

文章编号:0253-4339(XXXX)XX-0001-10

doi: 10.12465/issn.0253-4339.20260512001

大型船用液氢球罐的热-结构耦合分析与应力评定

李相乐¹ 殷靓^{1,2} 巨永林¹

(1 上海交通大学机械与动力工程学院 上海 200240; 2 上海交通大学碳中和发展研究院 上海 200030)

摘要 针对大规模液氢跨洋运输的迫切需求,本文以8 000 m³ MOSS型船舶液氢球罐为研究对象,开展液氢温区下的热-结构多物理场耦合分析与结构完整性评定。建立了包含“中空玻璃微球(HGM)+弹性毡”复合绝热层及复合支撑组件的三维有限元模型,并基于国际海事组织(IMO)规范,模拟了赤道、IGC及USCG 3种典型航行工况。热力学计算表明,绝热系统性能良好,各工况下日蒸发率(BOR)低至0.123%~0.158%,均满足小于0.2%的设计指标。力学分析揭示,−253℃极低温诱发的热应变在耦合变形中占主导地位,并导致支撑连接处产生显著的应力集中。依据ASME VIII-2分析设计标准进行应力线性化处理后,有效剥离了局部峰值应力,结果显示其一次加二次组合应力最高为493.6 MPa,低于600 MPa的许用应力极限。本研究揭示了大型MOSS型液氢球罐在极端服役工况下的多物理场耦合力学响应规律,为未来远洋液氢储运装备的结构设计、绝热优化与安全性评估提供了一定的工程参考与技术借鉴。

关键词 液氢球罐;热-结构耦合;中空玻璃微球;日蒸发率;应力线性化

中图分类号: TB61¹;TK91;TQ053.2

文献标识码: A

Thermal-Structural Coupling Analysis and Stress Evaluation of a Large-Scale Marine Liquid Hydrogen Spherical Tank

Li Xiangle¹ Yin Liang^{1,2} Ju Yonglin¹

(1. School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China; 2. Research Institute of Carbon Neutrality, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200030, China)

Abstract In response to the urgent demand for large-scale transoceanic transportation of liquid hydrogen, this study focuses on an 8 000 m³ Molten Salts Storage (MOSS)-type marine liquid hydrogen spherical tank for a thermal-structural multiphysics coupling analysis and structural integrity assessment in liquid hydrogen temperature zone. A three-dimensional finite element model is developed, incorporating a composite insulation layer of hollow glass microspheres (HGM) and a resilient blanket integrated with composite support components. In accordance with International Maritime Organization (IMO) regulations, three typical navigation conditions—namely, the Equator, International Gas Carrier code, and United States Coast Guard standards—are simulated. Thermodynamic calculations demonstrate excellent insulation performance, yielding boil-off rates between 0.123% and 0.158% across all operating conditions, thereby satisfying the design target (<0.2%). Mechanical analysis reveals that the thermal strain induced by the extreme cryogenic temperature (−253℃) dominates coupled deformation and leads to significant stress concentration at support joints. Using stress linearization in accordance with ASME VIII-2 design-by-analysis standard, the local peak stress is effectively separated. The results show that the maximum combined primary and secondary stress is 493.6 MPa, which is below the allowable stress limit of 600 MPa. This study elucidates the multiphysics coupled mechanical response characteristics of large-scale MOSS-type liquid-hydrogen spherical tanks under extreme operating conditions, providing practical engineering references and technical insights for the structural design, insulation optimization, and safety assessment of seaborne liquid-hydrogen storage and transportation equipment.

Keywords liquid hydrogen spherical tank; thermal-structural coupling; hollow glass microspheres; boil-off rate (BOR); stress linearization

在能源需求持续增长与气候变化挑战日益严峻

的双重背景下,全球能源结构正经历深刻变革。化

收稿日期:2026-05-12;修回日期:2026-06-02;录用日期:2026-06-09

责任编辑:田甜



移动阅读

石能源的不可再生性及其引发的环境问题,促使以氢能为代表的清洁能源成为实现可持续发展的战略选择^[1]。作为一种高效、零碳排放的二次能源载体,氢能已成为各国能源战略的核心支撑。据国际能源署(IEA)预测,至2030年,可再生能源在全球电力结构中的占比将接近50%,该转型将催生全新的工业机遇并显著提升能源安全^[2]。在我国实现“碳达峰、碳中和”目标的时代背景下,氢能的开发利用已成为构建现代能源体系的关键路径^[3]。

据中国氢能联盟统计,2024年我国氢气产量已突破3 650万t。为支撑2060年碳中和愿景,国内氢气产销规模将持续扩大,预计至2050年,氢气需求量将达到6 000万t,在终端能源体系中占比约为10%。然而,氢能的大规模商业化应用仍受限于储运技术的瓶颈。目前,主流储氢技术涵盖高压气态储氢、低温液态储氢、金属氢化物固态储氢及液态有机氢载体等^[4]。在众多路径中,低温液氢(LH₂)凭借其超高的体积能量密度脱颖而出。氢气液化后的体积收缩比高达860:1,其质量能量密度约为汽油的2.7倍,不仅适用于运载火箭等高端航天领域,更是跨洋大规模、远距离氢能贸易的重要解决方案^[5-6]。

虽然液化天然气(liquefied natural gas, LNG)海运已拥有成熟的市场体系与基础设施,为液氢海运提供了参考范式^[7],但液氢的物理特性决定了其储运系统面临更为极端的挑战。液氢的储存温度(约20 K)较LNG低约90 K,导致空气中的氧、氮会在壁面冷凝,因此液氢储罐必须采用高性能真空绝热系统。此外,液氢的蒸发潜热极低,日蒸发率(boil off rate, BOR)对运输过程的经济性具有决定性影响,使得大型液氢存储系统的设计与运维难度远超传统低温载体。针对大型低温储罐的热-力学行为,国内外学者已开展了相关探索。对于传统的液化天然气储罐,热-结构耦合模型已被广泛用于评估热桥效应与局部应力集中^[8]。然而,液氢极低的存储温度导致其内部存在显著大于LNG储罐的径向温度梯度,极易在材料交界面与支撑几何突变处激增破坏性的热二次应力。目前,现有的液氢储罐研究多聚焦于微观绝热材料的热阻性能优化与内部流体热力学仿真^[9]。而极低温变温物性、非线性接触边界与复杂海洋环境载荷相融合的大型储罐热-结构耦合力学演化机理研究仍相对薄弱^[10]。

