

# 套筒补偿器的结构与发展

邓曾禄

(河南省节能监测中心,河南郑州 450003)

**摘要:**本文系统地阐述了套筒补偿器发展至今的各种结构及其特点,所用密封材料及其特性,摩擦力试验及其计算公式。文中还对目前使用中的一些问题进行了分析。

**关键词:**套筒补偿器;结构;密封材料;摩擦力;综述

## The structure and development of sleeve expansion joint

DENG Zeng - lu

(Center of Energy Conservation Monitoring of Henan, 450003)

**Abstract:** This article systematically expatiated all kinds of structures and correspond characters of the sleeve expansion joint that has been developed so far. It also covered the materials and correspond characters that the sleeve expansion joint used, and related experiments about friction force and compute formulae. Furthermore, this article also included analyses on some problems emerged from using at present time.

**Keywords:** sleeve expansion joint; structure; seal material; friction force; summarize

套筒补偿器是最古老的管道用补偿器,由于它补偿量大,阻力小,成本低,筒体寿命长,上世纪七十年代前一直得到广泛应用,但它密封处易泄漏,需检修。在八十年代波纹管补偿器应用于管道补偿后,逐渐占领了较大市场,但在应用中由于材料、水质和安装等因素出现了短期使用破裂问题,加之成本高,人们又关注套筒补偿器的使用,与此同时九十年代初,套筒补偿器为克服密封缺陷和消除介质压力产生的轴向力,又相继出现了弹性套筒补偿器和“无推力”补偿器以及用“油”密封等结构和新密封材料。不仅促进了套筒补偿器的使用,而且“无推力”的结构相应促进了波纹管补偿器得到发展,从专利查寻中可知,我国在套筒补偿器上处于领先。生产套筒补偿器的企业很多,为规范套筒补偿器的发展和应用,提高产品质量,我国建设部1994年发布了城市供热用焊制套筒补偿器行业标准。

