航空机载液氢储罐绝热性能及 轻量化研究



陈红,杨鑫磊,王晓月 北京航天动力研究所,北京 100076

摘 要:对航空机载液氢储罐进行绝热结构的绝热性能及轻量化综合研究是提高飞机续航能力的关键解决路径。本文以液 氢储量为1450kg的液氢储罐为例,对泡沫/冷屏复合绝热结构(SOFI/VCS)及变密度多层真空夹套绝热结构(VD-MLI真空夹 套)进行绝热及轻量化对比研究。当两种绝热结构的绝热性能一致,储罐日蒸发率<4%时,VD-MLI真空夹套绝热结构重量 相较于SOFI/VCS复合绝热结构减轻50%,此时适合采用双胆储罐结构;当储罐日蒸发率增大到6%左右时,两种绝热结构的 重量相差较小,SOFI/VCS复合绝热结构仅比VD-MLI真空夹套绝热结构重约50kg;而当储罐的日蒸发率>7%时,SOFI/VCS 复合绝热结构在轻量化方面更具优势,此时储罐宜采用单壁结构,且日蒸发率越大,单壁储罐轻量化优势越明显。本文通过 探究两种绝热结构绝热性能与重量的对应变化规律,为航空机载液氢储罐绝热结构及轻量化的方案设计提供理论依据,同 时为液氢的高效长时间存储技术发展奠定一定的基础。

关键词:机载液氢存储; SOFI/VCS; VD-MLI真空夹套; 绝热性能; 轻量化

中图分类号:TB657.9

文献标识码:A

随着经济的快速发展,航空产业占我国碳排放总量的 比重越来越高,发展新能源航空是响应国家双碳战略要求、 实现航空产业高效可持续发展的必然选择^[1]。传统的化石 燃料热值较低,若想为飞机提供足够动力,需要携带大量燃 料,导致燃料储罐容积及重量较大。而新一代高空长航时 飞机的发展需要以高效清洁新能源动力的研究为依托^[2]。 电池总体的能量密度、电池重量和功率载荷对飞机的续航 时间与航程有直接影响^[3],在保障动力充足的基础上,减轻 燃料存储及供应系统重量,可有效延长续航里程。由于氢 燃料具有高于传统航空煤油三倍的能量密度,且可以通过 电解等技术从可再生能源中制取^[4],因此氢燃料成为航空 领域下一代最具吸引力的高效燃料。

然而,氢燃料在飞机上大量且安全的储存具有诸多技 术难点。目前,适于机载氢燃料储存的方式主要有高压气 态储氢和液态储氢两种,而液氢相比于氢气具有较低的压 力和较高的密度,可以大大提高其有效容积效率^[5],成为机 载氢燃料储存技术的研究重点之一。但与此同时,液氢极 低的沸点导致其储存相对困难。在低温液氢的储存技术研

DOI:10.19452/j.issn1007-5453.2024.01.004

究方面,不仅需要克服超低温到高温温区之间的保温难题, 使之具有较好的绝热效果,还需要在保障储罐承压强度的 基础上,尽可能降低其重量,从而增加其燃料携带量,减小 飞机的燃料消耗率,以此来提高飞机的续航能力。基于此, 需对航空机载液氢储罐的绝热结构进行绝热及轻量化综合 研究,以保障液氢的高效长时间存储。

从19世纪后期到20世纪30年代,低温领域普遍应用 真空粉末绝热方式,直到1951年,P. Peterson⁶⁶首次研制出 高真空绝热结构。至此,世界各国开始致力于对绝热性能 更好且质量更轻的绝热结构进行探索,绝热结构也进一步 向高真空多层绝热(MLI)方向发展。但该绝热结构多应用 于航天领域,因为在高真空环境下,金属的高反射率能够有 效减弱热辐射作用,进而收到良好的绝热效果,所以在非真 空环境中,该绝热结构一般与真空夹套复合使用。而泡沫 和气凝胶等多孔绝热材料一般在非真空环境中较为常用。

从1969年开始,G. Cunnington^[7]、G. E. Mc Intosh^[8]和C. W. Keller^[9]分别利用多层绝热结构原理建立计算模型并对其进行简化,最终得到简化的传热热流密度计算公式及总传热

收稿日期: 2023-07-27; 退修日期: 2023-10-23; 录用日期: 2023-12-07

引用格式: Chen Hong, Yang Xinlei, Wang Xiaoyue.Study on adiabatic performance and lightweight of airborne liquid hydrogen storage tank [J].Aeronautical Science & Technology, 2024, 35(01):36-46. 陈红, 杨鑫磊, 王晓月. 航空机载液氢储罐绝热性能及轻量化研究[J]. 航空科学技术, 2024, 35(01):36-46. 系数计算模型,为高性能绝热结构的发展奠定了夯实的理论 基础。随着对绝热结构研究的深入,新型的变密度多层绝热 结构(VD-MLI)以及该结构与气冷屏(VD-MLI/VCS)和泡 沫(VD-MLI/SOFI)等其他绝热形式的复合绝热结构开始被 挖掘,并针对VD-MLI结构建立出逐层构造^[10-11]和 Lockheed^[12]理论分析模型。2002年,马歇尔空间飞行中心 (MSFC)采用变密度多层绝热和泡沫塑料复合的绝热结 构^[13],研究了飞行器储箱45天的在轨存储期内的蒸发量,发 现其蒸发量相比传统堆积绝热降低了58%。R. M.Sullivan 等^[14]对日蒸发率为7%的大型无人机用低温液氢储箱进行结 构研究时,对喷涂泡沫绝热结构、真空夹套绝热结构、MLI+ 真空夹套绝热结构、夹套气凝胶绝热结构以及真空夹套气凝 胶绝热结构进行了轻量化分析,在上述绝热结构中,真空夹 套绝热结构及MLI+真空夹套绝热结构重量最轻。