国际上,液氢海运已进入商业化示范阶段。2022年,全球首艘液氢运输船“Suiso Frontier”研制成功,其搭载的1 250 m³真空绝热双壁储罐实现了低于0.1%的日蒸发率^[11]。随着市场需求的升级,研发经

济可行的大容量存储系统成为行业焦点^[12]。目前,荷兰C-Job公司已提出配备37 500 m³球形罐的液氢船方案^[13];日本川崎重工则完成了载货量达160 000 m³(单罐40 000 m³)的超大型液氢运输船设计。相比之下,我国自主研发并投入实际应用的液氢储罐目前仍以中小型卧式罐为主。而针对千立方米级别以上的超大型液氢球罐,相关研发尚处于关键技术攻关阶段,日蒸发率(0.24%~0.5%)及存储规模与国际先进水平仍存在显著差距^[14],亟需突破大型液氢球罐的关键技术。

本研究聚焦于8 000 m³ MOSS型液氢球罐,针对复杂的海上运输场景,建立热-结构多物理场耦合仿真模型。结合国际海事组织(International Maritime Organization, IMO)规范与船舶航行特性,模拟分析了3种典型航行工况下的储罐性能。研究重点阐述了大型液氢球罐的温度场分布规律、应力分布特征及日蒸发率计算方法。

1 大型液氢球罐的结构设计

1.1 球罐物理模型的确定

在低温液体储存领域,球形储罐由于其几何特性,相较于圆柱形储罐具有更优异的结构强度与热力学性能。球形结构不仅具备极佳的抗失稳能力,且在相同容积下拥有最小的体积比,能够有效减少外界热侵入,并在极端温差条件下维持结构完整性。

针对8 000 m³大型液氢球罐的设计,需综合考虑球壳厚度计算、材料相容性、绝热方案及支撑结构强度。基于液氢运输船的运行工况,初步设定设计参数如表1所示。

表1 8 000 m³液氢球罐设计参数
Tab.1 Design parameters of 8 000 m³ liquid hydrogen spherical tank

技术指标	参数值	技术指标	参数值
储存介质	液氢	几何容积/m ³	8 180
介质密度/(kg/m ³)	71	最大充液率	0.98
公称容积/m ³	8 000	工作压力/MPa	0.50
内罐内径/mm	25 000	设计压力/MPa	0.55
内罐壁厚/mm	26	工作温度/℃	-253~45
外罐内径/mm	27 452	设计日蒸发率/%	≤0.2
外罐壁厚/mm	20		

在实际工程设计中,需遵循《国际散装运输液化气体船舶构造和设备规则》(IGC Code),通过多物理场仿真对不同航行工况进行安全性评估。本研究选

取的典型分析工况如表2所示。

表2 储罐仿真分析工况类型
Tab.2 Storage tank simulation analysis operating condition type

工况类型	环境温度/℃	动态载荷要求	适用海域
赤道工况	45	极小 (以静态热载荷为主)	热带航线
IGC标准工况	5	标准IMO动态载荷	全球通用
USCG工况	-18	极端海况	北大西洋及美国海域

1.2 支撑与绝热结构设计

针对液氢运输船在复杂海况下的动态晃荡载荷特征,本文提出了一种兼顾高效绝热与力学传递的球罐支撑结构方案,如图1所示。

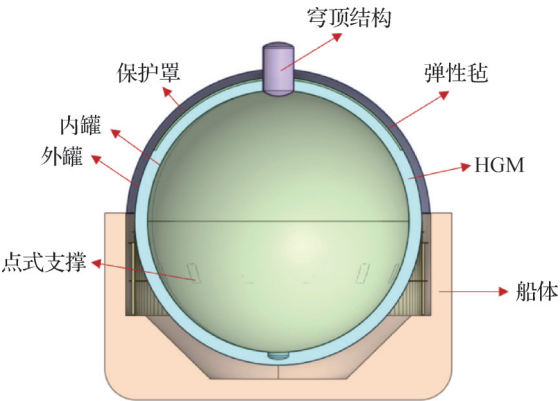


图1 球罐几何结构

Fig.1 Spherical tank geometry

1)整体支撑构型:采用“内罐点式+外罐裙座”的复合支撑形式。外罐裙座连接于赤道面,底部锚固于船体基座,并通过纵横加劲肋网络增强局部刚度。外罐材质使用304不锈钢,内罐材质使用316不锈钢。

2)层间支撑组件:内外罐之间沿环向每隔30°均布配置三段式支撑件。为抑制“热桥效应”,组件采用异质材料组合:与外罐连接端为304不锈钢,与内罐连接端为316不锈钢,中段则串联低导热系数的玻璃钢。

3)位移补偿设计:内外罐顶部极区采用316不锈钢穹顶连接。该悬吊式设计为内罐提供了柔性约束,能够有效补偿超低温加注过程中引起的结构冷缩变形。

4)局部补强:针对穹顶开孔区域的应力集中问题进行结构加强,以提升系统的抗震与抗晃荡性能。

为有效传递静动态载荷并释放极端温差下的热

应变,内外罐间的层间支撑组件采用单端滑动释放、单端刚性固定的装配边界设计。具体而言,支撑组件的底端通过304不锈钢过渡结构与外罐裙座实施刚性固接,而其顶端与内罐外壁面的接触界面处,则设置了具有低摩擦系数的滑动型面,这种设计在严格限制内罐由于船舶动态航行引起的非期望位移的前提下,允许内罐在服役过程中沿支撑界面发生适度的自由冷缩滑移。

