

· 问题对论 ·

关于套筒补偿器摩擦力计算的探讨

22
64-66邓曾禄
(河南省节能监测中心设计室)

TP21

[编者按] 作者对套筒补偿器摩擦力过去的计算方法,提出了新的计算模型,我们希望读者对这个问题进行进一步的讨论。

[摘要] 分析了套筒补偿器密封机理及目前所用的摩擦力计算公式的缺陷,给出了新的计算公式,并对影响摩擦力的因素进行了说明。

[关键词] 套筒补偿器 密封机理 摩擦力 计算

套筒补偿器的重要参数之一是自身伸缩时的摩擦力,对该力的计算方法,一直沿用有关资料和手册。按此计算出的摩擦力有的远比实际值大,使管道支座加大、成本提高;有的却远比实际值小,甚至运行时把固定支架推动了,补偿器还未能伸缩。可见正确求出摩擦力已成为提高此类产品质量和设计选用者最关心的问题。1994年以来,笔者与有关单位合作开展了摩擦力的测试工作。结果表明计算值与实测值相差很大,不仅反映了原计算公式的缺陷,也反映了填料种类和性能、填装工艺、填料函结形式、出厂前的试压方法等不同,引起的差别。本文在对原计算公式分析的基础上,提出数学计算模型,与同行们进行讨论。

1 密封结构及原理

套筒型补偿器是采用填料密封,其结构如图1所示。由于芯管表面总有些粗糙,填料与其部分贴合,部分未接触,这就形成无数个“迷宫”,带压介质通过时被多次节流,凭借“迷宫效应”而达到密封。填料与芯管表面的贴合、摩擦,类似滑动轴承,故应有足够的液体进行润滑(油脂密封材料除外),以保证密封的一定寿命,可见此种密封是迷宫效应与轴承效应的综合。

填料轴向的压紧力(P_x)。是由拧紧压盖螺栓产生的,填料是弹塑性体,它对芯管表面的力(P_y)与(P_x)引以下关系:

$$P_y = P_x \left(\frac{\mu}{1-\mu} \right) \text{ 或 } P_y = KP_x \quad (1)$$

μ : 填料泊松比, K : 称为侧压系数。

由于填料与芯管之间产生了摩擦力,致使 P_x 值沿轴向逐渐减少,同时 P_y 也沿轴向减少,如图1所示的径向压力分布图。

介质压力作用于填料也会产生密封作用,这是通常所说的“赋能型密封”,它是由介质压力自动加在密封元件上,使密封元件变形。从一些资料报道,对于织物盘根装填料,介

质压力会通过空隙将填料挤压,这一挤压作用在压盖下急剧增大,起到密封作用,产生的径向压力分布与图1a.相似,资料还注明介质压力低时,介质压力自身产生的密封作用很小。

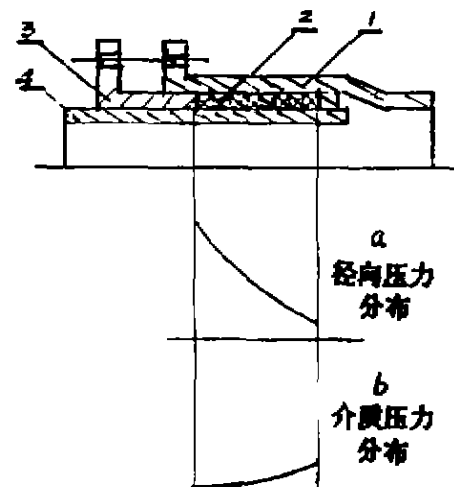


图1 密封结构及压力分布图

1- 外套筒的填料函; 2- 填料; 3- 压盖; 4- 芯管

另外,芯管作往复运动时,填料受到周期性脉冲压力,在运动方向与压盖压紧方向相反,芯管提出,摩擦力带动填料向外端压缩,压力分布更不均匀,反之,芯管向内运动时压盖处密封压力要下降。虽然芯管伸缩的往复运动十分缓慢,但仍对密封压力产生着影响。

