘴在储罐内部的相对位置由图 2 中几何参数 H 决定. 后续研究将分别考虑外界环境通过漏热带 A 或者 B 向储罐内部漏热的情况, 同时根据工程经验始终考虑储罐出口处的漏热影响, 其余储罐部分视为绝热边界条件. 表 3 列出了根据低温射流喷嘴形状、漏热带位置以及射流喷嘴在储罐内部位置定义的工况.

3.1 半球形射流喷嘴

3.1.1 漏热带 A 和出口漏热带为热源

假设半球形射流喷嘴半径为 1 mm, 射流速度为 0.1 m·s⁻¹, 流动方向沿喷嘴表面均匀分布, 将无射流情况下漏热 120 min 后储罐内部温度分布作为射流开始的初始状态 (t = 0 s), 此时储罐内部流体已存在明显的温度分层现象 (见图 5 中 0 s 时刻温度云图). 为便于描述, 定义一段时间内通过射流喷嘴进入罐体的流体体积总量与罐体体积的比值为低温射流置换率. 考虑工程实际, 将低温射流置换率限定在 10% 以下, 在如上所述射流喷嘴外形及入射条件下, 射流 50 s 即达到临界. 图 5 和图 6 显示了漏热带 A 以及出口漏热带为热源时, 半球形射流喷嘴在不同位置利用低温射流消除温度分层时储罐内部流



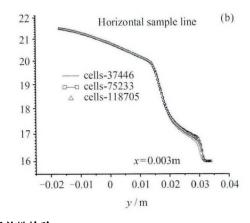


图 4 网格无关性检验

Fig. 4 Grid independence test

工况	喷头位置 H/mm	入射管口半径/mm	入射速度/(m·s ⁻¹)	入射体积流量 (×10 ⁻⁷)/(m ³ ·s ⁻¹)
HA1, HB1	86.5	1	0.1	6.28
HA2, HB2	69.0	1	0.1	6.28
HA3, HB3	51.5	1	0.1	6.28
HA4, HB4	34.0	1	0.1	6.28
CA1, CB1	86.5	1	0.2	6.28
CA2, CB2	69.0	1	0.2	6.28
CA3, CB3	51.5	1	0.2	6.28
CA4, CB4	34.0	1	0.2	6.28
HA1_(V=0.2)	86.5	1	0.2	12.56

表 3 各计算工况具体参数

Table 3 Detailed parameters of computational cases

体流动和温度分布的时空演化过程. 总体而言, 低温射流会在射流喷嘴附近形成一个主涡流. 主涡流沿低温射流方向扩展直至与储罐顶部接触, 二者相互作用使得主涡流上方区域形成反向次级涡流. 随着射流喷嘴与漏热带 A 距离的缩短, 主涡流沿低温射流方向扩展至储罐顶部形成次级涡流需要的时间也会缩短. 各工况中主涡流与次级涡流相互作用的时空演化过程影响低温射流在储罐内部的流动与换热, 导致利用低温射流消除温度分层效果的差异.

图 7 显示漏热带 A 和出口处为漏热源时,漏 热带 A 上热量传输速率的时间变化曲线, 这里热量 传输速率为单位时间内通过漏热带进入罐体的热量. 由图 7 可以看出, 在低温射流初始阶段 (0~9.28s), HA2 和 HA3 射流喷嘴距离漏热带 A 较近, 低温射流 形成的主涡流能够较快地将低温流体带入漏热带 A 附近高温区域进行热量交换, 同时推动漏热带 A 附 近区域的高温流体在储罐内部流动, 因此相应的热量 传输速率高于其他工况, 而且增长速率较快. 值得注 意的是, 工况 HA4 的射流喷嘴距离漏热带 A 虽然也 较近,但是低温射流形成的主涡流主要局限在储罐顶 部, 对漏热带 A 附近高温区域的影响较弱. 随着低 温射流时间增加, HA4, HA3, HA2 先后在漏热带 A 附近高温区域形成反向次级涡流. 次级涡流的发展 阻碍了低温射流进入高温区域,相应的热量传输速率 下降. 不同于其他工况, HA1 射流喷嘴距离储罐顶部 相对较远, 主涡流与储罐顶部相互作用较晚, 且相互 作用时主涡流在罐体内部空间充分发展, 因此次级涡