在绝热方案选择上,本研究采用中空玻璃微珠(hollow glass microspheres, HGM)。研究表明, HGM在低温环境下拥有良好的绝热性能^[15]。如图1所示,在1.2 m厚的绝热夹层中,考虑到HGM抗压强度有限,设计增设了弹性毡以防止船舶碰撞或温差膨胀引起的挤压破坏。由于球罐上半部热桥较为集中,在外部罐内壁面的上部1/3区域铺设厚度为180 mm的PIR(聚异三聚氰酸酯, Polyisocyanurate Foam)弹性毡,其余空间填充HGM,从而优化整体热阻分布。

1.3 材料属性参数

玻璃钢作为支撑件的核心材料,具有显著的向异性,且其导热系数随温度大幅波动。表3和表4列出了玻璃钢在不同温度下的性能参数^[16]。

表3 玻璃钢在不同温度下的导热系数

Tab.3 Thermal conductivity of fiberglass at different temperatures

温度/K	轴向导热系数/[W/(m·K)]	径向导热系数/[W/(m·K)]
20	0.117	0.103
93	0.334	0.256
293	0.460	0.409

表4 玻璃钢力学与物理性能参数

Tab.4 Mechanical and physical performance parameters of fiberglass reinforced plastic

方向	密度/(kg/m ³)	线膨胀系数/K ⁻¹	泊松比
轴向	2 000	1.66×10 ⁻⁵	0.326
径向	—	3.85×10 ⁻⁵	0.212
环向	—	1.66×10 ⁻⁵	0.479

对于S30408不锈钢、PIR弹性毡及HGM等材料,由于其在服役温区内物性波动相对较小,在仿真中将其视为常数处理,具体物性参数如表5所示。

2 热-结构耦合设计

在热-结构耦合作用下,物体的物理力学行为与等温状态存在显著差异。其核心在于总应变由2部

表 5 储罐相关材料物性参数表

Tab.5 Table of physical property parameters for tank-related materials

材料	密度/(kg/m ³)	导热系数/[W/(m·K)]	线膨胀系数/K ⁻¹
S30408	7 930	13(常温)/9(液氢区)	1.65×10 ⁻⁵
PIR 弹性毡	60	0.016	8.5×10 ⁻⁶
HGM	64	0.007	1.0×10 ⁻⁶

分组成:遵循胡克定律的机械应力应变,遵循热膨胀定律的温度应变。因此,在进行耦合分析时,需解耦处理热效应与结构效应。本研究采用顺序耦合方法,即首先求解球罐的温度场分布,随后将其作为体载荷施加至结构模型中进行数值模拟。

2.1 控制方程

球罐内部及结构的温度场分布遵循非稳态导热微分方程,其表达式为^[17]:

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (1)$$

式中: T 为温度,K; t 为时间,s; x, y, z 为空间坐标; ρ 为材料密度,kg/m³; c 为比热容,J/(kg·K); λ 为导热系数,W/(m·K)。

在获得温度场分布后,综合考虑温度应变与机械应力的共同作用,球罐结构的广义胡克定律可表示为:

$$\begin{cases} \varepsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)] + \alpha \Delta T \\ \varepsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)] + \alpha \Delta T \\ \varepsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)] + \alpha \Delta T \end{cases} \quad (2)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G}, \gamma_{yz} = \frac{\tau_{yz}}{G}, \gamma_{zx} = \frac{\tau_{zx}}{G} \quad (3)$$

式中: $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$ 为正应变; $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ 为正应力,Pa; $\gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}$ 为剪应变; $\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$ 为剪应力,Pa; E 为杨氏弹性模量,Pa; G 为剪切模量,Pa; ν 为泊松比; α 为材料的热膨胀系数,1/K; ΔT 为相对基准温度的温差,K。

其中,弹性模量 E 、剪切模量 G 与泊松比 ν 之间的换算关系为:

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad (4)$$

2.2 液氢储罐热性能评估模型

液氢的日蒸发率(boil-off rate, BOR)是衡量低温围护系统绝热性能的核心指标。其物理意义为单位时间内由于热侵入导致的液氢蒸发损耗量占储罐最大充装量的百分比,其定义式为^[18]:

$$\eta = \frac{86\,400Q}{h_{fg}\rho V\phi} \times 100\% \quad (5)$$

式中: η 为液氢日蒸发率,%/d; Q 为液氢球罐的总漏热量(包括绝热层、支撑及管路漏热),W; h_{fg} 为液氢的气化潜热,取448 kJ/kg; ρ 为液氢密度,取71 kg/m³; V 为球罐几何容积,取8 180 m³; ϕ 为液氢充装率,取98%。

根据本研究设计的8 000 m³大型液氢球罐基本参数(内径25 m,外径27 m,夹层厚度1.2 m,内外罐最大温差 $\Delta T = 298$ K),若要满足日蒸发率 $\eta \leq 0.2\%$ 的设计指标,由上式可反求得储罐允许的最大漏热量:

$$Q_{\max} = \frac{\eta h_{fg} \rho V \phi}{86\,400 \times 100\%} \approx 5\,940 \text{ W} \quad (6)$$

对于球体结构的稳态导热过程,其绝热层的漏热量可由下式计算:

$$Q_{\text{iso}} = \frac{4\pi\lambda_{\text{app}}R_{\text{in}}R_{\text{out}}(T_{\text{out}} - T_{\text{in}})}{R_{\text{out}} - R_{\text{in}}} \quad (7)$$

式中: λ_{app} 为绝热材料的表观导热系数,W/(m·K); R_{in} 和 R_{out} 分别为内、外罐半径,m; T_{in} 和 T_{out} 分别为内、外壁面温度,K。

在理想状态下(仅考虑绝热层导热),若要达到上述指标,绝热材料的表观导热系数需满足 $\lambda_{\text{app}} \leq 10.8 \text{ mW}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。但在工程实际中,支撑结构、管路及人孔等热桥部件会产生额外的热侵入。根据低温容器设计经验,该类结构漏热约占总漏热量的10%~15%,若按15%的结构附加漏热计算,绝热层本身的漏热限值应进一步缩减,从而要求1.2 m厚度的绝热材料表观导热系数 $\lambda_{\text{app}} \leq 9.4 \text{ mW}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。

