波纹管伸缩节设计参数的研究

陈 军,段云岭,杜效鹄,潘家铮
(清华大学水利水电工程系, 北京 100084)

摘 要:本文从分析水工波纹管伸缩节结构的荷载特点入手,使用 MSC.NASTRAN 有限元程序,计算比较了内水压力、轴向变位和横向变位对波纹管伸缩节结构应力的影响。并根据分析计算的结果,对波纹管伸缩节中波纹管的各项参数提出了参考意见和最佳安装温度的计算公式。

关键词:水力机械;设计参数;有限元分析;波纹伸缩节;荷载特点;最佳安装温度
中图分类号:TV34, TV570.3 **文献标识码**:A

Research on design parameters of bellow-type expansion joint

CHEN Jun, DUAN Yunling, DU Xiaohu, PAN Jiazheng
(*Department of Hydraulic Engineering, Tsinghua University, Beijing* 100084)

Abstract: In this paper, the load character of the hydraulic bellow-type expansion joint is studied and the MSC.NASTRAN software is used to analyze the influence of various loads on it. Based on the analysis results, some suggestions for the design parameters and the best setup temperature are proposed.

Key words: hydromechanics; design parameters; analysis by FEM; bellow-type expansion joint; load character; the best setup temperature

1 简介

伸缩节是压力管道中为减少或消除温度变位和沉陷变位所产生的附加应力而设置的构件。在以往的水利工程中,大多使用套筒式伸缩节。实践表明,套筒式伸缩节在运行中很少完全避免渗漏,需要经常进行维护。

波纹管伸缩节是在近来水利工程实践中逐渐发展起来的一种新型伸缩节[1,2],一般包括波纹管、波芯体和外套管等基本构件,具体如图 1 所示。在波纹管伸缩节中,波纹管和压力钢管是焊接成一体的,这种结构形式,使其不但可以很好地适应管道轴向变位和横向位移,而且具有滴水不漏的防渗效果。但是,波纹管伸缩节的设计还很不成熟。本文在讨论分析波纹管伸缩节的基础上,对其设计参数提出一些建议。

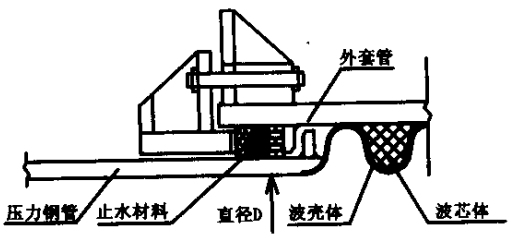

图 1 波纹管伸缩节结构模型简图

Fig.1 The model of bellow-type expansion joint

2 水工波纹管伸缩节结构特点

波纹管伸缩节和热力工程中经常使用的波纹管伸缩节具有很大的相似性,都是利用波纹管结构承受管道的变形荷载,而且后者的设计制造也已经十分成熟,所以,在波纹管伸缩节的设计制造中经常借鉴后者的工程经验。但是,相对于热力管道,水工压力管道又有其自身的一些特点。如:

(1)直径大。水工管道的直径一般为 1 ~ 6(m),而热力钢管的直径则一般为 0.5m ~ 2.5m。参考当前国内波纹管伸缩节的主要生产厂家——湖南东屋公司和南京晨光公司的用户资料[1]可知,管径超过 5m 的水工压力管道是极为常见的,而这样大直径的热工压力管道则很少出现。

收稿日期:2003-09-16
作者简介:陈军,男,1976 年生,博士研究生

(2)长度短。水工压力管道的主要作用是从坝前水库中将水送到坝后电站,其长度一般长度都在 500m 以内,而这几乎是热工压力管道长度的下限。

(3)温差小。水工压力管道内的流动是水库深层水,其温度都在 0 ~ 10℃,温度变化低于当地气温的变化。所以,一般认为水工压力管道的最大温度变化量就等于水库当地的最大气温变化。而热工压力管道中流动的液体和气体的温度变化则是相当大的,其最大温差有时甚至可以超过 100℃,需要根据具体工作情况具体分析。