### 1 套筒补偿器的型式进展

套筒补偿器的型式进展是与密封材料、补偿器性能进展密切相关的。

#### 1.1 从结构上分类

(1)普通型 见(动力设施国家标准)R408(图1),上世纪六十年代前就采用此结构。

这是套筒补偿器的基本型式,以后很多型式都是改变密封材料后在这种型式上发展起来的。

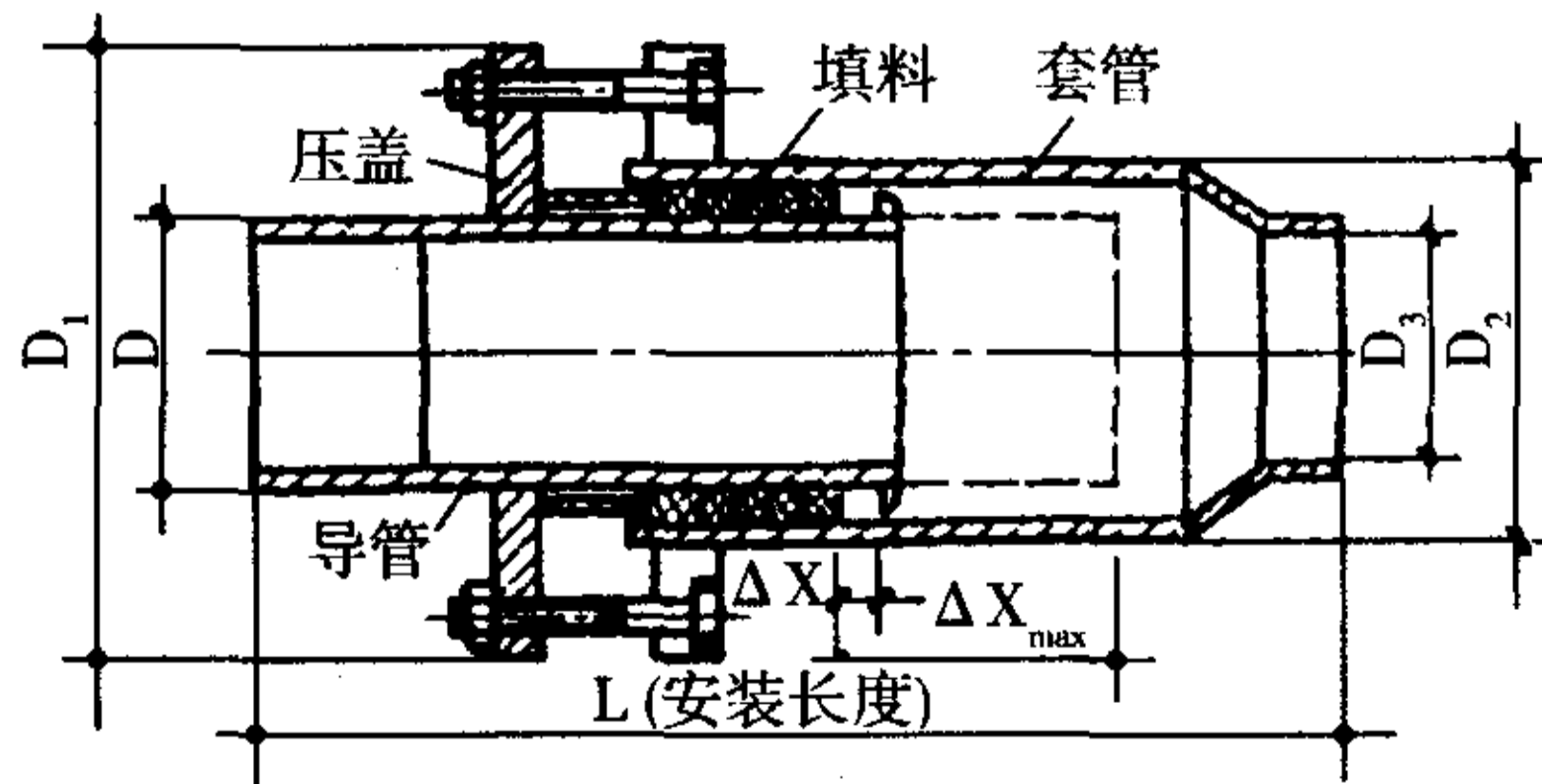


图1 普通套筒补偿器

(2)双向补偿 在普通型的外套管两个方向上均有伸缩芯管,补偿量为普通型的两倍,并且用于双向补偿,减少了采用两个普通型的长度尺寸和成本(图2)。

(3)消除介质压力对固定支座轴向力的套管补偿器 为与普通补偿器相区别,这类补偿器常在“套管”前冠以“平衡式”“压力平衡式”“无推力”

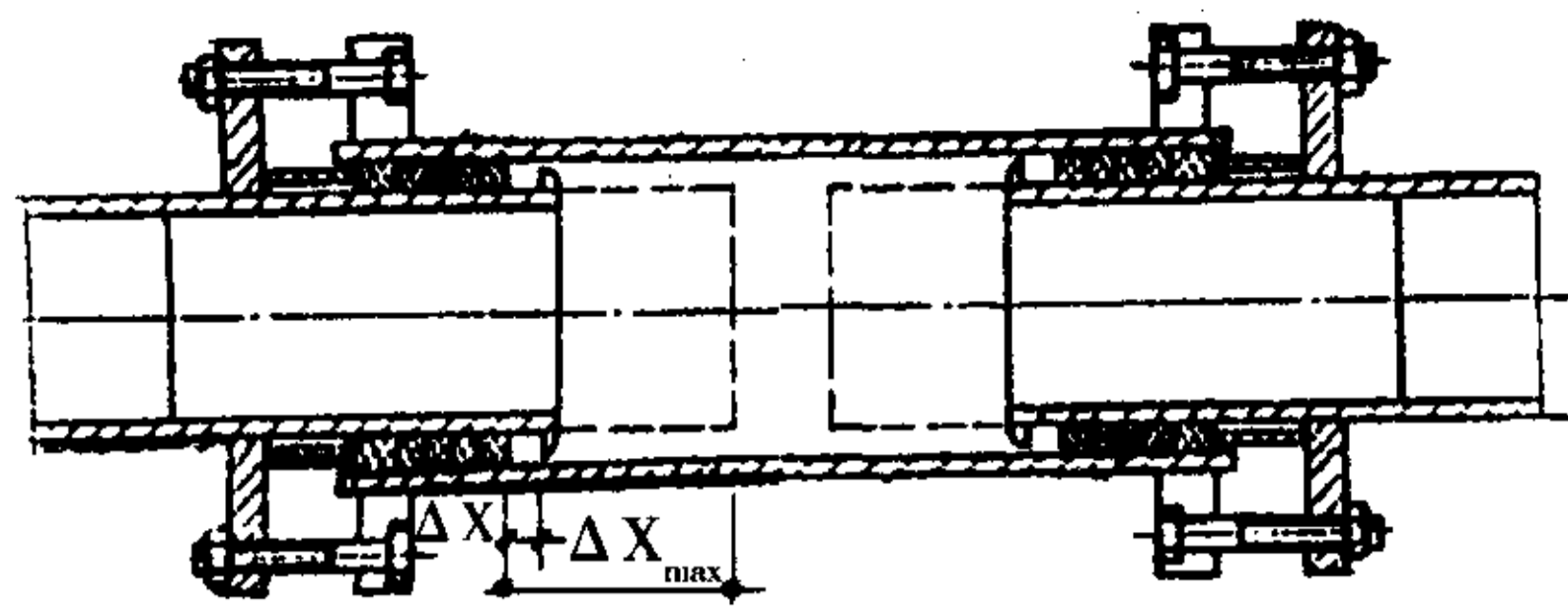


图2 双向补偿器

等定词,其结构形式从消除介质轴向力的原理上分为旁通式(简称I型)和活塞平衡式(简称II型)及平衡转角式(简称III型)三种(专利号:91100367.3、92200440.4、98235639.0)。

