

液氧煤油补燃发动机泵间管路高温富氧燃气 掺混冷凝特性数值研究*

谢福寿¹, 杜飞平², 王晓峰², 朱康³, 兰小刚⁴, 厉彦忠¹

(1. 西安交通大学 能源与动力工程学院, 陕西 西安 710049;

2. 西安航天动力研究所 液体火箭发动机技术重点实验室, 陕西 西安 710100;

3. 南方科技大学 工学院, 广东 深圳 518000;

4. 上海蓝滨石化设备有限责任公司, 上海 201518)

摘要: 针对液氧煤油补燃发动机液氧预压泵和主泵间管路富氧燃气掺混冷凝现象, 建立了大过热度下富氧燃气和液氧两相流动掺混冷凝特性的全三维数值仿真方法, 并以常温制冷剂R123为工质, 通过气液掺混冷凝实验验证了数值仿真模型对管内两相流型和气液再液化性能的精确预测能力。仿真结果表明: 弯管段气液两相在离心力作用下发生横向相对流动, 强化了相间热质交换; 在较低的液体流速(1m/s)下, 气体水平注入管路后形成一个与气孔相连接的局部气腔, 注气速率低于80m/s时, 气腔一侧贴在管路内壁上, 注气速率超过100m/s后气腔脱离管路内壁面。气相在气腔下端被撕裂成离散的气泡, 随液体向下游流动并逐渐冷凝。在实际工况下管路的富氧燃气没有全部完成再液化过程, 此时流体状态会对液氧主泵造成气蚀影响。

关键词: 补燃发动机; 富氧燃气; 掺混冷凝; 大过热度; 再液化

中图分类号: V434.1 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2021) 07-1544-09

DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.200633

Numerical Study on Mixing Condensation Characteristics of High Temperature Oxygen Enriched Gas in Pipe Between Turbopump for Liquid Oxygen/Kerosene Staged Combustion Cycle Engines

XIE Fu-shou¹, DU Fei-ping², WANG Xiao-feng², ZHU Kang³, LAN Xiao-gang⁴, LI Yan-zhong¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Science and Technology on Liquid Rocket Engine Laboratory, Xi'an Aerospace Propulsion, Xi'an 710100, China;

3. Institute of Technology, Southern University of Science and Technology, Shenzhen 518000, China;

4. Shanghai Lanbin Petrochemical Equipment Co., Ltd., Shanghai 201518, China)

Abstract: Aiming at mixing condensation phenomenon of high temperature oxygen enriched gas in a pipe between a reloading pump and a main pump for liquid oxygen/kerosene staged combustion cycle engines, a full three-dimension numerical calculation method on mixing condensation characteristics of oxygen enriched gas and

* 收稿日期: 2020-08-25; 修订日期: 2020-12-23。

基金项目: 国家自然科学基金(51906184); 中国博士后科学基金(2020M673391; 2018M633505); 国防科技重点实验室基金(6142704190202); 陕西省博士后科研项目(2018BSHGZZHQYXMZZ13); 中央高校基本科研业务费专项资金(XY2012020074); 航天低温推进剂技术国家重点实验室基金(SKLTSCP1905)。

通讯作者: 谢福寿, 博士, 副教授, 研究领域为液体火箭发动机技术。E-mail: xiefushou@xjtu.edu.cn

引用格式: 谢福寿, 杜飞平, 王晓峰, 等. 液氧煤油补燃发动机泵间管路高温富氧燃气掺混冷凝特性数值研究[J]. 推进技术, 2021, 42(7):1544-1552. (XIE Fu-shou, DU Fei-ping, WANG Xiao-feng, et al. Numerical Study on Mixing Condensation Characteristics of High Temperature Oxygen Enriched Gas in Pipe Between Turbopump for Liquid Oxygen/Kerosene Staged Combustion Cycle Engines[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2021, 42(7):1544-1552.)

liquid oxygen two phase-flow under large super-heat degree was developed. Experiment study of gas-liquid mixing condensation with refrigerant R123 as working medium was conducted to verify accuracy and reliability of the numerical model. Calculated results show that lateral relative flow of the gas-liquid two-phase occurs in the elbow section under the action of centrifugal force, which enhances the heat and mass transfer between the two phases. Under lower liquid velocity of 1m/s, a local gas cavity connected with the gas hole is formed after the high temperature oxygen enriched gas is injected into the pipe horizontally. When the gas injection rate is lower than 80m/s, one side of the gas cavity is attached to the inner wall of the pipe. When the gas injection rate exceeds 100m/s, the gas cavity could leave the inner wall of the pipe. The gas phase is torn into discrete bubbles at the lower end of the gas cavity and it gradually condenses with the liquid flowing downstream. As a result, it is found that the oxygen enriched gas in the outlet of pipe is not fully re-liquified in this actual working condition, and this flow state may cause cavitation effect on the main liquid oxygen pump.