因为水工压力管道和热工压力管道相比,拥有以上特点,所以,在结构上,水工波纹管伸缩节也和热工波纹管伸缩节有着较大的差异。

首先,压力管道的直径越大,同样内压下,需要的管道厚度也就越大。增大管道的厚度是比较容易实现的,但是,受当前波纹管制造工艺的限制,相比较而言,要增加波纹管的厚度就比较困难了。在热工波纹管伸缩节中,波纹管单独承受内压的情况比较多,仅在某些特殊情况下使用加强环、均衡环辅助波纹管承受内压。而在水利工程中,很少用波纹管单独承受内压。一般情况下,波纹管外围总附有和压力钢管近似厚度的外套管和波芯体以辅助波纹管承受内压,限制波纹管的径向位移,降低波纹管的环向应力,这是水工波纹管伸缩节与热工波纹管伸缩节最主要的区别。

其次,水工压力管道长度短,温差小,而轴向变位和温差、管道长度都是成正比的,所以水工伸缩节的轴向变位也比较小,对水工伸缩节柔度的要求相对也比较低,从而决定水工波纹管可以采用较简单的形式。从东屋公司和华能波纹管伸缩节设计的相关数据来看,水工波纹管伸缩节的波数都很少。

3　有限元分析加载顺序

上文提到,水工压力管道中,波纹管的外部一般设有波芯体结构和外套管。在内压作用下,波纹管和这些结构之间将发生接触。同时,波纹管的制造和变形过程中,会出现一定的局部塑性。这些都给波纹管伸缩节的分析引入了非线性因素。既然是非线性的,就必须考虑荷载的施加顺序。

波纹管伸缩节的主要荷载为内水压力和由温度变形引起的管道轴向位移荷载。内水压力的施加很简单,当流体充满管道时,管道就受内压作用。但管道的温度变化却相当复杂,轴向位移荷载的施加有很多方式。根据管道长短及管道工作特点确定,最终可以确定水工压力管道的加载顺序应为气温变化引起的轴向位移 + 内水压 + 由水温和气温差引起的轴向位移。按照这样的加载顺序进行分析,可得到比较正确的应力 – 应变分析结果。

4　各种荷载对波纹管应力影响

波纹管伸缩节主要受内水压力、轴向变位和横向变位三种荷载作用,三种荷载都有各自的特点。下文将分别分析以上三种荷载对波纹管应力水平的影响。

4.1　计算模型

本文不能对范围广泛的波纹管伸缩节进行详细分析,故首先须建立一个具有代表性的计算模型,具体参考以下三组数据:湖南东屋公司设计和生产的波纹管伸缩节主要尺寸范围,管道直径 5m ~ 7m,内压 1MPa ~ 2MPa,最大轴向变位 5mm ~ 15mm。南京晨光公司设计和生产的波纹管伸缩节主要尺寸范围,管道直径 1m ~ 7m,内压 1MPa ~ 6MPa,最大轴向变位 10mm ~ 40mm。长江水利委员会为三峡工程设计的波纹管伸缩节,管道直径 12m,内压 1.4MPa,最大轴向变位 15mm,最大横向变位 5mm。

最终选取计算模型为:管径 6m,内压 2MPa,轴向变位 – 30mm ~ 30mm,横向变位 5mm,压力钢管厚度 30mm。

波数增加后,各个波纹承受的水压力并不改变,但每个波纹管的轴向位移荷载和横向位移荷载会有所减小。分析中采用仅有一个波纹的分析模型,其轴向位移荷载和伸缩节整体的位移荷载相同。波芯体材料为聚四氟乙烯,形状变化很大,在计算模型中选取了如图 2 所示的紧密接触型波芯体。波纹

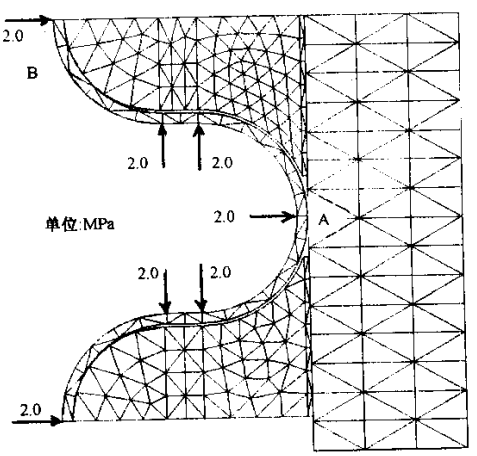

图 2　波纹管伸缩节有限元分析模型

Fig.2　The FEM analysis model of bellow-type expansion joint

管、波芯体都会在外套管上发生轴向滑动，所以模型中外套管的轴向尺寸略大于前两者。

外套管和内套管材料相同，采用 SumiTen 610F 钢材，波纹管的材料为 Ocr18Ni9ti 奥氏体不锈钢。

计算采用 MSC.Nastran 商业程序进行。波纹管伸缩节为一典型的轴对称结构。内压和轴向变位是轴对称荷载，内水压力均布垂直地作用于波纹管单元的迎水面。横向变位属于反对称荷载，整个结构可以采用适合反对称变形的 6 节点三角形轴对称单元进行计算。具体计算模型如图 2 如示。