I型结构如图3所示,从图上可知管道的热伸长是通过甲管在套筒中移动实现的,介质流动不是直接由甲管流入乙管,而是经过旁通管实现的。这样在一个补偿器中就有了一对甲乙封头,介质压力产生的水平推力 $F_1$ 、 $F_2$ 在补偿器内实现了平衡。这一结构还可以看成是方形补偿器的形式,管道伸缩是采用套筒式的结构。

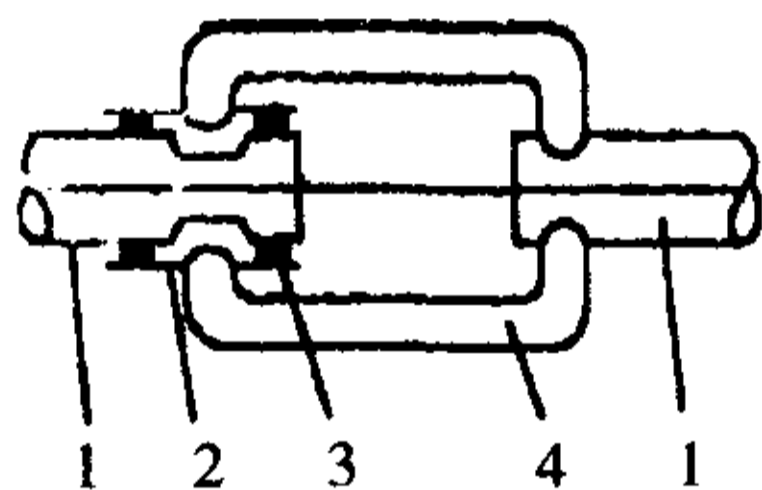


图3 压力平衡式I型结构

1.主管道;2.套筒;3.密封填料;4.旁通管

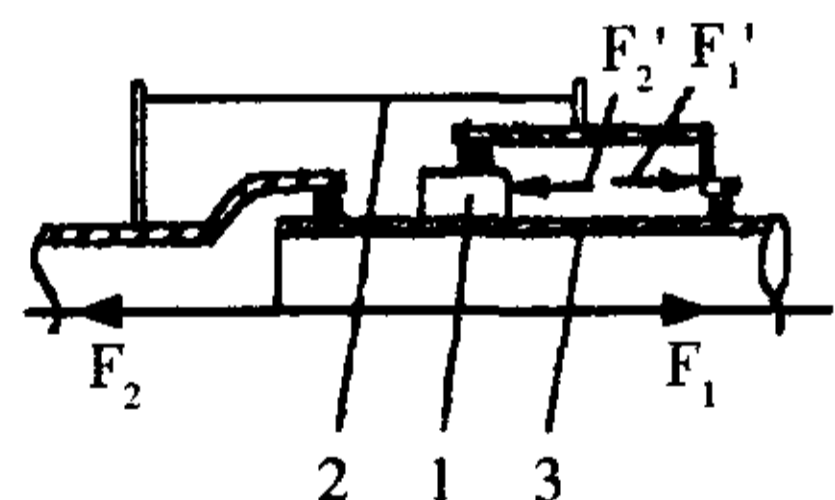


图4 压力平衡式II型结构

1.环形活塞(与芯管成一体);  
2.拉杆(套筒与活塞外壁相连);3.连通孔

II型结构称为活塞自动平衡型补偿器,如图4所示。在芯管外安装了一个环形活塞,并使活塞的总面积等于芯管的截面积,这是实现自动平衡的技术核心。此结构的受力分析如下:假定在一段管道上安装了II型补偿器, $F_1$ 、 $F_2$ 为介质压力产生的轴向推力,其方向相反,大小相等,这两个力分别作用在套筒的左右连接管道上,若不能平衡,就应分别由左右段管道上的固定支架承受。现在采用附加活塞体,活塞体内的介质通过连通孔3与管道相连,介质压力同样作用在环形活塞

1上,活塞的面积等于管道的截面积,则 $F'_1 = F_1$ , $F'_1$ 通过活塞拉杆与左面套筒相连接, $F'_2$ 、 $F'_1$ 是一对作用力和反作用力,大小相等,方向相反,于是 $F'_2 = F_1$ 、 $F_2 = F'_1$ 。这样两对作用力大小相等、方向相反、作用在一条直线上,使介质压力产生的轴向力得到了平衡。

以上两种结构在管道试压时,再也不会出现自动拉开的问题,也不会使套筒相对安装位置发生移动,便于施工,安装。

III型结构补偿功能是依靠芯管移动实现的,由于介质流动转向在芯管端出现盲板,因此管段中,介质产生的轴向力在两端得到平衡,III型结构的基本型式有两种,可以根据管路布置选用,见图5。