2.3 载荷与边界条件设置

2.3.1 机械载荷

液氢球罐在实际服役过程中承受复杂的内外载荷。为准确模拟其力学响应,本研究在有限元模型中施加了重力载荷、内部压力(设计压力)、真空环境引发的大气压力以及液氢静液压力。具体边界条件配置如表6所示。

2.3.2 温度载荷

根据IGC Code及相关航行规范,本研究对3种典型航行工况(赤道工况、IGC工况、USCG工况)下的环境温度与对流换热条件进行了简化设置。

水下对流传热:船体吃水线以下外壳设置为与海水的对流传热,传热系数取500 W/(m²·K)。海水温度根据工况分别设定:赤道工况为32℃,IGC与USCG工况均为0℃。

水上空气换热:船体吃水线以上外壳设置为与

表6 机械载荷与约束边界条件设置

Tab.6 Setting of mechanical load and constraint boundary conditions

载荷类型	设置说明
自重载荷	通过定义材料密度并施加重力加速度场($g=9.81 \text{ m/s}^2$)实现
设计压力	取 0.55 MPa,垂直作用于内罐内壁面
外部大气压	外罐外壁面施加标准大气压($1.01 \times 10^5 \text{ Pa}$)
液氢静压力	设定充装率为 98%,基于液氢密度 71 kg/m^3 ,通过流体静压力载荷施加于内罐内壁
裙座约束	外罐裙座底部通过螺栓锚固定于船体基座,设置全约束

外部空气的对流传热,传热系数取 $20 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ 。空气温度分别设定:赤道工况为 45°C ,IGC 工况为 5°C ,USCG 工况为 -18°C 。

舱内空腔换热:外罐处于吃水线以上的部分,设置为与货舱内空气的对流传热,传热系数为 $20 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$,舱内气温分别取工况对应的环境空气温度(45°C 、 5°C 、 -18°C)。

下部空腔等效设置:外罐处于吃水线以下的部分,其换热环境受船体底舱气温影响。该部分空气温度按船体吃水线以下内壁面的平均温度进行等效设定。

内罐热边界:设定内罐内壁面为恒温边界,温度恒定为液氢沸点 -253°C 。

2.4 网格无关性验证

在有限元模型的构建中,采用 ANSYS Workbench 平台对几何实体进行网格划分。为捕捉关键部位的局部应力特征,针对玻璃钢支撑、穹顶以及内外罐体接触界面等应力梯度较大的区域进行了局部网格加密处理。

网格无关性验证如图2所示,随着局部网格的不断加密,支撑几何突变处的云图峰值应力呈现典型的奇异性发散趋势,并未出现收敛。然而,剔除局部峰值干扰后,提取路径上的线性化组合应力在单元数达到 245 万时已稳定在 263.8 MPa ,后续加密带来的相对偏差低于 0.3% 。这不仅验证了本研究网格划分的合理性,更从数值计算层面印证了采用应力分类法进行强度评定的必要性。最终确定计算模型的网格节点数为 3 893 377 个,单元数为 2 447 953 个。

3 计算结果分析

3.1 球罐温度场分布与热性能评估

基于上述有限元模型,本研究针对 3 种典型航行

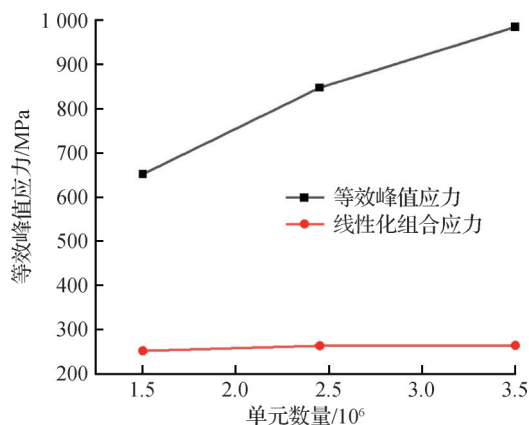


图2 网格无关性验证

Fig.2 Grid-independence verification

工况,数值模拟了液氢围护系统的漏热特性、日蒸发率及温度场分布。计算过程中,环境温度依据工况分别设定为 45°C (赤道工况)、 5°C (IGC 工况) 及 -18°C (USCG 工况)。利用模型的对称性,提取 1/12 剖面模型的计算数据并进行整体等效处理。由于球罐沿环向呈 360° 周期性对称,且对称截面被设定为绝热边界,因此截面间无切向热量交换。整体等效漏热量 Q 遵循严格的线性倍加关系。

3 种工况下的温度场分布规律如图3所示,具体的漏热分配及日蒸发率如表7所示。各部件的漏热量 Q 通过提取绝热层、支撑件及穹顶内表面的热流密度,并在对应接触面面积上进行曲面积分获得。

从数值模拟得到的温度场分布规律来看,球罐绝热夹层内远离支撑构件的区域,其温度梯度分布较为均匀,显示出绝热材料良好的热阻性能。然而,在支撑结构附近,等温线呈现明显的向玻璃钢构件集中的趋势。

该现象的物理本质在于支撑组件内部形成的“热桥效应”:由于玻璃钢两端分别与高导热系数的 304、316 不锈钢部件相连,热量沿不锈钢结构迅速传递,导致玻璃钢下底面温度接近外罐的环境温度,而上底面温度则骤降至内罐的液氢温区。在这种结构配置下,玻璃钢构件成为承担温差的主要屏障,其几何尺寸直接决定了支撑系统的热侵入量。因此,为有效抑制漏热,支撑结构的设计必须遵循“选用低导热率材料、最小化传热截面积、最大化有效绝热路径”的原则。

3.2 结构漏热占比及优化方向分析

表7展示了不同结构在 3 种典型工况下的漏热贡献率。计算结果表明,支撑结构与穹顶作为围护系统的薄弱环节,其联合漏热量占系统总漏热量的 $13.0\% \sim 14.0\%$ 。其中,穹顶结构的漏热贡献率稳定

