

DOI: 10.7652/xjtub201405007

微弱漏气对液氢管道插拔式法兰漏热的影响

赵志翔, 厉彦忠, 王磊, 刘展

(西安交通大学制冷及低温工程系, 710049, 西安)

摘要: 针对低温液体输送管道中法兰是最主要漏热源的问题, 提出在法兰间隙中产生一定泄漏流量来降低低温插拔式法兰漏热量的设想, 通过采用计算流体力学技术建立了三维稳态模型并对模型进行了验证。结果表明, 随着泄漏流量的增大, 插拔式法兰漏热量和泄漏工质出口温度降低。对于泄漏间隙在 0.8~1.2 mm 之间的法兰, 当泄漏流量小于 10^{-5} kg/s 时, 增大泄漏流量会引起漏热量急剧下降; 当泄漏流量大于 10^{-5} kg/s 时, 泄漏流量上升会导致泄漏工质出口温度急剧降低, 且通过增加法兰长度对减少法兰漏热量无作用。所以, 合理控制泄漏流量可以降低低温插拔式法兰的漏热损失。

关键词: 插拔式法兰; 低温液体输送管路; 泄漏量; 漏热量

中图分类号: V432 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2014)05-0037-06

Numerical Investigation on Heat Leak of Plug-in Flange Applied in Liquid Hydrogen Pipeline Influenced by Weak Leakage

ZHAO Zhixiang, LI Yanzhong, WANG Lei, LIU Zhan

(Department of Refrigerating and Cryogenics Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Flange is a major source of heat loss in the cryogenic pipeline. A method by generating a specified leakage flux in the gap of flange is proposed to reduce the heat loss of cryogenic plug-in flange, and is verified by a 3-D steady computational model. It is found that with the increasing leakage flux, the heat loss of flange and the outlet temperature of leakage fluid are decreased. For the flange with leakage gap between 0.8 mm and 1.2 mm, as the leakage flux gets less than 10^{-5} kg/s, the increasing leakage flux leads to a drastic decrease of heat loss. While the leakage flux gets more than 10^{-5} kg/s, the outlet temperature of leakage fluid is sharply dropped with the increasing leakage flux, and increasing flange length does not affect reducing of heat loss. The heat loss of cryogenic plug-in flange can be decreased by reasonably controlling leakage flux.

Keywords: plug-in flange; cryogenic pipeline; leakage flux; heat loss

液氢、液氧低温推进剂具有大比冲、无毒无污染、价格低廉等显著特点, 被视为新一代大推力火箭以及进行月球、火星甚至更远距离深空探测的首选推进剂。低温推进剂, 尤其是液氢工质, 虽然性能好, 但沸点低, 气化潜热小, 如果绝热方式不当会造

成低温工质在管道中气化, 进而造成燃料储箱中压力升高, 燃料储量减少^[1-3]。据研究, 低温垂直管道绝热性能是管道中产生间歇泉现象的重要因素^[4-7], 间歇泉现象对管道系统会产生结构性损坏, 因此低温液体储存和输送应当采用必要的绝热方式和结构

收稿日期: 2013-09-25。 作者简介: 赵志翔(1987—), 男, 博士生; 厉彦忠(通信作者), 男, 教授, 博士生导师。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51376142); 航天低温推进剂技术国家重点实验室开放基金资助项目(SKLTSCP1212); 高等学校博士学科点专项科研基金资助项目(20100201110012)。

网络出版时间: 2014-02-26

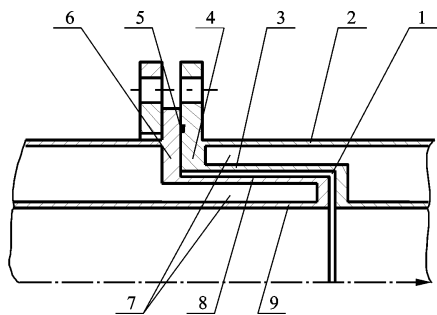
网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20140226.1200.024.html>