(4)一次性套管补偿器 用于直埋管道预热膨胀后在a、b两接触面处焊死,外套管和芯管不能再作相对移动,然后填埋,所以称一次性补偿器(图6)。1.2从密封材料上分类

对密封材料的基本要求是:有一定弹塑性、轴向压力能产生较大的径向压力;化学稳定性好;渗透性小;自滑性好(摩擦系数小,并耐磨);耐温;还要更换方便、成本低廉。密封材料可分为成型填料和非成型填料,目前所用材料及性能如下。

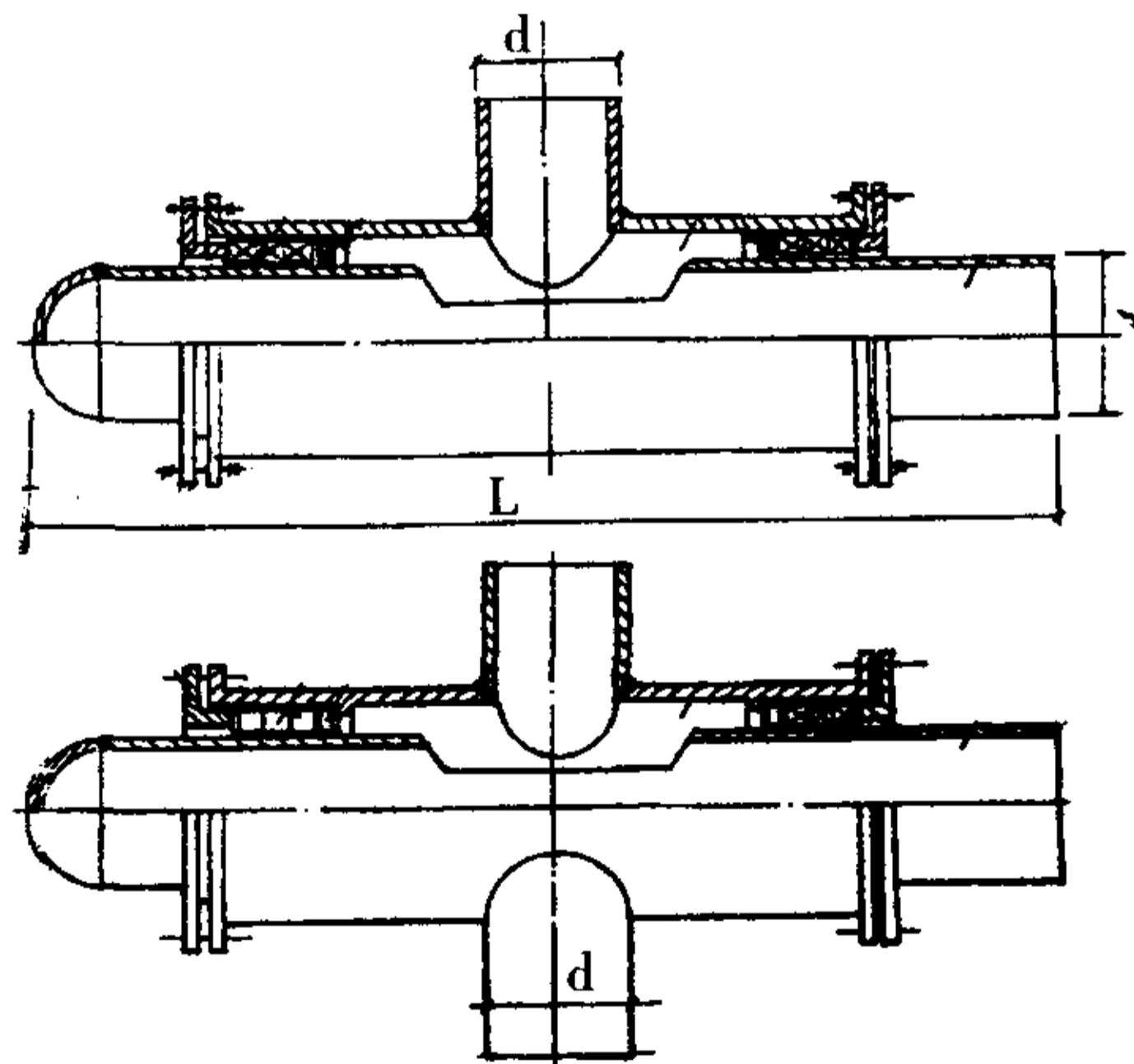


图5 III型结构

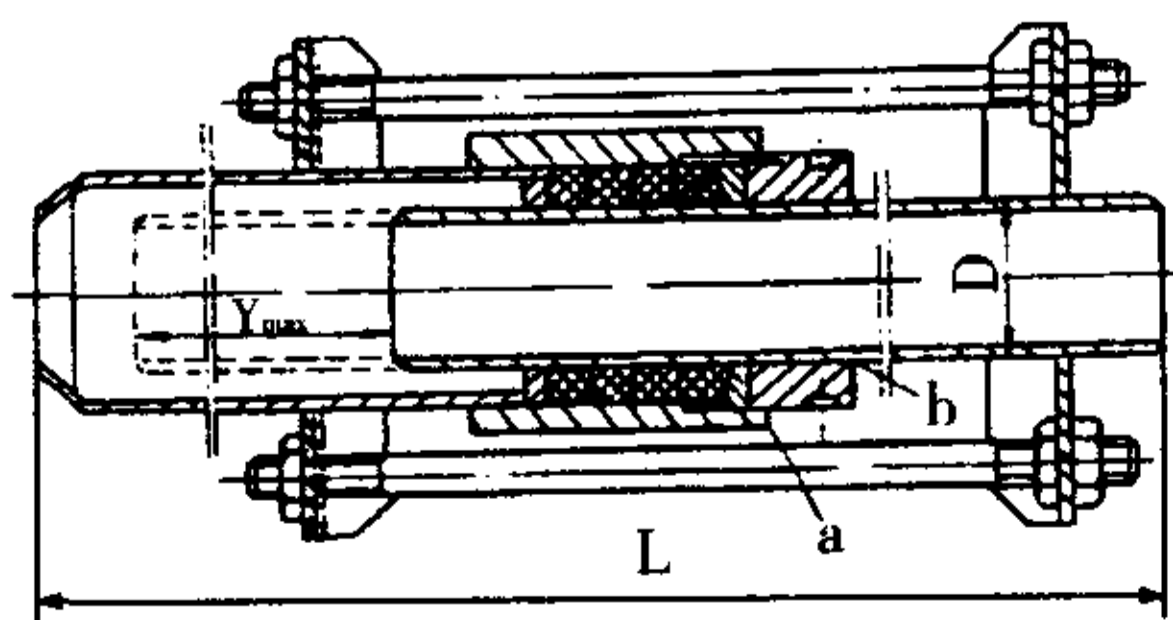


图6 一次性补偿器

(1)编织盘根制品 油浸石棉盘根、柔性石墨盘根及复合石墨成型密封圈等及其改性材料。所谓改性即增加了其他材料而提高了其性能、如石

棉盘根外浸二硫化钼和聚四氟乙烯乳液,摩擦系数只有 0.02 ~ 0.02。必须了解这些密封材料性能、正确选用,才能使密封达到良好效果,加膨胀石墨的密度对其性能影响较大,密度从 0.7g/cm<sup>3</sup> 增加到 1.2g/cm<sup>3</sup>,抗拉强度从 2.2MPa 增加到 6.2MPa,并且回弹率增高,常用密度为 1.1 ~ 1.6g/cm<sup>3</sup> 回弹率 35 ~ 50%,摩擦系数 0.13 ~ 0.15,使用温度 ≤ 800℃。由于石墨电极电位高于金属,致使发生腐蚀(不锈钢同样发生腐蚀),应采用缓蚀性膨胀石墨,目前采用加锌粉方法。