国内对低温储箱新型绝热结构的研究起步相对较晚, 一些研究机构对SOFI/VD-MLI开展了传热过程相关研究。 目前,国内对VD-MLI传热分析模型的研究与国外基本相同,在理论研究进行的同时也开展了关于绝热结构性能验 证的试验。其中,兰州空间技术物理研究所的张安等^[15]和 李永春等^[16]基于Lockheed模型对VD-MLI绝热结构进行了 理论分析,并通过试验测试该绝热结构的温度分布。 Zheng Jianpeng等^[17]将气冷屏(VCS)分别引入MLI和VD-MLI中,建立了热力学模型,并进行试验验证,在VD-MLI 和VCS耦合优化后,热通量比MLI降低了83.10%,比VD-MLI降低了66.32%。研究表明,VCS的引入,可以有效提 高绝热结构的绝热性能。

综上,目前国内外对低温液氢储罐绝热结构的研究更多 的是针对其绝热性能方面,而针对特定的高空大气环境,同 时考虑绝热性能和轻量化的研究相对较少。绝热结构作为 液氢储罐的重要组成部分,其占重比高达40%左右,因此需 进一步结合其重量进行综合优化。在机载液氢储罐的绝热 结构形式中,常用高真空双胆储罐结构,其中的新型变密度 多层绝热结构(VD-MLI)在厚度很薄时便具有良好的绝热 效果,但外胆的加入导致储罐整体重量显著增加。若是单壁 储罐结构,一般采用基于VCS的SOFI/VCS复合绝热结构, 此时可去掉外胆重量。其中,硬质聚氨酯泡沫(SOFI)在低 温大气环境中具有较好的绝热性能,VCS结构可对液氢冷量 进行回收利用,进一步减小储罐的漏热,但所需泡沫层厚度 相对变密度多层材料较厚,在两者的轻量化方面有待进一步 研究。因此,本文针对机载液氢储罐的不同结构形式,对以 上两种绝热结构展开绝热及轻量化研究,探究两种绝热结构 绝热性能与重量的对应变化规律,为航空机载液氢储罐绝热 结构及轻量化的方案设计提供理论依据,同时为液氢的高效 长时间存储技术发展奠定一定的基础。

1 绝热结构形式及计算模型

1.1 SOFI/VCS复合绝热结构形式

相比于真空环境,在大气环境中气体导热是主要传热 方式。多孔绝热材料由于具有微小的孔结构,空气几乎无 法通过孔流动,从而极大地限制了大气的对流换热。与此 同时,大量的微孔结构形成大量反射面和折射面,无限地增 加了热辐射传输路径,可以有效减小热辐射作用^[18]。而具 有较低密度的绝热材料不仅可以有效减轻结构重量,还可 以在一定程度上降低其自身的导热损失。在低温储罐常用 的多孔绝热材料中,硬质聚氨酯泡沫的密度相对较低,且导 热系数较小,其结构如图1所示。





VCS结构作为低温储罐中常用的冷量回收装置,可同时适用于深空及大气环境,通过吸收冷蒸汽的冷量来冷却冷屏,从而达到减小储罐总漏热量的目的,且液氢蒸发量越大,其冷量回收效果越明显。气冷屏结构一般由薄铝箔冷屏及通气管道组成^[19],其中,冷屏结构采用盘管结构,管道为 SUS304 不锈钢,管道外包裹高导热系数的薄铝箔。SOFI/VCS复合绝热结构如图2所示。

硬质聚氨酯泡沫绝热材料和冷屏材料特性见表1^[20]。 其中,SOFI的密度及导热系数的选取为目前国内工程制造 中性能较好的。

1.2 SOFI/VCS复合绝热结构计算模型

在SOFI绝热结构中,大量的微孔结构可以忽略其中的 气体与SOFI中的对流传热与辐射换热,因此通过SOFI绝 热层的传热模式主要为SOFI自身的固体导热以及大气导 热;通过SOFI绝热层的传热模式主要为SOFI自身的固体



图 2 储罐 SOFI/VCS 复合绝热结构 Fig.2 SOFI/VCS composite adiabatic structure of

storage tank

表1 硬质聚氨酯泡沫及冷屏材料低温特性



材料	密度/(kg/m ³)	导热系数/(W/(m·K))
硬质聚氨酯泡沫(SOFI)	35	0.02
1100型薄铝箔	2700	222
不锈钢管道	7930	13.1