Key words: Staged combustion cycle engines; Oxygen enriched gas; Mixing condensation; Large super-heat degree; Reliquification

1 引言

液氧煤油高压补燃发动机利用主涡轮后的高温富氧燃气驱动氧预压涡轮,能有效提高推进剂供应系统效率。但高温富氧燃气与液氧掺混后如不能及时冷凝,主泵会发生汽蚀,影响主泵正常工作。此外,高温燃气掺混冷凝过程产生的压力脉动如果与发动机或箭体发生耦合,会大幅降低发动机甚至整箭的可靠性。因此,须对发动机氧预压泵和氧主泵间管路高温富氧燃气与液氧的掺混特性开展研究,提高发动机的工作可靠性。

以壁面开孔的方式将气体注入液体是一种常用的气液掺混方法。为了产生尽可能小的气泡,往往将气孔开在水平方向的管壁上,气体竖直向上注入横向流动的液体中,而对液体竖直向下流动,气体横向注入的情况研究较少。Nahra等^[1-2]基于气泡在液体流动中的受力情况构建了二维一阶段理论模型,对微重力及常重力环境下液体错流中自水平壁面内的小孔竖直向上进入的气泡生长过程进行了理论和试验研究,预测了液体流速、气体流量和孔径对气泡产生和脱离的影响,并分析了不同重力条件下气泡的脱离机制和促使气泡脱离的主要受力。Bhunia等^[3]对液体顺流工况下的气泡进行了动力学分析,采用一维两阶段理论模型对气泡的产生过程进行了预测,并指出在顺流工况下,气泡受到的液体拖曳力和惯性力方向会随气液相对速度的变化改变方向。

在上述气泡生长过程的理论分析中,气体均视为不凝性气体,且不考虑气液相之间的换热。袁德文等^[4]和Kim等^[5]对竖直管路气液自下向上流动中饱和气泡和过冷液体的相间冷凝换热进行了试验研

究,分别提出了气泡的冷凝换热关联式。

在上述分析中默认气体注入液体后能够产生离散的气泡,但没有考虑气体流态的转变。Bai等^[6]对气体通过纵向单孔水平注入竖直向下流动的液体情况进行了试验研究,观察了不同工况下的气体流态,并分析了液体流速、气体流量和注射孔径对气泡生成过程的影响。

在液氧管路中,高温氧气通过与过冷液氧进行直接接触以实现冷凝。过热气体和过冷液体之间的换热和冷凝也得到了相当广泛的研究^[7-9]。Lim等^[10]对常压水平通道中顺流工况下的蒸汽-过冷水接触冷凝进行了试验研究,并根据试验结果得到了平均努塞尔数与蒸汽和水的雷诺数以及水的普朗特数之间的关联式,获得了波纹状相界面流动工况下的平均换热系数和冷凝率与入口条件和通道距离之间的关系。

Issa等^[11]对蒸汽气泡在竖直向上流动的过冷水中的冷凝现象进行了试验研究。蒸汽通过三种不同的喷嘴自竖直管路底部截面中心注入过冷水中,产生了不同的气泡尺寸和流动工况。Uneo等^[12]对单个过热气泡在过冷液池中的冷凝和溃灭进行了试验研究,并得到了气泡冷凝速率与蒸汽注射速度和液体过冷度的关系。Lee等^[13]对FC-72工质在竖直管路中向下流动冷凝过程进行了试验和数值研究,在试验过程中测量了壁面热流和温度沿轴向的变化,并获得了冷凝换热系数在轴向的分布规律。Tan等^[14]使用VOF多相流模型对竖直流道中过冷流动沸腾蒸汽气泡的冷凝特性进行了数值研究,并获得了与试验结果相吻合的结果。Narayanan等^[15]使用两流体两相模型数值研究了氧气在过冷液氧中注入冷凝现

象,关联出了一套临界参数设计公式,比如总平均传热系数和无量纲最大气相冷凝长度。

在上述分析中大多研究均采用简单几何结构,且过热温差较小,没有考虑物性变化,而液氧煤油补燃发动机泵间管路中富氧燃气在液氧内掺混冷凝过程是一个极为复杂的热力过程,富氧燃气温度接近500K,液氧温度才92K,属于典型的大过热度掺混冷凝过程,且掺混几何结构比较复杂,所以需要构建合理的数值仿真模型,才能获得可靠的计算结果,为泵间管路设计提供理论参考。因此,本文拟采用全三维数值仿真技术,研究高温气体注入液氧管路的两相流动与掺混冷凝特性,考虑富氧燃气大过热度影响,建立富氧燃气在液氧中掺混冷凝的计算方法与模型,揭示大温差带相变的热物理过程的热质传递机理,获得高温燃气在液氧内的物理场(速度场、压力场、温度场)分布特性及气液相分布特征。

2 富氧燃气掺混冷凝模型与验证

2.1 泵间液氧管路结构

液氧煤油补燃发动机的泵间液氧管路结构如图1所示,依次标记为入口段、竖管段、弯管段和横管段。管路内径为290mm,总长度为0.7m。过冷液氧从上游流道进入管路,高温富氧燃气则从管路外壁均匀分布的240个内径为8mm的气孔注入管路,管路出口与液氧主泵相连接。