(2) 聚四氟乙烯(F-4)塑料制品 F-4 长期使用温度为 -195 ~ 250℃,F-4 加入 MoS<sub>2</sub>、SiO<sub>2</sub>、青铜粉、石墨、玻璃粉等填充剂后,除保持原有性能外,在负荷下尺寸稳定性提高 10 倍,耐磨可提高 400 ~ 800 倍,钢对它的静、动摩擦系数为 0.04,这种材料已成功地运用在套筒补偿器上开启 7000 次无泄漏。可以称得上是无泄漏套筒补偿器。

(3) 橡胶制品 耐水、耐蒸汽、抗老化、气密性好的属硅橡胶和氟橡胶,常用温度为 200℃,最高使用温度为 350℃,过去蒸汽机车上的汽缸活塞杆密封就用过这种材料,但成本较高。

(4) 密封油 将密封油用高压油枪注入到套筒补偿器的填料函中。这种防止泄漏的方法是从常压堵漏方法中借鉴而来。但密封油不是堵漏胶,堵漏胶又称密封胶,它是用于管道设备在运行中(带压)在泄漏处注入胶体,这种胶固化并与设备泄漏处紧密结合,不能产生相对运动,达到静结合密封。而套筒补偿器所用密封油(也是胶泥状)注入后,增加密封材料对芯管的径向压力起到密封作用,芯管仍能伸缩。这种密封油每个企业配方不一样。第一个提出使用油密封的专利号为 94212333.6《可调注油式补偿器》,采用油密封后可以在管道运行中维修止漏,使套筒补偿器密封进入一个新阶段。

## 2 套筒补偿器密封结构

套筒补偿器的密封结构常采用填料密封和机械密封。填料密封是一种接触式密封,在外套管与芯管之间填入弹性密封材料,在填料受到轴向力压紧后能紧贴在芯管表面,利用密封材料的弹性变形补偿密封面的磨损,阻止介质外漏,由于填料具有弹性和塑性,其所受轴向力(P<sub>x</sub>)在填料深

