

文章编号:1000-8055(2011)09-1995-07

液体火箭贮箱增压排液过程 三种气枕模型的数值对比

王 磊, 厉彦忠, 李 翠, 赵志翔

(西安交通大学 能源与动力工程学院, 西安 710049)

摘 要: 针对液氧贮箱氦气增压排液过程, 分别建立了零维整体模型、一维分层模型及二维计算流体力学(CFD)模型对气枕物理场的变化规律进行数值研究. 零维及一维模型采用经验公式求解气枕与壁面间的换热量, 而二维 CFD 模型通过低雷诺数 $k-\epsilon$ 模型确定流体与固壁间的耦合换热作用. 计算时氦气采用理想气体模型. 利用三种模型分别预测了贮箱内气枕压力、气枕平均温度及温度分布规律. 计算结果表明: 三组结果分布合理, 不同模型的结果之间能够互相印证; 对于气枕及与气枕接触壁面沿轴向的温度分布, 在气枕主体区一维模型与二维模型预测结果基本吻合, 而在靠近消能器的气枕上端, 两种模型预测值存在偏差; 当增压气体入口速度较大时, 气枕上端径向温度分层明显, 需采用二维 CFD 模型才能展示气枕物理场分布.

关 键 词: 液体火箭; 增压; 低温流体; 热分层; 数值模拟

中图分类号: V421.3

文献标志码: A

Numerical comparison of three ullage models for the tank pressurization process of liquid rocket during outflow

WANG Lei, LI Yan-zhong, LI Cui, ZHAO Zhi-xiang

(School of Energy and Power Engineering,
Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: In view of the process of helium pressurization in a liquid oxygen tank during outflow, the numerical methods of zero-dimensional integrated model, one-dimensional stratification model and two-dimensional computational fluid dynamics (CFD) model were adopted to study the variation law of ullage physical field, respectively. An empirical formula was set up to solve the heat transfer rate between ullage and tank wall in the zero-dimensional model and in the one-dimension model, while the low Reynolds number $k-\epsilon$ model was selected to calculate the coupled heat transfer rate between fluid and tank wall in the two-dimensional CFD model. The helium density was calculated by the ideal-gas model. The ullage pressure, ullage average temperature and temperature distribution were forecasted by these three models, respectively. The computational results show that the forecasted ullage pressure and ullage average temperature of three models show reasonable distribution, and the results of different models can be confirmed one another. In addition, the calculated axial temperature distribution in the ullage gas and in the ullage wall of the one-dimensional model is close to that of two-dimensional model in the main region, while the forecasted temperature distribution inside the ullage top nearby gas injector obviously deviates in differ-

收稿日期:2010-10-22; 修订日期:2011-03-22

基金项目:教育部高等学校博士点专项科研基金(2010020110012)

作者简介:王磊(1985-),男,陕西西安人,博士生,主要从事低温流动与温度分层研究.

ent models. Moreover, the higher inlet velocity of the pressurized gas means more obvious radial temperature distribution inside tank top. Thus the two-dimensional CFD model should be selected to present the physical field distribution in the ullage when the inlet velocity is high.

Key words: liquid rocket; pressurization; cryogenic fluid; thermal stratification; numerical simulation

新一代液体火箭以液氢、液氧等低温流体为推进剂,升空过程中需要一套增压系统保证推进剂在泵入口或燃烧室要求的压力下持续不断地供给发动机,一般采用高温气体经消能器注入气枕的增压方式^[1]. 贮箱作为推进剂的存储装置,设计中气枕压力与温度均有要求. 高温气体自贮箱顶部进入气枕,与贮箱壁及液面发生热交换,造成气枕温度、壁面温度的升高,进而对气枕压力及相关设备的正常工作产生影响. 因此预测贮箱增压排液过程中的气枕温度分布及压力变化对于贮箱设计具有重要意义.