导热以及大气导热。

SOFI结构导热热流密度为^[21]

$$q_{\text{SOFL},c} = \frac{\lambda_{\text{SOFI}}}{r_1} \frac{T_{\text{H}} - T_{\text{C}}}{\ln\left((b_{\text{SOFI}} + r)/r\right)}$$
(1)

式中, q_{SOFL} 为泡沫层导热热流密度; λ_{SOFI} 为泡沫层导热系数; b_{SOFI} 为泡沫层厚度; r_1 为不同泡沫层厚度处对应半径。 T_{μ} 为环境温度, T_c 为液氢温度。

对于包裹在圆柱形低温储罐外的泡沫层来说,若其厚 度较厚,则需采用传热学中通过圆筒壁的漏热公式计算,此 时,通过一定厚度 SOFI的热流密度在泡沫层中各个位置是 变化的,但总热通量恒定,通过储罐直筒段的漏热量为

$$\emptyset_{\text{SOFI,c}} = 2\pi l q_{\text{SOFI,c}} = \frac{2\pi \lambda_{\text{SOFI}} l \left(T_{\text{H}} - T_{\text{C}} \right)}{\ln \left(\left(b_{\text{SOFI}} + r \right) / r \right)}$$
(2)

式中,Ø_{SOFL},为泡沫层直筒段导热热流量;1为储罐直筒段长度。

大气环境下通过SOFI的气体导热计算式为

$$q_{\rm gas} = \lambda_{\rm gas} \cdot \frac{T_{\rm H} - T_{\rm C}}{b_{\rm SOFI}}$$
(3)

式中, q_{gas} 为气体通过SOFI的导热热流密度; λ_{gas} 为气体导热 系数。

此时通过低温储罐的总漏热量为

$$\emptyset_{\text{SOFI}} = \left(\frac{\emptyset_{\text{SOFI,I}}}{A_1} + q_{gas}\right) \cdot A_{\text{SOFI}}$$
(4)

式中,Ø_{SOFI}为通过泡沫层总热通量;A₁为储罐直筒段SOFI 表面积;A_{SOFI}为储罐包裹一定厚度的SOFI表面积。

在以上计算基础上,初步计算 SOFI层厚度,对 SOFI层 厚度进行优化后,加入 VCS 结构,进一步优化 SOFI层厚度, 同时确定最优屏位及屏温。为简化计算,对气冷屏结构作 出如下简化及假设^[22]:(1)假设薄铝箔翅板与不锈钢管壁温 度一致,各部分之间无温差,忽略该部分的接触热阻;(2)液 氢蒸发后的蒸汽冷量与气冷屏进行完全热交换,即蒸汽冷 量全部用于气冷屏的冷却;(3)气冷屏材料的导热系数恒 定,液氢蒸发后物性参数及其与管道内壁之间的换热系数 不随温度和压力改变,为常数。

此时,通过气冷屏的传热方式主要包括热传导和热对 流两种形式。其中,固体导热包括不锈钢管壁导热以及其 与径管之间的导热;热对流主要考虑液氢蒸发后的气体与 不锈钢管道内壁和径管之间的对流换热。冷屏结构传热过 程及冷屏布置位置示意图如图3所示。





Fig.3 SOFI/VCS composite adiabatic structure and the cold screen position diagram

外界的热量 Q₁进入绝热层后,经过气冷屏后会被气冷 屏吸收一部分热量 Q₂,最终剩下热量 Q₃再经过 SOFI 漏入 储罐内,三者关系如下^[21]

$$Q_1 = Q_2 + Q_3$$
 (5)
其中,外界漏入气冷屏的热量为

$$T_{1} = \left(\frac{2\pi\lambda_{\text{SOFI}}l\left(T_{\text{H}} - T_{\text{VCS}}\right)}{A_{\text{lo}} \cdot \ln\left(\frac{b_{\text{SOFI}} + r - \Delta_{\text{VCS}}}{r}\right)} + q_{\text{gas}}\right) \cdot \bar{A}_{\text{o}} + \frac{\lambda_{1}f_{1}}{L_{1} - \Delta_{\text{VCS}}}\left(T_{\text{H}} - T_{\text{VCS}}\right)$$

$$(6)$$

式中, T_{vcs} 为气冷屏温度; Δ_{vcs} 为气冷屏距内层SOFI外表面 距离,即屏位; \bar{A}_0 为气冷屏以外绝热层平均表面积; A_{lo} 为气 冷屏以外直筒段绝热层表面积; λ_l 为颈管导热系数; f_l 为颈 管横截面积; L_l 为颈管长度。

经过气冷屏吸收的热量为

$$Q_2 = mc_{\rm p} (T_{\rm VCS} - T_{\rm C}) \tag{7}$$

式中,m为储罐内单位时间低温液氢蒸发量;c_p为低温氢气 定压比热容。

最终漏到储罐内部的热量为

$$Q_{3} = \left(\frac{2\pi\lambda_{\text{SOFI}}l(T_{\text{H}} - T_{\text{VCS}})}{A_{\text{Ii}} \cdot \ln\left(\frac{\Delta_{\text{VCS}} + r}{r}\right)} + q_{\text{gas}}\right) \cdot \bar{A}_{\text{I}} + \frac{\lambda_{1}f_{1}}{\Delta_{\text{VCS}}}(T_{\text{VCS}} - T_{\text{C}}) = m\gamma$$
(8)