流产生较晚,而且次级涡流作用区域相对于漏热带 A 附近高温区域有一定偏离,导致漏热带 A 附近高温区域在低温射流作用时间内主要受到主涡流的影响,相应的热量传输速率总体保持增长趋势.图 8显示了对应工况下漏热带 A 处热量传输速率关于时间的积分,即低温射流作用时间内通过漏热带 A 进入储罐内部的热量.在漏热带温度恒定情况下,HA1 中通过漏热带进入储罐内部的热量最大,其对漏热带 A 附近高温区域消除效果最好.图 9显示了漏热带 A 附近高温区域消除效果最好.图 9显示了漏热带 A 附近监测区域(图 3 阴影部分)的平均温度在低温射流过程的期(t < 9.28s),各工况监测区域平均温度基本一致;之后各工况监测区域的平均温度均开始不同程度下降,其中 HA1 监测区域平均温度下降最为显著,这与图 8 的结论一致.

以上研究分析了 HA 工况中射流喷嘴对储罐漏热带 A 附近高温区域的局部影响. 接下来将通过温度区间面积占比累积曲线分析射流喷嘴对储罐内部温度分层的总体影响. 将计算域温度范围每隔 0.5 K设置为一个温度区间,统计位于各温度区间的计算域面积占总计算域面积的百分比即为温度区间面积占比. 如图 10 所示, 低温射流过程结束时 ($t=49.28\,\mathrm{s}$), HA1 的高温区域面积明显小于其他工况,表明低温射流在 HA1 工况下对于储罐内部温度分层整体消除效果具有优势.

3.1.2 漏热带 B 和出口漏热带为热源

以漏热带 B 和出口漏热带为热源, 研究射流喷

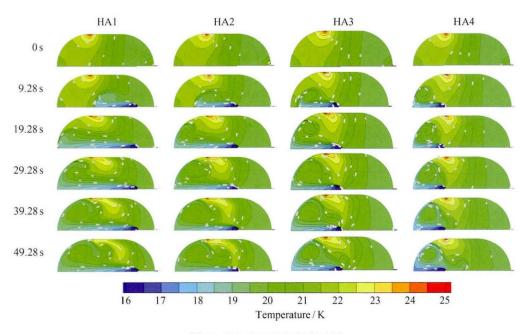


图 5 HA 各工况的温度云图

Fig. 5 Contours of static temperature for HA cases

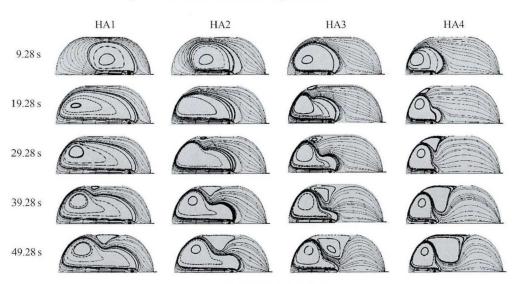


图 6 半球形射流喷嘴流场

Fig. 6 Flow field diagram of the hemispherical jet nozzle

嘴位置对消除温度分层效果的影响,其他条件设定与 3.1.1 节相同. 图 11 显示了储罐内部温度分布的时间演化过程. 储罐内部流体流动的时间演化过程与图 6 相似,这里不再赘述.

图 12 给出了以漏热带 B 和出口处为漏热源时,漏热带 B 上热量传输速率的时间变化曲线,可以看出各工况漏热带 B 处的热量传输速率随低温射流时间增加而单调增加.增长速率在低温射流初始阶段增长较快,随后逐渐趋于平缓.由储罐内部流体流动和

温度分布的时空演化过程可以发现,在低温射流开始阶段, HB1 形成的主涡流距离漏热带 B 较近, 对漏热带 B 附近高温区域作用显著,相应热量传输速率随时间增长最迅速.同时,低温射流喷嘴越靠近出口位置,低温流体越能够被更有效地输运到整个储罐内部.图 13显示了对应工况下低温射流作用时间内通过漏热带 B 进入储罐内部的热量.在漏热带温度恒定情况下, HB1 通过漏热带进入储罐内部热量最大,表明漏热带 B 附近高温区域消除效果最好.图 14 给