形式。国内外学者对低温绝热储罐已进行了大量研究^[8-10],但对低温管道的绝热性能研究仅限于传热学分析。低温法兰是低温管道的连接元件,是低温输送管道中最主要的漏热源^[11],所以提高低温法兰绝热性能是保证整个输送管道系统绝热能力的关键。

低温真空插拔式法兰密封可靠、制造简单、拆装方便,在低温输送管道中得到了广泛应用。传统观点认为,低温输送时工质(液氢、液氧等)泄漏会造成漏热量增加。在低温插拔法兰中,微弱泄漏会带走从外界导入管壁的热量,这样输送管道中主流区工质温度不会因此而升高。为了验证这种观点的正确性,本文针对插拔式法兰的具体结构,通过建立数学模型、选择液氢工况进行了数值研究,分析了法兰长度 L 以及法兰管壁厚度 δ_w 对漏热量 Q 、泄漏工质出口温度的影响,得到了泄漏流量 q_m 与漏热量之间的关系曲线,以期为低温真空插拔式法兰设计提供参考。

1 法兰结构及计算模型

图1为真空插拔式法兰结构。组成真空法兰的主要部件包括阴、阳接头,以及密封装置。受制造、装配精度的影响,阴、阳法兰间存在微小间隙。在低温工况下,法兰材料受冷收缩,因此间隙扩大。在液氢管道中,为了获取较大过冷度,管路处于高压运行状态,因此流经管道的低温介质会渗入间隙。低温介质进入间隙后吸热膨胀,最终经过密封圈向外界溢出。从传热学角度看,使得管道介质温度升高的热量来自三部分:一是由低温端导入的低温介质热量;二是由真空夹层中稀薄气体向管道内壁传导的热量;三是由阳接头外壁通过辐射换热向法兰内壁传递的热量。

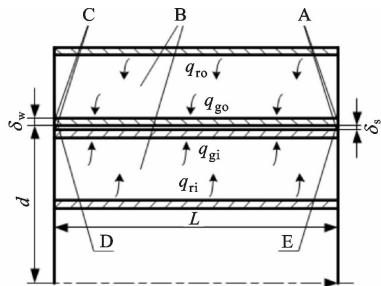


1: 泄漏间隙; 2: 法兰外壁; 3: 阴接头内壁; 4: 阴接头; 5: 密封圈;
6: 阳接头; 7: 真空层; 8: 阳接头内壁; 9: 法兰内壁

图1 真空插拔法兰结构

将图1所示的物理模型进行简化,得到法兰简化泄漏计算模型剖面示意图,如图2所示。计算模

型中缩短了泄漏间隙 δ 。入口段,并假定入口处的低温工质已呈气态。对于液氢工况,上述假设是合理的,这是因为:①法兰阴、阳接头之间的间隙相对于管道直径非常小,液氢在进入间隙时受节流的作用部分被蒸发生成氢气;②液氢气化潜热小,受热容易气化;③实际中液氢在进入计算区域前已部分被气化。



A: 低温端; B: 真空层; C: 常温带; D: 泄漏介质出口;

E: 泄漏介质入口; d: 泄漏间隙中心到管道中心的距离

图2 法兰简化泄漏计算模型剖面示意图

2 数学模型与计算策略

2.1 数学模型描述

泄漏于法兰间隙中的低温介质与固壁间换热采用流固耦合计算策略,其中流体域控制方程为^[12]

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{v}) = 0 \quad (1)$$

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{v} \cdot \mathbf{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\mu \nabla \mathbf{v}) \quad (2)$$

$$\nabla \cdot (\rho h \mathbf{v}) = -p \nabla \cdot \mathbf{v} + \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + S_{wi} \quad (3)$$