2 原摩擦力计算公式的缺陷

套筒补偿器摩擦力公式,目前均用以下算式(见供热工程、供暖通风设计手册、工业锅炉房设计手册)。

由于拉紧螺栓产生的摩擦力 P_1 为

作者简介:邓曾禄,男,河南省节能监测中心设计室,450008

收稿日期:2000-04-08

$$P_1 = \frac{3923n}{f} \pi \cdot D_w \cdot B \cdot \mu \quad (2)$$

式中 n - 螺栓个数(个); f - 环形填料圈面积,即外壳与芯管之间的环形面积(cm^2); D_w - 芯管外径(cm); B - 沿补偿器轴线的填料长度(cm); μ - 填料与管道的摩擦系数。

由于管道介质压力所产生的摩擦力 P_2 为

$$P_2 = A \cdot P_n \cdot \pi \cdot D_w \cdot B \cdot \mu \quad (3)$$

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(2)、(3)式计算并取其较大值。

摩擦力大小与两物体接触面积、正压力成正比,摩擦系数 μ 反应了两物体的材料性质、表面光洁等因素。(1)(2)式均基于这一概念确定的,两式中 $\pi \cdot D_w \cdot B$ 为芯管与填料的接触面积,式(2)里 $3923/f$ 是紧螺栓产生的正压力,有关教科书指出此值不得小于 98.1N/cm 。

公式(2)的缺陷: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的正压力。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压缩变形,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(2)计算结果与实际值相差很多。公式(3)的问题是: $A P_n$ 反映介质压力作用于填料而产生的对密封面上的正压力,其在填料长度上的分布也不是定值。从对赋能型密封机理分析可知,采用柔性石墨、石棉盘根类似的材料,介质压力产生的密封作用是很小的,当介质压力较小时,按式(3)计算结果也远离于实际值。

3 摩擦力测试结果与计算值对比

现将某厂产品测试结果与按算式计算结果列于表1中。该产品采用柔性石墨盘根。

结果表明:

(1)计算出的摩擦力远大于实测值,而且启动值摩擦力大于平均值。

(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,但尚未找到规律。

(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,取每一规格的单位密封周长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%、9.68%,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料加入方法和拧紧螺栓的工艺标准,对于计算式(2)、(3)是否只适用于国标图号 R408-1 至 12,是否作过全面的测试,笔者未查到资料,但从以上试验和分析中可知,算式能否反应国标图号 R408 的摩擦力也是问题。

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	计算值(KN)		实测值(KN)	
			由拉紧螺栓产生的	由介质压力产生的	总值	单位密封周长上平均值
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					0.2495
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	0.2054
	平均					0.2066
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	0.4139
	平均					0.3784

4 摩擦力的计算公式推导

摩擦力等于径向压力乘以摩擦系数,径向压力与轴向压力的关系为式(1),因此先求轴向压力沿填料函长度的变化规律。填料受到压盖轴向压紧后,取出一个小单元体如图2,其受力如下:轴向压紧力 $P_x, P_x + dP_x$, 径向压紧力 P_r , 摩擦力 F_1, F_2 , 该单元体的平衡方程式为:

$$F_1 + F_2 + \frac{\pi}{4} (R^2 - r^2) = 0 \quad (4)$$

$$\text{其中: } F_1 = 2\pi r \mu_1 P_r dx$$

$$F_2 = 2\pi R \mu_2 P_r dx$$

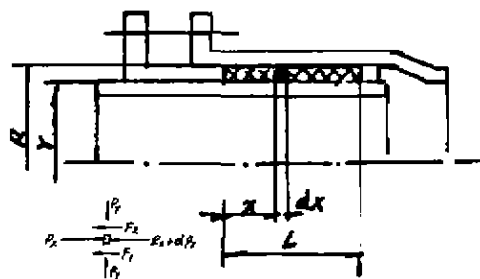


图2 填料受力分析

假定填料对芯管和外套筒填料函的摩擦系数相同, $\mu = \mu_1 = \mu_2$, 又 $P_r = K P_x$ (4)式得

$$- \frac{dP_x}{P_x} = \frac{8k \cdot \mu}{R - r} dx \quad (5)$$

由密封要求, $x = L$ 处, 即填料内端处, 径向压紧力 $P_r = P_n$ (介质压力) 积分(5)式,

$$\frac{dP_x}{dx} = \frac{8k\mu}{R-r} P_x \quad \text{得: } L_n \frac{K P_x}{P_n} = \frac{8k\mu}{R-r} (L-x)$$