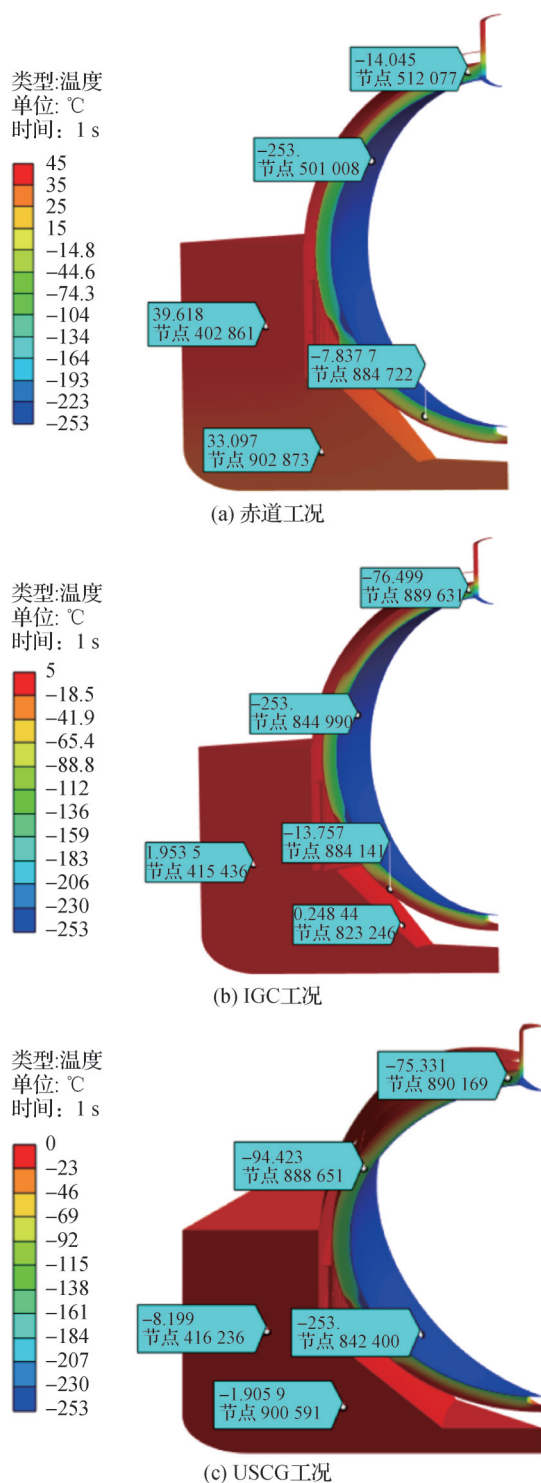


图3 3种工况下的温度场

Fig.3 Temperature field under three working conditions

在 5.4%~5.7%。虽然绝热层占据了大部分漏热份额,但其技术优化已趋于饱和,因此支撑系统与穹顶的精细化设计成为进一步提升球罐热性能的关键。

分析发现,由于穹顶结构的复杂性及其与内外罐的刚性连接,该部位形成了稳定的热流通道。在现有结构方案中,总漏热量的多寡主要取决于外部环境温差,而各部件的漏热占比保持相对稳定。

表7 不同工况下液氢球罐各结构的漏热参数

Tab.7 Heat leakage parameters of various structures of liquid hydrogen spherical tanks under different operating

漏热参数	conditions		
	工况 1	工况 2	工况 3
绝热层漏热量/W	4 077	3 464	3 151
支撑结构漏热量/W	363	313	285
穹顶结构漏热量/W	262	226	206
总漏热量/W	4 704	4 004	3 643
日蒸发率/%	0.158	0.135	0.123

综上所述,在绝热层性能已达到设计预期的前提下,优化重心应转向传导漏热的控制。在确保结构强度满足船舶航行安全裕度的条件下,应通过优化支撑件的截面形状以减小传热面积,并考虑在穹顶等金属连接部位引入低导热系数的复合材料进行热断路处理,从而最大限度地阻断热传导路径,降低液氢的日蒸发率。

3.3 球罐的形变与应力分布

在单一机械载荷作用下,球罐的形变如图4所示。计算结果表明,内压对球罐形变起主导作用,致使内罐整体呈现向外膨胀趋势。其中,内罐上极点受膨胀影响,产生沿竖直向上4.7 mm的位移;而下极点在自重、液氢静压与膨胀变形的叠加作用下,产生了全场最大的向底部位移,达9.8 mm。

内外罐间的支撑结构在传递载荷时起到了位移约束作用。在支撑件中心位置,内罐的膨胀形变被部分抵消(形变量为2.9 mm)。内罐的力学响应通过支撑与穹顶传递至外罐,导致外罐在支撑连接处发生1.7 mm的最大向外形变。此外,由于内外罐的相对位移,绝热夹层中的玻璃钢支撑件被轴向压缩约0.8 mm,绝热材料也承受了1~2 mm的压缩变形。

无温度载荷作用下的球罐等效应力分布如图5所示。在单纯的机械载荷下,内罐整体薄膜应力(p_m)处于78~80 MPa;外罐薄膜应力则在28~31 MPa。全场应力峰值出现在内罐与穹顶结构的局部连接处,达到169.43 MPa。总体而言,该工况下的应力水平较低,表明壳体厚度设计足以抵御内压与重力的作用。

在引入温度载荷(内罐-253 °C,外环境极端高温)进行热-结构耦合分析后,球罐的形变分布如图6所示。与单机械载荷工况截然相反,球罐整体呈现剧烈的向内收缩趋势,这表明热应变已完全主导了结构的力学行为。