式中: μ 、 λ 分别为流体黏性系数和导热系数; S_{wi} 为泄漏气体与固壁面的流动换热量。间隙中气体压力远低于临界压力,因此计算低温介质密度时采用了理想气体模型,即

$$p = \rho R_g T \quad (4)$$

固体域传热控制方程为

$$\nabla \cdot (\lambda_w \nabla T_w) - S_{wi} = 0 \quad (5)$$

式中: λ_w 为固体导热系数。固体材料选用不锈钢,由于其温区跨度很大(从液氢温度到常温),故对此区域选用变导热系数模型进行计算。

阴、阳接头接收的外界热量包括辐射换热和稀薄气体导热。辐射换热量由斯忒藩-波尔兹曼定理确定,即

$$q_{ri} = X \epsilon \sigma (T_i^4 - T_w^4) \quad (6)$$

$$q_{ro} = X \epsilon \sigma (T_o^4 - T_w^4) \quad (7)$$

式中: X 、 ϵ 、 σ 分别为角系数、材料发射率和斯忒藩-波尔兹曼常量; T_i 、 T_o 、 T_w 分别为法兰内、外壁以及

固壁微元温度。真空夹层中稀薄气体与固壁间换热量为^[13]

$$q_{\text{gi}}=a\frac{\gamma+1}{\gamma-1}\left(\frac{R}{8\pi MT_{\text{m}}}\right)^{1/2}p_{\text{m}}(T_{\text{i}}-T_{\text{w}})\quad(8)$$

$$q_{\text{go}}=a\frac{\gamma+1}{\gamma-1}\left(\frac{R}{8\pi MT_{\text{m}}}\right)^{1/2}p_{\text{m}}(T_{\text{o}}-T_{\text{w}})\quad(9)$$

式中: a 为热适系数,取为 0.78; γ 为稀薄气体比热容; R 为气体常数; M 为稀薄气体平均相对分子质量; T_{m} 、 p_{m} 分别为稀薄气体平均温度、夹层真空度。假定稀薄气体为氢气与空气的混合物,二者体积各占 50%。

2.2 计算策略

考虑到节省计算资源、提高计算的稳定性,本文仅对阴、阳接头内壁以及泄漏间隙进行了 CFD 建模和计算网格划分,法兰外壁与阴接头、法兰内壁与阳接头的耦合换热通过编写自定义程序植入计算;固壁热导率分段拟合为温度的二次函数,各系数见表 1。计算中采用质量较高的三维结构化网格,为了更精确地计算固体与流体间的换热,对径向流体域网格进行加密。流体入口和出口,见图 2 中的 E、D 面,分别采用质量入口和压力出口边界,速度和压力耦合采用 SIMPLE 算法计算。由于工质泄漏流量很低, Re 很小,因此流动采用层流模型。低温壁面(见图 2 中的 A 面)和常温壁面(见图 2 中的 C 面)均设定为定温边界,分别为 20.4、288 K。阴接头外壁和阳接头外壁均设置为热流边界,其热流量是随壁面温度变化的函数,由式(7)~(10)共同确定,通过自定义函数实现。动量方程和能量方程离散采用二阶迎风格式。

表 1 固壁材料导热系数

温度/K	$\lambda_{\text{w}}=a_0+a_1T+a_2T^2$		
	$a_0=0$	$a_1=0$	$a_2=0$
20~170	-0.193	0.141	-3.93×10^{-4}
170~240	10.74	3.30×10^{-3}	4.40×10^{-5}
240~293	27.79	-0.141	3.48×10^{-4}

3 模型验证与计算结果分析

3.1 网格无关性和模型的验证

为了得出流体域网格的理想划分方式,以法兰漏热量作为依据,对相同法兰使用不同网格划分进行网格无关性验证。图 3 为 $L=200\text{ mm}$ 的法兰在 3 套网格数(98 万、75 万、48 万)下漏热量随泄漏流量的变化。由图 3 可以看出,3 组曲线趋于一致。

