

船舶高压空气阀柱软密封新技术研究

胡宏杰^{1,2}

(1. 华中科技大学, 湖北 武汉 430074; 2. 武昌造船厂, 湖北 武汉 430063)

提 要 用新型非金属工程材料软密封代替金属材料硬密封, 应用于船舶高压空气系统阀件密封副的设计, 可大大提高密封副的综合性能。

主题词 船用阀 密封 密封材料

1 问题的提出

由我国自行设计的多种型号水下船舶、深潜器的高压空气阀门, 在很大程度上都借鉴了苏联的制造技术。在相当长的时间内, 这些技术的更新比较缓慢, 并逐步暴露出设计的局限性。以某型船舶高压空气系统用各种高压空气阀柱(多个阀件组成的联合阀)为例, 阀柱工作环境较为恶劣, 工作介质为空气、油、水或其混合物, 介质压力高, 工作温度范围较宽, 其制造工艺和使用性能存在以下诸多不足之处:

(1) 它属于金属接触副锥面硬密封(如图 1 所示), 锥形阀座阀面和阀瓣阀面制造时, 由于受阀腔空间的制约而只能以手工研磨接触副; 又由于制造和装配都必须保证环状阀面均匀和同心, 以保证阀门的密封性, 这对工人的技能要求极高;

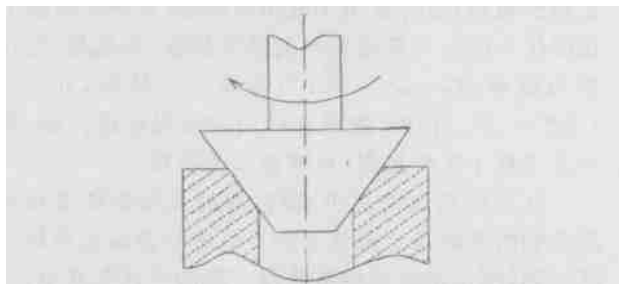


图 1 金属接触副锥面硬密封示意图

(2) 在高压状态下, 密封副间的密封比压很大, 所需的密封力很大, 因船舶舱内空间狭小, 没有设置减力结构的空间, 因而常使用撞击手轮或大直径手轮操作, 十分不便;

(3) 阀面易于磨损, 维修频率较高, 而且维修时瓣、阀座均需拆卸, 作业极不方便;

(4) 金属硬密封的密封性能不稳定, 密封形成的渐进过程易因密封副间的相互旋转而破坏, 也易因密封副的磨损而引起局部内泄露, 这将导致阀门内腔压力降的部分损失, 给产品带来潜在的质量隐患。

客户的反馈信息证实了这一点, 它的维修周期约为半年, 而且每次都需要对阀座阀面进行修理。拆卸和安装工作量大; 舱内空间狭小, 维修操作极不方便; 阀柱内泄露严重, 经常达不到额定工作压力; 密封压紧力大, 操作人员施于阀柱手轮的力高达 450N, 极不符合人机工程要求。

2 设计原因分析

金属硬密封的密封机理是, 外加压力使密封副的接触面产生弹性变形, 变形填补了接触面间的微观间隙和不平, 如果密封面间的间隙小于密封介质的分子间隙, 则介质不能通过密封面, 密封性能得以保证。从这个原理可以看出, 压紧力越大, 接触面就越紧密, 密封性能就越好。金属硬度越高, 越难于产生压缩弹性变形; 金属硬度低时, 虽易于压缩但却又常因材料不能承受较高的密封比压(单位密封面上的压力)而失稳。

在工作介质压力很高时, 金属接触副的矛盾更为突出。一方面需要密封副材料有高的强度, 一方面过高的强度又不利于形成接触面的弹性压紧密封。另外, 出于防蚀要求, 我国船用高压阀门采用的密封副材料, 多为不锈钢或铜合金, 其中铜合金的强度极限较低, 在高压阀门中的应用日趋受到限制。

3 新型密封形式的探讨

随着技术的日益发展和新型材料的不断研究, 近年来, 人们在高压装置的密封技术上, 已经尝试了许多新的设想。简言之, 就是以平面非金属软密封代替金属硬密封, 这改变了其密封机理, 也涉及到许多新技术、新材料和新理论。这里, 我们浅要探讨一下关于非金属软密封的问题。

3.1 平面密封原理

作者简介: 胡宏杰(1971-), 男, 高级工程师。

要探讨阀门的平面密封原理,必须引入密封比压的概念。所谓密封比压,就是指单位密封面上承受的总压力,在满足密封的临界状态,存在一个最小的密封比压值,称为必需密封比压。只有当施加于单位密封面的总压力大于必需密封比压时,才能达到密封,即有:

$$q_{MF} - q < [q],$$

式中 q_{MF} ——必需密封比压;

q ——实际密封比压;