从现有文献来看,研究人员主要采用零维整体模型与一维分层模型分析增压过程中气枕温度、与气枕接触壁面温度、气枕压力等随时间的变化规律. 零维整体模型假设气枕温度、气枕压力、与气枕接触壁面温度不存在空间分布,仅随时间改变,而一维分层模型不但考虑了各参量随时间的变化关系,也考虑了其沿轴向的分布规律. 文献[2-3]采用零维模型分析气枕压力、气枕温度的变化规律时,采用经验公式计算气枕与固壁间传热、气液间的热质转移作用,与实验结果对比发现所建立的模型具有较高精度. 液面温度对于相界面处的热质转移速率影响明显,进而影响气枕压力的变化,为此文献[4]在采用零维模型计算气枕压力时,将液相划分为边界层区与液相主体区,着重考虑了边界层与气枕的热量交换作用,与四组实验值对比发现此模型对压力的预测性较好. 火箭飞行过程中,高温气体自贮箱顶部进入气枕,造成气枕顶部温度较高,而底部由于液面的冷却作用温度较低,整个气枕存在明显的轴向温度分层. 为了更精确地预测气枕内的温度分布,文献[5-7]建立了适用于气枕区的一维分层模型,在与实验结果对比后发现,该模型能正确预测增压气体消耗量及气枕温度、与气枕接触壁面温度的轴向分布,但当增压气体入口速度较大时,此一维模型的预测性较差. 文献[8]采用上述两种模型对同一工况进行了计算,对比结果证明零维模型结果偏保守,而一维模型更接近实际情况. 近些年,计算流体动

力学(CFD)技术在科学研究领域得到了广泛应用,文献[9-10]采用 CFD 软件 Fluent 对低温液体贮箱自增压过程进行了二维数值研究,计算时首先求解描述液相的完整控制方程,获得相界面的热流后再通过零维方法确定气枕压力,与实验结果对比发现所建立的模型能够精确预测气枕压力的变化. 文献[11]在采用 CFD 技术分析贮箱自增压过程时,考虑了气枕的轴向温度分层,计算中认为气液容积恒定,并假设气体不可压缩,分别求解气相与液相的完整控制方程,相间作用则通过在 Fluent 中植入用户自定义程序(UDF)加以解决.

综上所述,针对贮箱增压排液过程,研究人员所建立的零维及一维数学模型在预测气枕压力、气枕温度分布等方面具有一定的适用性,但仍存在预测准确性不高,不能展示箱内物理量的径向及局部分布等缺点. 从现有文献来看,贮箱增压领域采用 CFD 技术主要是针对停放阶段的自增压过程,且在分析中忽略了箱内流体与固壁的换热作用. 当采用 CFD 技术对贮箱增压排液过程进行计算时,气液相所占空间随时间逐渐变化,需要考虑气体与固壁、液体与固壁间的耦合换热、气液之间的热质交换作用等,是一个复杂的涉及气液固三相的非稳态过程,目前尚未见相关文献报道. 因此,本文考虑采用 Fluent 软件对增压排液阶段的贮箱气枕区物理场进行二维模拟,建立相应的计算模型,并与零维整体模型、一维分层模型的预测结果对比,为今后的相关研究提供技术支持.

1 研究对象

本文研究对象如图 1 所示,贮箱由圆柱筒体及上下碟形封头组成,主要参数如表 1 所示. 增压排液过程中,高温气体自贮箱顶部气体消能器水平进入气枕,低温液体推进剂自底部排出. 初始时刻,箱内装有一定量的低温液氧,温度为 90 K,贮箱顶部为气枕区,并选择氦气作为增压介质. 火箭贮箱外包裹有一定厚度发泡材料,使得外界传向箱壁的漏热量很小,计算时可假设贮箱外壁绝热. 由文献[5]可知,初始时刻气枕温度、与气枕接触