考虑到 48 万网格数的计算时间短,收敛残差小(能量残差低于 10^{-7} ,连续性残差低于 10^{-3}),在后续计算中采用此网格数。用同样方法对 $L=150\text{ mm}$ 和 $L=300\text{ mm}$ 的法兰进行了网格无关性验证,得到了各自理想的计算网格。数值计算工况如表 2 所示。

表 2 数值计算工况

$\delta_{\text{s}}/\text{mm}$	0.2	0.3	0.5
L/mm	150	200	300
$\delta_{\text{w}}/\text{mm}$	0.8	1	1.2
$q_{\text{m}}/\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	$5\times10^{-8}\sim1\times10^{-4}$		
d/mm	50.8		

文献[14]给出的 $5.08\text{ cm}\times10.16\text{ cm}$ (即 $2\text{ inch}\times4\text{ inch}$) $\times200\text{ mm}$ 法兰在液氢工况下漏热试验值为 11.8 W。对于相同尺寸法兰,在零泄漏流量(低于 $5\times10^{-8}\text{ kg/s}$)条件下,本文模型计算得到的漏热量为 11.1 W,该结果与试验值吻合很好,说明本文模型可以用于计算液氢工况下插拔式法兰漏热量,计算结果的可信度比较高。

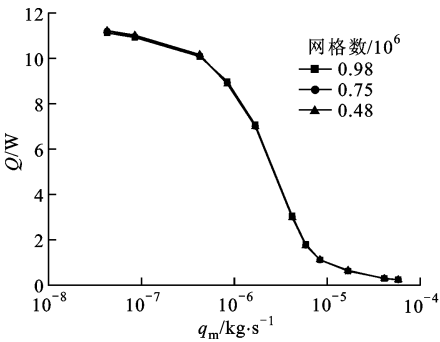


图 3 不同网格数下法兰漏热量随泄漏流量的变化

3.2 计算结果分析

3.2.1 间隙厚度的影响分析 图 4 为 $L=200\text{ mm}$ 、 $\delta_{\text{w}}=1\text{ mm}$ 的法兰在不同泄漏间隙厚度 δ_{s} 下,漏热量随泄漏流量的变化。由图 4 可以看出,3 条曲线重合,说明在泄漏流量变化时,泄漏间隙的改变对漏热量不会产生影响。造成上述结果的原因是在泄漏流量变化范围内($5\times10^{-8}\sim1\times10^{-4}\text{ kg/s}$),泄漏工质在间隙中的流速很低,对换热系数几乎不会产生影响。

3.2.2 法兰长度的影响分析 由图 5a 可以看出,随着气体泄漏流量的不断增大,法兰的漏热量不断降低。这是因为从间隙中流向法兰外界的泄漏工质,能够带走从外部常温环境导入法兰管壁中的热量,使得管壁通过导热换热及辐射换热传递到主流

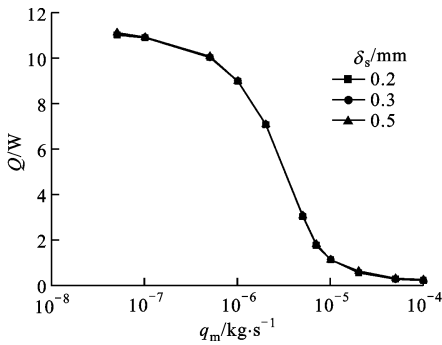
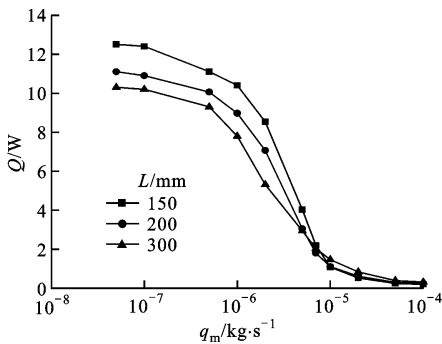
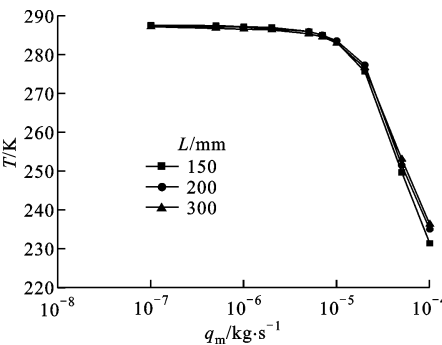