$$P_x = \frac{1}{K} P_n \cdot e^{\frac{8k\mu}{R-r}(L-x)} \quad (6)$$

芯管在 dx 长度上填料摩擦力为

$$dF = 2\pi\mu P_y d_x = 2\pi\mu K P_n d_x \quad (7)$$

$$\text{将(6)式代入(7): } dF = 2\pi \cdot R \cdot K \cdot \frac{1}{K} P_n \cdot e^{\frac{\mu K x}{R-r}} (L-x)$$

总摩擦力为此式积分,化简后得:

$$F = \pi \frac{R-r}{K} \cdot P_n \cdot e^{\frac{\mu K L}{R-r}} - 1 \quad (8)$$

5 讨论

5.1 压盖端部的轴向压紧力(单位面积的压紧力)

由式(6)当 $x=0$ 时,即求出轴向压紧力 P_x 为

$$P_x = \frac{1}{K} \cdot P_n \cdot e^{\frac{\mu K x}{R-r}} \quad (9)$$

可见轴向压紧力与介质压力成正比,与填料摩擦系数、侧压系数(或泊松比)、填料长度、厚度($R-r$)等有关,为使密封效果好,还要求压盖压紧力小,则填料的摩擦系数最小,填料长度短一些,厚度大一些。

在 $x=L$ 时,式(6)求得 $P_y = 1/K P_n$, 即 $P_y = P_n$ 这就是(5)式的边介条件。

5.2 由式(8)可知,套筒型补偿器摩擦力与介质压力成正比,要减少摩擦力,应减小填料摩擦系数,提高芯管填料函处

的表面光洁度,适当减少填料长度。

另外将(9)式代入(8)式成:

$$F = \pi(R-r) \left(P_n \frac{P_y}{K} \right) \quad (10)$$

说明摩擦力与压盖端部轴向压紧力成正比。

5.3 对套筒补偿器摩擦力测试表明,摩擦力与介质压力的关系不成正比关系,是否可以这样解释,因为试验时(出厂时)压盖端压力很大,而介质压力一般试验较低, P_n 影响很小。

5.4 计算式表明,填料的性能系数(μ 、 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 0.28~0.54,在实际应用中摩擦面并非干摩擦,虽属同类材料其侧压系数与容重、弹塑性关系很大,因此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使计算摩擦力值与实际摩擦力值的偏差可以控制在一定范围,这就使设计选用有章可循了。

5.5 建议对有关手册和教科书中引用的原套筒补偿器摩擦力计算公式进行修改或说明。 BEE

Study Calculate of Friction Force of Sleeve Compensator

By Deng Zenglu

Abstract analyses the seal mechanism of sleeve expansion joint and the defect of the current calculation formula of the friction force, presents new formula and illustrates the influence factors of friction force.

Keywords sleeve expansion joint seal mechanism friction force calculation

·会议通知·

2000年全国暖通空调制冷学术年会筹备组通知

2000年全国暖通空调制冷学术年会将于10月30日~11月4日在广西南宁市举行,这是喜逢千禧之年的全国暖通制冷界的一次大型盛会。

本届年会将就本行业目前普遍关注的供暖热计量;供暖热源;室内空气品质;空调冷热源选型;热泵应用;蓄冷空调与低温送风;住宅中央空调;风系统与VAV;水系统与VWV;空调工程;空调设备与配件;因特网对暖通空调的影响;CFD应用;能耗模拟等15项专题设分会场进行交流,并通过研讨形成有指导意义的书面小结。年会还将设专场,由暖通规范组征求对正在修订的《采暖通风空调设计规范》(征求意见稿)的意见。

本届年会一如既往,热情欢迎全国各地暖通空调制冷行业的科研、设计、大专院校、房地产开发部门的专业技术人员以及从事生产、经销的企业代表参加。

请关注本届年会的人士与全国年会筹备联系。

联系人:赵文德 郭瑞茹

电话:010-84284720 010-84272233 转 2331

传真:010-84284720

地址:北京北三环东路30号 中国建筑科学研究院空调所

邮编:100013