$[q]$ ——密封面的许用比压。

典型平面软密封结构形式如图2所示。

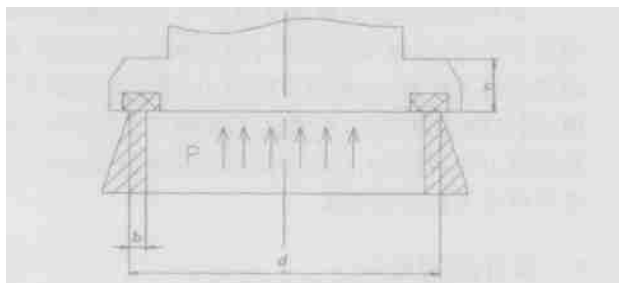


图2 典型平面软密封示意图

一般来说,必需密封比压和密封介质、密封面宽度和密封副材料有关。目前,我国还没有关于密封比压的理论公式,仅给出了不同密封副材料在常规液体或气体介质中,在不同工作压力下的经验数据。

苏联戈雷维奇有如下的经验公式:

$$q_{MF} = \frac{c + KP}{\sqrt{b}} \quad (\text{kgf/cm}^2)$$

式中 c ——密封面材料系数;

K ——介质压力对密封比压的影响系数;

P ——工作介质压力, kgf/cm^2 ;

b ——密封面宽度, cm 。

其中 K 、 c 均与密封面材料的硬度、材质特性有关。

美国皮尔逊总结出如下经验公式(见图2):

$$q_{MF} = \frac{KSP}{(d - b)b}$$

式中 q_{MF} ——必须密封比压, MPa ;

K ——常数;

P ——工作介质压力, MPa ;

b ——密封面宽度, mm ;

d ——密封面外径, mm ;

S ——密封面面积, mm^2 。

从上两式可以看出,当阀腔口径一定、密封副材料一定时,介质压力越大,必需密封比压就越大;密封面宽度越小,必需密封比压亦越大。用材的许用应

力 $[q]$ 代替必需密封比压 q_{MF} ,可得到在额定工作压力下密封面的最小宽度 b 。但试验表明,密封副的泄露量并非和密封面宽度成反比。按毛细管原理解释,密封面压紧时,接触间隙形成微观的小至分子直径级别的毛细管路,这些细小的管路是可能造成泄露的原因所在,即所谓“泄露通道”。密封副的泄露量与泄露通道直径的4次方成正比,与流体粘度、密封副两侧的压力差成正比。密封面的变化会影响密封比压,进而影响泄露通道直径。对于确定通径和确定压力的密封副,随着密封面宽度的增加,泄露量逐渐减小;而当减小到一定程度时,泄露量又会增加,故存在着一个最小泄露量的密封面宽度(如图3所示)。

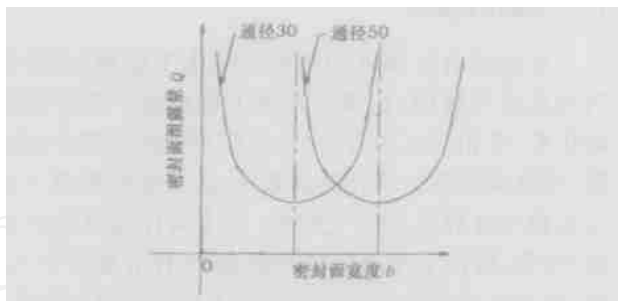


图3 泄露量与密封面宽度

从图3可以看出,对于确定通径的密封面,存在一个最小泄露量密封面宽度,而且,密封通径越大,最小泄露量密封面宽度越大。此外,图3还说明,密封只是相对的,不存在泄露量为零的情形。

苏、美的经验公式有其明显的局限性,前者适用于高压情形,后者适用于低压情形。皮尔逊更给出了在低压下的一个普遍采用的经验数据,那就是,当介质为液体时, $q_{MF} = P$; 当介质为气体时, $q_{MF} = 1.5P \sim 2P$ 。目前,我国在阀门的密封面设计时,基本上采取了实验数据,且取值较为富裕。

在平面高压密封中,密封面的接触紧密性对密封性能的影响是至关重要的。若采取金属硬密封方式,则必须使密封面金属获得一定的弹性形变量,这对密封压紧力的大小和可靠性要求很高,特别是在 $P = 30 \sim 70 \text{MPa}$ 的高压和超高压情形下。相比之下,非金属软密封具有无可比拟的优越性。非金属材料一般具有较低的硬度、较好的塑性变形能力,在较小的压紧力下,就可以获得理想的形变量并足以填补泄露通道,密封更为可靠。但在高压密封中,非金属软密封的应用远没有金属硬密封的应用广泛,主要是非金属材料在高压下的承压能力、稳态性,以及