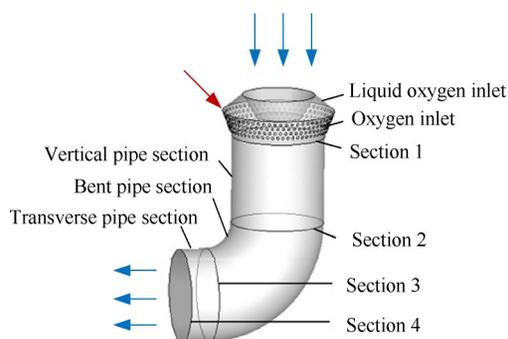


Fig. 1 Schematic of conveying pipe of liquid oxygen

2.2 气液两相流动模型

由于氧气与液氧的入口体积流量比值较大,气体自进气孔注入管路后很可能在管路入口区域形成射流或者连续气膜,另外由于管路的结构特征,气液两相在弯管段和横管段均会在离心力或浮力的作用下发生明显的分离,因此在泵间液氧管路中气体完全冷凝之前的大部分区域内均会存在明显的气液相

界面。VOF模型是一种应用于固定欧拉网格上的表面跟踪技术,常用于分层流、自由表面流、大气泡在液体中的流动等存在明显的气液相界面,并且需要对相界面进行追踪的流动传热过程的数值模拟中。因此,考虑到管内可能出现明显的气液分布特性,本文采用VOF多相流模型进行气液两相流动仿真。在VOF模型中,气液两相共用动量和能量方程,在计算区域内的每一个计算单元中,通过求解由各相态的体积分数方程(连续性方程)和统一的动量和能量方程得到单元中的气液相体积分数、流速以及温度等参数,再通过采用界面计算格式得到相界面所在各单元中气液两相的分布情况,进而确定整个计算区域内的相界面。

VOF模型中气液两相的连续性方程为

$$\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_l \rho_l) + \nabla \cdot (\alpha_l \rho_l \mathbf{v}) = S_l \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_g \rho_g) + \nabla \cdot (\alpha_g \rho_g \mathbf{v}) = S_g \quad (2)$$

式中 α_l 和 α_g 分别为液相和气相的体积分数, S_l 和 S_g 分别为相间质量传递过程中液相和气相质量源项。对于液氧泵间管路气液掺混过程,由于初始时刻管路中充满液体,只需求解液相的连续性方程即可。

动量和能量方程分别为

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \mathbf{v}) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v} \mathbf{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\mu (\nabla \mathbf{v} + \nabla \mathbf{v}^T)) + \rho \mathbf{g} \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho e) + \nabla \cdot (\mathbf{v} (\rho e + p)) = \nabla \cdot (k_{\text{eff}} \nabla T) + S_h \quad (4)$$

式中 S_h 为相变过程中的体积能量源项。

各热物性参数均为气液两相的加权平均值,即

$$\rho = \alpha_l \rho_l + \alpha_g \rho_g \quad (5)$$

$$\mu = \alpha_l \mu_l + \alpha_g \mu_g \quad (6)$$

$$k_{\text{eff}} = \alpha_l k_l + \alpha_g k_g \quad (7)$$

$$e = \frac{\alpha_l \rho_l e_l + \alpha_g \rho_g e_g}{\alpha_l \rho_l + \alpha_g \rho_g} \quad (8)$$

2.3 可实现的 $k-\varepsilon$ 湍流模型

考虑到液相本身存在的旋转以及气相可能出现的射流,在对泵间液氧管路流动冷凝过程的计算中采用可实现的(Realizable) $k-\varepsilon$ 模型求解湍流传输方程,并在近壁面区域使用增强壁面处理方法进行壁面和流体区域的连接。其湍流耗散率的传输方程是由精确的均方根涡量脉动动力方程得到,因此该模型满足雷诺应力的数学约束条件。湍流耗散率 e 的传输方程为

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \text{div}(\rho U\varepsilon) = \text{div}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\text{grad}\varepsilon\right] + \rho C_1 \varepsilon \sqrt{\frac{G_k}{\mu}} - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v\varepsilon}} \quad (9)$$

式中 $C_1 = \max\left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5}\right]$, $\eta = \frac{k}{\varepsilon} \sqrt{\frac{G_k}{\mu}}$ 。

湍流粘性系数定义为

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (10)$$

式中 C_μ 是平均应变和旋转速率以及系统旋转角速度、紊流脉动动能 k 和耗散率 ε 的函数。因此,与标准 $k-\varepsilon$ 模型相比,可实现的 $k-\varepsilon$ 模型在射流和旋转流动的预测上具有明显的优势。

2.4 仿真边界条件

为便于体现流体进入泵间管路时的流动方向,将气体和液体入口均设置为速度入口边界,并分别指定气液两相在管路入口处的温度以及在轴向、径向和环向上的流速。由于主要关注的是气液两相之间的流动、换热和相变行为,因此忽略外部环境的影响,将管路壁面设置为绝热壁面,且流体在壁面处满足无滑移条件。将管路出口设置为压力出口边界,指定出口处的压力。管路边界条件具体参数如表1所示。