由于极大的径向温度梯度,内罐下极点产生了

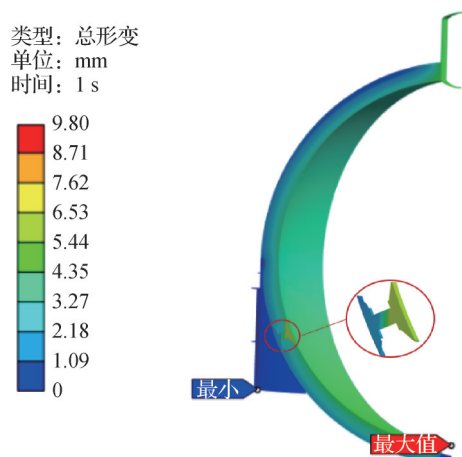


图4 无温度载荷形变

Fig.4 Deformation without temperature load

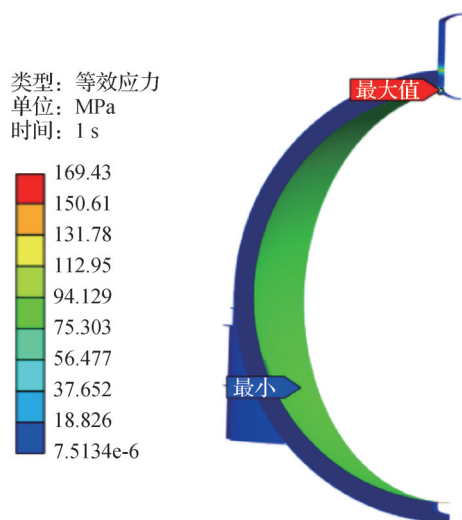


图5 无温度载荷应力

Fig.5 Stress without temperature load

高达 62.9 mm 的整体收缩位移;而穹顶中心因远离周向力学约束,产生了 15.3 mm 的自由收缩。支撑构件的形变量处于 24~45 mm,由于支撑结构的线膨胀系数大于绝热层材料,其冷缩变形更为显著,加剧了内外罐连接处的位移不协调。

热-结构耦合工况下的等效应力分布如图 7 所示。内罐与外罐的整体应力基数分别跃升至 490~498 MPa 及 453~476 MPa。局部应力集中现象极度显著:外罐与支撑结构的局部应力峰值飙升至 848.2 MPa,外罐对应连接区域的其他峰值也达到了 503.1 MPa 和 632.1 MPa。

有限元云图中所显示的 848.2 MPa 为包含了峰值应力的总体等效应力。在支撑连接处,由于存在几何突变与强烈的温差位移约束,不可避免地产生了局部的应力集中现象。根据压力容器分析设计理论,峰值应力主要由局部几何缺口引起,其仅与微观

的疲劳裂纹萌生相关,并不影响结构的整体屈服或宏观变形。因此,直接采用云图极值进行强度评定会导致设计过于保守甚至误判。在后续的结构安全校核中,必须对其进行应力线性化处理,将高度非线性的峰值应力予以剥离,提取出真正反映截面整体承载能力的薄膜与弯曲应力组合进行评定。

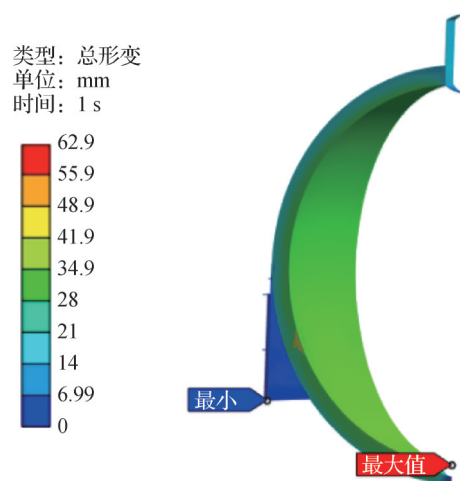


图6 有温度载荷形变

Fig.6 Temperature load deformation

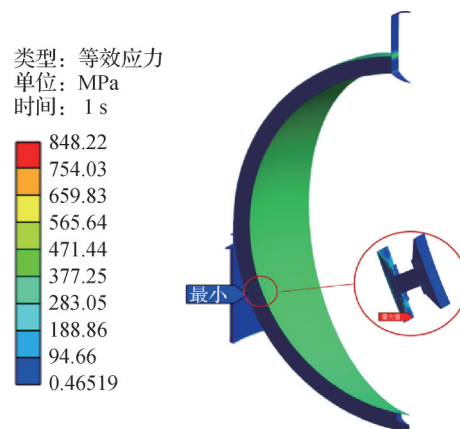


图7 有温度载荷应力

Fig.7 Temperature load stress

3.4 结构应力分类评定与强度校核

为科学评估液氢球罐在极端服役工况下的安全性,本文依据 ASME VIII-2 分析设计标准,采用应力分类法对球罐最危险区域的线性化应力进行评定^[19],取内、外罐的赤道及支撑区域应力最大处进行校核,内外罐路径沿厚度方向,支撑结构沿轴向分为 A 路径和 B 路径,评定路径如图 8 所示。

在应力评定中,需根据应力的产生机制进行严格分类。一次薄膜应力(P_m)由外载荷产生,不具自限性;而由温度梯度与变形约束激增的热应力,其物理本质为位移协调应力,具备典型的自限性,故在规