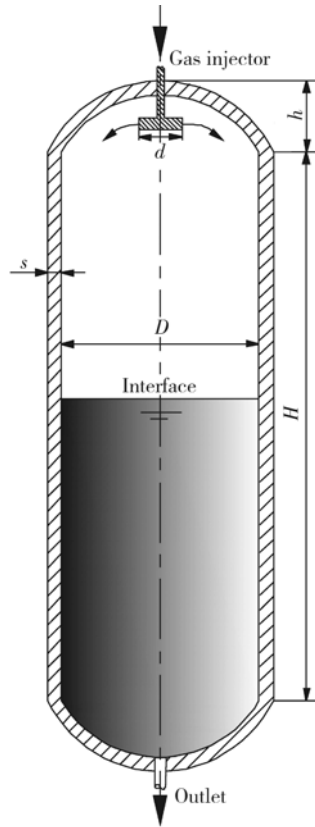


图1 低温液体贮箱示意图

Fig. 1 Sketch of cryogenic liquid tank

表1 主要参数

Table 1 Main parameters

参量	大小	备注
柱段高度 H/m	10	
封头高度 h/m	1	
贮箱内径 D/m	3.35	
消能器直径 d/m	0.32	高度 0.08 m
壁面厚度 s/m	0.003	
初始气枕高度 m	0.9	100% 氮气
气枕初始温度 T_0/K	120	
与气枕接触壁面初始温度 T_{w0}/K	110	
初始气枕压力 p/MPa	0.48	
入口温度 T_{in}/K	300	
入口流量 $m_{\text{in}}/(\text{kg/s})$	0.3	氮气
出口流量 $m_{\text{out}}/(\text{kg/s})$	600	液氧
计算时间 t/s	175	

壁面温度均存在轴向分层,气枕温度略高,且温度沿高度近似线形变化.由于缺少相关实验数据,且本文主要目的在于验证计算模型的适用性,为简

化起见,假设气枕及与气枕接触壁面初温为定值.实际的增压气体及推进剂流量均随箱内压力动态实时变化,即贮箱进出口流量是其压力的函数.本文取气体流量及推进剂流量为定值是为了便于对比三种计算模型,与真实过程存在偏差.若进出口流量随贮箱压力的函数关系已知,可较容易实现从定流量增压到变流量增压的转化,不存在计算技术上的难度.

2 计算模型

本文分别建立了零维整体模型、一维分层模型、二维 CFD 模型分析贮箱增压排液过程中气枕区各参数的变化规律.计算中气体采用理想气体模型,忽略气液相间的传质作用,重力场恒定,初场静止,三种模型采用相同的物性数据.

2.1 零维整体模型

除上述假设外,零维模型也忽略了固壁及气枕的轴向热传导、固壁的径向导热、气体动能等,数学描述如下:

1) 气枕能量方程

$$\Delta m \cdot h_{\text{in}} - (Q_{\text{gw}} + Q_{\text{gl}}) \cdot \Delta t = \Delta m \cdot u + \Delta u \cdot m + p \cdot \Delta V \quad (1)$$

式中 $\Delta m \cdot h_{\text{in}}$ 为增压气体带入焓; $Q_{\text{gw}} \cdot \Delta t$ 为气固间换热量; $Q_{\text{gl}} \cdot \Delta t$ 为气液间换热量; $\Delta m \cdot u + \Delta u \cdot m$ 为气枕内能的改变量; $p \cdot \Delta V$ 为增压气体作用在液相上的功.

2) 与气枕接触壁面能量方程

$$m_s \cdot c_{pw} \cdot (T'_w - T_w) + \Delta m_s \cdot c_{pw} \cdot (T'_w - T_{w0}) = Q_{\text{gw}} \cdot \Delta t \quad (2)$$

式中 m_s 为与气枕接触贮箱壁质量; c_{pw} 为壁面比定压热容; T_w 为与气枕接触贮箱壁平均温度; T_{w0} 为与液相接触壁面温度; $\Delta m_s \cdot c_{pw} \cdot (T'_w - T_{w0})$ 表示由于液位降低而新暴露给气枕的贮箱壁能量变化.

3) 气枕与液面、气枕与壁面间换热

$$Q_{\text{gw}} = \alpha \cdot S_w \cdot (T - T_w) \quad (3)$$

$$Q_{\text{gl}} = \alpha_l \cdot S_l \cdot (T_\delta - T_{\text{sat}}) \quad (4)$$

式中 S_w 为与气枕接触贮箱表面积; S_l 为液面面积; T_{sat} 为气枕压力对应饱和温度; T_δ 为液面边界层温度,计算中取 $T_\delta = 1.3 \cdot T_0 \cdot (p/p_0)^{(\gamma-1)/\gamma}$; T_0 , p_0 分别为增压前的温度与压力^[6]; γ 为增压气体比热容比;气枕与壁面间传热系数 α 及气液间传热系数 α_l 可按照如下关系确定:

$$\frac{\alpha \cdot L}{\lambda} = Nu = C(GrPr)^{1/3} \quad (5)$$

式中 L 为特征长度, 对于气固间传热系数取气枕高度, 对于气液间传热系数取贮箱直径 D , λ 为导热系数, C 为常数, 对于 α , $C=0.13$, 对于 α_i , $C=0.14$.