Table 1 Boundary conditions of conveying pipe of liquid oxygen

Parameter	Value
Inlet flowrate of liquid/(kg/s)	1166.0
Inlet temperature of liquid/K	91.8
Liquid velocity (axial, radial and tangential directions)/(m/s)	12.9, -6.6, 6.4
Inlet flowrate of gas/(kg/s)	29.3
Inlet temperature of gas/K	485.7
Gas velocity (axial, radial and tangential directions)/(m/s)	38.5, -143.6, 0
Absolute pressure at pipe outlet /MPa	2.07

2.5 准稳态相变模型

在巨大的气液相间温差的驱动下,管内气体逐渐降温并冷凝,同时与气相直接接触的局部液体会升温并可能发生气化。假设气液相变为准稳态过程,相界面温度为当地压力对应的饱和温度,采用自定义的准稳态相变模型,通过质量和能量源项导入计算模型中,对相变过程进行求解。相变模型中质量和能量源项的计算式分别为

$$S_l = r_{i,c} \alpha_g \rho_g \frac{T_s - T}{T_s} \quad (T < T_s) \quad (11)$$

$$-r_{i,c} \alpha_l \rho_l \frac{T - T_s}{T_s} \quad (T > T_s)$$

$$S_g = -r_{i,c} \alpha_g \rho_g \frac{T_s - T}{T_s} \quad (T < T_s) \quad (12)$$

$$r_{i,c} \alpha_l \rho_l \frac{T - T_s}{T_s} \quad (T > T_s)$$

$$S_h = h_{fg} S_l \quad (13)$$

式中 $r_{i,c}, r_{i,e}$ 为冷凝和蒸发过程相变强度系数; T_s 为饱和温度(K); h_{fg} 为相变潜热(J/kg)。

2.6 掺混冷凝仿真求解方法

在液氧管路流动冷凝过程的仿真计算中,采用 Fluent 求解器,使用 PISO (Pressure-implicit with splitting of operators) 格式实现压力和速度的耦合,对于压力项采用 PRESTO! (Pressure staggering option) 格式进行离散,为了获得准确的气液相界面,使用 Geo-Reconstruct 格式对体积分数项进行离散,其他项均采用二阶迎风格式离散。为了保证计算的收敛,将各变量的亚松弛因子设置在 0.2~0.5。通过监测控制方程的残差判断每个时间步长内计算的收敛,相应的收敛标准为:能量方程的残差降至 10^{-8} 以下,其他方程残差降至 10^{-4} 以下。

在液氧管路内部流动冷凝过程中,由于管路整体压力比较高,流动压降与管路出口压力相比不超过 10%,因此在仿真计算中不考虑压力变化对流体物性的影响,对于液体和气体的密度、导热系数、粘度和比热均采用温度的分段线性函数进行计算。由于液体温度变化较小(30~40K),分段函数的温度间隔设置为 5K,而气体温度变化很大(300~400K),温度间隔相应较大,取为 10K。

相变强度系数是求解相变问题过程中的一个关键参数。文献[16]中指出,相变强度系数越大,可以得到越合理的相界面局部温度分布和相间热质传递速率,但是过大的相变强度系数也可能导致计算不稳定甚至发散。

在计算中发现,相变强度系数的取值对管内流动冷凝过程的数值计算表现出明显的影响。由于管内液体过冷度较大,液体气化过程很微弱,因此气化过程的相变强度系数取较小的值即可满足要求,在计算过程中统一取为 1.0。而气体的冷凝过程比较剧烈,若冷凝过程的相变强度系数取值过小,就会导致计算中气体冷凝速率不足,进而导致管路中出现过冷气体和低于当地饱和温度的气液相界面温度。随

着冷凝强度系数的增大,计算中的气体冷凝速率相应增大,气液相界面温度与当地饱和温度的差异减小,计算结果逐渐接近实际情况。

2.7 富氧燃气掺混冷凝实验验证

2.7.1 网格划分与无关性验证

针对管路的入口段(包括部分竖管段)建立了两相纯流动模型,如图2所示。考虑到入口段的轴对称性,对泵间管路入口段在环向上取整个管路的1/12,即30°角度内包含的区域作为计算区域,建立三维网格模型。在泵间管路入口段网格模型中,所有网格均为六面体网格,管路中心区域最大网格尺寸为2mm,管路外侧区域进气孔附近网格尺寸为1mm,在近壁面区域设置边界层,第一层网格厚度为0.5mm,网格总数为49.69万。