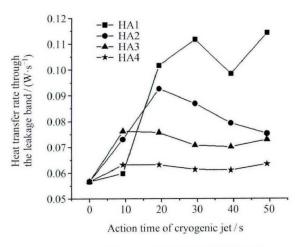


图 7 HA 工况中通过漏热带 A 的热量传输 速率随时间的变化

Fig. 7 Evolution of heat transfer rate for HA cases

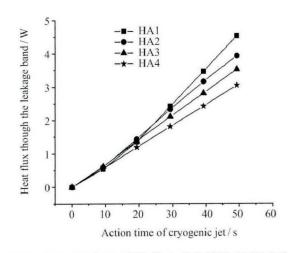


图 8 HA 工况中通过漏热带 A 的热量随时间的变化 Fig. 8 Evolution of heat flux for HA cases

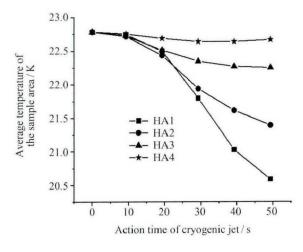


图 9 HA 工况中监测区域平均温度随时间的变化 Fig. 9 Evolution of the average temperature of the monitoring area for HA cases

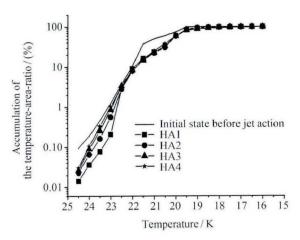


图 10 HA 各工况温度区间面积占比累积曲线的对比 Fig. 10 Comparison of the cumulative curve of the temperature-area-ratio for HA cases

出了各工况漏热带 B 附近监测区域平均温度变化曲线,可以发现 HB1 监测区域平均温度下降速度显著高于其他工况, HB2 次之, HB3 和 HB4 因为低温射流喷嘴距离监测区域较远, 低温流体更多分布在罐体顶部, 对漏热带 B 附近高温区域影响弱, 相应监测区域平均温度的下降速度慢. 图 15 给出的温度区间占比累积曲线也表明, 随着低温射流过程的进行, HB1高温区域面积占比低于其他工况, 而且储罐内部温度分布相对均匀.

3.2 圆形低温射流喷嘴

3.2.1 漏热带 A 和出口漏热带为热源

研究圆形射流喷嘴在储罐内部位置对低温射流 消除温度分层现象的影响效果. 如图 1 所示, 圆形射 流喷嘴截面半径为 1 mm. 为便于比较, 保持与 3.1 节 半球形射流喷嘴相同的入射质量流量, 将低温射流速 度设为 0.2 m·s⁻¹, 其他参数设定与 3.1 节一致. 图 16 和图 17 显示了 4 种工况储罐内部流体流动和温度 分布的时间演化过程. 与半球形射流喷嘴相似, 随着 低温射流过程的进行,各工况先后在漏热带 A 附近 高温区域形成反向次级涡流. 在相同入射质量流量 条件下,由于圆形喷嘴低温射流沿对称轴方向的集中 性,各工况形成次级涡流所需时间相对于半球形低温 射流喷嘴明显缩短. 除 CA1 外, 其他工况次级涡流均 在 9.28s 之前在漏热带 A 附近高温区域内形成, 次 级涡流的出现与发展阻碍了低温射流进入高温区域. 因此在低温射流早期, CA1 消除效果优于其他工况. 在纯漏热不施加低温射流的情形下, 漏热带 A 附近 高温区域的温度分布以漏热带 A 为中心向罐内均匀