图 4 不同泄漏间隙厚度下泄漏热量随泄漏流量的变化

工质中的热量减少,低温工质流过法兰后温升相应减小。当间隙中泄漏流量从 $5 \times 10^{-7} \text{ kg/s}$ 逐渐增加到 10^{-5} kg/s 时,漏热量减少的趋势最明显;当泄漏流量增大至 10^{-5} kg/s 以后,漏热量下降趋势不再明显。由图 5a 还可以看出,泄漏流量小于 $5 \times 10^{-6} \text{ kg/s}$ 时,法兰越长,漏热量越少;泄漏流量大于 $5 \times 10^{-6} \text{ kg/s}$ 时,不同法兰长度的漏热量趋于一致,法兰越短,漏热量越少。通过上述分析发现,延长法兰长度对减少漏热不会产生太大的影响,而在实际应用法兰过长会给安装带来困难,因此不应将低温插拔式法兰设计得过长。由图 5b 可以看出:泄漏流量小于 10^{-5} kg/s 时,泄漏气体出口温度变化很小,最低温度在 285 K 以上;泄漏流量大于 10^{-5} kg/s



(a)对漏热量的影响

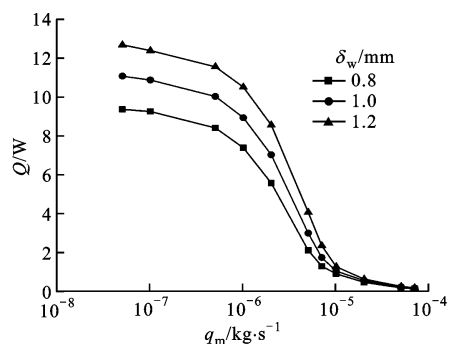


(b)对泄漏气体出口温度的影响

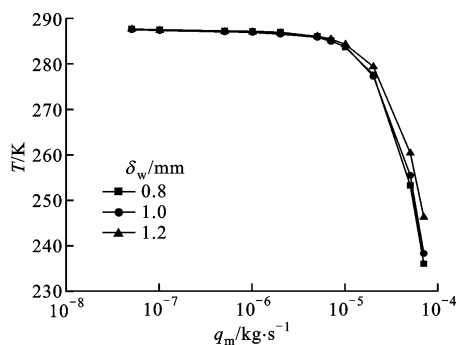
图 5 法兰长度的影响

时,泄漏气体出口温度急剧下降;泄漏流量大于 $7 \times 10^{-5} \text{ kg/s}$ 时,泄漏气体出口温度已下降至 235 K 以下。由图 5b 还可以看出,法兰长度对泄漏气体出口温度影响很小,相同内、外径下不同法兰长度的泄漏气体出口温度差距甚微。真空插拔式法兰密封圈设置在常温区,如果泄漏气体出口温度过低,会造成密封结构失效,进而造成大量的低温工质泄漏。所以,为了达到最佳绝热效果并保证密封结构不被破坏,应当把工质的泄漏流量控制在 10^{-5} kg/s 以内。