式中,*Ā*;为气冷屏以内绝热层平均表面积;*A*_i;为气冷屏以内 直筒段绝热层表面积。

综上,建立SOFI/VCS复合绝热结构迭代计算优化模型,如图4所示。



图4 SOFI/VCS复合绝热结构迭代计算模型

Fig.4 Iterative calculation model of SOFI/VCS composite adiabatic structure

1.3 VD-MLI真空多层绝热结构形式

高真空多层绝热结构^[23]主要由多个辐射屏和屏与屏之 间的间隔物交替夹层组成。内胆和外胆之间为真空夹层, 根据绝热结构两端温度的不同,其对应的层密度和层数均 不相同,将内外胆壁之间的温区进行划分,在不同温区内分 别得到最优层密度和层数。此时,该结构即为变密度(VD-MLI)真空多层绝热结构,其结构如图5所示。本文中变密 度多层绝热材料低温特性见表2^[24]。





表2 VD-MLI多层绝热结构材料物性参数

Table 2 Physical property parameters of VD–MLI multilayer adiabatic structure materials

材料名称	堆密度/(kg/m ³)	导热系数/(W/(m·K))
国产双面镀铝聚酯薄膜	46	0.084
涤纶网	66	0.016

1.4 VD-MLI真空夹套绝热结构计算模型

VD-MLI真空多层绝热结构中,由于高真空的环境状态,气体的导热和对流换热均可忽略不计。因此,在该绝热结构中,传热方式主要为固体导热和辐射换热。其中,双面镀铝聚酯薄膜相对于纯铝箔具有更小的导热系数,因此辐射屏之间的导热不可忽略,其导热系数等效为聚酯薄膜的导热系数。此时,固体导热主要包括通过辐射屏的固体导热和通过间隔物的固体导热。而辐射换热主要存在于间隔材料与其两侧辐射屏之间,也是不可忽略的传热。

本文采用Layer-by-Layer模型^[25],即针对相邻的两层 反射层建立的热分析模型进行优化计算与分析。由于每层 反射层的厚度很薄,可以将相邻反射层之间的换热近似为 大型平板之间的换热。该模型如图6所示。

在真空状态下,气体传热均可忽略不计,此时每层总热 流计算如下

 $q_{tot,i} = q_{rad,i} + q_{scond,i}$ (9) 式中, $q_{tot,i}$ 为通过相邻绝热层的总热流密度; $q_{rad,i}$ 为相邻辐射 层之间的辐射换热热流密度; $q_{scond,i}$ 为间隔物之间的导热热 流密度和双面镀铝聚酯薄膜导热热流密度之和。其中,辐 射换热热流密度为



图 6 VD-MLI 真空多层绝热结构 Layer-by-Layer 模型 Fig.6 Layer-by-Layer model of VD-MLI vacuum multilayer adiabatic structure

$$q_{\text{rad},i} = \frac{\sigma\left(T_{i+1}^{4} - T_{i}^{4}\right)}{\frac{1}{\varepsilon_{i+1}} + \frac{1}{\varepsilon_{i}} - 1}$$
(10)

(11)

 $\varepsilon = 66667 \times 10^{-4} \cdot T$

式中, T_{i+1} 和 T_i 为相邻辐射层的温度。

固体之间的导热热流密度为

$$q_{\text{scond},i} = (K_{\text{scond},i} + K_{\text{Alscond},i}) \cdot (T_{i+1} - T_i)$$
(12)

式中,K_{scond,i}和K_{Alscond,i}分别为间隔材料导热系数和双面镀铝 聚酯薄膜导热系数。

对于常用的涤纶间隔物,其热导率通过以下经验公式 计算^[26]

$$K_{\text{scondl},i} = \frac{C_2 f k_{sl,i}}{b_{sx}} \tag{13}$$

$$k_{s1,i} = 0.017 + 7 \times 10^{-6} \times \left(800 - \frac{T_{i+1} + T_i}{2}\right) + 0.0228 \ln\left(\frac{T_{i+1} + T_i}{2}\right)$$
(14)

式中,*k*_{s1,i}为涤纶的经验导热系数;*C*₂为涤纶的经验常数,一般取值0.016;*f*为涤纶的稀松程度,这里取值0.03;*b*_{sx}为涤 纶间隔物的厚度。

应用上述模型对其漏热量计算优化后,对其重量进行 计算,其整体密度计算公式^[23]为

$$\rho_{\text{bulk}} = \left(\rho_{\text{s}} \cdot b_{\text{s}} + \rho_{\text{r}} \cdot b_{\text{r}}\right) \cdot \frac{N_{\text{rs}}}{\Delta x_{\text{rs}}}$$
(15)

$$W_{\rm MLI} = \rho_{\rm bulk} \cdot V_{\rm bulk} \tag{16}$$

式中, N_{rs} 为多层绝热结构层数,这里一层是指一个辐射屏 和一个间隔物的组合体; ρ_{bulk} 为多层绝热结构为 N_{rs} 层时的 整体密度; ρ_{s} 和 ρ_{r} 分别为间隔物材料的密度和辐射屏材料 的密度; b_{s} 和 b_{r} 分别为间隔物的厚度和辐射屏的厚度; Δx_{rs} 为多层绝热结构的厚度; W_{MLI} 为变密度多层绝热结构的重 量; V_{bulk} 为多层绝热结构所占的体积。 对 VD-MLI 真空多层绝热结构的绝热性能进行优化, 计算不同的层密度和层数时对应绝热结构漏热量。计算模 型如图7所示。