2.2 一维分层模型

一维分层模型考虑了气枕各参数沿轴向的分布特征, 计算中假设: ①气体速度平行于贮箱轴线; ②气枕各处压力相等; ③气枕温度、壁面温度无径向及周向变化; ④气枕及壁面无轴向传热. 经过上述简化, 可以建立相应的一维数学模型, 包括气枕能量方程、气枕连续方程、与气枕接触壁面能量方程等, 具体表达式及求解过程参见文献[5]. 此外, 文献[5]对该模型的预测能力进行了验证, 结果表明预测值与实验值吻合较好.

2.3 二维 CFD 模型

采用 CFD 软件 Fluent 6.3 对低温液氧贮箱增压排液过程进行非稳态数值计算时, 时间步长取 0.01 s . 针对工况特点建立了相应的二维轴对称模型. 计算时需要考虑流体与固壁的耦合换热作用, 因此将包括金属壁在内的整个区域划分网格, 壁面、靠近壁面的流体边界层区及柱段主体区划分四边形网格, 上下封头主体区划分三角形网格, 总网格数约为 40 000. 计算中氦气选用理想气体模型, 液氧采用 Boussinesq 模型以考虑其所受浮升力问题. 对于参量的离散格式, 压力项采用 PRESTO! 格式, 体积分数项采用 Geo-Reconstruct 格式, 其他参量均采用二阶迎风格式. 压力速度耦合项选用 PISO (pressure-implicit with splitting of operators) 算法修正压力值. 箱内始终存在着气液相界面, 气液两相公用一套计算网格, 随着液位的降低, 原来充满液相的网格逐渐过渡至全部充满气相, 且相间没有互相穿插, 因此采用流体体积函数 (VOF) 多相流模型, Fluent 软件可自行求解气液相间的能量交换作用, 并选择 $k-\epsilon$ 两方程模型分析箱内流体的湍流效应. 增压气体带入的能量, 约有 $50\% \sim 60\%$ 传给金属壁^[6], 因此需着重分析气枕与固壁的耦合换热. 数值计算中可采用低雷诺数 $k-\epsilon$ 模型或壁面函数法考虑近壁区的流固耦合换热. 当采用低雷诺数 $k-\epsilon$ 模型时, 需要在近壁区布置较多节点, 而采用壁面函数法时, 近壁区不布置任何节点, 把与壁面相邻的第一个节点布置在旺盛湍流区, 一般以局部湍流雷诺判断采用何种模型. 湍流雷诺数定义为 $Re = \rho k^2 / (\eta \epsilon)$, 其中 ρ 为流体密度, η 为黏性系数^[12]. 根

据前期试算, 针对本文计算工况采用低雷诺数 $k-\epsilon$ 模型更加合理. 为此需要在近壁面的流体区设置较多节点, 保证近壁区无量纲数 $y^+ = 1 \sim 5$. 初期计算发现, 当采用 Fluent 单精度求解器时, 连续性对应残差一直稳定在 1 附近, 通过修改网格或调整松弛因子的方法很难进一步降低, 监测气枕内气体质量, 发现相较于真实值明显偏低, 造成计算得气枕压力偏小. 因此计算中选用 Fluent 双精度求解器, 并将内循环次数由默认值 20 增大至 100, 以保证每个时间步长内残差曲线均降至设定值以下.

3 计算结果

根据上述描述, 结合相应的边界条件和初始条件, 对零维整体模型、一维分层模型进行 VC 自编程序计算, 对二维 CFD 模型采用 Fluent 求解. 下面对三种模型的计算结果进行分析讨论.