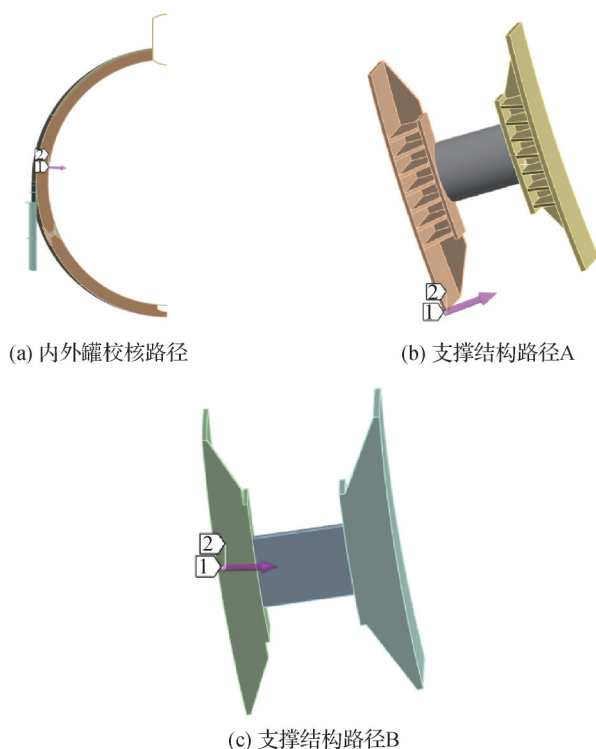


图8 线性化应力路径

Fig.8 Linearized stress path

范中被明确归类为二次应力(Q)。

因此,热-结构耦合工况下的初次应力分量实际上由机械载荷唯一决定,并不随温度场的引入而改变。为保证评定框架的严谨性,本文构建了分级校核机制,如表8所示。

在无温度载荷工况下,独立校核一次薄膜应力 p_m 及一次局部薄膜加弯曲应力($p_L + p_b$),验证壳体及局部结构的基础静力学强度;在热-结构耦合工况下,将温差诱发的所有应力增量均归入二次应力范畴,重点评估一次加二次的总组合应力($p_L + p_b + Q$)是否满足 $3S_m$ 的许用应力准则,以确保结构不发生塑性循环累积破坏,校核结果如表9、10所示。

由表9可知,在仅考虑0.55 MPa设计压力、自重及液氢静压时,球罐主体及支撑连接处的应力水平极低。内、外罐赤道区域的一次薄膜应力最高仅为93.6 MPa;内外支撑各处的局部组合应力最大仅为

19.2 MPa,距300 MPa的许用极限有较大的安全裕度。这表明当前壁厚参数针对纯力学载荷的设计是充分且保守的。

由表10的热-结构耦合校核结果可知,在引入-253℃的内壁面温度载荷后,球罐各区域的热膜应力与组合应力显著上升,但所有关键节点均满足许用应力要求。内、外罐赤道区域受大面积低温收缩影响,其一次加二次组合应力($P_m + Q$)分别达到了493.6 MPa和481.2 MPa。由于这部分应力属于自平衡的热薄膜应力,未超出600 MPa的 $3S_m$ 限制,证明壳体主体具备优异的热变形协调能力。

对支撑连接区域,在剥离了848.2 MPa的云图峰值应力后,经线性化处理的内、外支撑真实承载应力($P_L + P_b + Q$)呈现出合理的分布规律:内罐支撑沿路径A与B组合应力仅为54.7 MPa与42.4 MPa,表明内罐连接处的力学约束得到了有效释放,热应变能未在局部产生破坏性积聚。对外罐支撑B,由于位移协调与刚度突变,成为了全场线性化应力的最高点,达到263.8 MPa。虽然它是力学约束最严苛的区域,但该组合应力值依然不到 $3S_m$ 许用极限的45%。

4 结论与展望

本文针对8 000 m³大型MOSS型液氢球罐,依据IGC Code及ASME VIII-2分析设计标准,开展了液氢温区下的热传导与热-结构耦合多物理场数值模拟。通过对3种典型航行工况的热性能评估,以及对应应力场进行的分类提取与线性化校核,揭示了极端温差下液氢围护系统的形变特征与力学响应机制,得到如下结论:

1)复合绝热系统热性能良好,满足大规模液氢海运的低损耗要求。在极端的赤道工况下,基于“HGM+PIR弹性毡”的绝热层与“不锈钢+玻璃钢”复合支撑结构,球罐的总日蒸发率控制在0.158%,而在IGC与USCG工况下更低至0.135%与0.123%,均达到0.2%的设计指标。分析表明,绝热层漏热占主导,但支撑与穹顶结构的“热桥效应”贡献了约13.0%~14.0%的漏热量,是未来进一步降低BOR的

表8 应力评定准则与限值

Tab.8 Stress evaluation criteria and limits

序号	评定工况	应力分类	组合代号	许用准则
1	无温度载荷	一次总体薄膜应力	P_m	$\leq S_m$ (200 MPa)
2	无温度载荷	一次局部薄膜 + 弯曲应力	$P_L + P_b$	$\leq 1.5S_m$ (300 MPa)
3	热-结构耦合	一次 + 二次应力强度范围	$P_L + P_b + Q$	$\leq 3S_m$ (600 MPa)

注:材料许用应力强度 $S_m = 200$ MPa,载荷组合系数 $K = 1.0$ 。

表9 无温度载荷时的应力校核结果

Tab.9 Stress verification result without temperature load

位置	应力分类	组合应力值/ MPa	许用极限/ MPa	校核结果
内罐赤道	P_m	93.6	200	合格
外罐赤道	P_m	31.4	200	合格
内罐支撑A	$P_L + P_b$	4.1	300	合格
内罐支撑B	$P_L + P_b$	6.1	300	合格
外罐支撑A	$P_L + P_b$	3.1	300	合格
外罐支撑B	$P_L + P_b$	19.2	300	合格

表10 有温度载荷时的应力校核结果

Tab.10 Stress verification result with temperature load

位置	应力分类	组合应力值/ MPa	许用极限/ MPa	校核结果
内罐赤道	$P_L + P_b + Q$	493.6	600	合格
外罐赤道	$P_L + P_b + Q$	481.2	600	合格
内罐支撑A	$P_L + P_b + Q$	54.7	600	合格
内罐支撑B	$P_L + P_b + Q$	42.4	600	合格
外罐支撑A	$P_L + P_b + Q$	31.8	600	合格
外罐支撑B	$P_L + P_b + Q$	263.8	600	合格

优化方向。

2)低温热应变在多物理场耦合变形中占据主导地位。在单一机械载荷作用下,球罐呈现向外的膨胀趋势,最大位移仅为9.8 mm。而在引入液氢低温载荷后,结构力学行为发生逆转,呈现明显的向内收缩特征,内罐下极点最大收缩位移高达62.9 mm。此外,由于支撑组件的线膨胀系数大于绝热材料,其产生的24~45 mm显著冷缩加剧了内外罐连接区域的位移不协调。

3)温差诱发的二次热应力是主要力学挑战。纯力学载荷下的最大一次薄膜应力(P_m)仅为93.6 MPa,低于200 MPa的限值,表明现有的壳体壁厚针对力学载荷的设计是充分且保守的。然而,在热-结构耦合工况下,受极低温强制冷缩与局部结构刚度的双重约束,外罐与支撑连接区域产生了明显的局部应力集中,等效总应力极值达到848.2 MPa。温差诱发的热二次应力远超力学初次应力。