Fig.7 Optimization calculation model of VD-MLI vacuum multilayer adiabatic structure

对于创造真空夹层的储罐外胆,由于外胆内部为真空 状态,需要承受外部环境压力,此时圆筒外胆壁厚计算公 式^[27]为

$$\delta_{\text{out}} = D_1 \cdot \left(\frac{\epsilon P_{\text{out}} L}{2.6ED_1}\right)^{0.4} \tag{17}$$

式中, δ_{out} 为外胆厚度; D_1 为外胆内直径; ϵ 为稳定系数,此 处 $\epsilon=3$; P_{out} 为外胆承受外压,此处取高空阶段环境压力,为 0.005MPa;L为储罐外胆计算长度;E为外胆材料的弹性模 型,其中铝合金弹性模量为8×10⁴MPa,不锈钢弹性模量为 1.58×10⁵MPa。

计算得到的外胆厚度,需要验证该厚度下承受的环境 外压是否小于等于外许用压力,外许用压力计算式为

$$[P] = \frac{B \cdot \delta_{\text{out}}}{D_1} \tag{18}$$

$$P_{\rm out} \le \left[P\right] \tag{19}$$

式中,P为外许用压力;B为计算数。

2 计算过程及结果分析

2.1 计算参数

应用于大气环境高空机载低温液氢储罐的主要技术指标见表3,圆柱形液氢储罐内胆采用长径比为2的椭圆形 封头。

表3 复合材料储罐内胆结构尺寸

Table 3 Structure size of composite tank liner

参数	数值
环境温度/K	328
环境压力/MPa	0.005
液氢储量/kg	1450
储罐内胆直径/mm	2800
内胆直筒段长度/m	2.69
内胆总厚度/mm	7.5
内胆表面积/m ²	41.09
内胆容积/m ³	22.6
内胆总重量/kg	563.2
径管和支撑杆漏热量之和/W	58

以液氢的日蒸发率为研究标准,由式(20)计算得到不同日蒸发率需求时,通过液氢储罐的最大漏热量标准见表 4。其中通过储罐的允许最大漏热量主要包括通过储罐径 管、支撑杆及绝热结构三个方面

$$m = \frac{M}{t} = \frac{24 \times 3600 \cdot Q_{\text{max}}}{1000\gamma}$$
(20)

式中,Q_{max}为通过储罐的最大漏热量。

表4 不同日蒸发率对应的储罐漏热量

Table 4 Corresponding to the daily evaporation rate of storage tank leakage heat

热端 温度/K	环境 压力/Atm	空气导热系数/ (W/(m・K))	日蒸发率/ %	允许最大 漏热量/ W	绝热结构 漏热量/ W
328 0.05			4	302	244
			6	453	395
	0.0286	8	605	547	
		10	756	698	
			12	906	848
		20	1511	1453	

2.2 计算结果分析

2.2.1 SOFI/VCS复合绝热结构

对于圆柱形低温液氢储罐,只有 SOFI绝热层时,随着 SOFI层厚度的增加,通过储罐的热流密度越小,但当 SOFI

厚度无限制地增大到一定程度时,会使储罐的漏热表面积 无限增加,此时通过储罐的总热通量呈先减小后增大的趋势。从计算结果图8和图9可知,仅采用SOFI层,通过绝热 结构能够达到的最小漏热量为453.5W,且厚度达2327mm。 反观 SOFI厚度与重量的变化关系,当 SOFI厚度超过 500mm,重量已高达约800kg。因此,仅采用SOFI绝热层无 论是在绝热效果还是在轻量化方面都不具优势。



加入气冷屏,计算不同 SOFI 厚度下储罐的最小漏热量 及对应最优屏位,结果如图 10 所示。SOFI 厚度为 0~ 1000mm,通过储罐的最小漏热量随 SOFI 厚度的增加逐渐 减小,且减小趋势趋于平缓,即当 SOFI 厚度增加到一定值 时,其绝热效果不再有显著的提升。

在上述基础上,给定VCS直径,优化计算不同日蒸发率情况下所需的冷屏缠绕长度及重量如图11和图12所示。







Fig.11 Heat absorption and length of VCS



由于 SOFI/VCS 绝热结构中, SOFI 重量占比较大, 因此 从图 12 中可以看出, SOFI/VCS 总重量随着储罐日蒸发率 的增大逐渐减小。

2.2.2 VD-MLI真空夹套绝热结构

本文机载液氢系统所处温区范围为20~328K,将其分 为三个区域,进行低密度区、中密度区和高密度区的最优层 密度计算。其中,低密度区温度范围为20~130K、中密度区 温度范围为130~230K、高密度区温度范围为230~328K,计 算结果如图13所示。