3.2.3 法兰管壁厚度的影响分析 法兰管壁厚对漏热量的影响表现出了与法兰长度相似的规律。由图 6a 可以看出,工质泄漏流量很小时,管壁越厚,法兰的漏热量越多。这是因为厚管壁导热面积更大,从常温端导入低温端的热量更多;泄漏工质流量较低时,泄漏工质带走的管壁热量很有限。随着泄漏流量的增大,不同法兰厚度下的漏热量均下降,厚度越大,法兰漏热量下降趋势更加显著,泄漏流量达到 $7 \times 10^{-5} \text{ kg/s}$ 左右时,漏热量趋于一致。当泄漏流量在 $5 \times 10^{-7} \sim 1 \times 10^{-5} \text{ kg/s}$ 时,泄漏流量增大对漏热量减少的作用显著。该流量区间与图 5a 中漏热量显著减少的流量区间是一致的。由图 6b 可以看出:泄漏流量小于 $7 \times 10^{-6} \text{ kg/s}$ 时,泄漏气体出口温度变化很小,各种法兰厚度下的温度很接近;



(a)对漏热量的影响



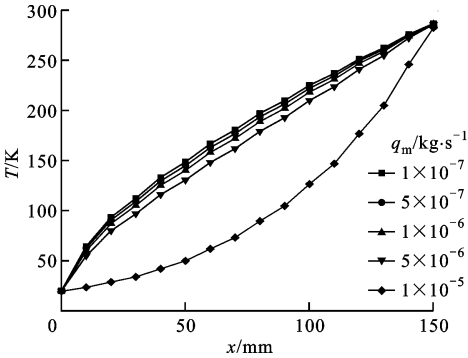
(b)对泄漏气体出口温度的影响

图 6 法兰管壁厚度的影响

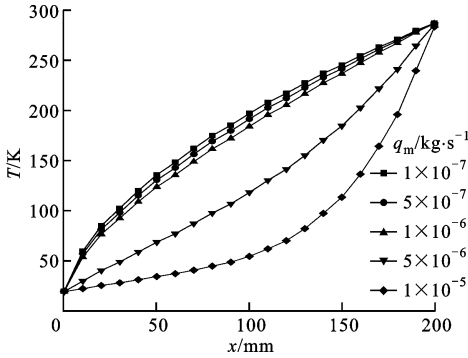
泄漏流量大于 $7 \times 10^{-6} \text{ kg/s}$ 时,1.2 mm 厚度下的泄漏工质出口温度比 1、0.8 mm 管壁的高,1 mm 管壁的次之,0.8 mm 管壁的最低。综合图 5、6 表现出的规律,最佳泄漏流量应该控制在 10^{-5} kg/s 左右。在低温输送管道中,需要通过增大管道输送压力来确保低温工质的过冷度。为了保证管道安全,对管壁厚度有严格要求。增加壁厚引起的漏热量增多可以通过适当提高工质泄漏流量来弥补。

3.2.4 固壁温度分布分析 图 7、8 分别为不同法兰长度、厚度的泄漏气体沿法兰轴向的温度分布。由图 7 可以看出,不同法兰长度在不同泄漏流量下的泄漏气体沿法兰轴向的温度分布表现出了相同的

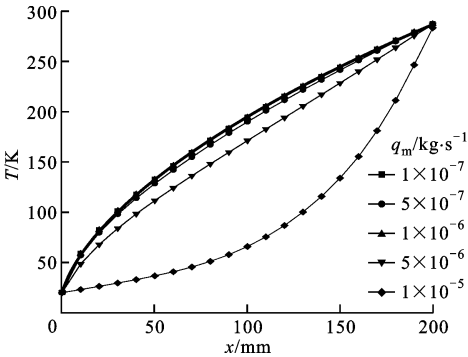
规律。当泄漏流量较小时,曲线呈上凸形;随着泄漏流量的增大,曲线开始向下凹形过渡。这是因为提供给泄漏气体温度升高的热量都是由法兰常温端导入的,当泄漏流量较小时,泄漏气体升温所需热量较少,常温端温度曲线的斜率小;随着泄漏流量增大,泄漏气体所需热量增多,常温端温度曲线的斜率增大。在法兰低温端,泄漏流量较小时,带走法兰管壁的热量少,因此从低温端导出的热量较多,温度曲线在低温处的斜率增大;当泄漏流量增大时,带走法兰管壁的热量增多,从低温端导出的热量减少,温度曲线在低温处的斜率减小。不同法兰壁厚在不同泄漏流量下的泄漏气体沿法兰轴向的温度分布表现出了