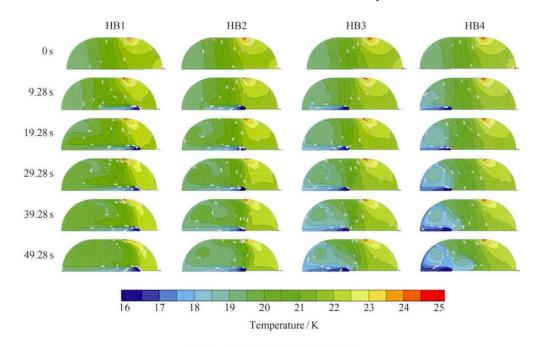


图 11 HB 各工况下的温度云图

Fig. 11 Contours of static temperature for HB cases

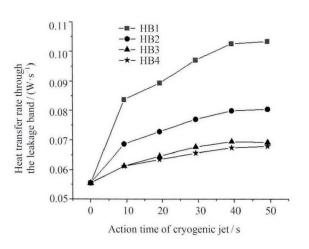


图 12 HB 工况中通过漏热带 B 的热量传输 速率随时间的演化

Fig. 12 Evolution of heat transfer rate for HB cases

扩展. 施加低温射流之后, 如果漏热带 A 附近高温区域主要受到主涡流影响, 由于主涡流在罐内是顺时针流动的, 低温射流的推动以及热交换使得该区域温度扩展方向整体向右扩展; 如果主要受次级涡流影响,则整体温度分层向左扩展. 由图 16 可以看出, CA1 在整个低温射流作用时间内与半球形射流喷嘴情况相似, 漏热带 A 附近高温区域主要受到主涡流的影响. 结合图 18 发现, 在漏热带为恒定温度情况下, 低温射流作用时间内 CA1 通过漏热带 A 处的热量传

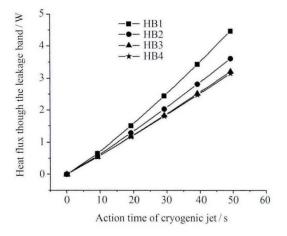


图 13 HB 工况中通过漏热带 B 的热量随时间的演化 Fig. 13 Evolution of heat flux for HB cases

输速率保持持续增长趋势, 热量传输速率及相应增长速率明显高于其他工况. 通过漏热带进入储罐内部的热量和漏热带 A 附近监测区域平均温度随时间的演化 (图 19 和图 20) 也表明, CA1 对于漏热带 A 附近高温区域的热量转移能力最佳. 图 21 给出了储罐内部温度区间面积占比累积对比曲线, 可以看出低温射流结束时, CA1 的储罐内部高温区域面积占比明显低于其他工况.

3.2.2 漏热带 B 以及出口漏热带为热源

以漏热带 B 和出口漏热带为热源, 研究圆形低

温射流喷嘴位置对消除储罐内部温度分层效果的影响,其他设定同 3.2.1 节一致. 图 22 显示了储罐内部温度分布的时间演化过程. 计算过程中假定物性参数保持恒定,储罐内部流场的发展与漏热带所在位置无关,因此该情形下储罐内部流体流动的时间演化过程与图 17 一致,这里不再赘述.

图 23 给出了圆形低温射流喷嘴储罐以漏热带 B 及出口漏热带作为热源时热量传输速率随时间的变 化曲线. 从图 23 中可以看出,在低温射流过程前

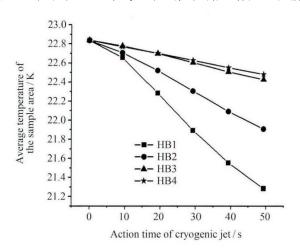


图 14 HB 工况中监测区域平均温度随时间的演化 Fig. 14 Evolution of the average temperature of the monitoring area for HB cases

29.28s 内,各工况漏热带热量传输速率具有相同变化趋势,而且低温射流喷嘴距离漏热带 B 越近,漏热带热量传输速率越高;在 19.28~29.28s 内各工况形成的次级涡流先后扩展覆盖了漏热带 B 附近高温区域,各工况热量传输速率均有所降低; 29.28s 之后,相比其他工况, CB4 热量传输速率显著增快,这一时段内高温区域温度分布的延展方向发生变化,即次级涡流对高温区域的温度产生了很大影响.由图 17 中的流场可以发现,此时逆时针流动的次级涡流在罐体内

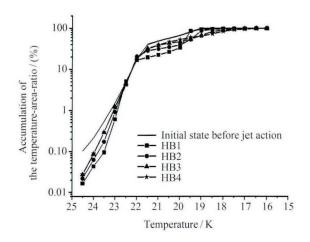


图 15 HB 各工况温度区间面积占比累积曲线对比 Fig. 15 Comparison of the cumulative curve of the temperature-area-ratio for HB cases