图13 VD-MLI层密度与热流密度对应关系

Fig.13 Corresponding relationship between VD-MLI layer density and heat flux

当其热流密度变化率非常小,趋近于0时,说明层密度 再继续增大,通过绝热结构的漏热减小量将趋于平缓,继续 增大层密度只会事倍功半。经计算,低、中、高三区域最优 层密度分别为8层/cm、14层/cm、20层/cm。

当VD-MLI真空夹套绝热结构的绝热性能与SOFI/ VCS复合绝热结构的绝热性能基本一致时,不同日蒸发率 下其对应的低、中、高密度区层数见表5。

在上述结果基础上,计算得到不同日蒸发率下VD-MLI绝热层的厚度及重量如图14所示。由图14可知,日蒸 发率越高,VD-MLI绝热层重量越小。当储罐日蒸发率达

表5 不同日蒸发率下低、中、高密度区层数 Table 5 Layers of low/medium/high density area under

different daily evaporation rates

日蒸发率/%	低密度区层 数/层	中密度区层 数/层	高密度区层 数/层	漏热量/W
4	7	12	21	242.5
6	3	7	13	394.8
8	2	4	10	529.4
10	1	4	6	693
12	1	2	5	841.3
20	1	1	1	1243.6



20%时, VD-MLI厚度为3mm时即可满足漏热需求。

外胆在提供真空夹层时,由于其内部为真空状态,而外 界环境具有0.05Atm的气压,因此外胆需要一定的厚度承 受此外压。利用式(17)~式(19)分别计算铝合金外胆和不 锈钢外胆的厚度和重量,计算结果如图15和图16所示。绝 热层厚度一定时,铝合金外胆所需厚度相比不锈钢外胆厚 度较厚,其中铝合金外胆厚度均为4.6mm左右,不锈钢外胆 厚度均为3.5mm左右。由于不锈钢的材料密度比铝合金要 大3倍左右,且两者外胆厚度仅差1mm左右,所以不锈钢外 胆重量较大,可达铝合金外胆重量的两倍以上。综上,外胆 材料选用密度较低的铝合金材料时重量更轻,且随储罐日 蒸发率的增大,外胆重量逐渐减小。







2.2.3 两种绝热结构轻量化对比分析

结合上述优化计算结果,综合对比VD-MLI真空夹套 绝热结构与SOFI/VCS复合绝热结构性能,如图17所示。 在不同日蒸发率下,VD-MLI真空夹套绝热结构由于受金 属外胆重量影响较大,结构整体重量变化趋势较小,同一日 蒸发率条件下,采用铝合金外胆更轻。而由于SOFI/VCS重 量主要由SOFI层决定,不同日蒸发率对SOFI厚度需求差 异较大,因此整体结构重量变化趋势较大。

储罐在不同日蒸发率条件下,当两种绝热结构的绝热 性能基本一致时,当储罐日蒸发率<6%时,VD-MLI真空夹 套绝热结构在轻量化方面更具优势,此时适合采用双胆储 罐结构;而当储罐日蒸发率>7%时,SOFI/VCS复合绝热结 构在轻量化方面更具优势,此时储罐采用单壁结构即可。

3 结论与展望

3.1 结论

针对机载液氢储罐,对 SOFI/VCS 及 VD-MLI 真空夹 套两种绝热结构展开绝热及轻量化研究,探究两种绝热结 构在不同日蒸发率情况下的重量变化规律,得到如下主要 结论:

(1) 仅有 SOFI 层时, 随 SOFI 层厚度的增加, 通过绝热 结构的总漏热量呈先减小后增加的趋势, 而绝热结构的重 量逐渐增大, 且增大趋势接近线性。加入 VCS 结构后, 可 显著增强其绝热效果, 且储罐日蒸发率越大, VCS 吸收热量 越多, SOFI/VCS 结构整体重量下降越显著。

(2)针对不同温区,VD-MLI多层绝热结构具有不同



图17 不同日蒸发率下MLI真空夹套与SOFI/VCS绝热 结构重量对比

Fig.17 Weight comparison between MLI vacuum jacket and SOFI/VCS adiabatic structure at different daily evaporation rates

的最优层密度,本文中VD-MLI的低、中、高最优层密度分 别为8层/cm、10层/cm和14层/cm。承受相同外压时,铝合 金外胆厚度比不锈钢外胆厚度厚,但由于厚度差距较小,铝 合金密度是不锈钢密度的0.3倍左右,所以重量更轻。对于 VD-MLI真空夹套绝热结构,随着储罐日蒸发率的增大,绝 热结构整体重量在逐渐减小,但由于受外胆重量影响较大, 减小趋势并不明显。

(3)当储罐日蒸发率<4%时,所需SOFI层厚度高达 650mm以上,重量高达1106.2kg以上,无论在轻量化还是空 间占比方面均不具优势,而此时的VD-MLI真空夹套绝热 结构不仅厚度较薄,仅为35.8mm,重量也相对减轻50%,轻 量化及空间占比更优;当储罐日蒸发率增大到6%左右时, 两种绝热结构的重量相差较小,SOFI/VCS复合绝热结构仅 比VD-MLI真空夹套绝热结构重约50kg;而当储罐的日蒸 发率 > 7%时,SOFI/VCS复合绝热结构在轻量化方面更具 优势,且不需要外胆,储罐结构及制造工艺更简单。