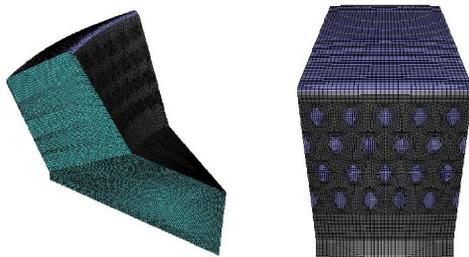


Fig. 2 3D mesh model in inlet section of pipe between pumps

泵间管路的全管路三维网格模型如图3所示。需要指出的是,在全管路模型中,使用进气环代替了进气孔。

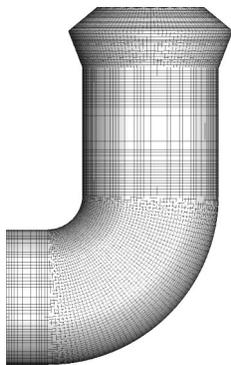


Fig. 3 3D mesh model in pipe between pumps

因此,可以在整条管路中使用六面体结构化网格,进而提高网格整体质量,并降低网格数量,提高数值计算的稳定性和速度。针对三种不同尺寸网格,数值计算获得了关键截面温度,如图4所示。计算发现当泵间管路的网格数量达到52.58万时,继续增大网格数对管路关键截面温度的影响基本可忽略。

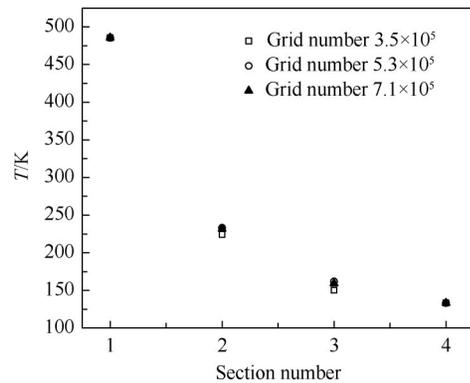
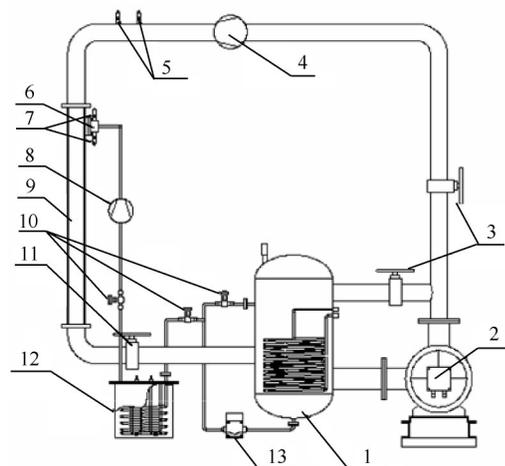


Fig. 4 Grid independence analysis of 3D model of whole pipe between pumps

2.7.2 气液掺混冷凝实验验证

为了验证数值模型的精确度和可靠性,搭建了一套大过热度下气液掺混冷凝的可视化实验系统,其由液体循环回路、气体循环回路、可视化实验段和测量系统等四个部分组成,实验系统示意图及实物图分别如图5和图6所示。实验工质为制冷剂R123,液态工质储罐的容积为150L,液体管路内径为80mm,液体循环泵的流量范围为10~100m³/h。可视化流动通道总长度为1165mm,宽80mm,厚度为45mm。为了开展不同进气孔径和孔数的通气实验,将进气室设计为可拆卸模块,通过螺栓与气体管路进行连接。实验中共使用了三种进气室模块,气孔参数(内径×数量)分别为2mm×1, 2mm×4和1mm×4。为了更精确地验证实际过程,该实验条件和气孔参数均采用实际的操作工况。



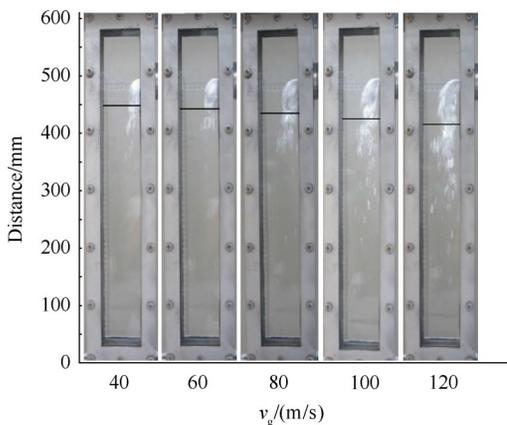
1) Tank of working media; 2) Circulating pump of liquid phase; 3, 11) Ball valve; 4) Fluid flowmeter; 5, 7) Sensors of pressure and temperature; 6) Inlet chamber; 8) Gas flowmeter; 9) Experimental section; 10) Needle valve; 12) Gas generator; 13) Circulating pump of gas phase

Fig. 5 Schematic of experimental system of flow condensation for gas-liquid two phase

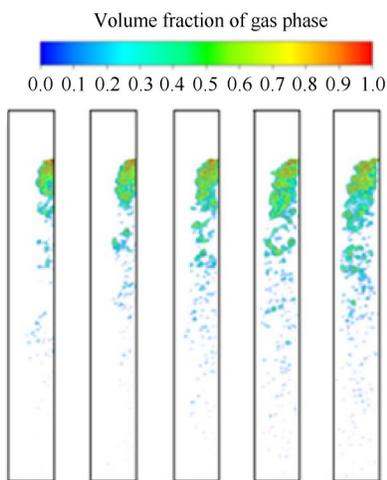


Fig. 6 Picture of experimental system of flow condensation for gas-liquid two phase