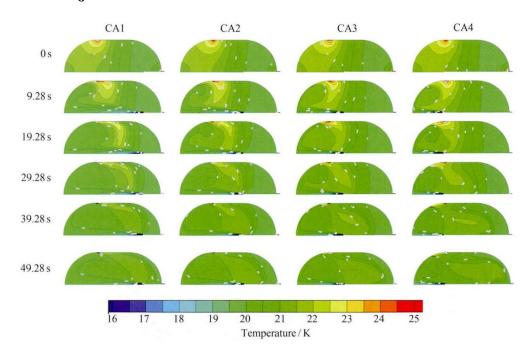


图 16 CA 工况的温度云图 Fig. 16 Contours of static temperature for CA cases

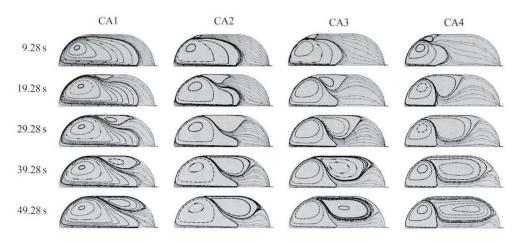


图 17 圆形射流喷嘴工况流场

Fig. 17 Flow field diagram of the circular jet nozzle

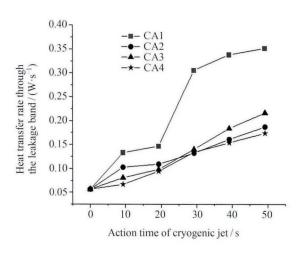


图 18 CA 工况中通过漏热带 A 的热量传输 速率随时间的变化

Fig. 18 Evolution of heat transfer rate for CA cases

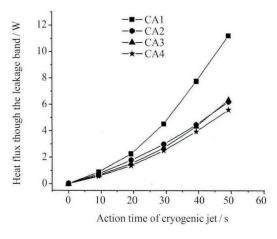


图 19 CA 工况中通过漏热带 A 的热量随时间的变化 Fig. 19 Evolution of heat flux for CA cases

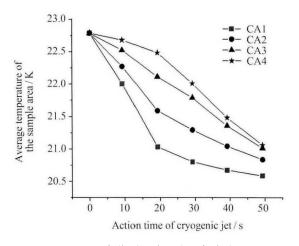


图 20 CA 工况中监测区域平均温度随时间的演化 Fig. 20 Evolution of the average temperature of the monitoring area for CA cases

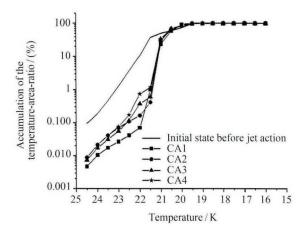


图 21 CA 各工况温度区间面积占比累积曲线的对比 Fig. 21 Comparison of the cumulative curve of the temperature-area-ratio for CA cases

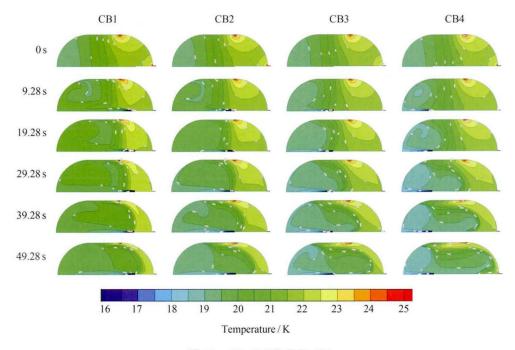


图 22 CB 工况的温度云图

Fig. 22 Contours of static temperature for CB cases

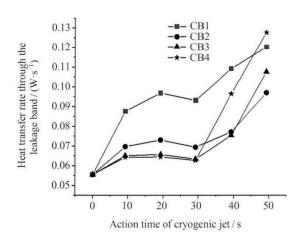


图 23 CB 工况中通过漏热带 B 的热量传输 速率随时间的变化

Fig. 23 Evolution of heat transfer rate for CB cases

部形成了很大的影响区域, 足以将罐体内部其他区域的冷流体运输到漏热带 B 附近的高温区域, 热量传输速率增速显著加快. 结合图 24 可以发现,整体低温射流过程中, CB1 转移的热量最多. 由图 25 给出的该情形下监测区域平均温度演化可以明显看出, CB1在低温射流早期监测区域平均温度的下降速度比其他工况更快, 在低温射流末期趋于平缓 (监测区域位于罐体靠近出口与图 3 所示关于 y 轴对称的区域).