3.2 展望

为使液氢储罐设计与飞机的总体设计相互联系,在不 同绝热结构及日蒸发率条件下,液氢储罐对应面密度如图 18所示。

目前,液化天然气(LNG)储罐的发展相对成熟,同时得 到了广泛应用。而新兴的液氢储罐设计技术以LNG储罐 的设计技术为基础,但由于液氢温度相比LNG温度低90℃ 以上,且气化潜热小50%,因此对液氢储罐的保温绝热性能 提出了更高的要求。与此同时,由于氢气比甲烷更容易燃



新能源飞机 Alternative Energy Aircraft

evaporation rate of storage tanks with different insulation structures

烧,且燃烧速度更快更剧烈,因此液氢储罐的设计工艺安全 性也与LNG储罐的设计有根本性的变化。而综合储罐轻 量化设计原则,复合材料的耐低温性需具有大幅提升。以 上诸多区别都导致了液氢储罐的加工制造成本较高,工艺 成熟度相对较低。

综上,为了提高液氢储罐的安全及工艺成熟度,扩大液 氢的应用领域,不仅需要对超低温环境下储罐内胆轻质材 料的力学性能、材料介质兼容性、热膨胀一致性等进行深入 研究,以保障机载液氢储罐的安全可靠性,同时对轻质低导 热系数的绝热材料及储罐绝热结构形式的创新性研究也至 关重要。

参考文献

 [1] 纪宇晗,孙侠生,俞笑,等.双碳战略下的新能源航空发展展 望[J].航空科学技术,2022,33(12):1-11.
 Ji Yuhan,Sun Xiasheng, Yu Xiao,et al. Double carbon strategy

under the new energy development outlook[J]. Aeronautical Science & Technology, 2022,33 (12) : 1-11.(in Chinese)

- 【2】 戢时雨,刘建国,朱跃中."双碳"目标下中国民航用能低碳发展路径探讨[J]. 国际石油经济,2022,30(4):31-39.
 Ji Shiyu, Liu Jianguo, Zhu Yuezhong. Exploring the low-carbon development path of China's civil aviation energy use in the context of "dual carbon" goals[J]. International Petroleum Economy, 2022, 30(4):31-39. (in Chinese)
- [3] 何振亚,唐兴中.电动直升机关键性能指标及影响因素研究
 [J].航空科学技术,2023,34(3):16-24.
 He Zhenya, Tang Xingzhong. Electric helicopter key performance indicators and influencing factors of study[J].
 Aeronautical Science & Technology, 2023,34 (3):16-24. (in Chinese)
- Gong A, Verstraete D. Fuel cell propulsion in small fixed-wing unmanned aerial vehicles: Current status and research needs[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2017, 42(33): 21311-21333.
- [5] Helmolt R V, Eberle U. Fuel cell vehicles: Status 2007[J]. Journal of Power Sources, 2007, 165(2):833-843.
- [6] Peterson P. "The Heat-Tight Vessel" A transport and storage vessel for liquidoxygen and liquid nitrogen[R]. Translation No. 1147, 1951.
- [7] Cunnington G, Tien C. A study of heat-transfer processes in multilayer insulations[J]. Thermophysics Applications to Thermal Design of Spacecraft, 1969, 23: 111-126.
- [8] McIntosh G E. Layer by layer MLI calculation using a separated mode equation[M]. Boston: Springer, 1994.
- [9] Keller C W, Cunnington C R, Glassford A P. Thermal performance of multilayer insulations[Z]. Lockheed Missles and Space Company, 1974.
- [10] Hastings L J, Plachta D W, Salerno L, et al. An overview of NASA efforts on zero boil-off storage of cryogenic propellants[J]. Cryogenics, 2002, 41: 833-839.
- [11] Hastings L J, Hedayat A, Brown T M.Analytical modeling and test correlation of variable density multilayer insulation for cryogenic storage[R].NASA/TM 2004-213175, 2004.
- [12] Martin J J, Hastings L. Large-scale liquid hydrogen testing of a variable density multilayer insulation with a foam substrate[R]. NASA/TM 2001-211089, 2001.
- [13] Hedayat A, Hastings L J, Brown T. Analytical modeling of variable density multilayer insulation for cryogenic storage[J].

AIP Conference Proceedings, 2002, 613(1): 1557-1564.