度方向上产生的径向力(P<sub>y</sub>)是不等的,  $P_y = P_x(\mu/1 - \mu)$  或  $P_y = KP_x$ ,其中  $\mu$ : 填料泊松比, K: 侧压系数。由于这一特点,目前填料由单一填料发展成组合使用,如硬填料放在深部,软填料在压盖附近,或硬软填料中间放入密封油层,在出现泄漏时,采用补注油的方法止漏,或完全用“油”密封的填料结构(图 7)。

机构密封在以往是用在旋转轴的动密封上,它是由至少一对垂直于旋转轴的端面,在流体压力和补偿机构外弹力的作用下,与另一端面保持贴合并相对滑动,而构成防止流体泄漏的装置,因此又称端面密封,目前,这种密封达到的水平是,最高转速 5 万转/分,最高线速度 150 米/秒,压力可达 35MPa,使用温度达 1000℃,轴径达 Φ1000mm,允许泄漏量 3 ~ 0.1ml/h,寿命达 1 ~ 15 年,因此用这种方法解决套筒补偿器的密封,是完全有把握的,只是形位公差和配合精度要求高,成本要大大增加,上世纪 90 年代推出的弹性套筒补偿器就是这种密封的最简单形式(图 8)。这结构是在普通套筒补偿器压盖前增加了弹簧,在弹簧作用下,使密封填料始终处在被压紧状,从而使介质无泄漏。弹簧也可置入填料室内,使外观更为简单。