实验中流动通道内的气相分布情况以及由流场仿真得到的相同工况下的气相分布情况如图7所示。对比发现,流场计算得到了与实验结果相同的气相空间分布状态,气体入口流速 v_g 在 80m/s 下形成的贴壁气腔以及在 100m/s 以上气腔与壁面的脱离均得到了准确的预测。



(a) Experimental results



(b) Calculating results

Fig. 7 Comparison between experimental and calculating results for gas phase distribution in different injecting velocities

不同实验工况的气体再液化长度仿真结果与实验结果的对比如图8所示,其中气孔参数 2mm×1 为 Case 1, 2mm×4 为 Case 2, 1mm×4 为 Case 3, 液体流速 1m/s 保持不变, 液体过冷度 5K, 气体过热度 30K, 入口压力为 0.175MPa。可以看出, 气体流动冷凝长度的仿真结果与实验结果吻合较好。在气体流速 120m/s 实验工况中, 计算结果与实验结果的最大偏差为 6%。而在气体流速 40m/s 和 80m/s 工况中, 在最小进气流量下仿真结果与实验结果之间的差异较大(约 18%), 随着注气流量的增大, 两者之间的偏差逐渐减小。由此, 本文建立的 CFD 模型对管内气相冷凝过程的预测精度得到了验证。

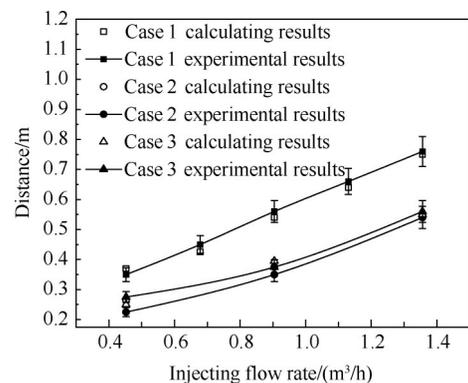


Fig. 8 Comparison between experimental and calculating results for gas re-liquification length in different conditions

3 结果与讨论

3.1 管路入口段流场分布

泵间管路入口段的气液相分布如图9所示。可以看出, 气相从管路外壁进气孔注入液氧管路后, 在过冷液氧强烈的轴向拖曳力和横向阻力作用下迅速改变流动方向, 贴着管路内壁向下游流动。起初每一个进气孔处形成的气相流动类似于弯曲的连续射流, 在流动过程中相邻进气孔的气流在环向上发生融合, 最终形成连续的贴壁环向气膜, 将液相包裹在管路中心区域。由于泵间管路进气孔较多, 进气孔间气流的环向融合更为迅速和充分, 因此, 在所研究的液氧管路上游, 气液相的分布表现出明显的分层特征。

因此, 通过仿真分析可知, 液氧管路外壁离散分布的进气孔对管内气液相空间分布状态的影响很有限。为此, 在对全管路内部气液流动冷凝过程的数值计算中, 可以将离散的进气孔替换为连续的进气环。

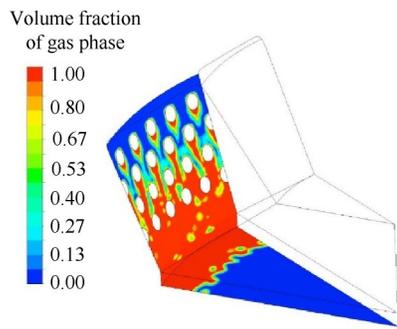


Fig. 9 Gas-liquid phase distribution in inlet section between pumps

3.2 全管路流场分布

由完整非稳态模型计算得到的泵间管路内部的全流场如图 10 所示。在完整的计算模型中,相间换热首先用于气相的冷却,当部分气相达到饱和状态后温度不再继续降低,此时相变模型引导部分气体发生冷凝,继续向液相释放潜热;对于液相来说,若局部液相区达到饱和状态,则温度不再升高,同时相变模型引导部分液体发生气化并带走局部热量,以维持局部温度的稳定。

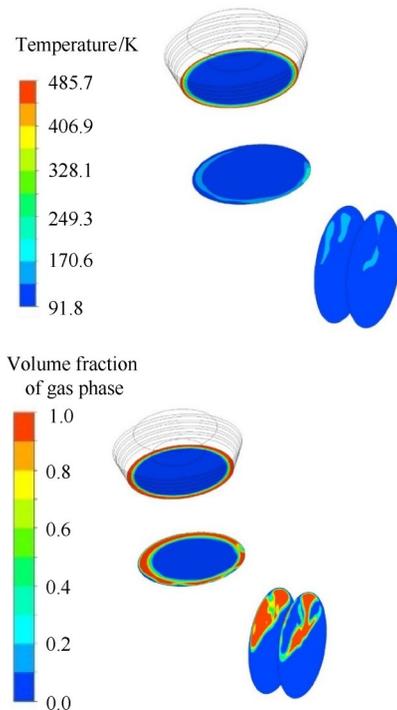


Fig. 10 Temperature and gas-liquid phase distribution in pipe between pumps

在非稳态计算结果的基础上,开展全管路气体再液化过程的稳态计算。泵间管路出口截面上的气液相分布和温度分布如图 11 所示。可见在泵间管路出口截面上仍存在明显的气相分布,管路出口截面