- [14] Sullivan R M, Palko J L, Tornabene R T, et al. Engineering analysis studies for preliminary design of lightweight cryogenic hydrogen tanks in UAV applications[R]. NASA/TP 2006-214094, 2006.
- [15] 张安,闫春杰,陈联,等.基于Lockheed模型的变密度多层绝热理论分析与实验[J]. 真空与低温,2013(2): 90-94.
 Zhang An, Yan Chunjie, Chen Lian, et al. Theoretical analysis and experiment of multi-layer insulation with variable density based on Lockheed model[J]. Vacuum and Cryogenics, 2013 (2): 90-94.(in Chinese)
- [16] 李永春,刘强,马洪炯,等. 真空环境中多层隔热材料的隔热 性能[J]. 宇航材料工艺,2012,42(4):90-92.
 Li Yongchun, Liu Qiang, Ma Hongjiong, et al. Thermal insulation performance of multi-layer thermal insulation materials in vacuum environment[J]. Aerospace Materials Technology, 2012,42(4): 90-92.(in Chinese)
- [17] Zheng Jianpeng, Chen Liubiao, Wang Junjie, et al. Thermodynamic analysis and comparison of four insulation schemes for liquid hydrogen storage tank[J]. Energy Conversion and Management, 2019, 186:526-534.
- [18] 邱潇微. 多孔绝热材料的性能优化研究[D]. 兰州:兰州交通 大学,2020.

Qiu Xiaowei. Researches on the performance optimization of porous thermal insulation materials[D]. Lanzhou: Lanzhou Jiaotong University, 2020. (in Chinese)

- [19] Wood J J, Middlemas M R. Design and fabrication of a tankapplied broad area cooling shield coupon[Z]. Yetispace, Inc. Huntsville, 2012.
- [20] Schmidt W, 徐兰英. 致冷用硬质聚氨酯泡沫的性能[J]. 聚氨 酯工业, 1986(4): 62-66.
 Schmidt W, Xu Lanying. Properties of rigid polyurethane foam for refrigeration[J]. Polyurethane Industry, 1986(4): 62-66. (in Chinese)
- [21] 杨世铭,陶文铨.传热学[M].4版.北京:高等教育出版社, 2006.

Yang Shiming, Tao Wenshuan. Heat transfer[M]. 4rd edition. Beijing: Higher Education Press, 2006. (in Chinese)

[22] 余建榕,张强,康慧芳,等.低温推进剂贮箱气冷屏复合绝热 结构综合优化设计[J].真空与低温,2021,27(2):165-170. Yu Jianrong, Zhang Qiang, Kang Huifang, et al. Comprehensive optimization design of VCS composite thermal insulation structure for cryogenic propellant tank[J]. Vacuum and Cryogenics, 2021, 27(2):165-170. (in Chinese)

- [23] Xie Guofang, Wang Ruisheng. Study on the heat transfer of high-vacuum-multilayer-insulation tank after catastrophic loss of insulating vacuum[J]. Cryogenics Superconductivity, 2011, 39(6): 6-12.
- [24] 陈国邦,金滔,汤珂.低温传热与设备[M].北京:国防工业出版社,2008.
 Chen Guobang, Jin Tao, Tang Ke. Low temperature heat

transfer and equipment [M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2008. (in Chinese)

- [25] McIntosh G E. Layer by layer MLI calculation using a separated mode equation[M]. Boston: Springer, 1994.
- [26] Jiang Wenbing, Sun Peijie, Li Peng, et al. Transient thermal behavior of multi-layer insulation coupled with vapor cooled shield used for liquid hydrogen storage tank[J]. Energy, 2021, 231:0360-5442.
- [27] GB150-2011 压力容器[S]. 北京:新华出版社, 2011.
 GB150-2011 Pressure vessel [S]. Beijing: Xinhua Publishing House, 2011. (in Chinese)

Study on Adiabatic Performance and Lightweight of Airborne Liquid Hydrogen Storage Tank

Chen Hong, Yang Xinlei, Wang Xiaoyue

Beijing Aerospace Power Research Institute, Beijing 100076, China

Abstract: It is a key solution to improve aircraft endurance to study the adiabatic performance and lightweight of airborne liquid hydrogen storage tank. In view of the specific airborne high altitude environment, this paper takes the liquid hydrogen storage tank with 1450kg liquid hydrogen as an example to compare the insulation and lightweight of the foam and cold screen composite insulation structure (SOFI/VCS) and the variable density multilayer vacuum jacket insulation structure (VD-MLI). When the adiabatic performance of the two adiabatic structures is the same and the daily evaporation rate of the storage tank is less than 4%, the weight of the adiabatic structure of the VD-MLI vacuum jacket is reduced by 2 times compared with that of the SOFI/VCS composite adiabatic structure, which is suitable for the double-bile storage tank structure. When the daily evaporation rate of the tank increases to about 6%, the weight difference between the two adiabatic structures is small. SOFI/VCS composite adiabatic structure is only about 50kg heavier than VD-MLI vacuum jacket adiabatic structure. When the daily evaporation rate of the tank is greater than 7%, the SOFI/VCS composite adiabatic structure has more advantages in lightweight. In this case, the tank should adopt the single-wall structure, and the higher the daily evaporation rate, the more obvious the lightweight advantage of the single-wall tank. By exploring the corresponding change law of adiabatic performance and weight of the two adiabatic structures, the paper provides a theoretical basis for the adiabatic structure and lightweight scheme design of aviation airborne liquid hydrogen storage tank, and lays a certain foundation for the development of efficient long-term storage technology of liquid hydrogen.

Key Words: airborne liquid hydrogen storage; SOFI/VCS; VD-MLI vacuum jacket; heat-insulating property; lightweight