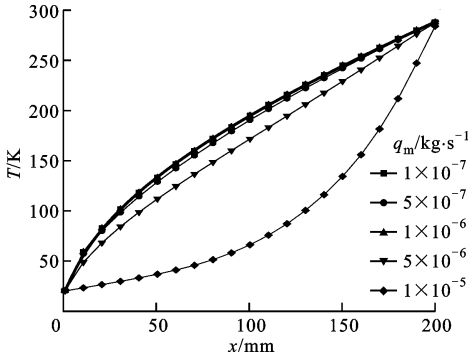
(a) $L=150 \text{ mm}$



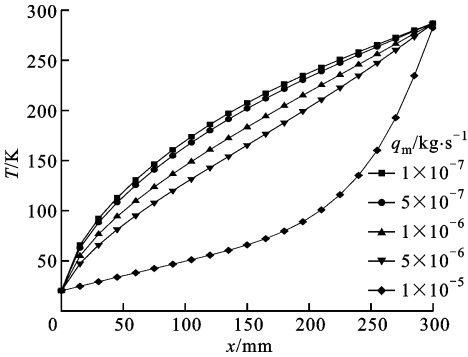
(a) $\delta_w=0.8 \text{ mm}$



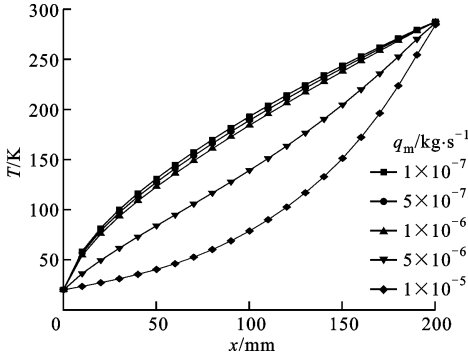
(b) $L=200 \text{ mm}$



(b) $\delta_w=1 \text{ mm}$



(c) $L=300 \text{ mm}$



(c) $\delta_w=1.2 \text{ mm}$

图 7 不同法兰长度下泄漏气体沿法兰轴向的温度分布

图 8 不同法兰壁厚下泄漏气体沿法兰轴向的温度分布

相同的规律,与不同法兰长度表现出的规律一致。

综上,泄漏间隙为 $0.8 \sim 1.2$ mm,不同的法兰长度和厚度下的泄漏流量增大到 10^{-5} kg/s 时,漏热量均下降至 1.1 W 左右,相对于零泄漏流量(泄漏流量小于 5×10^{-8} kg/s)时的 12.8 W、 11.1 W、 10.3 W 分别下降了 91.4% 、 90.1% 、 89.3% 。新一代液体火箭对发动机燃料输送管绝热性能的要求很高,液体流过单位管长的温升要低于 0.002 K/m,但是法兰接头处漏热量可以占到整个管道漏热量 60% 以上,所以减少法兰漏热量是提高管道绝热性能的直接途径。液氢加注系统及液氢燃料输送系统中的流量大于 0.5 kg/s,而本文计算得到的最佳泄漏流量只占到工质总流量的 $1/50\ 000$,这样漏热量降低了 90% ,输送系统绝热性能大大提升。因此,本文的设计方法对提升法兰绝热性是非常有效的。

4 结 论

本文提出了通过形成微弱气体泄漏来提高插拔式法兰绝热性能的方法,同时对具体法兰结构在液氢工况下,利用 CFD 技术建立了三维稳态流固耦合换热模型并进行了计算,以验证该方法的有效性。在此基础上,进一步研究了法兰的间隙、长度、厚度以及泄漏流量等因素对法兰整体漏热性能的影响,得出如下结论:

(1) 泄漏间隙对法兰漏热量没有决定性影响;