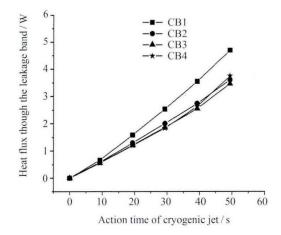


图 24 CB 工况中通过漏热带 B 的热量随时间的变化 Fig. 24 Evolution of heat flux for CB cases

图 26 给出的储罐内部温度区间面积占比累积对比曲 线也表明, 低温射流结束时 CB1 储罐内部高温区域 面积占比明显低于其他工况.

3.3 低温射流喷嘴形状对比

3.1 节与 3.2 节的结果表明,相同低温射流质量流量条件下,圆形低温射流喷嘴涡流沿对称轴方向运动直至与储箱顶部相互作用形成反向次级涡流所需时间短,流场演化更剧烈,温度分层的消除作用更明显.为了研究低温流体入射速度对消除温度分层效果

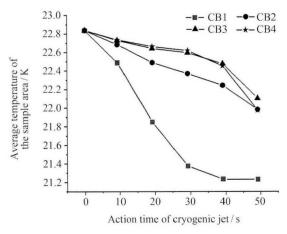


图 25 CB 工况中监测区域平均温度随时间的变化 Fig. 25 Evolution of the average temperature of the monitoring area for CB cases

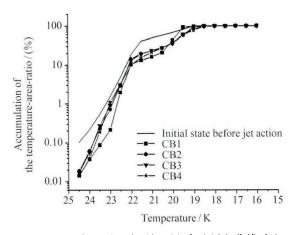


图 26 CB 各工况温度区间面积占比累积曲线对比 Fig. 26 Comparison of the cumulative curve of the temperature-area-ratio for CB cases

的影响,将工况 HA1 的入射速度增加一倍,记为工况 HA1_(V=0.2),与其他两种典型工况 HA1_(V=0.1) (漏热带 A 漏热情形下半球形射流喷嘴最优位置)、CA1_(V=0.2) (漏热带 A 漏热情形下圆形射流喷嘴最优位置) 相互对比.由于 HA1_(V=0.2) 入射质量流量是其他两种工况的 2 倍,以时间为横坐标无法排除入射流量对罐体内部温度分层的影响,这里通过低温射流置换率进行对比研究.图 27 表明相同的低温射流置换率下,圆形低温射流喷嘴的热量传输速率显著大于半球形低温射流喷嘴,而且对于半球形低温射流喷嘴,在保持相同低温射流置换率时,增大入射速度也可以提高消除效果,但是作用有限.图 28 比较了三种工况下漏热带附近监测区域平均温度的变化,结果表明在相同的低温射流置换率条件下,圆形低温

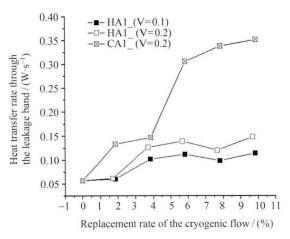


图 27 漏热带热量传输速率随低温射流置换率的变化 Fig. 27 Evolution of heat transfer rate with the replacement rate of the cryogenic flow

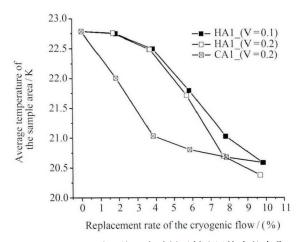


图 28 监测区域平均温度随低温射流置换率的变化 Fig. 28 Evolution of the average temperature of the monitoring area with the replacement rate of the cryogenic flow

射流喷嘴监测区域平均温度的下降速度显著大于其他两种工况. 图 29 比较了三种工况温度区间占比累积曲线, 圆形低温射流喷嘴在高温区域储罐内部的占比显著低于半球形低温射流喷嘴, 即使半球形低温射流喷嘴倍增低温射流速度的情况下也是如此. 由此可见, 在相同的低温射流置换率下, 利用低温射流消除储罐内部温度分层时, 圆形喷嘴相比半球形喷嘴具有明显优势.