鉴于钢材一般均以米泽斯(von Mises)应力 $\sigma_s = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1-\sigma_2)^2+(\sigma_1-\sigma_3)^2+(\sigma_3-\sigma_2)^2]}$ 作为判断材料是否屈服的准则，所以，在计算结果中，以米泽斯应力表示波纹管应力状态。

4.2 计算结果分析

首先计算不考虑内水压力的作用下，轴向位移对波纹管应力的影响。计算结果中，应力最大点出现在图 2 中的波纹管上的 A 点，即波纹管离轴心最远的地方，波芯体和外套管上的应力很小。A 点的主应力方向分别为经向，径向，环向，其中径向主应力绝对值最大。

从图 3 中波纹管米泽斯应力和轴向变位的关系曲线可见，两者的大小之间具有一定的线性关系，同样大小的轴向拉伸和轴向压缩所引起的最大应力几乎相同。

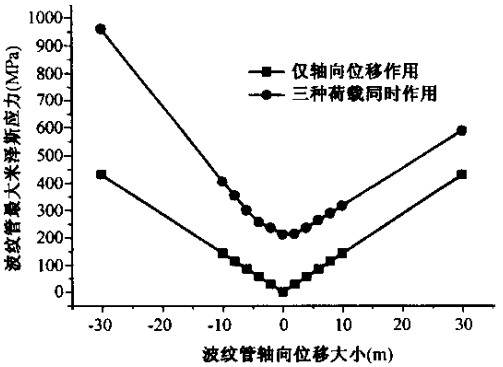

图 3 轴向变位对波纹管应力的影响

Fig.3 The influence of axial displacement on the bellows stress

其次，本文分析了单独考虑内水压力和单独考虑横向变位作用时，波纹管的内部应力。内水压力作用下最大应力等于 213MPa，最大应力点仍为图 2 中 A 点。在横向变位作用下，最大应力仅等于 43MPa，其位置位于图 2 中 B 点，A 点的应力等于 32MPa。考虑到实际结构中，横向变位还可以通过复式波纹管型式予以减弱，可见横向变位对波纹管伸缩节影响极小。

最后，本文分析了在三种荷载同时作用时，轴向变位对波纹管结构应力的影响，具体结果见图 3。最大米泽斯应力同样出现于图 2 中 A 点。A 点的 3 个主应力方向分别为径向、轴向(经向)、环向，其中以环向主应力绝对值最大。三种荷载耦合后，在轴向位移等于 $-10\text{mm} \sim 10\text{mm}$ 时，内水压力对波纹管的应力起主要作用，增加轴向位移荷载后，应力增量和轴向位移增量呈正比。超过此范围，材料屈服。

如果波纹管伸缩节采用多波形式，各个波纹将分担轴向变位荷载和横向变位荷载，两者对波纹管最大结构应力的影响将变得更小。所以，可以近似得出结论，内水压力对波纹管伸缩节结构的应力水平起着决定性作用[4]。

5 结构设计参数[3~5]

波数、波高、波长的增加都将降低波纹管的轴向刚度，增加波纹管的柔性。波数、波深高增加也将在一定程度上增加制造难度。在多波情况下，还需要专门考虑波芯体结构的设计，使得轴向位移能够均匀分配给各个波纹。根据前面的分析，水工波纹管中内水压力对波纹管的应力起主要作用。结合东屋公司的生产经验，建议设计中首先考虑采用单波或者波数较少的波纹管。如果轴向位移对波纹管应力影响较大，再考虑适当增加波纹管波数。

波纹管伸缩节的钢结构总厚度，等于压力钢管 + 外套管 + 两者之间其它结构(止水，波芯体等)的厚度，一般情况下，其值都在 1 ~ 4 倍内套管厚度的范围之内。通常波纹管的波谷是和内套管的内表面焊接在一起的，其波峰不可能超过外套管。这样，就从结构上限制了波纹管高度为 1 ~ 3 倍的压力钢管厚度。考虑到波纹管形状中，波长和波高的不宜相差过大，建议波长也采用 1 ~ 3 倍的钢管厚度。