3.1 气枕压力与气枕平均温度

图 2 展示了三种模型计算得气枕平均温度随时间变化曲线, 其中一维模型与二维 CFD 模型均采用内能平均法确定平均温度. 可以看出三种模型计算得平均温度表现出相同的变化规律: 开始阶段温度迅速升高, 在约 70 s 时达到峰值, 随后温度缓慢降低. 这是因为气枕平均温度主要受增压气体带入能量、气枕与壁面换热、气枕与液面换热等因素影响. 初始时刻气枕温度较低 ($T_0 = 120\text{ K}$), 增压开始后, 高温气体 ($T_{in} = 300\text{ K}$) 进入气枕, 此时与气枕接触壁面面积较小, 造成气枕向壁面的传热量较小, 气枕平均温度逐渐升高. 随着增压过程的进行, 气枕空间逐渐增大, 气枕传向壁面

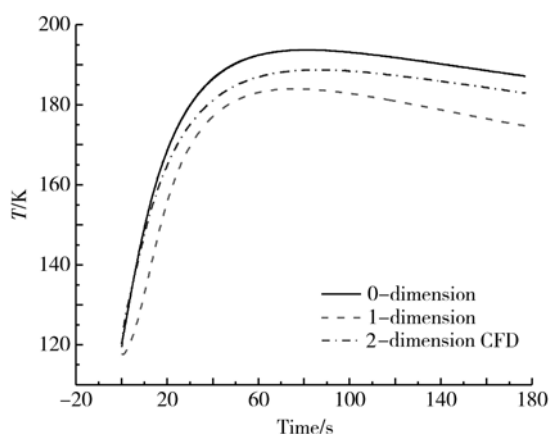


图 2 不同模型计算气枕平均温度随时间变化曲线
Fig. 2 Comparison of ullage average temperature with time in different models

的热量也相应增大,由于是定流量增压,增压气体带入的能量为定值,这就造成气枕平均温度升高速度逐渐降低,直到某时刻增压气体带入能量正好被气枕向壁面及液面的传热量所平衡,气枕平均温度不再升高.随后气枕得到的能量小于气枕向壁面及液面的传热量,气枕平均温度又逐渐降低.并且注意到,零维模型计算得气枕平均温度最高,一维模型计算值最低,终了时刻差值约 12 K,这是由于不同模型计算气枕与壁面间换热量不同所致.零维模型与一维模型均采用公式(3)求解气枕与壁面间的换热量,零维模型计算得热流密度不存在轴向分布,而分层模型计算热流密度存在轴向变化,两模型计算得总热量存在差异.图3显示了零维及一维模型计算气枕与壁面间换热量随时间变化曲线.可以看出,零维模型计算值低于一维模型,从而导致零维模型计算平均温度较高.

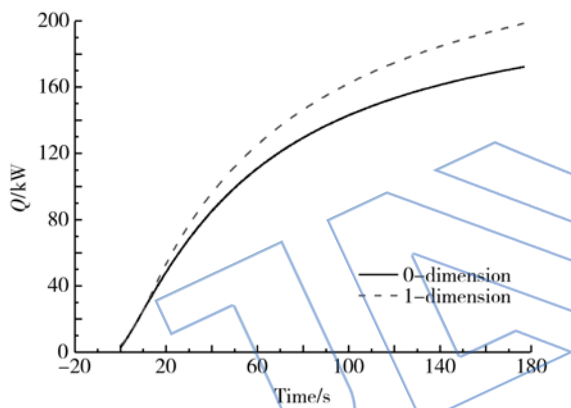


图3 气枕与壁面间换热量随时间变化曲线

Fig. 3 Heat transfer rate between ullage and tank wall

图4展示了三种模型计算气枕压力随时间变化曲线.可以看出,三种模型预测气枕压力曲线相近,整个过程中气枕压力始终降低.气枕压力主要受增压气体带入能量与液位下降速度的影响,其中,压力与箱内气体量成正比,与气枕容积成反比.在本文计算工况中,箱内气体量及气枕容积均随时间线性增大,且气枕容积变化率更大,从而造成气枕压力的降低.此外,气枕平均温度也会对压力产生影响,当箱内气体量及气枕容积变化率相当时,压力主要受平均温度的影响.同时发现零维模型计算压力相较于一维模型与二维 CFD 模型偏高,对比图2可知,这是由于零维模型计算气枕平均温度较大所致.气枕压力的准确预测对于贮箱的设计非常重要,火箭飞行过程中气枕压力不

能低于某一设定值,在保证泵入口压力的条件下,希望所储存的增压气体量尽可能少.若预测值大于真实值,则可能导致火箭所携带气量不足,压力偏低,影响火箭发动机的正常工作.由图4可以看出,零维模型预测气枕压力相较于分层模型结果偏大.若希望采用零维模型更精确的预测气枕压力,需对描述气枕与壁面间传热系数的公式(5)进行修正.