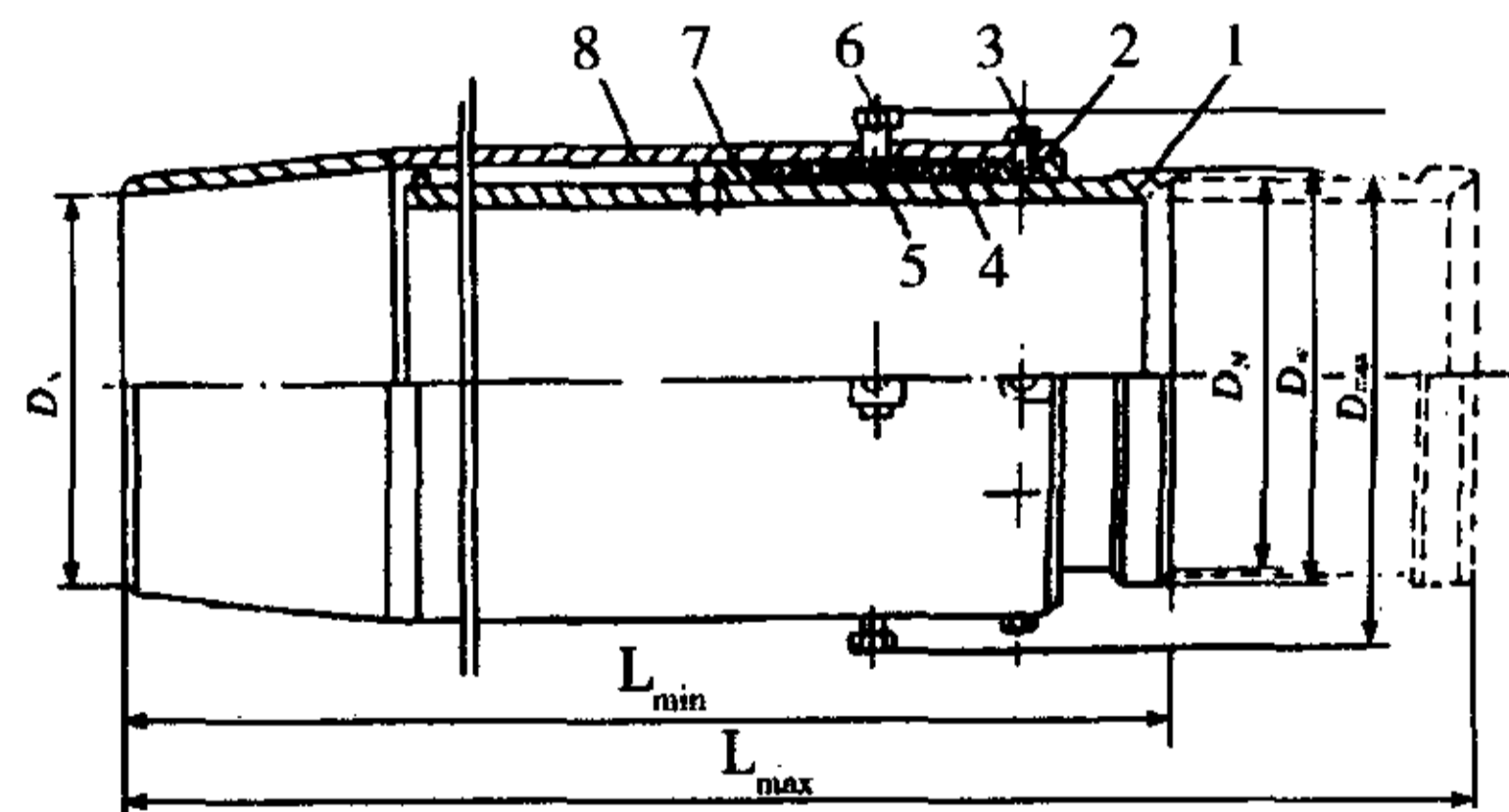


图 7 柔性密封填料套筒式补偿器

1. 芯管; 2. 压圈; 3. 压圈的制动销; 4. 填料;  
5. “油”性填料; 6. “油”性填料注入口螺丝; 7. 端圈; 8. 外壳

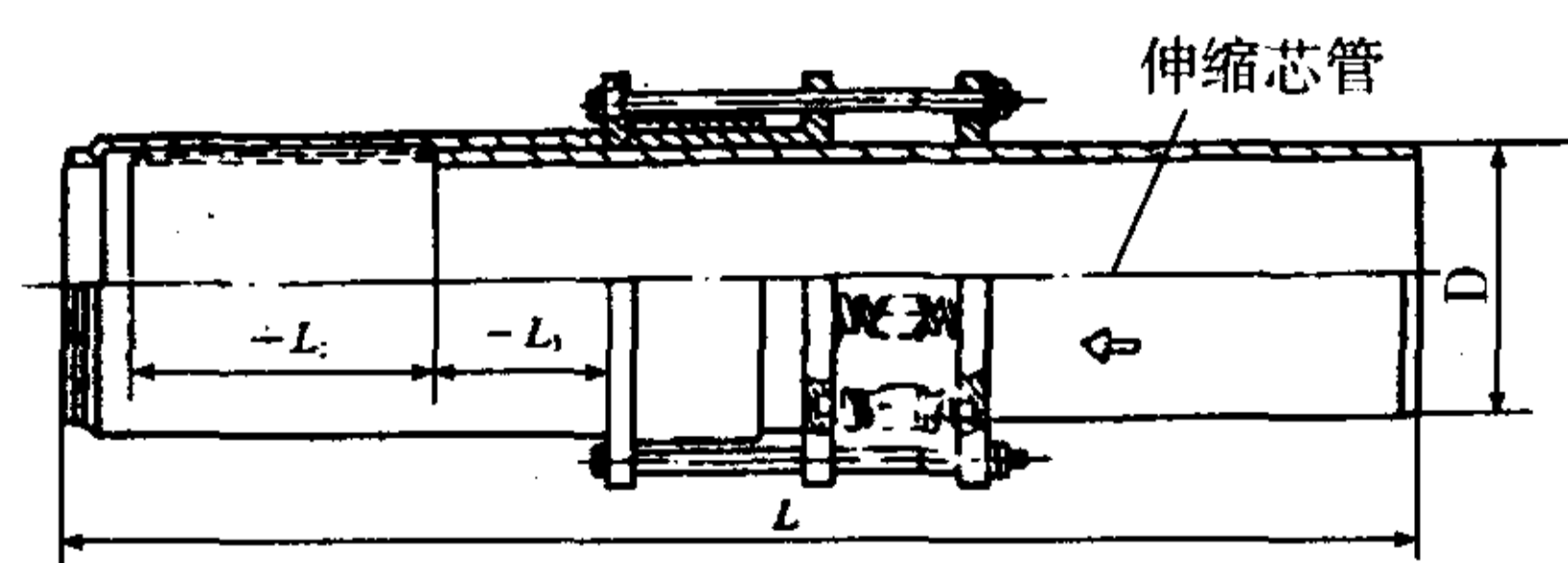


图 8 弹性套筒补偿器

## 3 套筒补偿器摩擦力的求法

### 3.1 现行计算公式的缺陷

采用填料密封的摩擦力计算公式目前均采用以下算式:

由于拉紧螺栓产生的摩擦力为

$$P_1 = \frac{3923n}{f} \pi \cdot Dw \cdot B \cdot \mu \quad (1)$$

由于管道介质压力所产生的摩擦力  $P_2$  为:

$$P_2 = A \cdot P_n \cdot \pi \cdot Dw \cdot B \cdot \mu \quad (2)$$

式中  $P_n$ ——介质工作压力(表压力)(pa);  $A$ ——系数,当  $DN \leq 400\text{mm}$  时  $A = 2 \times 10^{-4}$ 、 $DN > 450\text{mm}$  时  $A = 1.75 \times 10^{-4}$ 。要求分别按①、②式计算取其较大值。公式①的问题:其一是把螺栓拉紧产生作用于  $f$  面积上的正压力当成一个定值,并等于填料与芯管接触面上正压力;其二是  $n$  值是螺栓个数,加压值按个数正比增加,而实际由于填料产生塑性变形,按对称方式在拧紧过程中,先拧

的要比后拧的螺栓用力大得多,为了使每个螺栓最终受力一样,采用力矩标志扳手,也很难取得一致;其三填料深度  $B$  值大小对摩擦力的影响不是成正比关系。因此按式①计算结果与实际值相差很多。

公式②的问题是:  $AP_n$  反映介质压力作用于填料而产生的对密封面上的正压力,由于介质压力在填料长度上的分布也不是定值,所以按式②计算结果也远离于实际值。