上的气体温度已经降低至饱和温度。因此可以判断,泵间管路中的高温氧气全部被冷却至饱和状态,只有部分气体完成了再液化过程。

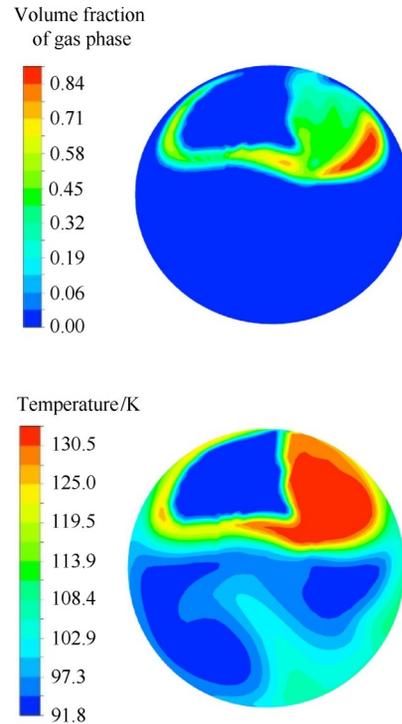


Fig. 11 Temperature and phase distribution at outlet section between pumps

泵间管路内部压力分布如图 12 所示。由于流体在流动过程中存在流动阻力以及气液相发生掺混时形成的局部阻力,入口区域压力较高显而易见。在弯管段同时出现的高压区域和低压区域是由于在弯管段气液两相发生了强制分离。在弯管段,气液两相均受到离心力作用,由于液体密度远大于气体,故液体在更大离心力作用下整体向弯管段外侧移动,气体被移动至弯管段内侧,如图 13 所示,从而形成了从弯管段内侧指向外侧的压力梯度。

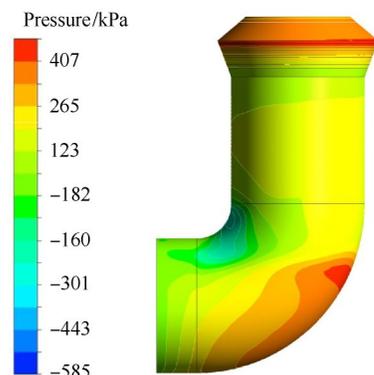


Fig. 12 Pressure distribution in pipe between pumps

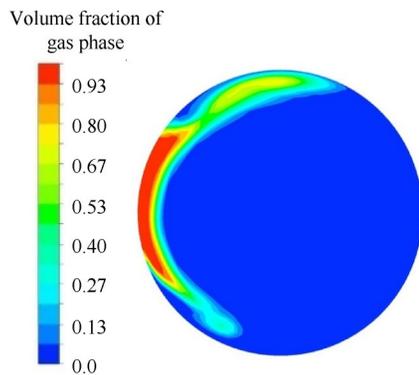


Fig. 13 Gas-liquid phase distribution in 45° center section of pipe between pumps

3.3 管路内富氧燃气再液化分析

为了得到管路内部气体再液化过程的定量结果,仿真得出泵间管路内部各监测面上的最高温度和平均含气率沿流动方向的变化,如图14所示。管路截面上的最高温度即为气相的最高温度,因此截面最高温度可以反映出气相的整体状态。从图中可见,气相在横管段中部整体达到饱和状态,管路出口平均含气率为0.113,出口气体质量流量为12.55kg/s,即只有约60%的高温氧气完成了再液化过程。

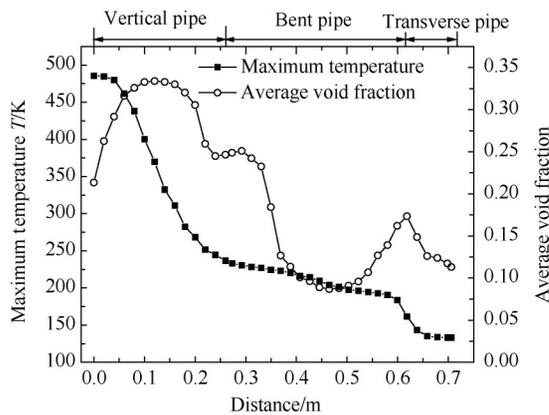


Fig. 14 Variation of maximum temperature and average void fraction in section of pipe between pumps

4 结论

本文针对液氧煤油补燃发动机泵间管路中高温富氧燃气与液氧掺混冷凝现象,开展了全三维数值仿真预示,获得了大过热度下流动冷凝的气液相分布特征,得到以下结论:

(1)通过对比实验和计算结果发现,数值模型可以较为准确地预测不同实验工况下管内气液相分布情况以及气体再液化长度,且随着注气流量的增大,模型对气体再液化长度的预测精度随之提高。

(2)在泵间液氧输送管路中,由于注气流量和液

体流速均比较大,气体从注气孔进入管路后迅速形成一层连续的贴壁气膜,而没有出现离散的气泡。

(3)高温氧气进入管路后先后经历主体冷却和逐渐冷凝的过程,在弯管段中,气液两相在离心力的作用下发生横向流动,强化了相间换热,因此弯管段是气液相间热质交换最活跃的区域。

(4)通过对泵间管路的截面含气率和最高温度进行定量分析,得到管路的出口含气率为11.3%,气体再液化率为60%,即富氧燃气没有全部完成再液化过程,该流动状态会对液氧主泵造成气蚀影响。

(5)为了降低出口含气率,可从四方面着手开展优化设计:通过导流板改善注气方向,注入后使流体形成一定的旋流;在注气孔处增加微凸台,破坏气体贴壁流动;将注气孔伸入主流内部进行掺混;增加弯管段数量,通过离心扰动强化传热。

致谢:感谢国家自然科学基金、中国博士后科学基金、国防科技重点实验室基金、陕西省博士后科研项目、中央高校基本科研业务费专项资金和航天低温推进剂技术国家重点实验室基金的资助。

参考文献

- [1] Nahra H K, Kamotani Y. Bubble Formation from Wall Orifice in Liquid Cross-Flow under Low Gravity [J]. *Chemical Engineering Science*, 2000, 55(20): 4653-4665.
- [2] Nahra H K, Kamotani Y. Prediction of Bubble Diameter at Detachment from a Wall Orifice in Liquid Cross-Flow under Reduced and Normal Gravity Conditions [J]. *Chemical Engineering Science*, 2003, 58(1): 55-69.
- [3] Bhunia A, Pais S C, Kamotani Y, et al. Bubble Formation in a Coflow Configuration in Normal and Reduced Gravity [J]. *AIChE Journal*, 1998, 44(7): 1499-1509.
- [4] 袁德文, 潘良明, 陈德奇, 等. 窄通道中过冷沸腾汽-液界面凝结换热系数[J]. *核动力工程*, 2009, 30(5): 30-34.
- [5] Kim S J, Park G C. Interfacial Heat Transfer of Condensing Bubble in Subcooled Boiling Flow at Low Pressure [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2011, 54(13): 2962-2974.
- [6] Bai H, Thomas B G. Bubble Formation During Horizontal Gas Injection into Downward-Flowing Liquid [J]. *Metallurgical and Materials Transactions B*, 2001, 32(6): 1143-1159.
- [7] Li Y Z, Li C, Chen E F, et al. Pressure Wave Propagation Characteristics in a Two-Phase Flow Pipeline for Liq-

- uid-Propellant Rocket[J]. *Aerospace Science and Technology*, 2011, 15: 453-464.
- [8] Zhu K, Li Y Z, Lei G, et al. Numerical Investigation on Flow Condensation Process During Interphase Mixing in Oxygen Pipeline of Liquid Rocket[J]. *Asia-Pacific Journal of Chemical Engineering*, 2018, 13: 1-13.
- [9] Clark J A, Brandt, R W. Direct Continuous Condensation of Steam in Flowing Water[J]. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 2005, 19: 455-459.
- [10] Lim I S, Tankin R S, Yuen M C. Condensation Measurement of Horizontal Cocurrent Steam/Water Flow [J]. *Journal of Heat Transfer*, 1984, 106(2): 425-432.
- [11] Issa S A, Weisensee P B, Macián-Juan R. Experimental Investigation of Steam Bubble Condensation in Vertical Large Diameter Geometry under Atmospheric Pressure and Different Flow Conditions [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014, 70: 918-929.
- [12] Ueno I, Hosoya R, Hong C. Condensation and Collapse of Vapor Bubble Injected to Subcooled Pool[J]. *Journal of Heat Transfer*, 2011, 133(8).
- [13] Lee H, Kharangate C R, Mascarenhas N, et al. Experimental and Computational Investigation of Vertical Downflow Condensation[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2015, 85: 865-879.
- [14] Tan Z W, Pan L M. Vapor Bubble Condensation Characteristics of Subcooled Flow Boiling in Vertical Rectangular Channel[C]. *Anaheim: 20th International Conference on Nuclear Engineering and the ASME 2012 Power Conference*, 2012.
- [15] Narayanan J K, Roy A, Ghosh P. Numerical Studies on Unstable Oscillatory Direct Contact Condensation (DCC) of Oxygen Vapor Kets in Subcooled Flowing Liquid Oxygen [J/OL]. <https://doi.org/10.1016/j.cryogenics.2020.103176>.
- [16] 邱国栋, 蔡伟华, 吴志勇, 等. Lee相变传质方程中传质系数取值的分析[J]. *哈尔滨工业大学学报*, 2014, 46(12): 15-19.

(编辑:张 贺)