4)基于线性化评定的结果表明,球罐全域满足许用应力准则。针对848.2 MPa的云图应力极值,经应力线性化处理剥离仅影响局部疲劳的峰值应力(F)后,截面真实的承载应力回归合理区间。受均匀冷缩影响的赤道区域,其一次加二次组合应力($P_m + Q$)最高为493.6 MPa;而外罐支撑区域线性化后的最

大组合应力为263.8 MPa;内罐滑动支撑的设计将该处应力有效抑制在54.7 MPa。所有关键节点均低于600 MPa的 $3S_m$ 许用极限。

综上所述,本文设计的8 000 m³液氢球罐具备良好的静压承载能力,且剔除局部非线性的峰值应力干扰后,结构的真实组合应力控制在安定区间内。该研究为未来远洋液氢储运装备的结构设计、绝热优化与安全性评估提供了一定的工程参考与技术借鉴。

本文受工业和信息化部(工信部重装函[2024]57号)项目资助。(The project was supported by the Ministry of Industry and Information Technology (MIIT Major Equipment Letter [2024] No. 57).)

参考文献

- [1] Kousksou T, Bruel P, Jamil A, et al. Energy storage: applications and challenges [J]. Solar Energy Materials and Solar Cells, 2014, 120: 59–80.
- [2] Agency I E. Global Hydrogen Review 2023[R]. International Energy Agency, 2023.
- [3] 国家能源局发布《中国氢能发展报告(2025)》[J]. 中国石油和化工, 2025(5): 9. (National Energy Administration releases the "China hydrogen energy development report (2025)" [J]. China Petroleum and Chemical Industry, 2025(5): 9.)
- [4] Rasheed T, Shafi S, Anwar M T, et al. Greener hydrogen production and storage revolution towards a low-carbon future: an overview of current scenarios and future prospects[J]. Fuel, 2026, 405: 136519.
- [5] McCarty R D, Hord J, Roder H M. Selected properties of hydrogen (engineering design data): NBS MONO 168 [R]. Gaithersburg, MD: National Bureau of Standards, 1981.
- [6] Ratnakar R R, Gupta N, Zhang Kun, et al. Hydrogen supply chain and challenges in large-scale LH₂ storage and transportation [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2021, 46(47): 24149–24168.
- [7] IGU. World LNG report 2023[R]. Barcelona, 2023.
- [8] Sun Qiang, Zhang Yanli, Lü Yan, et al. Comparative analysis of heat transfer in a type B LNG tank pre-cooling process using various refrigerants[J]. Energies, 2024, 17(16): 4013.
- [9] Adler E J, Martins J R R A. Liquid hydrogen tank boil-off model for design and optimization [J]. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 2025, 39(3): 505–519.
- [10] Lee S S, Qi Haonan, Kim C. Structural safety evaluation

- of liquid hydrogen tank (2 500 kg) under cryogenic conditions: combined effects of welding residual stress and thermal stress [J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2026, 40(5): 3513–3522.
- [11] Qiu Yanan, Yang Huan, Tong Lige, et al. Research progress of cryogenic materials for storage and transportation of liquid hydrogen[J]. *Metals*, 2021, 11(7): 1101.
- [12] Yu Yang, Xie Fushou, Zhu Ming, et al. Design and optimization of the insulation performance of a 4 000 m³ liquid hydrogen spherical tank [J]. *Processes*, 2023, 11(6): 1778.
- [13] 赵博. LH₂运输船: 绿色航运的绿色载体[J]. *中国船检*, 2024(10): 24–29. (Zhao Bo. LH₂ carrier: a green enabler for green shipping [J]. *China Ship Survey*, 2024(10): 24–29.)
- [14] 段志祥, 朱鸣, 胡杭健. 我国液氢储运标准建设思考[J]. *中国特种设备安全*, 2023, 39(3): 4–8, 15. (Duan Zhixiang, Zhu Ming, Hu Hangjian. Thoughts on the construction of technical standards for liquid hydrogen storage and transportation in China [J]. *China Special Equipment Safety*, 2023, 39(3): 4–8, 15.)
- [15] Xu Xiafan, Xu Hao, Yang Biao, et al. A novel composite insulation system of hollow glass microspheres and multilayer insulation with self-evaporating vapor cooled shield for liquid hydrogen storage[J]. *Energy Technology*, 2020, 8(9): 2000591.
- [16] 朱宇豪, 谢福寿, 王双进, 等. 车载液氢瓶六点支撑与八点支撑方案热力耦合特性对比研究[J]. *真空与低温*, 2025, 31(1): 62–73. (Zhu Yuhao, Xie Fushou, Wang Shuangjin, et al. Comparative study of six-point and eight-point support scheme of liquid hydrogen tank for vehicles [J]. *Vacuum and Cryogenics*, 2025, 31(1): 62–73.)
- [17] 李阳. 低温绝热气瓶结构优化与进一步提高绝热性能的研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2012. (Li Yang. Study on structural optimization for further improvement in thermal insulation property of cryogenic insulated cylinder [D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2012.)
- [18] Liu Siliang, Zhang Xueliang, Qu Jingyi, et al. Research on evaporation simulation scheme of LNG storage tank [J]// *International Field Exploration and Development Conference*, 2024: 1055–1068.
- [19] Strzelczyk A T, Stojakovic M. Simplified stress linearization method, maintaining accuracy [J]. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 2013, 135(5): 051205.

通信作者简介

巨永林,男,教授,上海交通大学机械与动力工程学院,021-34206532, E-mail: yju@sjtu.edu.cn. 研究方向: 液化天然气及液化氢气技术, 低温传热及低温精馏技术。

About the corresponding author

Ju Yonglin, male, professor, School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, 86-21-34206532, E-mail: yju@sjtu.edu.cn. Research fields: liquefied natural gas and liquefied hydrogen technology, cryogenic heat transfer and cryogenic distillation.