在特定介质环境中的化学稳定性和抗老化性能有限,限制了它的发展。近来,随着新材料、新工艺和新技术的研究,人们在高压非金属密封材料的应用方面已经作出了许多尝试。下面我们就新型密封材料的发展研究作出简单分析。

3.2 新型高压非金属密封材料的研究

我们常用的非金属密封材料是各种橡胶、塑料以及它们的衍生产品。一般来说,在高压状态下,对非金属密封材料有以下几个方面的要求:

(1) 为防止材料在高压下被压溃或产生破坏密封性能的永久变形,材料必须具备足够的抗张强度;

(2) 材料应具备一定抗应力松弛能力,以提高材料的使用寿命;

(3) 材料应具备良好的压缩回弹变形能力,以保证密封的可靠性;

(4) 材料应具备在介质环境中的耐磨性、耐蚀性和化学稳定性。

在平面密封状态,非金属材料一般是以嵌压垫片的形式组成密封面,它的受力情况如图4。垫片受外加压紧力 ΣF_w 、流体摩擦力 Σf 、流体静力和流体压力的合力 ΣF_L ,以及自身的抗张力 ΣF_z 的作用。

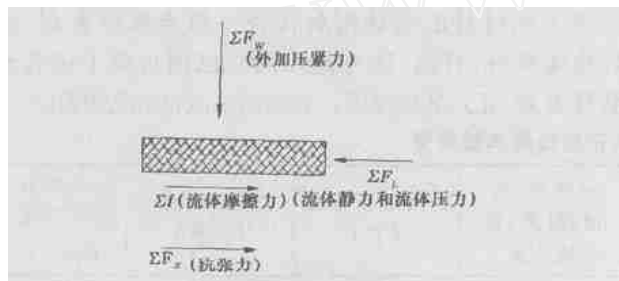


图4 密封垫片受力分析示意图

在垂直于外加压紧力的方向,有

$$\Sigma F_L = \Sigma F_z + \Sigma f,$$

其中

$$\Sigma F_L = kbtP;$$

$$\Sigma f = \frac{\pi}{2} (d^2 - d_0^2) P \mu;$$

$$\Sigma F_z = (d - d_0) t \delta,$$

式中 P ——工作介质压力;

d_0 ——密封面内径;

μ ——摩擦系数;

d ——密封面外径;

t ——密封垫片厚度;

k ——介质特性系数(比重、粘度、压力等);

δ ——密封材料的抗张强度。

经整理后有

$$\delta = kP - \frac{\pi(d + b)}{2t} \mu P_0.$$

从上式知,介质压力越大,流体摩擦系数越小,对密封材料的抗张强度的要求就越高。另一方面,密封垫片的流体摩擦系数实际上是个变值,它会随着接合表面的状态不同而发生变化,从正常压缩达到泄露临界状态,到完全泄露等不同情形下, μ 值会逐渐变小。比如,石棉橡胶垫片在正常受压时 $\mu = 0.32$,在泄露的临界点 $\mu = 0.05$,这实际上是因为摩擦面的润滑条件产生急剧变化而导致 μ 值的巨大差异。考虑到这一点,对材料的抗张强度的要求就更高,因为只有如此,在密封的临界状态,即使 μ 值很小,密封材料的抗张力仍可和流体静力相平衡,延迟密封临界点的到来,提高密封性能。

橡胶和石棉的抗张强度有限,因此在高压下极少被采用。尼龙1010/MC复合尼龙和石墨的混合体其抗张强度可达210MPa,其极限压缩强度更超过480MPa。纯聚四氟乙烯(以下简称PTFE),常温下其抗张强度约为28MPa。填充了金属粉末的聚四氟乙烯的抗张强度可以提高数倍以上。这些材料都可供选择。

非金属垫片的压缩回弹变形能力是实现软密封的前提,我们可以用材料的压缩率和复原率来量化它的形变能力。一般非金属密封材料都具备较好的弹性,在受到压缩时,可以产生一定的形变,当撤去负荷时,又可以基本回复原形,如图5。

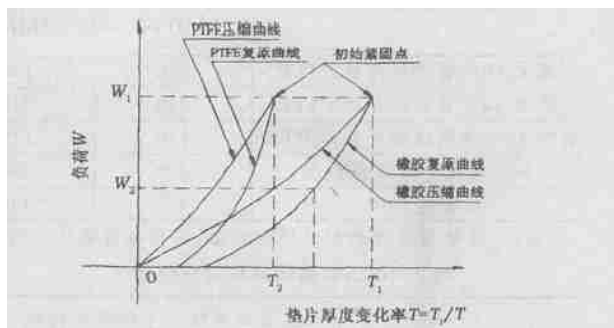


图5 典型非金属密封垫片的压缩-复原曲线示意图

从图5可以看出,非金属材料的复原也是相对的,且橡胶制品的压缩回弹性比PTFE好。

随着时间的增长,非金属垫片在承受外加压力、流体静力和流体压力的联合作用下,会出现不同程度的应力松弛和蠕变现象,从而引起密封比压的下降和垫片永久变形的加剧,进而影响密封效果。其应力松弛和蠕变曲线如图6所示。