(2) 增大泄漏流量可以降低法兰漏热量、工质泄漏温度,考虑到充分利用泄漏工质冷量,并确保密封装置性能稳定,对于泄漏间隙在 $0.8 \sim 1.2$ mm 之间的法兰,应该将泄漏流量控制在 10^{-5} kg/s;

(3) 随着泄漏工质流量的增大,通过增加法兰长度来提高法兰绝热性能不再有效,甚至会产生负作用,设计时应合理控制法兰长度;

(4) 增加法兰管壁厚度会增大法兰漏热量,适当增大泄漏流量可以弥补管壁增厚带来的漏热损失。

参考文献:

- [1] 程向华,厉彦忠,陈二锋. 火箭液氧贮箱热分层现象数值模拟 [J]. 低温工程, 2008(2): 10-13.
CHENG Xianghua, LI Yanzhong, CHEN Erfeng. Numerical simulation of thermal stratification phenomenon in liquid oxygen rocket tank [J]. Cryogenics, 2008(2): 10-13.
- [2] 马晨辉,安刚,曹建,等. 液氢无损储存技术小型试验结果及分析 [J]. 低温工程, 2008(6): 31-34.
MA Chenhui, AN Gang, CAO Jian, et al. Experiment

and analysis of zero boil-off technology of liquid hydrogen [J]. Cryogenics, 2008(6): 31-34.

- [3] PLACHTA D W, CHRISTIE R J, JURNS J M. Passive ZBO storage of liquid hydrogen and liquid oxygen applied to space science mission concepts [J]. Cryogenics, 2006, 46(9): 89-97.
- [4] 张亮,林文胜,鲁雪生,等. 低温输送系统间歇泉现象实验研究 [J]. 上海交通大学学报, 2005, 39(2): 238-240.
ZHANG Liang, LIN Wensheng, LU Xuesheng, et al. Geysering research in cryogenic transfer system [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2005, 39(2): 238-240.
- [5] BAARS A, DELGADO A. Non-linear effects in a natural circulation evaporator: geysering coupled with manometer oscillations [J]. Heat and Mass Transfer, 2007, 43(5): 427-438.
- [6] ZHANG L, LIN W S, LU X S, et al. Geysering inhibiting researching for single feeding-line in cryogenic propellant transfer system [J]. Cryogenics, 2004, 44(9): 643-648.
- [7] ARITOMI M, CHIANG J H, MORI M. Geysering in parallel boiling channels [J]. Nuclear Engineering and Design, 1993, 141(2): 111-112.
- [8] LI Yang, WANG Tongshun, WANG Caili. Study on effect of liquid level on the heat leak into vertical cryogenic vessels [J]. Cryogenics, 2010, 50(6): 367-372.
- [9] BOUKEFFA D, BOUMAZA M, FRANCOIS M X. Experimental and numerical analysis of heat losses in a liquid nitrogen cryostat [J]. Applied Thermal Engineering, 2001, 21(9): 967-975.
- [10] OHMORI T. Thermal performance of multilayer insulation around a horizontal cylinder [J]. Cryogenics, 2005, 45(12): 725-732.
- [11] 沈维楞. 采用二氧化碳冷凝真空多层绝热低温液体输送管的设计 [J]. 深冷技术, 2002(3): 10-24.
SHEN Weileng. Design and manufacture of CO₂ condensing-vacuum MLI-insulated cryogenic liquid transfer lines [J]. Cryogenic Technology, 2002(3): 10-24.
- [12] 陶文铨. 数值传热学 [M]. 2 版. 西安: 西安交通大学出版社, 2001.
- [13] 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.
- [14] 符锡理. 真空绝热管路接头的密封和绝热特性 [J]. 低温工程, 1995(4): 1-4.
FU Xili. Seal and insulation characteristics of vacuum insulated line joints [J]. Cryogenics, 1995(4): 1-4.

(编辑 苗凌)