波纹管厚度的变化，将影响整个波纹管伸缩节结构。但根据现有分析结果可知，由于波纹管径向受到波芯体和外套管的约束，其径向位移和环向应力与波纹管厚度的关系不大，而且，厚度的增加同时会导致波纹管刚度的增加，提高波纹管受轴向位移荷载作用时的经向应力。根据分析，对图 2 所示模型，当波纹管厚度增加到 9mm，即由压力钢管厚度的 0.1 倍增加到 0.3 倍时，在同样三种荷载同时作用下，结构的最大米泽斯应力仅减小 10% 左右。由此可见，纯粹增加波纹管厚度对于增加水工波纹管伸缩节的安全性并没有多大作用。同时，厚度增加，也会提高波纹管伸缩节的制造难度，因此，建议波纹管厚度等于 0.1 ~ 0.15 倍的压力钢管厚度。

6　最佳安装温度和初始间隙的选择

套筒式伸缩节的内外套管之间通过止水材料而连接成一体，其安装比较简单，安装温度对于伸缩节的工作应力影响不大，不需太多分析。

但是，波纹管伸缩节和其它管段之间是通过焊接而连接成一体的，焊接的质量对波纹管伸缩节功能的正常发挥有很大的作用。结构吊装时，伸缩节和其它管段之间总留有一定的间隙。焊接时，需要采取施加预应力，或者温度控制的方法，消除这段间隙，从而方便施工人员进行焊接。分析可知，间隙的大小将对伸缩节的安装难度，以及整个结构能够否获得最安全的工作应力和最优良的使用效果都起到相当大的作用。下文将对此进行具体讨论，以确定间隙大小并最获得适合安装温度的方法。

设伸缩节安装温度为 T_S，在不受任何外力情况下，伸缩节和其它管段间的初始间隙为 δ。焊接时，焊缝的收缩变位为 δ_h，其值约等于 0.1 倍的钢管厚度。

伸缩节的长度相对于整个管段的长度是很小的，故可忽略伸缩节本身的温度变形。同时，伸缩节的刚度远小于其它管段的刚度，又和其它管段相连接，所以近似可以认为其它管段的温度变形全部由伸缩节承担。

根据温度变形理论，其它管段的温度变形 $\varepsilon = \alpha \times l \times (T_w - T_S)$，其中 α，l 分别表示其它管段的钢材线膨胀系数和长度，T_w 为管道的工作温度。

至此可得，无内压作用时，伸缩节的两端的轴向变位荷载 $d_s = \delta + \delta_h - \varepsilon$。

然而，实际上最危险应力总是内水压力和轴向变位荷载耦合的结果。内水压力对伸缩节两端的位移，尤其是波纹管两端的轴向变位荷载是有比较大的影响的。如图 1 所示，伸缩节结构的厚度（等于压力钢管、外套管、止水层的之和）要大于压力钢管的厚度。内压作用下管道的径向变形与管道厚度成反比，因此，内压作用下，其它管段的径向变形趋势大，而伸缩节本身的径向变形趋势小。这样，其它管道和伸缩节相互作用，就会使伸缩节受到弯矩作用。最终效果表现为伸缩节结构内层受轴向拉力伸长，外层受轴向压力缩短。因此，位于伸缩节内层的波纹管轴向变位荷载 $d_s = \delta + \delta_h - \varepsilon + \delta_w$，其中，$\delta_w$ 为波纹管受内压影响产生的轴向变位荷载。

表 1 中，分别列出了华能公司为三峡工程设计的波纹管伸缩节在无内水压作用和有内水压力作用时，最大结构应力以及波纹管两端实际相对变位随伸缩节两端轴向变位而变化的情况。从表中所列数据中，可以很清楚的看出 ε_w 的存在，例中 $\varepsilon_w \approx 4$mm。

表 1　华能波纹管伸缩节模型整体分析结果

Table 1　The entire analysis result of bellow-type expansion jointS designed by Hua Neng Corp.