### 3.2 摩擦力计算值与实测值的比较

摩擦力计算值与实测值的比较见表 1。结果表明:

表 1 摩擦力计算值与实测值比较表

规格 DN	序号	介质压力 MPa	计算价(kN)		实测值(kN)	
			由拉紧螺栓产生的	由介质压力产生的	总 值	单位密封值长上平均值
100	1	1.7	9.85	10.03	7.65	0.2257
	2	2.0	9.85	11.8	8.30	0.2448
	3	2.5	9.85	14.75	8.37	0.2469
	4	3.0	9.85	17.7	8.45	0.2493
	5	3.5	9.85	20.65	9.52	0.2809
	平均					
200	1	1.6	13.00	65.44	11.70	0.1701
	2	2.0	13.00	56.80	14.00	0.2036
	3	2.62	13.00	74.41	15.76	0.2292
	4	3.20	13.00	90.88	15.44	0.2245
	5	3.78	13.00	107.35	14.13	0.2066
	平均					
300	1	1.6	20.30	57.6	44	0.3717
	2	2.1	20.30	75.6	43	0.3632
	3	2.7	20.30	97.2	42	0.3548
	4	3.0	20.30	108	46	0.3885
	5	3.4	20.30	122.4	49	0.3784
	平均					

(1)计算出的摩擦力远大于实测值,而且启动摩擦力值大于平均值。

(2)摩擦力值与介质压力不成正比关系,随着介质压力提高,摩擦力值有上升趋势。

(3)三种规格产品密封材料相同,按照密封单位周长计算出的摩擦力并不一样,取每一规格单位密封周长 5 次测试的平均值作为计算值,其均方根误差分别为 8.74%、9.66%、9.6%,三种规格的实测值与三种规格的平均值比较,之间的相差 11.5 ~ 34.6%,从测试中可知生产企业必须制定出填入方法和压紧螺栓的工艺标准。

### 3.3 一个新的摩擦力计算公式

现取出一块填料分析受力,推导出摩擦力公式如下:

$$\pi r \frac{R-r}{K} P_n (e^{\frac{8KL}{R-r}} - 1) \quad (3)$$

由式③可知,套筒型补偿器摩擦力与介质压力成正比,与填料摩擦系数、侧压系数、填料长度、厚度等有关,要减少摩擦力,就应减少填料摩擦系数,提高芯管填料函的表面光洁度,适当减少填料长度。

计算式表明,填料的性能系数( $\mu$ 、 $K$  值)的大小对摩擦力影响很大,一些资料上也只给出数据范围,如膨胀石墨的干摩擦系数为 0.13 ~ 0.15、侧压系数为 0.28 ~ 0.54,在实际应用中摩擦面并非

干摩擦,有介质起到润滑作用,虽属同类材料其侧压系数也与容重、弹塑性关系很大,因此加工、安装工艺和材料性能确定后,通过必要的型式试验和相应的计算,找出产品性能规律,即可按以上公式求出计算摩擦力与实际摩擦力值的偏差可以控制在一定范围。因此,套筒补偿器的有关标准要求每批产品作摩擦力试验,确定摩擦力是十分必要的。

各厂生产的补偿器应在产品样本中给出摩擦力值,该值是计算固定支座的重要参数,制造厂对此值负责。

#### 3.4 采用注“油”填料密封的机理与摩擦力求法

采用注油填料密封的套筒补偿器外型上已取掉了填料函的压盖和压紧螺栓,其密封机理如图7,在两组普通浸油石棉盘根(或其他材料的盘根)中间注入“油”,使“油”分别向两边压紧,使盘根加大径向压力,产生密封作用,相当于套筒的一级密封,注入的“油”填料紧紧地与芯管接触,并且接触均匀,“油”填料主要成分为柔性石墨,它与钢材表面摩擦系数为0.13~0.15,所以芯管运动阻力很小。通过测试,摩擦力主要与填料深度有关,其范围是DN100~500为300~350N/CM。DN600~

1000为450~500N/CM。

#### 4 结束语

综上所述,套筒补偿器的发展是围绕着解决使用中的两大问题进行的。一个是如何保证不泄漏,另一个是减少对固定支座的推力。随着新密封材料和密封结构的应用,对解决泄漏或减少平时维护工作,已有了明显成效,随着自身平衡型结构的出现,实现了使固定支座不再承受介质压力产生的轴向推力。另外,补偿器自身的摩擦力也在降低。本文提出了求摩擦力的较准确的计算式,但乃要依据试验数据和工艺的标准化。

我们相信随着技术进步,套筒补偿器必将向摩擦力小、多年运行(如5年以上)无泄漏和自身平衡型的发展方向发展,摩擦力的求法也将完善、准确。套筒补偿器也必将以其成本低、补偿量大、易安装、少(不)维护等优势获得及广泛应用。

---

作者简介:邓曾禄,男,北京人,教授级高级工程师,大学,从事节能技术的研究工作。