4 结论

利用轴对称的具有低温射流装置的零蒸发储罐模型,通过数值模拟研究了微重力条件下液氢储存过

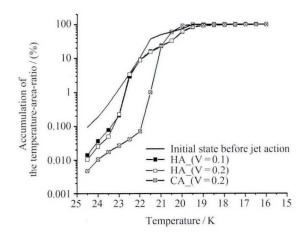


图 29 温度区间面积占比累积曲线的对比 Fig. 29 Comparison of the cumulative curve of the temperature-area-ratio

程中利用低温射流消除环境漏热引起的温度分层现象的效果. 通过分析储罐内部流场流动和温度分布的时间演化过程, 研究了射流喷嘴形状及喷嘴在罐内位置对消除储罐内部温度分层效果的影响, 主要结论如下. 对于同一种形状的射流喷嘴, 当低温射流条件相同时, 射流喷嘴距出口位置更近, 罐内形成的最终流场以主涡流为主, 整体性更好, 低温流体能影响到的区域也更广, 温度分层消除效果更好; 当低温射流置换率相同时, 改变低温射流速度对温度分层消除效果有一定影响, 但是并不明显. 另一方面, 当射流喷嘴位于储罐内部同一相对位置且入射流量相同时, 圆形射流喷嘴的低温射流出流方向更集中, 罐内流场演变更快, 因此消除效果比半球形射流喷嘴更好.

参考文献

- HASTINGS L J, PLACHTA D W, SALERNO L, et al. An overview of NASA efforts on zero boiloff storage of cryogenic propellants [J]. Cryogenics, 2001, 41(11-12): 833-839
- [2] POTH L J, HOOK J R V. Control of the thermodynamic state of space-stored cryogens by jet mixing [J]. J. Spacecraft Rockets, 1972, 9(5): 332-336
- [3] AUDELOTT J C. Axial Jet Mixing of Ethanol in Spheri-

- cal Containers during Weightlessness [R]. NASA TP-1487, 1979
- [4] LIN C S, HASAN M M, VANDRESAR N T. Experimental investigation of jet-induced mixing of a large liquid hydrogen storage tank [C]//6th Joint Thermophysics and Heat Transfer Conference. Colorado Springs: AIAA, 1994: 2079
- [5] PANZARELLA C, KASSEMI M. Simulations of zero boiloff in a cryogenic storage tank [C]//41st Aerospace Sciences Meeting and Exhibit. Reno: AIAA, 2003: 10-12
- [6] RAHMAN M, MUKKA S. Computation of fluid circulation in a cryogenic storage vessel [C]//2nd International Energy Conversion Engineering Conference. Florida: AIAA, 2004
- [7] HO S H, RAHMAN M M. Three-dimensional analysis for liquid hydrogen in a cryogenic storage tank with heat pipepump system [J]. Cryogenics, 2008, 48(1/2): 31-41
- [8] HO S H, RAHMAN M M. Nozzle injection displacement mixing in a zero boil-off hydrogen storage tank [J]. Int. J. Hydrogen Energy, 2008, 33(2): 878-888
- [9] HO S H, RAHMAN M M. Forced convective mixing in a zero boil-off cryogenic storage tank [J]. Int. J. Hydrogen Energy, 2012, 37(13): 10196-10209
- [10] WANG X J, YUAN X Z, XU S H, et al. Numerical study of zero boil-off storage system with heat pipe and pumpnozzle unit [J]. HVAC& R Res., 2014, 20(3): 320-327
- [11] LIU Y W, LIU X, YUAN X Z, et al. Optimizing design of a new zero boil off cryogenic storage tank in microgravity [J]. Appl. Energy, 2016, 162:1678-1686
- [12] LIU Y W, WU R J, YANG P, et al. Parameter study of the injection configuration in a zero boil-off hydrogen storage tank using orthogonal test design [J]. Appl. Therm. Eng., 2016, 109: 283-294
- [13] MA Yuan, SUN Peijie, LI Peng, et al. Numerical investigation on performance of spraying pressure control technique for liquid hydrogen tank at microgravity [J]. Vacuum Cryogenics, 2018, 209(1): 25-31 (马原, 孙培杰, 李鹏, 等. 液氢贮箱微重力喷射降压特性数值模拟研究 [J]. 真空与低温, 2018, 209(1): 25-31)
- [14] ZUO Z Q, SUN P J, JIANG W B, et al. Thermal stratification suppression in reduced or zero boil-off hydrogen tank by self-spinning spray bar [J]. Int. J. Hydrogen Energy, 2019, 44(36): 20158-20172
- [15] ABID R. Assessment of two-equation turbulence models for predicting transitional flows [J]. Int. J. Eng. Sci., 1993, 31(6): 831-840