伸缩节两端轴向变位(mm) $\delta + \delta_h - \varepsilon$	无内水压力作用		内水压力作用	
	最大米泽斯应力 (MPa)	波纹管两端实际相对位移(mm) $\delta + \delta_h - \varepsilon + \delta_w$	最大米泽斯应力 (MPa)	波纹管两端实际相对位移(mm) $\delta + \delta_h - \varepsilon + \delta_w$
拉伸 8	172	7.548	290	11.915
拉伸 6	129	5.661	254	10.015
拉伸 4	86.2	3.775	221	8.119
拉伸 2	43.1	1.888	187	6.204
无轴向变化	0	0	156	4.304
压缩 2	43.1	−1.886	139	2.413
压缩 4	86.3	−3.773	140	0.508
压缩 6	129	−5.661	152	−1.393
压缩 8	173	−7.546	185	−3.26

根据前面的分析，当波纹管最大的结构应力等于分别受到最大轴向拉伸和最大轴向压缩作用时，两个最大结构应力中较大值，具体如式(1)所示。

$$\sigma_{\max} = \max[\sigma(\delta + \delta_w + \delta_h - \alpha \times l \times (T_C - T_S)), \sigma(\delta + \delta_w + \delta_h - \alpha \times l \times (T_H - T_S))] \quad (1)$$

公式(1)中的 T_H，T_C 分别为伸缩节的最高工作温度，最低工作温度。

$\sigma(\delta + \delta_w + \delta_h - \alpha \times l \times (T_C - T_S))$，$\sigma(\delta + \delta_w + \delta_h - \alpha \times l \times (T_H - T_S))$ 是完全相关的，一方的增加必然导致另一方的减小。如果能够通过对这两者的控制，使得 $\sigma_{\max} = \sigma(\delta + \delta_w + \delta_h - \alpha \times l \times (T_H - T_S)) = \sigma(\delta + \delta_w + \delta_h - \alpha \times l \times (T_C - T_S))$ 就可以获得最佳的安全效果。而公式(1)中可以控制的因素有安装温度 T_S 和伸缩节和其它管

段之间的安装间隙 δ。

从减少安装困难的角度分析,安装间隙 δ 的大小应能够使整个伸缩节比较方便地放入其它管段中,又能很方便地通过加温或者加拉力的方式使伸缩节和其它管段紧密相连,从而便于焊接。所以,最理想的安装间隙 δ_{opt} = 3mm ~ 5mm,此间隙值也是最小的安装间隙值,只能增加不能减小。

施工气温选择的余地相对较大,而且容易进行控制。所以,施工中,建议先确定 δ_{opt},然后代入公式(1)进行计算。计算中,如果忽略同样大小的轴向拉伸和轴向压缩作用下,最大结构应力的差别,则最终可得求取最佳安装温度的简化公式 $T_S = \frac{T_H + T_C}{2} - \frac{\delta_w + \delta_{opt} + \delta_h}{\alpha \times l}$。

7 小结

本文通过理论和有限元分析,证明在水工波纹管伸缩节中,内水压力为其主要作用。在此基础上,根据计算分析,对波纹管结构的设计安装提出以下建议:

(1)在波数的选择上,建议首先考虑波数较少的简单形式。波纹管的波高和波长设计以 1 ~ 3 倍内套管厚度为宜。波纹管本身厚度对其承载时的应力影响不很显著,采用 0.1 ~ 0.15 倍的内套管厚度即可。

(2)为减小波纹管承受轴向变位时的应力水平,降低轴向位移对提高波纹管伸缩节安全性,对轴向变位进行预分配,波纹管的最佳安装温度为 $T_S = \frac{T_H + T_C}{2} - \frac{\delta_w + \delta_{opt} + \delta_h}{\alpha \times l}$。

参考文献:

[1] 李正良,洪建凡等.波纹管伸缩节在水电站压力管道上的应用[J].水电站设计,2000,16(4).
[2] 李文臣.浅谈压力钢管.波纹管的套管式伸缩节装置在水电厂的应用[J].青海电力,2001,(1):40 ~ 41.
[3] 中国石油化工总公司.中华人民共和国化工部.中华人民共和国机械部.全国压力容易标准化技术委员会.钢制石油化工压力容器设计规定[S].1985 年.
[4] 李永生.波纹管设计[J].管道技术与设计,1993,(2):33 ~ 38.
[5] 刘春生.波形参数对波纹管性能的影响[J].炼油设计,1996,(1):53 ~ 56.