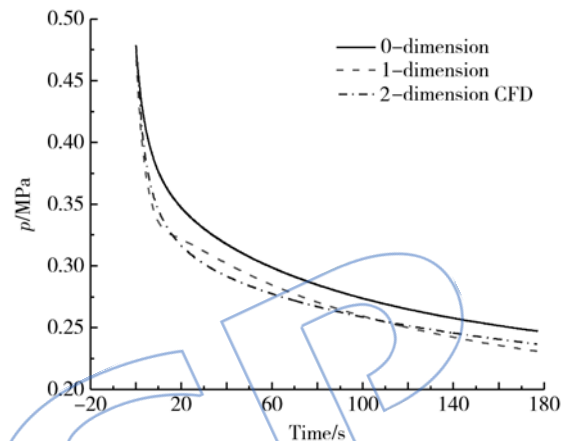


图4 不同模型计算气枕压力随时间变化曲线

Fig. 4 Comparison of ullage pressure with time in different models

3.2 气枕与壁面温度分布

对于贮箱设计,更关心气枕内的温度分布,而不是平均温度.一维分层模型与二维 CFD 模型除了能预测气枕平均温度外,也能预测气枕及与气枕接触壁面温度的空间分布.图5展示了分别采用一维模型与二维模型计算至终了时,气枕中线

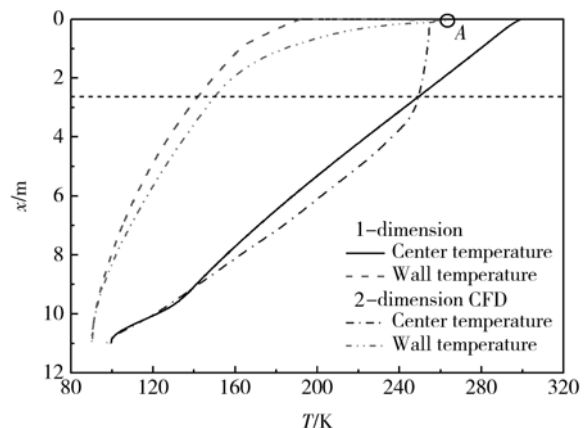


图5 气枕中线与壁面温度沿轴向分布曲线($t=175\text{ s}$)

Fig. 5 Temperature distribution curves in the ullage gas and in the tank wall ($t=175\text{ s}$)

及与气枕接触壁面温度的轴向分布曲线,其中纵坐标表示距离贮箱顶端的长度,横坐标表示温度。可以看出气枕与壁面沿轴向存在明显的温度分层,气枕主体区(3 m 以下)两模型计算值吻合较好,Fluent 计算值高于一维模型计算值,气枕中线最大温差约 15 K,壁面最大温差约 8 K。而在气枕上端,两模型预测结果存在较大误差,相较于一维模型,Fluent 预测气枕中线温度偏低,而壁面温度偏高。两种模型在预测温度分布方面的差别主要是因为一维模型不能反映气枕参量沿径向的分布特征。图 6 展示了二维 CFD 模型计算终了时刻气枕上端温度分布的等值线图。可见,气枕温度除了轴向分层外,也存在明显的径向分层。高温增压气体自消能器进入气枕,由于来流速度较大,高温气流直接冲刷贮箱壁面,同时由于浮力的作用,气流在流向壁面的过程中向上倾斜,造成增压口正对偏上位置的壁面直接面对气流冲刷,温度最高(如图 5 中 A 点所示)。高温气流碰到壁面后又开始沿壁面向下流动,并在流动过程中动量逐渐降低,造成靠近壁面的气枕温度高于中心温度。而当增压入口速度较小时,增压来流对于气枕区的扰动较小,气枕同一高度温度近似相等,此时可采用中线温度作为同一高度的平均温度。因此当增压来流对气枕物理场影响较小时,一维模型、二维 CFD 模型均能预测气枕温度的轴向分布,而当增