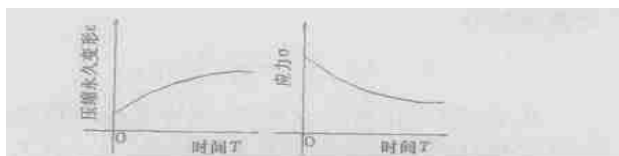


图6 非金属垫片应力松弛和蠕变现象

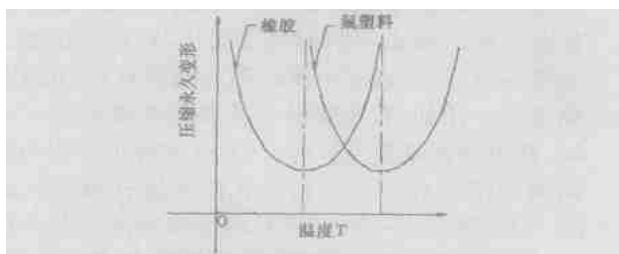


图7 橡胶和氟塑料蠕变-温度曲线

非金属的蠕变还和温度有关,图7给出了橡胶和氟塑料的蠕变-温度关系变化曲线。从图中可以看出,在过高或过低的温度下,塑性变形量急剧加大。因此,密封垫片的选材,必须考虑它的适用温度范围。对平面密封而言,材料的应力松弛和蠕变与垫片厚度、介质压力也有关,图8给出了它们的关系曲线。如果垫片承受振动等复杂外力,则对其应力松弛和蠕变影响更大。

考虑到上述几个方面的因素,在选择密封材料时,我们就有很好的理论依据。PTFE 因其在各种介质中极好的化学稳定性,良好的耐磨性和抗粘连性,



图8 材料的松弛和蠕变与垫片厚度的关系

是高压平面密封垫片的首选材料。但纯 PTFE 在常温下具有冷流性,即它的应力松弛和蠕变比较严重,在实际应用中,它的抗张强度比实验数据小 20% 左右,仅为 18~20MPa。这对密封副的使用寿命以及密封的可靠性是致命的,也因此限制了它作为密封材料的发展。近年来,各种新型填充聚四氟乙烯,随着研究的不断深入而大量涌现,填充聚四氟乙烯特别是填充了 40%~60% 锡青铜粉和铝青铜的聚四氟乙烯,它不但具备纯聚四氟乙烯的所有优良特性,其抗张强度已提高至 190MPa 以上,其耐用温度也扩大至 -200~480℃ 左右,其冷流性大为降低,而且它的疲劳强度比其他非金属密封材料高出很多。

笔者曾设计了某型水下潜器用改进型的高压阀柱,并成功地在高压和中压空气系统中应用多种非金属工程材料形成软密封代替了原金属硬密封,密封性能良好。目前,该型高压阀柱已通过海上试验和型号鉴定,正式装艇使用。该型阀柱试验情况如表1。

表1 几种非金属材料的软密封性能试验数据

性能	压缩强度 (MPa)	剪切强度 (MPa)	耐酸碱、耐油、 耐磨、耐蚀性能	适用温度范围 (℃)	疲劳试验 (次数)	适用密封 工作气压 (MPa)
填充 40% 锡青铜粉的 PTFE	210	190	好	-200~480	10 000	20
填充 40% 铝青铜粉的 PTFE	240	210	好	-200~480	6 000	20
填充 40% 增强玻璃纤维的 PTFE	170	110	好	-60~200	1 000	20
MC 尼龙+石墨混合体	400	370	好	-200~80	6 000	35
尼龙 1010	470	430	好	-200~80	10 000	40

注:上述数据仅代表对试样的测量,不具备普遍性。试验密封面宽度 1mm、Φ38mm。

表2 改进型高压阀柱综合性能

	硬密封阀柱	软密封阀柱
$P = 25\text{MPa}$ 时必需密封比压 q_{MF} (MPa)	199	109.5
密封压紧力(操作力) (kgf)	45	4
许用应力/抗张强度 (MPa)	黄铜许用应力 80	> 190
适用温度 (℃)	更广	-200~480
阀面研磨	难度大	无须研磨

改进型高压阀柱相对原硬密封原理的阀柱具备更优良的综合性能,如表2。

4 结语

显然,在常温下,用填充 PTFE 新型密封材料代替原来的金属密封副,不仅可以满足密封性能的要求,而且在操作、维修、安装和质量控制等很多方面更具优越性。我们有理由相信,随着科技的迅速发展,非金属密封材料的推广应用将越来越广泛。