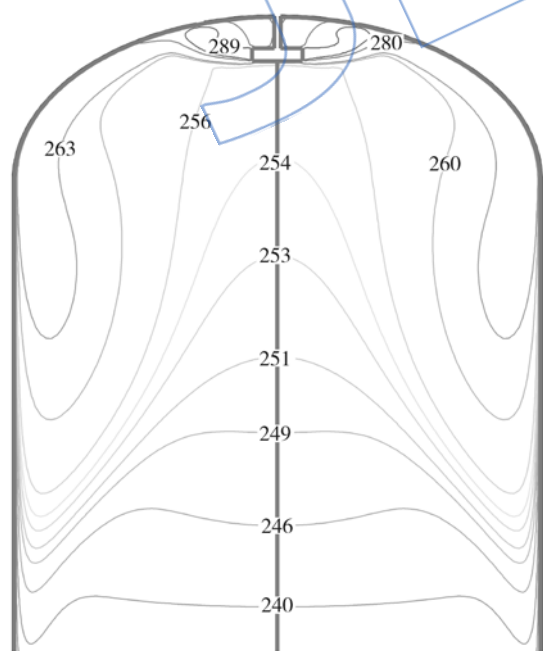


图 6 气枕上端温度场等值线分布图

Fig. 6 Temperature distribution inside the ullage top

压入口速度较大时,只能采用二维 CFD 模型预测气枕温度场的分布。

3.3 假设条件敏感性分析

上述分析过程中,氦气采用理想气体模型,并假设气枕内气体全为氦气,忽略气液相间的质量转移作用。下面对这些假设条件的敏感性进行分析探讨。

压力越小,温度越高时,实际气体越接近于理想气体。在本文计算工况中,氦气最低温度不低于液氧温度 90 K,远高于其沸点温度,并且由图 4 可知,增压过程中气枕压力最大值为 0.48 MPa,图 7 显示了压力 0.48 MPa 时,采用理想气体模型计算氦气密度与实际密度的对比曲线,可以看出两条曲线基本吻合,说明计算过程中氦气采用理想气体模型是合理的。

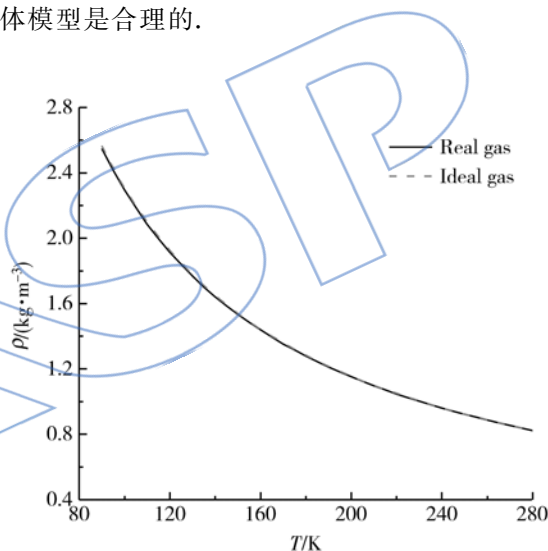


图 7 压力 0.48 MPa 时氦气密度随温度变化曲线

Fig. 7 The helium density with temperature at $p=0.48$ MPa

实际的火箭液氧箱体除了增压氦气外,也有一定的氧气。氦的摩尔质量仅为氧的 1/8,且氧气主要聚集在液面附近,温度较氦气更低,这就造成两种气体密度上的较大差异。同时在增压排液过程中氦气从消能器水平注入气枕,对于气氧的扰动较小,因此认为气氧始终位于气枕最下方,两种气体混合较弱。计算时认为气枕内全为氦气相当于用等摩尔数的氦气代替气枕内的气氧,气枕内总摩尔数不受此假设条件影响。虽然箱内气氧温度较低,不能看作理想气体,但气氧所占比例很小,初始时刻,气氧约占总气枕摩尔数的 1/4,而在终了时刻,气氧仅占气枕总摩尔数的 3.7%,用理想氦气代替非理想气氧所带来的影响有限。

液面处的相变作用会对气枕内的气体量产生影响,进而影响气枕压力。对于低温液体贮箱,环境漏热造成靠近壁面的低温液体温度升高,在浮升力作用下热流体被带至液面,通过液面蒸发部分流体进入气枕造成气枕压力的升高。实验结果表明对于有漏热的低温液体贮箱,相变引起的能量转移作用较弱,分析过程中可以忽略^[6]。对于本文计算模型,贮箱外壁面绝热,相对于有漏热时相变作用更加微弱,因此相变作用对于本文计算可以忽略。

4 结论及展望

本文分别采用零维整体模型、一维分层模型、二维 CFD 模型对火箭液氧贮箱增压排液过程的气枕物理场进行数值求解,对比结果表明,三种模型均能正确预测增压排液过程中气枕压力与气枕平均温度的变化规律,不同模型结果之间互相印证;一维模型与二维 CFD 模型可以预测气枕区的轴向温度分布,两种模型预测气枕上端温度分布偏差较大,而主体区预测结果基本吻合;对于消能器出口流速较大的火箭贮箱,气枕上端径向温度分层明显,一维模型不能考虑各参量的径向分布,须采用二维 CFD 模型模拟气枕物理场的分布规律。

本文将 CFD 技术应用于火箭贮箱增压排液过程,对气枕物理场变化规律进行了预测。相较于实际工况,算例工况有待进一步完善,为此建议在如下方向进行更深入研究。

1) 采用实验数据对二维模型的预测结果进行验证,在此基础上对模型进行相应改进,如初始温度场、增压入口流量、下排口流量的修正等;

2) 考虑气液热质转移对于计算结果的影响,特别当外界漏热量较大时,相变作用对压力预测影响较大,当气枕内存在两种气体时,还要考虑多组分气体扩散混合效应对相变的影响;

3) 火箭升空过程中,飞行速度、飞行过载、大气密度、温度等均会对贮箱外壁的换热及箱内物

理场的分布产生影响,需要考虑这些因素对增压排液过程的影响及其在 CFD 计算中实现的技术问题。

参考文献:

- [1] 廖少英. 液体火箭推进增压输送系统[M]. 北京:国防工业出版社,2007.
- [2] Majumdar A, Steadman T. Numerical modeling of pressurization of a propellant tank[J]. Journal of Propulsion and Power, 2001, 17(2): 385-390.
- [3] 张超, 鲁雪生, 田丽亭. 火箭低温推进剂增压系统数学模型[J]. 低温与超导, 2005, 33(2): 35-38.
ZHANG Chao, LU Xuesheng, TIAN Liting. The numerical model of rocket cryogenic liquid propellant pressurization system[J]. Cryogenics and Superconductivity, 2005, 33(2): 35-38. (in Chinese)
- [4] Ziliac G, Karabeyoglu M A. Modeling of propellant tank pressurization[R]. AIAA 2005-3549, 2005.
- [5] Roudebush W H. An analysis of the problem of tank pressurization during outflow[R]. NASA TN D-2585, 1965.
- [6] Stochl R J, Maloy J E, Masters P A, et al. Gaseous-helium requirements for the discharge of liquid hydrogen from a 3.96-meter-(13-ft-) diameter spherical tank[R]. NASA TN D-7019, 1970.
- [7] 李强, 胡忠军, 李青, 等. 低温液体推进剂增压过程计算模型[C]//第七届全国低温与制冷工程大会会议论文集. 昆明:中国制冷学会, 2005: 274-277.
- [8] 张勇, 李正宇, 李强, 等. 低温液体储箱加压排液过程计算模型比较[J]. 低温工程, 2007(2): 25-27.
ZHANG Yong, LI Zhengyu, LI Qiang, et al. Comparison of numerical model for pressurization of cryogenic liquid tank[J]. Cryogenics, 2007(2): 25-27. (in Chinese)
- [9] Barsi S, Kassemi M. Numerical and experimental comparisons of the self-pressurization behavior of an LH2 tank in normal gravity[J]. Cryogenics, 2008, 48(3-4): 122-129.
- [10] Barsi S, Moder J, Kassemi M. Numerical investigation of LO2 and LCH4 storage tanks on the lunar surface[R]. AIAA 2008-4749, 2008.
- [11] Barsi S, Panzarella C H, Kassemi M. An active vapor approach to modeling pressurization in cryogenic tanks[R]. AIAA 2007-5553, 2007.
- [12] 陶文铨. 数值传热学[M]. 西安:西安交通大学出版社, 2005.